

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO Y DE LA
INFLUENCIA EN EL DESGASTE DE LOS ACEITES
LUBRICANTES DE BAJA VISCOSIDAD EN MCIA



TESIS DOCTORAL
por:
D. Guillermo Miró Mezquita
Director de tesis:
Dr. D. Bernardo Tormos Martínez

València, febrero de 2017

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO Y DE LA INFLUENCIA
EN EL DESGASTE DE LOS ACEITES LUBRICANTES DE BAJA
VISCOSIDAD EN MCIA

Presentada por

GUILLERMO MIRÓ MEZQUITA

En el

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Para la obtención del grado de

DOCTOR INGENIERO INDUSTRIAL

València, febrero de 2017

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO Y DE LA INFLUENCIA EN EL DESGASTE DE LOS ACEITES LUBRICANTES DE BAJA VISCOSIDAD EN MCIA

Realizada por: D. Guillermo Miró Mezquita
Dirigida por: Dr. D. Bernardo Tormos Martínez

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Jesús Benajes Calvo
Secretario: Dr. D. Lino Montoro Moreno
Vocal: Dr. D. Luis Fernández Ruiz-Morón

València, febrero de 2017

Resumen

La situación actual a nivel mundial, enmarcada en un contexto socioeconómico y medioambiental complejo, con diferentes actores y necesidades presentes, requiere un avance continuo hacia la eficiencia energética y las mejoras medioambientales de cara a poder crear un futuro sostenible, así como de un esfuerzo científico y tecnológico para poder alcanzar los objetivos propuestos.

El transporte mediante sistemas propulsivos basados en motores de combustión interna alternativos (MCIA) es uno de los grandes agentes que afectan a la sostenibilidad medioambiental futura. Dentro de la profunda investigación que se realiza en éste ámbito, una de las opciones estudiadas es la del uso de aceites de baja viscosidad (LVO) como opción para el aumento de la eficiencia de los MCIA. Esta tecnología presenta una aportación modesta al objetivo de eficiencia energética, pero la excelente relación coste-beneficio y la facilidad de aplicación al parque automovilístico actual y futuro son dos razones que han impulsado a la industria hacia la investigación en el uso de estos aceites.

Los aceites de baja viscosidad basan su aportación a la mejora de la eficiencia energética en la reducción de las pérdidas mecánicas asociadas a la fricción viscosa en régimen hidrodinámico. Así, se consigue reducir el consumo de energía utilizado para hacer funcionar el sistema, y lleva asociada una reducción de las emisiones contaminantes para el mismo desempeño.

La hipótesis de aplicación de los aceites de baja viscosidad están bien fundamentadas, pero existen una serie de incertidumbres alrededor de la aplicación de los aceites de baja viscosidad en MCIA a día de hoy. Por un lado, es posible esperar una modificación del comportamiento tribológico en el propio MCIA, así como una variación del propio comportamiento del lubricante que en último lugar podría provocar una reducción del período de vida útil del mismo, un fallo temprano de lubricación u otras consecuencias difíciles de prever. Además, la bajada de viscosidad puede aumentar el fenómeno de desgaste, por lo que existe también un interés en la cuantificación y diagnóstico de manera continua y remota del estado del sistema lubricado.

Así, en esta Tesis se ha realizado un conciso trabajo de revisión del estado del arte de la tribología aplicada a MCIA y de los aceites lubricantes, poniendo especial interés en el desarrollo de la idea de los aceites de baja viscosidad. A continuación, y con el apoyo de un conjunto de técnicas analíticas físico-químicas aplicadas a diagnosticar el estado del aceite lubricante, se han planteado una serie de estudios desde diferentes ámbitos para poder profundizar en el conocimiento del comportamiento del aceite y de su influencia en el desgaste en MCIA.

Los diferentes resultados obtenidos señalan que la aplicación de los aceites de baja viscosidad en MCIA es una alternativa viable y exitosa, ya que los resultados obtenidos en los diferentes ensayos realizados validan el comportamiento de esta opción, y abre una línea de posibilidades de investigación alrededor de futuras mejoras y de desarrollo de la tecnología.

Resum

La situació actual a nivell mundial, emmarcada en un context socioeconòmic i mediambiental complex, amb diferents actors i necessitats presents, requereix d'un avanç continu cap a l'eficiència energètica i les millores mediambientals de cara a poder crear un futur sostenible, així com d'un esforç científic i tecnològic per poder assolir els objectius proposats.

El transport mitjançant sistemes propulsius basats en motors de combustió interna alternatius (MCIA) és un dels grans agents que afecten la sostenibilitat mediambiental futura. Dins de la profunda investigació que es realitza en aquest àmbit, una de les opcions estudiades és la de l'ús d'olis de baixa viscositat (LVO) com a opció per a l'augment de l'eficiència dels MCIA. Aquesta tecnologia presenta una aportació modesta a l'objectiu d'eficiència energètica, però l'excel·lent relació cost-benefici i la facilitat d'aplicació al parc automobilístic actual i futur són dues raons que han impulsat a la indústria cap a la investigació en l'ús d'aquests olis.

Els olis de baixa viscositat basen la seva aportació a la millora de l'eficiència energètica en la reducció de les pèrdues mecàniques associades a la fricció viscosa en règim hidrodinàmic. Així, s'aconsegueix reduir el consum d'energia utilitzat per fer funcionar el sistema, i porta associada una reducció de les emissions contaminants per a l'obtenció del mateix resultat.

Les hipòtesis d'aplicació dels olis de baixa viscositat estan ben fonamentades, però hi ha una sèrie d'incerteses al voltant de l'aplicació dels olis de baixa viscositat en MCIA a dia de hui. D'una banda, és possible esperar una modificació del comportament tribològic en el propi MCIA, així com una variació del propi comportament del lubricant que en últim lloc podria provocar una reducció del període de vida útil d'aquest, una fallada de lubricació primerenca o altres conseqüències difícils de preveure. A més, la baixada de viscositat pot augmentar el fenomen de desgast, pel que existeix també un interès en la quantificació i diagnòstic de manera contínua i remota de l'estat del sistema lubricat.

Així, en aquesta Tesi s'ha realitzat un concís treball de revisió de l'estat de l'art de la tribologia aplicada a MCIA i dels olis lubricants, posant especial interès en el desenvolupament de la idea dels olis de baixa viscositat. A continuació, i amb el suport d'un conjunt de tècniques analítiques físico-químiques aplicades a diagnosticar l'estat de l'oli lubricant, s'han plantejat una sèrie d'estudis des de diferents àmbits per poder aprofundir en el coneixement del comportament de l'oli i de la seva influència en el desgast en MCIA.

Els diferents resultats obtinguts assenyalen que l'aplicació dels olis de baixa viscositat en MCIA és una alternativa viable, ja que els resultats obtinguts en els diferents assajos realitzats validen el comportament d'aquesta opció, i obre una línia de possibilitats d'investigació al voltant de futures millores i de desenvolupament de la tecnologia.

Abstract

The current socio-economic and environmental context worldwide, with different actors and needs, requires continued progress towards energy efficiency and environmental improvements in order to create a sustainable future, and this implies a scientific and technologic effort to achieve the proposed goals.

Transport by propulsive systems based on reciprocating internal combustion engines (ICE) is one of the major agents affecting future environmental sustainability. Included in the wide research done in this area, one of the options considered is the use of low viscosity oils (LVO) as an option for increasing ICE efficiency. This technology presents a modest contribution to the efficiency target, but the excellent cost-effectiveness ratio and ease of application to current and future vehicle parc are two reasons that has driven towards research into the use of these oils.

The low viscosity oils base their contribution to improving energy efficiency by reducing mechanical losses associated with viscous friction in hydrodynamic regime. This in turn reduces energy consumption to operate the system, and it is associated with a reduction of pollutant emissions for the same performance.

The hypotheses of application of LVO are well founded, but there are a number of uncertainties surrounding the application of low viscosity oils in MCIAs today. On one hand, it is possible to expect a modification of the ICE tribological performance, as well as changes in lubricant performance which ultimately could lead to a reduction in the period of useful life, an early lubrication failure or other consequences difficult to predict. Also, a reduction in viscosity may increase wear production, so there is also an interest in the remote diagnosis of lubricated system status.

In this Thesis a concise review of the state-of-the-art has been done applied to ICE tribology and lubricating oils, with special interest in the low viscosity oils development. Then, a series of different studies have been performed to deepen the understanding of oil performance and its influence on ICE wear, supported by a set of physico-chemical analytical techniques applied to diagnose the state of the lubricating oil.

The different results obtained show that the application of low viscosity oils in ICE is a viable alternative, since the results obtained in the various tests validate the different hypotheses done, and it opens a line of research possibilities around future enhancements and technology development.

*A tota la gent bona que m'ha acompanyat:
s'univers és una festa que ens omple de joia
cada finestra obre un nou matí
ple de llums i ple d'orquestres
ple d'enigmes submarins.
(Antònia Font)*

En aquestes línies voldria agrair a tota una sèrie de persones que han estat presents durant aquesta part de la meua vida.

En primer lloc, voldria agrair de manera especial al meu tutor/director Bernardo Tormos, sense la teua dedicació, paciència i consell no hagués sigut possible arribar fins ací, i també a Vicente Macián per la seua ajuda. A continuació, voldria donar-li les gràcies també al Departament de Màquines i Motors Tèrmics, amb una menció especial a Francisco Payri i José Maria Desantes, per haver-me permès format part d'aquest prestigiós centre d'investigació i dotar-me dels recursos tècnics, humans i econòmics necessaris per al desenvolupament d'aquest treball.

Voldria donar les gràcies per tot el que he après a tota la gent en la que he col·laborat durant aquests anys en el Departament: professors, tècnics, informàtics, administratius, estudiants... Així com a altres Departaments de la UPV amb els que hem interactuat, especialment a Ángel Maquieira del Departament de Química i a la gent del Departament d'Enginyeria Mecànica i de Materials.

Per altra banda, m'agradaria donar les gràcies pel suport i les orientacions a totes les empreses que han format part d'aquest projecte, i a les persones responsables: Tomás, Luis, Isaac i Ernesto, entre altres. Gràcies per fer-ho fàcil.

Gràcies també a totes les persones que van fer de les estades a l'estranger una font de coneixement i de creixement personal i professional: Giuseppe i la colla de Mecoil, i Hannes amb el grup a Virtual Vehicle. Grazie mille! Danke schön!

Voldria agrair de manera molt especial a les persones amb les que he treballat dia a dia, aquesta Tesi és també part d'elles. A Leo i a Jorginho, que em van aguantar des del primer moment escoltant-me i compartint espai i vida. A totes les persones amb qui he portat endavant projectes: Ruth, Lorena, Edu, Dani i Juan Pablo, gràcies per tota l'ajuda! I també a la resta de la "penya" de manteniment que he conegut durant aquests anys: Santi Ballester, Yesid, Santi Andrés, Luis, Xema, Borja, Juanma, David... Amb tots vosaltres ha estat molt més fàcil el dia a dia!

A tots els amics de València, de la carrera i de fora que han estat al meu costat ajudant-me durant aquest procés, i especialment a Miguel i Ausiàs. Una altra manera de veure les coses és possible, i vosaltres sou la prova.

No podria oblidar-me de la meua família, que em van donar l'espenteta per a començar i que han seguit tota aquesta aventura de manera molt pròxima. Crec que açò és la conclusió d'una història de molts anys.

I a Sara... Aquesta història ha sigut possible gràcies a tu, tu has sigut l'aigua que mou la sènia i que rega els camps. Amb llàgrimes de lluita i futur, continue veient aquell camí ple de somnis i somriures al teu costat. Seguirem...

Índice general

Índice general	xv
Índice de figuras	xix
Índice de tablas	xxvi
Nomenclatura	xxix
1 Introducción	1
1.1. Introducción	1
1.2. Objetivos y alcance de la Tesis	5
1.3. Justificación de la Tesis	6
1.4. Planteamiento de la Tesis	7
Referencias	8
2 Fundamentos de tribología en MCIA	9
2.1. Introducción	9
2.2. Fricción en MCIA	12
2.2.1. Definición e introducción	12
2.2.2. Fricción en MCIA	14
2.2.3. Pérdidas mecánicas en MCIA	18
2.3. Lubricación en MCIA	24
2.3.1. Introducción	24
2.3.2. Sistema de lubricación en MCIA	25
2.3.3. La lubricación fluida en MCIA	27
2.4. Desgaste en MCIA	33
2.4.1. Introducción	33

2.4.2.	Mecanismos de desgaste	34
2.4.3.	Desgaste en MCIA	38
2.4.4.	Factores influyentes en el desgaste	41
2.4.5.	Metales y desgaste en MCIA	42
2.4.6.	Consecuencias del desgaste en el lubricante del MCIA	45
	Referencias	53
3	Aceites lubricantes en MCIA	61
3.1.	Introducción	61
3.2.	Aceites lubricantes en MCIA	62
3.2.1.	Historia de los lubricantes líquidos	62
3.2.2.	Funciones de los aceites en MCIA	64
3.2.3.	Formulación de un aceite lubricante de MCIA	65
3.2.4.	Propiedades características de los aceites lubricantes de MCIA	77
3.2.5.	Clasificación y especificaciones de calidad	82
3.2.6.	Aceite lubricante en uso: comportamiento y control	85
3.3.	Aceites de baja viscosidad	92
3.3.1.	Introducción	92
3.3.2.	Contexto de aplicación de los aceites de baja viscosidad	95
3.3.3.	Estado actual de la investigación en aceites de baja viscosidad	101
3.3.4.	Expectativas futuras	104
	Referencias	110
4	Principales técnicas para el análisis del lubricante en MCIA	119
4.1.	Introducción	119
4.2.	Principales técnicas analíticas para aceites lubricantes	119
4.2.1.	Procedimiento de muestreo del aceite	120
4.2.2.	Viscosidad	121
4.2.3.	Valoración potenciométrica y termométrica	132
4.2.4.	Voltamperometría lineal de barrido	135
4.2.5.	Contenido en agua por valoración de Karl-Fischer	138
4.2.6.	Espectrometría ICP-OES	138
4.2.7.	Espectrometría FT-IR	158
4.3.	Análisis del desgaste en MCIA mediante sensores en línea	166
4.3.1.	Introducción	166
4.3.2.	Estudio de las diferentes tecnologías de monitorizado on- line del desgaste en lubricantes	168
4.3.3.	Aplicación de sensores en línea para control del desgaste en MCIA	170
	Referencias	174

5	Estudio del comportamiento de aceites en laboratorio	181
5.1.	Introducción	181
5.2.	Ensayo paramétrico de la viscosidad dinámica HTHS	182
5.2.1.	Diseño del experimento	182
5.2.2.	Resultados experimentales de la viscosidad dinámica HTHS	184
5.3.	Ensayos de caracterización de sensores on-line de desgaste	188
5.3.1.	Definición de los ensayos	188
5.3.2.	Resultados experimentales del sensor Metalscan 3115L . . .	191
5.3.3.	Resultados experimentales del sensor Gill Oil Condition Monitoring Sensor	197
	Referencias	206
6	Prueba de campo de aceites de baja viscosidad en MCIA	207
6.1.	Introducción	207
6.2.	Definición de los ensayos de campo en flota de autobuses	207
6.3.	Resultados de la prueba	212
6.3.1.	Consumo de aceite	214
6.3.2.	Viscosidad dinámica HTHS	215
6.3.3.	Resultados de desgaste	216
6.3.4.	Viscosidad cinemática	219
6.3.5.	Presencia de aditivos antioxidantes (RULER)	221
6.3.6.	Acidez/Basicidad	222
6.3.7.	Oxidación y nitración	224
6.3.8.	Aditivos amínicos/antidesgaste mediante FT-IR	227
6.3.9.	Estudio comparativo de detección de aditivos antioxidantes	229
6.3.10.	Hollín	231
6.3.11.	Otros focos de contaminación	232
	Referencias	233
7	Conclusiones y trabajos futuros	235
7.1.	Conclusiones	235
7.2.	Trabajos futuros	238
	Referencias	240

Índice de figuras

1.1. Contribución a nivel global de los diferentes sectores económicos en cuanto a aporte de los gases de efecto invernadero. Adaptado de [1].	2
1.2. Evolución de las emisiones directas de gases de efecto invernadero del sector del transporte en cada uno de sus modos de transporte a nivel global. Adaptado de [2].	3
2.1. Tribómetro datado en el siglo XVIII. Colección del Museo Galileo, Firenze (Italia).	11
2.2. Esquema simplificado de dos superficies a nivel microscópico.	13
2.3. Relación del coeficiente de fricción con la rugosidad. Adaptado de [10].	13
2.4. Esquema del tribosistema pistón-camisa-segmentos.	15
2.5. Segmentos en un MCIA: A) Segmento de fuego, B) Segmento de compresión y C) Segmento de control del lubricante.	16
2.6. Cojinetes presentes en el MCIA, tanto de bancada como de biela.	17
2.7. Tipologías de contacto leva-válvula en un árbol de levas.	18
2.8. Esquema energético de un MCIA [45].	19
2.9. Descomposición del consumo de energía de un vehículo “light-duty”. Adaptado de [46].	20
2.10. Esquema de un sistema de medida de fricción mediante camisa flotante. Adaptado de [55].	23
2.11. Ejemplo de biela instrumentada para medida de fricción.	24
2.12. Ejemplo de sistema de lubricación a presión de un MCIA. Adaptado de Machinery Lubrication (www.machinerylubrication.com).	26
2.13. Curva de Stribeck-Hersey.	28
2.14. Esquema de los diferentes regímenes de lubricación a nivel superficial.	29
2.15. Descripción de las condiciones del régimen de lubricación hidrodinámica.	30

2.16. Diagrama del coeficiente de fricción a lo largo de una carrera del ciclo del MCIA.	31
2.17. Comportamiento del espesor de película lubricante para un MCIA de 4T. Adaptado de [45].	32
2.18. Representación de los regímenes de lubricación para cada uno de los sistemas tribológicos presentes en el MCIA.	33
2.19. Esquema de las capas superficiales de un metal. Adaptado de [10]. . .	34
2.20. Ejemplo de desgaste adhesivo.	35
2.21. Ejemplo de desgaste abrasivo.	36
2.22. Ejemplo de desgaste por fatiga de contacto.	37
2.23. Partículas de desgaste normal alineadas por el efecto de campo magnético.	46
2.24. Partículas de deslizamiento.	48
2.25. Partículas de corte.	48
2.26. Fragmentos de fatiga.	49
2.27. Partículas laminares.	50
2.28. Partículas esféricas metálicas de desgaste.	50
2.29. Partícula de óxido oscuro.	51
2.30. Partículas de óxido rojo.	51
2.31. Partícula de óxido beta.	52
2.32. Partículas de polvo ambiental: Polvo de silicatos (izq.) y polvo calcáreo (der.)	53
3.1. Período de desarrollo y aplicación de las diferentes familias de aditivos para lubricantes. Adaptada de [4].	63
3.2. Esquema simplificado de un proceso de refinado del petróleo y obtención de bases lubricantes. Adaptado de [3].	67
3.3. Estructura química del ZDDP (dialquil-ditiofosfato de zinc).	75
3.4. Ejemplo de comportamiento de un aditivo mejorador del índice de viscosidad.	76
3.5. Comportamiento de las cadenas poliméricas en función del esfuerzo cortante exigido.	76
3.6. Sistema de definición de la viscosidad dinámica.	78
3.7. Variación de la viscosidad dinámica con la temperatura (izq.) y presión (der.).	79
3.8. Comportamiento viscoso de un aceite no-newtoniano y regiones de cizallado habitual en MCIA.	80
3.9. Esquema y ecuación para el cálculo del IV de un aceite.	80
3.10. Clasificación de las técnicas analíticas del aceite lubricante.	86
3.11. Evolución general de la medida del contenido ácido y de la reserva básica en un aceite. Adaptado de [34].	88

3.12. Esquema del proceso de contaminación de un aceite lubricante.	89
3.13. Límites históricos de emisiones de CO ₂ en MCIA “light-duty” para diferentes regiones del mundo. Adaptado de [39].	93
3.14. Evolución del precio del gasóleo en el estado español de 1960 a 2011. Adaptado de [41].	94
3.15. Relación entre coste de implementación y beneficio de ahorro de combustible para diferentes soluciones tecnológicas. Adaptado de [47].	96
3.16. Estrategias de funcionamiento de los aceites de baja viscosidad.	97
3.17. Ejes de importancia para el aceite lubricante de MCIA en la normativa ILSAC.	99
3.18. Evolución de los grados SAE presentes en el mercado de EEUU para el segmento de trabajo pesado. Adaptado de [99].	103
3.19. Variación del índice de viscosidad en la curva de viscosidad de aceites lubricantes y aplicación de los límites SAE J300.	106
3.20. Explicación de la distinción entre especificaciones de la categoría API PC-11. Adaptado de [113].	107
4.1. Sistema de extracción de la muestra de aceite usado.	121
4.2. Tipologías de viscosímetros capilares: 1-Ostwald, 2-Ubbelohde, 3-Cannon-Fenske y 4-Houillon.	123
4.3. Viscosímetro semiautomático basado en el sistema Houillon Simple-Vis+ de Cannon Instrument Co.	123
4.4. Viscosímetro HTHS TBS, de Tannas Co.	126
4.5. Viscosímetro TPV, de Ravenfield Inc.	128
4.6. Viscosímetro capilar HTHS, de Cannon Instrument Co.	129
4.7. Instalación del viscosímetro HTHS.	130
4.8. Esquema de funcionamiento del viscosímetro capilar HTHS.	131
4.9. Diagrama de flujo de la medida de viscosidad HTHS mediante el viscosímetro capilar.	132
4.10. Desarrollo teórico ideal de una valoración potenciométrica.	133
4.11. Esquema de un valorador potenciométrico automático.	134
4.12. Desarrollo ideal de una valoración termométrica exotérmica (izq.) y endotérmica (der.).	135
4.13. Valorador termométrico Titrotherm 859 (Metrohm AG).	135
4.14. Equipo voltamperométrico RULER (Fluitec).	137
4.15. Ejemplo de voltamperograma. Adaptado de RULER.	137
4.16. Esquema de un sistema Karl-Fischer de valoración coulombiométrica.	139
4.17. Espectro de emisión del aluminio.	141
4.18. Rangos de temperatura en el plasma.	142
4.19. Eficiencia de detección según el tamaño medio de partículas [32].	145

4.20. Representación esquemática de la formación del plasma.	146
4.21. Nebulizadores neumáticos: (a) nebulizador concéntrico; (b) nebulizador de flujo cruzado; (c) nebulizador Babington.	148
4.22. Ejemplo de nebulizador ultrasónico.	148
4.23. Cámara de nebulización ciclónica (izq.), tipo concéntrica de paso doble (centro) y tipo concéntrica de paso simple (der.)	149
4.24. Antorcha de cuarzo para configuración radial.	150
4.25. Diagrama de los flujos de argón que circulan por la antorcha [35].	150
4.26. Configuración radial y axial de la antorcha.	151
4.27. Configuración típica de una medida <i>dual view</i>	152
4.28. Policromador con diseño Paschen-Runge.	153
4.29. Montaje óptico tipo Echelle.	154
4.30. Montajes de monocromadores Czerny-Turner (a) y Ebert (b).	154
4.31. Espectrómetro <i>Thermo Scientific iCAP 7400 Radial</i>	156
4.32. Diagrama general de un nebulizador neumático V-groove (arr.) e imagen real (abaj.).	157
4.33. Cámara de nebulización de doble paso para muestras orgánicas.	157
4.34. Piezas de la antorcha (izq.) y antorcha montada (der.).	158
4.35. Espectro electromagnético.	159
4.36. Ejemplo de tipos de vibración fundamental de una molécula.	160
4.37. Esquema de un espectrómetro de FT-IR.	160
4.38. Ejemplo de un espectro FT-IR de un aceite lubricante.	161
4.39. Longitudes de onda de absorción de distintos grupos funcionales [38].	162
4.40. Definición de un pico según metodologías de medida de FT-IR.	164
4.41. Espectro con línea base simple (izq.) y línea base doble (der.).	164
4.42. Espectrómetro FT-IR y características del mismo.	165
4.43. Distribución de partículas asociadas a diferentes estados de desgaste en una multiplicadora de aerogenerador [57].	167
4.44. Forma de la señal de detección del MetalSCAN, tanto para partículas ferrosas como no ferrosas.	171
4.45. Esquema de funcionamiento del MetalSCAN 3115L.	172
4.46. MetalSCAN 3115L.	172
4.47. Sensor de detección de desgaste Gill Sensors Oil Condition Monitoring Sensor.	174
5.1. Banco de ensayo de cizallado del aceite lubricante.	184
5.2. Resultados de viscosidad dinámica HTHS obtenidos de los diferentes aceites nuevos respecto a las bases lubricantes empleadas.	185
5.3. Resultados obtenidos de los diferentes aceites lubricantes referentes al ensayo de dilución.	186

5.4. Resultados obtenidos de los diferentes aceites lubricantes referentes al ensayo de oxidación térmica.	186
5.5. Resultados obtenidos de los diferentes aceites lubricantes referentes al ensayo de cizallado.	187
5.6. Imágenes de las partículas utilizadas en los experimentos de caracterización del sensor.	189
5.7. Banco de ensayos del sensor MetalSCAN.	190
5.8. Banco de ensayos de caracterización del sensor Gill.	191
5.9. Ensayo en vacío del sensor Metalscan 3115L.	192
5.10. Ensayo correspondiente a una partícula en el sensor Metalscan 3115L.	193
5.11. Resultados de la prueba de sensibilidad del sensor Metalscan 3115L. .	193
5.12. Resultados de la prueba de contaje de hierro con el sensor Metalscan 3115L.	194
5.13. Resultados de la prueba de desgaste del cobre en el sensor Metalscan 3115L.	195
5.14. Resultados de la prueba de desgaste de cobre-hierro en el sensor Metalscan 3115L.	196
5.15. Resultados del canal fino en la prueba en vacío del sensor GILL. . . .	197
5.16. Resultados del canal grueso en la prueba en vacío del sensor GILL. . .	197
5.17. Resultados del canal fino de la prueba en vacío según el diámetro para el sensor GILL.	198
5.18. Resultados del canal grueso de la prueba en vacío según el diámetro para el sensor GILL.	198
5.19. Prueba de interferencia del sensor GILL.	199
5.20. Resultados de la prueba con cobre del sensor GILL.	200
5.21. Resultados de la prueba 8 en aceite del sensor GILL.	200
5.22. Resultados del canal fino en la prueba en aceite del sensor GILL. . . .	201
5.23. Resultados del canal grueso en la prueba en aceite del sensor GILL. . .	202
5.24. Prueba de sensibilidad variable en aceite del sensor GILL.	203
5.25. Resultados del canal fino en las pruebas de sensibilidad variable del sensor GILL.	204
5.26. Resultados del canal grueso en las pruebas de sensibilidad variable del sensor GILL.	204
6.1. Procedimiento de muestreo nocturno de la flota.	211
6.2. Cálculo de los rellenos de aceite para cada tecnología de los MCIA: Diesel I (izquierda), Diesel II (centro) y Gas I (derecha).	215
6.3. Resultados de la viscosidad HTHS para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).	216
6.4. Contenido de hierro de los aceites referencia en la prueba.	217

6.5. Resultados de contenido de hierro en los aceites del MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	217
6.6. Contenido de plomo en el aceite B (10W40) y en el aceite C (5W30) para el MCIA Diesel II (izq.) y contenido de plomo en el aceite B (10W40) y en el aceite D (5W30) para el MCIA Gas I (der.)	218
6.7. Concentración de metales de desgaste en MCIA de Gas I con aceite B (10W40) (izq.) y aceite D (5W30) (der.) frente al contenido de silicio.	219
6.8. Resultados de la viscosidad cinemática a 40°C durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	220
6.9. Resultados de la viscosidad cinemática a 40°C durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	220
6.10. Resultados de la viscosidad cinemática a 100°C durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	221
6.11. Resultados de la viscosidad cinemática a 100°C durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	221
6.12. Resultados del contenido de aditivos antioxidantes durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	222
6.13. Resultados del contenido de aditivos antioxidantes durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	222
6.14. Resultados del número ácido (TAN) durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	223
6.15. Resultados del número ácido (TAN) durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	223
6.16. Resultados del número básico (TBN) durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.) . . .	224
6.17. Resultados del número básico (TBN) durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	224
6.18. Resultados de oxidación durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	225
6.19. Resultados de oxidación durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	225
6.20. Resultados de nitración durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	226
6.21. Resultados de nitración durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	226
6.22. Resultados de la medida de aditivos amínicos durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.)	227
6.23. Resultados de la medida de aditivos amínicos durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.)	227

6.24. Resultados de la medida de aditivos antidesgaste durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der).	228
6.25. Resultados de la medida de aditivos antidesgaste durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).	228
6.26. Identificación de los diferentes aditivos presentes en el voltamperograma para su cuantificación.	229
6.27. Resultados de la comparativa de medida de aditivos amínicos, para los diferentes aceites involucrados en la prueba.	230
6.28. Resultados de la comparativa de medida de aditivos antidesgaste, para los diferentes aceites involucrados en la prueba.	231
6.29. Resultados de la medida de hollín durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.) y Diesel II (der.).	232

Índice de tablas

2.1. Modos de desgaste más habituales para los diferentes elementos tribológicos del MCIA. Adaptado de [84].	39
2.2. Procedencia más habitual de los metales existentes en el lubricante. . .	47
3.1. Variación en las propiedades del crudo entre yacimientos. Adaptado de [2].	66
3.2. Clasificación de las bases lubricantes según API. Adaptado de [6]. . . .	69
3.3. Parámetros de control de un aceite base lubricante.	70
3.4. Tipos de detergentes aplicados en lubricantes de MCIA.	72
3.5. SAE J300: Engine Oil Viscosity Classification, actualizada en enero de 2015	84
3.6. Parámetros que alteran el valor de viscosidad.	87
3.7. Factores que modifican el punto de inflamación del aceite lubricante. .	90
3.8. Límites de concentración (en ppm) de algunos elementos y para algunos fabricantes de motores [34].	92
3.9. Grados recomendados para los MCIA de vehículo ligero en 2010 y 2020 para diferentes fabricantes. Adaptado de [97].	103
4.1. Rangos de operación para el viscosímetro CCS.	124
4.2. Rangos de operación para el viscosímetro MRV.	125
4.3. Especificaciones del viscosímetro HTHS de Cannon Instrument Co. . .	130
4.4. Técnicas de espectrometría atómica.	140
4.5. Límites de detección (en ppm) para diferentes tecnologías de espectroscopia: Absorción atómica de llama (Flame AA), Absorción atómica en horno de grafito (GFAA), ICP-OES e ICP-Espectrometría de masas (ICP-MS).	144
4.6. Características del espectrómetro iCAP 7400 Radial.	156

4.7. Regiones del infrarrojo.	159
4.8. Resumen de las metodologías de medida utilizadas para FT-IR.	165
4.9. Características básicas del sensor MetalSCAN 3115L.	173
4.10. Características básicas del sensor Gill Sensors Oil Condition Monitoring Sensor.	174
5.1. Propiedades de las bases lubricantes utilizadas.	182
5.2. Propiedades de los aditivos VII utilizados.	182
5.3. Formulaciones experimentales utilizadas en la prueba.	183
5.4. Partículas utilizadas en los experimentos de caracterización del sensor MetalSCAN.	188
5.5. Plan de ensayos del sensor MetalSCAN.	191
5.6. Plan de ensayos del sensor Gill.	192
5.7. Resultados de las tasas de contaje en la prueba de sensibilidad.	194
5.8. Resumen de resultados del sensor MetalSCAN 3115L.	196
5.9. Esquema de las pruebas con aceite realizadas para el sensor GILL.	201
5.10. Resultado de la tasa de recogida de las pruebas en aceite del sensor GILL.	202
5.11. Definición de los ensayos de sensibilidad variable del sensor GILL.	203
5.12. Resultados de la tasa de recogida del sensor GILL en las pruebas de sensibilidad variable.	205
6.1. Descripción de los modelos de autobuses utilizados en la prueba.	209
6.2. Características de los aceites lubricantes de MCIA utilizados en la prueba.	210
6.3. Distribución de los autobuses en la prueba.	210
6.4. Técnicas analíticas de aceites de MCIA utilizadas para el análisis de las muestras obtenidas.	213
6.5. Características de los aceites lubricantes de diferencial utilizados en la prueba.	213
6.6. Tabla de ensayos realizados para las muestras obtenidas de aceites de diferencial.	214
6.7. Evolución de metales de desgaste para cada categoría estudiada.	219

Nomenclatura

Acrónimos

- pme* Presión media efectiva.
pmi Presión media indicada.
pmpm Presión media de las pérdidas mecánicas.
ACEA *Association des Constructeurs Européens d'Automobiles.*
AES *Atomic Emission Spectrometry.*
API *American Petroleum Institute.*
ASTM *American Society for Testing and Materials.*
CCMC *Comité des Constructeurs du Marché Commún.*
CCS *Cold Cranking Simulator.*
CEC *Coordinating European Council.*
CM *Condition Monitoring.*
DIN *Deutsches Institut für Normung.*
GM *General Motors.*
GNC Gas Natural Comprimido.
HTHS *High Temperature High Shear.*
ICP *Inductively Coupled Plasma.*
ILSAC *International Lubricants Standardization and Approval Committee.*
IP *Institute of Petroleum.*
IPCC *International Panel on Climate Change.*
ISO *International Organization for Standards.*
IV Índice de viscosidad.
JASO *Japanese Automotive Standards Organization.*

- JAST *Japanese Society of Tribologists.*
- JOAP *Joint Oil Analysis Programme.*
- MCIA *Motores de Combustión Interna Alternativos.*
- OEM *Original Equipment Manufacturer.*
- OES *Optical Emission Spectrometry.*
- PAG *Poli-alquilen-glicoles.*
- PAO *Poli-alfa-olefinas.*
- SAE *Society of Automotive Engineers.*
- STLE *Society of Tribologists and Lubrication Engineers.*
- TAN *Total Acid Number.*
- TBN *Total Base Number.*
- VII *Viscosity Index Improver.*
- XRF *X-Ray fluorescence.*
- ZDDP *Zinc-dialquil-ditiofosfatos.*

Capítulo 1

Introducción

1.1. Introducción

Dentro de un contexto socioeconómico y medioambiental cada vez más complejo y con más actores involucrados, existe un creciente interés hacia la eficiencia energética y las mejoras medioambientales de cara a poder crear un futuro equilibrado para la humanidad. Todas estas metas, y las que se derivan de ellas, requieren de un esfuerzo científico y tecnológico para poder alcanzar los objetivos propuestos por los diferentes gobiernos y avanzar hacia un conjunto de la sociedad más sostenible.

Uno de los grandes fenómenos a nivel medioambiental durante las últimas décadas ha sido la constatación de la presencia del cambio climático. El Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático (IPCC) confirma que la influencia humana en el sistema climático es clara y va en aumento, y sus impactos se observan en todos los continentes y océanos [1]. Muchos de los cambios climáticos observados desde la década de 1950 no han tenido precedentes en los últimos milenios. Asimismo, el IPCC señala que está hoy seguro con un 95% de certeza de que la actividad humana es actualmente la causa principal del calentamiento global.

El efecto invernadero está ampliamente relacionado con el calentamiento global. El término “efecto invernadero” se refiere a la retención del calor del Sol en la atmósfera de la Tierra por parte de una capa de gases presentes en la atmósfera. La presencia de los mismos es necesaria ya que sin ellos la vida tal como la conocemos no sería posible, ya que el planeta sería demasiado frío. Por causas antropogénicas la concentración de dichos gases ha aumentado de forma desme-

surada en el último siglo; entre estos gases se encuentran el CO₂, el óxido nitroso o el metano. Las diferentes actividades económicas y sectores productivos aportan sus contribuciones a la generación de gases de efecto invernadero, tal y como se muestra en la Figura 1.1.

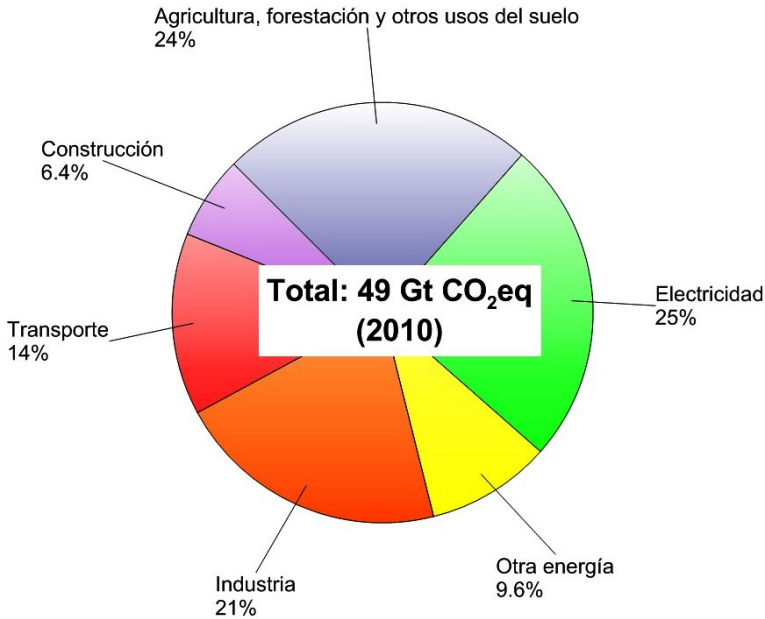


Figura 1.1: Contribución a nivel global de los diferentes sectores económicos en cuanto a aporte de los gases de efecto invernadero. Adaptado de [1].

Ante esta situación, se requiere de una respuesta multilateral basada en la colaboración de todos los países, desde diferentes enfoques y con múltiples actores.

Tal y como se ha observado en el estudio, el sector del transporte representa un significativo 14% de las emisiones globales. Por ello, es importante realizar un desglose atendiendo a las contribuciones específicas por modos de transporte, tal como puede observarse en la Figura 1.2.

Como se puede observar, existe una contribución sustancial del sector del transporte por carretera al total de las emisiones. Además, este es uno de los segmentos que ha presentado mayor crecimiento, por lo que habrá que realizar una gran cantidad de esfuerzos para reducir dicha contribución de cara a cumplir con los objetivos internacionales planteados para su reducción.

Debido al avanzado estado tecnológico de los sistemas de transporte basados en motores de combustión interna alternativos (MCIA), es evidente que la

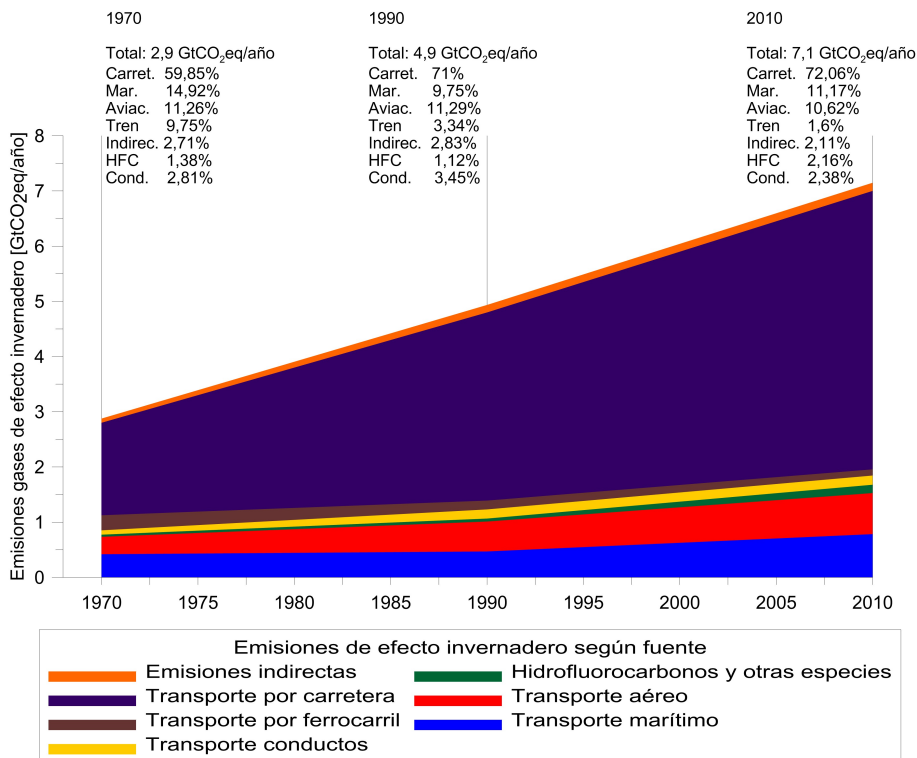


Figura 1.2: Evolución de las emisiones directas de gases de efecto invernadero del sector del transporte en cada uno de sus modos de transporte a nivel global. Adaptado de [2].

solución a dicho problema va a tener que ser combinación de múltiples alternativas, en la mayoría de casos con contribuciones individuales modestas que de forma conjunta puedan ayudar a cumplir el objetivo final. Así, se pueden citar desde esfuerzos por parte de administraciones e instituciones públicas y privadas concienciando al cambio en los diferentes modos de transporte, o mejoras en el diseño y explotación de las propias infraestructuras de transporte [3]. Por otro lado también debe existir un amplio trabajo a un nivel más centrado en el propio vehículo: diseños más aerodinámicos, uso de combustibles alternativos o renovables o mejora de la eficiencia de los mismos.

Dentro de la mejora de la eficiencia de los vehículos, y en concreto de los MCIAs, una de las opciones estudiadas por parte de la industria es la del uso de aceites de baja viscosidad como opción para la reducción de las pérdidas mecánicas de los MCIAs, y por tanto un aumento de la eficiencia energética. El uso de los aceites de baja viscosidad presenta importantes ventajas que lo hacen de alto

interés para su aplicación. A pesar de la relativamente pequeña aportación al objetivo que puede conseguir esta tecnología, la excelente relación coste-beneficio y la facilidad de aplicación al parque automovilístico actual y futuro son dos razones que han impulsado a la industria hacia la tendencia del uso de estos aceites. Existen diferentes estudios que han validado la aplicación de aceites de baja viscosidad y su potencial efecto sobre el consumo de combustible y las consecuentes emisiones [4, 5].

Básicamente, el beneficio producido por estos aceites es debido a una reducción neta de la viscosidad del aceite, produciendo por tanto un menor consumo de energía debido a las pérdidas viscosas asociadas al movimiento del aceite. Esta reducción de energía supone al fin y al cabo una mejora de la eficiencia mecánica del sistema y por tanto, una reducción de las emisiones contaminantes, para la misma energía solicitada.

Sin embargo, existen una serie de incertidumbres alrededor de la aplicación de los aceites de baja viscosidad en MCIA a día de hoy.

Por un lado, el propio MCIA modifica su comportamiento tribológico debido a la presencia de un lubricante de menor viscosidad. Debido a la gran complejidad de los diferentes conjuntos tribológicos presentes en el MCIA, el cambio hacia una viscosidad menor puede aumentar el fenómeno de desgaste, asociado al cambio de régimen de lubricación. Sin embargo, existen diferentes soluciones para minimizar este comportamiento, como el desarrollo de nuevos aditivos lubricantes optimizados a nivel tribológico. En este ámbito, también existe un interés en poder cuantificar este fenómeno de desgaste, y si es posible poder diagnosticarlo de manera continua y remota para poder conocer en todo el momento el estado del sistema lubricado y aumentar su fiabilidad y vida útil.

Por otro lado, el propio aceite sufre también variaciones debido al cambio en las condiciones de trabajo del mismo. Debido a este cambio, es posible esperar unas mayores solicitaciones sobre el lubricante, pudiendo variar el comportamiento de éste y en último lugar, provocar una reducción de su vida útil u otras consecuencias que son difíciles de prever.

Los aceites presentan una serie de funciones que no están directamente relacionadas con la lubricación y que pueden verse afectadas por estos cambios. Por tanto, toda esta fenomenología debe ser analizada en conjunto con las otras propiedades que debe ofrecer el lubricante, ya que el MCIA es un sistema altamente conectado donde el aceite influye en el comportamiento de los sistemas de post-tratamiento y el turbogrupo, por lo que debe considerarse un enfoque amplio sobre el sistema, incluyendo diferentes tipologías de MCIA para poder considerar diferentes configuraciones.

Por tanto, existen una serie de preguntas alrededor de la aplicación de aceites de baja viscosidad y su influencia en el comportamiento correcto del MCIA, que tienen el objetivo de conseguir una mejora en la eficiencia energética y una disminución de las emisiones contaminantes, y que es necesario resolver.

1.2. Objetivos y alcance de la Tesis

Esta Tesis Doctoral se ha centrado en el desarrollo de un estudio del comportamiento y de la influencia en el desgaste de los aceites lubricantes de baja viscosidad en MCIA. Dentro de este trabajo se ha intentado caracterizar diferentes parámetros y situaciones de la relación entre el desempeño de un aceite lubricante de baja viscosidad y su aplicación en un motor de combustión alternativo, y los valores críticos que permiten cuantificar las ventajas y desventajas asociadas. Este estudio ha incluido ensayos en laboratorio y pruebas de campo para validar los resultados esperados.

El desarrollo satisfactorio de esta Tesis ha comprendido la consecución de los siguientes objetivos específicos:

- Realizar un estudio de la situación actual de la investigación y la aplicación de los aceites lubricantes de baja viscosidad en los diferentes segmentos de los MCIA, y establecer una serie de parámetros a controlar para poder estudiar con exactitud este fenómeno.
- Se va a realizar un estudio en laboratorio de la variación de la viscosidad a alta temperatura y alto esfuerzo cortante (HTHS) debido a la afección de diferentes agentes sobre el lubricante, tanto internos como externos. Este parámetro se considera crítico desde el punto de vista del efecto de ahorro de combustible de los aceites de baja viscosidad.
- Con el objetivo de validar el comportamiento de estos aceites de manera experimental, se ha planteado realizar un estudio comparativo en motores MCIA de trabajo pesado. Así, en el trabajo de esta Tesis se va a estudiar el comportamiento a lo largo del período útil de diferentes aceites lubricantes en MCIA, siendo algunos de ellos considerados aceites de baja viscosidad. Dentro de este trabajo, se han considerado diferentes tecnologías de motorización (Diesel y GNC) y diferentes diseños de motor.
- Dentro de esta prueba, se ha realizado un amplio estudio de parámetros de control de aceites lubricantes usados: parámetros de oxidación, nitración, paquetes de aditivos antioxidantes, viscosidad, acidez y efectos de los rellenos. Para ello, se ha aplicado un variado conjunto de técnicas analíticas

dedicadas al análisis de aceites lubricantes de MCIA usados. Así, se ha podido estudiar de manera comparativa el comportamiento del aceite en estos MCIA. Además, para evaluar el fenómeno de desgaste durante la prueba comparativa, se ha realizado la aplicación y puesta en marcha durante la Tesis de la técnica de espectrometría de plasma acoplado (ICP-OES). Durante este trabajo se ha tratado de detectar los parámetros que ofrecen una mayor representatividad de la condición actual del aceite lubricante y que permitan establecer una correlación entre sí.

- Dentro del estudio del fenómeno de desgaste y su monitorización a lo largo del período de uso del aceite, se va a realizar un estudio de validación de diferentes sensores comerciales aplicados en otro ámbito ingenieril para estudiar su adecuación al entorno del MCIA, y proponer unas bases de desarrollo de los futuros sensores.

1.3. Justificación de la Tesis

La aplicación de aceites de baja viscosidad es una tendencia asumida por parte de los diferentes agentes participantes del sistema automovilístico: fabricantes de MCIA y automóviles, empresas de desarrollo de aditivos para aceites lubricantes, empresas fabricantes de lubricantes y consumidores, que cada vez asumen el ahorro de combustible como una necesidad.

La aplicación de estos aceites puede ser inmediata y en todos los segmentos del parque automovilístico tanto actual como futuro. Sin embargo, las posibles consecuencias derivadas de este nuevo escenario tribológico presentan ciertas dudas que es necesario resolver previamente. La vertiginosa velocidad a la que avanza el desarrollo del MCIA requiere que las soluciones que se propongan puedan ser compatibles con el resto de elementos que forman parte de los sistemas actuales, así como adaptarse a las nuevas tecnologías que continuamente aparecen.

Dentro de este desarrollo vertiginoso, existe un interés creciente en realizar una monitorización exhaustiva del MCIA debido al precio acotado de los sensores y un interés en aumentar la solicitud de los MCIA, con estrategias como la reducción de tamaño (*downsizing*), etc. En el ámbito de aplicación de los aceites de baja viscosidad, la monitorización del desgaste tiene un interés creciente, por lo que es necesario desarrollar líneas de investigación que ayuden a la aplicación de sensores para control de desgaste y extensión de la vida del MCIA y del lubricante.

Así, el desarrollo de los objetivos planteados permite avanzar en el conocimiento de los aceites lubricantes de baja viscosidad en MCIA y plantear nuevos retos de futuro con el que conseguir maximizar los objetivos de eficiencia energética y mejora medioambiental.

1.4. Planteamiento de la Tesis

Esta Tesis consta de seis partes, a saber:

La primera parte de la Tesis, en el **Capítulo 2**, muestra una breve introducción a la **tribología**, y en concreto a su aplicación a los MCIA. Dentro se explican las diferentes partes que componen la tribología y se realiza un estudio de los trabajos más avanzados en tribología aplicada a MCIA.

La segunda parte de la Tesis, consignada como **Capítulo 3**, trata en detalle el ámbito de los **aceites lubricantes de baja viscosidad** para MCIA. En primer lugar, se realiza una concisa introducción a los aceites lubricantes de MCIA, para a continuación dar una completa definición de éstos, sus conceptos de aplicación y un estudio del estado del arte en este campo junto con las tendencias futuras. En este capítulo también se introduce el análisis de aceite como herramienta fundamental en el campo de los MCIA para el monitorizado del estado de funcionamiento del tándem aceite lubricante-motor térmico.

La tercera parte, en el **Capítulo 4**, comprende una definición de las características y fundamentos de las **principales técnicas para el estudio del comportamiento de los aceites lubricantes de MCIA**. En este capítulo se puede encontrar una concisa introducción de las técnicas analíticas más actuales para el análisis del aceite lubricante de MCIA. Además, se ha profundizado en la descripción de las técnicas más representativas para el desarrollo de esta Tesis. Además de la presentación de las técnicas experimentales, se realiza una breve introducción a la utilización de sensores en línea para el control del fenómeno de desgaste, una aplicación con gran interés actual y futuro.

El **Capítulo 5** presenta el desarrollo de los **trabajos originales realizados en laboratorio** de esta Tesis, comprendiendo un análisis paramétrico de la viscosidad dinámica HTHS y un estudio de validación de diferentes sensores de desgaste on-line. Para cada trabajo se explican las premisas y las pruebas a realizar, y se presentan los resultados obtenidos, con un minucioso análisis asociado.

En el **Capítulo 6** se presenta el trabajo desarrollado en una **prueba de campo de aceites lubricantes de baja viscosidad en MCIA** desarrollada en motores diesel de trabajo pesado. En este capítulo, se realiza primeramente una explicación del diseño de la prueba, para posteriormente presentar la batería de resultados y sus correspondientes análisis.

Esta Tesis se completa con unas **conclusiones finales y una definición de diferentes trabajos futuros** en los que continuar desarrollando conocimiento, mostrados en el **Capítulo 7**.

Referencias

- [1] IPCC. *Climate Change 2014: Synthesis Report*. Geneve, 2015.
- [2] SIMS, R., R. SCHAEFFER, F. CREUTZIG, X. CRUZ-NÚÑEZ y M. D'AGOSTO. «Transport». *Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Ed. por O. EDENHOFER, R. PICHSMADRUGA, Y. SOKONA, E. FARAHANI y S. KADNER. Cambridge: Cambridge University Press, 2014. Cap. 8.
- [3] ACEA. *Reducing CO₂ emissions from passenger cars and light commercial vehicles post-2020*. Inf. téc. May. Bruxelles: European Automobile Manufacturers' Association - ACEA, 2016.
- [4] MANNI, M. y S. FLORIO. «An Experimental Evaluation of the Impact of Ultra Low Viscosity Engine Oils on Fuel Economy and CO₂ Emissions». *SAE Technical Paper 2013-01-2566* (2013).
- [5] MACIÁN, V., B. TORMOS, S. RUIZ y L. RAMÍREZ. «Potential of low viscosity oils to reduce CO₂ emissions and fuel consumption of urban buses fleets». *Transportation Research Part D: Transport and Environment* 39 (2015), págs. 76-88.

Capítulo 2

Fundamentos de tribología en MCIA

2.1. Introducción

La tribología se considera una ciencia nacida en el siglo XX, ya que su primera mención proviene del Informe Jost [1], un estudio realizado en el Reino Unido en 1960 que investigó la cantidad de dinero equivalente destinada anualmente a vencer las pérdidas de energía asociadas a la fricción y el desgaste. El término tribología se deriva de la palabra griega “tribos”, que representa la fricción, e incluye las ciencias y tecnologías de la interacción de superficies en movimiento relativo. La tribología se divide en tres áreas principales de investigación y aplicación: fricción, desgaste y lubricación. La tribología es, por tanto, una ciencia de carácter multidisciplinario, e incluye conocimientos de ingeniería mecánica (en referencia a elementos mecánicos como cojinetes lisos y de rodillos y engranajes), ciencia de materiales (con investigación sobre su resistencia al desgaste), la tecnología de superficies (con el análisis de la topografía de la superficie y la aplicación de recubrimientos), y la química de lubricantes y aditivos.

Aunque como ciencia tiene menos de un siglo, el conocimiento empírico de ésta lleva desarrollándose desde el principio de la civilización, con el empleo de sustancias lubricantes que reducían la fricción entre elementos. Han sido hallados en Oriente Medio ruedas de carruajes de origen mesopotámico datadas del año 4000 a. C. conteniendo un primitivo cojinete con trazas de arena bituminosa adherida [1]. La civilización egipcia también mostró cierto conocimiento tribológico mediante grabados egipcios donde se representa el vertido de lubricantes líquidos

para facilitar el arrastre de cargas sobre patines de madera, posiblemente agua o aceites vegetales y animales. Los primeros lubricantes eran de origen natural: el primero de todos fue el agua, pero pronto se pasó a las grasas animales (sebo de oveja y vaca) y aceites vegetales (como el aceite de oliva en el Mediterráneo y el aceite de soja en China). Estos lubricantes cumplían con su función principal, pero se degradaban con facilidad.

Las civilizaciones griega y romana desarrollaron numerosos mecanismos que buscaban la reducción de la fricción entre objetos, como el diseño de compuertas sobre cojinetes pivotantes para facilitar su apertura y plataformas giratorias apoyadas sobre esferas de bronce para facilitar su giro.

Una vez finalizada la época correspondiente al Imperio Romano, a lo largo de la Edad Media se realizaron avances en maquinaria agrícola como norias o molinos de viento, con numerosos mecanismos que necesariamente debían ser lubricados. Sin embargo, con la llegada del Renacimiento y de la eclosión de la ciencia destacó principalmente la figura de Leonardo da Vinci. El genio realizó numerosos estudios sobre las leyes que rigen la fricción y el diseño de diferentes tipos de cojinetes y rodamientos.

Un siglo después, Newton planteó y enunció las leyes fundamentales por las cuales se rigen los fenómenos de lubricación, y descubrió en 1687 el principio de la resistencia viscosa de los fluidos.

Otra gran aportación fue desarrollada por Guillaume Amontons (1663-1705), un arquitecto francés transformado en ingeniero, ya que dio a la fricción su primera gran publicidad en 1699 cuando presentó un documento sobre el tema a la Academia Francesa. La ciencia de la mecánica había estado en desarrollo activo desde Galileo (alrededor de 1600) y otros. Amontons ya atisbó la importancia de la tribología [2], y comentaba que:

De hecho, entre todos los que han escrito sobre el tema de las fuerzas que se mueven, probablemente no hay uno solo que haya prestado suficiente atención al efecto de la fricción en las máquinas.

Pero no fue hasta la demostración empírica de las leyes de Da Vinci que comenzó con fuerza el estudio de la tribología. Fue a finales del siglo XVIII cuando Coulomb demostró empíricamente las leyes de Da Vinci y estableció la distinción entre fricción estática y fricción dinámica. La llegada de la Revolución Industrial marcó el desarrollo masivo de la lubricación, junto el descubrimiento del petróleo, a mitad del siglo XIX, empleado inicialmente como combustible y posteriormente como fuente de diferentes compuestos lubricantes. En 1857 aparecieron los primeros equipos trabajando con dispositivos hidráulicos, área donde también ha

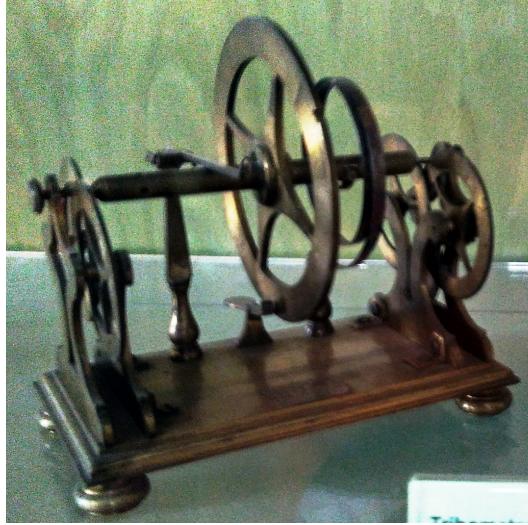


Figura 2.1: Tribómetro datado en el siglo XVIII. Colección del Museo Galileo, Firenze (Italia).

sido importante el empleo de fluidos con propiedades lubricantes. Paralelamente, la invención del motor de encendido provocado por Otto en 1872 y del motor de encendido por compresión por Diesel en 1892, y el desarrollo de las diferentes aplicaciones de éstos (transporte de pasajeros en tren, coche y aviación) supusieron el desarrollo del transporte tanto de personas como de mercancías y en consecuencia, el empleo mayoritario de derivados del petróleo como fuente de energía y como fluidos lubricantes.

Tal y como se ha señalado, durante el siglo XX se fundó la tribología como ciencia y se crearon diferentes sociedades (*Society of Tribologist and Lubrication Engineers* (STLE), *Japanese Society of Tribologists* (JAST), etc) que apoyaron el desarrollo y evolución de ésta.

Uno de los campos donde la tribología ha suscitado un mayor interés es en el ámbito de los motores de combustión interna alternativos, como industria mecánica de gran impacto mundial [3]. Durante el pasado siglo, se ha observado la tribología como una ciencia capaz de influir en el comportamiento del MCIA y mejorar su eficiencia [4], siempre buscando la minimización del consumo energético y maximizando el comportamiento tribológico de los componentes [5-7]. En este capítulo se van a desarrollar los conceptos principales de las tres áreas de la tribología, siempre teniendo en cuenta su aplicación a los MCIA, objeto principal de estudio de esta Tesis doctoral.

2.2. Fricción en MCIA

2.2.1. Definición e introducción

Si existen dos superficies que se encuentran en contacto una con la otra, y hay un movimiento relativo entre ambas, existe un rozamiento. Este rozamiento o fricción presenta una importancia elevada a nivel energético, ya que en general esta energía necesaria para vencer la fricción se considera pérdida energética disponible para ser transformada en trabajo.

Por tanto, se puede definir la fricción como la resistencia al movimiento de un cuerpo en contacto con otro [2]. La definición general de esta fuerza señala que es proporcional a la carga aplicada y no depende del área de contacto. Se considera que existen dos tipos de fricción:

- **Fricción estática:** Es una fuerza que se opone al inicio del movimiento cuando ocurre entre dos cuerpos que aún no se encuentran en movimiento relativo. El rozamiento más elevado tiene lugar instantes antes de que el objeto en cuestión esté a punto de deslizar.
- **Fricción dinámica:** Esta fuerza es la que aparece cuando se arrastra un cuerpo por una fuerza horizontal en movimiento.

La manera clásica de definir y cuantificar el fenómeno de fricción es mediante el coeficiente de fricción [8], que se define como un cociente entre la fuerza F que se requiere para realizar el movimiento y la fuerza normal F_N a la superficie de contacto entre los cuerpos deslizantes, tal y como se muestra en la Ecuación 2.1.

$$f = \frac{F}{F_N} \quad (2.1)$$

El estudio a escala microscópica del fenómeno de la fricción, ha permitido desarrollar una serie de teorías acerca de lo que se conoce como fricción sólida [9]. En general, las superficies sólidas no son nunca perfectamente planas, sino que presentan rugosidades a escala microscópica. Un ejemplo esquemático de esta disposición superficial se muestra en la Figura 2.2.

Así, los picos de las dos superficies en contacto determinan el área real de contacto, que es una pequeña proporción del área aparente de contacto. Evidentemente, el área real de contacto aumenta cuando aumenta la presión (la fuerza normal) ya que los picos se deforman y contactan unos con otros de manera más amplia.

Uno de los factores mecánicos que influye en este proceso es la presión ejercida. Si la carga normal aplicada (F_N) aumenta, lo hace también el acercamiento



Figura 2.2: Esquema simplificado de dos superficies a nivel microscópico.

entre las superficies, y por consiguiente el número de puntos en contacto, que reparten la carga soportada. Si se mueven una respecto a la otra, se crean nuevos puntos de contacto. Por tanto, estas conexiones están constantemente formándose y rompiéndose.

La relación entre la rugosidad y el fenómeno de fricción se puede cuantificar mediante el uso del coeficiente de fricción, tal y como se muestra en la Figura 2.3.

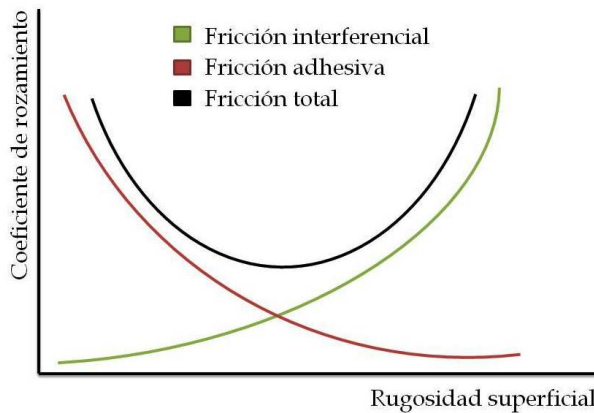


Figura 2.3: Relación del coeficiente de fricción con la rugosidad. Adaptado de [10].

El coeficiente de fricción presenta la superposición de dos comportamientos frente a la rugosidad que modelan su comportamiento en forma de parábola:

- **Fricción interferencial:** Debido a la forma de las superficies en contacto, se producen incrustaciones de los picos con los valles de cada una de las superficies, que deben de ser superadas para poder permitir el movimiento relativo. Este proceso se incrementa cuánto más alta es la rugosidad superficial de los materiales en contacto.

- **Fricción adhesiva:** Las superficies metálicas en contacto presentan fuerzas de atracción que ligan a las moléculas de una superficie con las moléculas de la otra, que tienen que romperse para que el deslizamiento se presente. Si la rugosidad es muy baja, se producen localmente altas presiones en pocos puntos, propiciando que los átomos queden a distancias sensibles a las atracciones del enlace. Bajo estas condiciones, y si los átomos de las superficies lo permiten, se efectúa la microsoldadura. Por tanto, cuando una superficie se mueve frente a la otra, es necesaria energía para romper las interacciones moleculares y las microsoldaduras para poder realizar el movimiento, por lo que este tipo de fricción aumenta cuanto menor es la rugosidad.

La fricción dependerá de la rugosidad de la superficie (microestructura), pero también de factores mecánicos (condiciones de carga, tipo de movimiento, velocidad de deslizamiento) y de las propiedades del material en cuestión (propiedades físicas, composición). Considerando tanto las variables que afectan de manera individual al sistema deslizante como también las externas al sistema en sí, el resultado final es que el sistema tribológico se caracteriza por una elevada complejidad.

2.2.2. Fricción en MCIA

La fricción es un fenómeno que, aunque necesario, introduce una componente de ineficiencia en el comportamiento de todo sistema mecánico, y el MCIA no es ninguna excepción. Dentro de la complicada máquina térmica que es el MCIA, históricamente se ha considerado existen tres grandes zonas del MCIA donde la fricción presenta una importancia muy relevante [3].

2.2.2.1. Pistón-camisa-segmentos

El conjunto del pistón-camisa-segmentos es de vital importancia para el MCIA, ya que es el mecanismo mecánico encargado de transformar la energía química de la combustión en energía cinética del movimiento. Esta zona comprende diferentes elementos del MCIA críticos para el funcionamiento de éste. En concreto, se incluyen los sistemas tribológicos correspondientes al pistón, los segmentos, la camisa del cilindro y el contacto con la biela y el bulón, aunque cada uno tiene una importancia diferente. Un esquema de este tribosistema se muestra en la Figura 2.4.

El pistón es un elemento crítico en el funcionamiento de un MCIA, aunque tribológicamente solo tiene importancia si entra en juego la falda, aplicada am-

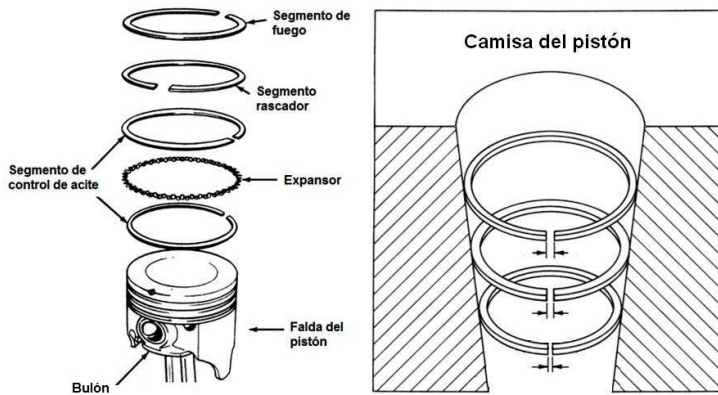


Figura 2.4: Esquema del tribosistema pistón-camisa-segmentos.

pliamente en MCIA modernos. La fricción en la falda del pistón depende del diseño mecánico del MCIA, ya que de esto depende la capacidad de lubricación de ésta. En cambio, el estudio del comportamiento tribológico de los segmentos ha sido un tema de gran interés, demostrado por la gran cantidad de investigaciones realizadas al respecto, agrupadas por Andersson et al. [11].

Los segmentos son seguramente los elementos más complejos desde el punto de vista de la tribología. Inicialmente no existían, aunque después se observó una amplia mejora debido a su aplicación. Normalmente en los MCIA diesel se encuentran tres segmentos con funciones claramente definidas:

- **Segmento de fuego:** Su función principal es la de sellar la cámara de combustión durante el proceso de combustión, y su perfil es axial para facilitar la lubricación. Debido a que este segmento soporta peores condiciones de presión y temperatura, son especialmente diseñados con tratamientos superficiales para aumentar su vida útil.
- **Segmento de compresión:** Principalmente es utilizado para reducir la presión tras el segmento de fuego, así como de regular el consumo del lubricante. Este segmento tiene una menor sollicitación, por lo que la forma puede ser un poco más flexible. Así, la zona superior del segmento ayuda a bombear lubricante hacia la cámara de combustión y el contacto de la zona inferior favorece una acción de rascado del lubricante en la carrera descendente hacia el cárter.
- **Segmento de control de lubricante:** Es el responsable de suministrar y distribuir el lubricante sobre la camisa directamente, devolviendo el exceso de

lubricante hacia el cárter. Habitualmente es un segmento doble pretensado mediante un muelle, lo que le aporta mayor tensión radial. Así, se considera que este segmento contribuye en mayor medida a la fricción que los segmentos de compresión.

Existen diferentes normativas que regulan las dimensiones y materiales de los segmentos presentes en MCIA. En la Figura 2.5 se muestra un diagrama con los diferentes segmentos presentes en el pistón del MCIA.

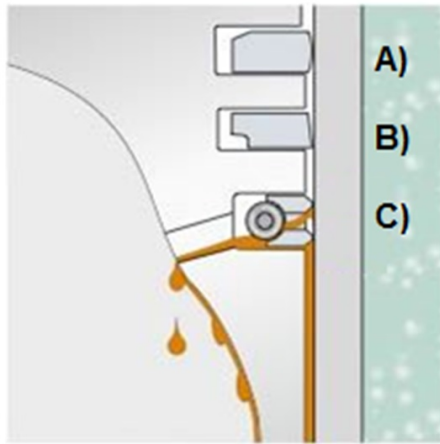


Figura 2.5: Segmentos en un MCIA: A) Segmento de fuego, B) Segmento de compresión y C) Segmento de control del lubricante.

Debido al ciclo termodinámico del MCIA los segmentos están sometidos a variaciones de gran magnitud de carga, velocidad y temperatura, por lo que la fricción entre éstos y el cilindro es extremadamente compleja de definir y estudiar, aunque está controlada por la forma de su sección transversal, los materiales, el lubricante y el acabado del cilindro, así como de la fuerza de pretensión aplicada para su funcionamiento [12]. Tienen una dicotomía inherente a su funcionamiento, ya que deben ser los responsables de sellar la cámara de combustión y realizar la lubricación del sistema, pero al mismo tiempo deben de ofrecer la mínima pérdida energética por fricción posible.

Existen diferentes estudios que confirman que los segmentos son los elementos del sistema especificado que más aportan a la fricción [13-15], razón por la cual se les ha dedicado muchos de los estudios relacionados con el rozamiento en este campo de investigación. Existen trabajos que estudian el comportamiento tribológico de los segmentos, tanto la parte experimental [16-21] como avanzados modelos [22-27] de las condiciones de fricción en éstos.

Por último, la camisa del cilindro es la otra parte del contacto tribológico, donde contactan tanto los segmentos como el pistón. Es la responsable de guiar el pistón a lo largo de toda la carrera, así como de evacuar el calor producido en la combustión que no se puede aprovechar. La investigación en la tribología del cilindro se ha basado durante los últimos años en los diferentes tratamientos superficiales, tanto a nivel del material constructivo [28-31], como con la aplicación de materiales de nuevo desarrollo, como el recubrimiento DLC (*Diamond-like Carbon*) entre otros [32-34].

2.2.2.2. Cojinetes

Los cojinetes son la solución mecánica clásica para soportar el movimiento rotativo entre dos superficies. Los cojinetes presentes en MCIA consisten en dos casquillos colocados en el eje y en el soporte que tienen un movimiento rotatorio concéntrico uno sobre el otro, realizándose un deslizamiento por fricción gobernada por la selección de materiales y lubricantes. Los cojinetes se encuentran principalmente presentes en el cigüeñal, y son los responsables de conectar mecánicamente la biela al cigüeñal y éste a la bancada, para soportar las fuerzas de balanceo relativas a la transformación del movimiento lineal en circular. Un esquema de este sistema se muestra en la Figura 2.6.

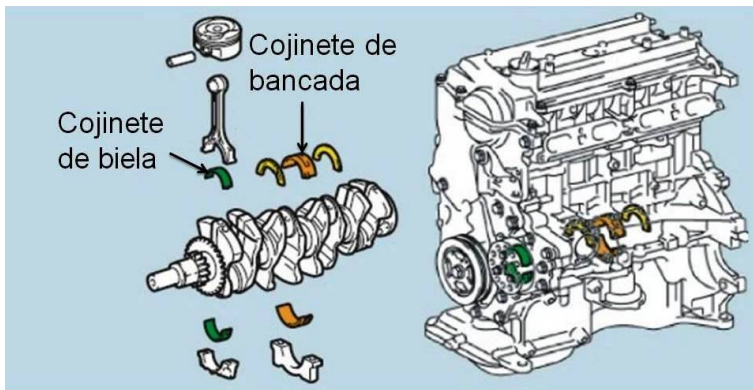


Figura 2.6: Cojinetes presentes en el MCIA, tanto de bancada como de biela.

La resistencia al deslizamiento provoca la conversión de parte de la energía cinética en calor, lo que se traduce en que las partes que sostienen los casquillos del cojinete son muy resistentes tanto mecánica como térmicamente. Estos cojinetes son diseñados para funcionar en unas condiciones de carga y velocidad muy definidas, por lo que no presentan grandes complicaciones de funcionamiento. A

nivel tribológico, este componente ha sido ampliamente estudiado en otras aplicaciones mecánicas. Sin embargo, esto no ha evitado que se hayan desarrollado diferentes investigaciones relacionadas con este componente mecánico [35-39].

2.2.2.3. Árbol de levas

El árbol de levas es el elemento mecánico encargado de asegurar la renovación de la carga en los MCIA de cuatro tiempos. Es un sistema provisto de una serie de levas colocadas sobre un eje, que se mueve accionado por el cigüeñal a través de engranajes, cadenas o correas. Así, abre y cierra a su vez las válvulas de admisión y escape en intervalos semejantes. En motores de cuatro tiempos comunes, el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal. Existen diferentes tipos de árbol de levas, dependiendo de su posición y su duplicidad. A nivel tribológico, sin embargo, existe una diferencia aún más importante, que es según la tipología del contacto entre la leva y la válvula. Así, es posible encontrar los tipos mostrados en la Figura 2.7.

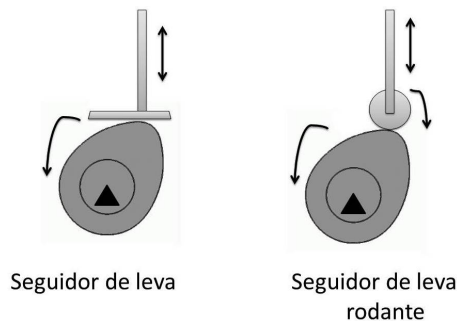


Figura 2.7: Tipologías de contacto leva-válvula en un árbol de levas.

Este sistema presenta un comportamiento de fricción totalmente diferente al resto de elementos presentes en el sistema del MCIA. En concreto, presentan unos ciclos de funcionamiento crítico muy puntuales, con velocidades bajas y grandes presiones durante el momento de movimiento de la válvula. Por la propia complejidad de este sistema y su interés en la mejora del funcionamiento de la renovación de la carga también ha sido ampliamente investigado a nivel tribológico, tanto a nivel experimental [40, 41] como modelado [42-44].

2.2.3. Pérdidas mecánicas en MCIA

Si estudiamos los flujos energéticos presentes en el MCIA, podemos definirlo como una máquina térmica que transforma energía química en energía mecáni-

ca, y por tanto tiene una eficiencia energética de conversión. Un esquema de los procesos energéticos producidos en el MCIA se muestra en la Figura 2.8.

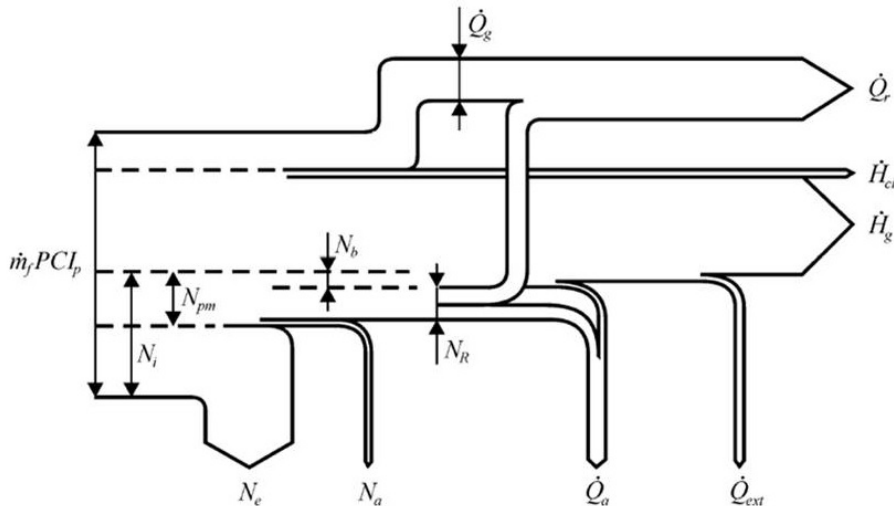


Figura 2.8: Esquema energético de un MCIA [45].

Dentro del total de flujos energéticos, los flujos de energía más importantes a nivel tribológico presentes en este esquema son:

- $\dot{m}_f PCI_p$: Representa la potencia calorífica del combustible.
- N_i : Este término representa la potencia indicada del motor.
- N_e : Este término representa la potencia efectiva del motor.
- N_{pm} : Representa la potencia dedicada a superar las diferentes pérdidas mecánicas.
- N_b : Correspondiente a las pérdidas de bombeo, trabajo necesario para llevar a cabo el proceso de renovación de la carga.
- N_a : Energía que representa las pérdidas mecánicas de accionamiento de auxiliares, como la bomba de agua, lubricante, bomba de combustible, ventilador, etc.
- N_R : Representa la energía disipada por fricción en las diferentes partes del motor con movimiento relativo.

Las diferentes pérdidas mecánicas observadas en un MCIA muestran valores diversos en la bibliografía, donde Holmberg et al. [46, 47] realizaron un trabajo de

recopilación ingente para realizar un compendio de los rangos de las diferentes pérdidas mecánicas presentes en un MCIA, mostrado en la Figura 2.9. Ésta se presenta para un MCIA de “light-duty”, ya que según el tipo de servicio del MCIA se observan pequeñas variaciones.

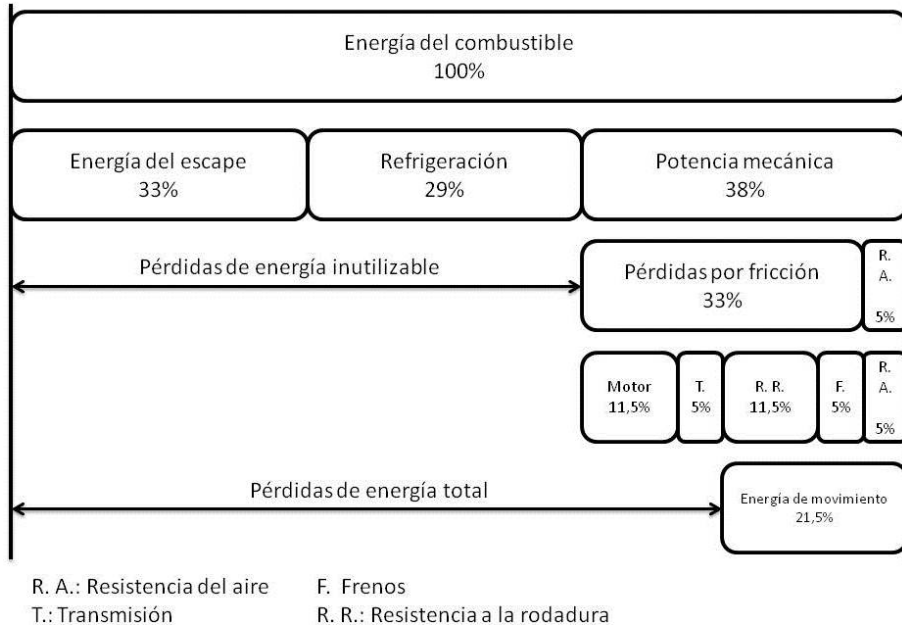


Figura 2.9: Descomposición del consumo de energía de un vehículo “light-duty”. Adaptado de [46].

Los valores obtenidos por Holmberg et al. en su investigación arrojaron los siguientes resultados. Si se contabiliza el total de la energía del combustible dedicada a la potencia mecánica necesaria para superar la fricción, se puede subdividir en los siguientes grupos que aportan el correspondiente porcentaje:

- 35 % (12-45 %) para superar la fricción de rodadura en el contacto rueda-carretera.
- 35 % (30-35 %) para superar la fricción en el sistema motor.
- 15 % (7-18 %) para superar la fricción en el sistema de transmisión.
- 15 % (10-18 %) para superar la fricción en el contacto del freno.

Por otro lado, y ya en concreto dentro del MCIA, se encontró la siguiente distribución de la energía necesaria para superar la fricción dentro del propio MCIA:

- 45 % (38-68 %) se consume en el conjunto del pistón-camisa-segmentos.
- 30 % (20-44 %) se consume en los cojinetes, sellos, etc.
- 15 % (3-34 %) se consume en el tren de válvulas.
- 10 % es consumido por el bombeo y las pérdidas viscosas hidráulicas.

Aunque pueda parecer una cantidad pequeña, el consumo total mundial de combustible debido a las pérdidas por fricción se encuentra alrededor de 130.000 millones de litros anualmente [46].

2.2.3.1. Técnicas de medida de las pérdidas mecánicas en MCIA

Existen una serie de técnicas establecidas para poder calcular experimentalmente el conjunto de pérdidas mecánicas en un MCIA [45]:

- **Método de deceleración libre:** Esta técnica se basa en la medición del par resistente a través de la deceleración angular instantánea del motor cuando se corta el suministro de combustible o se produce una parada del encendido, calculada a partir de la inercia del conjunto. Este método es ampliamente utilizado para determinar las pérdidas de potencia en el mantenimiento predictivo de cualquier MCIA, pues da una idea global del sistema y resulta ser una técnica no intrusiva.
- **Método de las rectas de Willans:** Este método relaciona el gasto de combustible por unidad de tiempo con respecto a la presión media efectiva a régimen constante, ya que se puede inferir que la relación entre la masa de combustible y la presión media efectiva es lineal. De esta manera, se obtienen las llamadas “Rectas de Willans”, y el punto de corte de la recta con el eje de abscisas corresponde con el valor de pérdidas mecánicas del sistema.
- **Método de arrastre:** Este método consiste en el accionamiento externo del MCIA mediante un motor eléctrico, y la cuantificación del par mecánico necesario para el arrastre. Existe una cierta capacidad de medir la aportación individual de algunos elementos desconectándolos durante su funcionamiento.
- **Método Morse:** Este método tan solo es posible utilizarlo en MCIA policilíndricos. Consiste en, mientras el MCIA está en funcionamiento, desconectar sucesivamente el encendido de cada uno de los cilindros y medir la potencia efectiva entregada en esa condición, que no será más que la diferencia entre la potencia efectiva entregada por todos los cilindros activos menos la potencia de pérdidas mecánicas del cilindro arrastrado. Si este procedimiento es realizado para cada cilindro, finalmente es posible conocer las

pérdidas mecánicas totales como diferencia entre la potencia efectiva del MCIA multiplicada por $n-1$ cilindros y el sumatorio de las potencias efectivas obtenidas en los ensayos de cada cilindro desactivado.

- **Método del diagrama de indicador:** Este método consiste en obtener el diagrama de indicador (diagrama presión-volumen) para poder calcular la p_{mi} , y también medir el par efectivo del motor, para determinar la p_{me} . Así, mediante la resta se podrá determinar fácilmente la p_{mpm} . Además, con este método se puede distinguir fácilmente de dónde vienen las pérdidas mecánicas, pues se puede descomponer en pérdidas por accionamiento de auxiliares y en pérdidas por lazo de bombeo.

2.2.3.2. Investigaciones sobre la fricción en MCIA

Como se ha visto, existen técnicas bien fundamentadas para el estudio de la fricción en el MCIA, utilizadas a nivel general. Sin embargo, existen técnicas más avanzadas para la investigación de los fenómenos de fricción, ya que la investigación alrededor de este tópico ha significado una parte importante de toda la desarrollada alrededor del MCIA [3, 48]. Para cumplir con el ambicioso objetivo de poder analizar, cuantificar y reducir las pérdidas mecánicas, durante varias décadas se desarrollaron toda una serie de trabajos tanto experimentales como de modelado computacional para poder desarrollar modelos completos de pérdidas mecánicas.

Las herramientas de modelado computacional han avanzado paralelamente el desarrollo de los ordenadores, pero ya desde hace varias décadas existen modelos empíricos [49] que intentan explicar el comportamiento de las pérdidas mecánicas, aunque durante los últimos años han aparecido otros de diferente complejidad [50-52]. A día de hoy, existen potentes herramientas de cálculo que permiten realizar cálculos fiables por parte de los fabricantes de MCIA e investigadores [53, 54].

A nivel experimental, hay que señalar que la presencia de tres sistemas tribológicos diferentes dificulta mucho la investigación, por lo que numerosos autores se han centrado en intentar medir experimentalmente las pérdidas en el bloque pistón-camisa-segmentos, las más influyentes en el MCIA. A la hora de medir las pérdidas, históricamente se han abordado dos técnicas bien diferentes. La primera de ellas utiliza el principio de *floating liner* o camisa flotante. El principio de camisa flotante comenzó a estudiarse a mediados de la década de los 80, pero no fue casi hasta el 2000 cuando fueron más los autores que investigaron acerca de este método.

El funcionamiento de este sistema experimental se basa en el que la camisa del cilindro es separada del bloque motor y soportada elásticamente con la ayuda de unas células de carga, y el pistón se mueve en el interior del mismo. La fricción se determina a partir de la medida de las fuerzas que se producen sobre el cilindro cuando el pistón se mueve, reacción a las fuerzas de fricción. Un esquema de este sistema se muestra en la Figura 2.10.

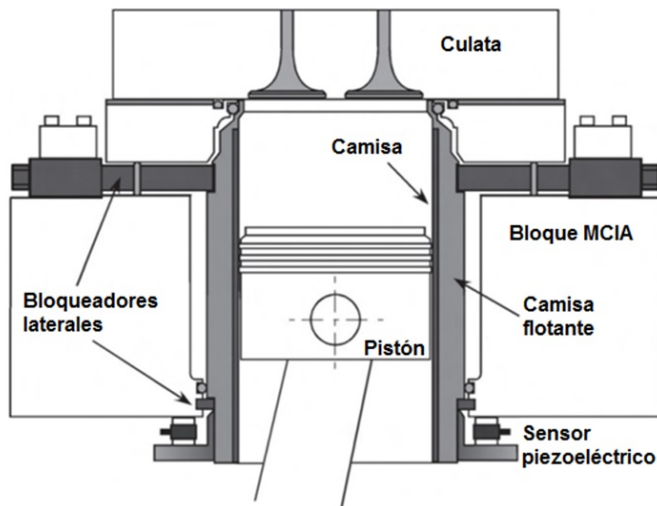


Figura 2.10: Esquema de un sistema de medida de fricción mediante camisa flotante. Adaptado de [55].

Es un método de medida directa a la hora de medir la fricción del conjunto, pero es complicada la instrumentación del motor, pues las modificaciones del mismo son notables, sobre todo en el sellado de los gases de combustión. Existen una gran cantidad de autores que han utilizado este dispositivo para diferentes investigaciones [55-60]. La segunda gran técnica experimental utilizada para medir fricción en pistón-camisa-segmentos es la medida de esfuerzos en la biela y la extrapolación de esos esfuerzos a la camisa y al pistón del motor, mediante la medida de la presión en cámara [41]. Para la medida de estos esfuerzos, se realiza la instalación de un sistema de galgas extensiométricas calibradas en biela, para obtener un valor de fuerza que se puede descomponer en sus vectores axial y radial. Una vez realizada esta descomposición, la componente vertical es una suma de diferentes fuerzas que pueden ser calculadas a excepción de la fuerza de fricción, de donde se puede despejar. Un ejemplo de una biela instrumentada se muestra en la Figura 2.11.

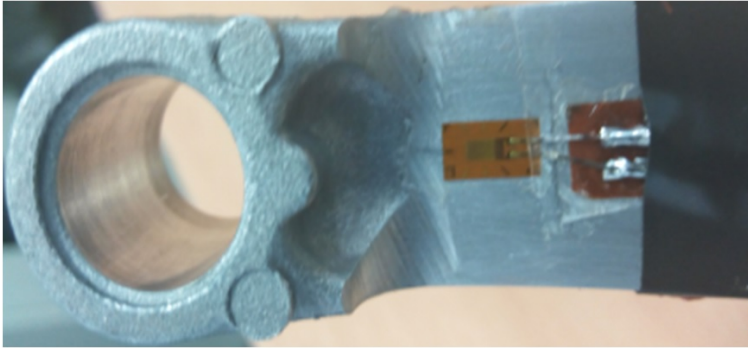


Figura 2.11: Ejemplo de biela instrumentada para medida de fricción.

Otro de los conjuntos tribológicos estudiados ha sido el conjunto correspondiente al árbol de levas. Se han realizados trabajos donde se instrumenta el eje o el contacto leva-taqué [61, 62], para poder medir con fiabilidad las fuerzas producidas en el conjunto.

Por último, señalar que recientemente ha aparecido un interesante enfoque híbrido para la medida de pérdidas mecánicas en un banco de ensayos, realizado por Allmaier et al. [63]. En este sistema (llamado FRIDA), realizan una instrumentación del MCIA en conjunto y del árbol de levas. Así, junto con el modelado del comportamiento en los diferentes cojinetes del sistema, consiguen obtener la descomposición de las pérdidas en fricción en cada uno de los elementos tribológicos principales.

2.3. Lubricación en MCIA

2.3.1. Introducción

Dentro de la tribología, se considera la lubricación como la única solución al fenómeno de la fricción. La lubricación tiene como finalidad la reducción de la fricción entre dos superficies con movimiento relativo y que se hallan en contacto, además de ser capaz de disminuir el desgaste de las mismas y con ello dotarlas de una mayor esperanza de vida útil.

La lubricación consiste en la colocación de una sustancia entre las superficies en movimiento. La sustancia interpuesta entre las superficies se denomina lubricante, pudiendo estar éste en diferentes fases: sólida, líquida o gaseosa. Cuando el lubricante está en estado sólido se denomina lubricación sólida, en los otros casos se denomina lubricación fluida. Esta última es la que se emplea actualmente en

los motores, siendo utilizado un fluido de base hidrocarbonada, y se caracteriza por el reemplazo de la fricción sólida o adhesiva, causante de diferentes consecuencias para la máquina, por la fricción viscosa, originada por la fuerza necesaria para cizallar el fluido, y de varios órdenes de magnitud más reducida.

En este apartado se va a describir el fenómeno de la lubricación y su aplicación en motores de combustión interna alternativos.

2.3.2. Sistema de lubricación en MCIA

Tal y como se ha señalado anteriormente, la lubricación en MCIA está basada en la aplicación de un lubricante líquido, por lo que el sistema de lubricación es el responsable de proporcionar lubricación a las partes del MCIA que lo necesiten (pistones, cilindros, apoyos y codos del cigüeñal, árbol de levas), y ser capaz de mantenerla en unos niveles adecuados. Además, también es responsable de mantener las características de funcionamiento del lubricante (temperatura, cantidad, limpieza) a lo largo del período de trabajo del MCIA.

Inicialmente los sistemas de lubricación del MCIA han trabajado con lubricación mediante barboteo. En este sistema de lubricación, el lubricante se encuentra en la parte inferior del MCIA y es recogido en su giro por unas pequeñas cucharillas acopladas a la cabeza de cada biela. La velocidad de giro del cigüeñal genera una constante salpicadura de lubricante dentro del cárter del MCIA, denominada “niebla”, que posibilita que el lubricante llegue prácticamente a cualquier elemento y rincón de éste. Sin embargo, este tipo de lubricación fue quedando obsoleto a medida que los motores evolucionaron en diseño y prestaciones, dando paso a la lubricación a presión, donde el lubricante es bombeado y trasegado hacia las zonas donde se necesita el lubricante de forma fiable y constante. Un ejemplo de un sistema de lubricación a presión se muestra en la Figura 2.12.

Así, los componentes principales de un sistema de lubricación a presión son los siguientes [45]:

- **Cárter:** Es el depósito de almacenamiento del lubricante y habitualmente se encuentra en el bloque inferior del motor, para poder recogerlo por gravedad. El tamaño del cárter es de suma importancia, ya que el tiempo de reposo del lubricante depende del caudal requerido para la lubricación, y debe existir un compromiso entre estos dos parámetros para maximizar la vida de éste.
- **Bomba:** La bomba aspira el lubricante del cárter y lo dirige hacia los elementos a lubricar. Las bombas empleadas con mayor frecuencia para la aspiración e impulsión del lubricante son las bombas de engranajes, formadas

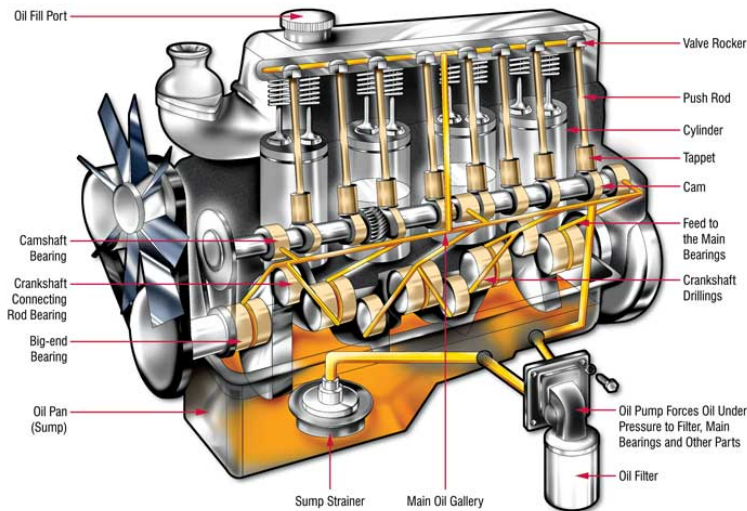


Figura 2.12: Ejemplo de sistema de lubricación a presión de un MCIA. Adaptado de Machinery Lubrication (www.machinerylubrication.com).

por dos ruedas dentadas. Al girar aspiran el lubricante, que va pasando entre los dientes de las ruedas, y sale a presión por el conducto de salida. Para la consecución de una lubricación satisfactoria es necesario el bombeo de una cantidad suficiente de lubricante y a una presión concreta. Por ello, la velocidad de bombeo debe estar optimizada para asegurar la lubricación en todas las condiciones posibles de funcionamiento del MCIA.

- **Sistema de filtrado:** El sistema cuenta con un sistema de filtración, cuya función es la de retener impurezas y evitar en la medida de lo posible que el sistema de lubricación quede obstruido. Habitualmente está compuesto por dos filtros consecutivos: el primer filtro retiene las partículas de mayor tamaño, y el segundo partículas de un menor tamaño, insertados uno dentro del otro. El filtrado se puede realizar de manera total o parcial, añadiendo para este segundo caso una derivación que va directa a los puntos de lubricación en caso de obturación del sistema de filtrado.
- **Sistema de ventilación:** El MCIA es un complejo sistema termo-mecánico donde el combustible se consume para aportar energía, produciendo agua como uno de los subproductos de la reacción. Tanto por este proceso, como por entrada no esperada de agua en el MCIA, es posible la contaminación del lubricante con agua y combustible, elementos no deseados en el lubricante. Éstos modifican las propiedades tribológicas del lubricante y añaden

una serie de problemas de gravedad para el sistema lubricado. La ventilación en el cárter ayuda a la eliminación de estos contaminantes, ya sea directa o cerrada, pues se arrastran los vapores de agua y combustible a medida que se presentan.

- **Sistema de control del lubricante:** Para asegurar una lubricación suficiente es de suma importancia controlar tres variables del lubricante: temperatura, presión y cantidad. La temperatura debe encontrarse en el rango de funcionamiento requerido, ya que una temperatura baja disminuye la fluidez del lubricante influyendo en la capacidad de movimiento del lubricante. Al mismo tiempo, si el lubricante aumenta su temperatura por encima del rango, disminuye en exceso su viscosidad y acaba perdiendo capacidad de lubricación y provocando cambios de presión en el sistema. Habitualmente, algunos MCIA diesel utilizan un intercambiador de calor que puede contar con agua o aire como fluido refrigerante para mantener el lubricante a la temperatura requerida antes de que entre en el sistema. También la presión es un parámetro crítico para el funcionamiento. Si la presión es demasiado baja se puede producir una lubricación inadecuada, y si es muy elevada, existe la posibilidad de que durante el arranque se rompan los filtros o cualquier otro elemento del sistema de lubricación. Por último, es de vital importancia el control de la cantidad o nivel del lubricante presente en el MCIA. La cantidad de lubricante presente en el sistema puede variar a lo largo del período de uso, pues parte del lubricante pasa a la cámara de combustión, y también pueden producirse fugas en los elementos de sellado. La cantidad de lubricante se comprueba con una varilla de nivel, aunque algunos automóviles actuales ya incorporan un control electrónico de nivel de lubricante.

2.3.3. La lubricación fluida en MCIA

Existen diferentes tipologías de lubricación fluida, pero el caso de los MCIA está gobernado por lo que se conoce como lubricación hidrodinámica [64]. Se presenta cuando la acción del movimiento relativo entre dos superficies provoca el arrastre del lubricante aportado, y aparece una película estable mantenida por las condiciones de presión y velocidad, llamada cuña hidrodinámica. Así, es posible crear una película lubricante lo suficientemente gruesa como para impedir todo contacto entre superficies, lo que significa que el espesor mínimo de la película es algo superior a la suma promedio de las irregularidades de ambas superficies. También significa que la resistencia al movimiento viene dada sólo por la fricción entre las capas del lubricante, siendo éste último el que soporta totalmente la carga. En este caso, las condiciones de fricción serán óptimas y el mecanismo po-

drá funcionar durante largo tiempo sin desgaste, siempre y cuando se mantengan estas condiciones de operación.

El modelo de comportamiento más aceptado en la actualidad para los contactos deslizantes con lubricación hidrodinámica es el formulado por Stribeck y Hersey en 1903 [65]. Stribeck describió la variación del coeficiente de fricción con respecto al parámetro o número de Hersey [66] que se define tal y como se muestra en la Ecuación 2.2.

$$\frac{\mu \cdot u}{F_N} \quad (2.2)$$

donde μ es la viscosidad dinámica, u es la velocidad de deslizamiento relativo entre las superficies y F_N la carga normal aplicada. En la Figura 2.13 se puede observar la curva de Stribeck-Hersey. Basándose en los diferentes tramos que aparecen en la gráfica, es posible definir diferentes regiones que establecen los regímenes de lubricación que existen.

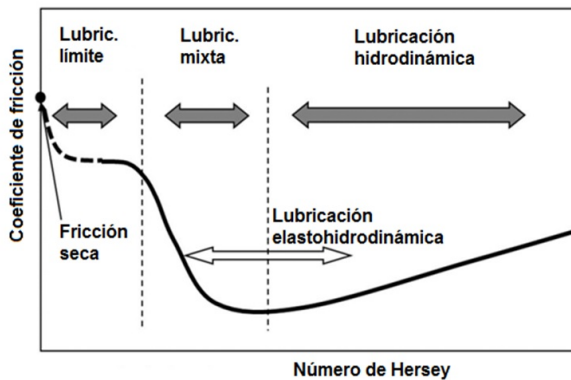


Figura 2.13: Curva de Stribeck-Hersey.

Como se puede observar, el eje de coordenadas muestra el coeficiente de fricción f y en el eje de abscisas la expresión conocida como el parámetro de Hersey. El parámetro de Hersey es una variable adimensional que fue incluida en la gráfica para simplificarla, pues en un principio se identificaban los regímenes de lubricación en función de las condiciones de operación, pero de manera individual, es decir, en función de la viscosidad, la velocidad o la presión. Así, la forma de la gráfica define la presencia de diferentes regímenes de lubricación:

- **Régimen de lubricación hidrodinámica:** Es la zona que se encuentra a la derecha del valor mínimo del coeficiente de fricción. En este caso la capa

de lubricante tiene un espesor suficiente para evitar el contacto entre las superficies sólidas opuestas y las características de fricción pueden explicarse dentro del marco de la mecánica de fluidos clásica. No hay contacto directo entre las superficies deslizantes y por tanto idealmente no hay desgaste, ya que en teoría la fricción ocurre solamente dentro de la película y es función únicamente del esfuerzo viscoso del lubricante. Conforme aumenta el parámetro de Hersey, aumentan las condiciones favorables a la lubricación, permitiendo una película de lubricante aún mayor. Esto repercute en el coeficiente de fricción, ya que al aumentar la película aumenta la fuerza viscosa interna del fluido y por tanto la fuerza de fricción resultante.

- **Régimen de lubricación límite:** En terminología inglesa se conoce como *boundary lubrication*. Este régimen aparece cuando las superficies de los sólidos no están completamente separadas por el lubricante y existe contacto en un área comparable a la que se desarrolla en el contacto seco. En este caso las características de la fricción son reguladas por las propiedades de las superficies sólidas y del escaso lubricante que queda en las superficies. Por tanto, en un contacto en régimen límite se puede dar la situación con zonas de contacto real metal-metal y zonas cubiertas con capas adsorbidas del lubricante o de óxidos que se hayan podido formar.
- **Régimen de lubricación mixta:** En terminología inglesa se denomina *mixed lubrication*. Es un régimen intermedio que existe entre la lubricación fluida o hidrodinámica y la lubricación límite, donde se reparte la fricción entre el lubricante y el contacto entre superficies. La transición entre ambos regímenes no se produce obviamente de manera instantánea.

Un ejemplo visual de los diferentes regímenes de lubricación a nivel superficial se muestra en la Figura 2.14.

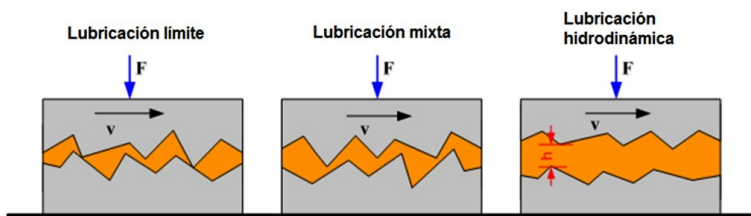


Figura 2.14: Esquema de los diferentes regímenes de lubricación a nivel superficial.

Sin embargo, investigaciones posteriores realizadas por diferentes autores revelaron que en presencia de una presión hidrodinámica lo suficientemente alta, se podía definir un nuevo régimen de lubricación, conocido como lubricación

elastohidrodinámica [67]. Este tipo de lubricación ocurre como resultado de las deformaciones elásticas locales de los materiales. La viscosidad del lubricante aumenta de manera considerable debido a las altas presiones en los contactos y ello contribuye a la formación de una película fluida efectiva, aunque la velocidad y la viscosidad no sean tan altas como para producir un espesor de película suficiente según el parámetro de Hersey. Un ejemplo de este régimen de lubricación se muestra en la Figura 2.15.

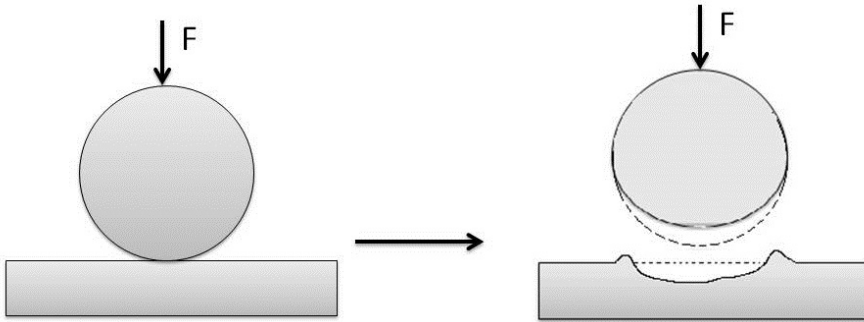


Figura 2.15: Descripción de las condiciones del régimen de lubricación hidrodinámica.

Todos estos regímenes impactan de manera diferente en el MCIA, ya que cada uno de los sistemas tribológicos descritos anteriormente presenta unas características lubricantes diferentes y únicas [3].

Respecto a los cojinetes, debido al diseño de motor y a su función de reducir la fricción sobre un eje que gira en su alojamiento, son diseñados para operar con lubricación hidrodinámica con las condiciones habituales de funcionamiento del MCIA. Durante la puesta en marcha y la parada del motor ocurre algún tipo de interacción superficial y de hecho se crean situaciones en las que se desarrolla fricción a alta velocidad [68]. Sin embargo, para la gran mayoría de las situaciones, las superficies de apoyo están efectivamente separadas. Así, los cojinetes tienen las circunstancias de lubricación totalmente cercanas al régimen hidrodinámico. En realidad, es evidente que los efectos de la distorsión elástica pueden ser importantes y que al menos para algunas partes del ciclo el modo de lubricación debería llamarse elastohidrodinámico [69]. Existen predicciones actuales de espesor de la película mínima en los cojinetes de automóviles, que es del orden de $1 \mu\text{m}$ [70].

El contacto de leva y taqué ha demostrado ser el componente más complicado del motor de un automóvil en términos de lubricación [71]. El sistema, debido a

la posición actual por encima de la cámara de combustión, se encuentra en una situación de difícil lubricación, a lo que se añade que el propio movimiento del sistema presenta características muy cambiantes a lo largo del ciclo de MCIA. Por tanto, debido a la propia naturaleza del movimiento y a la dificultad de conferir una buena lubricación se considera que el sistema puede trabajar puntualmente en lubricación límite [72]. No obstante, en algunos momentos del ciclo se tiene lubricación mixta y lubricación elastohidrodinámica [73]. La elección de los materiales sólidos de fabricación de estos componentes y la de los aditivos del lubricante es de vital importancia para asegurar que se forma la película entre las superficies que interactúan. Mientras el cojinete tiene un ajuste perfecto en su contacto, todas las geometrías de leva y taqué tienen una función opuesta, por lo que las presiones medias son mayores y los espesores de película son más bajos [74]. En este contexto, es posible observar que el régimen de lubricación es claramente más severo que para los cojinetes y rodamientos.

El caso de la lubricación de los segmentos de pistón y la camisa, es uno de los conjuntos tribológicos más complejos de lubricar, debido a la alta variabilidad de las condiciones de lubricación, así como por la imposibilidad de aplicar algunas estrategias de lubricación. La velocidad de deslizamiento relativo entre los anillos y la camisa es sustancial a mitad de carrera y nula en los puntos muertos, por lo que a mitad de carrera puede existir un espesor más satisfactorio de la película de lubricante entre los segmentos y camisa, con condiciones de lubricación hidrodinámica. Es muy interesante observar la evolución del coeficiente de rozamiento a lo largo de una carrera del ciclo del MCIA, por ejemplo en el estudio de Ting [17, 18], mostrado en la Figura 2.16.

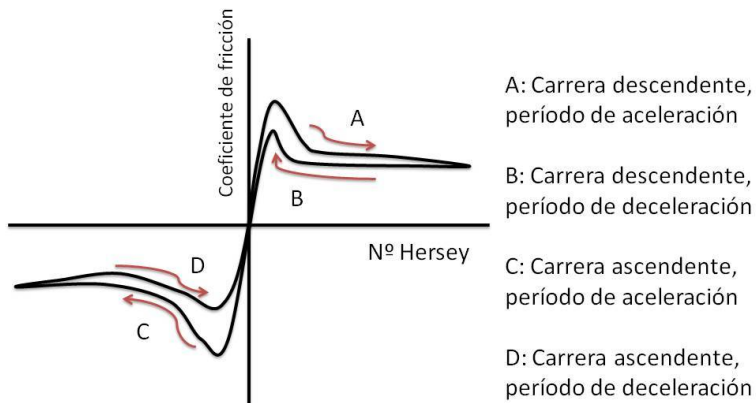


Figura 2.16: Diagrama del coeficiente de fricción a lo largo de una carrera del ciclo del MCIA.

Otros investigadores también desarrollaron trabajos sobre la presencia de diferentes regímenes de lubricación en el contacto segmento-camisa [75, 76], altamente dependiente del modo de trabajo. En los puntos muertos, con la velocidad de arrastre cero del lubricante en el contacto, el comportamiento satisfactorio dependerá de la acción de la fuerza de compresión y las acciones elastohidrodinámicas/mixtas adquirirán importancia [77]. Una medida interesante es la del espesor de película del lubricante [78], cuyo comportamiento aproximado para el contacto segmento-camisa se muestra en la Figura 2.17. Así, se puede observar que el comportamiento de lubricación en el contacto segmentos-camisa es de gran variabilidad.

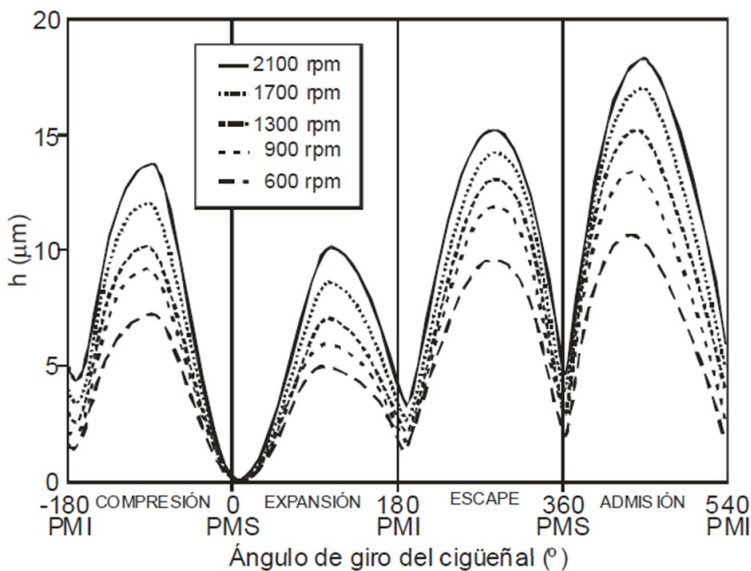


Figura 2.17: Comportamiento del espesor de película lubricante para un MCIA de 4T. Adaptado de [45].

Por otro lado, el contacto falda-camisa también ha sido ampliamente estudiado, aunque en este caso se considera que la falda trabaja ampliamente en las mismas condiciones de lubricación que los segmentos, aunque trabajando con menores presiones [11]. Así, se han realizado investigaciones para validar el comportamiento de la falda en régimen de lubricación mixto [79]. Por tanto, un resumen de los regímenes de lubricación de los diferentes sistemas tribológicos presentes en el MCIA se muestra en la Figura 2.18.

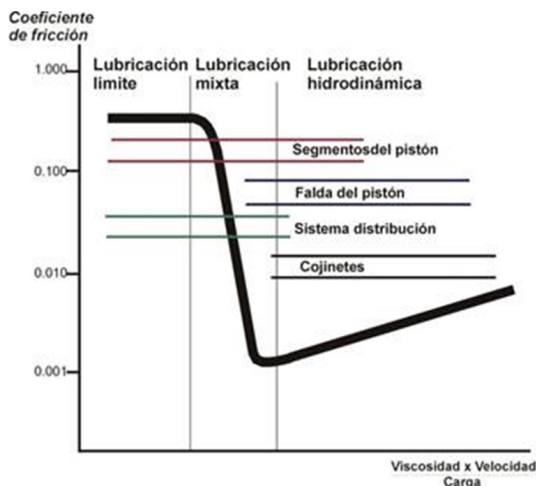


Figura 2.18: Representación de los regímenes de lubricación para cada uno de los sistemas tribológicos presentes en el MCI.

2.4. Desgaste en MCI

2.4.1. Introducción

En tribología se puede definir el desgaste como la principal consecuencia de la fricción en el sistema tribológico, y en último caso, causa posible del fallo de éste. El desgaste es definido como la variación en las superficies tribológicas en contacto debido al proceso de fricción, y por tanto el lubricante es el responsable de minimizar este desgaste. Además, habitualmente implica desprendimiento de material al seno del lubricante, que éste debe ser capaz de eliminar del conjunto tribológico para asegurar una correcta lubricación. El presente capítulo se centrará en los orígenes del desgaste de los metales y en su caracterización, siempre desde el punto de vista de la aplicación en MCI.

Los materiales con los que se fabrican los componentes tribológicos de un MCI son de naturaleza metálica, por lo que es importante conocer el comportamiento superficial de este tipo de materiales. En general, la superficie de los elementos metálicos está formada por diversas capas. Como resultado de la contaminación y de las reacciones químicas del metal con el ambiente, se forma la capa más externa, conocida como capa de adsorción (de un espesor de alrededor 2-30 Å). Subyacente a esta capa, se encuentra la estructura cristalina del metal deformada por los procesos que ha ido sufriendo la superficie (hasta los 25 μm), y a partir de esta profundidad, se encuentra la estructura cristalina que caracteriza

a cada material [10]. Un esquema de esta distribución se muestra en la Figura 2.19.

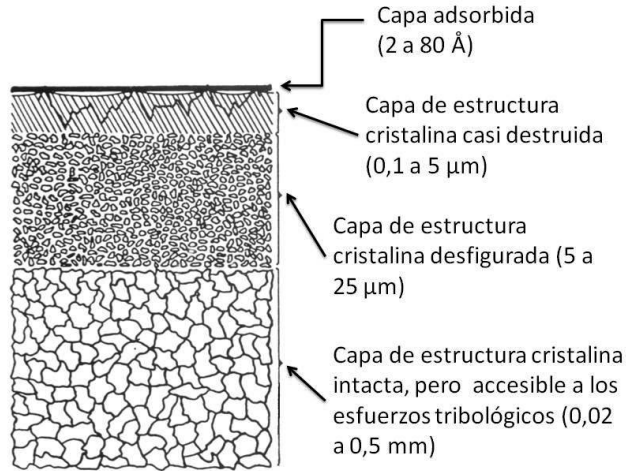


Figura 2.19: Esquema de las capas superficiales de un metal. Adaptado de [10].

Una vez comienza a producirse el desgaste, existen una serie de efectos sobre las diferentes capas de la superficie metálica: la capa más externa queda casi destruida, la intermedia queda un poco desfigurada, y la interna, al estar más protegida, permanece prácticamente invariable. Todos los procesos de funcionamiento del sistema lubricado originan diferentes mecanismos de desgaste, y normalmente son más de uno los mecanismos que intervienen, por lo que resulta difícil determinar cuál de ellos es el que predomina. Por tanto, es también difícil encontrar la solución para contrarrestar los efectos de desgaste que producen estos mecanismos.

2.4.2. Mecanismos de desgaste

El desgaste mecánico se origina cuando dos cuerpos permanecen en contacto y mantienen entre ellos un movimiento relativo, y se rige por las propiedades mecánicas de los elementos superficiales, que hacen referencia a la respuesta de los materiales ante la aplicación de un esfuerzo. Por ejemplo, el límite elástico es un indicador para saber si el material se deformará elástica o plásticamente, en cuyo caso no podrá recuperar su forma original, y asimismo existen otros parámetros que señalan si se fracturará o si sufrirá otro tipo de modificación. El desgaste

mecánico se produce bajo condiciones de deslizamiento, rodadura o choques repetidos. Sin embargo, hay que tener en cuenta que existen diferentes mecanismos de desgaste que puede presentarse cuando se tienen piezas metálicas [80-82].

2.4.2.1. Desgaste adhesivo

Tal y como se ha señalado anteriormente, debido al contacto directo y a una lubricación deficiente aparece el fenómeno de fricción seca que puede desembocar en soldaduras microscópicas en los puntos de unión de las piezas; otra posible causa son las condiciones severas de temperatura, velocidad o carga con elevadas presiones puntuales, y también pueden producirse soldaduras en condiciones menos duras si se da la combinación de varias de ellas. Si las soldaduras se producen a una temperatura suficiente, pueden verse acompañadas de difusión interna y recristalización de los materiales de la interfase. Así, una vez se realiza el movimiento relativo entre ellas y se separan, los puntos adheridos son sometidos a esfuerzos de tracción, con lo que las partículas se desprenden y provocan el desgaste, tal y como se muestra en la Figura 2.20.



Figura 2.20: Ejemplo de desgaste adhesivo.

Para contrarrestar este mecanismo de desgaste es primordial el papel del lubricante, tanto durante el arranque, como también en régimen estacionario cuando aumenta la temperatura de los componentes del MCIA, ya que el espesor de la película lubricante disminuye con la temperatura si no existen cambios en las demás condiciones.

2.4.2.2. Desgaste abrasivo

Este mecanismo de desgaste se produce debido al contacto entre la superficie sólida y pequeñas partículas presentes en la interfase de contacto. Si existe una partícula retenida entre otras dos superficies que están en movimiento, ésta comienza a ser arrastrada o presionada contra con las superficies provocando contactos que arañan la superficies y provocan el desprendimiento de materiales superficiales. Un esquema de este mecanismo se muestra en la 2.21.

El desgaste abrasivo se produce como consecuencia de la presencia de partículas con un tamaño igual o superior al espesor de película lubricante. La mayoría



Figura 2.21: Ejemplo de desgaste abrasivo.

de partículas externas provienen del polvo atmosférico, cuyo principal componente es la sílice (SiO_2), pero también cuenta con la presencia de óxidos metálicos tales como el óxido de calcio o la alúmina (CaO , Al_2O_3). En aplicaciones de MCIA marinas, el contenido en cloruro sódico es más elevado (NaCl), y también es un componente altamente abrasivo. Estas partículas pueden llegar hasta el MCIA de diversas formas: como partículas aisladas introducidas durante los procesos de fabricación, o procedentes del ambiente externo, ya sea durante su uso o durante las labores de mantenimiento. Esta tipología de desgaste ocurre en todos los sistemas tribológicos del MCIA, ya que en cualquier momento están expuestos a las condiciones mencionadas anteriormente.

2.4.2.3. Desgaste erosivo

Este mecanismo de desgaste se produce cuando se produce una pérdida de material debido al choque de partículas, usualmente a velocidades elevadas, suspendidas en un líquido sobre la superficie de los componentes. Las partículas no siempre tienen que ser sólidas, hay situaciones en las que condensaciones de pequeñas gotas de agua pueden producir este fenómeno [2].

2.4.2.4. Desgaste por fatiga de contacto

A partir de un cierto número bastante elevado de ciclos de carga, las sollicitaciones mecánicas de rodadura, deslizamiento e incluso cavitación producen tensiones en la capa superficial del material que llevan finalmente a la formación de pequeñas grietas, fisuras o cavidades bajo la superficie del metal. Estas grietas se propagan hacia la superficie, tras lo que se produce el desprendimiento de partículas del material, provocando así el desgaste por fatiga, tal y como se observa en la Figura 2.22.

Una vez iniciado el proceso, el deterioro se acelera debido a las discontinuidades en la superficie y a la presencia de las partículas desprendidas, que pasan al lubricante y acaban propagándose provocando desgaste abrasivo. Es por ello que



Figura 2.22: Ejemplo de desgaste por fatiga de contacto.

este tipo de desgaste depende de la composición de los materiales usados en la fabricación de los componentes, así como de las condiciones habituales tribológicas de trabajo. Este tipo de desgaste es frecuente en cojinetes y en elementos que operen en lubricación elastohidrodinámica, donde las grietas se extienden hacia el exterior de la superficie ocasionando que las partículas se desprendan.

2.4.2.5. Desgaste por frotamiento (*fretting*)

Se produce entre dos superficies con un movimiento relativo oscilatorio de pequeña amplitud. La oxidación de las partículas de hierro que se desprenden de las superficies sometidas a frotamiento se observa con la aparición del color rojo oscuro en la zona de contacto. Estas partículas pueden actuar como abrasivo y provocar desgaste en ambas superficies.

2.4.2.6. Desgaste por oxidación

Este tipo de desgaste ocurre debido a la oxidación que sufren los componentes internos del motor. La oxidación es un proceso químico que se ve favorecido a altas temperaturas y que precisa de la presencia de oxígeno. Se produce la difusión del O_2 hacia la superficie metálica, con lo que se va produciendo con el tiempo un crecimiento de la película de óxido que finalmente acabará con el desprendimiento de partículas provocado por el deslizamiento entre las superficies. Esta película de óxido es más blanda y menos resistente que el material de la superficie, por lo que el hecho de que exista oxidación vuelve al material más débil ante los otros mecanismos de desgaste.

2.4.2.7. Desgaste corrosivo

Otro de los mecanismos de desgaste que se pueden observar con facilidad en MCIA es el desgaste corrosivo, producido por la presencia de compuestos ácidos en las superficies tribológicas. Típicamente, el desgaste corrosivo era originado por algunos de los subproductos formados en el proceso de combustión, debidos a la alta presencia de azufre en el combustible. Los óxidos de azufre pueden

reaccionar con el vapor de agua formando ácido sulfúrico (H_2SO_4), que ataca las superficies metálicas. Actualmente, y debido a la desulfuración del combustible, el ataque corrosivo a las superficies no es obra del ácido sulfúrico, sino de los ácidos débiles que se forman debido a los procesos de degradación del propio lubricante [83]. Existen dos tipos de corrosión en los metales, la corrosión química y la corrosión electroquímica:

- **Corrosión química:** La reacción tiene lugar cuando un compuesto ácido entra en contacto con un material corrosible, siendo un proceso aumentado por las altas temperaturas, la presencia de oxígeno y la humedad, entre otros.
- **Corrosión electroquímica:** Se produce en el caso que dos metales diferentes se encuentran en contacto con un líquido conductor llamado electrolito. Se produce una tensión eléctrica entre los dos metales (electrodos) y uno de los metales sufre un proceso de corrosión.

2.4.2.8. Desgaste por cavitación

Debido a la presencia de aceite lubricante líquido, puede presentarse un tipo diferente de desgaste: el desgaste por cavitación. Este fenómeno aparece debido a grandes cambios locales de presión. En las zonas con presión local inferior a la presión de vapor del lubricante, empiezan a formarse burbujas de vapor, que poco a poco van aumentando de tamaño. Así, en cuanto llegan a zonas de presión superior las burbujas colapsan de manera violenta. Este proceso ocasiona daños en las superficies sólidas, entre las que se encuentra contenido el lubricante, y con el tiempo llegan a desprenderse partículas de material de las zonas de impacto.

2.4.3. Desgaste en MCIA

El fenómeno de desgaste en MCIA puede ser responsable de consecuencias catastróficas para el motor, como pérdida de prestaciones, reducción de la vida útil de sus partes o disminución de su eficiencia. Dentro de cada uno de los elementos tribológicos presentes en el MCIA, se puede dar una combinación de los diferentes mecanismos explicados anteriormente, tal y como se muestra en la Tabla 2.1.

2.4.3.1. Desgaste del grupo pistón-segmentos-camisa

Es el núcleo fundamental del motor por lo que el estudio del desgaste es bastante importante. Las principales zonas de desgaste en el pistón son las caras superior e inferior de las ranuras del alojamiento de los segmentos, la falda y el

Elemento	Desgaste abrasivo	Desgaste erosivo	Desgaste adhesivo	Desgaste por fatiga	Desgaste corrosivo
Pistón, segmento, camisa	X		X		X
Levas, empujadores, balancines	X		X	X	X
Vástago-guía de válvula	X		X		
Apoyo asiento de válvula	X	X			
Engranajes de distribución	X		X	X	
Muñones	X	X			
Cojinetes	X	X			
Bomba de aceite	X		X	X	
Bomba de combustible	X		X	X	

Tabla 2.1: Modos de desgaste más habituales para los diferentes elementos tribológicos del MCIA. Adaptado de [84].

asiento del bulón; en los segmentos, la superficie exterior y las caras superior e inferior; así como la camisa a lo largo de toda su superficie útil. Cuando los pistones se mueven dentro de los cilindros, se forma entre las superficies exteriores de los segmentos y la camisa una película hidrodinámica de lubricante que protege contra el desgaste. Debido a las elevadas cargas y temperaturas que soportan, la película de lubricante va disminuyendo en ciertos puntos del ciclo y puede llegar a romperse apareciendo contactos intermetálicos, y por tanto, tiene lugar el desgaste adhesivo.

Las partículas presentes en el sistema pueden tener un tamaño inferior a 30 μm y alta dureza, por lo que van a resultar abrasivas. Esto implica también un desgaste abrasivo en la zona, que puede originarse también por partículas procedentes del exterior, introducidas durante el proceso de fabricación o en las acciones de mantenimiento o por el propio funcionamiento (habitualmente silicio).

También puede aparecer desgaste corrosivo debido a los subproductos de la combustión de naturaleza agresiva. Está relacionado con la condensación del vapor de agua y los compuestos sulfurosos provenientes de la combustión. Aunque actualmente, los procesos de desulfuración del crudo hacen que se obtengan combustibles con una cantidad mínima de azufre por lo que este tipo de desgaste no se produce con tanta facilidad.

2.4.3.2. Desgaste de cojinetes

Los cojinetes son unos elementos mecánicos que reducen la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éstos, que le sirven de apoyo y facilitan su desplazamiento. Como deben transmitir elevadas cargas, es necesario que entre ellos y los árboles se establezca y permanezca una película de lubricante permanente, cuyo espesor condiciona la presencia o no de desgaste, por lo que se diseñan con este cometido.

Si la reducción del espesor de la película de lubricante es muy acentuada, se puede romper dando lugar al desgaste adhesivo. Esta reducción puede ser debida al aumento de carga sobre el cojinete o a un aumento significativo de la temperatura, que afecta a la viscosidad, disminuyéndola notablemente. Otra posibilidad de rotura puede producirse durante el proceso de rodaje, debido a la morfología de las superficies.

Por otro lado, también es posible que se produzca desgaste corrosivo cuando el lubricante ataca químicamente alguno de los metales que constituyen el cojinete o los recubrimientos superficiales. Como consecuencia se puede desprender una pequeña cantidad de material del cojinete. Los principales factores de los que depende son: tipo de motor; naturaleza, estructura y homogeneidad de las aleaciones; acabado superficial del material; temperatura de funcionamiento y lubricante empleado. Además, como en el grupo pistón-segmentos-camisa, se puede producir desgaste abrasivo, pero en este caso sólo presenta un tipo de este desgaste, el producido por las partículas abrasivas presentes en el lubricante.

2.4.3.3. Desgaste del sistema de distribución

El sistema de distribución es el encargado de dirigir, ordenar y controlar los procesos de renovación de la carga del motor para lograr las características de rendimiento volumétrico previstas en diseño.

Dentro del sistema de distribución, el contacto entre el conjunto leva-empujador es crítico, ya que se combinan movimientos de deslizamiento y rodadura dando lugar a esfuerzos de contacto elevados que pueden producir graves faltas de lubricación, y por consiguiente elevado desgaste. Como en las diferentes partes del motor descritas anteriormente, puede sufrir desgaste adhesivo por el reducido espesor de la película de lubricante. Además, las partículas pequeñas que circulan en el lubricante pueden ponerse en contacto las dos superficies y producir desgaste abrasivo.

Por otro lado, el desgaste por fatiga es el predominante a baja velocidad, que depende de la metalurgia y de la tecnología constructiva. Algunos aceites lubri-

cantes por su composición, pueden originar un desgaste corrosivo sobre las superficies, puliéndolas en exceso y haciéndolas diferentes a las originales.

2.4.4. Factores influyentes en el desgaste

Aunque tribológicamente, el fenómeno de la lubricación podría considerarse como el más significativo a la hora de modificar el desgaste y sus consecuencias, en los MCIA existen una serie de condiciones de contorno que también intervienen en el proceso de desgaste.

2.4.4.1. El diseño del MCIA y sus condiciones de funcionamiento

La magnitud del desgaste es proporcional a la carga de contacto y a la longitud de deslizamiento, ya que está relacionada con la fricción. Por ello, la relación entre el tamaño del motor y la velocidad de funcionamiento es determinante en el desgaste que se sufre: el desgaste es mayor en motores rápidos y pequeños y menor en motores grandes y lentos [85]. Además, una tasa de desgaste determinada ejerce menor efecto en un motor grande que en uno pequeño.

Existe una gran importancia en el diseño de los elementos mecánicos del MCIA y su orientación hacia parámetros tribológicos. Por ejemplo, el pistón debe tener una forma que asegure una deformación térmica aceptable a nivel tribológico. Si el deslizamiento estuviese impedido por la forma, el contacto entre las superficies sería irregular y se produciría desgaste de las partículas de ambas superficies. Por otro lado, es posible señalar que las condiciones de trabajo severas y transitorias agravan el desgaste, como por ejemplo en los sistemas *start-stop*. En este caso, el motor funciona con menor adecuación tribológica que al trabajar de forma estacionaria. Tras la parada del motor, puede suceder que los subproductos de la combustión que se encuentran depositados en el lubricante, actúen como agentes corrosivos al combinarse con el agua que condensa en las paredes debido a su baja temperatura durante los momentos inmediatos al arranque. Es justo en este momento donde las condiciones de lubricación son más duras, y cuando se produce un mayor desgaste.

2.4.4.2. Fluidos presentes en el MCIA

El proceso de combustión es de alta complejidad en MCIA, y el fluido combustible es de alta importancia. Los sistemas de post-tratamiento de emisiones como las mejoras en los sistemas de combustión requieren que no se priorice una combustión eficiente, donde todo el combustible se quema para producir energía. Si la relación entre la masa de combustible y aire (conocido como dosado)

es baja, las emisiones de óxidos de nitrógeno son mayores ya que existe aire en exceso, y se alcanzan mayores temperaturas. Por otro lado, con dosados ricos se produce una mayor cantidad de hollín en el caso de tecnología diesel, así como combustible sin quemar que puede mezclarse con el lubricante y diluirlo, disminuyendo su viscosidad. Por otro, el fluido refrigerante también presenta gran importancia a nivel tribológico. Debido a la gran cantidad de energía empleada para su funcionamiento, es necesario un circuito de refrigeración para poder asegurar el desempeño del MCI. El tiempo para alcanzar la temperatura de régimen en las paredes de los cilindros depende del tipo de refrigerante empleado. No es lo mismo que sea refrigerado mediante aire o mediante agua. Si el refrigerante empleado no es capaz de mantener una temperatura relativamente baja para los componentes del motor, la viscosidad del lubricante disminuirá, ocasionando un mayor desgaste puntualmente.

2.4.5. Metales y desgaste en MCI

En la fabricación de un motor se emplean diferentes materiales, debido a las propiedades que tienen en base a su composición. Cada componente del motor presenta diferentes requisitos: para algunos componentes es la robustez, para otros que el material sea ligero, resistentes a la corrosión, criterios económicos... Siendo así, existen partes del motor que están fabricadas por un único componente y partes o piezas que están manufacturadas a partir de aleaciones [15]. Esta situación implica que los elementos a cuantificar, partículas de desgaste procedentes de estos componentes, sean principalmente metales.

2.4.5.1. Aluminio

El aluminio (Al) forma parte del conjunto de metales utilizados a nivel estructural. Este metal forma óxidos minerales y muchos otros compuestos en la naturaleza, por lo que es el tercer elemento en abundancia. Actualmente, el aluminio está considerado como un material moderno de utilización en MCI, ya que su utilización conlleva grandes ventajas medioambientales.

Las aleaciones base aluminio se conocen como fundiciones de metal ligero, ya que son mucho menos densas que las de hierro. La baja densidad de este material comparada con el acero supone una reducción notable del peso del vehículo, lo que se traduce en un ahorro de combustible y por lo tanto genera un menor porcentaje de polución. Actualmente, se fabrican en aluminio partes las carrocerías y piezas fundidas como los pistones o partes del bloque motor, tanto la culata como el cárter. Las aleaciones de aluminio son muy empleadas en la industria del automóvil por la dureza extraordinaria que las caracteriza. Se crean

materiales a partir de asociaciones de aluminio-cobre, aluminio-silicio y aluminio-cobre-níquel-manganeso. Aleaciones de menor dureza contienen cadmio, estaño, plomo, metales todos ellos de bajo punto de fusión, además de cobre, níquel y silicio, que forman los constituyentes duros.

Aparte de usos tales como pistones de motores, se ha ensayado la utilización de bielas de aleaciones de aluminio, rozando directamente sobre el cigüeñal, obteniéndose resultados satisfactorios [15]. Las ventajas de las aleaciones de base aluminio son una buena resistencia a la corrosión por lubricantes, y una elevada conductividad térmica, que permite una disipación rápida del calor generado.

2.4.5.2. Hierro

El hierro (Fe) es un metal blando, maleable y dúctil, y es también muy abundante en la corteza terrestre. Si se alea con una pequeña cantidad de carbono, se forma el acero, con mucha más resistencia. El acero es el metal principal de construcción en MCIA, por encima de todo a nivel estructural. El hierro forma parte de las camisas, de los anillos, el tren de válvulas y el eje del cigüeñal, entre otros. Con el paso de los años, la mejora de los MCIA pasa por su diseño, pero también por encontrar los mejores materiales para su formación. Por ejemplo, los colectores de escape solían ser de fundición y ahora se fabrican a partir de acero inoxidable.

2.4.5.3. Titanio

Los motores de altas prestaciones pueden incorporar elementos como el titanio (Ti), que ofrecen una mejora de las propiedades, debido a su alto punto de fusión (1677°C), su resistencia y su baja densidad, aunque es usado en mucha menor proporción debido a su alto precio. Un elemento habitual realizado en titanio son las bielas de los MCIA de competición, así como válvulas de altas prestaciones [15].

2.4.5.4. Cobre

El cobre es un elemento altamente empleado en materiales en elementos solicitados tribológicamente, por sus propiedades de fricción aleado con el plomo, estaño y antimonio. Según el fabricante de motor, las aleaciones son diferentes con los mismos elementos y con porcentajes ligeramente distintos. El cobre (Cu) es un excelente conductor térmico y eléctrico, mucho más que el aluminio. El cobre es ampliamente utilizado en cojinetes de MCIA, siempre aleado como latón, que contiene cobre y zinc, y si se le añade estaño forma el bronce. Su funcionamiento como material de baja fricción se contrapone con su menor resistencia a

productos ácidos que se generan en el funcionamiento del MCIA. Si el nivel de oxidación del lubricante es alto, puede ocurrir un importante desgaste, ya que se convierte al lubricante en un medio corrosivo, además de que el cobre es un catalizador de las reacciones de oxidación [86]. La corrosión que posteriormente se produce depende de los metales que son atacados. El cobre es uno de los elementos más reactivos en este tipo de ambiente químico, por lo que su concentración debe ser un parámetro a seguir para evaluar el desgaste y el estado de degradación del lubricante desde el punto de vista oxidativo.

2.4.5.5. Plomo

El plomo (Pb) es un metal pesado, empleado en muchas aleaciones. En motores, aparece como uno de los componentes principales de los cojinetes, ya que forma parte de la gran mayoría de aleaciones utilizadas tanto como material base y como recubrimiento. Las aleaciones de base plomo fueron las primeras empleadas como antifricción en forma de revestimientos aplicados a cojinetes macizos de bronce. El plomo tiene una dureza inferior y mejor plasticidad que el estaño, pero su conductividad térmica es más baja. Un factor favorable a la utilización de aleaciones de base plomo respecto a las de base estaño, es la diferencia de comportamiento cuando son sometidas a ciclos alternativos de calentamiento y enfriamiento. La ventaja de estas aleaciones está en su reducido coste y su baja fragilidad, pero su inconveniente principal es que son atacadas por los componentes más reactivos de los lubricantes.

2.4.5.6. Estaño

El estaño (Sn) es un metal de color plateado. Sus propiedades son típicas de un metal, pero a temperaturas por debajo de los 18°C, posee una estructura alotrópica (estructura molecular diferente), conocida como estaño gris, que tiene la estructura de diamante. Entre sus usos destaca el empleo de este elemento para formar capas protectoras en componentes de acero. Junto con el plomo forma una aleación blanda, y con plomo, cobre y antimonio forman el material de muchos cojinetes.

2.4.5.7. Silicio

Las aleaciones de base aluminio con cobre o silicio son las más empleadas en la construcción de los pistones actualmente. El silicio (Si) es un elemento tetravalente, como el carbono. La presencia de granos de silicio en la aleación del pistón produce cavidades microscópicas que retienen el lubricante, confiriéndole una

mayor resistencia al desgaste en comparación a las aleaciones con cobre. Aunque en la lubricación la presencia de silicio es considerada como contaminante proveniente del polvo ambiental.

2.4.5.8. Cromo

El cromo (Cr) tiene, al igual que el titanio, un punto de fusión muy elevado, que junto con su alta resistencia a la corrosión y su gran tenacidad, lo convierten en un elemento metálico ampliamente utilizado en los recubrimientos superficiales de los pares tribológicos de la MCIA. Debido a que las temperaturas que se alcanzan en los segmentos son muy elevadas y una de las posibilidades que se proponen para disminuir el desgaste por fusión o adhesión es la de recubrir la cara exterior de los segmentos del pistón con cromados.

2.4.5.9. Otros metales

El níquel (Ni) se utiliza ampliamente en la fabricación de aleaciones, ya que es especialmente resistente a la corrosión. Otro metal con un uso importante como componente de aleaciones de acero es el molibdeno (Mo), ya que este elemento químico lo hace más fuerte y más resistente a la corrosión, aunque también aparece como componente del fluido lubricante. Por otro lado, la plata (Ag) es empleada por algunos fabricantes de MCIA principalmente para mejorar las propiedades mecánicas de las aleaciones antifricción utilizadas en algunos de los componentes del motor, y también para equipamiento militar y aeronaves. Otro metal usado en las aleaciones de recubrimiento es el cadmio (Cd), que se utiliza como capa metálica protectora para el hierro y el acero. Por otro lado el manganeso (Mn) y el vanadio (V) encuentran un amplio uso en la fabricación de aleaciones de acero, ya que mejoran de manera sustancial el comportamiento mecánico de los elementos de MCIA.

2.4.6. Consecuencias del desgaste en el lubricante del MCIA

Tal y como se ha señalado anteriormente, el lubricante es el responsable de minimizar el desgaste, creando una película que separa ambas superficies en movimiento. Al mismo tiempo, el lubricante es testigo directo de éste, ya que las posibles partículas que se producen en el desgaste son recogidas por el lubricante que lleva fuera del sistema tribológico estas partículas. Así, el lubricante contiene mucha información de este fenómeno del desgaste donde las partículas metálicas desprendidas tienen una importancia crucial. En concreto, tanto el material como la forma aportan información sobre el estado tribológico de las superficies.

2.4.6.1. Materiales de las partículas de desgaste

A nivel material, es posible afirmar que se puede detectar el origen de la zona de desgaste basándose en la composición química de las partículas. En el caso concreto del MCIA, se muestran los posibles orígenes para cada uno de los elementos analizados en la Tabla 2.2 [87].

2.4.6.2. Forma y tamaño de las partículas

Por otro lado, la forma y tamaño de las partículas pueden aportar gran información alrededor del modo de desgaste que se está produciendo en los diferentes pares tribológicos presentes en el MCIA. En los siguientes puntos, se ha tratado de describir los tipos de partículas encontradas habitualmente en el funcionamiento de un MCIA [80].

Partículas de desgaste de contacto

En inglés se conoce como *rubbing particles*. Son partículas correspondientes al desgaste normal que generan los cuerpos metálicos en contacto, es decir, desgaste adhesivo. Su forma es similar a diminutas escamas metálicas, de un tamaño nunca superior a los 15 micrómetros y entre los 0,15 y 1 μm de grosor. Su superficie es lisa y no suelen presentar colores de oxidación, tal y como se muestra en la Figura 2.23.

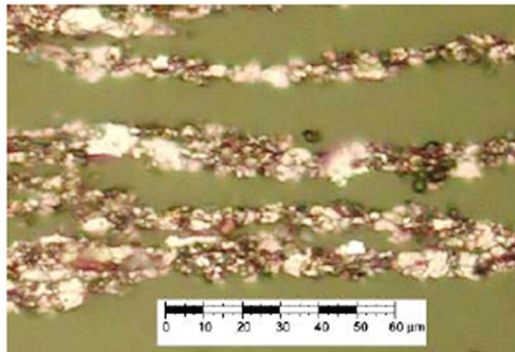


Figura 2.23: Partículas de desgaste normal alineadas por el efecto de campo magnético.

Partículas de deslizamiento

Este tipo de partículas procede del desgaste generado por velocidades o cargas excesivas o bien a un fallo en la lubricación del elemento. Son una combinación

Elemento	Origen
Ag	Cojinetes
	Válvulas
Al	Cojinetes
	Contaminación externa con polvo del ambiente
	Pistones
	Bloque motor
Ba	Aditivos detergentes del lubricante
B	Aditivos del lubricante
	Trazas de inhibidores del refrigerante (tetraborato de sodio)
Ca	Aditivos detergentes del lubricante
Cd	Aleaciones especiales
Cr	Barras de válvulas
	Inhibidores de corrosión del refrigerante
	Segmentos, camisas, pistones
Cu	Cojinetes (Pb-Cu, Sn-Cu)
	Refrigerante (intercambiadores de cobre)
Fe	Apoyos o muñequillas del cigüeñal
	Camisas de cilindros
	Engranajes y cadenas
	Levas y balancines
	Segmentos
Mg	Aditivos detergentes del lubricante
Mn	Tratamiento superficial de los segmentos
Mo	Aditivos del lubricante (MoS ₂)
Na	Aditivos detergentes del lubricante
Ni	Cilindros
	Elementos de la distribución
P	Aditivos antidesgaste del lubricante
	Aditivos antioxidantes del lubricante
Pb	Aditivos del lubricante
	Cojinetes
	Trazas de gasolina (pasado)
Si	Aditivos antiespumantes del lubricante
	Camisas de fundición
	Inhibidores de corrosión del agua de refrigeración
	Polvo atmosférico (SiO ₂)
	Restos de pastas de juntas y tubos (siliconas)
Sn	Cojinetes (Al-Sn, Cu-Sn, Pb-Sn)
Ti	Aleaciones especiales
V	Aleaciones especiales
Zn	Aditivos antidesgaste del lubricante

Tabla 2.2: Procedencia más habitual de los metales existentes en el lubricante.

de modos de desgaste adhesivo y abrasivo. Tienen unas características principales, como estriaciones paralelas a la superficie, normalmente en la dirección de la dimensión mayor, además se observan los bordes rectos y perfiles afilados. En el caso de que se produzca un sobrecalentamiento de la partícula, pueden presen-

tarse tonalidades de diferentes colores en la misma partícula. En la Figura 2.24 se pueden observar diferentes ejemplos de este tipo de partículas.

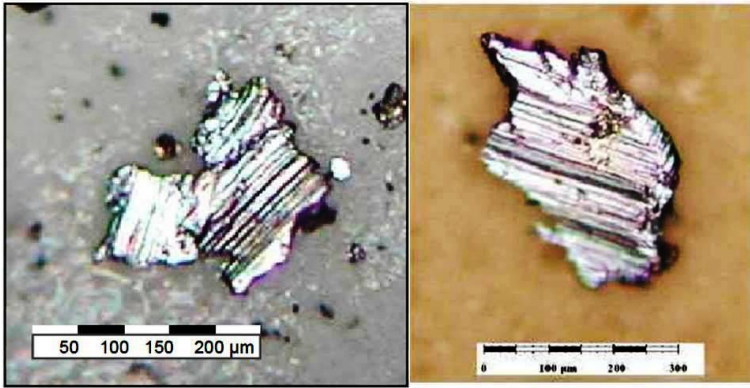


Figura 2.24: Partículas de deslizamiento.

Partículas de corte

Son partículas generadas debido a fenómenos de desgaste por corte, debido al movimiento relativo entre las superficies donde se realiza el arranque de material. Tienen aspecto de virutas rectas, curvadas o incluso forma de espiral, con una relación entre longitud y anchura elevada, habitualmente de 20 o 50:1. Un ejemplo de este tipo de muestras se encuentra en la Figura 2.25.

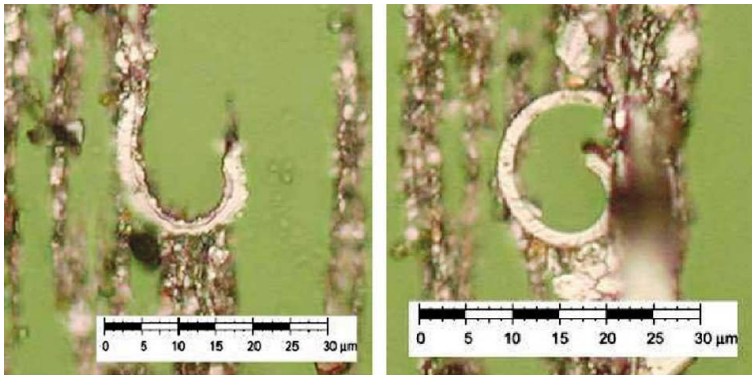


Figura 2.25: Partículas de corte.

Partículas de fatiga

Tienen su origen en elementos con sobrecargas cíclicas principalmente, aunque también pueden ser debidas por un montaje incorrecto de las piezas como falta de alineación o desequilibrado. En el MCIA son más presentes en los elementos rodantes como cojinetes. Las características de las diferentes partículas de fatiga son:

- **Fragmentos de fatiga:** En inglés *chunk particles*. Presentan una morfología equiaxial, con la superficie sin irregularidades pronunciadas. Su relación dimensión mayor frente al grosor es inferior a 10:1, llegando incluso a 5:1, tal y como se muestra en la Figura 2.26.

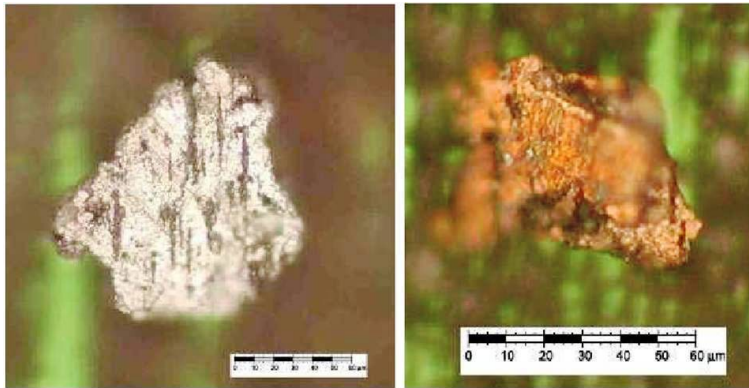


Figura 2.26: Fragmentos de fatiga.

- **Partículas laminares:** Presentan un aspecto aplanado, con la superficie suave, sin bordes rectos. En ocasiones presentan agujeros y bordes hendidos, mostrado en la Figura 2.27.
- **Partículas esféricas:** Son habituales en desgaste por fatiga si sus tamaños se encuentran entre 1 y 10 μm . Sin embargo, en ocasiones aparecen esferas ferrosas mayores a 30 μm como consecuencia de procesos de fabricación o contaminación exterior, como las mostradas en Figura 2.28.

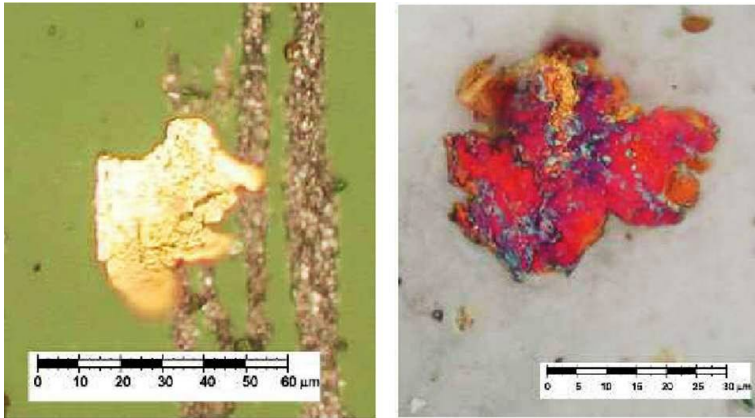


Figura 2.27: Partículas laminares.

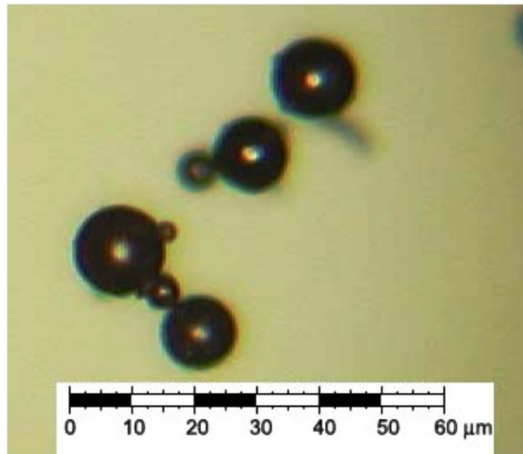


Figura 2.28: Partículas esféricas metálicas de desgaste.

Óxidos ferrosos

Se diferencian tres tipos de partículas con óxidos que se describen a continuación:

- **Óxidos oscuros:** Son originados por un sobrecalentamiento durante el funcionamiento del motor. Sobre las partículas se observan irisaciones y algunas áreas con colores de temple. Un ejemplo se muestra en la Figura 2.29.



Figura 2.29: Partícula de óxido oscuro.

- **Óxidos rojos alfa:** Tienen una tonalidad rojiza característica, son semi-transparentes a la luz transmitida y responden con un color naranja brillante ante la luz polarizada, tal y como se ve en la Figura 2.30. Su presencia indica una entrada de humedad en el lubricante o contaminación del exterior.

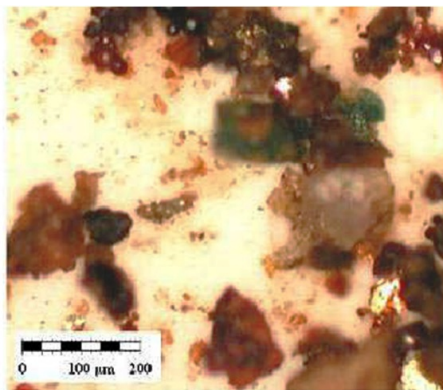


Figura 2.30: Partículas de óxido rojo.

- **Óxidos beta:** Son partículas lisas con bordes rectos, de aspecto muy similar a partículas de deslizamiento, con coloración grisácea, y en algunos casos se observan irisaciones sobre su superficie. Son traslúcidos al menos en los bordes externos o en las áreas de menor espesor, presentando coloraciones

parduscas con la luz transmitida, tal y como se observa en la Figura 2.31. Se generan principalmente por falta de lubricación en los mecanismos en contacto.



Figura 2.31: Partícula de óxido beta.

Polvo ambiental

Las partículas de polvo en suspensión en la atmósfera pueden pasar al sistema de lubricación si no existe una correcta estanqueidad, pudiendo generar un desgaste abrasivo. Se pueden diferenciar dos tipos principales de partículas de polvo, mostradas en la Figura 2.32.

- **Polvo de silicatos:** Son partículas brillantes que se asemejan a diminutos fragmentos de vidrio. Tienen una elevada dureza pudiendo llegar a rayar el acero.
- **Polvo calcáreo:** Son partículas traslúcidas con aspecto terroso que en algunas ocasiones presentan brillos. Tienen un poder abrasivo inferior a los silicatos.

Existen otros tipos de partículas, como residuos de fibras o elementos de animales, que no son influyentes a nivel de desgaste pero aparecen con frecuencia en lubricantes.

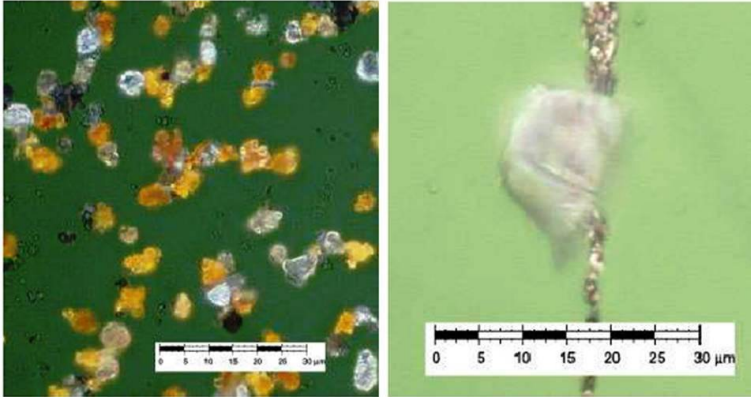


Figura 2.32: Partículas de polvo ambiental: Polvo de silicatos (izq.) y polvo calcáreo (der.)

Referencias

- [1] DOWSON, D. *History of Tribology, 2nd Edition*. London, UK: Longman, 1998.
- [2] LUDEMA, K. *Friction, Wear, Lubrication*. CRC Press, 1996.
- [3] C. M. TAYLOR, ed. *Engine tribology*. Amsterdam: Elsevier Science Publisher, 1993.
- [4] SMEDLEY, G. «Piston ring design for reduced friction in modern internal combustion engines». Master Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [5] BECKER, E. P. «Trends in tribological materials and engine technology». *Tribology International* 37.7 (2004), págs. 569-575.
- [6] NAKADA, M. «Trends in engine technology and tribology». *Tribology International* 27.1 (1994), págs. 3-8.
- [7] FURUHAMA, S. «Tribology on reciprocating internal combustion engines». *JSME international journal: bulletin of the JSME* 30.266 (1987), págs. 1189-1199.
- [8] BLAU, P. «The significance and use of the friction coefficient». *Tribology International* 34.9 (2001), págs. 585-591.
- [9] BOWDEN, F. P. y D. TABOR. *The Friction and Lubrication of Solids*. Oxford: Oxford University Press, 1950.

- [10] FERRER, C. y V. AMIGÓ. *Tecnología de materiales*. Valencia: Universidad Politecnica de Valencia, 2003.
- [11] ANDERSSON, P. y J. TAMMINEN. *VTT Research Notes 2178: Piston ring tribology. A literature survey*. Inf. téc. 2002.
- [12] FEDERAL MOGUL. *Piston ring handbook*. 2008.
- [13] JAMES, C. J. «Analysis of parasitic losses in heavy duty diesel engines». Master Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 2012.
- [14] HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [15] VAN BASSHUYSEN, R. y F. SCHÄFER. *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives*. Warrendale, PA: SAE International, 2004.
- [16] JOHANSSON, S., P. H. NILSSON, R. OHLSSON y B. G. ROSÉN. «Experimental friction evaluation of cylinder liner/piston ring contact». *Wear* 271.3-4 (2011), págs. 625-633.
- [17] TING, L. L. «Development of a Reciprocating Test Rig for Tribological Studies of Piston Engine Moving Components - Part I: Rig Design and Piston Ring Friction Coefficients Measuring Method». *SAE Technical Paper* 930685 (1993).
- [18] TING, L. L. «Development of a reciprocating test rig for tribological studies of piston engine moving components: Part 2: measurements of piston ring coefficients and rig test». *SAE Technical Paper* 930686 (1993).
- [19] KIM, K., P. SHAH, M. TAKIGUCHI y S. AOKI. «Part 3: A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts». *SAE Technical Paper* 2009-01-0193 (2009).
- [20] MERKLE, A. «Analysis of the Mixed Friction in the Piston Assembly of a SI Engine». *SAE International Journal of Engines* 5.3 (2012), págs. 1487-1497.
- [21] MISTRY, K. «Simulation and Modeling of Friction Force and Oil Film Thickness in Piston Ring-Cylinder Liner Assembly of an IC Engine». *Proceedings of the World Congress on Engineering II* (2009).
- [22] STANLEY, R., D. TARAZA, N. HENEIN y W. BRYZIK. «A simplified friction model of the piston ring assembly». *SAE Technical Paper* 1999-01-0974 (1999).
- [23] HERBST, H. M. y H. H. PRIESBCH. «Simulation of piston ring dynamics and their effect on oil consumption». *SAE Technical Paper* 2000-01-0919 (2000).

- [24] SAAD, P., L. KAMO, M. MEKARI y W. BRYZIK. «Modeling and Measurement of Tribological Parameters Between Piston Rings-Liner in Turbocharged Diesel Engine». *SAE Technical Paper 2007-01-1440* (2007).
- [25] SUTARIA, B., D. BHATT y K. MISTRY. «Simulation of Piston Ring Friction Models of Single Cylinder Internal Combustion Engine». *World Applied Sciences Journal* 7.8 (2009), págs. 998-1003.
- [26] GUZIK, M., G. KOSZALKA y A. NIEWCZAS. «A numerical model for calculation of piston rings wetted area in a combustion engine». *Journal of KONES Powertrain and Transport* 19.3 (2012), págs. 339-357.
- [27] TIAN, T. «Modeling the performance of the piston ring-pack in internal combustion engines». PhD Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [28] KIM, M., D. DARDALIS, R. D. MATTHEWS y T. KIEHNE. «Engine friction reduction through liner rotation». *SAE Technical Paper 2005-01-1652* (2005).
- [29] DOUGLAS, R., J. STEEL y R. REUBEN. «A study of the tribological behaviour of piston ring/cylinder liner interaction in diesel engines using acoustic emission». *Tribology International* 39.12 (2006), págs. 1634-1642.
- [30] WOYDT, M. y J. EBRECHT. «Testing friction and wear of the tribosystem piston ring and cylinder liner outside of engines». *Tribotest* 14.2 (2008), págs. 113-126.
- [31] JOCSAK, J. «The Effects of Surface Finish on Piston Ring-pack Performance in Advanced Reciprocating Engine Systems». Master Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- [32] TOMANIK, E. «Friction and wear bench tests of different engine liner surface finishes». *Tribology International* 41.11 (2008), págs. 1032-1038.
- [33] JOHANSSON, S., P. H. NILSSON, R. OHLSSON, C. ANDERBERG y B. G. ROSÉN. «New cylinder liner surfaces for low oil consumption». *Tribology International* 41 (2008), págs. 854-859.
- [34] HANKE, W., M. FAHR, A. REHL, M. VOIGT y H. ANDO. «Friction Reduction in Power Cylinder Systems for Downsize Gasoline Engines with Modern Surface Technologies of Aluminum Crankcases». *SAE Technical Paper 2012-01-1332* (2012).
- [35] ALLMAIER, H., C. PRIESTNER, F. REICH, H. PRIEBSCHE y F. NOVOTNY-FARKAS. «Predicting friction reliably and accurately in journal bearings-extending the EHD simulation model to TEHD». *Tribology International* 58 (2013), págs. 20-28.

- [36] LECLÈRE, Q., C. PEZERAT, B. LAULAGNET y L. POLAC. «Indirect measurement of main bearing loads in an operating diesel engine». *Journal of Sound and Vibration* 286.1-2 (2005), págs. 341-361.
- [37] FLORES, P., J. PIMENTA CLARO y J. AMBRÓSIO. «Journal bearings subjected to dynamic loads: the analytical mobility method». *Mecânica Experimental* 13 (2006), págs. 115-127.
- [38] BUKOVNIK, S., N. DÖRR, V. ČAIKA, W. J. BARTZ y B. LOIBNEGGER. «Analysis of diverse simulation models for combustion engine journal bearings and the influence of oil condition». *Tribology International* 39.8 (2006), págs. 820-826.
- [39] SANDER, D. E. «A Validated Elasto-Hydrodynamic Simulation for Journal Bearings Operating Under Severe Conditions». PhD Thesis. TU Graz, 2016.
- [40] TEODORESCU, M., D. TARAZA y N. A. HENEIN. «Experimental Analysis of Dynamics and Friction in Valve Train Systems». *SAE Technical Paper* 2002-01-0484 (2002).
- [41] MUFTI, R. A. y M. PRIEST. «Technique of simultaneous synchronized evaluation of the tribological components of an engine under realistic conditions». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 223.10 (2009), págs. 1311-1325.
- [42] ROSHAN, R. y col. «Friction modelling in an engine valve train considering the sensitivity to lubricant formulation». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 223 (2009), págs. 413-424.
- [43] BELOIU, D. «Modeling and Analysis of Valve Train, Part I-Conventional Systems». *SAE International Journal of Engines* 3.1 (2010), págs. 850-877.
- [44] SICZEK, K. J. y A. STEFANSKI. «Study on Parameters of Friction between Seats the Valve and its Insert using Fractal Model». *SAE Technical Paper* 2014-01-2876 (2014).
- [45] PAYRI, F. y J. M. DESANTES. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Barcelona: Reverté, 2011.
- [46] HOLMBERG, K., P. ANDERSSON y A. ERDEMIR. «Global energy consumption due to friction in passenger cars». *Tribology International* 47 (2012), págs. 221-234.
- [47] HOLMBERG, K., P. ANDERSSON, N. O. NYLUND, K. MÄKELÄ y A. ERDEMIR. «Global energy consumption due to friction in trucks and buses». *Tribology International* 78 (2014), págs. 94-114.

- [48] PRIEST, M. y C. M. TAYLOR. «Automobile engine tribology - approaching the surface». *Wear* 241.2 (2000), págs. 193-203.
- [49] BISHOP, I. N. «Effect of Design Variables on Friction and Economy». *SAE Technical Paper* 640807 (1964).
- [50] COMFORT, A. «An Introduction to Heavy-Duty Diesel Engine Frictional Losses and Lubricant Properties Affecting Fuel Economy-Part 1». *SAE Technical Paper* 2003-01-3225 (2003).
- [51] TARAZA, D., N. HENEIN y W. BRYZIK. «Friction losses in multi-cylinder diesel engines». *SAE Technical Paper* 2000-01-0921 (2000).
- [52] THRING, R. «Engine Friction Modeling». *SAE Technical Paper* 920482 (1992), SAE 920482.
- [53] CARDEN, P. «Calculation of Friction in High Performance Engines». *Ricardo Software European User Conference*. 2010.
- [54] AVL LIST GMBH. *AVL excite v7.0.3*. 2007.
- [55] URABE, M., T. TOMOMATSU, K. ISHIKI, M. TAKIGUCHI y T. SOMEYA. «Variation of Piston Friction Force and Ring Lubricating Condition in a Diesel Engine with EGR». *SAE Technical Paper* 982660 (1998).
- [56] LIAO, K., H. CHEN y T. TIAN. «The Study of Friction between Piston Ring and Different Cylinder Liners using Floating Liner Engine-Part 1». *SAE Technical Paper* 2012-01-1334 (2012).
- [57] WAKURI, Y., M. SOEJIMA, Y. EJIMA, T. HAMATAKE y E. AL. «Studies on friction characteristics of reciprocating engines». *SAE Technical Paper* 952471 (1995).
- [58] NAKAYAMA, K., Y. YASUTAKE, M. TAKIGUCHI y S. FURUHAMA. «Effect of piston motion on piston skirt friction of a gasoline engine». *SAE Technical Paper* 970839 (1997).
- [59] O'ROURKE, B., R. STANGLMAIER y D. RADFORD. «Development of a Floating-Liner Engine for Improving the Mechanical Efficiency of High Performance Engines». *SAE Technical Paper* 2006-01-3636 (2006).
- [60] GORE, M., M. THEAKER, S. HOWELL-SMITH, H. RAHNEJAT y P. D. KING. «Direct measurement of piston friction of internal-combustion engines using the floating-liner principle». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 228.3 (2014), págs. 344-354.
- [61] BANIASAD, S. M. y M. R. EMES. «Design and Development of Method of Valve-Train Friction Measurement». *SAE Technical Paper* 980572 (1998).

- [62] LEE, J., D. PATTERSON, K. MORRISON y G. SCHWARTZ. «Friction measurement in the valve train with a roller follower». *SAE Technical Paper* 940589 (1994).
- [63] ALLMAIER, H., C. KNAUDER y D. SANDER. «Combination of measurement and simulation to analyze engine friction». *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 10 (2016), págs. 66-70.
- [64] SNECK, H. J. y J. H. VOHR. «Hydrodynamic Lubrication». *CRC Handbook of Lubrication*. Vol. II. 3. CRC Press, 1983, págs. 69-91.
- [65] STRIBECK, R. y M. SCHRÖTER. *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager: Untersuchung einer Tandem-Verbundmaschine von 1000 PS*. Springer, 1903.
- [66] HERSEY, M. D. *Theory of Lubrication*. 2nd Ed. New York: Wiley y Sons, 1938.
- [67] LUGT, P. M. y G. E. MORALES-ESPEJEL. «A Review of Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory». *Tribology Transactions* 54.3 (2011), págs. 470-496.
- [68] ALLMAIER, H. y col. «Non-Newtonian and running-in wear effects in journal bearings operating under mixed lubrication». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 230.2 (2016), págs. 135-142.
- [69] SUN, J., X. CAI y L. LIU. «On the elastohydrodynamic lubrication performance of crankshaft bearing based on the effect of whole engine block deformation». *Industrial Lubrication and Tribology* 64.1 (2012), págs. 60-65.
- [70] SPEAROT, J. A., C. K. MURPHY y R. C. ROSENBERG. «Measuring the Effect of Oil Viscosity on Oil Film Thickness in Engine Journal Bearings». *SAE Technical Paper* 831689 (1983).
- [71] STARON, J. T. y P. A. WILLERMET. «An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles». *SAE Technical Paper* 830165 (1983).
- [72] TAYLOR, C. M. «Fluid film lubrication in automobile valve trains». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 208.410 (1994), págs. 221-234.
- [73] SICZEK, K. J. «Chapter 7 - Valve train tribology». *Tribological Processes in the Valvetrain Systems with Lightweight Valves*. 2016, págs. 85-180.
- [74] TEODORESCU, M., V. VOTSIOS, H. RAHNEJAT y D. TARAZA. «Jounce and Impact in Cam-Tappet Conjunction Induced by the Elastodynamics of Valve train System». *Meccanica* 41.2 (2006), págs. 157-171.

- [75] CHO, S.-W., S.-M. CHOI y C.-S. BAE. «Frictional modes of barrel shaped piston rings under flooded lubrication». *Tribology International* 33.8 (2000), págs. 545-551.
- [76] WAKABAYASHI, R., M. KAWANISHI, H. YOSHIDA e Y. OZAKI. «The Effects of Piston Rings and Liner Break-in on Lubricating Condition». *SAE Technical Paper* 2007-01-1250 (2007).
- [77] MORRIS, N., R. RAHMANI, H. RAHNEJAT, P. KING y B. FITZSIMONS. «Tribology of piston compression ring conjunction under transient thermal mixed regime of lubrication». *Tribology International* 59 (2013), págs. 248-258.
- [78] SHERRINGTON, I. y E. H. SMITH. «Experimental methods for measuring the oil-film thickness between the piston-rings and cylinder-wall of internal combustion engines». *Tribology International* 18.6 (1985), págs. 315-320.
- [79] NING, L., X. MENG e Y. XIE. «Effects of lubricant shear thinning on the mixed lubrication of piston skirt-liner system». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 227.7 (2013), págs. 1585-1598.
- [80] MONTORO, L. «Contribución al desarrollo y mejora de técnicas para la detección y análisis de partículas metálicas y contaminantes en aceites lubricantes usados». Tesis doct. València: Universitat Politècnica de València, feb. de 2005.
- [81] STACHOWIAK, G. y A. BATCHELOR. *Engineering tribology*. Elsevier Inc., 2005.
- [82] LAKSHMINARAYANAN, P. A. y N. S. NAYAK. *Critical Component Wear in Heavy Duty Engines*. Singapore: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [83] MCGEEHAN, J. A. y A. V. KULKARNI. «Mechanism of Wear Control by the Lubricant in Diesel Engines». *SAE Technical Paper* 872029 (1987).
- [84] FYGUEROA, S. «Diagnóstico de motores de encendido por compresión de automoción mediante análisis del lubricante». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 1994.
- [85] TORMOS, B. *Diagnóstico de motores diesel mediante el análisis del aceite usado*. Barcelona: Reverté, 2005.
- [86] RUDNICK, L. *Lubricant additives: chemistry and applications*. Boca Raton: CRC Press, 2009.
- [87] SPECTRO SCIENTIFIC INC. *Oil Analysis Handbook for Predictive Maintenance*. Inf. téc. 2014.

Capítulo 3

Aceites lubricantes en MCIA

3.1. Introducción

Tal y como se ha establecido en el capítulo anterior, la lubricación en MCIA es llevada a cabo mediante el uso de aceites lubricantes de base hidrocarbonada. En este capítulo se realiza una concisa explicación de los aceites lubricantes: su composición y características, sus propiedades, sus funciones, etc. Dentro de esta Tesis doctoral, el análisis de aceite en uso ha presentado una gran importancia como herramienta de trabajo, por lo que también se le dedica un apartado específico.

En los últimos años se ha observado un interés creciente en la industria del MCIA por el uso de aceites considerados de baja viscosidad, como elemento contributivo a la mejora de la eficiencia del MCIA y paralelamente a los objetivos de disminución de emisiones contaminantes y de ahorro de combustible. El paradigma del cambio a esta novedosa tecnología en lubricación tiene una gran importancia en la industria del MCIA y es muy importante en el diseño, fabricación y vida de los motores a día de hoy. Por tanto, en este capítulo se establecen las bases de estudio de esta apuesta por la bajada de viscosidad, y se estudian los diferentes beneficios e inconvenientes de la aplicación en MCIA, así como su influencia en el futuro de la industria.

3.2. Aceites lubricantes en MCIA

3.2.1. Historia de los lubricantes líquidos

Tal y como se ha señalado, la tribología ha avanzado paralelamente al desarrollo tecnológico de la humanidad, y durante los dos últimos siglos, presentó una mejora exponencial en su conocimiento, junto con su definición como ciencia.

El uso de los lubricantes líquidos se conoce desde el inicio de la era de las civilizaciones, pero no fue hasta la revolución industrial donde se estableció el uso de lubricantes líquidos en máquinas mecánicas y la tecnología de las máquinas fue mejorando a un ritmo mayor que los lubricantes en sí. Hasta ese momento, el uso de aceites lubricantes había estado relegado a aplicaciones altamente exigentes y de vanguardia, como la relojería, y habitualmente venían de base vegetal o animal, como el sebo de ballena o de foca [1].

El empleo de aceites minerales como lubricantes se inició con el descubrimiento de Edwin L. Drake en 1859 [2], que construyó un pozo en Pensilvania (EEUU) del que se pudo extraer diariamente centenares de litros de crudo. El petróleo era conocido previamente, pero por primera vez estaba disponible en grandes cantidades. En un primer momento, se observaron las beneficiosas propiedades lubricantes de este fluido y se empleó el crudo extraído de los pozos directamente para lubricar, hasta que se empezó a pensar en procesar los lubricantes para adaptarlos a las exigencias de las máquinas. Así, se desarrollaron diferentes procesos de obtención y mejoras técnicas para la obtención de fluidos lubricantes a partir del refinado del crudo [3].

Uno de los espaldarazos a la producción de lubricantes fue el desarrollo del MCIA y del automóvil. El sector del automóvil es considerado como uno de los sectores prioritarios en la industria y la economía del primer mundo, y al crecer la demanda de automóviles, también creció la demanda de lubricantes con mejores características durante todo el siglo XX.

En la historia de los lubricantes, se pueden considerar muy importantes dos hitos, que marcaron un antes y un después en la historia de este producto: la incorporación de los aditivos a las bases lubricantes, y la aparición de los aceites sintéticos.

Ciertos aditivos fueron desarrollados durante los primeros años del siglo XX, y hasta los años 30 del siglo XX, los fabricantes de aceites lubricantes consideraban los aditivos como un gasto innecesario. Sin embargo, durante las décadas siguientes se fueron desarrollando una serie de familias de aditivos que mejoraban de manera exponencial el comportamiento de los aceites inicialmente formulados, y muy pronto se transformaron en imprescindibles. Toda esta evolución, mostrada

en la Figura 3.1, vino acompañada del nacimiento de una gran industria simbiótica, la de los fabricantes de aditivos para lubricantes.

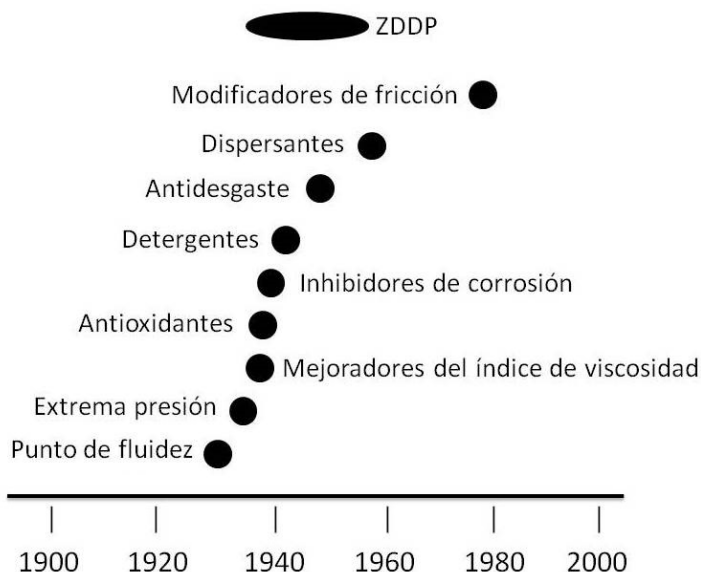


Figura 3.1: Período de desarrollo y aplicación de las diferentes familias de aditivos para lubricantes. Adaptada de [4].

Así, estos aditivos permitieron mejorar de manera sustancial todas las propiedades de los lubricantes, así como reforzarlas durante toda su vida útil aumentando el período de uso de estos lubricantes mejorados. Como se puede observar, en el período correspondiente a la Segunda Guerra Mundial, tanto las flotas de vehículos militares terrestres como aéreos impulsaron el desarrollo de nuevos aceites, que eran capaces de trabajar en condiciones más extremas gracias a los aditivos que incluían en su formulación.

Por otro lado, la continua evolución de la tecnología química propició el desarrollo de nuevas moléculas basadas en hidrocarburos que mejoraban sustancialmente el comportamiento de las bases minerales. Así, en los años 30 del siglo XX también se elaboraron las primeras moléculas sintéticas, pero hasta después de la segunda Guerra Mundial no se introdujo en el mercado el aceite sintético [5]. A partir de entonces, la realidad de los lubricantes no ha parado de evolucionar. Dedicados a cada vez aplicaciones más complejas en condiciones cada vez más severas, o incluso la aplicación a nuevas tecnologías como la aeroespacial, los lubricantes se han mostrado como un sector en continuo crecimiento y auge.

Hoy en día los lubricantes tienen un papel fundamental en la industria del automóvil y en cualquier tipo de maquinaria, por lo que es muy importante una continua investigación en este campo, así como una presencia importante en todos los programas de mantenimiento de las industrias y empresas de transporte.

3.2.2. Funciones de los aceites en MCIA

Dentro de un sistema mecánico en funcionamiento, existen una serie de requerimientos para el fluido lubricante que van más allá de su función primordial. Así, se considera que un lubricante de MCIA debe desempeñar las siguientes funciones imprescindibles para su buen funcionamiento.

- **Lubricación:** Evidentemente, su función principal es la de reducir la fricción entre los componentes móviles de un motor en funcionamiento. El lubricante sirve para disminuir el coeficiente de rozamiento, y por tanto la resistencia al mismo o fricción, y reduciendo de este modo el desgaste. Así, forma una fina película que separa físicamente las superficies en contacto y disminuye su resistencia al deslizamiento. El sistema de lubricación se encarga de que se mantenga esa película, y con ella se incrementa la vida de los elementos móviles, disminuyendo la posibilidad de mal funcionamiento o fallo del sistema.
- **Refrigeración:** El proceso de conversión energética del MCIA provoca que una gran parte de calor generado sea eliminado con los gases de escape y el resto disipado para evitar un calentamiento excesivo del motor. Por tanto la refrigeración en el sistema es muy importante, pues evita los problemas mecánicos derivados de las altas temperaturas, como fusión de las piezas metálicas y deformaciones térmicas excesivas que acabarían inutilizando el motor. Actualmente, en la gran mayoría de los MCIA de automoción existe un sistema de refrigeración específico basado en un líquido refrigerante, que consta de una bomba, un fluido refrigerante, termostatos, un radiador o intercambiador de calor, un ventilador y un sistema de conductos que efectúan las conexiones.

Los fluidos refrigerantes actuales están compuestos por agua y alcoholes mezclados en diferentes proporciones, junto con una serie de aditivos de protección. Este fluido es el encargado de evacuar gran parte del calor producido. Sin embargo, existen zonas del MCIA donde la refrigeración no puede llegar y debe ser el aceite el encargado de transportar el calor generado. Por ejemplo, en partes como los pistones que no abarca el sistema de refrigeración principal, ya que los lubricantes líquidos son excelentes para disipar parte del calor generado durante la operación de los equipos, y al

mismo tiempo es una zona que recibe una gran carga térmica y presentan una gran complejidad para ser refrigerados con agua.

- **Limpieza:** El aceite contribuye a la limpieza y dispersión de posibles contaminantes dañinos tribológicamente, manteniéndolos en suspensión y transportándolos a los filtros, con lo que se controla la formación de depósitos y de barros, así como de la presencia de partículas de desgaste iniciadoras de otros procesos más severos.
- **Neutralización, protección y sellado:** El lubricante también debe neutralizar los ácidos procedentes de la combustión, para disminuir la influencia del desgaste corrosivo, cubrir uniformemente la superficie, y sellar el espacio entre piezas, impidiendo el paso de combustible o gases de escape de la cámara de combustión al cárter (*blow-by*), y mejorando el rendimiento energético. Debido a la configuración que presentan los MCIA, es muy importante esta función de sellado, pues se alcanzan presiones diferentes en las distintas zonas del motor, que deben quedar aisladas para que no se produzca una pérdida significativa de la potencia obtenida.

3.2.3. Formulación de un aceite lubricante de MCIA

Los lubricantes se agrupan según su estado físico en lubricantes sólidos, semi-sólidos, líquidos y gaseosos. Los más utilizados en la industria son líquidos, a los que se denomina aceites lubricantes [3]. En la actualidad los lubricantes líquidos para MCIA se formulan con bases fluidas a partir de hidrocarburos y aditivos químicos. Las bases lubricantes, entre otras funciones, proporcionan una capa fluida para separar dos superficies móviles, generando una lubricación hidrodinámica y disminuyendo así la fricción entre las mismas. Además, eliminan el calor y las partículas de desgaste del sistema. Por otro lado, muchas de las propiedades de los lubricantes son creadas o mejoradas por la adición de aditivos químicos, tal y como se describe a continuación. La base fluida actúa como portador para estos aditivos y los mantiene en solución bajo las condiciones normales de trabajo.

A día de hoy, la mayoría de las bases fluidas de lubricantes se obtienen a partir del refinado del crudo del petróleo, aunque también se utilizan bases no procedentes del petróleo directamente, que se utilizan cuando se requieren unas propiedades especiales para el lubricante o cuando el suministro de los aceites base provenientes del petróleo es escaso.

Los hidrocarburos que se emplean para las bases de aceites lubricantes son parafinas lineales, parafinas ramificadas (isoparafinas), cicloparafinas (naftenos) y aromáticos [5].

3.2.3.1. Bases lubricantes

Aunque durante las épocas pasadas se utilizaron los aceites naturales de origen animal y vegetal, que siguen siendo empleados en otras aplicaciones, con la llegada del crudo en el sector del MCIA la tradicional división entre las bases se ha establecido entre bases minerales y bases sintéticas.

Bases minerales

Son hidrocarburos lineales de alrededor de 30 carbonos que provienen de la destilación fraccionada del crudo, esto es, tienen un origen mineral. El crudo del petróleo es la fuente de materia prima para la elaboración de bases lubricantes, ceras y combustibles. Contiene gran cantidad de hidrocarburos y además pequeñas cantidades de azufre, oxígeno, nitrógeno, sales inorgánicas y una cantidad relativamente pequeña de metales.

El crudo del petróleo es un producto resultado de procesos físicos y químicos actuando durante millones de años sobre restos de plantas y animales enterrados, y se obtiene mediante extracción en yacimientos petrolíferos. Debido a su origen orgánico, cada yacimiento proporciona un crudo con diferente composición química y, por tanto, variación en las propiedades físicas. En general el crudo presenta los mismos tipos de moléculas, pero repartidas en diferente cantidad, lo que hace variar su comportamiento físico-químico. Un ejemplo de esta característica se puede observar en la Tabla 3.1.

Yacimientos	Mar del Norte	Indonesia	Oriente Medio
Contenido en azufre (%)	0,3	0,2	2,5
Punto de fluidez (°C)	-3	3	-15
Viscosidad a 40°C (cSt)	4	12	8

Tabla 3.1: Variación en las propiedades del crudo entre yacimientos. Adaptado de [2].

Sólo parte de estos componentes son adecuados para los aceites lubricantes base, y se necesitan tratamientos físicos y químicos posteriores para mejorar las propiedades finales. Este procedimiento es conocido como refinado, cuyo esquema se muestra en la Figura 3.2.

En el proceso de refinado del petróleo los compuestos deseados se obtienen por destilación atmosférica y de vacío, y a continuación pasan por una serie de tratamientos que eliminan las impurezas y consiguen las características de acuerdo al uso que se pretende dar al aceite en función de la temperatura del proceso,

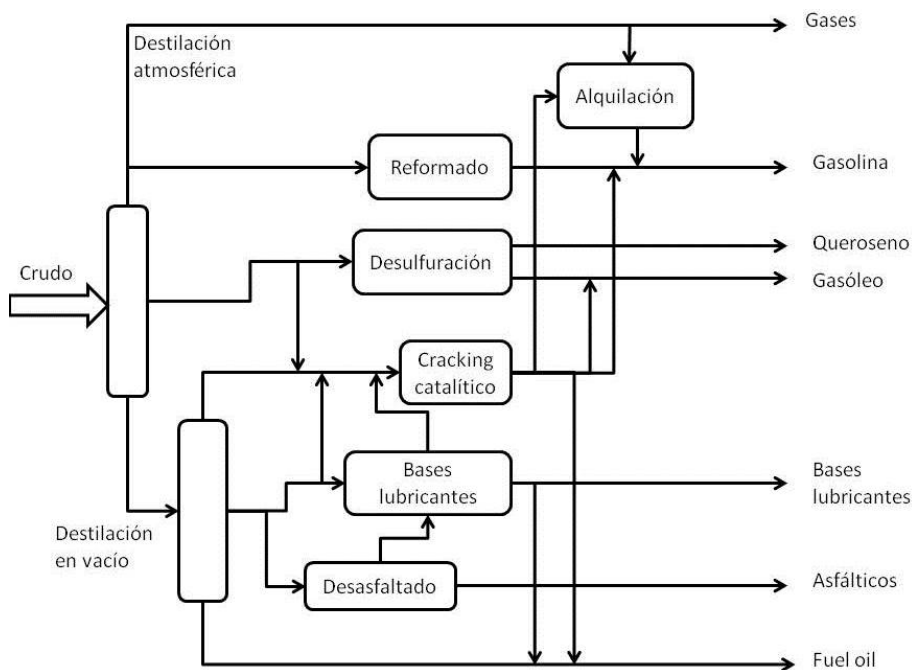


Figura 3.2: Esquema simplificado de un proceso de refinado del petróleo y obtención de bases lubricantes. Adaptado de [3].

conocidos como cortes [3]. Los aceites minerales que se producen son de varios tipos, pues ninguno de los tratamientos conjuntos es exactamente igual al de otra refinería, y también depende del tipo de petróleo empleado.

En general, las bases obtenidas presentan una temperatura de ebullición y de inflamación muy alta. De manera simplificada, su composición es una mezcla compleja de diferentes hidrocarburos parafínicos, nafténicos y aromáticos. Con la tecnología actual, es ciertamente imposible determinar con precisión todos los componentes de esta mezcla.

El nombre común de la base se toma dependiendo de qué tipo de hidrocarburo predomina en la mezcla, así se pueden obtener diferentes tipos de bases:

- **Bases parafínicas:** Las parafinas son moléculas lineales de hidrocarburos saturados. Los aceites de base parafínica contienen gran cantidad de cadenas de alcanos ramificados. Al estar constituidos por alcanos, poseen baja densidad ($<0,90 \text{ g/cm}_3$) y un índice de viscosidad elevado, en torno a 100.
- **Bases nafténicas:** Constituidas por cadenas de hidrocarburos cíclicos saturados. Sus propiedades son opuestas a las de los aceites base parafínicos.

Poseen una densidad elevada ($>0,90 \text{ g/cm}_3$) y un índice de viscosidad bajo, entre 40 y 60.

- **Bases aromáticas:** Constituidas por cadenas de hidrocarburos insaturados y anillos aromáticos. Son las que poseen una mayor densidad, y el índice de viscosidad más bajo.

Bases sintéticas

Las bases sintéticas son fabricadas mediante síntesis química o mediante post-tratamiento de diferentes hidrocarburos hasta conseguir componentes con una estructura molecular bien definida para cumplir con una función específica, por lo que contarán con unas propiedades conocidas. Esto los convierte en un tipo de bases con gran interés, en especial para aceites de altas prestaciones.

Durante la síntesis pueden eliminarse las partículas no deseadas y aportar al aceite una mejora en sus características. Habitualmente presentan mejores características en todos los parámetros físico-químicos relativos al funcionamiento del lubricante en el MCIA.

Por ello, su proceso de elaboración es más costoso que el de obtención de los aceites minerales naturales, aunque su capacidad de resistencia hace que tengan que cambiarse menos veces. De todas formas, actualmente lo más habitual en aceites de alta gama es encontrar una mezcla de aceite mineral y sintético, que viene a ser una solución de compromiso entre prestaciones y coste.

Los principales compuestos empleados en la formulación de bases sintéticas son diésteres, ésteres fosfatados, poliol-ésteres, polialfaolefinas (PAO), poliglicoles (PAG), hidrocarburos sintéticos y siliconas [3].

Con el objetivo de diferenciar claramente el concepto entre bases minerales y sintéticas, el Instituto Americano del Petróleo (API) clasificó en su momento las bases minerales en cinco grupos diferentes [6], mostrados en la Tabla 3.2.

Los primeros tres grupos provienen del refinado del petróleo (minerales), los aceites base del grupo IV son totalmente sintéticos (como las PAO) y los del grupo V son todos los que no están incluidos en las otras categorías.

- **Grupo I:** Son bases refinadas por solventes, que es el proceso más simple, por lo que son las más económicas en el mercado, y sus propiedades son bastante menores que las demás.
- **Grupo II:** Este grupo se diferencia por el hecho de que las moléculas de hidrocarburo de estos aceites están saturadas, y por tanto los aceites de este grupo tienen mejores propiedades contra la oxidación. Tienen un color

Grupo	Contenido en HC saturados	Contenido en azufre	Índice de viscosidad (VI)	Procedimientos de obtención
I	<90%	>0,03%	80-120	Extracción con disolventes
II	>90%	<0,03%	80-120	Hidrotratamiento
III	>90%	<0,03%	>120	Hydrocracking GTL, Isomerización
IV				Polialfaolefinas
V				Resto de bases

Tabla 3.2: Clasificación de las bases lubricantes según API. Adaptado de [6].

más claro y su proceso de obtención es un poco más costoso que los aceites base del Grupo I.

- **Grupo III:** Pasan por un proceso de fraccionamiento a alta presión y temperatura, por lo que su refino es mayor y son bases con elevadas características técnicas.
- **Grupo IV:** Son polialfaolefinas obtenidas por procesos de síntesis. El rango de temperaturas de trabajo es mucho más amplio que el del resto de grupos debido a las propiedades de este tipo de compuestos.
- **Grupo V:** Incluye el resto de bases (PAG, ésteres fosfatados, polioliésteres, siliconas. . .) que en ocasiones se mezclan con otras bases para mejorar algunas propiedades del aceite terminado, o son utilizadas en otras aplicaciones específicas.

Todas las bases lubricantes deben cumplir una serie de parámetros para controlar sus propiedades. Estos parámetros vienen regulados, a modo de valores o intervalos, por los productores y usuarios finales que las definen y clasifican. Algunos de los parámetros de control se muestran en la Tabla 3.3.

3.2.3.2. Aditivos

Los aditivos fueron desarrollados en su momento para cubrir las necesidades de los procesos industriales que involucraban alta exigencia para el lubricante, donde se llegó a la conclusión de que las bases lubricantes derivadas del petróleo, utilizadas hasta entonces como aceites lubricantes, no tenían las características y propiedades suficientes para proteger adecuadamente los mecanismos de dichas máquinas. Por lo tanto, se consideró añadir una serie de componentes que al agregarse a la base mejoraran las propiedades que ya tenían o les dieran otras nuevas que se requerían. Estas sustancias recibieron el nombre de aditivos.

Fluidez	Viscosidad
	Punto de fluidez
	Punto de enturbiamiento
Inflamabilidad	Punto de inflamación
	Fire point
Color	Color ASTM
Corrosividad	Acidez
	Corrosión lámina de cobre
Composición	Prueba de oxidación
	Contenido de aromáticos
	Contenido de parafinas/naftenos

Tabla 3.3: Parámetros de control de un aceite base lubricante.

A día de hoy, es posible afirmar que la totalidad de los aceites de MCIA están aditivados, ya que supone una mejora en muchos aspectos. Existen dos principales vías de mejora introducidas por los aditivos: mejorar las cualidades fisicoquímicas básicas de los aceites y aumentar y potenciar la duración de éstas en el tiempo mediante inhibidores de ciertos fenómenos no deseables. A cambio, el aceite base debe ser capaz de mantener estos aditivos en solución en condiciones normales de trabajo, para que puedan desarrollar correctamente su función. En la actualidad, la industria de los lubricantes depende en gran parte de la tecnología de los aditivos para mejorar la calidad y el rendimiento de sus aceites acabados.

Debido a la introducción de mejoras tecnológicas, los nuevos diseños y los cambios en los modos de operación de los MCIA modernas ha surgido la necesidad de formular lubricantes de máxima calidad que sean capaces de mantener sus propiedades bajo cualquier tipo de situación. Esto ha conllevado un desarrollo paralelo de investigaciones en el campo de los aditivos las cuales han permitido desarrollar lubricantes de mejor desempeño tanto en lo que se refiere a su vida de servicio como al nivel de protección que le confieren a los mecanismos lubricados. Un gran número de investigaciones en el campo de los lubricantes tiene que ver con los aditivos y sus propiedades [7-10] así como las interacciones “triboquímicas” entre la superficie y el lubricante debido al uso de estos aditivos [11-13]. Dentro de la lubricación de MCIA, se utilizan los siguientes aditivos descritos a continuación [5, 14].

Aditivos antioxidantes

Son aditivos que retardan el proceso de oxidación de los aceites lubricantes, y por tanto, previenen la formación de productos nocivos para el MCIA, ya que

el proceso de oxidación de un hidrocarburo provoca que se vuelva ácido y forme lodos o barnices. Los aditivos antioxidantes más típicos suelen ser compuestos de tipo fenólico o amínico. Otros aditivos con propiedades antioxidantes son aquellos a base de zinc y fósforo: dialquil ditiofosfato de zinc (ZDDP), ésteres del ácido etilfosfórico, fosfatos orgánicos y fosfonatos, entre otros.

Los antioxidantes se encargan de neutralizar los radicales libres, principales responsables de la degradación. Pueden actuar de dos formas diferentes: por inhibición de la formación de peróxidos o como agentes de terminación de cadena reaccionando con los radicales libres para formar productos estables. Además también pueden actuar como pasivantes de metales para prevenir los efectos catalíticos.

Los agentes de terminación de cadena son normalmente aminas, fenoles o sulfuros. Aquellos capaces de inhibir los efectos catalíticos de iones metálicos como Cu, Fe, Pb, Mn o Co son generalmente sulfuros orgánicos, fosfatos o tiofosfatos. Aunque con frecuencia se hace referencia a los inhibidores de oxidación y corrosión por separado, muchos de los compuestos que contienen fósforo y azufre son efectivos en ambas aplicaciones.

Anticorrosivos (Inhibidores de corrosión)

Tal y como se ha señalado, las altas temperaturas en el interior del motor hacen que se formen ácidos, los cuales pueden atacar y dañar los componentes metálicos. Las condiciones que influyen en la aparición de corrosión son el arrastre de oxígeno atmosférico, la humedad de la combustión y los ciclos de arranque-parada junto con las variaciones de temperatura.

Los inhibidores de corrosión se añaden específicamente para hacer frente a este proceso electroquímico. Estos aditivos forman una película que actúa de barrera en forma de una monocapa densa e hidrofóbica. Esta película formada evita la entrada de agua y oxígeno hacia la superficie metálica.

Estos aditivos anticorrosivos protegen a los cojinetes de base cobre, estaño o plomo; suelen ser detergentes básicos y compuestos protectores de imidazol, benzotriazol y ZDDP, que neutralizan los ácidos formados. Para proteger a las partes con hierro, se emplean inhibidores de la herrumbre, frecuentemente diferentes ésteres y amidas de ácido dodecilsuccínico, ésteres fosfatados o tiofosfatos. Actúan formando una capa protectora de pasivación sobre la superficie del metal. Para seleccionar el inhibidor adecuado hay que tener en cuenta el problema de la competencia adversa con otros aditivos diseñados para adsorber en la interfase lubricante-metal, como los aditivos modificadores de la fricción.

Detergentes y dispersantes

Son términos que se emplean a menudo indistintamente al hablar de aceites lubricantes de motor. Si es posible hacer una distinción, los detergentes normalmente se consideran aquéllos que controlan el depósito de partículas a altas temperaturas, mientras que los dispersantes se utilizan para controlar la formación de lodos a bajas temperaturas y su aglomeración. Son aditivos que rodean las partículas contaminantes que se han introducido en el aceite y las mantienen en un estado de suspensión coloidal dentro del lubricante, previniendo su aglomeración y deposición en las zonas calientes del MCIA. De este modo, consiguen limpiar los conductos y las superficies evitando acumulaciones de los residuos que se forman durante el funcionamiento del MCIA.

Ambos son hidrocarburos de cadena larga con grupos polares de cabeza, cuya cadena hidrocarbonada de estos aditivos ayuda a solubilizar o mantener en suspensión partículas contaminantes en el aceite. Los detergentes son sales metálicas de ácidos orgánicos con grupos polares que contienen iones de metales alcalinos, por ejemplo bario con azufre, cloro y fósforo, y también formulaciones a base de magnesio. También se emplean como dispersantes ésteres de alto peso molecular. En la Tabla 3.4 se muestran las clases principales de detergentes con su formulación.

Tipo de detergente	Fórmula química ($M^{+2} = \text{Ca, Mg}$)
Sulfonato neutro	$(\text{RSO}_3^-)_2M^{+2}$
Compuesto carbonato-sulfonato micelar	$(\text{RSO}_3^-)_2M^{+2} \cdot (M^{+2}\text{CO}_3^{-2})_x$
Sulfonato sintético	$(\text{R}'\text{H}_2\text{CRHC} - \text{C}_6\text{H}_4 - \text{SO}_3^-)_2M^{+2}$
Fenato normal	$(\text{R} - \text{C}_6\text{H}_4 - \text{O}^-)_2M^{+2}$
Salicilatos	$(\text{R} - \text{C}_6\text{H}_4 - \text{ROO}^-)_2M^{+2}$
(1) Fosfonato	$\begin{array}{c} \text{O} \\ \\ \text{R-P-O} \end{array}$
(2) Tiopirofosfonato	$\begin{array}{c} \text{O} \quad \text{O} \\ \quad \\ \text{R-P-S-P-R} \end{array}$
(3) Tiofosfonato	$\begin{array}{c} \text{O} \\ \\ \text{O-M} \end{array}$
	(1) (2) (3)

Tabla 3.4: Tipos de detergentes aplicados en lubricantes de MCIA.

Agentes neutralizantes

Su función es neutralizar los productos ácidos que aparecen en el seno del lubricante tras la combustión, provenientes de diversas fuentes. Durante las décadas pasadas se ha ido reduciendo el contenido de azufre permitido en el combustible en la legislación europea, ya que uno de los efectos de la presencia de azufre en

el combustible es la formación de ácido sulfúrico tras su combustión, que resulta dañino para el MCIA. Actualmente, la desulfuración de los combustibles ha llevado a la mayor importancia de otras clases de ácidos. La oxidación de las cadenas alifáticas de los aceites lleva a la aparición de ácidos carboxílicos; también aparecen óxidos de nitrógeno, así como ácidos de las reacciones que se producen entre los productos inquemados del combustible.

La capacidad de neutralización de estos ácidos, también conocida como reserva alcalina, con la que cuenta el aceite se puede medir con el índice TBN (*Total Base Number*), expresado en mg de KOH por gramo de aceite. Los detergentes con mayor reserva alcalina también pueden actuar como agentes neutralizantes. Estos detergentes contienen 30 veces más cantidad de metales alcalinos (Ca, Mg, Ba) que los correspondientes sulfonatos neutros. Los detergentes empleados en aceite lubricante de motor poseen un índice TBN en el rango de 50 a 300. Ejemplos de detergentes neutralizantes son: sulfonatos de calcio, sulfuros alquilfenílicos y alquilsalicilatos.

Antiespumantes

Todos los aceites lubricantes de MCIA que están sometidos a una agitación, arrastran aire que produce espuma en los mismos. Este efecto no es deseable ya que al incrementar la exposición del aceite al oxígeno, aumenta la oxidación del mismo. Además, la espuma reduce la eficacia del aceite lubricante como refrigerante y fluido hidráulico, además de dificultar su trasiego en el circuito de lubricación. Por ello se añaden aditivos antiespumantes.

Estos compuestos tienen menor tensión superficial que el aceite lubricante y baja solubilidad en él. Esto permite que se extiendan sobre la superficie de las burbujas de la espuma a una concentración suficientemente alta para debilitar la película de aceite provocando que se colapsen las burbujas.

Los compuestos empleados como antiespumantes son siliconas y copolímeros orgánicos. Las siliconas líquidas, en particular polidimetilsiloxanos son los agentes antiespumantes más efectivos a una concentración de 0,0001 %.

Aditivos antidesgaste

Los aditivos antidesgaste tienen como cometido ayudar a reducir el fenómeno tribológico de desgaste. El desgaste puede ser resultado de diferentes procesos como corrosión, contacto entre superficies metálicas o abrasión por partículas sólidas, tal y como se ha explicado anteriormente. Entre los diferentes compuestos que pueden tener propiedades antidesgaste, se encuentran los siguientes:

- Compuestos orgánicos con oxígeno que poseen un grupo polar en el extremo capaz de adsorberse en las superficies. Este grupo incluye alcoholes, ésteres y ácidos carboxílicos.
- Compuestos orgánicos que contienen grupos nitrogenados.
- Compuestos orgánicos sulfurados y fosforados que reaccionan formando películas en las superficies.
- Compuestos orgánicos con boro que pueden reaccionar formando películas en las superficies.
- Compuestos orgánicos con molibdeno que pueden formar películas de MoS_2 en las superficies.
- ZDDPs (dialquil-ditiofosfatos de zinc) que pueden formar películas poliméricas en las superficies.

Estos aditivos se agrupan bajo diferentes nombres: aditivos antidesgaste y de extrema presión, o modificadores de la fricción.

La principal diferencia se encuentra en el funcionamiento intrínseco de cada tipología. Los aditivos antidesgaste/extrema presión forman una superficie semiplástica sobre la superficie a proteger de alta resistencia. Así, bajo condiciones de cizallamiento, el coeficiente de fricción es generalmente moderado o alto, pero su respuesta al desgaste es buena. Por el contrario, los modificadores de fricción presentan películas compuestas de matrices ordenadas y apretadas de capas multimoleculares, débilmente adheridas entre sí y con la cabeza polar anclada en la superficie del metal. Las capas exteriores de la película pueden ser fácilmente separadas, lo que permite un coeficiente de fricción bajo. Por tanto, los aditivos antidesgaste previenen el daño causado por cargas medias y esporádicas, mientras que aditivos de presión extrema reaccionan con las superficies metálicas cuando se trabaja a temperaturas elevadas y bajo cargas grandes. Éstos últimos son ideales para lubricar engranajes, siendo los más comunes los derivados organometálicos del molibdeno, moléculas con fósforo y azufre y los boratos.

Además, existen los compuestos ZDDP que además de actuar como agentes antidesgaste también lo hacen como antioxidantes, por lo que su utilización es prácticamente asegurada en lubricación de MCIA. El ZDDP es una sal compuesta de zinc, azufre y fósforo, que forma una capa de sulfato de zinc en la superficie de las piezas metálicas. Estos aditivos contienen un extremo polar con un grupo hidroxilo que reacciona con la superficie del metal con el que está en contacto el aceite mediante el mecanismo de adsorción. El azufre atrae al zinc, y se forma una capa que evita el contacto directo entre las superficies. Los aceites lubricantes para MCIA diesel suelen tener un mayor contenido en Zn y P que los formulados

para MCIA de gasolina. Para formar la película antidesgaste necesitan reaccionar químicamente con la superficie metálica de la pieza a proteger. Estas capas químicas conllevan una pérdida muy pequeña de área superficial que no interrumpe el funcionamiento del motor.

De los tres elementos clave de su estructura (azufre, fósforo y zinc), el fósforo junto con el azufre aportan la mayor protección contra el desgaste. En la Figura 3.3 se muestra la estructura química del ZDDP.

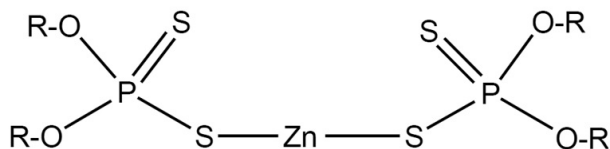


Figura 3.3: Estructura química del ZDDP (dialquil-ditiofosfato de zinc).

Aditivos mejoradores del índice de viscosidad

Otro tipo de aditivos son los mejoradores del índice de viscosidad. Estos aditivos permiten que los aceites lubricantes de automoción se mantengan con baja viscosidad a bajas temperaturas (para poder realizar un arranque en frío) pero en condiciones normales de operación pueda formar una película líquida adecuada, y permiten formular los llamados aceites multigrado.

Estos aditivos son cadenas poliméricas de elevado peso molecular. A bajas temperaturas estos polímeros son muy poco solubles en el aceite y tienen una influencia muy pequeña en la viscosidad del aceite. Pero, al aumentar la temperatura, el polímero se vuelve más soluble en el aceite y se expande en forma de cadenas sueltas. Estos polímeros expandidos dificultan el movimiento de las moléculas de aceite y sirve para reducir la velocidad con la que fluye con el aumento de la temperatura. Un ejemplo del comportamiento de estos polímeros se muestra en la Figura 3.4.

Diferentes polimetacrilatos, copolímeros olefínicos, poliisoprenos hidrogenados y copolímeros de estireno-butadieno se utilizan como mejoradores del índice de viscosidad. La capacidad espesante depende del tamaño de la molécula del polímero, a mayor peso molecular, mayor es la capacidad espesante. Sin embargo, el principal problema que presentan es su comportamiento a altas tasas de esfuerzo cortante, donde pierden parte de su función, tanto temporalmente como permanentemente [15].

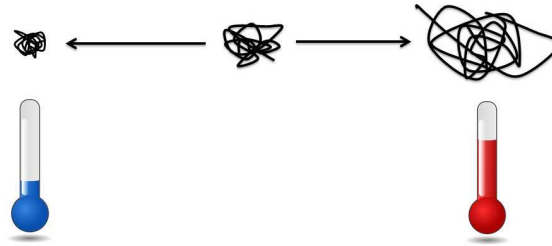


Figura 3.4: Ejemplo de comportamiento de un aditivo mejorador del índice de viscosidad.

El comportamiento de estos polímeros varía en función del esfuerzo cortante, ya que se ven afectados por éste, y llega un valor a partir del cual se rompen las cadenas moleculares que formaban la molécula inicial, resultando en polímeros más cortos, que no aportan la misma variación de viscosidad. En este caso, hablaríamos de pérdida de eficacia permanente. Una explicación gráfica de este proceso se puede observar en la Figura 3.5.

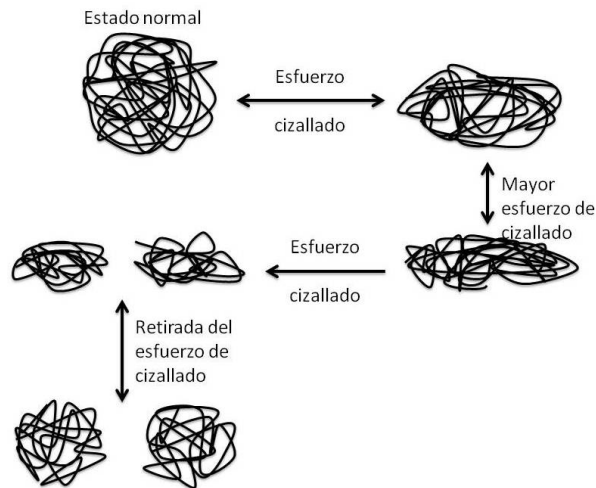


Figura 3.5: Comportamiento de las cadenas poliméricas en función del esfuerzo cortante exigido.

Aditivos mejoradores de las propiedades

En el último grupo de aditivos, se pueden englobar todos los aditivos que mejoran alguna propiedad específica del aceite.

Por un lado, se encuentran los mejoradores del índice de fluidez y punto de congelación. Estos aditivos son necesarios ya que, a bajas temperaturas, precipitan cristales que impiden que el aceite lubricante fluya sin problemas. Estos aditivos son polímeros como polimetacrilatos en una concentración entre el 0,1 % y el 0,5 % o productos de condensación de ceras cloradas y cadenas largas de alquilfenoles que pueden intervenir en el crecimiento de los cristales de cera impidiendo la formación de la red cristalina, y disminuyendo sustancialmente el punto de fluidez y congelación.

También se pueden adicionar odorantes y colorantes para enmascarar los olores específicos que poseen tanto los aceites como los aditivos, y asignar un color específico al producto terminado por necesidades de mercadotecnia o seguridad.

3.2.4. Propiedades características de los aceites lubricantes de MCIA

En el caso de los MCIA, los aceites lubricantes se ven sometidos a una serie de requerimientos específicos, por lo que necesitan poseer unas ciertas propiedades que ofrezcan una respuesta satisfactoria a dichos requerimientos. Estas propiedades no sólo deben aparecer en el aceite nuevo, sino que debe asegurarse que evolucionan de manera correcta mientras el aceite está en servicio y es capaz de cumplir con todas sus funciones durante el período estipulado de funcionamiento del aceite lubricante en el MCIA. Éstas también son utilizadas como controles de calidad en el proceso de fabricación para asegurar la uniformidad en la calidad del producto, así como herramienta de clasificación de los lubricantes.

Un amplio rango de ensayos ha sido desarrollado por diferentes empresas y países para medir estas propiedades. Muchos de estos ensayos están normalizados y estipulados a nivel internacional por organizaciones como las siguientes [5]:

- Estados Unidos, *American Society for Testing and Materials*: ASTM.
- Reino Unido, *Institute of Petroleum*: IP (ahora el *Energy Institute*).
- Alemania, *Deutsches Institut für Normung*: DIN.
- Europa, *Association des Constructeurs Européens d'Automobiles*: ACEA. También el *Coordinating European Council*: CEC.
- Japón, *Japanese Automotive Standards Organization*: JASO.
- Internacional, *International Organization for Standards*: ISO.

A continuación, se describen algunas de las propiedades fundamentales de los aceites lubricantes [1, 5, 14, 16].

3.2.4.1. Viscosidad

La viscosidad es una de las características más importantes de los aceites lubricantes y se puede definir como la oposición de la materia a fluir debido al rozamiento interno de sus propias moléculas. La viscosidad se puede expresar de dos formas distintas: viscosidad dinámica o viscosidad cinemática. La viscosidad dinámica es la fuerza tangencial por unidad de área requerida para deslizar una capa (A) contra la otra capa (B) cuando los dos capas se mantienen a una distancia unitaria, como se muestra en la Figura 3.6, [17].

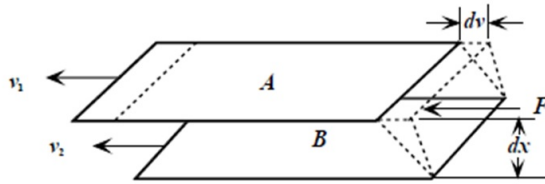


Figura 3.6: Sistema de definición de la viscosidad dinámica.

La fuerza F hace que las capas A y B se deslicen a velocidades V_1 y V_2 , respectivamente. Puesto que la viscosidad de un fluido se define como la medida de la resistencia del fluido a fluir, en forma matemática, se puede describir como se muestra en la Ecuación 3.1.

$$\eta = \sigma \frac{x}{\frac{dx}{dt}} \quad (3.1)$$

Siendo σ el esfuerzo cortante y x el desplazamiento. En el SI (Sistema Internacional de Unidades), la unidad física de la viscosidad dinámica es el pascal-segundo ($Pa \cdot s$), que corresponde exactamente a $1 N \cdot s/m^2$ o $1 kg/(m \cdot s)$. En el sector de la lubricación también se trabaja con el sistema CGS para la viscosidad dinámica: el poise ($1 \text{ poise } (P) \equiv 1 g \cdot (s \cdot cm)^{-1} \equiv 1 \text{ dina} \cdot s \cdot cm^{-2} \equiv 0,1 Pa \cdot s$), cuyo nombre homenajea al fisiólogo francés Jean Louis Marie Poiseuille (1799-1869). Se suele usar más su submúltiplo: el centipoise (cP).

Por facilidad de medida, habitualmente se calcula la viscosidad cinemática (ν), la cual se calcula a presión atmosférica y sin esfuerzo externo. Sin embargo para conocer la viscosidad dinámica a partir de la viscosidad cinemática se requiere el conocimiento de la densidad del líquido (ρ) en la temperatura y presión de medida y se define tal y como aparece en la Ecuación 3.2.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.2)$$

La unidad en el SI es el m^2/s . En aceites lubricantes de automoción se utiliza habitualmente el Stoke (abreviado S o St) adoptado del sistema CGS, cuyo nombre proviene del físico irlandés George Gabriel Stokes (1819-1903). A veces se expresa en términos de centistokes (cS o cSt), donde $1 \text{ cSt} = 10^{-6} m^2/s$.

La viscosidad no es una constante del fluido y depende de varios parámetros siendo los más importantes la temperatura y la presión [17, 18], tal y como se muestra en la Figura 3.7.

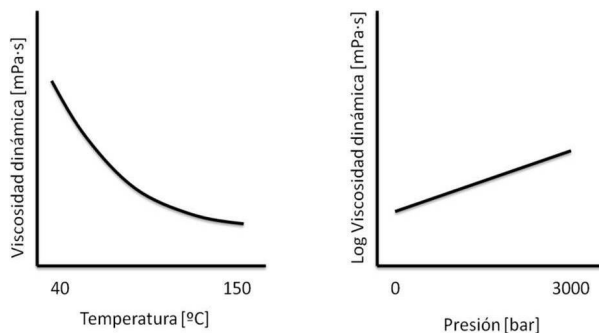


Figura 3.7: Variación de la viscosidad dinámica con la temperatura (izq.) y presión (der.).

Además existe una diferencia adicional, que crea la diferencia entre fluidos newtonianos y no newtonianos. Cuando la viscosidad de un líquido se mantiene constante y es independiente de la tensión de cizallamiento aplicada, se considera a éste un líquido newtoniano. En el caso de los líquidos no newtonianos, la viscosidad depende de la fuerza de cizallamiento aplicada y el tiempo. Mediante la ecuación de Newton, se puede considerar que la fuerza de cizallamiento es el producto de la viscosidad dinámica por la tasa de cizallado.

En el caso de los aceites lubricantes de MCIA, las bases se comportan como líquidos newtonianos, pero al añadir cadenas poliméricas como mejoradores del índice de viscosidad, el aceite se comporta como un fluido no-newtoniano, donde altas tasas de cizallado provocan disminuciones sustanciales en la viscosidad, conocido como “shear-thinning effect”. El comportamiento habitual de un aceite lubricante multigrado, y las regiones de cizallado más comunes en los pares tribológicos del MCIA se muestran en la Figura 3.8.

En terminología de MCIA, el parámetro representativo de la variación de la viscosidad de un aceite lubricante con la temperatura es el llamado Índice de Viscosidad (IV).

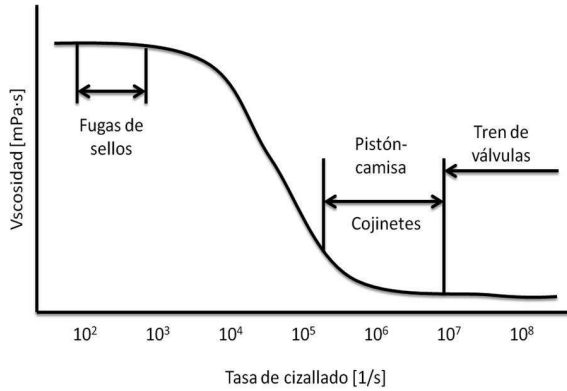


Figura 3.8: Comportamiento viscoso de un aceite no-newtoniano y regiones de cizallado habitual en MCIA.

El método más empleado para comparar la variación de viscosidad con la temperatura entre dos aceites lubricantes de MCIA diferentes es calcular este número adimensional. Se mide la viscosidad cinemática de la muestra de aceite a dos temperaturas diferentes, 40°C y 100°C. Se compara la viscosidad a 40°C con la de aceites de referencia con la misma viscosidad cinemática a 100°C que la muestra. Este sistema de medida está definido en el estándar ASTM D2270 [19]. En la Figura 3.9 se muestra el procedimiento de cálculo del índice de viscosidad. A mayor índice de viscosidad, el efecto que tiene la temperatura sobre la viscosidad del aceite es menor.

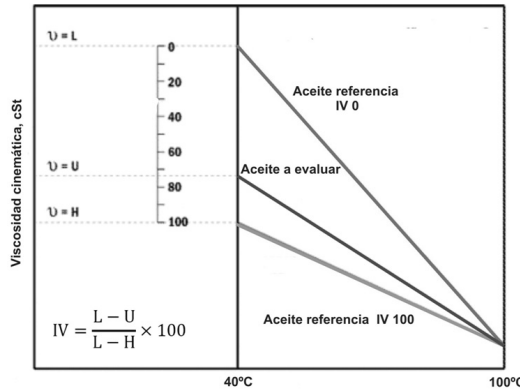


Figura 3.9: Esquema y ecuación para el cálculo del IV de un aceite.

Existen diferentes medidas de viscosidad desarrolladas más cercanas al sec-

tor del MCIA. Otro valor de viscosidad medido en el aceite que se conoce como viscosidad dinámica HTHS (*High Temperature-High Shear*). Se calcula a 150°C y bajo una velocidad de cizallamiento cercana a 10^6 s^{-1} . De esta forma se consigue un valor de viscosidad bajo condiciones más próximas a las que tendrá cuando el motor esté en funcionamiento. Esta medida presenta una gran importancia en el estudio de los aceites de baja viscosidad y su influencia en el ahorro de combustible [20].

3.2.4.2. Densidad

La densidad es una propiedad física definida como la relación entre la masa y el volumen del elemento estudiado para una temperatura constante. Sus unidades en el SI son kg/m^3 . Paralelamente, existe una medida equivalente en el caso de aceites lubricantes procedentes del crudo del petróleo. Se emplea el término de densidad API, desarrollada por el *American Petroleum Institute*. La densidad API se relaciona con el peso específico de manera que un incremento en la densidad corresponde con un descenso del peso específico. Las unidades son los °API y pueden ser calculados a partir del peso específico a partir de la ecuación 3.3, definida en el estándar ASTM D1298 [21].

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141,5}{\text{Peso específico}} - 131,5 \quad (3.3)$$

Tanto el peso específico como los °API se refieren a unidad de volumen medida a 60°F o 15,6°C, y es posible convertir mediante tablas la densidad a cualquier temperatura a la densidad de referencia.

3.2.4.3. Punto de congelación (Pour point)

El punto de congelación, también conocido como punto de fluidez, representa la temperatura mínima a la que un aceite tiene la capacidad de fluir sólo por gravedad. Por debajo de esta temperatura, el aceite deja de fluir libremente, pero no significa que solidifique. Este parámetro presenta una gran importancia para el comportamiento del aceite a muy bajas temperaturas, y se mide según el ensayo normalizado descrito en el ASTM D97 [22].

3.2.4.4. Punto de enturbiamiento (Cloud point)

El punto de enturbiamiento es la temperatura a la cual las parafinas y otras sustancias en solución comienzan a separarse formando cristales bajo condiciones de ensayo normalizadas, mostradas en el estándar ASTM D2500 [23].

3.2.4.5. Punto de inflamación (Flash point)

El punto de inflamación de un aceite es una propiedad muy importante desde el punto de vista de la seguridad porque es la temperatura más baja a la cual el aceite desprende la cantidad suficiente de vapores como para inflamarse momentáneamente al aplicar una fuente externa de energía. Se expresa habitualmente en °C. En el caso de lubricantes de automoción, el punto de inflamación se encuentra en niveles que no deben ofrecer potenciales riesgos de inflamación, siempre por encima de 200°C.

El ensayo para su determinación consiste en ir aplicando calor a la muestra agitada, y cada cierto tiempo se aplica una fuente incandescente sobre la superficie. La temperatura a la que prenden los vapores es el punto de inflamación. Este ensayo puede realizarse con el aceite dentro de un recipiente cerrado (copa cerrada), según el estándar ASTM D93 [24] o un recipiente abierto (copa abierta), según el estándar ASTM D92 [25].

3.2.4.6. Acidez/basicidad

Esta propiedad da información sobre el grado de refinado y aditivación del aceite. En un aceite, el grado de acidez o alcalinidad puede expresarse por el número de neutralización, el cual se define como la cantidad de álcali o ácido expresado en mg de KOH que se requiere para neutralizar el contenido de ácido o base de un gramo de muestra, en condiciones normalizadas. El monitorizado de la acidez permite evaluar los cambios químicos experimentados por el aceite como consecuencia de su oxidación y de los productos de combustión. El parámetro utilizado para la medida de acidez es el TAN (*Total Acid Number*), medido según el estándar ASTM D664 [26].

La reserva básica del aceite suele expresarse con el parámetro TBN (*Total Base Number*), según el estándar ASTM D2896 [27]. Se mide fundamentalmente la capacidad de los aceites para neutralizar los ácidos procedentes de la combustión y de la propia oxidación del aceite debido a las temperaturas elevadas.

3.2.5. Clasificación y especificaciones de calidad

La gran presencia de MCIA diferentes y de requerimientos variados para cada situación ha hecho necesaria una clasificación de los aceites lubricantes para su precisa identificación y estandarización de los productos y un mejor entendimiento entre los diferentes sectores implicados y los clientes. En el sector de los MCIA, existen distintos tipos de clasificaciones en los cuales se agrupan los aceites de automoción. Las más importantes son la clasificación por viscosidad de SAE y las

clasificaciones por calidad o comportamiento, con diferentes organismos reguladores como API, ACEA o ILSAC.

3.2.5.1. Clasificación por viscosidad

La viscosidad es una de las principales propiedades del aceite lubricante y la clasificación de viscosidad SAE (*Society of Automotive Engineers*) ha sido la clasificación más usual desde su admisión a principios del siglo XX, que ha ido evolucionando desde sus inicios para cumplir con las tendencias del sector [28].

La clasificación de la viscosidad SAE se basa en la acotación de viscosidad en dos direcciones. Por un lado, se definieron los grados de “invierno” cuyo principal requerimiento era el funcionamiento a bajas temperaturas (condiciones de arranque del motor), y por otro lado se definieron los grados de “verano” donde la importancia se da al comportamiento a altas temperaturas (condiciones de operación del MCIA). Para la definición de la viscosidad se utilizan los números definidos únicamente, y en el caso de temperaturas bajas se emplea la letra “W” (*winter*), siendo la manera correcta de expresar la viscosidad SAE: SAE XX (W). Se define como aceite monogrado aquel que cumple únicamente con el grado SAE de su designación. Con el desarrollo de la tecnología de los lubricantes, se consiguieron crear aceites que cumplen con condiciones de baja temperatura como de alta temperatura al mismo tiempo, por lo que se denominaron aceites multigrado. Estos aceites se denominan superponiendo los dos grados SAE: SAE XXWYY, siendo XX el grado de invierno y YY el grado de verano.

La Tabla 3.5 corresponde con la clasificación SAE J300 tras la última actualización realizada en enero de 2015 [29].

Existen otros organismos que realizan otras clasificaciones para el aceite, como la normativa ISO aplicada a aceites de transmisión.

3.2.5.2. Clasificación por calidad o comportamiento

Tal y como se ha señalado anteriormente, el aceite de MCIA debe realizar muchas más funciones que la simple lubricación, donde la viscosidad sería el único parámetro crítico. Por tanto, la clasificación de los aceites incluye muchas más propiedades que la viscosidad.

La clasificación de los aceites está muy relacionada con las especificaciones y la homologación, pero no deben confundirse dichos términos. La clasificación es la división de calidades de lubricantes en amplios rangos, y normalmente se incluye una descripción del tipo de motor para el cual ha sido diseñado el aceite, a veces el tipo de vehículo e incluso en algunos casos se hace referencia a los años de

Grado Viscosidad SAE	Baja tempe- ratura (°C)	Baja tempe- ratura (°C)	Viscosidad cinemática Bajo cizalla- do (mm/s)	Viscosidad cinemática Bajo cizalla- do (mm/s)	High-Shear Rate- Viscosity (mPa·s)
	Viscosidad Arranque mPa_{max}	Viscosidad bombeo mPa_{max}	100°C $_{min}$	100°C $_{max}$	150°C $_{min}$
0W	6200 at-35	60000 a -40	3,8	-	-
5W	6600 at-30	60000 a -35	3,8	-	-
10W	7000 a -25	60000 a -30	4,1	-	-
15W	7000 a -20	60000 a -25	5,6	-	-
20W	9500 a -15	60000 a -20	5,6	-	-
25W	13000 a -10	60000 a -15	9,3	-	-
8	-	-	4,0	<6,1	1,7
12	-	-	5,0	<7,1	2,0
16	-	-	6,1	<8,2	2,3
20	-	-	6,9	<9,3	2,6
30	-	-	9,3	<12,5	2,9
40	-	-	12,5	<16,3	3,5 (0W40, 5W40, 10W40) 3,7 (15W40, 20W40, 25W40, 40)
40	-	-	12,5	<16,3	20W40, 25W40, 40)
50	-	-	16,3	<21,9	3,7
60	-	-	21,9	<26,1	3,7

Tabla 3.5: SAE J300: Engine Oil Viscosity Classification, actualizada en enero de 2015

garantía en los que la clasificación se puede aplicar. Para conseguir formar parte de la clasificación, se realiza una homologación. Una homologación es el proceso por el cual el fabricante de motor, vehículo o usuario final de un aceite formaliza la aceptación de un determinado aceite para la utilización de sus equipos. En una homologación existen dos partes involucradas que deben trabajar de forma común, el fabricante del equipo y el fabricante del aceite que se quiere homologar para esos equipos.

Respecto a las especificaciones, es una definición más precisa para el aceite que la clasificación. Son definidas por fabricantes de motores o vehículos (OEM: *Original Equipment Manufacturers*) o usuarios finales. Los métodos de prueba se detallan, incluyendo propiedades físicas, químicas y pruebas de comportamiento en laboratorio, banco de pruebas, o en campo. Existen límites de aceptación que el aceite debe cumplir para ser adaptado dentro de esta especificación. En este contexto se define también el concepto de secuencia. En EEUU es utilizado para describir las condiciones de operación de un determinado test sobre motor, como

II-D o III-E. Una unión de secuencias se considera una clasificación. Por otro lado, en Europa es utilizado por CCMC (*Comité des Constructeurs du Marché Commún*) ahora ACEA (*Association des Constructeurs Européens d'Automobils*) para describir una combinación de test individuales, más similar al término de clasificación.

A día de hoy, existen cuatro grandes clasificaciones para los lubricantes a nivel mundial. A nivel europeo existen las clasificaciones de ACEA, en USA existen las clasificaciones de API (*American Petroleum Institute*), y en Japón las JASO (*Japanese Automotive Standards Organization*). A nivel mundial, existe el ILSAC (*International Lubricant Standardization and Approval Committee*). Adicionalmente, la mayoría de fabricantes de MCIA definen sus propias normativas tales como Mercedes-Benz o MAN.

La clasificación europea vigente actualmente es la ACEA-12 [30], aunque se espera que durante los años 2016 o 2017 aparezca una nueva actualización. En ésta se agrupan los aceites en tres grandes clases de secuencias, dentro de las cuales existen 4-5 categorías diferentes. Las tres grandes clases son: aceites para motores ligeros de gasolina y Diesel; aceites para motores ligeros de gasolina y Diesel con post-tratamiento; y aceites para motores Diesel pesados. Las diferentes categorías, englobadas en las 3 clases, reflejan diferentes requerimientos de funcionamiento. Cada clase se identifica con unas letras, siendo éstas: A/B para la primera clase, C para la segunda y E para la tercera.

Dentro de cada una de estas normativas, se incluyen más de una treintena de diferentes ensayos relacionados con diferentes propiedades del aceite, tanto en laboratorio como en ensayo en motor normalizado: viscosidad, tendencia a la espumación, desgaste del árbol de levas, etc. Para cada uno de estos ensayos, se propone un límite que el aceite debe superar.

3.2.6. Aceite lubricante en uso: comportamiento y control

El mantenimiento es el conjunto de técnicas utilizadas para asegurar el correcto y continuo uso de maquinaria, equipos, instalaciones o servicios. Todas estas acciones se realizan intentando minimizar el coste total de uso de la máquina, y al mismo tiempo, permitiendo operar durante toda su vida útil en condiciones de máxima seguridad y eficiencia. En el desarrollo de este trabajo se han aplicado una serie de técnicas propias del mantenimiento predictivo para evaluar el estado del MCIA, en el que se analizan una serie de muestras de aceites lubricantes durante su tiempo de funcionamiento dentro del propio sistema lubricado.

El análisis del lubricante permite predecir el estado y grado de fiabilidad y rendimiento de una máquina sin necesidad de pararla por un largo período de

tiempo. Sin embargo, presenta una serie de inconvenientes, como el coste de los ensayos y equipos y la elevada formación requerida por el personal.

El análisis de lubricantes como herramienta de mantenimiento predictivo de diferentes sistemas mecánicos es una técnica empleada desde mediados del siglo XX. En los años 60, aparece el uso del análisis del aceite como herramienta de mantenimiento dentro del campo ferroviario, para el control del estado de los motores de tracción. Poco a poco, se realizó un proceso de expansión hacia otros campos de aplicación como transmisiones, reductores y turbinas de gas, entre otros. El gran avance y la punta de lanza de esta técnica se ha producido desde en el campo aeronáutico, de flotas de transportes y militar, donde se conoce generalmente como JOAP (*Joint Oil Analysis Program*). Gracias al desarrollo alcanzado, este conjunto de técnicas de análisis del aceite se ha convertido en una herramienta fundamental para llevar a cabo el mantenimiento predictivo en MCIA [31-33].

Dentro del amplio abanico de las técnicas analíticas disponibles, éstas se pueden clasificar según la causalidad que ha sufrido el aceite, dividida en tres grandes aspectos: degradación, contaminación y desgaste, tal y como se muestra en la Figura 3.10.

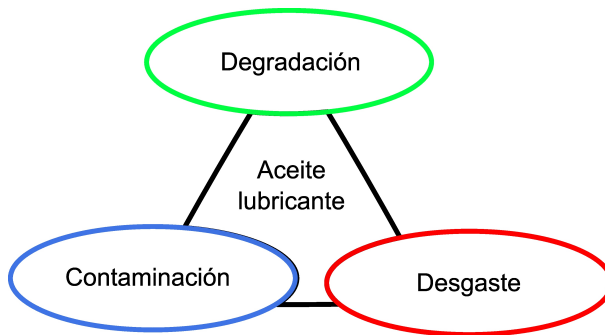


Figura 3.10: Clasificación de las técnicas analíticas del aceite lubricante.

En primer lugar, la degradación de los aceites se define como el conjunto de procesos por los cuales el aceite va reduciendo su capacidad para cumplir las funciones encomendadas como la lubricación, la refrigeración, la limpieza, la protección y el sellado, entre otras. Los factores que más comúnmente afectan a la degradación de los aceites lubricantes son: la oxidación, la nitración, alta temperatura, reacciones químicas indeseadas por contaminación, grandes esfuerzos de cizallamiento, ambientes corrosivos, pérdidas de los paquetes de aditivos, etc.

El aceite sufre a nivel físicoquímico una serie de variaciones con el uso en el MCIA. Durante el uso se van generando productos de descomposición como cetonas, ésteres o ácidos carboxílicos, los cuales contienen el grupo carbonilo ($C=O$). El efecto de una oxidación prolongada del aceite es la posible acidificación y un aumento de la viscosidad del mismo, por la aparición de nuevas especies químicas. De manera similar al fenómeno de la oxidación, la nitración aparece en el lubricante como consecuencia del paso al cárter de los gases de combustión procedentes de los cilindros. La nitración resulta de la reacción del aceite con óxidos de nitrógeno (NO_x) producidos por la oxidación del nitrógeno atmosférico durante el proceso de combustión. Esto conlleva un espesamiento del aceite formando barnices y lacas.

Así, la degradación altera una serie de propiedades físicoquímicas del aceite, como la viscosidad y las propiedades ácidas/básicas, entre otras. En concreto, la viscosidad cinemática puede ser alterada por distintos factores, tal como muestra la Tabla 3.6. Por ello, realizando un seguimiento de la evolución de su valor es posible detectar anomalías en el funcionamiento del MCIA.

	Descenso de la viscosidad	Aumento de la viscosidad
Cambios en la estructura del lubricante	Ruptura de las moléculas	Polimerizaciones
	Degradación de los aditivos modificadores del IV	Oxidación
		Pérdidas por evaporación Formación de lodos y lacas
Contaminación	Combustible	Agua (emulsiones)
	Disolventes	Espumas
	Mezcla con aceite de viscosidad inferior	Insolubles
		Mezcla con aceite de viscosidad superior

Tabla 3.6: Parámetros que alteran el valor de viscosidad.

Otro parámetro crítico a controlar a nivel degradativo es la reserva alcalina/básica. En general, en los MCIA se monitoriza la reserva alcalina de los aceites, la cual se utiliza para neutralizar los ácidos de la combustión y de la oxidación del aceite a temperaturas elevadas. El interés de los parámetros indicativos de la acidez es relativo y suele monitorizarse sólo en aquellos motores que utilizan combustibles con un contenido de azufre importante o como complemento de la medida del nivel de basicidad. La reserva alcalina de un aceite lubricante puede verse reducida por distintos factores como son:

- Reacción con los productos ácidos de la combustión.
- Dilución por combustible o por agua.
- Degradación térmica.
- Adición de un aceite lubricante con una reserva básica inferior.

Por otro lado, también existen valores que pueden provocar un incremento en el valor de reserva básica como la pérdida de compuestos volátiles o la adición de un aceite lubricante con una reserva básica superior. Llega un punto en el que ambos valores se igualan, ocurre cuando la acidificación del aceite llega a ser bastante importante y supera la reserva básica que mantiene el mismo, por lo que tradicionalmente se ha establecido este punto como de cambio de aceite. Un ejemplo de la evolución de la reserva básica y de la acidez se muestra en la Figura 3.11.

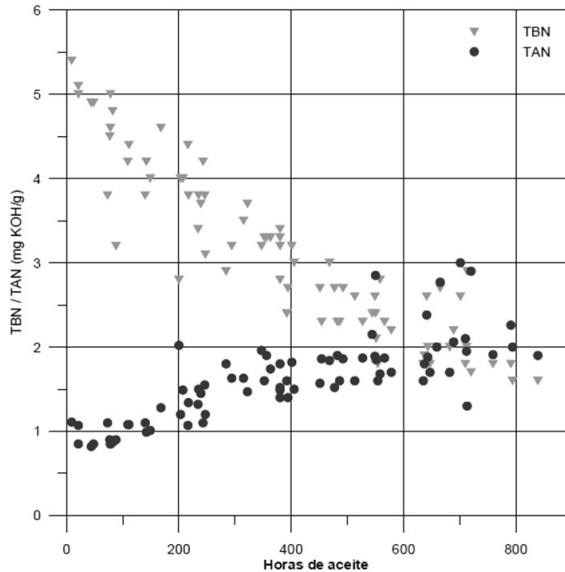


Figura 3.11: Evolución general de la medida del contenido ácido y de la reserva básica en un aceite. Adaptado de [34].

Otro gran aspecto dentro del análisis del aceite usado es la detección de posible contaminación. La contaminación se define como la acción de alterar nocivamente la pureza o las condiciones normales de un medio por agentes químicos o físicos. Los aceites lubricantes son hidrocarburos líquidos susceptibles de contaminación por diferentes agentes. En los motores de combustión interna alternativos

existen diferentes fuentes de contaminación, tal y como se muestra en la Figura 3.12.

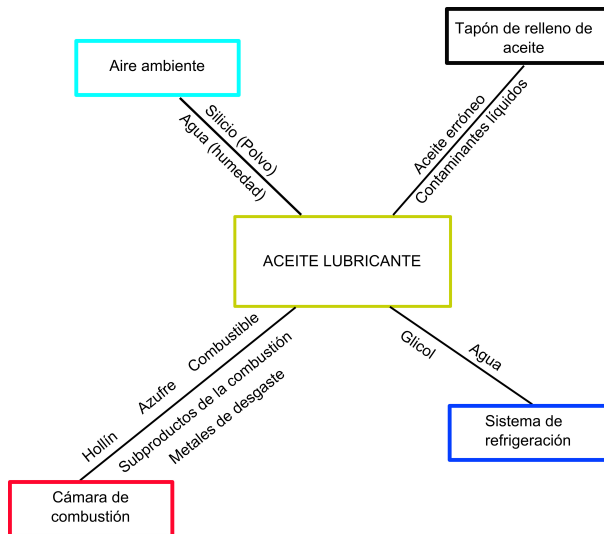


Figura 3.12: Esquema del proceso de contaminación de un aceite lubricante.

En un MCIA la contaminación puede provenir de muchas fuentes. La cámara de combustión, como reactor químico, produce una serie de compuestos que son susceptibles de contaminar el aceite lubricante. Debido al proceso de combustión que se produce, diferentes subproductos de dicha reacción se transmiten a través del “blow-by”, el paso de gases a través de los segmentos del pistón hacia el cárter. El caso más común es el de la presencia de hollín en motores diesel debido a la formación de elevados dosados locales y la temperatura de combustión, y que también se produce en los motores de gasolina de inyección directa [35]. Otro elemento contaminante, más presente en MCIA de muy gran potencia, es la presencia de azufre en el combustible que provoca la aparición de subproductos muy ácidos que el aceite debe neutralizar. En condiciones de arranque en frío y ciclos cortos de funcionamiento, así como debido a ciertas estrategias de regeneración de sistemas de post-tratamiento se puede producir una dilución de combustible en el aceite. Por último, el proceso de lubricación genera la presencia en el aceite de metales de desgaste que contribuyen a la contaminación física, y también pueden actuar como catalizadores de oxidación.

Por otro lado, un fallo en el sistema refrigerante puede permitir la entrada de una combinación de agua y anticongelante en el sistema de lubricación. Esto

provoca reacciones indeseadas con los aditivos y producción de depósitos debido al glicol [34].

Además, la entrada de aire en el sistema del MCIA a través de la cámara de combustión provoca el acceso de silicio en forma de polvo ambiental, gran agente abrasivo, así como de humedad del aire transformada en contaminación por agua en el aceite. Por último, y no menos importante, a través del tapón de relleno pueden acceder contaminantes como un aceite erróneo, debido a un relleno equivocado, u otros contaminantes líquidos agregados de manera fortuita o intencionada.

La presencia de algunos contaminantes también provoca variaciones en las propiedades elementales del aceite lubricante. Además de un cambio en la viscosidad, una variación del punto de inflamación también puede señalar una contaminación, tal y como se muestra en la Tabla 3.7. El punto de inflamación de un aceite usado aumenta con el tiempo debido a que al calentar el aceite se evaporan las partes más volátiles del mismo. La reducción del punto de inflamación se puede producir por la presencia de combustible, siendo más acusada esta disminución en aceites con poco contenido de compuestos volátiles.

	Descenso del punto de inflamación	Aumento del punto de inflamación
Cambios en la estructura del lubricante	Craqueo térmico	Polimerizaciones
Contaminación	Mezcla con aceite de distintas propiedades	
	Combustible	Agua
		Glicoles
Pérdidas de lubricante		Residuos carbonosos
		Evaporación térmica
		Deshidratación por vacío

Tabla 3.7: Factores que modifican el punto de inflamación del aceite lubricante.

Otro parámetro que se ve afectado por la presencia de contaminantes y de degradación es el contenido en insolubles, productos orgánicos e inorgánicos precipitados que contiene el aceite usado. Éstos se depositan como lacas o barnices en superficies del motor o como lodos o barros (conocido en inglés como *sludge*) en el interior del cárter y de los conductos de lubricación, con el riesgo de taponarlos; y el resto se disuelve en el aceite, aumentando así su viscosidad.

El contenido y composición de estos productos está relacionado directamente con la degradación del aceite, la eficacia de los filtros y el desgaste. La forma más

común de expresar los insolubles es la concentración en porcentajes máxicos. Los insolubles se miden mediante los métodos basados en la sucesiva solubilidad o insolubilidad en diversos disolventes de los productos de alteración del aceite. La parte insoluble se separa por filtración o centrifugación, pesándola y determinando así el contenido de insolubles [36].

Por último, aunque el desgaste ya ha sido tratado anteriormente, señalar que el aceite tiene entre sus funciones captar y evacuar potenciales partículas de desgaste de los pares tribológicos en contacto, y eliminarlos en el sistema de filtrado.

Existe una gran cantidad de información que puede ser extraída del análisis del desgaste. Mientras que se puede realizar un análisis de la forma y composición de las partículas presentes en el aceite, en esta Tesis el resultado final del análisis del desgaste es la concentración de diferentes elementos metálicos en el aceite, considerando las limitaciones en cuanto a tamaños de partícula máxicos detectables por la técnica analítica. La lectura de estos resultados no corresponde a un diagnóstico inmediato. El experto debe conocer la situación, es decir, qué tipo de motor es el que ha utilizado este aceite, qué condiciones de funcionamiento ha tenido, si ha ocurrido algún problema mecánico o de otro tipo durante su uso, qué tipo de aceite es y si se han realizado rellenos, etc. Con esta información y con los resultados, es posible realizar el diagnóstico. A nivel general, los fabricantes cuentan con tablas que poseen las concentraciones críticas a partir de las que debería cambiarse el aceite. Algunas de las recomendaciones se muestran en la Tabla 3.8.

En general, todas estas recomendaciones están sujetas a una interpretación conjunta con el resto de ensayos que se realizan al lubricante, ya que con un solo parámetro es difícil estimar el porcentaje de vida del aceite, y cualquiera de las características puede ser crítica sin que las demás varíen sustancialmente.

Elemento	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Ag	-	-	-	2	-	-	-	-	-
Al	15	15	-	5	20	20	15	20	10
B	20	25	20	20	-	-	-	-	-
Cr	15	15	-	20	20	30	5	10	20
Cu	45	20	90	150	45	35	20	30	40
Fe	100	84	150	125	125	200	50	160	125
Na	40	20	50	-	-	-	8	-	-
Pb	100	100	-	75	40	60	70	40	25
Si	10	15	-	10	25	25	20	25	15
Sn	20	20	-	40	-	-	10	40	30
Zn	-	-	-	10	-	-	-	-	-
Nota: A=CAT, B=Cummins, C=Detroit Diesel, D=GM E=Isuzu, F=International, G=Jenbacher, H=Mack, I=MAN									

Tabla 3.8: Límites de concentración (en ppm) de algunos elementos y para algunos fabricantes de motores [34].

3.3. Aceites de baja viscosidad

3.3.1. Introducción

Dentro de la coyuntura actual, y tal y como se ha señalado en capítulos anteriores, la mejora de la eficiencia del MCIA como sistema energético es un objetivo claro y necesario para el desarrollo de la sociedad tal y como se conoce. El mercado automovilístico mundial se encuentra en un período de cambio debido a la suma de tres factores: el cambio de la legislación sobre emisiones, el aumento de las necesidades de ahorro de combustible como parte del criterio del consumidor y la necesidad de mantener la durabilidad del MCIA bajo condiciones de operación cada vez más severas.

Todos estos factores confluyen hacia determinadas líneas de investigación en MCIA. La mejora de su rendimiento efectivo ha sido un tema principal de investigación; en primera instancia, para mejorar las prestaciones de éste y más recientemente, para hacer frente al reto de la reducción de los gases de escape contaminantes para el medio ambiente y el impacto negativo que producen. Éste trabajo de desarrollo se ha venido realizando desde dos perspectivas diferentes [35]; la primera, basada en optimizar los procesos termo-fluido-dinámicos para aumentar la potencia generada dentro de la cámara de combustión, y la segunda, basada en incrementar el rendimiento del motor mediante la reducción de

las diferentes pérdidas presentes en él. La necesidad de aumentar la eficiencia del MCIA viene determinada por un número de factores que se entrelazan, como la reducción de las emisiones de dióxido de carbono (CO_2), la reducción de los costes de operación y la reducción del consumo de combustibles fósiles.

A finales de 2014, había más de 250 millones de vehículos en carretera en la Unión Europea [37] y éstos eran responsables del 26% de las emisiones antropogénicas de CO_2 [38]. Debido a una mayor concienciación medioambiental en este aspecto por parte de la ciudadanía, existe una tendencia creciente de los diferentes gobiernos mundiales hacia la aplicación de diferentes sistemas de incentivos o multas para lograr una reducción en las emisiones de CO_2 por parte de los fabricantes de MCIA. En la Figura 3.13 se pueden observar los límites históricos de emisiones para diferentes regiones mundiales, en el caso de los motores de turismos.

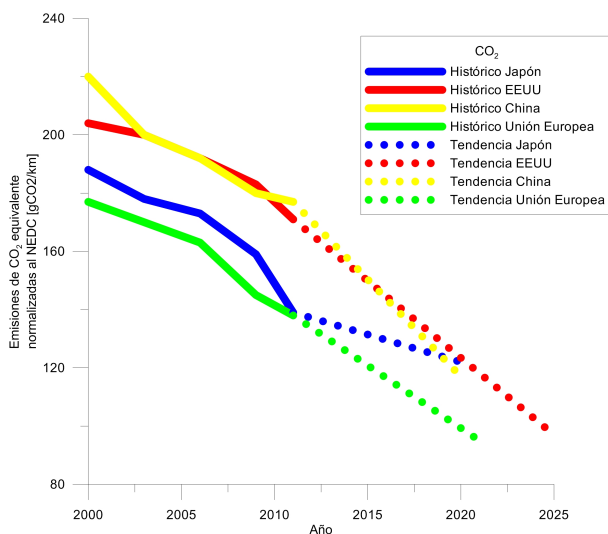


Figura 3.13: Límites históricos de emisiones de CO_2 en MCIA “light-duty” para diferentes regiones del mundo. Adaptado de [39].

En el caso de los motores MCIA ligeros dedicados a los turismos, existen una serie de pruebas para valorar el consumo de combustible asociado y las emisiones, como el NEDC o el recientemente desarrollado ARTEMIS, en el caso de la Unión Europea.

A diferencia del mercado de automóviles de pasajeros, donde el ahorro de combustible está siendo impulsado principalmente por la legislación, en los motores diesel de servicio pesado del mercado europeo existen otras variables en

juego. A día de hoy la ACEA, entidad que define los estándares de la industria de automoción a nivel europeo, aún no define ninguna prueba de ahorro de combustible para los aceites destinados a vehículos Diesel de trabajo pesado [30]. Esta tendencia, sin embargo, parece invertirse rápidamente [40] ya que las normativas correspondientes a consumo de combustible para vehículos de trabajo medio y pesado están implementadas como en el caso de Japón o a punto de ser puestas en marcha, como en EEUU.

Sin embargo, actualmente la necesidad de reducir el coste de operación del vehículo es el parámetro que está impulsando el cambio en este sector. Incluso en EEUU, donde la legislación sobre emisiones de gases de efecto invernadero está implantada, los fabricantes de MCIA sienten la presión adicional de la competencia de reducir el coste de operación del vehículo. El combustible representa una parte importante de este coste total por lo que no es de extrañar que los operadores de flotas de vehículos pesados tengan como objetivo deseable una mejora en el consumo de combustible. Incluso pequeñas reducciones en el consumo de combustible pueden mejorar significativamente el ahorro de grandes operadores de flotas.

Por otro lado, históricamente se ha observado que el precio del combustible representa una carga mayor para el usuario del automóvil a medida que avanza el tiempo. En la Figura 3.14 se muestra la evolución del precio del gasóleo en el Estado español, donde se observa una tendencia creciente en el precio medio del gasóleo durante los últimos 40 años.

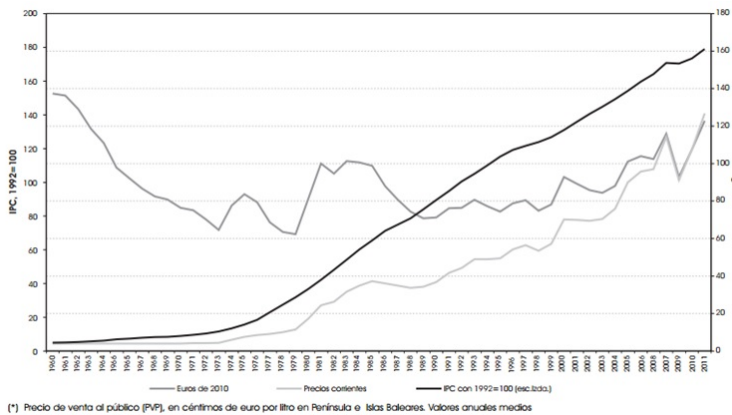


Figura 3.14: Evolución del precio del gasóleo en el estado español de 1960 a 2011. Adaptado de [41].

Por último, es importante señalar que todas estas mejoras potenciales aporta-

das deben ser sin perjuicio de las propiedades actuales del MCIA [42]. Dentro de los lubricantes, se ha realizado un esfuerzo titánico para aumentar el tiempo de vida útil de estos aceites para asimilarlo a otros fluidos consumibles. Hace sesenta años, un cambio de aceite del motor de un camión se habría realizado con una frecuencia de hasta 500 kilómetros. Debido al aumento de calidad de los lubricantes, motores más confiables, combustibles más limpios y la mejora de la tecnología de filtración, hoy en día es posible tener un intervalo de cambio de aceite de hasta un centenar de miles de kilómetros en estos mismos tipos de vehículos [43].

Todo este escenario influye en el desarrollo por parte de los fabricantes de MCIA de diferentes cambios en el sistema automovilístico para poder afrontar todas estas facetas [44].

Sin embargo, el diseño de lubricante también puede mejorar el rendimiento del ahorro de combustible mediante el control de la viscosidad y la reducción de la fricción [45]. Los aceites lubricantes de MCIA pueden contribuir a la mejora de este parámetro mediante dos vías:

- Como habilitador de mejoras técnicas, proporcionando un comportamiento robusto que permita realizar cambios sustanciales en el diseño del motor, así como en modificaciones de los sistemas de post-tratamientos sin afectar el ahorro de combustible.
- Como contribuyente directo a través de cambios en la formulación para maximizar el ahorro de combustible.

Ambas funciones están relacionadas entre sí, por lo que manteniendo un equilibrio adecuado de los componentes del aceite adaptados para cada aplicación, se conseguirá lograr una optimización del ahorro de combustible y una reducción de las emisiones contaminantes mediante el uso de lubricantes en MCIA.

3.3.2. Contexto de aplicación de los aceites de baja viscosidad

Tal y como se ha señalado en capítulos anteriores, el aumento de la eficiencia en el MCIA es un parámetro que se puede afrontar desde diferentes perspectivas dentro del complejo sistema termodinámico-mecánico que es el motor. Cabe resaltar que, por ejemplo, para un automóvil trabajando en condiciones normales, el porcentaje de energía que se consigue transmitir hasta las ruedas de todo el contenido en el combustible es únicamente entre un 15 % y 20 % [46]. Si se tiene en cuenta que la fricción interna del motor puede llegar a ser el 50 % del total de las pérdidas mecánicas en un motor de combustión interna en ciertos puntos de funcionamiento, en esta área de trabajo existe un nicho donde poder llevar a cabo avances que contribuyan de forma significativa al ahorro de combustible.

Para ello, existen diferentes enfoques de aproximación centrados en la reducción de las pérdidas mecánicas en los MCIA, los cuales engloban variados ámbitos de la Ingeniería Mecánica, tales como: el diseño y la fabricación de piezas más ligeras, cambio de materiales típicos por otros de menor peso que ofrezcan características similares a los materiales remplazados, mejoras en los acabados superficiales de los pares en desplazamiento relativo y uso de novedosos materiales orientados tribológicamente, “downsizing” y “downspeeding” de las plantas motrices, variación en el sistema de transmisión con el sistema CVT (*Continuously Variable Transmission*), hibridación con motores eléctricos, temporización variable de las válvulas y el uso de aceites de baja viscosidad, entre otros. Sin embargo, el uso de aceites de baja viscosidad presenta una enorme ventaja comparativa frente al resto de operaciones mostradas. La aplicación de aceites lubricantes como herramienta de ahorro de combustible presenta un excelente ratio de coste de implementación frente a beneficio obtenido, tal y como se muestra en la Figura 3.15. Otra ventaja añadida a esta opción es la facilidad inmediata de implantación y su posibilidad de aplicación hipotética a todo el parque automovilístico actual.

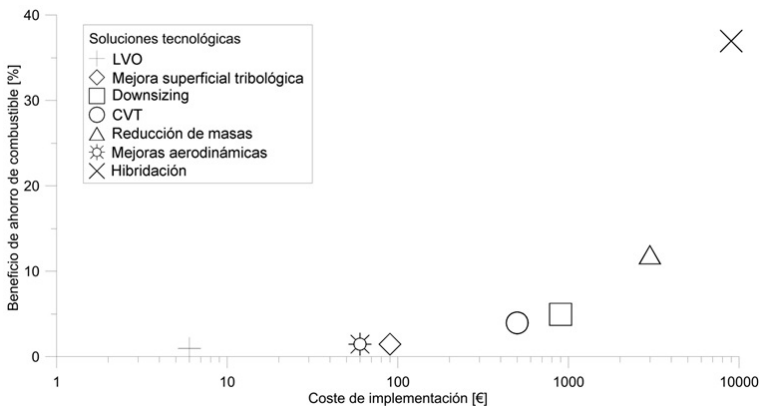


Figura 3.15: Relación entre coste de implementación y beneficio de ahorro de combustible para diferentes soluciones tecnológicas. Adaptado de [47].

Evidentemente, para poder obtener unos valores de ahorro de combustible que cumplan todos los requisitos analizados anteriormente, es necesaria una combinación de las soluciones planteadas anteriormente, así como otras soluciones provenientes de otros sectores [48]. La interconexión de vehículos para intercambiar datos, el diseño de combustibles, mejoras en el patrón humano de la conducción y la renovación del parque y de la infraestructura son futuros ejes de desarrollo de la eficiencia del MCIA y del vehículo en general.

Tal y como se ha podido observar en el capítulo dedicado a la tribología, la lubricación fluida basa su comportamiento en la curva de Stribeck, donde la viscosidad del fluido junto con otros parámetros marca el régimen de lubricación y por tanto, la capacidad de disminuir la fricción. Las diferentes estrategias utilizadas en el uso de aceites de baja viscosidad se encuentran en la Figura 3.16.

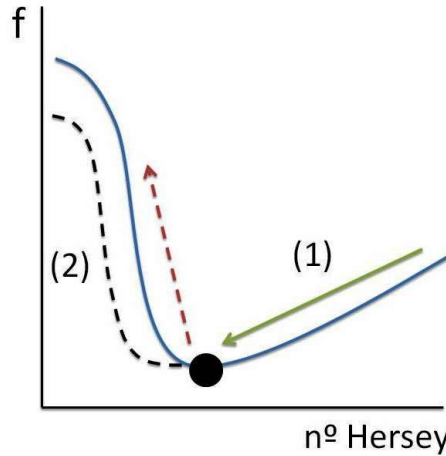


Figura 3.16: Estrategias de funcionamiento de los aceites de baja viscosidad.

En el primer caso, la reducción de viscosidad consiste en una bajada de la viscosidad para poder acercarse al punto de mínimo coeficiente de fricción, y por tanto de mínima potencia disipada por fricción. Existen estudios donde se señala que la medida más adecuada para poder parametrizar esta reducción de la fricción es la medida de la viscosidad HTHS, debido a sus condiciones de contorno próximas a las encontradas en MCIA [20]. Sin embargo, esta estrategia necesita un balance entre la mejora del coeficiente de fricción y la entrada en regímenes de fricción no hidrodinámicos [49]. Para ello, y dado que la capacidad viscosa la ofrece el aceite base, la solución es la utilización de bases lubricantes con un menor valor de viscosidad, para modificar el parámetro de Hersey hacia el mínimo de la curva de Stribeck.

Por otro lado, en ciertos pares tribológicos del MCIA cuyo modo de funcionamiento se encuentra lejano de las condiciones hidrodinámicas, la estrategia es modificar las condiciones de fricción límite mediante la mejora de los films tribológicos adheridos a la superficie para disminuir el coeficiente de fricción en los regímenes predominantes [50, 51].

Sin embargo, estas sustanciales modificaciones en la formulación intrínseca del aceite se encuentran con una serie de condiciones de contorno que deben

ser cumplidas para poder aportar todo el beneficio esperado de esta solución, centradas en dos focos, el MCIA y el propio aceite.

Respecto al MCIA, existen una serie de condiciones en las que la aplicación de los aceites lubricantes de baja viscosidad no puede obtener el comportamiento esperado. El diseño del motor tiene una gran influencia en la eficacia del lubricante en la reducción del consumo de combustible. Por ejemplo, un motor con tren de válvulas de acción directa de contacto deslizante (conocidos como *cam-follower*), presentará una alta proporción de fricción del tren de válvulas, y así la modificación de la lubricación límite será eficaz en la reducción del consumo de combustible, pero el mismo lubricante puede no aportar la misma reducción del consumo de combustible en un motor que utiliza un sistema de tren de válvulas mediante rodillos (*roller-follower*).

Por otro lado, el punto de funcionamiento del MCIA también presenta una gran afectación en la función del lubricante a la hora de reducir la viscosidad. En el caso de los MCIA de trabajo ligero en uso urbano, en su uso prevalecen las condiciones de baja carga y baja velocidad, donde la fricción del motor comprende una parte sustancial de la pérdida de potencia total del vehículo. Por lo tanto, mediante la reducción de la fricción del MCIA mediante el uso de un lubricante de baja viscosidad es posible observar una variación aceptable. Mientras tanto, en el extremo opuesto se encuentran los motores de trabajo pesado, que habitualmente trabaja en cargas medias y altas, donde las pérdidas energéticas debidas a la fricción son más difíciles de recuperar [52]. En este caso, es importante también el patrón de conducción del usuario. En circuito urbano, e incrementado por el uso de tecnologías start-stop, el motor no se calienta al máximo, por lo que minimizar la viscosidad en el extremo inferior de temperatura es importante, mientras que los conductores que utilizan principalmente autopistas, donde el motor ha llegado a la temperatura óptima de funcionamiento, requerirá aceites que optimicen su comportamiento a alta temperatura.

Por otro lado, otras de las tecnologías aplicadas para mejorar el consumo de combustible pueden interferir en el desempeño de los aceites lubricantes de baja viscosidad, como por ejemplo la aplicación de la técnica del “*downsizing*” [53]. La reducción continua de los motores logra un resultado óptimo, sobre todo cuando el motor está funcionando a carga más baja. Sin embargo, esto significa también que se dispone de una menor cantidad de aceite para lubricar el MCIA. Aunque los fabricantes de aceites y MCIA prefieren un poco más de aceite para repartir la carga de trabajo, la reducción de la cantidad de aceite es irreversible tanto desde el punto de vista ecológico y económico, por lo que el propio aceite sufre una doble imposición. El lubricante debe ser capaz de lubricar motores con más carga termodinámica con una menor cantidad de aceite en el cárter.

También la aplicación de nuevas tecnologías de combustión y sus consecuencias crea una serie de retos a afrontar por las nuevas tecnologías lubricantes. Por ejemplo, el fenómeno conocido como pre-ignición a baja velocidad (*LSPI*), que se produce cuando hay una ignición prematura de la carga de combustible en el caso de motores de gasolina equipados con turbogrupo [54]. Existen estudios que relacionan el contenido de calcio en el aceite con la mayor aparición de este fenómeno, por lo que es necesario tener en cuenta estos parámetros a la hora de diseñar un aceite lubricante.

Por ello, las normativas de calidad del lubricante más actuales exigen un comportamiento determinado en muchas áreas que no son adjudicables a la lubricación. En la Figura 3.17 se muestran los ejes de importancia para la próxima especificación de calidad GF-6, de ILSAC [55, 56].

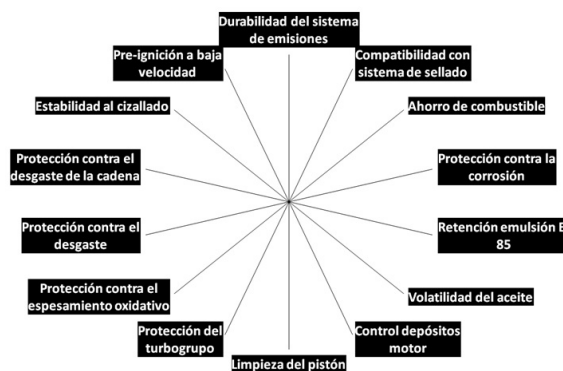


Figura 3.17: Ejes de importancia para el aceite lubricante de MCIA en la normativa ILSAC.

Como se puede observar, existen diferentes ítems que no están relacionados directamente con la función lubricante del aceite. Sin embargo, uno de estos ítems sobresale entre los demás por su implicación directa en el desarrollo de formulaciones de baja viscosidad. Tal y como se ha explicado anteriormente, la aplicación de bases lubricantes con una menor viscosidad llevan aparejado un posible mayor desgaste, pero no es la única consecuencia: al reducir la viscosidad del lubricante la volatilidad de éste aumenta. En el funcionamiento de los MCIA modernos se registran más altas temperaturas, por lo que las cadenas más ligeras de los hidrocarburos en un lubricante pueden evaporarse. Esto aumenta la viscosidad del lubricante y, como resultado, cualquier mejora del ahorro de combustible puede quedar penalizada. Por tanto, es evidente que existe un delicado equilibrio entre la viscosidad y la volatilidad, y debe ser una consideración importante que debe

abordarse en el diseño del lubricante, que debe ofrecer un rendimiento suficiente en los niveles más bajos de viscosidad.

Otro parámetro que muestra gran interés es la adecuación del aceite lubricante al turbogrupo. El turbogrupo es, en general, un sistema a lubricar por parte del aceite de MCIA pero que funciona en un régimen tribológico totalmente diferente, con altísimas velocidades y temperaturas. Por ello, el aceite debe ser capaz de lubricar en esas condiciones y además, ser resistente al elevado esfuerzo térmico que debe soportar. Existe además un interés por el fenómeno del *coking*, la formación de depósitos del aceite en los conductos de aceite del turbogrupo que pueden llevar a su fallo [57], debido a una alta degradación del aceite lubricante y a la presencia de hollín.

Dentro de la mejora en el ahorro de combustible, existen otros elementos de la cadena de tracción de los vehículos que son candidatos para la aplicación de aceites de baja viscosidad, por ejemplo el sistema del diferencial o de la caja de transmisión. Sin embargo, en este sistema cambia totalmente el escenario, ya que los aceites correspondientes a la cadena de tracción están sometidos a diferentes modos de disipación de energía: existen pérdidas relacionadas con la carga y pérdidas que son independientes de la carga, como la agitación o las pérdidas por giro. Sin embargo, estos aceites no trabajan bajo cargas térmicas excesivas, por lo que las estrategias de aumento de la eficiencia se basan en descensos de la viscosidad a bajas temperaturas.

Para poder desarrollar un aceite de cadena de tracción eficiente, es importante una adecuación de las propiedades reológicas de los lubricantes tanto a alta carga como a baja carga. Sin embargo, estos sistemas también se ven afectados por los diferentes avances producidos en el sector de la automoción. En la última década ha aumentado un 34% la potencia media entregada de los MCIA, mientras que los diferenciales se han mantenido en un tamaño similar, con menor capacidad de cárter y con períodos de cambio del aceite más extendidos en el tiempo [58]. Además, en estos aceites se tiene en cuenta especialmente la durabilidad, ya que tienen un período de cambio mucho más largo que los aceites de MCIA. Un descenso en la durabilidad del lubricante, que puede llevar a fallos de rodamientos de bolas, es un escenario con un gran impacto negativo.

Por tanto, para conseguir aumentar aún más la eficiencia de los vehículos, existe una posibilidad de aumentar la eficiencia de los vehículos y reducir las emisiones mediante el diseño de aceites lubricantes de baja viscosidad para el segmento de la cadena de tracción del vehículo.

3.3.3. Estado actual de la investigación en aceites de baja viscosidad

Tal y como se ha explicado, el desarrollo de aceites lubricantes de baja viscosidad presenta una serie de retos y dificultades que hacen de ello un área de investigación de alta actividad.

La aplicación de aceites de baja viscosidad comenzó durante la primera crisis energética, a mediados de los 70 [59-62]. Este hecho estimuló una mayor conciencia de la escasez de recursos naturales y la necesidad de su uso eficiente y eficaz por parte de los diferentes agentes, así como una creciente preocupación por el medio ambiente y la interacción de los humanos con él. El sector del automóvil se encuentra altamente implicado respecto a estos dos aspectos, debido al consumo de combustible y a las emisiones de gases contaminantes de escape. Estos desarrollos han conducido a investigaciones intensivas de los elementos del MCIA con lubricación y de la interacción del lubricante con el consumo de combustible.

Existen una gran cantidad de estudios realizados con el objetivo de valorar las diferentes opciones de disminuir la fricción mediante el uso de aceites lubricantes [63]. Se ha estudiado la variación de viscosidad de la base lubricante [49, 51, 64, 65], la aplicación de aditivos modificadores de fricción [51, 66], y de mejoradores del índice de viscosidad [49, 65, 67]. También se han realizado pruebas con aceites experimentales considerados de baja viscosidad [68-70], e incluso la aplicación de diferentes aceites en el mismo MCIA para optimizar el funcionamiento tribológico de cada conjunto [71]. Paralelamente, se ha estudiado el comportamiento de estos aceites a lo largo de toda su vida útil y del comportamiento de los aditivos [9, 72-74]. Otra área de trabajo ha sido la de validación del comportamiento de estos aceites de baja viscosidad completamente formulados. En general, se han estudiado en motores de encendido provocado [72, 75-78], así como en motores de encendido por compresión [79-82], pero todos basados en "light-duty". La reducción promedio en el consumo de combustible en estos estudios ha variado de entre un 1% y un 5% dependiendo de diferentes factores como: puntos de operación del motor, temperaturas del aceite o si han sido pruebas a régimen transitorio o estacionario [83].

Por otro lado, los MCIA diesel de trabajo pesado han sido el gran objeto de estudio para ciertos grupos de investigación [52, 84-87]. Destaca, entre otros, el trabajo realizado por van Dam et al. [20, 88-91], donde se establecen las bases de la aplicación de los aceites lubricantes de baja viscosidad y se estudian los pros y los contras de su aplicación en MCIA de trabajo pesado, así como diferentes pruebas para validar su trabajo. También se realizan estudios de las consecuencias de la aplicación, como el desgaste en la zona del pistón-camisa [92].

En general, la evaluación del ahorro de combustible como requisito por las especificaciones de calidad del aceite se realiza mediante la medida del consumo

en un ciclo normalizado, como en las normativas ACEA para motores ligeros y las especificaciones de muchos fabricantes de automóviles. Sin embargo, algunos autores cuestionan la idoneidad de esta metodología para realizar las pruebas de ahorro de combustible [93-95].

Así, las investigaciones realizadas utilizando diferentes ciclos de conducción han mostrado una amplia variabilidad sobre posibles mejoras de rendimiento. Los diferentes elementos que se utilizan en la prueba introducen diferencias que dificultan la valoración de un aceite en concreto. Por ejemplo, se ha observado también que el modelo de MCIA utilizado en la prueba juega un papel importante, independientemente del ciclo utilizado. El fundamento de estos ensayos es de tipo comparativo, es decir, la valoración del ahorro de combustible se realiza en función de un aceite de referencia reconocido, y la magnitud del ahorro se calcula en función de la diferencia entre consumos de cada ensayo. Por tanto, la variación tanto del motor estudiado como del ciclo de conducción utilizado introduce una gran variabilidad en los resultados finales, y se introducen divergencias entre las opciones reales para mejorar los aceites de baja viscosidad y las opciones para tener un buen resultado en las pruebas correspondientes.

Así, otra opción es la de estudiar el ahorro de combustible mediante pruebas en condiciones reales en carretera, siempre comparativas. En este tipo de pruebas, se pueden utilizar una serie de vehículos iguales realizando el mismo recorrido para reducir la variabilidad de los diferentes elementos ambientales. Debido a su larga duración y a la gran cantidad de variabilidad inherente, son ensayos con una gran complejidad, pero que realmente pueden ofrecer un valor concreto y real del potencial ahorro de combustible [96].

La combinación de todos estos ensayos ha señalado que los aceites de baja viscosidad son una solución para el ahorro de combustible y el sector ha hecho movimientos en esta dirección. En el caso de los vehículos ligeros, existe una dirección común de reducción del consumo de combustible por parte de todos los agentes afectados. En concreto, los fabricantes han apostado por la reducción de viscosidad en el segmento de “light-duty”, con objetivos para los nuevos modelos en 2020 un grado de viscosidad más bajos que los actuales, tal y como se muestra en la Tabla 3.9.

Para favorecer estos cambios, la SAE ha acompañado esta tendencia con modificaciones sustanciales en los últimos años de la J300: Engine Oil Viscosity Classification [28]. Desde el año 2012 ha realizado dos cambios sustanciales con la introducción de los grados SAE 16, 12 y 8 [98]. A día de hoy es común encontrar vehículos de pasajeros cuya carga inicial de lubricante es hecha con SAE 5W30. En la primera década de éste siglo, los aceites de muy baja viscosidad hicieron su aparición, y es común en el mercado japonés encontrar coches que usan SAE

OEM	Tipo de MCIA	Aceite recomendado en 2010 (HTHS recomendada)	Aceite recomendado en 2020 (HTHS recomendada)
Volkswagen	Gasolina/Diesel	5W30 (3,5 mPa·s)	0W20 (2,6 mPa·s)
Renault	Gasolina	5W30 (2,9 mPa·s)	0W20 (2,6 mPa·s)
	Diesel	5W30 (3,2 mPa·s)	0W20 (2,6 mPa·s)
PSA	Gasolina	5W30 (2,9 mPa·s)	0W16 (2,3 mPa·s)
	Diesel	5W30 (2,9 mPa·s)	0W20 (2,6 mPa·s)
GM	Gasolina	5W30 (3,5 mPa·s)	0W20 (2,6 mPa·s)
	Diesel	5W30 (3,5 mPa·s)	0W30 (2,6 mPa·s)
Daimler	Gasolina/Diesel	5W30 (3,5 mPa·s)	0W20 (2,6 mPa·s)

Tabla 3.9: Grados recomendados para los MCIA de vehículo ligero en 2010 y 2020 para diferentes fabricantes. Adaptado de [97].

5W20 como aceite recomendado [99], y actualmente es posible encontrar aceites SAE 0W16 en el mercado.

En el caso de los MCIA de trabajo pesado, el principal objetivo para aumentar el ahorro de combustible es la necesidad de reducir los costes operativos. Esto ha dado lugar a un cambio en el grado de viscosidad típicamente empleado de SAE 15W40 durante la primera década del siglo hacia SAE 10W40 y SAE 5W30 en los últimos años, tal y como se puede observar en la Figura 3.18.

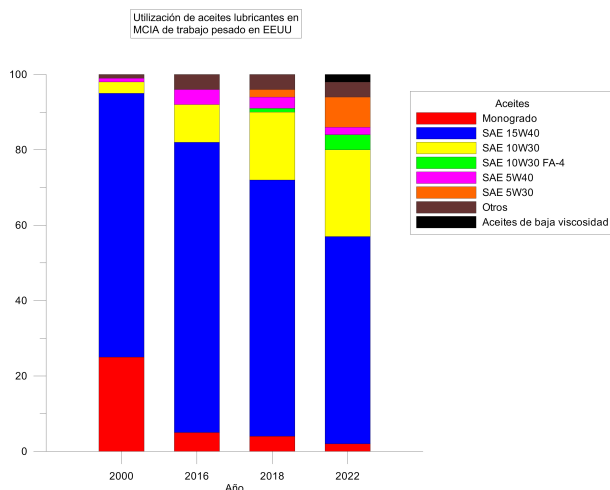


Figura 3.18: Evolución de los grados SAE presentes en el mercado de EEUU para el segmento de trabajo pesado. Adaptado de [99].

Sin embargo, y tal y como se ha señalado anteriormente, en las directrices europeas no hay ninguna normativa para la valoración del ahorro de combustible en motores de servicio pesado, ni tampoco hay una limitación de las emisiones de dióxido de carbono [100]. Por lo tanto, es esencial utilizar las medidas en campo para poder estudiar con más detalle la aplicación de estos aceites de baja viscosidad en el segmento de trabajo pesado, y potenciar la aplicación de futuras medidas de emisiones.

En el área de los lubricantes destinados al diferencial se han realizado investigaciones con el mismo objetivo, y también desde la década de los 70 [101-103]. Durante los años posteriores, y desde el área de los fabricantes de aditivos, se han continuado realizado ensayos en banco donde se estudiaba la capacidad de ahorro de combustible de los aceites de diferencial de baja viscosidad [104-107]. Se han obtenido conclusiones similares en todos los casos: existe una mejora en la eficiencia asociada a la utilización de lubricantes de baja viscosidad, pero éstos requieren de una formulación específica para mantener sus estándares de calidad.

3.3.4. Expectativas futuras

El futuro de los aceites lubricantes vendrá marcado por los diferentes agentes que forman parte del sistema, que marcarán las tendencias y los nichos de mercado posibles para esta tecnología en evolución [108].

Cabe señalar que, de entrada, la aplicación general de aceites de baja viscosidad será de manera lenta y pausada, ya que es necesario esperar en la mayoría de los casos a una gran modificación del parque actual de vehículos para poder señalar que los aceites de baja viscosidad actuales formen una parte sustancial del total de aceites lubricantes usados [109].

En primer lugar, la ciudadanía, a través de los diferentes organismos políticos que la representan, marcará la velocidad y la dirección de los diferentes cambios que puedan producirse en la industria del MCIA. Mediante las diferentes normativas de emisiones que se vayan sucediendo, y la importancia de la reducción de CO₂ y otros contaminantes que se producen en la combustión. Como ejemplo, a nivel europeo hasta el año 2010 no se había propuesto la creación de una estrategia de racionalización de consumo de combustible y emisiones de CO₂ de los vehículos pesados, y crear un marco de políticas y cambios legislativos, para facilitar la toma de decisiones y la planificación de las inversiones de los agentes establecidos [100]. También existe un dilema en la ciudadanía sobre si algunas de las mejoras aplicadas para mejorar las emisiones o el consumo de combustible estén expresamente diseñadas para superar las pruebas gubernamentales, y la realidad en la carretera quede lejos de estos datos [110]. Nuevamente, y ante

las futuras restricciones de consumo de combustible para los vehículos de trabajo medio y pesado, el uso de aceites lubricantes de baja viscosidad representa una oportunidad de bajo costo de implementación, que puede contribuir en una proporción no despreciable a los porcentajes finales estipulados en las normativas.

Por otro lado, y basándose en otras mejoras introducidas en el MCIA, los fabricantes de automóviles continuarán introduciendo restricciones en sus especificaciones de calidad de los lubricantes. En el caso europeo, ACEA propondrá durante el período 2016-2017 una mejora de sus últimas especificaciones¹, enfocada en diferentes ámbitos:

- **Nuevas tecnologías de MCIA:** El aumento de los MCIA funcionando mediante inyección directa de gasolina (*GDI*) y con turbogrupo (*TGDI*) implica nuevos horizontes para los lubricantes en el segmento de vehículos ligeros. Las especificaciones de ACEA en el período 2016-2017 incluyen dos nuevas pruebas para evaluar la resistencia del lubricante a los depósitos de barnices en turbocompresor y pistón en estos nuevos motores.
- **Aplicación de biocombustibles:** Las nuevas alternativas de combustible se han vuelto cada vez más importantes en toda Europa, sobre todo el uso de combustibles biodiesel para los motores de trabajo pesado. Estos combustibles pueden conducir a una mayor oxidación del aceite, provocando una degradación exagerada y espesamiento del aceite, con graves consecuencias para el usuario final. Por lo tanto, las especificaciones de ACEA en el período 2016-2017 incluyen dos nuevas pruebas para evaluar la eficacia del lubricante en la prevención de la oxidación y la formación de depósitos, respectivamente.
- **Eficiencia de combustible:** Las especificaciones de ACEA en 2016 introducirán la nueva categoría ACEA C5, que incluye objetivos más altos en la prueba de ahorro de combustible para motores ligeros, de acuerdo con las tendencias internacionales.
- **Nuevos materiales para sellado:** Los MCIA modernos han introducido nuevos materiales de sellado basados en elastómeros, lo que exige una actualización en las pruebas correspondientes de la ACEA.
- **Presencia de hollín:** Los diferentes desarrollos en MCIA han provocado una mayor presencia de hollín por lo que en la próxima ACEA se ha introducido una nueva prueba para evaluar la resistencia al espesamiento y a los depósitos relacionados con hollín en los motores diesel de trabajo ligero. Por el

¹Cabe señalar que durante la parte última del desarrollo de esta Tesis, la entidad encargada del desarrollo de especificaciones comunes de lubricantes para Europa, ACEA, ha emitido la nueva serie de especificaciones, con fecha de aplicación 1 de diciembre de 2016.

contrario, en los motores diesel de trabajo pesado, la actualización modifica las pruebas de motor relativas al hollín, manteniendo tan solo una de las dos actuales.

Sin embargo, existen a día de hoy dos situaciones normativas que limitan de cierta manera el desarrollo de los aceites de baja viscosidad. Por un lado, debido a la importancia de la viscosidad HTHS, cada vez más las empresas fabricantes de lubricantes marcan este límite como punto crítico de trabajo, mientras que por otro lado, la viscosidad a baja temperatura es un parámetro de gran importancia a la hora de formular y que puede aportar ahorro de combustible en el funcionamiento habitual a baja temperatura de los motores de trabajo ligero. Además, las continuas mejoras en las bases lubricantes y en los aditivos mejoradores de índice de viscosidad, permiten formular a día de hoy aceites que cumplan con la viscosidad HTHS requerida, y mostrando un muy buen comportamiento a bajas temperaturas que ayude al ahorro de combustible. Sin embargo, este efecto puede quedar bloqueado por la normativa SAE J300, que limita la variación de la viscosidad cinemática a 100°C, y por tanto bloqueando un máximo de índice de viscosidad [111]. Esta situación se muestra en la Figura 3.19.

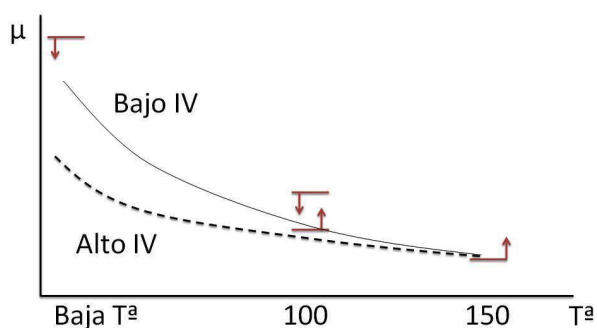


Figura 3.19: Variación del índice de viscosidad en la curva de viscosidad de aceites lubricantes y aplicación de los límites SAE J300.

Por tanto, se debería proponer un cambio en la normativa SAE J300 para poder acomodar estos aceites de muy alto IV. En otro caso, ya más concreto y correspondiente a las especificaciones ACEA-12 de motores diesel de trabajo pesado, existe un límite de HTHS fijado en 3,5 mPa·s independientemente del grado de viscosidad empleado [30], con el objetivo de proteger los motores. Sin embargo, esta exigencia choca con el objetivo de la reducción del consumo de combustible, por lo que en algún momento se deberá dirimir esta decisión.

En el caso del mercado de EEUU también se ha sufrido esta dicotomía. Las exigencias sobre las emisiones de gases de efecto invernadero y sobre el ahorro de combustible, propuestas desde diferentes organismos estatales, llevaron al conjunto de fabricantes de MCIA a solicitar un nuevo paso en el desarrollo de los aceites mediante la propuesta de una nueva especificación de calidad para motores de trabajo pesado. La última normativa aplicable era la API CJ-4 del año 2010, por lo que se propuso el desarrollo de una nueva especificación. Durante el desarrollo de esta nueva especificación, se ha tenido en cuenta por parte de los diferentes agentes presentes el contexto de aplicación de los nuevos MCIA de trabajo pesado, con variaciones en el tamaño y la velocidad promedio de los motores, diseños de combustión avanzados, aplicación de sistemas “start-stop” y el control activo de temperatura del aceite, añadido a la necesidad de crear un sistema de especificaciones con cierta capacidad de transición para los modelos en funcionamiento. La solución encontrada en este caso es la dividir la categoría en dos especificaciones como ha realizado la API en EEUU [112]. Las principales características de cada una de ellas se muestran en la Figura 3.23.

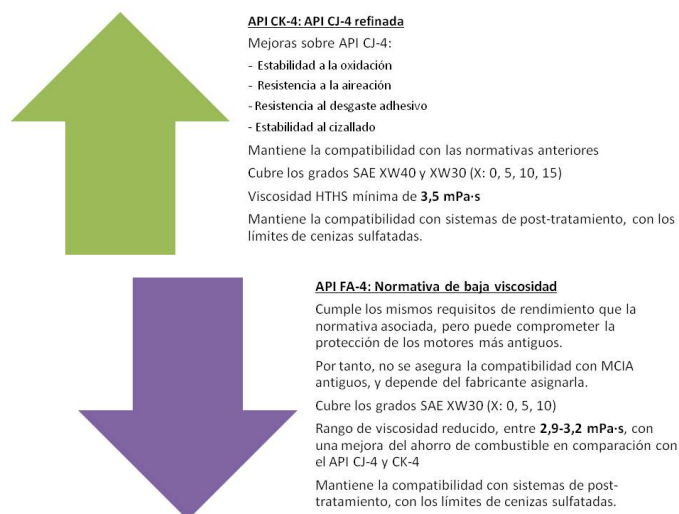


Figura 3.20: Explicación de la distinción entre especificaciones de la categoría API PC-11. Adaptado de [113].

Este sistema asegura un período de transición hacia los aceites de baja viscosidad. En esta división, una de ellas representa la mejora dentro de la continuidad, mediante el mantenimiento de la viscosidad HTHS actual para vehículos del parque de trabajo pesado, pero al mismo tiempo introduciendo nuevos aspectos de

desarrollo, como la estabilidad a la oxidación o al cizallado, y mejoras en el comportamiento del aceite frente al desgaste adhesivo o el *scuffing*.

Por otro lado, se crea una nueva familia de especificaciones para poder acomodar la aplicación de aceites de baja viscosidad en motores diesel de trabajo pesado, proponiendo un cambio de límite para la viscosidad HTHS sustancial, entre 2,9 y 3,2 mPa·s, y aplicada tan solo a los aceites con grado SAE menor. A pesar de mantener los límites para el resto de propiedades estudiadas en la especificación, no se asegura la compatibilidad con especificaciones antiguas, cosa que sí había ocurrido hasta el momento. Por tanto, la compatibilidad con MCIA anteriores queda como responsabilidad del fabricante, que debe estudiar esta posibilidad y validarla de cara al cliente.

Esta tendencia también indica otro patrón de desarrollo de los aceites de baja viscosidad. Tal y como se ha señalado durante este capítulo, es necesario establecer un balance entre durabilidad del motor y ahorro de combustible. Por otro lado, las investigaciones han demostrado que cada modelo de MCIA responde de manera diferente a las formulaciones de aceites de baja viscosidad. Esta situación plantea la siguiente dicotomía: los lubricantes de baja viscosidad deben adaptarse individualmente a cada tipo de vehículo, algo que añade una complejidad significativa a su desarrollo, o se debe establecer un compromiso para ofrecer ahorro de combustible a través de una variedad de modelos de motor, sacrificando el resultado óptimo [109].

Evidentemente, la cadena de suministro de los diferentes productos componentes de las nuevas formulaciones de aceites lubricantes marcará otro de los límites de desarrollo de los aceites. Para producir lubricantes de baja viscosidad eficaces, son necesarios aceites base con una viscosidad más baja, con un alto índice de viscosidad y menor volatilidad. Esto significa que el ritmo de disminución de la viscosidad estará fuertemente influenciado por la disponibilidad y el coste de aceites base de alta calidad y con las propiedades requeridas a un precio competitivo.

Otro de los marcadores de este camino de evolución son las otras mejoras que acompañan a los MCIA a largo plazo, y su influencia en los aceites [63]. El desarrollo de sistemas de post-tratamiento y de mejoras tribológicas en los materiales puede obligar al desarrollo de aditivos alternativos a los actuales, que pueden modificar sustancialmente el comportamiento de éstos. Dos de los temas que actualmente se encuentran bajo investigación; el primero es el uso de fósforo y azufre en aditivos (como en el omnipresente ZDDP), y por otro lado la ceniza del aceite formada por productos metálicos. Existen compuestos derivados de lubricante que pueden afectar los sistemas post-tratamiento del control de las emisiones en el tubo de escape, como las cenizas metálicas incombustibles

de ciertos aditivos del lubricante; y compuestos basados en azufre y fósforo. El paso de aceite a la cámara de combustión provoca el envenenamiento de ciertos sistemas de post-tratamiento, que disminuyen sustancialmente su eficiencia, por lo que se pretende la disminución de la presencia de estos compuestos.

Por último, existe un interés en todos los actores del sector en un aumento de los períodos de cambio del aceite lubricante, hasta convertirlo en un fluido de por vida en el MCIA. La fuerza impulsora detrás de estas tendencias es la interesante reducción de los costes de mantenimiento y propiedad, así como consideraciones ambientales. Sin embargo, no se conoce el comportamiento de los aceites a tan largo período y con condiciones de trabajo cada vez más adversas. Existe una sucesión de efectos negativos que pueden darse en el aceite, cuyo grado depende de la calidad del aceite y del uso del MCIA y no puede predecirse a partir del tiempo de uso exclusivamente. Por ello, es necesario el desarrollo de sistemas de control del cambio de aceite asociados a sensores del estado del aceite lubricante, que cubran los diferentes modos de fallo que pueda presentar éste e indiquen la idoneidad de ese cambio.

Referencias

- [1] A. J. CAINES y R. F. HAYCOCK, eds. *Automotive Lubricants Reference Book*. 2nd. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc., 2004.
- [2] BLACK, B. C. *Crude Reality: Petroleum in World History*. Exploring World History. Rowman & Littlefield Publishers, 2012.
- [3] LYNCH, T. R. *Process Chemistry of Lubricant Base Stocks*. Boca Raton: CRC Press, 2008.
- [4] SPIKES, H. «The history and mechanisms of ZDDP». *Tribology Letters* 17.3 (2004), págs. 469-489.
- [5] R. M. MORTIER, M. F. FOX y S. T. ORSZULIK, eds. *Chemistry and Technology of Lubricants*. London: Springer International Publishing, 2013.
- [6] API. *API 1509: Engine Oil Licensing and Certification System. Appendix E: API Base Oil Interchangeability Guidelines for Passenger Car Motor Oils and Diesel Engine Oils*. Inf. téc. 2015.
- [7] BARNES, A. M., K. D. BARTLE y V. R. THIBON. «A review of zinc dialkyldithiophosphates (ZDDPS): characterisation and role in the lubricating oil». *Tribology International* 34.6 (2001), págs. 389-395.
- [8] MÜLLER, H. «Mechanism of action of viscosity index improvers». *Tribology International* 11.3 (1978), págs. 189-192.
- [9] JOHNSON, M., R. JENSEN y S. KORCEK. «Additive Interactions and Depletion Processes in Fuel Efficient Engine Oils». *SAE Technical Paper* 971694 (1997).
- [10] SPIKES, H. «Low- and zero-sulphated ash, phosphorus and sulphur anti-wear additives for engine oils». *Lubrication Science* 20.2 (2008), págs. 103-136.
- [11] ERDEMIR, A. y col. «Carbon-based tribofilms from lubricating oils». *Nature* 536.7614 (2016), págs. 67-71.
- [12] MCQUEEN, J. S., H. GAO, E. D. BLACK, A. K. GANGOPADHYAY y R. K. JENSEN. «Friction and wear of tribofilms formed by zinc dialkyl dithiophosphate antiwear additive in low viscosity engine oils». *Tribology International* 38.3 (2005), págs. 289-297.
- [13] YU, H. y col. «Microstructure, mechanical properties and tribological behavior of tribofilm generated from natural serpentine mineral powders as lubricant additive». *Wear* 297.1-2 (2013), págs. 802-810.

- [14] RUDNICK, L. *Lubricant additives: chemistry and applications*. Boca Raton: CRC Press, 2009.
- [15] SELBY, T. W. «A Method of Generating and Appraising the Five Viscosity Loss Parameters of Lubricating Oils - The Viscosity Loss Trapezoid». *8th International Symposium: Tribology 2000*. Dearborn, 1992.
- [16] Q. J. WANG e Y.-W. CHUNG, eds. *Encyclopedia of Tribology*. Boston, MA: Springer US, 2013.
- [17] VISWANATH, D. S., T. GHOSH, D. H. L. PRASAD, N. V. K. DUTT y K. Y. RANI. *Viscosity of Liquids: Theory, Estimation, Experiment, and Data*. Amsterdam: Springer Netherlands, 2007.
- [18] SHAYLER, P. J. y col. «Characterising Lubricating Oil Viscosity to Describe Effects on Engine Friction». *SAE Technical Paper 2007-01-1984* (2007).
- [19] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D2270: Standard Practice for Calculating Viscosity Index from Kinematic Viscosity at 40°C and 100°C*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [20] VAN DAM, W., T. MILLER, G. M. PARSONS e Y. TAKEUCHI. «The Impact of Lubricant Viscosity and Additive Chemistry on Fuel Economy in Heavy Duty Diesel Engines». *SAE Technical Paper 2011-01-2124* (2011).
- [21] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D1298: Standard Test Method for Density, Relative Density, or API Gravity of Crude Petroleum and Liquid Petroleum Products by Hydrometer Method*. West Conshohocken, PA, 2012.
- [22] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D97: Standard Test Method for Pour Point of Petroleum Products*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [23] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D2500: Standard Test Method for Cloud Point of Petroleum Products and Liquid Fuels*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [24] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D93: Standard Test Methods for Flash Point By Pensky-Martens Closed Cup Tester*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [25] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D92: Standard Test Method for Flash and Fire Points by Cleveland Open Cup Tester*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [26] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D664: Standard Test Method for Acid Number of Petroleum Products by Potentiometric Titration*. West Conshohocken, PA, 2011.
- [27] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D2896: Standard Test Method for Base Number of Petroleum Products by Potentiometric Perchloric Acid Titration*. West Conshohocken, PA, 2011.

- [28] COVITCH, M. J. y col. «Extending SAE J300 to Viscosity Grades below SAE 20». *SAE Technical Paper* 2010-01-2286 (2010).
- [29] SAE INTERNATIONAL. «SAE J300 Engine Oil Viscosity Classification» (2015).
- [30] ACEA. *ACEA 2012 Oil Sequences*. Inf. téc. Bruxelles, 2012.
- [31] TOMS, A. «FT-IR for the Joint Oil Analysis Program: Part I». *Joint Oil Analysis Program International Condition Monitoring Conference*. Ed. por M. SQUALLS. Pensacola, FL: JOAP-TSC, 1994, págs. 387-406.
- [32] TOMS, A. «FT-IR for the Joint Oil Analysis Program: Part II. Uses, Advantages and Benefits». *Joint Oil Analysis Program International Condition Monitoring Conference*. Ed. por M. SQUALLS. Pensacola, FL: JOAP-TSC, 1994, págs. 407-419.
- [33] TOMS, A., J. POWELL y J. DIXON. *The Utilization of FT-IR for Army Oil Condition Monitoring*. Inf. téc. US Defense Technical Information Center, 1998.
- [34] TORMOS, B. *Diagnóstico de motores diesel mediante el análisis del aceite usado*. Barcelona: Reverté, 2005.
- [35] PAYRI, F. y J. M. DESANTES. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Barcelona: Reverté, 2011.
- [36] SPECTRO SCIENTIFIC INC. *Oil Analysis Handbook for Predictive Maintenance*. Inf. téc. 2014.
- [37] ANFAC. *European Motor Vehicle Parc 2014*. Inf. téc. Bruxelles: ANFAC, 2014.
- [38] IEA. *CO₂ emissions from fuel combustion - Highlights*. Inf. téc. Washington, D.C.: IEA, 2015.
- [39] ICCT. *CO₂ emissions from new passenger cars in the EU : Car manufacturers' performance in 2014*. Inf. téc. July. The International Council On Clean Transportation, 2015.
- [40] TRANSPORTATION RESEARCH BOARD. *Technologies and approaches to reducing the fuel consumption of medium- and heavy-duty vehicles*. Washington, D.C.: The National Academies Press, 2010.
- [41] MATILLA, E. «Evolución del precio del gasóleo en España durante el último medio siglo». *Economía Industrial* (2011), págs. 171-175.
- [42] SCHIEMANN, L., C. ANDREWS, V. CARRICK y B. HUMPHREY. «Developing heavy duty diesel lubricants to meet the extended service interval challenge». *SAE Technical Paper* 952551 (1995).

- [43] SOLOMON, L. «Lifting the Cap on Drain Intervals». *Lubes'n'Greases* July (2011), págs. 38-45.
- [44] TAYLOR, I. *Impact of Lubricants on Engine Friction and Durability*. Inf. téc. November. 2011.
- [45] TAYLOR, R. I. y R. C. COY. «Improved fuel efficiency by lubricant design: A review». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 214.1 (2000), págs. 1-15.
- [46] HOLMBERG, K., P. ANDERSSON y A. ERDEMIR. «Global energy consumption due to friction in passenger cars». *Tribology International* 47 (2012), págs. 221-234.
- [47] MILLER, T. «North American Fuel Economy Testing». *15th Annual Fuels & Lubes Asia Conference*. Singapore, 2009.
- [48] ACEA. *Reducing CO₂ emissions from passenger cars and light commercial vehicles post-2020*. Inf. téc. May. Bruxelles: European Automobile Manufacturers' Association - ACEA, 2016.
- [49] PLUMLEY, M. J., V. WONG, M. MOLEWYK y S.-Y. PARK. «Optimizing Base Oil Viscosity Temperature Dependence For Power Cylinder Friction Reduction». *SAE Technical Paper* 2014-01-1658 (2014).
- [50] NEVILLE, A., A. MORINA, T. HAQUE y M. VOONG. «Compatibility between tribological surfaces and lubricant additives-How friction and wear reduction can be controlled by surface/lube synergies». *Tribology International* 40.10-12 (2007), págs. 1680-1695.
- [51] PARK, S., Y. CHO, K. SUNG y N. HAN. «The Effect of Viscosity and Friction Modifier on Fuel Economy and the Relationship Between Fuel Economy and Friction». *SAE International Journal of Engines* 2.2 (2009), págs. 72-80.
- [52] TAYLOR, R. I. «Heavy Duty Diesel Engine Fuel Economy: Lubricant Sensitivities». *SAE Technical Paper* 2000-01-2056 (2000).
- [53] NOZAWA, R., Y. MORITA y M. SHIMIZU. «Effects of engine downsizing on friction losses and fuel economy». *Tribology International* 27.1 (1994), págs. 31-37.
- [54] ONODERA, K. y col. «Engine Oil Formulation Technology to Prevent Pre-ignition in Turbocharged Direct Injection Spark Ignition Engines». *SAE Technical Paper* 2015-01-2027 (2015).
- [55] INTERNATIONAL LUBRICANT SPECIFICATION ADVISORY COMMITTEE. *ILSAC GF-6A Recommendations For Passenger Car Engine Oils (Draft February 13, 2014)*. Inf. téc. 2014.

- [56] INTERNATIONAL LUBRICANT SPECIFICATION ADVISORY COMMITTEE. *ILSAC GF-6B Recommendations For Passenger Car Engine Oils (Draft February 13, 2014)*. Inf. téc. 2014.
- [57] SELBY, T. W. «High Shear Rate Rheology of Lower Viscosity Engine Oils Over a Temperature Range of 80°C to 150°C Using the Tapered Bearing Simulator (TBS) Viscometer». *SAE Technical Paper 2010-01-2288* (2010).
- [58] EVANS, S. D. «Delivering Axle Efficiency and Fuel Economy Through Optimised Fluid Design». *SAE Technical Paper 2014-01-2799* (2014).
- [59] KELLER, J., N. KOTUSZENKO y R. MCCOY. «Fuel economy benefits of synthetic lubricants in heavy-duty trucks». *SAE Technical Paper 801345* (1980).
- [60] WADDEY, W., B. DEANE, H. SHAUB y R. CARLEY. «Testing of Engine Oils Having Carryover Fuel Economy Effects». *SAE Technical Paper 810317* (1981).
- [61] YOUNGHOUSE, E., W. WADDEY y R. SCHMIDT. «Fuel Economy Lubricants in Heavy Duty Road Service». *SAE Technical Paper 801349* (1980).
- [62] JONES, E. y L. PAINTER. «Some Statistical Aspects of Testing Engine Oils for Fuel Economy». *SAE Technical Paper 790951* (1979).
- [63] WONG, V. W. y S. C. TUNG. «Overview of automotive engine friction and reduction trends-Effects of surface, material, and lubricant-additive technologies». *Friction* 4.1 (2016), págs. 1-28.
- [64] KIOVSKY, T. E., N. C. YATES y J. R. BALES. «Fuel Efficient Lubricants and the Effect of Special Base Oils». *Lubrication Engineering* 50.4 (1993), pág. 30.
- [65] SOUZA DE CARVALHO, M. J., P. RUDOLF SEIDL, C. R. PEREIRA BELCHIOR y J. RICARDO SODRÉ. «Lubricant viscosity and viscosity improver additive effects on diesel fuel economy». *Tribology International* 43.12 (2010), págs. 2298-2302.
- [66] GRAHAM, J., H. SPIKES y R. JENSEN. «The Friction Reducing Properties of Molybdenum Dialkyldithiocarbamate Additives: Part I - Factors Influencing Friction Reduction». *Tribology Transactions* 44.4 (2001), págs. 626-636.
- [67] FAN, J., M. MÜLLER, T. STÖHR y H. A. SPIKES. «Reduction of Friction by Functionalised Viscosity Index Improvers». *Tribology Letters* 28.3 (2007), págs. 287-298.
- [68] KANEKO, T., M. YAMASHITA, M. OHORI y M. MURAKAMI. «Development of Low Sulfated Ash and Fuel Economy Diesel Engine Oil». *SAE Technical Paper 2009-01-1845* (2009).

- [69] BROWNE, D. y col. «Novel Fuel Efficiency Engine Lubricants for Urban Transit Applications». *SAE Technical Paper* 2014-01-2793 (2014).
- [70] PREDAPITAKKUN, S. y P. SUKAJIT. «Development of an API SN, SAE 0W-20 Engine Lubricating Oil for Tropical Climate using a New Novel Viscosity Modifier and Verification of Its Performance via a Field Trial in Thailand». *SAE Technical Paper* 2014-01-2779 (2014).
- [71] PLUMLEY, M. J., V. W. WONG y T. V. MARTINS. «Demonstrating Improved Fuel Economy Using Subsystem Specific Lubricants on a Modified Diesel Engine». *Tribology Transactions* (2016).
- [72] TSEREGOUNIS, S. I. y M. L. MCMILLAN. «Engine Oil Aging Effects on Fuel Economy as Measured by the EPA FTP Vehicle Dynamometer Test in a GM Engine». *SAE Technical Paper* 2002-01-1635 (2002).
- [73] MACIÁN, V., B. TORMOS, S. RUIZ y G. MIRÓ. «Low viscosity engine oils: Study of wear effects and oil key parameters in a heavy duty engine fleet test». *Tribology International* 94 (2016), págs. 240-248.
- [74] MACIÁN, V., B. TORMOS, G. MIRÓ y T. PERÉZ. «Assessment of low-viscosity oil performance and degradation in a heavy duty engine real-world fleet test». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 230.6 (2016), págs. 729-743.
- [75] SKJOEDT, M., R. BUTTS, D. N. ASSANIS y S. BOHAC. «Effects of oil properties on spark-ignition gasoline engine friction». *Tribology International* 41.6 (2008), págs. 556-563.
- [76] SINGH, D., M. SHUKLA, S. SINGH, Y. SINGH SR y N. SINGH. «Fuel Economy of SI Vehicle Fueled by Ethanol/Gasoline Blends - Role of Engine Lubricant Viscosity». *SAE Technical Paper* 2013-01-0051 (2013).
- [77] HANKE, W., M. FAHR, A. REHL, M. VOIGT y H. ANDO. «Friction Reduction in Power Cylinder Systems for Downsize Gasoline Engines with Modern Surface Technologies of Aluminum Crankcases». *SAE Technical Paper* 2012-01-1332 (2012).
- [78] SINGH, A. K., S. SINGH y A. K. SEHGAL. «Impact of Low Viscosity Engine Oil on Performance, Fuel Economy and Emissions of Light Duty Diesel Engine». *SAE Technical Paper* 2016-01-2316 (2016).
- [79] MANNI, M., C. GOMMELLINI y G. SABBIONI. «Effect of physical characteristics of lubricating oils on emissions, fuel economy and oil consumption in a light duty diesel engine». *SAE Technical Paper* 952552 (1995).

- [80] FONTARAS, G., E. VOITSIS y Z. SAMARAS. «Experimental Evaluation of the Fuel Consumption and Emissions Reduction Potential of Low Viscosity Lubricants». *SAE Technical Paper* 2009-01-1803 (2009).
- [81] WARRENS, C. P., D. E. COPP, K. M. JEFFERD y G. BLEIMSCHEIN. «Lubricant contribution to improve fuel economy and reduced emissions in diesel engines». *SAE Technical Paper* 2000-19-0024 (2000).
- [82] MACIÁN, V., B. TORMOS, V. BERMÚDEZ y L. RAMÍREZ. «Assessment of the effect of low viscosity oils usage on a light duty diesel engine fuel consumption in stationary and transient conditions». *Tribology International* 79 (2014), págs. 132-139.
- [83] KORCEK, S. «Engine Oil Fuel Efficiency - Practical Issues». *Tribology for Energy Conservation*. Ed. por D. DOWSON. 1998, págs. 25-33.
- [84] COMFORT, A. «An Introduction to Heavy-Duty Diesel Engine Frictional Losses and Lubricant Properties Affecting Fuel Economy-Part 1». *SAE Technical Paper* 2003-01-3225 (2003).
- [85] FOX, I. «Numerical evaluation of the potential for fuel economy improvement due to boundary friction reduction within heavy-duty diesel engines». *Tribology international* 38.3 (2005), págs. 265-275.
- [86] CARDEN, P. y col. «The Effect of Low Viscosity Oil on the Wear, Friction and Fuel Consumption of a Heavy Duty Truck Engine». *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 2013-01-0331 (2013).
- [87] NAKAMURA, Y., K. TOMIZAWA, T. ONISHI y T. HASHIMOTO. «Development of Fuel Economy Engine Oil for Heavy Duty Diesel Engine». *SAE Technical Paper* 2015-01-2034 (2015).
- [88] VAN DAM, W., P. KLEIJWEGT, M. TORREMAN y G. PARSONS. «The Lubricant Contribution to Improved Fuel Economy in Heavy Duty Diesel Engines». *SAE Technical Paper* 2009-01-2856 (2009).
- [89] VAN DAM, W., T. MILLER y G. PARSONS. «Optimizing Low Viscosity Lubricants for Improved Fuel Economy in Heavy Duty Diesel Engines». *SAE Technical Paper* 2011-01-1206 (2011).
- [90] VAN DAM, W., J. BOOTH y G. PARSONS. «Taking Heavy Duty Diesel Engine Oil Performance to the Next Level, Part 1: Optimizing for Improved Fuel Economy». *SAE Technical Paper* 2014-01-2792 (2014).
- [91] VAN DAM, W., J. BOOTH, J. PITTA y G. PARSONS. «Taking Heavy Duty Diesel Engine Oil Performance to the Next Level, Part 2 : Optimizing for Universal Applicability». *SAE Technical Paper* 2014-01-2795 (2014).

- [92] VAN DAM, W., M. W. COOPER, K. OXORN y S. RICHARDS. «Observations from Cylinder Liner Wear Studies in Heavy Duty Diesel Engines and the Evolution towards Lower Viscosity Heavy Duty Engine Lubricants». *SAE Technical Paper* 2011-01-1207 (2011).
- [93] CUI, J., S. OBEROI, S. BRIGGS, I. GOLDMINTS y D. BAXTER. «Measuring Fuel Efficiency in Various Driving Cycles: How to Get Maximum Fuel Economy Improvement from the Lubricant». *SAE Technical Paper* 2015-01-2042 (2015).
- [94] GUINTHER, G. y J. STYER. «Correlation of the Sequence VID Laboratory Fuel Economy Test to Real World Fuel Economy Improvements». *SAE Technical Paper* 2013-01-0297 (2013).
- [95] USHIODA, N., T. W. MILLER, C. B. SIMS, G. PARSONS y M. SZTENDEROWICZ. «Effect of Low Viscosity Passenger Car Motor Oils on Fuel Economy Engine Tests». *SAE Technical Paper* 2013-01-2606 (2013).
- [96] MACIÁN, V., B. TORMOS, S. RUIZ y L. RAMÍREZ. «Potential of low viscosity oils to reduce CO₂ emissions and fuel consumption of urban buses fleets». *Transportation Research Part D: Transport and Environment* 39 (2015), págs. 76-88.
- [97] JACOBS, C. «Forecast: Changeable, with rising pressure». *Lubes'n'Greases* May (2016), págs. 22-28.
- [98] SWEDBERG, S. «Viscosity's Endless Road Trip». *Lubes'n'Greases* November (2015), págs. 30-33.
- [99] INFINEUM. «Driving down viscosity». *Insight* May (2016).
- [100] EUROPEAN COMMISSION. *Strategy for reducing Heavy-Duty Vehicles' fuel consumption and CO₂ emissions*. Inf. téc. Bruxelles: European Union, 2014.
- [101] CHAMBERLIN, W. B. y T. J. SHEAHAN. «Automotive Fuel Savings Through Selected Lubricants». *SAE Technical Paper* 750377 (1975).
- [102] SHEAHAN, T. J. y W. S. ROMIG. «Lubricant Related Fuel Savings in Short Trip, Cold Weather Service». *SAE Technical Paper* 750676 (1975).
- [103] PADMORE, E. L. «The Effect of Transmission Lubricants on Fuel Economy». *Fuel Economy of the Gasoline Engine: Fuel, Lubricant and Other Effects*. Ed. por D. R. BLACKMORE y A. THOMAS. London: Palgrave Macmillan UK, 1977, págs. 203-220.
- [104] BALA, V., G. BRANDT y D. WALTERS. «Fuel economy of multigrade gear lubricants». *Industrial Lubrication and Tribology* 52.4 (2000), págs. 165-173.

- [105] AKUCEWICH, E. S., J. N. VINCI, F. S. QURESHI y R. W. CAIN. «Developing Next Generation Axle Fluids: Part I - Test Methodology to Measure Durability and Temperature Reduction Properties of Axle Gear Oils». *SAE Technical Paper* 2002-01-1691 (2002).
- [106] VINCI, J. N., E. S. AKUCEWICH, R. W. CAIN y F. S. QURESHI. «Developing Next Generation Axle Fluids - Part II - Systematic Formulating Approach». *SAE Technical Paper* 2002-01-1692 (2002).
- [107] BAKER, M. R., C. SCHENKENBERGER, G. RHOADS y B. A. GRISSO. «Breaking the Viscosity Paradigm: Formulating Approaches for Optimizing Efficiency and Axle Life - Part II». *SAE Technical Paper* 2006-01-3272 (2006).
- [108] KORCEK, S., J. SORAB, M. JOHNSON y R. JENSEN. «Automotive lubricants for the next millennium». *Industrial Lubrication and Tribology* 52.5 (2000), págs. 209-220.
- [109] FLEMMING, J. «Lubricant performance and base oil supply: the impact of moving to thinner viscosity grades». *19th ICIS World Base Oils & Lubricants Conference*. London, UK, 2015.
- [110] ICCT. *From laboratory to road*. Inf. téc. 2013.
- [111] SMOLENSKI, D. «Is Fuel Economy Hiding in SAE J300?» *Lubes'n'Greases* March (2015), págs. 28-32.
- [112] CARROLL, C. *API approves new diesel engine oil standards*. Washington, D.C., 2016.
- [113] VAN RENSSSELAR, J. «Heavy-duty diesel lubricants: How will they address fuel economy in the future?» *Tribology and Lubrication Technology* September (2016), págs. 36-45.

Capítulo 4

Principales técnicas para el análisis del lubricante en MCIA

4.1. Introducción

En este capítulo se van a presentar las principales técnicas aplicadas al análisis del lubricante en MCIA. En primer lugar se expondrán las técnicas analíticas aplicadas para conocer el estado del aceite lubricante, teniendo en cuenta tan solo las técnicas aplicadas en concreto al ámbito de los aceites para motores de combustión interna alternativos, dentro de la amplia gama existente para lubricantes en general. Dentro de estas técnicas, se pondrá énfasis en tres de ellas, especialmente desarrolladas y aplicadas en el trabajo de esta Tesis. Englobada dentro del análisis del fenómeno de desgaste en el aceite lubricante de MCIA, se realizará una concisa introducción al estudio de sensores en línea aplicados a la monitorización del desgaste en sistemas lubricados.

4.2. Principales técnicas analíticas para aceites lubricantes

La evaluación del estado de los aceites lubricantes puede llevarse a cabo por diferentes metodologías de análisis. Existen diferentes principios químicos básicos de aplicación en lubricantes: métodos electroquímicos (voltamperometría y potenciometría), cromatográficos, térmicos, de análisis de propiedades (densidad, viscosidad...), y métodos ópticos (colorimetría y espectrometría). Cada uno de

estos métodos cuenta con diferentes técnicas que desarrollan un amplio abanico de posibilidades para el analista, que debe escoger la técnica en función de las características de la muestra que desee medir.

4.2.1. Procedimiento de muestreo del aceite

El primer paso para poder realizar un análisis del aceite lubricante de una manera correcta es realizar la toma de muestras. Para diagnosticar correctamente el estado del aceite lubricante del motor, las muestras deben ser representativas del total del aceite, o si no los datos no serán válidos. Es importante tener en consideración ciertos aspectos, para que el muestreo realizado se haga de forma correcta:

- Realizar el muestreo en una zona donde el fluido se encuentre en movimiento, o de las zonas turbulentas tales como codos, es decir, en puntos representativos.
- Muestrear durante las condiciones típicas de trabajo, no cuando la máquina esté fría o completamente parada.
- No muestrear en la zona que sigue al filtrado del aceite.
- Guardar la muestra en un envase nuevo y limpio, para evitar su contaminación.
- No modificar la composición de las muestras una vez tomadas, pero sí garantizar su homogeneización previa a los análisis a realizar, para que con el tiempo no precipite la materia insoluble.

Existen diferentes metodologías y buenas prácticas para el muestreo de aceite en MCIA [1]. En el caso de la presente Tesis, se utilizó el método de la bomba de vacío. El procedimiento a realizar para cada muestra tomada fue el siguiente:

- Para cada muestreo es necesario utilizar un nuevo trozo de tubo después de tomar muestras de aceite del motor, debido a la posibilidad de que el hollín y los aditivos del aceite queden depositados en el tubo y contaminen otras muestras.
- Después de mantener el MCIA en marcha durante un tiempo prudencial para homogeneizar las condiciones del aceite en el cárter, se apaga el motor, se mide el tubo nuevo y se corta del largo de la varilla indicadora de nivel. En caso de no tener varilla de nivel, se corta el tubo de modo que llegue hasta la mitad de la profundidad del cárter de aceite.

- Insertar el tubo en la bomba de vacío y conectar una nueva botella de muestreo a la bomba de vacío, tal y como se muestra en la Figura 4.1.
- Accionar la bomba para rellenar el bote, siempre en posición vertical, ya que si se voltea la bomba puede contaminarse con el aceite. Llenar hasta tres cuartas partes de la botella para muestras, para poder permitir una agitación posterior.
- Retirar el sistema, y limpiar todas las partes implicadas.

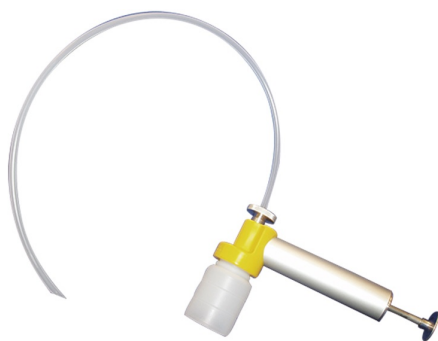


Figura 4.1: Sistema de extracción de la muestra de aceite usado.

Para asegurar resultados precisos de la muestra, es necesario dar el máximo de información del MCIA a la hora de analizar la muestra. El modelo de motor, aceite utilizado, número de serie, tiempo de vida del aceite y del MCIA, rellenos, episodios históricos, etc. Respecto al recipiente, utilizar siempre botes específicos para toma de muestras, y mantener tapados los botes vacíos y en bolsas de plástico a prueba de polvo. La bomba de vacío también se debe mantener protegida contra el polvo. Un buen muestreo asegura la representatividad de los resultados y un buen diagnóstico posterior.

4.2.2. Viscosidad

4.2.2.1. Viscosidad cinemática

La viscosidad es una propiedad fundamental relacionada con las fuerzas intermoleculares y la estructura química de las especies presentes. Por tanto, se ve influenciada por las variaciones internas de su composición, como el origen del crudo y proceso de refinado, así como de los posibles contaminantes que se puedan presentar en el aceite. Además, las condiciones externas como la presión y la temperatura afectan a éste parámetro.

Diversas técnicas de medición de la viscosidad han sido desarrolladas durante la historia, pero las más usadas habitualmente en aplicaciones de ingeniería son los viscosímetros capilares y rotacionales. En general, los viscosímetros capilares son adecuados para fluidos newtonianos y viscosímetros rotacionales son adecuados para el estudio de propiedades de líquidos no ideales y en particular desviaciones de flujo newtoniano. Ya que la temperatura es una de las variables que más afectan a la viscosidad, habitualmente los viscosímetros tienen un baño especial de calentamiento, con el fin de controlar y medir la temperatura. El baño puede ser tanto de agua como de aceites minerales para llegar a temperaturas más elevadas. Habitualmente en lubricación las viscosidades cinemáticas más controladas son a 40°C y a 100°C.

Los viscosímetros capilares, utilizados en el desarrollo de esta Tesis, se basan en el principio de fluencia de un volumen específico de fluido a través de un capilar, reflejados en el estándar ASTM D445 [2], que está inmerso en un baño térmico. El tiempo necesario para fluir por parte del volumen del fluido permite calcular la viscosidad cinemática. El flujo a través del capilar debe ser laminar y las deducciones se basan en la ley de Poiseuille para un flujo constante y viscoso en un tubo, mostrada en la Ecuación 4.1.

$$\nu = \frac{\pi \cdot r^4 \cdot g \cdot l \cdot t}{8 \cdot L \cdot V} = k \cdot \Delta t \quad (4.1)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática, r es el radio del capilar, l es la altura media hidrostática, g es la gravedad, L es la longitud del capilar, V es el volumen del flujo del fluido y t es el tiempo de flujo a través del capilar. Para calcular la k , constante del capilar, se determina experimentalmente mediante la aplicación de un fluido con una viscosidad de referencia conocida.

Los viscosímetros capilares utilizados en esta Tesis son de dos tipos: Ostwald-Fenske (utilizado para líquidos transparentes - tipo 3) y Cannon-Fenske (utilizado para líquidos opacos - tipo 1), mostrados en la Figura 4.2.

Existen equipos semiautomatizados basados en el mismo principio para medir viscosidad cinemática con una precisión ligeramente inferior a la ASTM D445, utilizando el principio de Houillon y basados en el estándar ASTM D7279 [3]. Su facilidad radica en la rápida capacidad de cambio de muestra y el poco tiempo para realizar la medida, aumentando la eficiencia del trabajo analítico. Un ejemplo de esta tipología de equipos, utilizada parcialmente en esta Tesis, se muestra en la Figura 4.3.

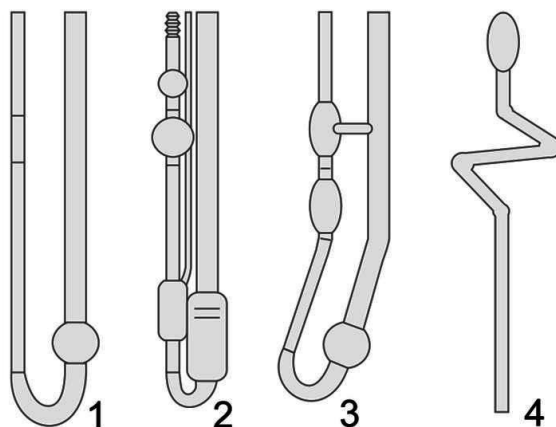


Figura 4.2: Tipologías de viscosímetros capilares: 1-Ostwald, 2-Ubbelohde, 3-Cannon-Fenske y 4-Houillon.



Figura 4.3: Viscosímetro semiautomático basado en el sistema Houillon SimpleVis+ de Cannon Instrument Co.

4.2.2.2. Viscosidad dinámica a baja temperatura

Para poder controlar el comportamiento a bajas temperaturas de los aceites lubricantes de automoción, la normativa SAE J300 desarrolla dos tipos de medidas de viscosidad dinámica relacionadas entre sí. Éstas se miden mediante diferentes viscosímetros, cuyo principio de funcionamiento es el de ser equipos rotatorios.

Estos viscosímetros cuentan con dos cilindros coaxiales, donde el cilindro interno está fijo y el cilindro externo gira al serle aplicado un par, que produce el

cizallado necesario para medir la viscosidad dinámica. La razón de cizallado se puede modificar cambiando las dimensiones del rotor, el espacio entre las paredes del rotor y del estator y la velocidad de rotación. El par de torsión es proporcional a la resistencia viscosa sobre el eje sumergido, y en consecuencia, a la viscosidad del fluido. Este sistema se deriva del funcionamiento del viscosímetro Brookfield.

Algunos ejemplos de viscosímetros rotatorios utilizados en el sector de los lubricantes de automoción son:

- **Cold Cranking Simulator o CCS:** Este sistema, desarrollado para valorar el comportamiento del aceite a baja temperatura, consiste en un motor que mueve un rotor cilíndrico aislado con un par de planos paralelos contra un cilindro frío especialmente diseñado. El aceite de la muestra es cizallado de manera continua bajo una velocidad de cizallamiento periódicamente variable, simulando el cizallado habitual en un MCI. Este sistema es utilizado para determinar la *Low-Temperature (°C) Cranking Viscosity*, y los rangos de trabajo habituales se muestran en la Tabla 4.1. Este sistema está reflejado en el estándar ASTM D5293 [4]: *Standard Test Method for Apparent Viscosity of Engine Oils and Base Stocks Between -10°C and -35°C Using Cold-Cranking Simulator*.

Temperatura (°C)	Viscosidad aparente (cP)	Velocidad de cizallado (s^{-1})
[-35, -10]	[500-200000]	[$10^4 - 10^5$]

Tabla 4.1: Rangos de operación para el viscosímetro CCS.

- **Mini-Rotary Viscometer o MRV:** Este sistema está diseñado para medir el esfuerzo de fluencia y la viscosidad de los lubricantes para MCI nuevos y/o usados en un rango de temperatura de -15°C a -40°C, y se utiliza en concreto para la medida de la *Low-Temperature (°C) Pumping Viscosity*. Está adaptado a los siguientes estándares ASTM:
 - ASTM D4684 [5]: *Standard Test Method for Determination of Yield Stress and Apparent Viscosity of Engine Oils at Low Temperature*.
 - ASTM D3829 [6]: *Standard Test Method for Predicting the Borderline Pumping Temperature of Engine Oil*.
 - ASTM D6821 [7]: *Standard Test Method for Low Temperature Viscosity of Drive Line Lubricants in a Constant Shear Stress Viscometer*.
 - ASTM D6896 [8]: *Standard Test Method for Determination of Yield Stress and Apparent Viscosity of Used Engine Oils at Low Temperature*.

En la Tabla 4.2 se muestran los diferentes rangos de operación del viscosímetro.

Temperatura (°C)	Viscosidad aparente (cP)	Velocidad de cizallado (s^{-1})
[-40, -15]	[0-60000]	[1-50]

Tabla 4.2: Rangos de operación para el viscosímetro MRV.

4.2.2.3. Viscosidad dinámica HTHS

Tal y como se ha desarrollado en los capítulos anteriores, la viscosidad dinámica HTHS es uno de los parámetros que se ha considerado de especial importancia debido a su estrecha relación con el potencial de ahorro de combustible de un determinado aceite de baja viscosidad. Son varios los principios físicos que se tienen para cuantificar el parámetro de viscosidad dinámica de un fluido, por lo que existen diferentes tipos de viscosímetros, desarrollados durante las últimas décadas del siglo pasado [9]. Según la normativa actual, existen tres diferentes metodologías para calcular la viscosidad HTHS de un aceite lubricante en el sector del MCIA. A continuación se exponen los diferentes sistemas de medición.

Viscosímetro TBS (*Tapered Bearing Simulator*)

Este viscosímetro mide la viscosidad de aceites de motor a 150°C y una velocidad de cizallamiento de $10^6 s^{-1}$. El equipo cuenta con un sistema regulador de la temperatura (los equipos antiguos no tenían este equipamiento y tienen que seguir versiones anteriores de la norma).

El viscosímetro consiste en un motor de dos velocidades que acciona un mecanismo cónico (rotor) que está instalado en el interior de un estator adaptado, donde el motor y el rotor suben y bajan por acción de una plataforma. La distancia entre el rotor y el estator se controla por el ajuste de la altura de la plataforma. El esfuerzo de fluencia del aceite analizado se transfiere a la celda de carga por el plato giratorio sobre el que se asienta el rotor. Este plato rotatorio tiene un brazo que forma una palanca sobre el que está montada una bola de contacto. El rotor se hace girar por acción del motor a una velocidad constante de 50-60 revoluciones por segundo. Cuando el rotor se encuentra con la resistencia viscosa, la fuerza de reacción presiona la bola contra el rodillo de la celda de carga para registrar la resistencia dada por la viscosidad del aceite. Los resultados se dan con una precisión de 0,01 mPa·s. Un ejemplo de este equipo se muestra en la Figura 4.4.

El rotor presenta una respuesta cuando se encuentra con una resistencia viscosa de un aceite que llena el espacio entre el rotor y el estator. Para determinar



Figura 4.4: Viscosímetro HTHS TBS, de Tannas Co.

la distancia de separación entre rotor y estator se emplean dos aceites, uno de calibración y uno de referencia. Se obtienen más altas velocidades de cizallado al usar distancias muy pequeñas entre las paredes del rotor y del estator. La distancia objetivo es la que consigue una velocidad de cizallamiento de 10^6 s^{-1} . Se emplean aceites adicionales de calibración para establecer la relación de viscosidad/par de torsión que se requiere para la determinación de la viscosidad aparente de los aceites de ensayo a 150°C . Los fluidos de calibración empleados para establecer este método tienen viscosidades que van de $1,5 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ a $5,6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ a 150°C .

El equipo dispone de un flujo de aire comprimido alrededor del estator para proporcionar refrigeración adicional cuando los fluidos analizados tienen viscosidades muy altas ($>9 \text{ cP}$). Para la inyección del aceite en el equipo se acopla una jeringa de vidrio o polipropileno al tubo de llenado, y se utiliza un filtro para eliminar las partículas que puedan dañar la celda de rotor/estator.

Este ensayo está referenciado por el estándar ASTM D4683 [10]: *Standard Test Method for Measuring Viscosity of New and Used Engine Oils at High Shear Rate and High Temperature by Tapered Bearing Simulator Viscometer at 150°C* .

La repetitividad del ensayo hace referencia a la diferencia entre los resultados de pruebas sucesivas obtenidas por el mismo operador y con el mismo aparato, en condiciones de funcionamiento constantes. A largo plazo, tras el funcionamiento normal y correcto del método, sólo superó en 1 caso de 20 el valor del 2,3% de la media. La reproducibilidad del ensayo hace referencia a la diferencia entre los resultados de pruebas independientes obtenidas por diferentes operadores y

llevadas a cabo en laboratorios distintos. A largo plazo, tras el funcionamiento normal y correcto del método, sólo superó en 1 caso de 20 el valor del 3,6% de la media.

Viscosímetro TPV (*Tapered Plug Viscometer*)

Este viscosímetro mide la viscosidad de aceites de motor a 100°C y a 150°C y a una velocidad de cizallamiento de 10^6 s^{-1} . El sistema es similar al *Tapered Bearing Simulator*, donde la base y el pilar principal del instrumento son fijos y el cabezal móvil de la máquina está montado sobre un deslizador de bola pre-cargado. El principio de este sistema es simplemente el de un tronco cónico que gira en un agujero cónico. El rotor está provisto de paletas que permiten la formación de una cuña hidrodinámica de aceite que hace que el rotor se autocentre. El lubricante a prueba llena el espacio anular entre el rotor y el estator. Ambos componentes tienen una ligera forma cónica para permitir el ajuste del hueco y por lo tanto la velocidad de cizallamiento. El rotor se hace girar a una velocidad conocida, y la viscosidad del lubricante se determina a partir de mediciones de la torsión de reacción, que se obtiene por una curva de calibración preparada utilizando aceites newtonianos.

Los fluidos newtonianos de calibración empleados para establecer este método tienen viscosidades que van de 4,2 mPa·s a 18,9 mPa·s a 100°C, y de 1,8 mPa·s a 5,9 mPa·s a 150°C. También se emplea un fluido no newtoniano como referencia, para comprobar que el ensayo funciona correctamente. Un ejemplo de este equipo se muestra en la Figura 4.5.

El equipo tiene dos modelos: el BE/C de una velocidad y el BS/C de varias velocidades. Las muestras deben ser tratadas previamente para no tener partículas de tamaños superiores a 3 micras. Para su introducción en el equipo, se utiliza un embudo y se deja pasar el líquido hasta la celda de medición. El embudo se limpia cada vez que cambia el aceite a analizar.

Este ensayo se encuentra referenciado en el estándar ASTM D4741 [11]: *Standard Test Method for Measuring Viscosity at High Temperature and High Shear Rate by Tapered-Plug Viscometer*.

La repetitividad del ensayo hace referencia a la diferencia entre los resultados de pruebas sucesivas obtenidas por el mismo operador y con el mismo aparato, en condiciones de funcionamiento constantes. A largo plazo, tras el funcionamiento normal y correcto del método, sólo superó en 1 caso de 20 el valor del 1% de la media a 100°C y del 1,7% a 150°C. Esta repetitividad fue establecida para viscosidades en el rango de 4,9 a 11,8 mPa·s a 100°C y en el rango de 2,6 a 4,7 mPa·s a 150°C. La reproducibilidad del ensayo hace referencia a la diferencia entre los resultados de pruebas independientes obtenidas por diferentes operadores



Figura 4.5: Viscosímetro TPV, de Ravenfield Inc.

y llevadas a cabo en laboratorios distintos. A largo plazo, tras el funcionamiento normal y correcto del método, sólo superó en 1 caso de 20 el valor del 2,4% de la media a 100°C y del 2,6% a 150°C. Esta reproducibilidad fue establecida para viscosidades en el rango de 4,9 a 11,8 mPa·s a 100°C y en el rango de 2,6 a 4,7 mPa·s a 150°C.

Viscosímetro capilar multicelda

Este sistema se basa en el principio de los viscosímetros capilares normales, pero aplicando mediante presión externa una velocidad de cizallado suficiente en la pared del capilar. Esta velocidad (S_A) se calcula mediante la ecuación 4.2, y es independiente del fluido existente en el capilar.

$$S_A = \frac{4V}{\pi \cdot R^3 \cdot t} \quad (4.2)$$

En esta ecuación, V es el volumen (mm^3) del capilar, R su radio (mm) y t el tiempo de flujo medido (segundos).

Estos equipos miden la velocidad de flujo de un volumen fijo de aceite (normalmente unos pocos mililitros) a través de un orificio de diámetro muy pequeño. La temperatura se mantiene constante durante el proceso de medición y hay que dejar un tiempo para que el aceite alcance esa temperatura.

Las condiciones de medida de este viscosímetro capilar son: una temperatura de 150°C y la tasa de cizallado para este método de ensayo corresponde a una tasa de cizallado aparente en la pared de $1,4 \cdot 10^6 \text{ s}^{-1}$ para disminuir la discrepancia entre este método de ensayo y otros métodos de medida de viscosidad HTHS. La viscosidad del aceite analizado en las celdas viscosimétricas se obtiene mediante la determinación de la presión requerida para lograr un caudal correspondiente a la velocidad de cizallamiento aparente en la pared señalada anteriormente. La calibración de cada celda se utiliza para determinar la viscosidad correspondiente a la presión medida, mediante el establecimiento de la relación entre la presión y tasa de flujo para una serie de aceites de viscosidad newtoniana conocida. Las viscosidades se determinan directamente a partir de calibraciones que se han establecido con aceites newtonianos con viscosidades de 2 a 5 mPa·s a 150°C. Un ejemplo de este viscosímetro se muestra en la Figura 4.6.



Figura 4.6: Viscosímetro capilar HTHS, de Cannon Instrument Co.

Esta medida está referenciada en el estándar ASTM D5481 [12]: *Standard Test Method for Measuring Apparent Viscosity at High-Temperature and High-Shear Rate by Multicell Capillary Viscometer*.

Este equipo en concreto ha sido utilizado durante el desarrollo de esta Tesis para el cálculo de la viscosidad HTHS de las muestras analizadas. Este equipo mi-

de la viscosidad cumpliendo los requisitos de la norma ASTM D5481 [12], cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 4.3.

Modelo	High Temperature High Shear (HTHS) Series II Viscometer
Dimensiones	521 mm anchura x 387 mm profundidad x 686 mm altura
Condiciones de operación	15°C - 30°C, 10%-90% HR sin condensación
	Instalación categoría II Polución grado 2

Tabla 4.3: Especificaciones del viscosímetro HTHS de Cannon Instrument Co.

El equipo necesita de un gas inerte de impulsión para funcionar, y el único gas recomendado para este propósito es el nitrógeno. Los cilindros de gas nitrógeno suministrados por el usuario deben estar provistos de un regulador de presión para limitar la presión suministrada a un máximo de 500 psi, ya que las presiones del experimento siempre deben estar en el intervalo de 100 a 500 psi. En este equipo se ha utilizado una bala externa tal y como se muestra en la Figura 4.7.



Figura 4.7: Instalación del viscosímetro HTHS.

El viscosímetro consiste en un bloque termostático de aluminio que funciona como dispositivo de calentamiento, por lo que el equipo cuenta con un sistema de control de la temperatura interna con sensores térmicos. El equipo permite la regulación de la temperatura de la muestra de los 30 a los 150°C \pm 0,1°C. Este bloque tiene hasta 5 cavidades para alojar 5 celdas viscosimétricas. Cada celda viscosimétrica contiene un capilar de borosilicato de vidrio sellado, con un esquema mostrado en la Figura 4.8.

Como se puede observar, la introducción de las muestras de aceite en las celdas se hace a través de un cilindro de carga graduado (*fill tube*), muy similar a una jeringa. La muestra se filtra a través de una pantalla y se calienta a la temperatura del ensayo (150°C). El aparato también posee una unidad para introducir

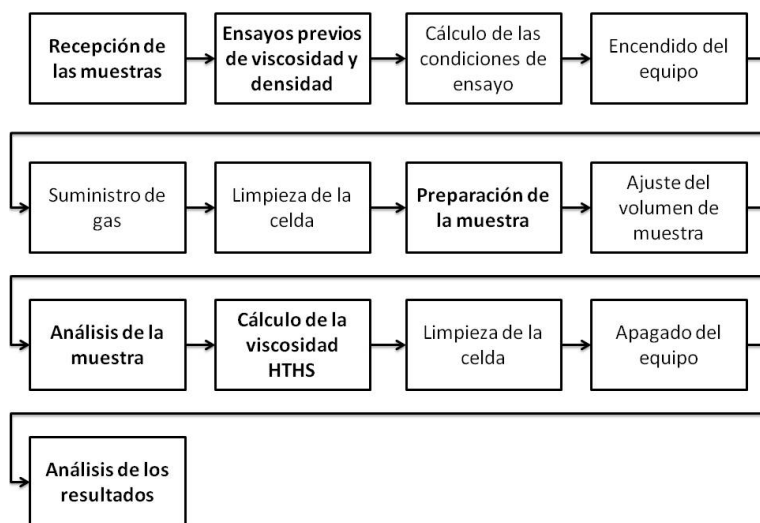


Figura 4.9: Diagrama de flujo de la medida de viscosidad HTHS mediante el viscosímetro capilar.

4.2.3. Valoración potenciométrica y termométrica

Durante la vida útil del lubricante, existen una serie de procesos químicos que favorecen la aparición de ácidos fuertes o débiles, cuya concentración es necesario determinar en muchas ocasiones. La presencia de estos ácidos puede afectar a la función del lubricante de proteger las superficies, por lo que su control y neutralización es de gran interés [13]. Para la cuantificación de esta propiedad del lubricante, se recurre a realizar una valoración ácido-base. En el experimento de valoración, una disolución de concentración conocida exactamente (reactivo valorante) se agrega de forma gradual a otra disolución de concentración desconocida (reactivo a valorar) hasta alcanzar el punto de equivalencia, que puede determinarse mediante diferentes técnicas instrumentales. Este punto de equivalencia señala la concentración de la dilución desconocida.

Estas técnicas permiten definir los números ácido y básico del aceite lubricante, reflejados en los siguientes estándares ASTM:

- ASTM D664 [14]: *Standard Test Method for Acid Number of Petroleum Products by Potentiometric Titration.*
- ASTM D974 [15]: *Standard Test Method for Acid and Base Number by Color-Indicator Titration.*

- ASTM D2896 [16]: *Standard Test Method for Base Number of Petroleum Products by Potentiometric Perchloric Acid Titration.*
- ASTM D3339 [17]: *Standard Test Method for Acid Number of Petroleum Products by Semi-Micro Color Indicator Titration.*
- ASTM D4739 [18]: *Standard Test Method for Base Number Determination by Potentiometric Hydrochloric Acid Titration.*
- ASTM D5984 [19]: *Standard Test Method for Semi-Quantitative Field Test Method for Base Number in New and Used Lubricants by Color-Indicator Titration.*

La principal de las técnicas utilizadas es la potenciometría. En definición, esta técnica es utilizada para determinar la concentración de una especie electro activa o de una disolución empleando dos elementos fundamentales. Por un lado, utiliza un electrodo de referencia. Con este nombre se indica al electrodo que posee de manera inherente un potencial constante y conocido en relación con el tiempo. En esta técnica también entra en juego otro factor indispensable, el uso de electrodos de membrana para la captación de iones y medida de pH.

Para determinar el punto de equivalencia se utiliza un potenciómetro, el cual nos permite generar la curva de titulación potenciométrica de la reacción cuya gráfica resulta de la medición del pH del sistema contra el volumen de ácido o de base agregado en la titulación [20]. Un ejemplo de la valoración potenciométrica se muestra en la Figura 4.10.

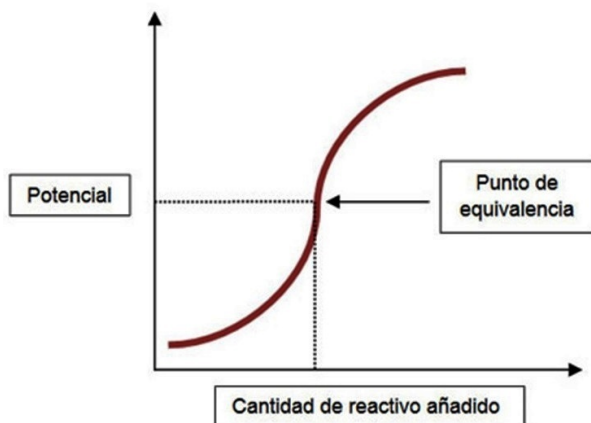


Figura 4.10: Desarrollo teórico ideal de una valoración potenciométrica.

Dependiendo de la presencia de ácidos fuertes o débiles el punto de equivalencia se encuentra más cercano o más lejano al punto de equilibrio del pH. Un ejemplo de valorador potenciométrico se muestra en la Figura 4.11.

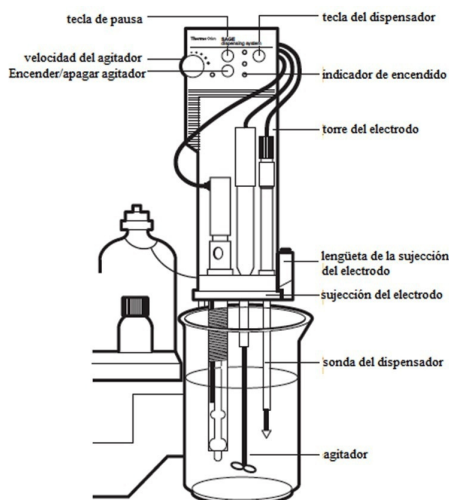


Figura 4.11: Esquema de un valorador potenciométrico automático.

Sin embargo, cabe señalar que las mediciones de pH se realizan principalmente en medio acuoso (base agua), y la medición de pH en base orgánica presenta una serie de retos a superar. El bulbo de vidrio de un electrodo de pH depende de la capa exterior hidratada para detectar la actividad iónica (y pH) de una solución, por lo que cuando esta capa se deshidrata o interrumpe, la respuesta se ralentiza y disminuye la precisión. También se pueden producir problemas de miscibilidad con el líquido referencia del pH, de incompatibilidad de materiales o de calibración defectuosa debido al cambio de medio.

Por todo ello, desde el ámbito científico se han investigado técnicas de valoración alternativas con aplicaciones para aceites lubricantes. En esta Tesis se ha utilizado parcialmente la valoración termométrica para la medida de acidez y basicidad de los aceites lubricantes de MCIA en uso [21]. En una valoración termométrica, se realiza el mismo procedimiento que en una valoración potenciométrica, pero la terminación de la reacción se indica mediante la temperatura, es decir, por una inflexión de la curva generada por la medida de la temperatura de la reacción. En un sistema ideal, donde no hay pérdidas de calor debido a las influencias ambientales, mientras se produce la reacción se observa un aumento o disminución de la temperatura en función del calor molar de reacción que puede ser negativo (que indica una reacción exotérmica) o positivo (lo que indica

una reacción endotérmica) [22]. Una vez terminada la reacción de valoración y alcanzado el equilibrio, la temperatura cambia de tendencia, marcando el punto de equivalencia como se muestra en la Figura 4.12.

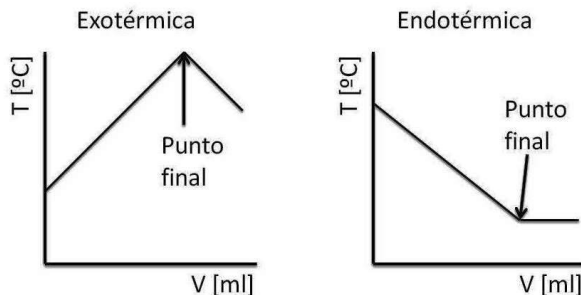


Figura 4.12: Desarrollo ideal de una valoración termométrica exotérmica (izq.) y endotérmica (der.).

Existen diferentes equipos automatizados para el desarrollo de estas valoraciones, como el mostrado en la Figura 4.13.



Figura 4.13: Valorador termométrico Titrotherm 859 (Metrohm AG).

4.2.4. Voltamperometría lineal de barrido

La voltamperometría engloba un grupo de métodos electroanalíticos en los cuales la información sobre el analito se obtiene a partir de medidas de la intensidad de corriente en función del potencial aplicado, obtenidas en condiciones

que favorecen la polarización de un electrodo indicador o de trabajo. La voltamperometría es utilizada ampliamente en los campos de la química inorgánica, bioquímica y la fisicoquímica con objetivos no analíticos que incluyen estudios fundamentales de procesos de oxidación y reducción en diversos medios, procesos de absorción sobre superficies y mecanismos de transferencia de electrones en superficies de electrodos químicamente modificados. La aplicación de la voltamperometría en lubricantes se encuentra definida a través de los siguientes estándares ASTM [23]:

- ASTM D7590 [24]: *Standard Guide for Measurement of Remaining Primary Antioxidant Content In In-Service Industrial Lubricating Oils by Linear Sweep Voltammetry.*
- ASTM D6971 [25]: *Standard Test Method for Measurement of Hindered Phenolic and Aromatic Amine Antioxidant Content in Non-zinc Turbine Oils by Linear Sweep Voltammetry.*
- ASTM D6810 [26]: *Standard Test Method for Measurement of Hindered Phenolic Antioxidant Content in Non-Zinc Turbine Oils by Linear Sweep Voltammetry.*

Tal y como se puede observar en los estándares, una de las aplicaciones de esta técnica sería determinar la concentración de antioxidantes en el seno de un lubricante aplicando un potencial positivo entre unos rangos de potencial (0,0-1,7 V) y velocidades de 0,1 V/s para oxidarlos. La oxidación de los antioxidantes se producirá en función de su potencial de oxidación (E_{ox}), definido como la facilidad que poseen para desprenderse de un electrón. Estas reacciones se realizan mediante la voltamperometría lineal de barrido. Esta técnica instrumental analítica permite oxidar o reducir compuestos disueltos en el seno de un disolvente mediante la aplicación de un potencial positivo o negativo, respectivamente. El equipo utilizado es un voltamperímetro, mostrado en la Figura 4.14.

El resultado del ensayo es un voltamperograma, que relaciona el Ruler Number con el tiempo transcurrido. El RUL Number, que es arbitrario y adimensional, es un valor equivalente a la intensidad requerida en cada momento del ensayo, y la intensidad de corriente es directamente proporcional a la concentración de antioxidantes presentes en el medio. Por otro lado, el tiempo marca el tipo de aditivo presente en el aceite, debido al potencial de oxidación diferente de cada uno de ellos. Cuanto menor sea esas especies se oxidarán antes, por lo que aparecerán en el voltamperograma antes. Un ejemplo de voltamperograma se muestra en la Figura 4.15.



Figura 4.14: Equipo voltamperométrico RULER (Fluitec).

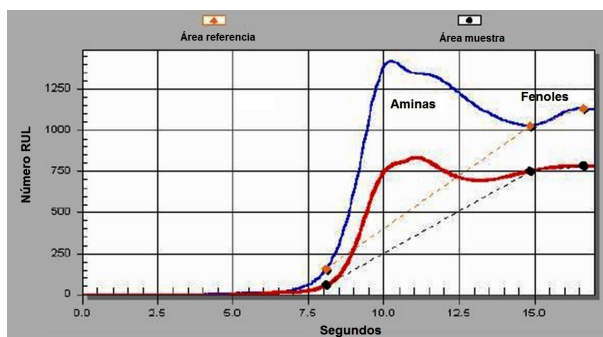


Figura 4.15: Ejemplo de voltamperograma. Adaptado de RULER.

Cada tipo de lubricante presenta diferentes aditivos, por lo que este sistema emplea unas disoluciones diferentes en función de la aplicación para la cual está recomendada. Estas disoluciones se componen de un disolvente polar que extrae los compuestos polares, que son los antioxidantes, mientras que los apolares (aceite base, tanto minerales como sintéticos, y aditivos no polares) se quedan retenidos en el fondo atrapados en la arena que posee la disolución.

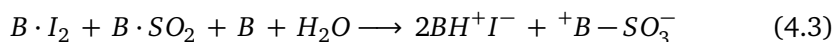
En el caso de los aceites de MCIA los antioxidantes aparecen en el siguiente orden:

- Aminas: Pico poco pronunciado que ligeramente se muestra solo como un pico lateral frente al ZDDP. Aparecen sobre los 7-9 segundos.
- ZDDP: Pico ancho y pronunciado. Aparecen sobre los 11-12 segundos.

- Fenoles: No son cuantificables.

4.2.5. Contenido en agua por valoración de Karl-Fischer

Uno de los métodos más utilizados a la hora de detectar agua en aceites lubricantes es la valoración de Karl-Fischer, que es una valoración coulombiométrica. Este método consiste en introducir la muestra en una celda donde se dan unas reacciones redox gracias a las cuales se pueden calcular el contenido en agua. El equipo de Karl-Fischer contiene una disolución anódica, que contiene un alcohol, una base, SO_2 , I^- y xileno como disolvente orgánico. Por su parte el ánodo genera I_2 por oxidación de I^- . En presencia de H_2O tienen lugar reacciones estequiométricas entre el alcohol ($\text{R}-\text{OH}$), la base (B), SO_2 y el I_2 mostradas en las ecuaciones 4.3 y 4.4.



La producción neta es una oxidación del SO_2 por I_2 , con formación de un sulfato de alquilo como producto. Se consume un mol de I_2 por cada mol de H_2O que haya en el medio de la reacción. Gracias a los electrodos de Pt, tal y como se muestra en la Figura 4.16, mediante detección potenciométrica detectan el punto final, y por tanto la cantidad de agua presente en el aceite, con un alto grado de precisión. No obstante, no todos los aceites se pueden analizar con este método ya que el rango de contenido en agua detectable en este equipo es de 1 μg - 200 mg de agua.

Esta técnica está aplicada mediante el estándar ASTM D6304 [27]: *Standard Test Method for Determination of Water in Petroleum Products, Lubricating Oils, and Additives by Coulometric Karl Fischer Titration*.

4.2.6. Espectrometría ICP-OES

La evaluación de la presencia de metales en los aceites lubricantes de motor puede realizarse por diferentes metodologías de análisis. En el desarrollo de esta Tesis se ha centrado el trabajo en la espectrometría de emisión atómica como método de análisis de los metales de desgaste del motor y aditivos en aceites lubricantes. En concreto, de las diferentes técnicas, se va a emplear la de ICP-AES (*Inductively Coupled Plasma Atomic Emission Spectrometry*), también denominada ICP-OES (*Inductively Coupled Plasma Optical Emission Spectrometry*). En general, los métodos atómicos de emisión se basan en la medida de la radiación emitida

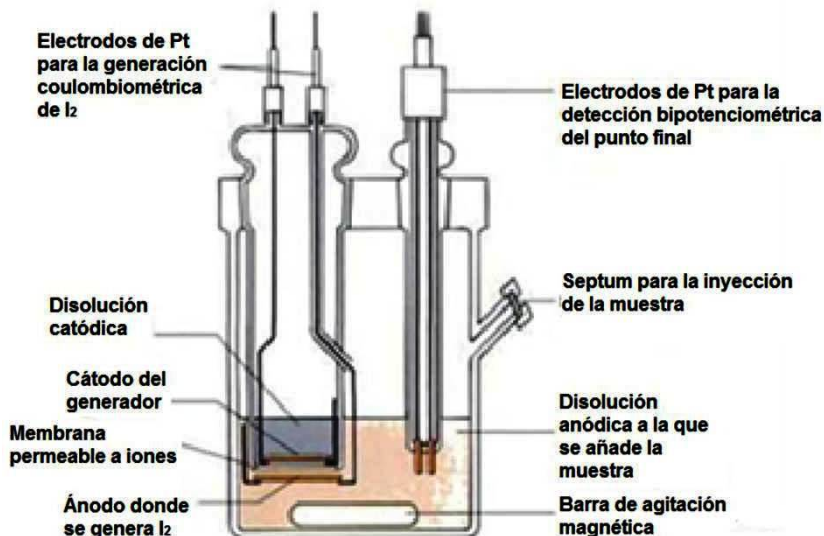
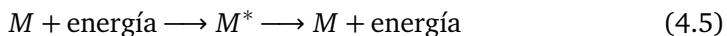


Figura 4.16: Esquema de un sistema Karl-Fischer de valoración coulombiométrica.

por los átomos de una muestra [28], previamente excitados, en un proceso del tipo mostrado en la Ecuación 4.5.



La energía utilizada en el proceso de excitación puede proceder de diferentes fuentes, dando lugar a distintas técnicas, tal y como se puede observar en la Tabla 4.4.

La fuente de energía necesaria para la emisión atómica tiene que cumplir una serie de propiedades. En primer lugar debe ser estable, pues cualquier fluctuación en la emisión llevaría a una medida errónea. Por otro lado, la fuente de emisión debe ser capaz de disociar completamente la muestra de su matriz (tanto si es orgánica como inorgánica), también debe poseer la intensidad suficiente como para que se produzca una correcta atomización de ésta, y no debe interferir con la medida del equipo para no afectar a la precisión del resultado.

La fuente de emisión considerada menos energética es la llama, que además de emplearse en la fotometría de llama, también se utiliza en la fluorescencia atómica únicamente como medio de atomización, ya que la excitación de los átomos previamente vaporizados se lleva a cabo mediante una radiación electromagnética.

Fuente de excitación	Forma de liberación de energía	Técnica analítica
Radiación electromagnética	Calor o energía cinética	Espectrometría de Absorción Atómica (AAS)
	Radiación electromagnética	Espectrometría de Fluorescencia atómica (AFS)
Térmica (llama)	Radiación	Fotometría de llama (FES)
Eléctrica	Radiación electromagnética	Electrodo de disco rotatorio (RDE-OES)
Plasma	Radiación electromagnética	ICP-AES
Rayos X	Radiación electromagnética	Fluorescencia de Rayos X (XRF)

Tabla 4.4: Técnicas de espectrometría atómica.

Otro método utilizado como fuente de excitación en espectrometría aplicada a aceites lubricantes es una descarga eléctrica [29]. La energía necesaria para poder llevar la muestra al estado energético necesario se aplica mediante un arco o chispa eléctrica sobre la muestra de aceite para vaporizarla. Así, en esta tipología de equipos se almacena una gran carga eléctrica, mediante un condensador, que se descarga bruscamente sobre la muestra mediante un sistema de un electrodo de grafito y un disco rotante, cuya distancia está normalizada. El sistema se alimenta de la muestra de mediante el giro del disco, que se moja del aceite debido al contacto en la parte inferior, y lo arrastra debido al giro.

Este proceso produce una creación de plasma local, donde se alcanzan temperaturas en el intervalo desde 5000 hasta 6000°C. La luz emitida por este arco eléctrico es analizada por el correspondiente sistema óptico.

La cantidad de energía requerida para excitar la mayoría de las muestras es muy grande, por lo que se produce la disociación de cualquier compuesto químicos en sus elementos ionizados. Esto hace que el espectro de emisión sea característico de los átomos presentes en la muestra, constituido por un conjunto de líneas finas y bien definidas.

Existen dos tipos de líneas de emisión: líneas atómicas y líneas iónicas. Las líneas atómicas proceden de la energía que es emitida cuando un electrón se desprende de un átomo emitiendo una luz característica. Las líneas iónicas son debidas a la luz emitida por el catión que se queda tras la pérdida del electrón, cuando un electrón de la capa superior baja a ocupar su lugar. La espectrometría de emisión puede utilizarse con fines analíticos cualitativos y cuantitativos. La variable cualitativa es la longitud de onda de las líneas emitidas, que permite la identificación de los elementos, mientras que la variable cuantitativa es la intensidad de las líneas espectrales.

El origen de los espectros atómicos reside en la propia estructura atómica. Las líneas del espectro de emisión de un determinado elemento corresponden a transiciones electrónicas entre los distintos niveles energéticos de sus átomos [28]. En la Figura 4.17 se puede observar un ejemplo de espectro de emisión con sus líneas características, correspondiente al aluminio.

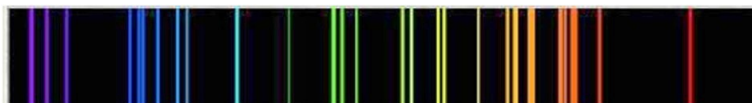


Figura 4.17: Espectro de emisión del aluminio.

4.2.6.1. Espectrometría de emisión atómica con fuentes de plasma

El plasma es un estado de agregación de la materia en que se obtiene un gas ionizado, convirtiéndolo en una fuente de excitación altamente energética y en un excelente conductor eléctrico. El plasma se define como una mezcla gaseosa conductora de electricidad que contiene una concentración significativa de cationes y de electrones, donde la concentración de ambos es tal que la carga neta es prácticamente nula. En el plasma de argón que se emplea en los análisis de emisión, los iones argón y los electrones son las principales especies conductoras, aunque los cationes de la muestra también están presentes en menor cantidad.

Las temperaturas que se alcanzan en el plasma son mucho más elevadas que las que se alcanzan mediante otras técnicas de excitación, como el arco eléctrico o la chispa, lo que proporciona mayor eficiencia en la vaporización, atomización, excitación e ionización de un amplio rango de elementos en diversas matrices. Durante la formación del plasma, conforme la temperatura aumenta la muestra comienza a desestructurarse de un modo escalonado, y se obtiene un rango de temperaturas que oscila desde los 6000 K hasta los 10000 K, tal y como puede observarse en la Figura 4.18.

En la Figura 4.18 se pueden observar las diferentes zonas del plasma según la temperatura: zona de precalentamiento, zona de radiación inicial y zona de análisis. La región de inducción en la base del plasma es donde ocurre la transferencia de energía, y la región con la temperatura más elevada. Se caracteriza por una intensa y brillante emisión continua. Desde esta zona hacia la cola de la llama, la temperatura va disminuyendo. Las altas temperaturas que pueden conseguirse con los plasmas son suficientes para promover a los átomos a su mayor nivel de energía electrónica, emitiendo radiación al volver a su estado fundamental en la zona del espectro comprendido entre 190 y 900 nm.

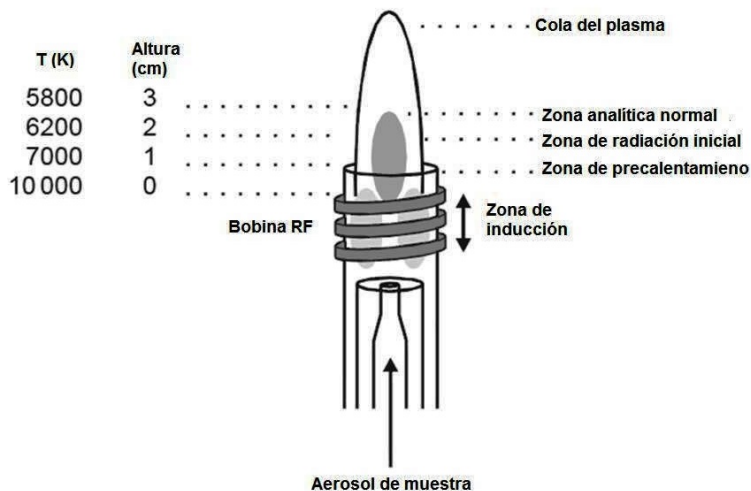


Figura 4.18: Rangos de temperatura en el plasma.

En espectroscopia de plasma de argón se han utilizado tres tipos de fuente de alimentación: plasma de corriente continua (DCP), plasma acoplado inductivamente (ICP) y plasma inducido por microondas (MIP). En el caso de los aceites lubricantes se emplea ICP, una tecnología ampliamente utilizada en la actualidad para el tipo de análisis y muestras obtenidas, que proporciona mayores ventajas en relación con la sensibilidad y la ausencia de interferencias. Actualmente está referenciado en el estándar ASTM D5185 [30]: *Standard Test Method for Multielement Determination of Used and Unused Lubricating Oils and Base Oils by Inductively Coupled Plasma Atomic Emission Spectrometry (ICP-AES)*.

4.2.6.2. Espectrometría de Emisión Atómica de Plasma por Acoplamiento Inducido

El ICP fue desarrollado para la espectrometría óptica de emisión por Fassel en la *Iowa State University* en Estados Unidos y por Greenfield en *Albright & Wilson* en Reino Unido a mediados de los años 60. El primer equipo de ICP que se comercializó fue en 1974 [28].

El ICP-OES es una de las técnicas más potentes y populares actualmente en la determinación de trazas de elementos para una amplia variedad de muestras. Al ser una técnica espectrométrica de emisión está basada en la emisión espontánea de fotones de los átomos e iones previamente excitados por una descarga de radiofrecuencia (RF).

Las principales ventajas analíticas del ICP sobre otras fuentes de excitación radican en su capacidad para una vaporización eficiente y reproducible, así como su capacidad de atomización, excitación e ionización de un amplio rango de elementos en diferentes matrices de muestra. También presenta una capacidad de detección a muy bajas concentraciones, tal y como se muestra en la Tabla 4.5.

Además, el ICP es una fuente que no necesita electrodo, y no presenta, por tanto, contaminación por parte del material del mismo en la emisión espectral.

A continuación, se presenta una lista con las características más beneficiosas de la técnica de ICP:

- Temperaturas elevadas (hasta 10000K) que permiten la determinación de elementos refractarios.
- Elevada densidad de electrones (10^{14} - 10^{16} cm^{-3}).
- Buen grado de ionización de muchos elementos.
- Capacidad simultánea multielemental (sobre 70 elementos incluyendo P y S).
- La temperatura alcanzada y el tiempo de residencia del analito en la antorcha de plasma, hace que la atomización sea más completa y haya menos problemas de interferencias químicas.
- Elevada estabilidad, que conlleva una excelente precisión.
- Excelentes límites de detección para muchos elementos (0,1-100 ng/ml^{-1}), mejores que con emisión de llama, arco o chispa.
- Curvas de calibrado con amplios márgenes lineales (hasta 4 o 5 órdenes de magnitud)

Sin embargo, esta técnica presenta una limitación de gran influencia en el estudio de metales de desgaste en aceites lubricantes: la influencia del tamaño de partículas en la detección mediante esta técnica. Sólo son detectables partículas que se encuentran disueltas en el aceite o combustible por debajo de un cierto tamaño, y la eficiencia de detección del ICP-OES varía en función del tamaño de partícula. Como se puede observar de la Figura 4.19, la detección es más eficaz con tamaños de partícula más pequeños, generalmente inferiores a 5 μm . Existen técnicas que permiten reducir el tamaño de estas partículas para que puedan ser detectadas por ICP-OES, como la digestión ácida [31].

Tal y como se ha hablado en capítulos previos, la distribución del tamaño de las partículas de desgaste depende del propio comportamiento del sistema

Elemento	Flame AA	GFAA	ICP-OES	ICP-MS	Elemento	Flame AA	GFAA	ICP-OES	ICP-MS
Ag	1,5	0,005	0,6	0,002	Mo	45	0,03	0,5	0,001
Al	45	0,1	1	0,005	Na	0,3	0,005	0,5	0,0003
As	150	0,05	1	0,0006	Nb	1500		1	0,0006
Au	9	0,15	1	0,0009	Nd	1500		2	0,0004
B	1000	20	1	0,003	Ni	6	0,07	0,5	0,0004
Ba	15	0,35	0,03	0,00001	Os			6	
Be	1,5	0,008	0,09	0,003	P	75000	130	4	0,1
Bi	30	0,05	1	0,0006	Pb	15	0,05	1	0,00004
Br				0,2	Pd	30	0,09	2	0,0005
C				0,8	Pr	7500		2	0,00009
Ca	1,5	0,01	0,05	0,0002	Pt	60	2	1	0,002
Cd	0,8	0,002	0,1	0,00009	Rb	3	0,03	5	0,0004
Ce			1,5	0,0002	Re	750		0,5	0,0003
Cl				12	Rh	6		5	0,0002
Co	9	0,15	0,2	0,0009	Ru	100	1	1	0,0002
Cr	3	0,004	0,2	0,0002	S			10	28
Cs	15			0,0003	Sb	45	0,05	2	0,0009
Cu	1,5	0,014	0,4	0,0002	Sc	30		0,1	0,004
Dy	50		0,5	0,0001	Se	100	0,05	2	0,0007
Er	60		0,5	0,0001	Si	90	1	10	0,03
Eu	30		0,2	0,00009	Sm	3000		2	0,0002
F				372	Sn	150	0,1	2	0,0005
Fe	5	0,06	0,1	0,0003	Sr	3	0,025	0,05	0,00002
Ga	75		1,5	0,0002	Ta	1500		1	0,0005
Gd	1800		0,9	0,0008	Tb	900		2	0,00004
Ge	300		1	0,001	Te	30	0,1	2	0,0008
Hf	300		0,5	0,0008	Th			2	0,0004
Hg	300	0,6	1	0,016	Ti	75	0,35	0,4	0,003
Ho	60		0,4	0,00006	Tl	15	0,1	2	0,0002
I				0,002	Tm	15		0,6	0,00006
In	30		1	0,0007	U	15000		10	0,0001
Ir	900	3	1	0,001	V	60	0,1	0,5	0,0005
K	3	0,005	1	0,0002	W	1500		1	0,005
La	3000		0,4	0,0009	Y	75		0,2	0,0002
Li	0,8	0,06	0,3	0,001	Yb	8		0,1	0,0002
Mg	0,15	0,004	0,04	0,0003	Zn	15	0,02	0,2	0,0003
Mn	1,5	0,005	0,1	0,00007	Zr	450		0,5	0,0003

Tabla 4.5: Límites de detección (en ppm) para diferentes tecnologías de espectroscopia: Absorción atómica de llama (Flame AA), Absorción atómica en horno de grafito (GFAA), ICP-OES e ICP-Espectrometría de masas (ICP-MS).

lubricado y se producen partículas de diferentes tamaños. Las muestras de aceite analizadas provienen de un seguimiento al aceite y al motor desde que se cambia éste. En estos casos, es posible afirmar que en todos los procesos de desgaste tanto benignos como anormales, aparecen partículas pequeñas (ver Figura 4.43), y por

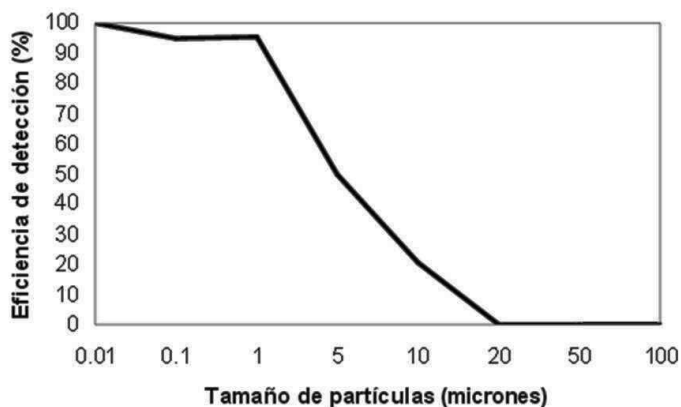


Figura 4.19: Eficiencia de detección según el tamaño medio de partículas [32].

tanto, el ICP-OES es una buena elección para cuantificar los metales de desgaste. Cabe añadir que el sistema de filtrado presente en el aceite ayuda a eliminar del aceite esas partículas más grandes.

Por otro lado, los metales de aditivación no son partículas independientes sino que forman parte de moléculas de compuestos que se emplean como aditivos o en el proceso de producción. Por tanto, su tamaño es mucho menor que el considerado en la Figura 4.19 y se puede emplear el ICP-OES como técnica analítica para su cuantificación.

A continuación se van a describir en profundidad los componentes más importantes de un espectrómetro de ICP-OES, incluyendo el plasma.

4.2.6.3. Plasma

En el caso del ICP-OES, la generación del plasma se produce a través de un proceso de excitación radio magnética del gas argón. El gas fluye a través de un tubo de cuarzo, rodeado en su extremo superior por tres o cuatro anillos de una bobina de inducción alimentada por un generador de radiofrecuencia. La frecuencia de operación estándar es de unos 27 o 40 MHz y la potencia de 700 a 1500 W.

La corriente de alta frecuencia fluyendo a través de la bobina de inducción genera campos magnéticos oscilantes cuyas líneas de fuerza están orientadas axialmente en el interior del tubo, tal y como se puede observar en la Figura 4.20.

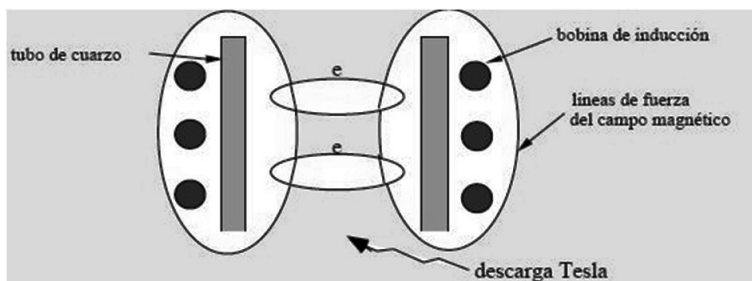


Figura 4.20: Representación esquemática de la formación del plasma.

La ionización del argón que fluye por el interior del tubo se inicia por una descarga producida por una bobina Tesla. Los iones originados en esta descarga y sus electrones asociados interactúan con el campo magnético oscilante, haciendo que se muevan en trayectorias anulares cerradas. Estos iones encuentran resistencia a ese movimiento, lo que origina un calentamiento óhmico. El plasma se autoalimenta una vez formado, y el resultado es un gas altamente ionizado con temperaturas entre 6000 y 10000 K.

Cuando la muestra es atomizada y entra en el plasma, las gotas son sometidas a tres procesos. El primero es la desolvatación o eliminación del disolvente de las gotas, obteniendo así unas partículas microscópicas sólidas o un aerosol seco. El segundo paso es una vaporización o descomposición de las partículas en moléculas de estado gaseoso. En tercer lugar, se produce la vaporización o ruptura de las moléculas gaseosas en sus respectivos átomos. Estos procesos ocurren sobre todo en la zona de precalentamiento. Finalmente, se produce la ionización de los átomos, seguida de la emisión de radiación por parte de los mismos.

4.2.6.4. Sistema de introducción de la muestra

El sistema de introducción de muestras se utiliza para transportar la muestra hacia el tubo interior de la antorcha ya sea como gas, vapor, aerosol de partículas finas o partículas sólidas. Es un factor crítico cuando se requieren unos límites de detección específicos.

Paralelamente al desarrollo de la tecnología ICP-OES, se han desarrollado una amplia variedad de métodos de introducción de muestras como la nebulización, la generación de hidruros, vaporización electrotrémica y ablación con láser. Sin embargo, la nebulización sigue siendo el método más empleado en el ICP-OES.

Para llegar al nebulizador, la muestra es impulsada habitualmente por una bomba peristáltica. Existe un amplio abanico de nebulizadores adecuado a las

muestras a analizar, pues si no se produce una correcta nebulización, tampoco se producirá una buena atomización e inducirá a errores en la lectura. Tanto los nebulizadores neumáticos como los ultrasónicos se han utilizado con éxito en ICP-OES.

En los nebulizadores neumáticos, el aerosol se genera como consecuencia de la interacción entre una corriente líquida y una gaseosa a alta velocidad, al transferirse parte de la energía cinética que posee. La viscosidad del disolvente empleado para la muestra tiene un efecto importante sobre el mecanismo de generación del aerosol. Cuanto menor sea esta viscosidad, menor será el tamaño de las gotas generadas.

Existen diferentes tipos de nebulizadores neumáticos, siendo tres los más empleados en ICP-OES: nebulizador concéntrico, nebulizador Babington y nebulizador de flujo cruzado.

- **Nebulizador concéntrico de vidrio:** Para aplicaciones que requieren poco flujo de gas. El gas a elevada presión es el que provoca la rotura de la muestra en finas partículas de aerosol al llegar al extremo del capilar. Por el efecto Venturi que se produce, la muestra puede ser introducida sin necesidad de bombeo externo.
- **Nebulizador de flujo cruzado:** La muestra forma un chorro ascendente que se rompe al ser atravesado por un flujo horizontal de gas.
- **Nebulizador Babington:** El gas se bombea a una presión elevada en una esfera y sale por un orificio de la misma. La muestra líquida cae formando una película sobre la esfera y se nebuliza al encontrarse con el chorro de gas que se expulsa. Este mecanismo lo convierte en un nebulizador que tiene un riesgo menor de sufrir obturaciones, por lo que es de mayor utilidad para muestras con un elevado contenido en partículas.

En la Figura 4.21 se muestran los diagramas de estos tres tipos de nebulizadores neumáticos.

En cambio, los nebulizadores ultrasónicos producen un aerosol incluso más fino que los neumáticos y proporcionan mejores límites de detección para algunos elementos, como halógenos, pero puede haber más interferencias y el transductor requiere de refrigeración porque gran parte de la energía acústica se transforma en energía térmica [33]. En la Figura 4.22 se muestra un ejemplo de este tipo de nebulizador.

Para conocer la eficiencia de transporte del aerosol, se mide el porcentaje de masa de disolución nebulizada que realmente llega hasta el plasma. Este porcentaje será mayor cuando de la nebulización se obtengan gotas monodispersas y del

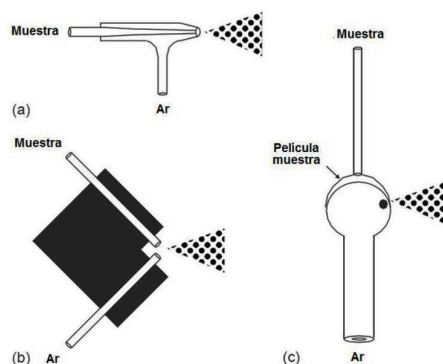


Figura 4.21: Nebulizadores neumáticos: (a) nebulizador concéntrico; (b) nebulizador de flujo cruzado; (c) nebulizador Babington.

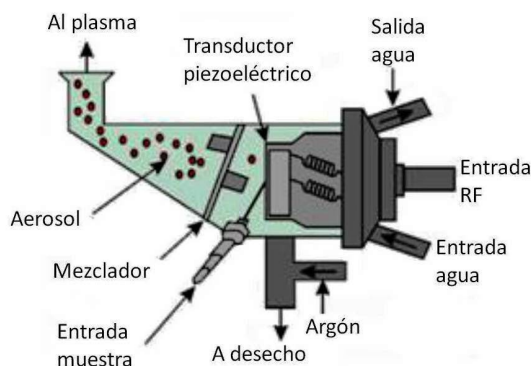


Figura 4.22: Ejemplo de nebulizador ultrasónico.

diámetro más pequeño posible. Sólo finas gotas (sobre unos $8\ \mu\text{m}$ de diámetro) son adecuadas para la inyección del aerosol al plasma.

Los nebulizadores generalmente producen aerosoles con una amplia distribución de tamaños, y se necesita un dispositivo posterior para homogeneizar el aerosol. Por ello, se coloca una cámara de nebulización entre el nebulizador y la antorcha para eliminar las gotas grandes de aerosol y disminuir los posibles pulsos que ocurran durante la nebulización. Además, debe ser resistente químicamente a las disoluciones analito, así como contar con una forma adecuada para evitar la acumulación de muestra en zonas muertas. La separación que se realiza en la cámara hace que se desechen hasta un 98 % de la disolución nebulizada por la parte inferior. En función del diseño, hay varios tipos de cámara:

- **Cámara de nebulización de paso simple:** Consiste en una conducción horizontal con forma cilíndrica o cónica a través de la cual se hace pasar el aerosol. En este tipo de cámara, las gotas que llegan al plasma son de un tamaño mayor que para otra cámara, con lo que se recomienda utilizarlas con micronebulizadores.
- **Cámara de nebulización de paso doble:** Está formada por dos tubos concéntricos. El tubo externo se encuentra cerrado en su parte final. Sin embargo, el tubo interno está abierto, lo que permite separar los dos flujos del aerosol que circulan en sentido opuesto.
- **Cámara de nebulización ciclónica:** El aerosol se introduce de forma tangencial y en su interior adquiere una trayectoria circular descendente. Cuando el aerosol alcanza la parte inferior de la cámara, cambia su dirección e inicia una nueva espiral ascendente concéntrica a la anterior hasta que las gotas alcanzan la salida que conecta con el inyector de la antorcha. También pueden definirse cámaras de doble paso donde este trayecto se realiza dos veces.

Las diferentes cámaras especificadas se muestran en la Figura 4.23.



Figura 4.23: Cámara de nebulización ciclónica (izq.), tipo concéntrica de paso doble (centro) y tipo concéntrica de paso simple (der.)

4.2.6.5. Antorcha

Otra de las partes del equipo es la antorcha, o contenedor del plasma. Existen dos posiciones para colocarla, que definen la tipología del equipo: posición horizontal, que da lugar a equipos axiales o, en vertical, que define los equipos radiales. Además, se ha desarrollado una tercera tipología que se conoce como *dual-view*, en la que la antorcha puede estar en orientación vertical u horizontal y se pueden realizar medidas en axial y radial.

La antorcha más habitual es de cuarzo y está constituida por tres tubos concéntricos, como se muestra en la Figura 4.24: exterior, intermedio e interior. El diámetro del tubo exterior varía entre 9 y 27 mm.



Figura 4.24: Antorcha de cuarzo para configuración radial.

La muestra es transportada por el tubo interior, arrastrada por el gas portador (argón) a un flujo relativamente pequeño (0.5-1.5 l/min aprox.).

Dado que la temperatura alcanzada por el plasma es muy elevada, es necesario aislar térmicamente el plasma para evitar sobrecalentamiento y rotura del tubo de cuarzo. Para ello se introduce argón tangencialmente por el tubo más externo con un flujo entre 10 y 15 l/min según cada equipo, enfriando así las paredes internas del tubo de cuarzo externo, y a la vez, estabilizando y centrando el plasma. El flujo de argón intermedio (0-1.5 l/min) es opcional y tiene la función de sustentar el plasma y apoyar la corriente de argón interna cuando se utilizan solventes orgánicos [34]. Como ejemplo, la evolución de los flujos de argón a lo largo de la antorcha se muestra en la Figura 4.25.

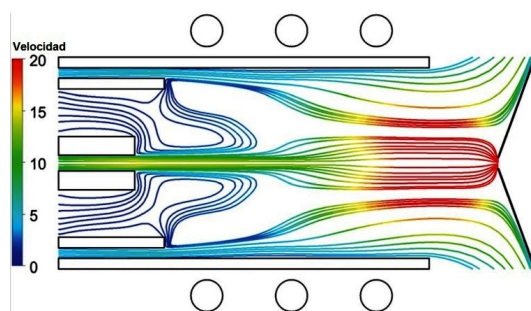


Figura 4.25: Diagrama de los flujos de argón que circulan por la antorcha [35].

La vista radial es la configuración tradicional y la zona de análisis se observa desde el lateral del plasma. Esta configuración limita el volumen de la zona normal de análisis y disminuye el efecto de posibles interferencias espectrales y de fondo. Sin embargo, aparecen algunos inconvenientes: es más difícil evitar la degradación térmica y la contaminación, y la cola de plasma se tiene que eliminar de la trayectoria de la luz para evitar la aparición de interferencias asociadas a los óxidos.

En la vista axial la zona de análisis se observa desde la parte superior, es decir, por la cola del plasma. Esta configuración conlleva una trayectoria más larga y mayor precisión, lo que mejora los límites inferiores de detección del equipo. Las desventajas de esta configuración son el aumento de la intensidad de las interferencias espectrales y de matriz, además de efectos de auto absorción. Estos efectos pueden reducirse significativamente mediante el uso de diferentes tecnologías que desplazan la parte superior de la llama, mejorando la visión de la zona caliente del plasma. Sin embargo, esta tecnología añade sistemas para eliminar la cola del plasma que pueden llevar a problemas de mantenimiento o de fallo del propio equipo. En la Figura 4.26 se muestra un esquema de los diferentes sistemas de medida de la emisión del plasma.

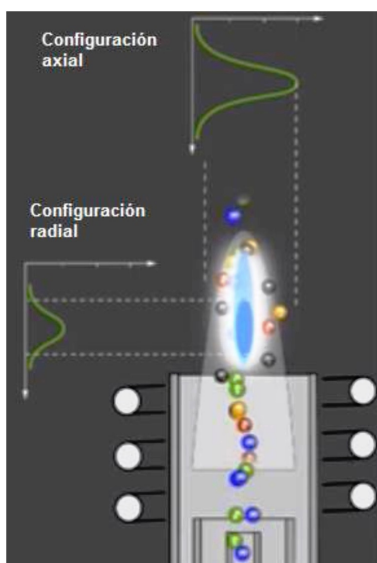


Figura 4.26: Configuración radial y axial de la antorcha.

En los casos en los que las matrices de la muestra son muy complicadas con un rango de concentraciones de elementos bastante amplio, se recomienda el empleo de la configuración *dual view*. Es una configuración que combina la vista radial y la axial, tal y como se muestra en la Figura 4.27. Ésta permite al usuario optimizar la configuración apropiada para el tipo de muestra que va a analizar sin tener que emplear dos equipos ICP-OES diferentes [34].

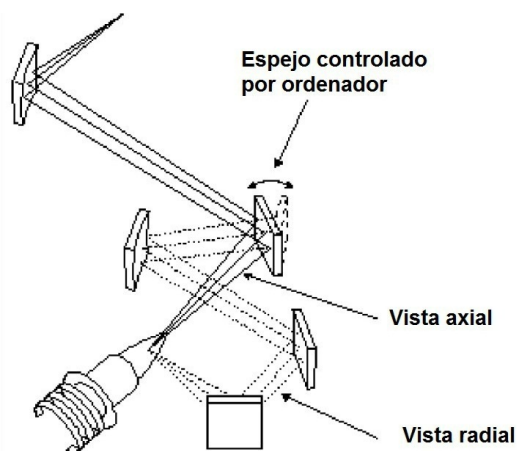


Figura 4.27: Configuración típica de una medida dual view.

4.2.6.6. Sistema óptico

El sistema óptico del equipo ICP tiene como objetivo separar cada una de las radiaciones monocromáticas que componen el haz policromático que emiten los átomos excitados de la muestra. Para ello, cuenta con un dispositivo de dispersión que puede ser un monocromador o un policromador.

Para el análisis multielemental, cuando se emplean múltiples rendijas de salida y detectores en el mismo espectrofotómetro, el dispositivo se llama policromador. Cada rendija de salida en el policromador está alineada con una línea atómica de emisión para permitir un análisis multielemental simultáneo.

Dentro de los policromadores convencionales el más conocido es el diseño de Paschen-Runge, que consiste en una rendija de entrada, una rejilla cóncava y múltiples rendijas de salida, todo situado en la periferia del círculo de Rowland, tal y como se muestra en la Figura 4.28.

Otra configuración del sistema óptico se compone de un montaje tipo Echelle. La rejilla Echelle separa la radiación policromática por longitudes de onda produciendo múltiples órdenes espectrales que se superponen [28]. Un segundo dispositivo de separación, una gradilla o un prisma que separa o dispersa de manera cruzada las órdenes superpuestas en un patrón bidimensional llamado echellograma. En la Figura 4.29, se puede observar un montaje con rejilla Echelle.

Los espectrofotómetros con sistema óptico basado en tecnología Echelle presentan ciertas ventajas como son la buena eficiencia y resolución de los múltiples órdenes espectrales.

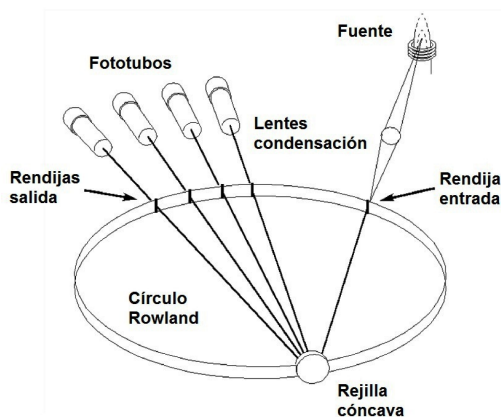


Figura 4.28: Policromador con diseño Paschen-Runge.

Por otro lado, un monocromador normalmente utiliza sólo una rendija de salida y un detector. Se utilizan en el análisis monoelemental, cambiando de una línea de emisión a otra mediante el movimiento mecánico de la rejilla que cambia el ángulo de difracción, o moviendo el detector en el plano del monocromador, dejando la rejilla en una posición fija. En este caso el análisis multielemental es secuencial, lo que conlleva una velocidad de procesado de la muestra más lento. Dentro de los monocromadores convencionales los más conocidos son los montajes de Ebert y Czerny-Turner, como se muestra en la Figura 4.30. Ambos funcionan con una rendija de entrada y una gradilla plana, pero disponen de un espejo o dos respectivamente. Estos espejos actúan como colimadores para enfocar la luz en una sola rendija de salida [34].

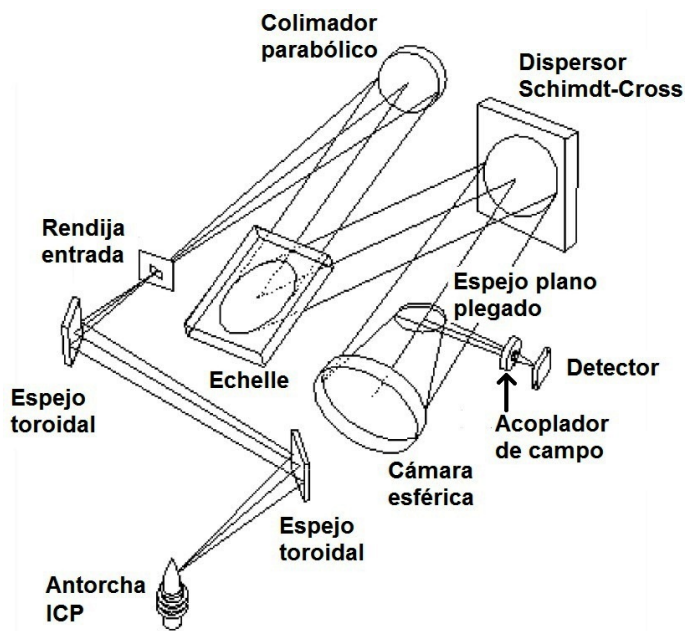


Figura 4.29: Montaje óptico tipo Echelle.

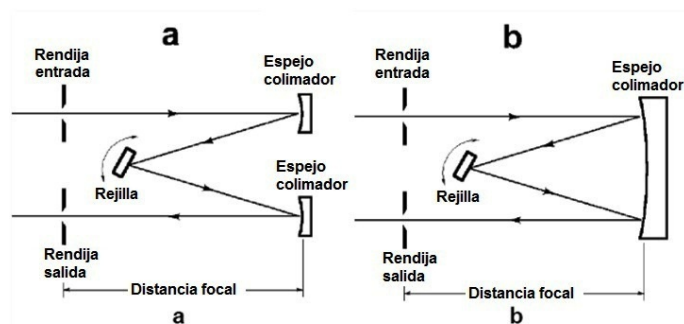


Figura 4.30: Montajes de monocromadores Czerny-Turner (a) y Ebert (b).

4.2.6.7. Detectores

La radiación emitida por la muestra es recogida por el detector que transforman la señal óptica en impulsos eléctricos que posteriormente las herramientas informáticas identifican y cuantifican. En los equipos ICP-OES se emplean dos tipos de detectores: tubos fotomultiplicadores y detectores de estado sólido.

Los tubos fotomultiplicadores consisten en dos electrodos sellados dentro de

una cubierta de sílice. El cátodo presenta una gran área superficial en forma de medio cilindro hueco. Está hecho con material fotoemisivo como óxidos de metales alcalinos. El ánodo es un anillo o rejilla colector de electrones.

Los equipos más actuales han cambiado los tubos fotomultiplicadores por los detectores de estado sólido, que son circuitos que contienen un número determinado de condensadores acoplados, y que presentan una elevada sensibilidad. Dentro de esta tipología de detectores se engloban tres tipos diferentes: *Photodiode Array* (PDA), *Charge Injection Device* (CID) y *Charge Couple Device* (CCD). Los dos últimos se basan en las propiedades de sensibilidad a la luz que tiene el silicio en estado sólido y pertenecen al amplio grupo de dispositivos basados en silicio llamado *Charge Transfer Devices* (CTD).

Cada elemento de los CTD, llamados píxeles, pueden variar de 6 a 30 μm y están dispuestos generalmente en una configuración en dos dimensiones sobre silicio de 512 x 512 a 4096 x 4096 píxeles. Cada uno de los píxeles es capaz de almacenar fotones, que es la manera en la que se obtiene y almacena la carga.

El equipo empleado en esta Tesis utiliza un detector del tipo CID. Este tipo de detectores puede determinar la cantidad de carga que se ha acumulado durante el tiempo de medida en el que el dispositivo ha sido expuesto a la luz (tiempo de integración). Este proceso no destruye el contenido y por ello, se conoce como un modo de lectura no destructivo, además permite la cuantificación de grandes intensidades junto con bajas intensidades en la misma medida. Sin embargo, aunque los CID tienen un acceso aleatorio y un modo de lectura de salida no destructivo, lleva de forma inherente un nivel de ruido mayor que los CCD y requiere de una refrigeración, para disminuir de forma efectiva este ruido.

4.2.6.8. Equipo Thermo Scientific iCap 7400 radial

En el desarrollo de esta Tesis doctoral se ha utilizado un equipo de ICP-OES de la marca *Thermo Scientific*, modelo *iCAP 7400* con configuración radial, cuyas características se muestran en la Tabla 4.6.

El equipo se puede observar en la Figura 4.31.

Debido a la especificidad de los análisis a realizar, el sistema de introducción debía ser específico para el análisis de muestras orgánicas. La elección de los mismos se realizó siguiendo las recomendaciones de la norma ASTM D5185 [30]. Los elementos empleados fueron los siguientes:

- **Nebulizador:** Se escoge un nebulizador concéntrico de vidrio del tipo V-groove. Este tipo de nebulizadores (de la familia Babington) son capaces de nebulizar cualquier tipo de disolución con un riesgo mínimo de obturación,

Modelo	iCAP 7400 ICP-OES Radial
Dimensiones	832 anchura x 751 profundidad x 632 altura
Peso	85 kg
Gas de plasma	Fijo 12 l/min
Gas auxiliar	Fijo 4 flujos 0, 0,5, 1,0 y 1,5 l/min
Gas del nebulizador	Controlador de flujo másico: 0-1,5 l/min
Generador de radiofrecuencia (RF)	Estado sólido 27,12 MHz
	Potencia: 750 - 1500 W
Rango de longitudes de onda	166-847 nm
Detector	Estado sólido
	Chip CID86

Tabla 4.6: Características del espectrómetro iCAP 7400 Radial.



Figura 4.31: Espectrómetro Thermo Scientific iCAP 7400 Radial.

ya que introduce un volumen de muestra pequeño. El surco en forma de V tiene dos orificios, el superior es la salida de la muestra líquida, y el inferior es la salida del argón. La muestra sale por la parte superior y por acción de la gravedad resbala sobre el fondo del surco inclinado hasta alcanzar el orificio inferior. Cuando la lámina de líquido pasa por encima del orificio de salida del argón, interaccionan ambas corrientes y se genera el aerosol. En la Figura 4.32 se puede observar un diagrama general del nebulizador.

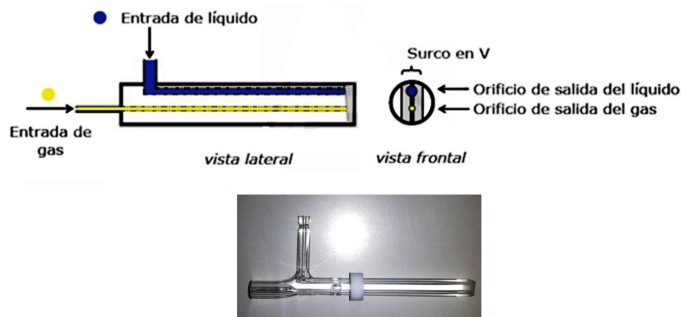


Figura 4.32: Diagrama general de un nebulizador neumático V-groove (arr.) e imagen real (abaj.).

- **Cámara de nebulización:** Se selecciona una cámara de tipo ciclónico de paso doble. Este tipo de cámara de nebulización presenta excelentes características de separación de tamaños de gota favoreciendo la eliminación de gotas con diámetro superior a $10\ \mu\text{m}$. La cámara utilizada en la prueba se muestra en la Figura 4.33.



Figura 4.33: Cámara de nebulización de doble paso para muestras orgánicas.

- **Antorcha:** Se selecciona una antorcha con tolerancia de matriz mejorada (EMT en sus siglas en inglés) que facilita el manejo de muestras de matriz complicada como es el caso de orgánicos. Es una antorcha de cuarzo semi-desmontable con un tubo inyector desacoplado de 1 mm de diámetro, para su máxima flexibilidad y facilidad de limpieza, mostrada en la Figura 4.34.

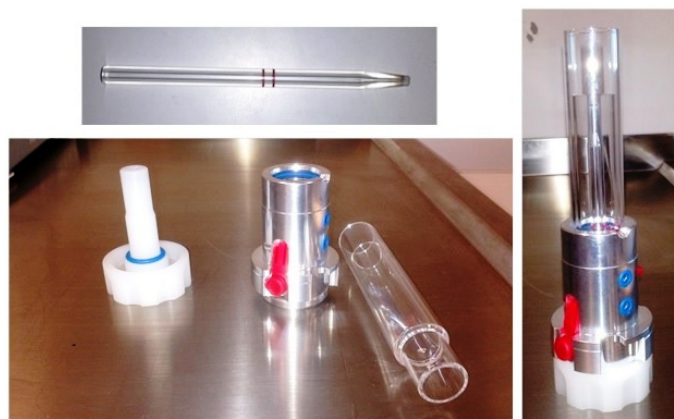


Figura 4.34: Piezas de la antorcha (izq.) y antorcha montada (der.).

- **Equipación complementaria:** El equipo necesita de un sistema de refrigeración para enfriar la bobina de inducción durante el funcionamiento del equipo, así como de un software que proporciona una plataforma que permite incluir diferentes longitudes de onda para el mismo elemento, crear diferentes métodos, analizar las muestras y post procesar los datos mientras está adquiriendo nuevos datos y sin tener que introducir de nuevo la muestra. Además, presenta la característica *Intelliframe* que permite capturar y registrar todo el espectro de cualquier muestra que se necesite como una imagen completa.

4.2.7. Espectrometría FT-IR

Dentro de las técnicas utilizadas para la caracterización de aceites lubricantes, existe la aplicación de espectrometría de absorción y reflexión en la región del infrarrojo. Este conjunto de técnicas es una de las principales herramientas para la determinación de las estructuras moleculares de especies orgánicas y bioquímicas [36].

De manera general, una molécula sufre excitaciones de diferentes tipos al absorber energía de una radiación electromagnética:

- Excitación electrónica.
- Excitación rotacional.
- Excitación que induce cambios del spin nuclear.
- Excitación de deformación de enlace.

- Ionización.

Todas estas absorciones aparecen en regiones diferentes del espectro electromagnético, compuesto de un gran abanico de tipos de ondas como se muestra en la Figura 4.35.

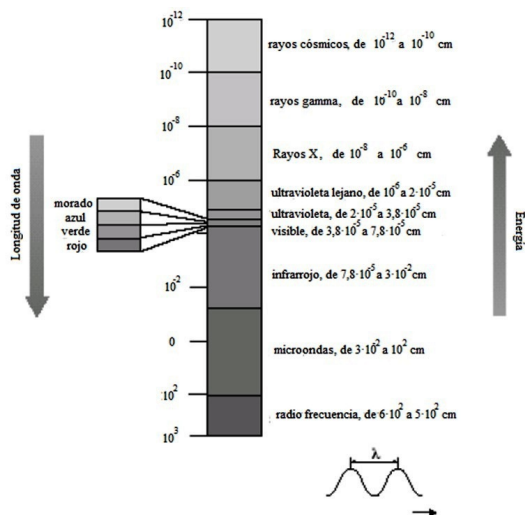


Figura 4.35: Espectro electromagnético.

La región del infrarrojo permite detectar la energía vibracional de las especies químicas presentes en una muestra, ya que las diferentes combinaciones de masas atómicas y energías de enlaces constituyen sistemas que vibran a diferentes frecuencias cuando la molécula absorbe radiación electromagnética. El intervalo infrarrojo habitualmente se descompone en tres regiones diferentes, tal y como se muestra en la Tabla 4.7.

Región	Intervalo de longitud de onda (λ) [μm]	Intervalos de números de onda [cm^{-1}]	Intervalo de frecuencias [Hz]
Cercano	0,78 a 2,5	12800 a 4000	$3,8 \cdot 10^{14}$ a $1,2 \cdot 10^{14}$
Medio	2,5 a 50	4000 a 200	$1,2 \cdot 10^{14}$ a $6,0 \cdot 10^{12}$
Lejano	50 a 1000	200 a 10	$6,0 \cdot 10^{12}$ a $3,0 \cdot 10^{11}$

Tabla 4.7: Regiones del infrarrojo.

Existen diversos grados de vibración, pero generalmente unos pocos son importantes o detectables. Un ejemplo de los tipos fundamentales de vibración son los mostrados en la Figura 4.36.

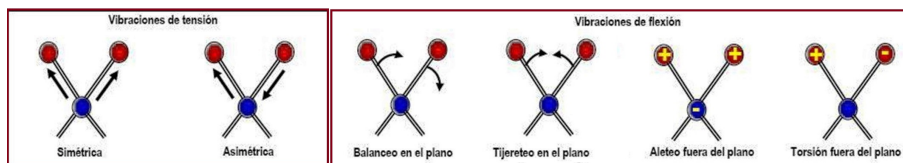


Figura 4.36: Ejemplo de tipos de vibración fundamental de una molécula.

Existen modelos que proveen de explicación estas vibraciones y su relación con la energía emitida, mediante un modelo de oscilación anarmónico cuántico donde los enlaces vibran a energías muy determinadas (asociadas a una longitud de onda) y con diferentes intensidades [37].

La presencia de diferentes moléculas provoca la presencia de múltiples señales a diferentes longitudes de onda. Por ello es necesario un sistema que irradie la muestra a analizar con luz infrarroja, trate esta luz ópticamente y la detecte para su análisis.

El esquema básico de funcionamiento en un sistema de espectrometría es una fuente que irradia una muestra y un detector, aunque los equipos actuales de FT-IR se componen de un sistema óptico basado en un interferómetro de Michelson, tal y como muestra en la Figura 4.37.

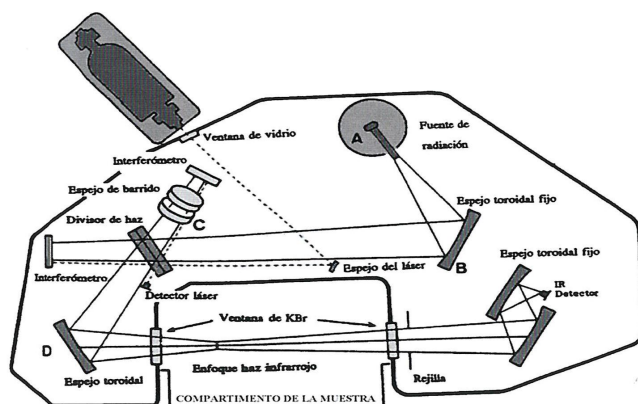


Figura 4.37: Esquema de un espectrómetro de FT-IR.

Así, la radiación que incide en la muestra atraviesa primero un espejo semirreflejante que escinde el haz de la luz en dos partes iguales. Estos dos haces de luz son reflejados sobre otros dos espejos, uno móvil y uno fijo e interfieren después en su viaje de vuelta y esta interferencia es recogida por el detector. La intensidad

resultante de la superposición de los dos haces es medida como función del desfase (s) del espejo móvil en su desplazamiento respecto la posición intermedia. El gráfico resultante (Intensidad vs. Desfase) se denomina interferograma.

La transformación de Fourier se usa como método matemático para el desarrollo en serie del interferograma, y así se obtienen resultados de las frecuencias elementales contenidas en el interferograma. En efecto, el interferograma contiene la absorción completa de la muestra descrita para cada longitud de onda por la correspondiente disminución de intensidad luminosa.

Para cuantificar la absorción de la radiación en espectroscopia IR se utilizan de manera habitual dos magnitudes diferentes. Éstas se denominan transmitancia (T) y absorbancia (A). La absorbancia se define como la cantidad de intensidad de luz infrarroja que absorbe la muestra. Cuando un haz de luz incide sobre un cuerpo translúcido, una parte de esta luz es absorbida por el cuerpo y el haz de luz restante lo atraviesa. A mayor cantidad de luz absorbida mayor será la absorbancia del cuerpo y menor cantidad de luz será transmitida por dicho cuerpo. La absorbancia está relacionada linealmente con la presencia y concentración de los elementos que pueden estar presentes en la muestra y por tanto puede utilizarse con fines de análisis cuantitativo, de acuerdo con la Ley de Beer. El ejemplo de un espectro FT-IR en absorbancia para un aceite lubricante es el mostrado en la Figura 4.38.

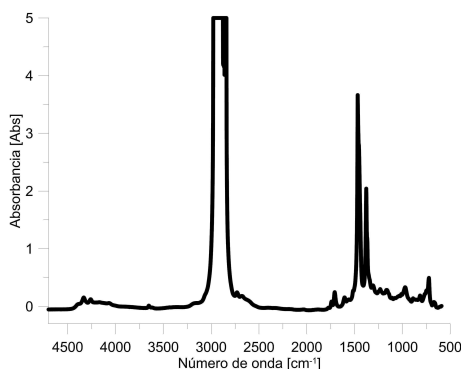


Figura 4.38: Ejemplo de un espectro FT-IR de un aceite lubricante.

Así, las diferentes moléculas y grupos funcionales presentes en la muestra se expresan según la longitud de onda específica de vibración de sus enlaces al ser irradiadas por la emisión IR. En la Figura 4.39 se observan diferentes grupos funcionales y sus zonas de comportamiento características.

	Extensión X-H										Carbonilo				C=C			C-X			Especial					
	3600	3500	3400	3300	3200	3100	3000	2900	2800	2700	2200	1800	1750	1700	1650	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000	900	800	700	
Ácido carboxílico $\left(\text{R}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\text{OH} \right)$																										
Éster $\left(\text{H}_2\text{C}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\text{OR}' \right)$																										
Amida $\left(\text{R}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\text{NH}_2 \right)$																										
Nitrilo $\left(\text{R}-\text{C}\equiv\text{N} \right)$																										
Aldehído $\left(\text{H}_2\text{C}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\text{H} \right)$																										
Acetona $\left(\text{H}_3\text{C}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\text{R} \right)$																										
Alcohol $\left(\text{R}-\text{OH} \right)$																										
Amina $\left(\text{R}-\text{NH}_2 \right)$																										
Eter $\left(\text{R}-\text{O}-\text{R}' \right)$																										
Alquino $\left(\text{R}-\text{C}\equiv\text{C}-\text{H} \right)$																										
Alqueno $\left(\begin{array}{c} \text{R} \\ \diagdown \\ \text{C}=\text{C} \\ \diagup \\ \text{R} \end{array} \right)$																										
Aromático $\left(\text{C}_6\text{H}_6 \right)$																										
Alcano (hidrocarburo saturados)																										

Figura 4.39: Longitudes de onda de absorción de distintos grupos funcionales [38].

En el contexto del análisis de comportamiento del aceite lubricante en uso, el interés de esta técnica no radica en averiguar la composición del aceite lubricante, sino en realizar un análisis de tendencias a lo largo de la vida útil. Es decir, observar la aparición y presencia de compuestos característicos de algunos fenómenos de degradación y contaminación habituales en el uso en MCIA, para así cuantificarlos y poder seguir su evolución.

Durante la segunda mitad del siglo XX y desde el campo militar [39], se observó el gran potencial de la técnica de FT-IR dentro del campo del análisis de aceites debido a su rapidez de respuesta, la facilidad de uso y coste de los ensayos y equipos, así como el volumen de información tanto a nivel cualitativo como cuantitativo, para así tener un amplio conocimiento del estado químico del aceite y evaluar con gran precisión la degradación y contaminación a que puede estar expuesto el MCIA.

El desarrollo de la técnica de FT-IR ha comportado la aparición de una serie de estándares ASTM especialmente dedicados al análisis de diferentes propiedades de los aceites lubricantes:

- ASTM E2412 [40]: *Standard Practice for Condition Monitoring of In-Service Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry.*
- ASTM D7214 [41]: *Standard Test Method for Determination of the Oxidation of Used Lubricants by FT-IR Using Peak Area Increase Calculation.*
- ASTM D7412 [42]: *Standard Test Method for Condition Monitoring of Phosphate Antiwear Additives in In-Service Petroleum and Hydrocarbon Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry.*
- ASTM D7414 [43]: *Standard Test Method for Condition Monitoring of Oxidation in In-Service Petroleum and Hydrocarbon Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry.*
- ASTM D7415 [44]: *Standard Test Method for Condition Monitoring of Sulfate By-Products in In-Service Petroleum and Hydrocarbon Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry.*
- ASTM D7624 [45]: *Standard Test Method for Condition Monitoring of Nitration in In-Service Petroleum and Hydrocarbon-Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry.*
- ASTM D7844 [46]: *Standard Test Method for Condition Monitoring of Soot in In-Service Lubricants by Trend Analysis using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry.*

El desarrollo general de esta técnica se realiza en el estándar E2412, donde se dan indicaciones para la medida de los parámetros generales, mientras que en los demás estándares se realiza un desarrollo específico de los parámetros más representativos.

Estos diferentes estándares tienen como principal diferencia la manera de cuantificar la presencia de los diferentes compuestos mediante los picos que se producen a los distintos números de onda en el espectro infrarrojo. La presencia o ausencia de un determinado compuesto en la muestra de aceite viene dada a partir de la señal de su número de onda característico, mientras que al realizar un análisis cuantitativo es necesario determinar la medición de la forma del pico, ya sea mediante la altura del pico (*Peak Height*: PH [Abs]) o el área del pico (*Peak Area*: PA [Abs/cm]) e interpolando una línea de referencia. Un ejemplo de estas medidas se muestra en la Figura 4.40.

En la medición de estos picos es de vital importancia una correcta definición de la línea base, ya que marca el comportamiento del pico. Es importante delimitar

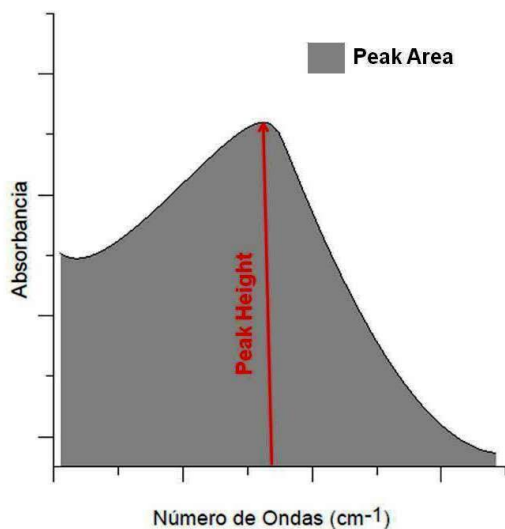


Figura 4.40: Definición de un pico según metodologías de medida de FT-IR.

si la línea base es simple, donde se toma un solo punto del espectro y se toma como línea paralela al eje de abscisas, o doble donde se toman dos puntos dentro del espectro y se traza una línea entre ellos que marca la base del espectro. Un ejemplo del uso de estas líneas de base se muestra en la Figura 4.41.

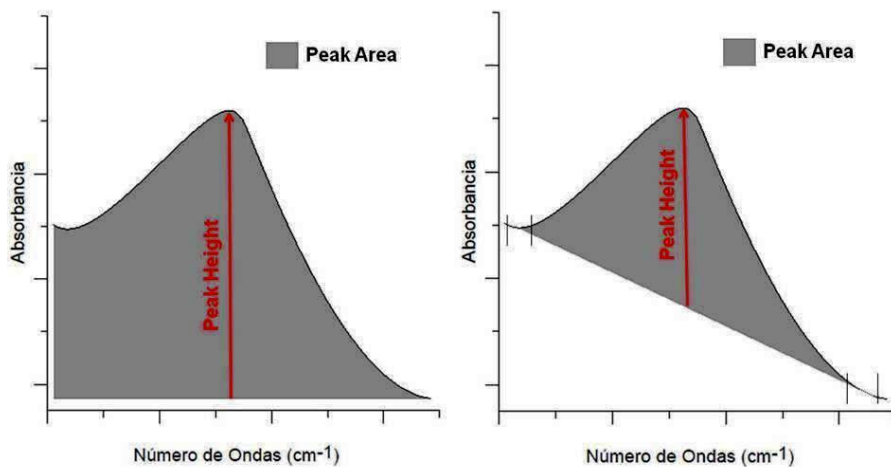



Figura 4.41: Espectro con línea base simple (izq.) y línea base doble (der.).

Los diferentes elementos a medir y la experiencia acumulada en la medida aconsejan la utilización de la combinación de medida y línea base más adecuada.

En el trabajo de la presente Tesis se ha utilizado un espectrómetro FT-IR de la empresa A2 Technologies de la serie 5500t, cuyas características se presentan a continuación, en la Figura 4.42.



Características	Valores
Rango espectral	4.700 cm^{-1} to 590 cm^{-1}
Resolución	4 cm^{-1}
Escaneo de la muestra	128
Escaneo del fondo	128
Longitud camino óptico mm (micras)	0,1 (100)
Material de la celda de muestreo	Zinc Selenide (ZnSe)
Interface	Transmission- TumbIIR
Apodización	Triangular

Figura 4.42: Espectrómetro FT-IR y características del mismo.

Dentro de este trabajo se han aplicado diferentes metodologías de medida con la técnica de FT-IR. La definición de estas metodologías, desarrolladas a partir de diferentes estándares ASTM e investigaciones propias del grupo [47-49], se muestra en la Tabla 4.8.

	Oxidación	Nitración	Hollín	Antiox. amínicos	Aditivos antidesgaste
Unidades	Abs· cm^{-1} /0,1 mm	Abs· cm^{-1} /0,1 mm	%	Abs· cm^{-1} /0,1 mm	Abs· cm^{-1} /0,1 mm
Metodología	Peak area	Peak area	Peak height	Peak area	Peak area
Rango de frecuencias (cm^{-1})	1725-1650	1650-1600	1999,86	1550-1490	1026-941
Línea base 1 (cm^{-1}) start-stop	2200-1900	2200-1900	2200-1900	2200-1900	1100-1098
Línea base 2 (cm^{-1}) start-stop	650-615	650-615	650-615	650-615	911-909
Correlación	-	-	Si	-	-

Tabla 4.8: Resumen de las metodologías de medida utilizadas para FT-IR.

Dentro del análisis de las diferentes propiedades mediante FT-IR se ha realizado un estudio de la presencia de diferentes aditivos en el aceite, y su comportamiento durante la vida útil del aceite. En concreto se han monitorizado la presencia de aditivos amínicos y aditivos antidesgaste, utilizados habitualmente en aceites lubricantes de MCIA.

La presencia de aditivos amínicos se puede detectar mediante la vibración del enlace N-H característico del segmento amínico. Este enlace absorbe energía en un pico ancho a 3430 cm^{-1} , y un pico pronunciado p-aromático a 1510 cm^{-1} [50].

Por otro lado, la presencia de aditivos antidesgaste se detecta mediante la vibración de extensión del enlace P-O-C, característico de los aditivos antidesgaste basados en el ditiofosfato de zinc (ZDDP). Estos aditivos, ampliamente utilizados en el sector por su gran aportación, son consumidos durante todo el tiempo de vida del aceite [51].

Así, durante la prueba realizada se ha controlado la presencia de estos aditivos mediante FT-IR y mediante voltamperometría de barrido, ya que el aditivo ZDDP presenta también propiedades antioxidantes.

4.3. Análisis del desgaste en MCIA mediante sensores en línea

4.3.1. Introducción

Tal y como se ha señalado a lo largo de esta Tesis, los tres componentes principales de la tribología están altamente relacionados entre ellos, y es importante conocer las influencias y cómo maximizar el beneficio de todo este conocimiento. El desgaste provoca la presencia de partículas metálicas en el lubricante, con unas características altamente definidas, que permiten una posible diagnosis del estado del sistema tribológico mediante su detección. Por ello, en ciertas aplicaciones mecánicas con alto interés en el estudio del estado de manera continua, ha cogido fuerza el uso de sensores en línea para el monitorizado del sistema lubricado, basado en el principio de “*Condition monitoring*” (CM) [52]. En el campo del mantenimiento, el CM es el proceso de monitorizar uno o varios parámetros de condición en una máquina, como las vibraciones, la temperatura y otros con el fin de identificar un cambio significativo en ellos de manera temprana, y que sea un indicador de un fallo en el desarrollo de la operación. Como tal, el CM es la base del mantenimiento predictivo, y el uso del CM permite que el mantenimiento se organice, de tal manera que las acciones que se hayan de realizar estén prefijadas para evitar fallos y prevenir sus consecuencias. Las técnicas más comunes en el CM se usan en máquinas donde se pueden aplicar inspecciones de manera continua usando técnicas de test no destructivas.

Existen una serie de sistemas mecánicos lubricados donde este análisis en continuo del lubricante se ha demostrado de gran interés, y su potencial extrapolación para la aplicación en MCIA en ciertos segmentos es un campo de estudio

por prestigiosas empresas del sector [53]. Uno de los casos donde actualmente se encuentra más avanzada la aplicación de este tipo de técnicas es en el caso de las multiplicadoras en sistemas de turbinas eólicas.

Uno de los parámetros a monitorizar con más interés es la presencia de partículas metálicas provenientes del sistema lubricado, ya que existen diferentes estudios que relacionan el estado del sistema lubricado con la distribución de partículas presentes en el lubricante [54-56]. El paso del tiempo provoca la aparición de diferentes tamaños de partículas y concentración de éstas, por lo que es posible definir la ocurrencia de desgaste en una multiplicadora, como se muestra en la Figura 4.43.

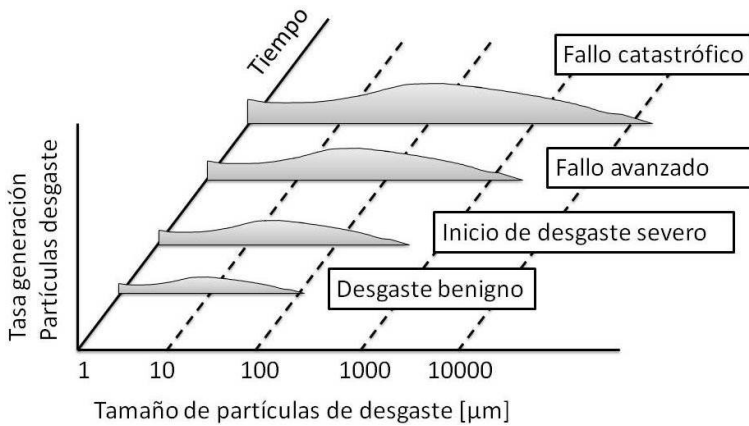


Figura 4.43: Distribución de partículas asociadas a diferentes estados de desgaste en una multiplicadora de aerogenerador [57].

Así pues, el sistema lubricado comienza a funcionar de manera satisfactoria, produciéndose un desgaste inicial, conocido como desgaste benigno o desgaste normal. Llega un punto donde, en el caso de que se produzca un fallo en el sistema lubricado, las partículas van haciéndose más grandes y numerosas, donde el tamaño de las partículas oscila entre las $100\ \mu\text{m}$ y las $1000\ \mu\text{m}$, por lo que este rango de tamaño de partículas presenta gran interés para su estudio. Por tanto, el verdadero interés reside en la relación que existe entre el tamaño de partículas y la cantidad de partículas. En un primer momento, las partículas son pequeñas y la cantidad es poca. Con el paso del tiempo, las partículas que se forman van siendo más grandes y la cantidad de partículas remanentes en el lubricante es mucho mayor. La combinación de ambos factores es lo que produce que las probabilidades de fallo sean mucho más elevadas.

4.3.2. Estudio de las diferentes tecnologías de monitorizado on-line del desgaste en lubricantes

Existen toda una amplia serie de técnicas de sensorización para detectar la presencia de partículas de desgaste en el lubricante [58], a continuación se citan algunas de ellas.

- **Constante dieléctrica:** La constante dieléctrica es la tasa de densidad de flujo eléctrico producido en un material sobre el valor en el espacio libre proporcionado por la misma intensidad de campo eléctrico. Esta técnica es capaz de detectar cuando ha ocurrido un cambio en el lubricante. Las características del lubricante que afectan a la constante dieléctrica son tanto procesos degradativos, de contaminación, como de presencia de partículas de desgaste.
- **Flujo magnético:** Con esta técnica, la concentración de partículas ferromagnéticas se estima por medio de un campo magnético fijo. El campo recoge las partículas y es modificado por la presencia de las partículas, cuya variación es detectada por un sensor. El cambio en el flujo es convertido en la concentración de partículas ferromagnéticas por medio de un algoritmo.
- **Recogida magnética:** Con esta tecnología, las partículas ferromagnéticas son atraídas a una red eléctrica o placas que sirven como electrodos opuestos. El flujo de corriente entre los electrodos indica la presencia y la concentración general de partículas magnéticas conductoras. Dependiendo del diseño, estos sensores se pueden utilizar para estimar el tamaño de la partícula y la concentración en el lubricante.
- **Sensores de inducción:** La inducción magnética es un fenómeno físico en el que se modifica el flujo magnético creado si aparecen perturbaciones en forma de partículas entran en el campo magnético. Normalmente, se coloca una bobina de inducción alrededor de un tubo o recipiente para crear un campo magnético a través del cual pasa el fluido. Mediante el uso de circuitos electrónicos, es posible eliminar las señales de burbujas de aire, así como de diferenciar entre partículas de origen ferroso y no ferroso.
- **Fluorescencia de rayos X (XRF):** La técnica de XRF identifica y cuantifica los elementos químicos en una muestra. La muestra se irradia con rayos X, que excita los átomos presentes en la muestra, para después emitir energía lo que hace que los electrones moverse a niveles más altos. Cuando los electrones vuelven a su estado original, emiten rayos X en un nivel de energía asociado con el elemento particular, y la intensidad es proporcional a la concentración del elemento.

- **Factor de pérdida dieléctrica (*Dielectric loss factor*):** Se mide directamente el factor de pérdida dieléctrica (a veces referido como Tangente Delta), que aumenta con contaminantes fuertemente polares tales como productos de degradación y partículas metálicas.
- ***LaserNet Fines*:** Instrumento de análisis de partículas en un fluido mediante el procesamiento de imágenes basado en láser para caracterizar directamente el tamaño y la cantidad de partículas. Este equipo es capaz de clasificar partículas mayores de 20 micras según su forma para poder predecir modos de desgaste.
- **Contadores ópticos:** Existen contadores tanto por bloqueo de la luz blanca como por dispersión de luz. En el primer caso, existe un rayo de luz perpendicular al fluido, por donde las partículas pasan a través de la celda de detección y crean una sombra detrás del fluido. Esto provoca una caída de voltaje o energía, directamente proporcional al tamaño de sombra y, por tanto, de partícula. Para el segundo caso, la dispersión de luz es prácticamente nula hasta que no pasa una partícula por el haz. Cuando el haz golpea la partícula, la luz se dispersa y llega al fotodetector. Esto produce un cambio de voltaje, asociado al tamaño de partícula. Este segundo grupo es más exacto que el primero. No obstante, ambos tipos de sensor tienen problemas de entrada de burbujas de aire y gotas de agua, que producen errores de lectura. Los instrumentos que forman este grupo son ejemplos de técnicas de CM que se basan en el análisis del lubricante. Incluyen un sensor principal que es capaz de monitorizar el estado del lubricante en términos de partículas ferrosas producidas por desgaste en partes por millón, humedad relativa como porcentaje y calidad del lubricante (cambios en el nivel de otros contaminantes, como hollín, productos de la oxidación, agua. . .).
- **Contadores por bloqueo de poro:** Parecido a los contadores ópticos, tiene la ventaja de sólo medir partículas sólidas, por lo que la presencia de aire o agua en el fluido no altera al contador. No obstante, como desventaja, presentan el problema de que estiman la distribución de partículas de manera aproximada, y dependen de la exactitud del algoritmo utilizado.

Respecto a la singularidad del MCIA, durante las últimas décadas del siglo XX se realizó un amplio estudio de la presencia de distribuciones de partículas en lubricantes en uso en MCIA [58, 59], y posteriormente su estudio y variación con diferentes mejoras substanciales aplicadas en el propio MCIA, como la aparición de biocombustibles [60, 61] y el aumento de hollín debido a la presencia de modificaciones en el MCIA [62, 63].

Una de las principales desventajas de la técnica de ICP-OES a la hora de caracterizar el fenómeno de desgaste es, como se ha comentado anteriormente, la limitación del tamaño de partículas admisibles por el sensor. Otro parámetro crítico es la necesidad de tomar una muestra y realizar el análisis con el elevado coste que supone y el consiguiente coste de oportunidad.

Existen otros campos de la ingeniería mecánica donde el concepto de fiabilidad y el de mantenimiento predictivo [52] han provocado el desarrollo de técnicas de medida de diferentes propiedades del aceite mediante el uso de sensores incorporados en el propio sistema que ofrecen información continua sobre la medida y permiten realizar un seguimiento de las diferentes tendencias presentes. Es el caso de maquinaria pesada de gran inversión, donde una detección temprana de posibles fallos puede minimizar los costes de reparación y de parada.

A día de hoy, existen diferentes técnicas experimentales en desarrollo para poder diagnosticar la presencia de partículas y su distribución en MCIA, pero sin embargo no están disponibles a nivel comercial a día de hoy [64]. Sin embargo, una posible opción en el corto-medio plazo [65] es la aplicación de sensores de partículas ya desarrollados y su modificación para su inclusión en MCIA, así como la integración de diferentes parámetros sensorizados del MCIA para poder diagnosticar con fiabilidad el estado tribológico del sistema [66].

Así, en esta Tesis y dentro del marco del estudio del desgaste en MCIA, uno de los trabajos paralelos realizados fue el de estudiar alternativas de cuantificación del fenómeno del desgaste y su presencia en el aceite lubricante.

Así, en esta tesis se ha tratado de estudiar el comportamiento de algunos sensores de desgaste existentes en el sector de las turbinas de aerogenerador, para posteriormente valorar su posible aplicación como herramientas efectivas para la detección y cuantificación on-line del desgaste en MCIA.

4.3.3. Aplicación de sensores en línea para control del desgaste en MCIA

En este trabajo se ha propuesto la evaluación del comportamiento de diferentes tipologías de sensores dedicados al seguimiento del desgaste aplicados en otros campos de la ingeniería mecánica, para poder valorar su translación al campo del MCIA.

En concreto, se han valorado dos sensores que, aunque basados en el mismo principio de funcionamiento, difieren completamente en su diseño y en su funcionamiento sensorial. El principio de funcionamiento es el de inducción de estado sólido, pero mientras que un sistema funciona por el atrapamiento de las partí-

culas mediante un imán permanente, el otro sistema detecta las partículas que pasan por un orificio que lo atraviesa sin atraparlas.

El primer sensor ensayado es conocido como *MetalSCAN 3115L*, de la empresa *Gastops Ltd*. Es un sensor de conteo de partículas on-line diseñado para detectar y monitorizar partículas metálicas, tanto ferrosas como no-ferrosas, generadas por rodamientos de equipos rotativos o por desgaste de multiplicadoras. Se utiliza para evaluar frente al tiempo el desgaste de los componentes, monitorizando la progresión de dicho desgaste y estimando el tiempo de vida remanente basándose en la cantidad de desgaste acumulado. Este sensor está diseñado para instalarse en el flujo continuo del sistema de lubricante antes del filtro de aceite, para detectar la presencia de partículas metálicas.

El funcionamiento físico del sensor *MetalSCAN* se basa en medir la perturbación de un campo magnético causada por el paso de una partícula a través del sensor [55]. La partícula se magnetiza antes de entrar en el contador, es contada y posteriormente se desmagnetiza antes de salir del sensor. Las formas de las ondas que se producen dependen del movimiento de la partícula y del tipo de partícula (ferrosa o no ferrosa), tal y como se muestra en la Figura 4.44.

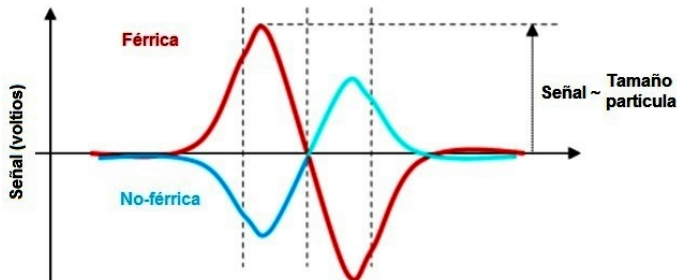


Figura 4.44: Forma de la señal de detección del *MetalSCAN*, tanto para partículas ferrosas como no ferrosas.

Durante su funcionamiento, el sensor genera un pulso eléctrico para cada partícula metálica de tamaño mayor a su mínimo. La señal está diseñada para ser detectada por una interfaz comunicada por Ethernet con un ordenador. La interfaz reconoce el paso de la partícula, e incrementa un contador, que viene a ser comparable con indicadores de estado de la maquinaria.

Tal y como se puede ver en la Figura 4.45, este sensor está diseñado para ser integrado en el sistema, no que mida externamente. Así, el sensor se integra en el sistema de lubricación para poder detectar las partículas al desprenderse de la multiplicadora. La existencia posterior de un filtro sirve para evitar que las mediciones siguientes sean erróneas.

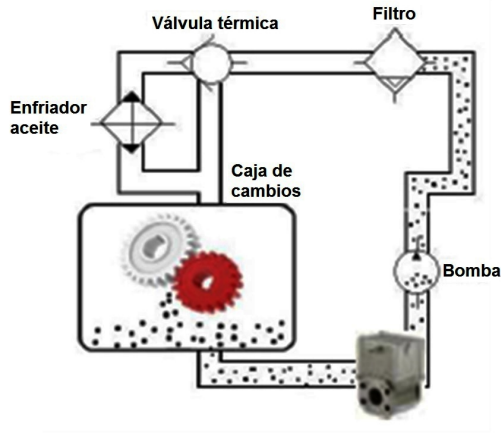


Figura 4.45: Esquema de funcionamiento del MetalSCAN 3115L.

El sensor utilizado se muestra en la Figura 4.46.



Figura 4.46: MetalSCAN 3115L.

En la Tabla 4.9 se muestran algunas características básicas del sensor.

MetalSCAN 3115L	
Funcionamiento	
Partícula detectable mínima (esfera)	350 μm Fe / 1000 μm NFe
Partícula detectable mínima (ESD)	230 μm Fe / 600 μm NFe
Tasa de flujo	38 L/min - 1000 L/min
Tasa de detección de partículas máxima	Configurable hasta 100 partículas por segundo
Entrada	
Suministro de potencia	250 mA, 24 VDC
Entorno	
Presión del aceite	20 bar como máximo
Temperatura del aceite	-40°C hasta 85°C
Temperatura del ambiente	-40°C hasta 70°C
Compatibilidad de fluidos	Aceites de lubricación e hidráulicos Aceites minerales y sintéticos. Disolventes y agentes de limpieza.

Tabla 4.9: Características básicas del sensor MetalSCAN 3115L.

El segundo sensor es el *Oil Condition Monitoring Sensor*, de la casa *Gill Sensors and Control*. Se define como un sensor de detección y cuantificación de partículas ferromagnéticas en aceites lubricantes, que provee una monitorización en tiempo real de las partículas de desgaste ferromagnéticas. Este sensor está diseñado para reemplazar cualquier tapón de aceite magnético convencional o tapón de vaciado de sistemas lubricados.

Así, el sensor funciona mediante un potente imán interno que atrae las partículas ferromagnéticas por la cara del sensor expuesta en contacto con el fluido. Usando tecnología de inducción de estado sólido, el sensor es capaz de determinar la cantidad y el tipo de partículas contaminantes acumuladas en el aceite, todo esto con la capacidad adicional de medir de forma remota y proporcionar al usuario un chequeo en tiempo real de la presencia de desgaste en el seno del aceite lubricante. Una imagen de este sensor se muestra en la Figura 4.47.

La principal capacidad de este sensor es que ofrece la lectura de dos canales de respuesta, que disciernen entre partículas finas y partículas gruesas. Las características técnicas más relevantes de este sensor se muestran en la Tabla 4.10.



Figura 4.47: Sensor de detección de desgaste Gill Sensors Oil Condition Monitoring Sensor.

Gill Oil Condition Monitoring Sensor	
Salida del sensor	
Canal fino	1V-10V
Canal grueso	1V-10V
Tasa de funcionamiento	10Hz
Entrada	
Suministro de energía	5-32 VDC

Tabla 4.10: Características básicas del sensor Gill Sensors Oil Condition Monitoring Sensor.

Referencias

- [1] CATERPILLAR. *How To Take A Good Oil Sample*. Inf. téc. 2008.
- [2] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D445: Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids (and Calculation of Dynamic Viscosity)*. West Conshohocken, PA, 2011.
- [3] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7279: Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids by Automated Houillon Viscometer*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [4] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D5293: Standard Test Method for Apparent Viscosity of Engine Oils and Base Stocks Between -10 C and -35 C Using Cold-Cranking Simulator*. West Conshohocken, PA, 2015.

- [5] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D4684: Standard Test Method for Determination of Yield Stress and Apparent Viscosity of Engine Oils at Low Temperature*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [6] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D3829: Standard Test Method for Predicting the Borderline Pumping Temperature of Engine Oil*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [7] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D6821: Standard Test Method for Low Temperature Viscosity of Drive Line Lubricants in a Constant Shear Stress Viscometer*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [8] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D6896: Standard Test Method for Determination of Yield Stress and Apparent Viscosity of Used Engine Oils at Low Temperature*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [9] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM STP 1068 - High-Temperature, High-Shear Oil Viscosity: Measurement and Relationship to Engine Operation*. Ed. por J. SPEAROT. West Conshohocken, PA: ASTM International, 1989.
- [10] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D4683: Standard Test Method for Measuring Viscosity at High Shear Rate and High Temperature by Tapered Bearing Simulator*. West Conshohocken, PA, 2015.
- [11] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D4741: Standard Test Method for Measuring Viscosity at High Temperature and High Shear Rate by Tapered-Plug Viscometer*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [12] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D5481: Standard Test Method for Measuring Apparent Viscosity at High-Temperature and High-Shear Rate by Multicell Capillary Viscometer*. West Conshohocken, PA, 2011.
- [13] TORMOS, B., P. OLMEDA, Y. GÓMEZ y D. GALAR. «Monitoring and analysing oil condition to generate maintenance savings: a case study in a CNG engine powered urban transport fleet». *Insight - Non-Destructive Testing and Condition Monitoring* 55.2 (2013), págs. 84-87.
- [14] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D664: Standard Test Method for Acid Number of Petroleum Products by Potentiometric Titration*. West Conshohocken, PA, 2011.
- [15] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D974: Standard Test Method for Acid and Base Number by Color-Indicator Titration*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [16] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D2896: Standard Test Method for Base Number of Petroleum Products by Potentiometric Perchloric Acid Titration*. West Conshohocken, PA, 2011.

- [17] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D3339: Standard Test Method for Acid Number of Petroleum Products by Semi-Micro Color Indicator Titration*. West Conshohocken, PA, 2012.
- [18] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D4739: Standard Test Method for Base Number Determination by Potentiometric Hydrochloric Acid Titration*. West Conshohocken, PA, 2011.
- [19] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D5984: Standard Test Method for Semi-Quantitative Field Test Method for Base Number in New and Used Lubricants by Color-Indicator Titration*. West Conshohocken, PA, 2011.
- [20] UMLAND, J. B. y BELLAMA J. M. *Química general*. 3rd. México: International Thomson, 2000.
- [21] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D8045: Standard Test Method for Acid Number of Crude Oils and Petroleum Products by Catalytic Thermometric Titration*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [22] METROHM AG. *Practical thermometric titrimetry*. Inf. téc. Herisau: Metrohm AG, 2006.
- [23] FENTRESS, A., J. SANDER, J. AMEYE, A. TOMS y S. W. DEAN. «The Use of Linear Sweep Voltammetry in Condition Monitoring of Diesel Engine Oil». *Journal of ASTM International* 8.7 (2011), págs. 40-55.
- [24] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7590: Standard Guide for Measurement of Remaining Primary Antioxidant Content In In-Service Industrial Lubricating Oils by Linear Sweep Voltammetry*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [25] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D6971: Standard Test Method for Measurement of Hindered Phenolic and Aromatic Amine Antioxidant Content in Non-zinc Turbine Oils by Linear Sweep Voltammetry*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [26] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D6810: Standard Test Method for Measurement of Hindered Phenolic Antioxidant Content in Non-Zinc Turbine Oils by Linear Sweep Voltammetry*. West Conshohocken, PA, 2013.
- [27] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D6304: Standard Test Method for Determination of Water in Petroleum Products, Lubricating Oils, and Additives by Coulometric Karl Fischer Titration*. West Conshohocken, PA, 2016.
- [28] XIANDENG, H. y T. J. BRADLEY. «Inductively Coupled Plasma/ Optical Emission Spectrometry». *Encyclopedia of Analytical Chemistry*. Ed. por R. A. MEYERS. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2006, págs. 9468-9485.

- [29] SPECTRO SCIENTIFIC INC. *Oil Analysis Handbook for Predictive Maintenance*. Inf. téc. 2014.
- [30] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D5185: Standard Test Method for Multielement Determination of Used and Unused Lubricating Oils and Base Oils by Inductively Coupled Plasma Atomic Emission Spectrometry (ICP-AES)*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [31] MONTORO, L. «Contribución al desarrollo y mejora de técnicas para la detección y análisis de partículas metálicas y contaminantes en aceites lubricantes usados». Tesis doct. València: Universitat Politècnica de València, feb. de 2005.
- [32] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM STP 1468 - Elemental Analysis of Fuels and Lubricants: Recent Advances and Future Prospects*. Ed. por R. NADKARNI. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2005.
- [33] ALMAGRO, B. «Desarrollo de nebulizadores neumáticos basados en las tecnologías Flow Focusing y Flow Blurring para su uso en técnicas analíticas basadas en plasma de acoplamiento inductivo (ICP-OES e ICP-MS)». Tesis doct. Universidad Alicante, 2008.
- [34] BOSS, C. B. y K. J. FREDEEN. *Concepts, Instrumentation and techniques in Inductively Coupled Plasma Optical Emission Spectrometry*. New York: Perkin Elmer, 1997.
- [35] AGHAEI, M., L. FLAMIGNI, H. LINDNER, D. GÜNTHER y A. BOGAERTS. «Occurrence of gas flow rotational motion inside the ICP torch: a computational and experimental study». *J. Anal. At. Spectrom.* 29.2 (2014), págs. 249-261.
- [36] COLTHUP, N. B., L. H. DALY y S. E. WIBERLEY. *Introduction to Infrared and Raman Spectroscopy*. New York: Elsevier Inc., 1990.
- [37] STUART, B. *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology*. en. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2000.
- [38] VOORT, F. R. VAN DE, J. SEDMAN y D. PINCHUK. «An Overview of Progress and New Developments in FTIR Lubricant Condition Monitoring Methodology». *Symposium on In-Service Lubricant and Machine Analysis, Diagnostics, and Prognostics*. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2011.
- [39] TOMS, A., J. POWELL y J. DIXON. *The Utilization of FT-IR for Army Oil Condition Monitoring*. Inf. téc. US Defense Technical Information Center, 1998.

- [40] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM E2412: Standard Practice for Condition Monitoring of Used Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry*. West Conshohocken, PA, 2010.
- [41] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7214: Standard Test Method for Determination of the Oxidation of Used Lubricants by FT-IR Using Peak Area Increase Calculation*. West Conshohocken, PA, 2010.
- [42] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7412: Standard Test Method for Condition Monitoring of Phosphate Antiwear Additives in In-Service Petroleum and Hydrocarbon Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry*. West Conshohocken, PA, 2009.
- [43] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7414: Standard Test Method for Condition Monitoring of Oxidation in In-Service Petroleum and Hydrocarbon Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry*. West Conshohocken, PA, 2009.
- [44] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7415: Standard Test Method for Condition Monitoring of Sulfate By-Products in In-Service Petroleum and Hydrocarbon Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry*. West Conshohocken, PA, 2009.
- [45] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7624: Standard Test Method for Condition Monitoring of Nitration in In-Service Petroleum and Hydrocarbon-Based Lubricants by Trend Analysis Using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry*. West Conshohocken, PA, 2010.
- [46] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D7844: Standard Test Method for Condition Monitoring of Soot in In-Service Lubricants by Trend Analysis using Fourier Transform Infrared (FT-IR) Spectrometry*. West Conshohocken, PA, 2012.
- [47] MACIÁN, V., B. TORMOS, Y. A. GÓMEZ y J. M. SALAVERT. «Proposal of an FTIR Methodology to Monitor Oxidation Level in Used Engine Oils: Effects of Thermal Degradation and Fuel Dilution». *Tribology Transactions* 55.6 (2012), págs. 872-882.
- [48] MACIÁN, V., B. TORMOS, P. OLMEDA e Y. A. GÓMEZ. «Findings from a fleet test on the performance of two engine oil formulations in automotive CNG engines». *Lubrication Science* 27 (2015), págs. 15-28.
- [49] MACIÁN, V., B. TORMOS, G. MIRÓ y T. PERÉZ. «Assessment of low-viscosity oil performance and degradation in a heavy duty engine real-world fleet test». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 230.6 (2016), págs. 729-743.

- [50] CROMPTON, T. R. *Determination of Additives in Polymers and Rubbers*. Ed. por SAPRA TECHNOLOGY. Shrewsbury, 2007.
- [51] FODOR, G. E. *Lubricants Quality Analysis System Development: Volume II Chemical Characterization of Lubricants*. Inf. téc. Southwest Research Institute, 1994.
- [52] K. HOLMBERG y col., eds. *E-maintenance*. London: Springer London, 2010.
- [53] ADRIANI, P. G., M. CAMPATELLI y M. PAOLI. *Monitoil - Online sensors for efficient and cost saving oil conditions' monitoring*. Inf. téc. Mecoil Diagnosi Meccaniche s.r.l., 2014.
- [54] DEMPSEY, P. J. «Gear damage detection using oil debris analysis». *14th International Congress and Exhibition on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management 20.1* (2001).
- [55] DUPUIS, R. «Application of Oil Debris Monitoring For Wind Turbine Gearbox Prognostics and Health Management». *Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society* (2010).
- [56] ERRICHELLO, R., S. SHENG, J. KELLER y A. GRECO. *Wind Turbine Tribology Seminar*. Inf. téc. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory (NREL), feb. de 2011.
- [57] RADEMAKERS, L. y col. *Condition Monitoring for Offshore Wind Farms ("CONMOW") Final Report*. Inf. téc. The Netherlands: Energy Research Centre of the Netherlands, 2007.
- [58] T. M. HUNT, ed. *Handbook of Wear Debris Analysis and Particle Detection in Liquids*. Barking: Elsevier Science Publisher, 1993, pág. 488.
- [59] JONES, M. «Wear debris associated with diesel engine operation». *Wear* 90.1 (1983), págs. 75-88.
- [60] GILI, F., A. IGARTUA, R. LUTHER y M. WOYDT. «The impact of biofuels on engine oil performance». *Lubrication Science* 23.7 (2011), págs. 313-330.
- [61] AGARWAL, A. K., J. BIJWE y L. DAS. «Effect of biodiesel utilization of wear of vital parts in compression ignition engine». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme* 125.2 (2003), págs. 604-611.
- [62] GREEN, D. A. y R. LEWIS. «The effects of soot-contaminated engine oil on wear and friction: a review». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 222.9 (2008), págs. 1669-1689.

- [63] HU, E. y col. «The role of soot particles in the tribological behavior of engine lubricating oils». *Wear* 304.1-2 (2013), págs. 152-161.
- [64] ZHANG, Y., J. MAO e Y.-B. XIE. «Engine Wear Monitoring with OLVF». *Tribology Transactions* 54.2 (2011), págs. 201-207.
- [65] WU, T., H. WU, Y. DU y Z. PENG. «Progress and trend of sensor technology for on-line oil monitoring». *Science China Technological Sciences* 56.12 (2013), págs. 2914-2926.
- [66] CAO, W., G. DONG, W. CHEN, J. WU e Y. B. XIE. «Multisensor information integration for online wear condition monitoring of diesel engines». *Tribology International* 82 (2015), págs. 68-77.

Capítulo 5

Estudio del comportamiento de aceites en laboratorio

5.1. Introducción

En este capítulo se va a presentar parte del trabajo realizado a nivel experimental durante el desarrollo de la presente Tesis doctoral. Durante el desarrollo de esta Tesis se han realizado una serie de experimentos de laboratorio, orientados en dos aspectos complementarios. Por un lado, realizar un estudio de comportamiento paramétrico de la viscosidad HTHS en laboratorio, donde mediante aceites formulados específicamente para esta prueba se realizaron diferentes alteraciones sobre el propio aceite, para averiguar las consecuencias sobre la viscosidad HTHS.

Por otro lado, se realizaron diferentes experimentos para la caracterización del comportamiento y respuesta frente al desgaste de diferentes sensores en línea, incluyendo el diseño de bancos de ensayo específicos y pruebas asociadas a cada uno de ellos.

Para cada caso se van a definir de manera precisa los ensayos a realizar, se van a presentar los datos y se va a realizar un detallado análisis de los resultados obtenidos.

5.2. Ensayo paramétrico de la viscosidad dinámica HTHS

5.2.1. Diseño del experimento

En este estudio se decidió indagar acerca de la influencia de diferentes efectos producidos sobre el aceite lubricante, y en concreto sobre la viscosidad dinámica HTHS. Para ello, se definieron una serie de aceites prototipos modificando tanto las bases utilizadas como los aditivos mejoradores del índice de viscosidad, principales responsables del comportamiento reológico del aceite [1, 2].

Así, se escogieron dos bases procedentes de diferentes grupos API, una considerada mineral y otra sintética. En la Tabla 5.1 se muestran las propiedades más importantes de cada una de las bases utilizadas.

Aceite base	GIII-6	PAO-6
Grupo API	III	IV
Densidad @15°C [kg/m ³]	842	827,8
Visc. Cin. @40°C [cSt]	36,44	29,87
Visc. Cin. @100°C [cSt]	6,422	5,743
Índice de viscosidad [-]	129	137

Tabla 5.1: Propiedades de las bases lubricantes utilizadas.

También se escogieron dos aditivos mejoradores del índice de viscosidad diferentes, para poder formular completamente un aceite multigrado. En la Tabla 5.2 se muestran las propiedades características de los aditivos.

Aditivo	VII-1	VII-2
Densidad @15°C [kg/m ³]	870	870
Visc. Cin. mezcla @100°C [cSt]	5,0	5,0
Visc. Cin. @100°C [cSt]	1125	1217

Tabla 5.2: Propiedades de los aditivos VII utilizados.

Por último, se añadió una familia de aditivos multipropósito para llegar a un nivel de calidad correspondiente a una especificación de calidad API SL/CD. La concentración recomendada fue del 6,5% sobre el total de la formulación.

Con los componentes antes definidos se procedió a formular 8 aceites diferentes, tal y como se muestra en la Tabla 5.3.

Para cada uno de los aceites, se desarrolló un proceso de fabricación consistente en la adición y mezcla de los diferentes componentes en un baño de temperatura controlada durante dos horas, recomendado por los fabricantes de aditivos.

Aceite	Aceite base [%]	VII [%]	Paquete aditivos [%]
A	GIII-6 [83,5]	VII-2 [10]	6,5
B	GIII-6 [93,5]	-	6,5
C	PAO-6 [93,5]	-	6,5
D	GIII-6 [83,5]	VII-1 [10]	6,5
E	PAO-6 [83,5]	VII-1 [10]	6,5
F	PAO-6 [83,5]	VII-2 [10]	6,5
G	GIII-6 [58,5] + PAO-6 [25]	VII-2 [10]	6,5
H	GIII-6 [58,5] + PAO-6 [25]	VII-1 [10]	6,5

Tabla 5.3: Formulaciones experimentales utilizadas en la prueba.

Una vez definidos todos los aceites, se procedió a actuar sobre las muestras de acuerdo a los diferentes ejes de alteraciones definidos para simular efectos del uso de aceite en el MCIA:

- **Oxidación térmica:** Para realizar un proceso de oxidación térmica específico, se procedió a sumergir el aceite en un baño a temperatura durante un período determinado. En concreto se realizaron dos períodos de oxidación controlada de 3 horas cada uno, a 180°C y a 200°C, acumulativos.
- **Combustible:** Se procedió a realizar una dilución controlada de combustible convencional en el aceite. Se escogieron porcentajes de 2% y 4% de dilución.
- **Hollín:** Se siguió un proceso similar al del combustible, aunque se escogieron concentraciones menores, con porcentajes de 0,25% y 0,5%. El hollín utilizado fue un hollín sintético, obtenido a través de una casa comercial de química analítica.
- **Cizallado:** Con el objetivo de simular el cizallado que se produce en el MCIA se procedió a emular el comportamiento de la prueba de estabilidad al cizallado mediante inyectores Diesel europeos (ASTM D6278 [3]: *Standard Test Method for Shear Stability of Polymer Containing Fluids Using a European Diesel Injector Apparatus*). Para ello, se adaptó un sistema de inyección *Common Rail* y se diseñó un sistema donde el aceite era obligado a recircular por el sistema de retorno del *common rail*, con un paso de 300 micras, superando una presión de 800 bares para después volver a presión atmosférica. Se recirculó el aceite durante un determinado tiempo para asegurar el paso de todo el aceite durante varios ciclos, de 80 segundos cada uno. Así, se realizaron 6 y 18 ciclos de paso del aceite por el sistema de cizallado. El banco de ensayos utilizado se muestra en la Figura 5.1. Con el objetivo

de minimizar la influencia de la temperatura, se dispuso un baño con hielo para mantener la temperatura del aceite acotada a lo largo del ensayo.

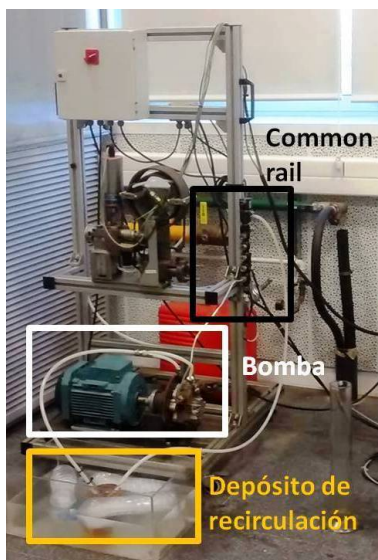


Figura 5.1: Banco de ensayo de cizallado del aceite lubricante.

Una vez definidas todas las muestras, se procedió al ensayo de la viscosidad HTHS mediante un viscosímetro TBS.

5.2.2. Resultados experimentales de la viscosidad dinámica HTHS

Antes de presentar los resultados en sí, se considera necesario señalar el sistema de presentación de éstos. En primer lugar, se ha realizado una distinción por colores y por formas, donde el color indica el tipo de base utilizada y la forma del punto indica el mejorador de viscosidad aplicado. Además, para cada tipo de afectación se ha mostrado a la izquierda los resultados obtenidos mediante HTHS y a la derecha los resultados de viscosidad cinemática a 100°C.

En la Figura 5.2 es posible observar los diferentes valores de viscosidad HTHS obtenidos para los aceites nuevos.

Los resultados señalan diferentes tendencias. En primer lugar, las bases presentan diferentes valores de HTHS inherentes a su composición química, donde la base API GIII presenta un valor mayor que la base API GIV. Por otro lado, se observa claramente el efecto de los aditivos VII sobre la formulación, con una mayor influencia del VII-1 en la viscosidad HTHS. En concreto, la adición del aditivo

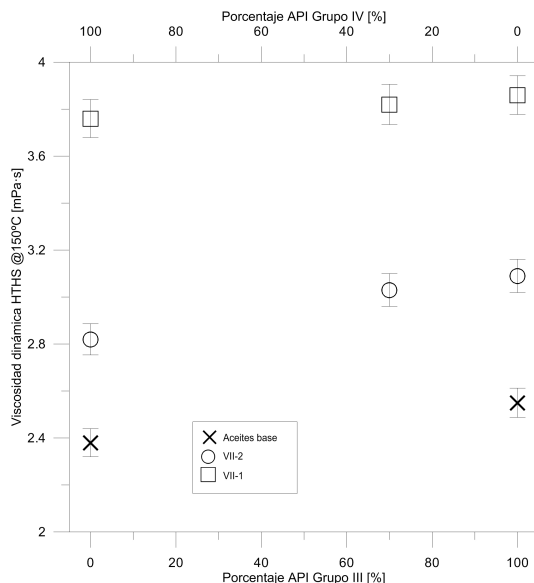


Figura 5.2: Resultados de viscosidad dinámica HTHS obtenidos de los diferentes aceites nuevos respecto a las bases lubricantes empleadas.

VII-2 ha aumentado alrededor de un 20% la viscosidad HTHS respecto a la base, mientras que el aditivo VII-1 ha llegado a un 50% de incremento respecto a la referencia. Además, los resultados han señalado que la mezcla de bases se comporta en términos de viscosidad HTHS como una ley de mezclas ideal, donde los resultados intermedios se pueden obtener a partir de los valores extremos.

A continuación, se muestran los resultados de dilución de combustible, mostrado en la Figura 5.3.

En primer lugar, los resultados muestran una tendencia de disminución de la viscosidad debido a la adición de un compuesto mucho menos viscoso y las disminuciones son correspondientes con los niveles de dilución realizados. Sin embargo, de los resultados se desprende que ni el tipo de base lubricante ni el aditivo VII influyen en la magnitud total del descenso, como era esperable.

En la Figura 5.4 se muestran los resultados del ensayo de oxidación térmica. Los resultados del proceso de oxidación térmica han señalado el diferente comportamiento de los elementos que componen el aceite. Los resultados correspondientes a los aceites base presentan tendencias contrarias, donde la base correspondiente a API GIII presenta una variación nula después del proceso de oxidación debido a la polimerización y a la aparición de especies químicas más viscosas. Por otro lado, los resultados de la base API GIV presentan una disminución de

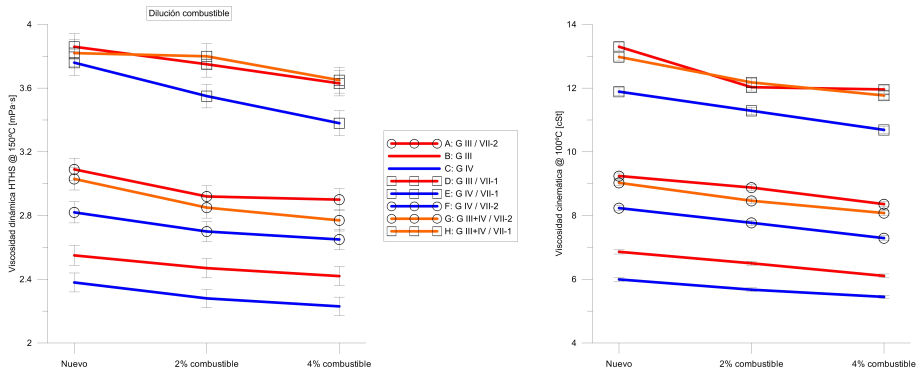


Figura 5.3: Resultados obtenidos de los diferentes aceites lubricantes referentes al ensayo de dilución.

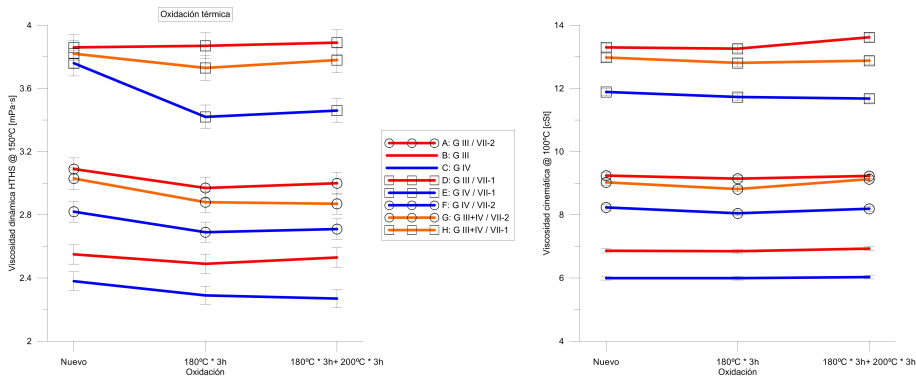


Figura 5.4: Resultados obtenidos de los diferentes aceites lubricantes referentes al ensayo de oxidación térmica.

la viscosidad durante la prueba, que puede ser explicado debido a un proceso de craqueo térmico inducido sobre la base lubricante.

Así, la conclusión a la que se llega es que ambas tienen un craqueo térmico inicial, que en el caso de la base API GIII posteriormente se compensa con un proceso de polimerización, situación a la que no se llega en la base API GIV.

Además los resultados de los aceites formulados completamente arrojan diferentes resultados dependiendo de cada uno de los componentes. En el caso de la base lubricante API GIII con el aditivo VII-2 aparece una compensación de los efectos, mientras que en el caso de la base API GIV con el aditivo VII-1 se observa una disminución más pronunciada de la viscosidad.

Por último, se muestran los resultados del ensayo de cizallado obtenidos en la prueba en la Figura 5.5. Este ensayo ha presentado el comportamiento esperado

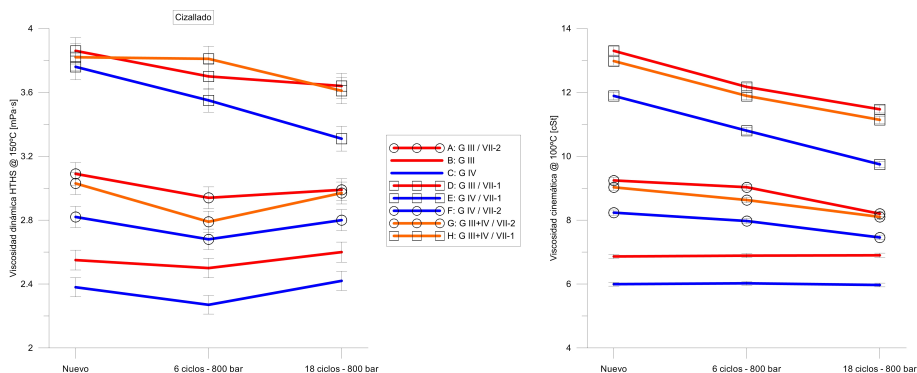


Figura 5.5: Resultados obtenidos de los diferentes aceites lubricantes referentes al ensayo de cizallado.

en la primera parte del ensayo, donde se puede observar un descenso de la viscosidad neta en todos los aceites que incorporan aditivos VII. Los resultados señalan además, que el aditivo VII-1 presenta una mayor variación de viscosidad HTHS que el VII-2 debido a su inferior resistencia al cizallado mecánico. Este aditivo está basado en OCP (copolímero de olefinas), y presentan una resistencia inferior al cizallado mecánico que en el otro polímero, basado en HSI (copolímeros de isopreno-co-estireno hidrogenados) [4].

Sin embargo, en la segunda parte del ensayo se han observado variaciones netas positivas de viscosidad. Como señalan los resultados de los aceites base, en este caso se ha observado una oxidación neta del aceite que ha conducido a un aumento de la viscosidad. Este resultado es debido a las temperaturas conseguidas en el ensayo para realizar el cortante, ya que en el punto de cizallado en el inyector diesel se observaron temperaturas superiores a los 200°C.

Respecto a los resultados correspondientes a la contaminación por hollín, es importante señalar que no se han podido llevar a cabo las medidas correspondientes. Debido al uso de hollín sintético, el proceso de homogeneización no resultó satisfactorio completamente, y este hecho llevó a un análisis de posibles riesgos de obturación o rotura del equipo de medida de viscosidad dinámica HTHS, que desaconsejaron la realización de los ensayos.

5.3. Ensayos de caracterización de sensores on-line de desgaste

5.3.1. Definición de los ensayos

Para el desarrollo de esta Tesis también se realizaron una serie de ensayos de caracterización de dos diferentes tipos de sensores on-line. Así, para cada uno de estos sensores se diseñó un banco de pruebas específico, así como una serie de pruebas para valorar su funcionamiento, la capacidad de detección y poder inferir su posible aplicación en MCIA. Para ello, se estudiaron los diferentes ítems necesarios para el desarrollo del proceso de caracterización.

En primer lugar, se realizó un trabajo de preparación y selección de las partículas necesarias para la prueba. Las partículas de interés para este experimento son ferrosas y no ferrosas así que para evaluar correctamente el sensor se utilizaron hierro y cobre, materiales habituales en el desgaste de MCIA.

A continuación, se procedió a la selección de diferentes tamaños y formas para poder abarcar la mayoría de comportamientos habituales en desgaste. Es importante señalar previamente que algunas de las partículas obtenidas fueron posteriormente molidas en un molino de pulvimetalurgia, para poder deformar estas partículas y obtener una forma más irregular. Así, las partículas utilizadas para el desarrollo de esta Tesis están definidas de la siguiente manera, tal y como se puede ver en la Tabla 5.4 y en la Figura 5.6.

Partículas	Material	Tamaño	Forma
1	Hierro	<10 μm	Esférica
2	Hierro	<44 μm	Esférica
3	Hierro	125-250 μm	Irregular
4	Hierro	125-250 μm	Esférica
5	Hierro	149-290 μm	Esférica
6	Hierro	250-315 μm	Irregular
7	Hierro	250-315 μm	Esférica
8	Hierro	315-630 μm	Esférica
9	Hierro	1-2 mm	Irregular
10	Hierro	3,175 mm	Cilíndrica
11	Hierro	<12 mm	Irregular
12	Cobre	600-800 μm	Esférica

Tabla 5.4: Partículas utilizadas en los experimentos de caracterización del sensor MetalSCAN.

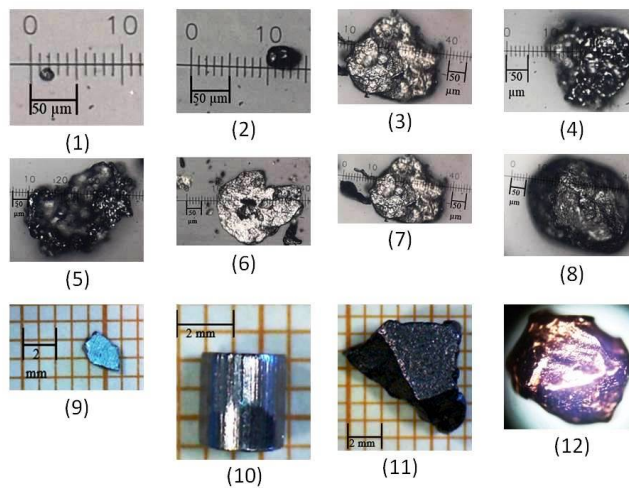


Figura 5.6: Imágenes de las partículas utilizadas en los experimentos de caracterización del sensor.

Debido a las características de funcionamiento de cada sensor, no se utilizaron todas las partículas en ambos casos, sino que fueron seleccionadas de acuerdo al interés específico.

Por otro lado, se procedió a diseñar los bancos de pruebas específicos para cada una de las pruebas. Cada uno de los sensores está diseñado para funcionar en condiciones completamente diferentes, por lo que se diseñaron bancos de prueba diferentes.

En el ensayo del sensor MetalSCAN, se diseñó un sistema para simular la instalación en un circuito de lubricación en funcionamiento en un aerogenerador. Así, el banco de ensayos quedó diseñado de la siguiente manera, mostrado en la Figura 5.7.

Debido al alto caudal requerido para el ensayo según las especificaciones del sensor, se diseñó un banco de ensayos en circuito cerrado. Se inició con un filtro de partículas sumergido en el aceite. El filtro estaba conectado con un latiguillo de una pulgada hacia la bomba. Después de la bomba, y de un adaptador de una pulgada, se insertó una llave de paso para regular el caudal. Acto seguido, se instaló un acoplamiento en T con tapón para la introducción de las partículas. Conectado a éste, otro latiguillo y el acoplamiento con el sensor MetalSCAN. Después del sensor, se instaló otro latiguillo con una disposición simétrica. El final del último latiguillo desembocaba de nuevo en la cubeta de aceite, donde se encon-

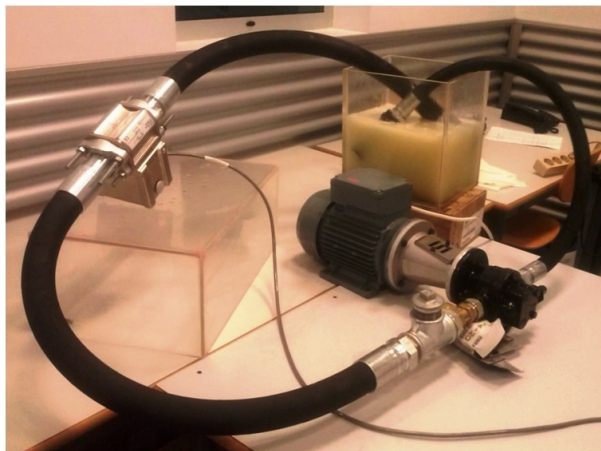


Figura 5.7: Banco de ensayos del sensor MetalSCAN.

traba sumergido el filtro de aspiración. Mediante un cable Ethernet se recogieron los resultados en un PC.

Una vez diseñado e implementado el banco de ensayos se procedió a definir el plan de ensayos. Debido al carácter binario del sensor, donde ofrece conteo de partículas por encima de un cierto tamaño de partículas, se valoró la opción de estudiar el comportamiento frente a diferentes supuestos. Para cada uno de los materiales, se establecieron dos tasas de adición correspondientes a diferentes supuestos de desgaste incipiente y severo, y se realizaron ensayos de adición durante un período controlado de tiempo. En la Tabla 5.5 se pueden observar los diferentes ensayos propuestos.

Por otro lado, se planificó el desarrollo del experimento relacionado con el sensor Gill. El diseño del banco de ensayos trató de recrear de una manera simple la turbulencia a la que se encontraría el fluido lubricante dentro de un cárter de un sistema mecánico, ya que el sensor se encontraría dispuesto en un ambiente similar. Para ello, se diseñó un sistema de vaso abierto, el cual consistió en usar un recipiente de vidrio, que se llenó de aceite lubricante y donde se suspendieron en el interior del fluido tanto el sensor como un agitador comercial por medio de sendos brazos de sujeción. Se utilizó un recipiente para contener un volumen equivalente a 2 litros de aceite, al cual se mantuvo con una turbulencia constante. El banco de pruebas implementado se muestra en la Figura 5.8.

El plan de ensayos incluyó todas las partículas especificadas anteriormente. Las pruebas se realizaron en dos fases, primero se realizó la caracterización de la respuesta del sensor con su límite de sensibilidad, grado de interferencia, y

N° experimento	Material	Cantidad Partículas
1	-	0
2	Hierro	1
3	Hierro	Pruebas de respuesta
4	Hierro	Desgaste incipiente
5	Hierro	Desgaste severo
6	Cobre	1
7	Cobre	Desgaste incipiente
8	Cobre	Desgaste severo
9	Hierro y Cobre (50%)	Desgaste incipiente
10	Hierro y Cobre (50%)	Desgaste severo

Tabla 5.5: Plan de ensayos del sensor MetalSCAN.



Figura 5.8: Banco de ensayos de caracterización del sensor Gill.

reacción a otros materiales “en vacío”, es decir exponiendo el sensor a material sin entrar en contacto con el aceite; para finalmente realizar una segunda prueba, esta vez tratando de caracterizar el funcionamiento del sensor sumergido en aceite típico de multiplicadoras y emulando condiciones de trabajo normal. Un resumen de este proceso se muestra en la Tabla 5.6.

5.3.2. Resultados experimentales del sensor Metalscan 3115L

Así, se han realizado una serie de pruebas para validar el comportamiento del sensor durante su rango de operación normal. El resultado final de todas las pruebas es la relación de número de partículas detectadas frente al tiempo.

En primer lugar, se han realizado unas pruebas de funcionamiento del sensor. Así, en el primer caso, se muestra la Figura 5.9, que representa el conteo de

N° experimento	Descripción
1	Caracterización del comportamiento en vacío
2	Análisis de interferencia entre canales
3	Reacción con otros materiales
4	Pruebas en aceite
5	Pruebas de sensibilidad variable

Tabla 5.6: Plan de ensayos del sensor Gill.

partículas cuando se produce un trasiego de aceite sin ningún tipo de partícula. En este caso se muestra un período extraído del total de la prueba.

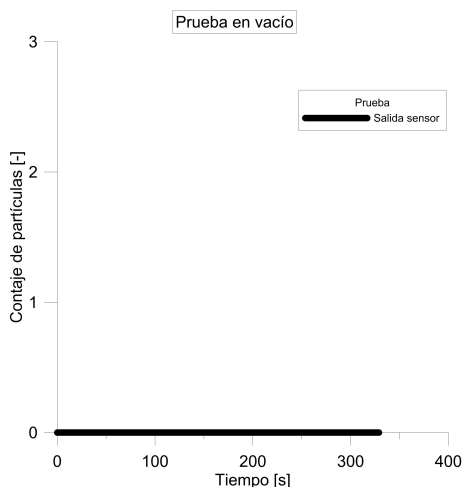


Figura 5.9: Ensayo en vacío del sensor Metalscan 3115L.

Los resultados señalan un comportamiento correcto del sensor frente a esta situación. A continuación, se ha realizado la comparación en el contaje de partículas tanto para hierro como para cobre al introducir una sola una partícula en el sistema, mostrado en la Figura 5.10.

Tal y como se puede observar, el sensor sólo detecta una partícula en ambos casos, confirmando el resultado esperado. Dado que se inició la medida al añadir la partícula, la diferencia entre ambos casos puede ser debida a la diferencia de tamaño entre partículas de hierro y cobre utilizadas, lo que implica un aumento de velocidad de la partícula y su detección más temprana. A continuación, se ha procedido con un estudio de sensibilidad, donde se han añadido partículas

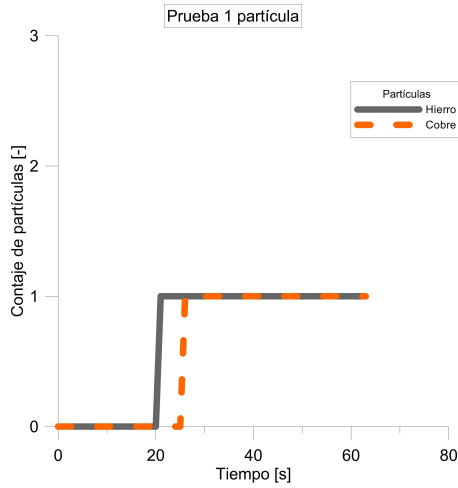


Figura 5.10: Ensayo correspondiente a una partícula en el sensor Metalscan 3115L.

de hierro a unas determinadas tasas de adición y se ha medido la respuesta del sensor. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 5.11.

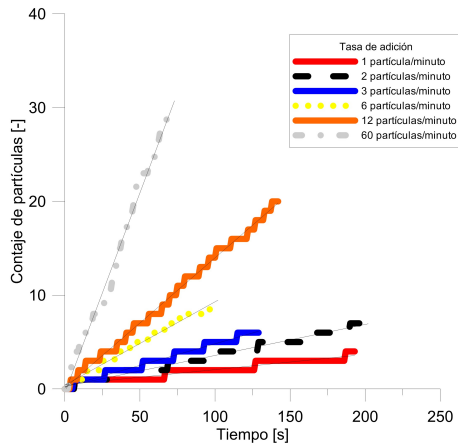


Figura 5.11: Resultados de la prueba de sensibilidad del sensor Metalscan 3115L.

Los resultados obtenidos han mostrado unas tendencias de contaje, presentadas en la Tabla 5.7.

Los resultados de la prueba señalan, que conforme se aumenta la tasa de contaje se observa una desviación de los resultados experimentales frente a los teóricos. Una posible explicación para esta desviación se debe a que debido a la velo-

Tasa de desgaste teórica [partículas/minuto]	Tasa de desgaste experimental [partículas/minuto]
1	0,97
2	1,97
3	2,76
6	5,33
12	8,34
60	25,61

Tabla 5.7: Resultados de las tasas de contaje en la prueba de sensibilidad.

idad de adición de partículas, es posible que el sensor no sea capaz de detectar el paso de todas las partículas a una velocidad demasiado alta.

A continuación, se han realizado las pruebas correspondientes a situaciones de desgaste. En primer lugar, se han obtenido los resultados con la adición de hierro únicamente, mostrado en la Figura 5.12.

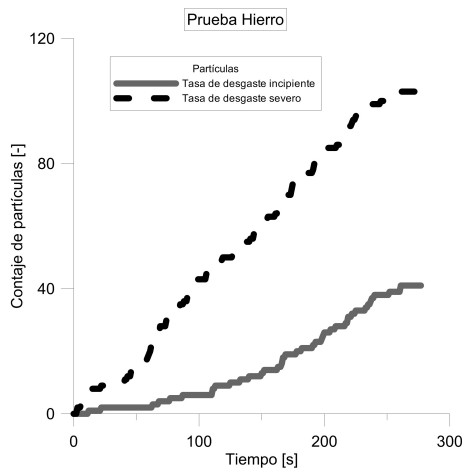


Figura 5.12: Resultados de la prueba de contaje de hierro con el sensor Metalscan 3115L.

Basándose en resultados de las tendencias observadas, se procede a calcular las tasas de concentración de partículas en cada caso de los realizados. En el caso del desgaste incipiente, se han obtenido unas 40 partículas para aproximadamente 300 segundos. Conociendo el mínimo diámetro equivalente de una partícula y la densidad del hierro, se puede obtener la tasa de partículas de desgaste incipiente de hierro que resulta es de 24 mg/hora. En el caso de desgaste severo, con

110 partículas para aproximadamente 300 segundos. De igual manera, la tasa de partículas de desgaste severo de hierro que resulta es de 66 mg/hora.

Así, teóricamente en esta prueba, el desgaste severo fue definido con 2,67 veces más partículas que el desgaste incipiente. Y en la práctica, el sensor ha contado 3,09 veces más de partículas en el caso severo que en el incipiente, a partir de la división de las pendientes para el desgaste severo (0,3915) y la pendiente del desgaste incipiente (0,1266).

Por otro lado, se ha realizado el estudio con cobre, cuyos resultados se muestran en la 5.13.

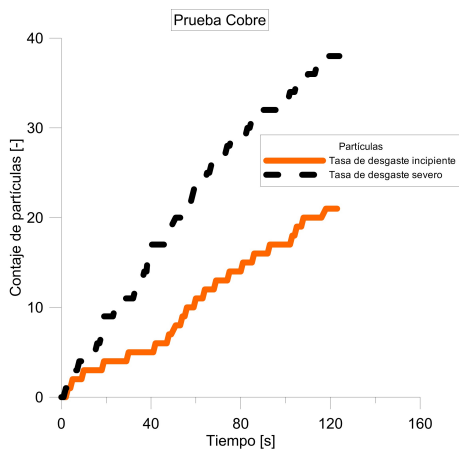


Figura 5.13: Resultados de la prueba de desgaste del cobre en el sensor Metalscan 3115L.

Así, en el caso del desgaste incipiente, se han observado unas 15 partículas para aproximadamente 100 segundos. Conociendo el diámetro equivalente de una partícula y la densidad del cobre, se puede calcular la tasa de partículas de desgaste incipiente de cobre que resulta ser de 365 mg/hora. Por otro lado, el desgaste severo muestra unas 30 partículas para aproximadamente 100 segundos, con una tasa de partículas de desgaste severo de cobre que resulta es de 620 mg/hora. Teóricamente, para el caso del cobre se definió una tasa para el desgaste severo con 1,5 veces más partículas que el desgaste incipiente. En la práctica, el sensor ha detectado 1,69 veces más de partículas en el caso severo que en el incipiente, calculado a partir de las pendientes, dividiendo la pendiente para el desgaste severo (0,1699) entre la pendiente del desgaste incipiente (0,1006).

Por último, se han analizado los resultados de una combinación de partículas de hierro y cobre, intentando simular el comportamiento real del sensor. Los

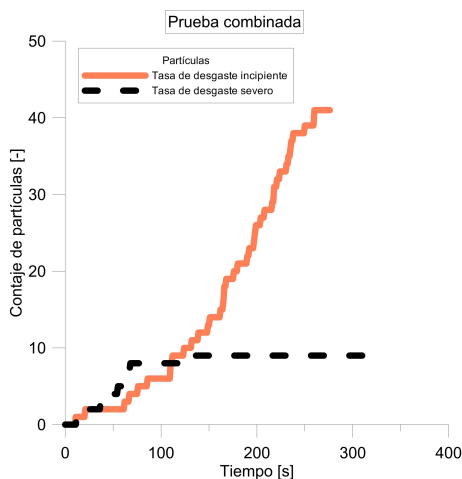


Figura 5.14: Resultados de la prueba de desgaste de cobre-hierro en el sensor Metalscan 3115L.

resultados obtenidos se muestran en la Figura 5.14. En este último caso, ha sido observado un comportamiento no esperado. En el caso del desgaste severo se ha observado una anomalía en la medida, ya que la gran cantidad de partículas añadidas al mismo tiempo ha activado el algoritmo de falso positivo del sensor, y mantiene el valor de contaje de partículas independientemente de las partículas trasegadas.

El resumen de los resultados obtenidos se muestra en la Tabla 5.8.

Material	Cantidad Partículas	Ratio teórico (n° part.)	Ratio experimental (n° part.)	Tasa contaje [Partículas/litro]	mg/hora
Hierro	Desgaste incipiente	2,67	3,09	0,2	24
Hierro	Desgaste severo			0,55	66
Cobre	Desgaste incipiente	1,5	1,69	0,15	365
Cobre	Desgaste severo			0,26	620

Tabla 5.8: Resumen de resultados del sensor MetalSCAN 3115L.

5.3.3. Resultados experimentales del sensor Gill Oil Condition Monitoring Sensor

Otra de las pruebas realizadas fue sobre el sensor Oil Condition Monitoring de Gill Sensors. Se ha establecido un plan de ensayos definido previamente, donde en primer lugar se ha realizado una prueba en vacío para validar el comportamiento del sensor, donde se han medido diferentes masas y su respuesta para cada uno de los canales. Los resultados obtenidos en esta prueba se muestran en la Figura 5.15 y en la Figura 5.16.

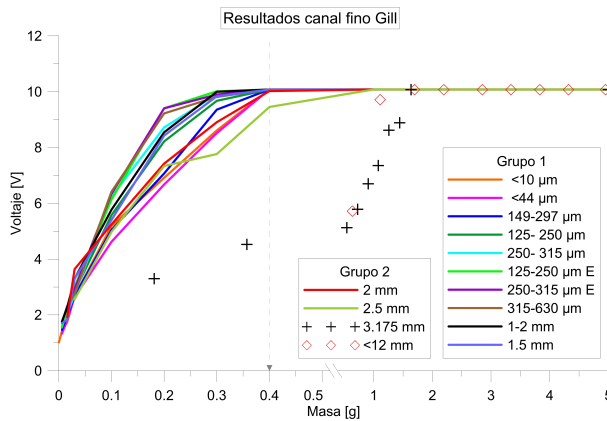


Figura 5.15: Resultados del canal fino en la prueba en vacío del sensor GILL.

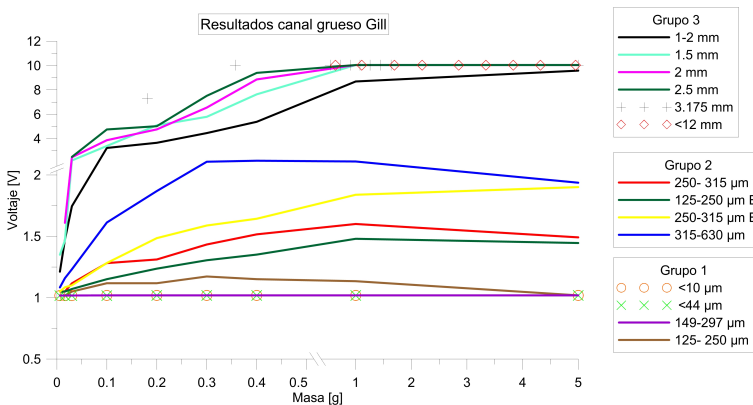


Figura 5.16: Resultados del canal grueso en la prueba en vacío del sensor GILL.

Como se puede observar, el canal fino presenta un comportamiento correcto para las tipologías menores de 2 milímetros, donde se muestra una tendencia

lineal hasta el límite de saturación establecido. Por otro lado, las partículas mayores, conforme va aumentando el tamaño de la tipología se necesita mayor masa para llegar a saturar el canal fino. También se ha realizado un análisis de estos datos comparando según el diámetro medio de las partículas medidas, mostrado en la Figura 5.17 y en la Figura 5.18.

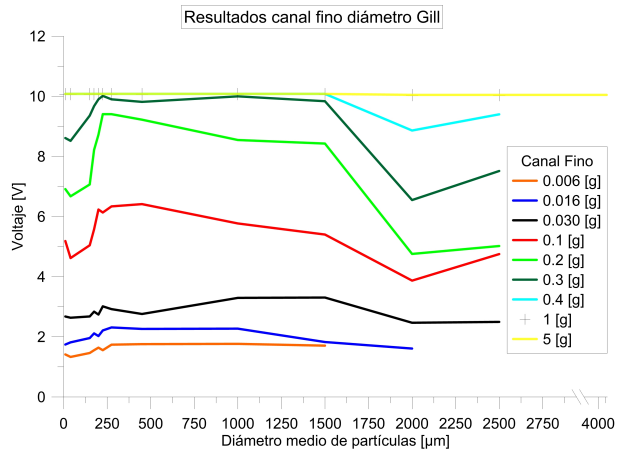


Figura 5.17: Resultados del canal fino de la prueba en vacío según el diámetro para el sensor GILL.

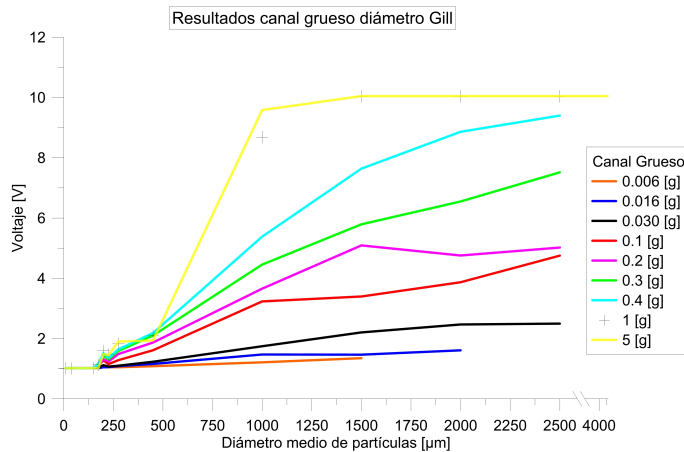


Figura 5.18: Resultados del canal grueso de la prueba en vacío según el diámetro para el sensor GILL.

Como se puede observar, el comportamiento de los canales es proporcional a la masa medida en todos los casos independientemente del diámetro medio esco-

gado. Además, el comportamiento es completamente independiente hasta los 200 μm , donde el canal fino reacciona y el grueso no. A partir de este momento los canales evolucionan de diferente manera. Viendo estos resultados, se ha procedido a realizar un análisis de los datos para validar posibles interferencias entre los canales. La prueba realizada se muestra en la Figura 5.19.

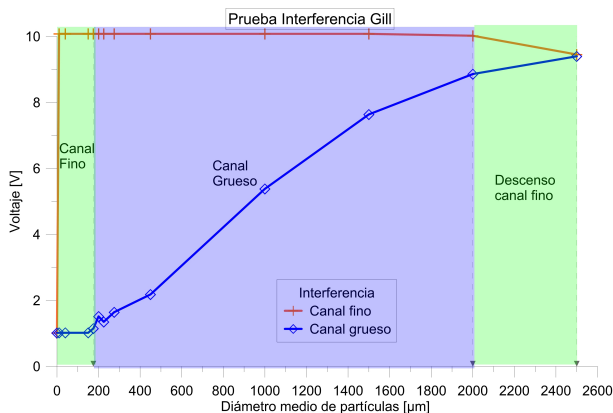


Figura 5.19: Prueba de interferencia del sensor GILL.

Tal y como se ha observado anteriormente, se presentan claramente tres zonas de funcionamiento del sensor. La primera zona, hasta 200 μm , es una zona donde el sensor solo responde en el canal fino. A continuación comienza a dar señal el canal grueso hasta alrededor de 2000 μm , donde a partir de este valor el canal fino desciende mientras que el grueso tiende a la saturación.

A continuación, se ha realizado una prueba de comprobación de sensibilidad a otros materiales presentes en el aceite. Para ello, se han acercado diferentes masas de partículas de cobre al sensor, ya que no se pueden adherir al componente magnético del sensor. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 5.20.

Los resultados confirman que el sensor es capaz de detectar también el cobre y discriminar entre tamaños. Sin embargo, debido a que no es un material magnético, tan sólo sería posible detectarlo si la partícula se deposita por gravedad en el sensor, un supuesto poco probable.

Una vez realizadas todas estas pruebas, se ha procedido a realizar las pruebas en aceite. En primer lugar, se realizó una batería de pruebas de adición continua de la misma tipología de partículas, referenciadas en la Tabla 5.9. Para cada prueba se definieron 15 pasos de adición de la masa cada 5 minutos.

Como ejemplo, se muestra un resultado obtenido en una de las pruebas (la Prueba 8) en la Figura 5.21.

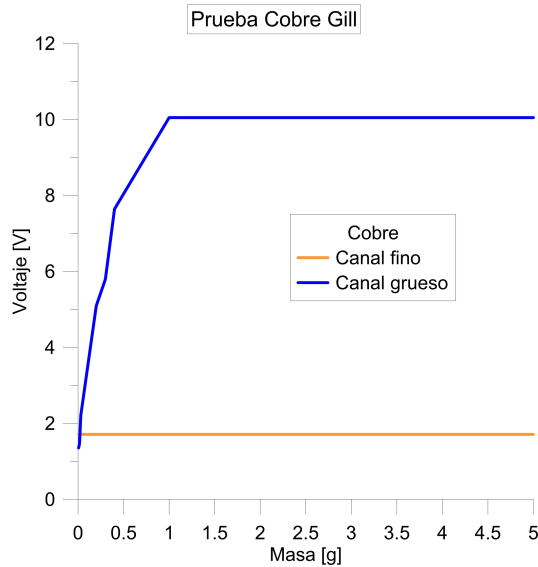


Figura 5.20: Resultados de la prueba con cobre del sensor GILL.

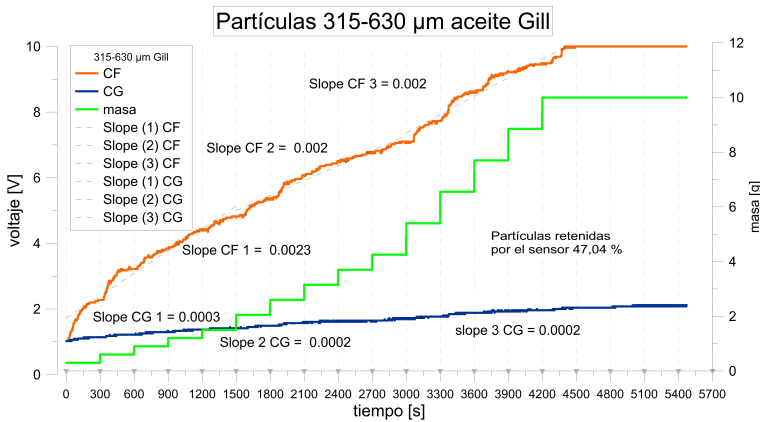


Figura 5.21: Resultados de la prueba 8 en aceite del sensor GILL.

Una vez realizadas todas las pruebas, los resultados obtenidos para cada canal se muestran en la Figura 5.22 y en la Figura 5.23.

Como se puede apreciar en los resultados del canal fino, los resultados se agrupan en dos categorías. Existe un rango de tamaños de partículas pequeñas donde se agrupan un gran número de resultados, de la misma manera que en los resultados en vacío. A continuación, conforme aumenta el tamaño, desciende la

Prueba		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Paso	masa (gramos)	<10 μm	<44 μm	149-297 μm	125-250 μm	250-315 μm	125-250 μmE	250-315 μmE	315-630 μm	1-2 mm
1	1,5	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
2		0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
3		0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
4		0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
5		0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
6	2,75	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
7		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
8		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
9		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
10		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
11	5,75	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
12		1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
13		1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
14		1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
15		1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15

Tabla 5.9: Esquema de las pruebas con aceite realizadas para el sensor GILL.

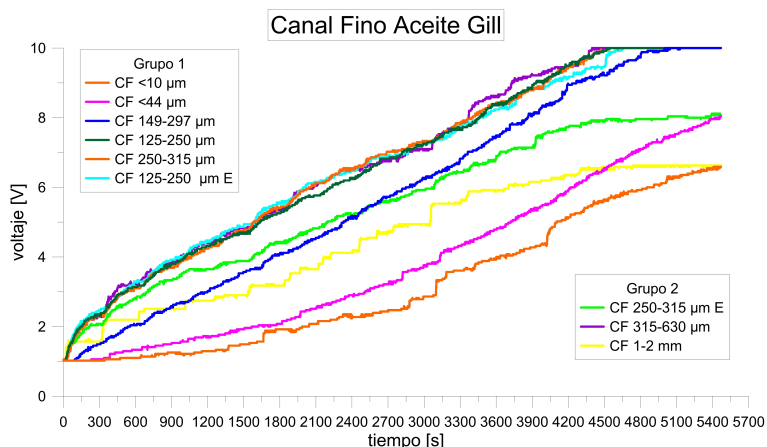


Figura 5.22: Resultados del canal fino en la prueba en aceite del sensor GILL.

tendencia del canal fino. Por otro lado, en el canal grueso se pueden observar la agrupación en tres grupos, confirmando el resultado de la prueba en vacío.

Otro valor estudiado durante la prueba fue la tasa de recogida del sensor para cada prueba, mostrada en la Tabla 5.10.

Los resultados señalan una tasa de recogida de aproximadamente un 50% para la mayoría de tamaños estudiados, mientras que a partir de partículas de 1 milímetro la tasa desciende abruptamente, debido a la facilidad de estas partículas para depositarse en el fondo del banco de pruebas.

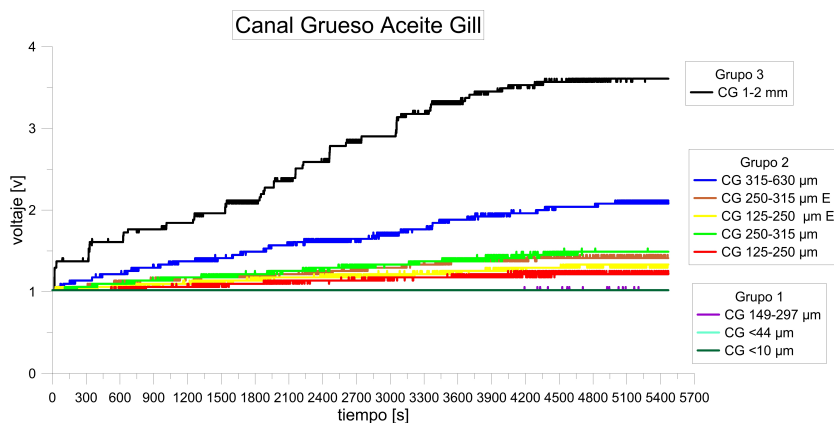


Figura 5.23: Resultados del canal grueso en la prueba en aceite del sensor GILL.

Prueba	Tipología	Masa retenida [g]	% retenido
1	<10 μm	4,162	41,62
2	<44 μm	4,398	43,98
3	149-297 μm	5,289	52,89
4	125-250 μm	4,115	41,15
5	250-315 μm	4,142	41,42
6	125-250 μm E	4,784	47,84
7	250-315 μm E	5,238	52,38
8	315-630 μm	4,704	47,04
9	1-2 mm	2,214	22,14
Promedio			43,38

Tabla 5.10: Resultado de la tasa de recogida de las pruebas en aceite del sensor GILL.

La última prueba ha sido realizada simulando un comportamiento real, donde diferentes cantidades de partículas de diferentes tamaños fueron añadidas para valorar el comportamiento. La definición de las pruebas se muestra en la Tabla 5.11, donde cada paso señala tiempos de 5 minutos entre adiciones.

De la misma manera que en el caso anterior, debido a la gran cantidad de resultados se muestra el resultado de una prueba en la Figura 5.24, y a continuación los resultados para el canal fino y grueso, en la Figura 5.25 y en la Figura 5.26 respectivamente.

Prueba		1	2	3	4	5	6
Paso	Tamaño						
1	<10 μm	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,2
2	<44 μm	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,31
3	149-297 μm	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,48
4	125-250 μm	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,65
5	250-315 μm	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,8
6	125-250 μmE	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,8
7	250-315 μmE	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,9
8	315-630 μm	0,2	0,31	0,48	0,65	0,8	0,9
9	1-2 mm	0	0	0	0,65	0,8	1,5
10	3.175 mm	0	0	0	0	0,8	1,5
11	<12 mm	0	0	0	0	0	1,5

Tabla 5.11: Definición de los ensayos de sensibilidad variable del sensor GILL.

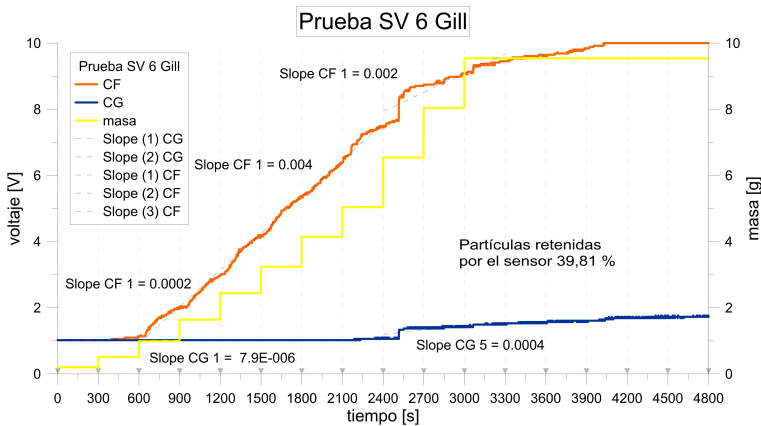


Figura 5.24: Prueba de sensibilidad variable en aceite del sensor GILL.

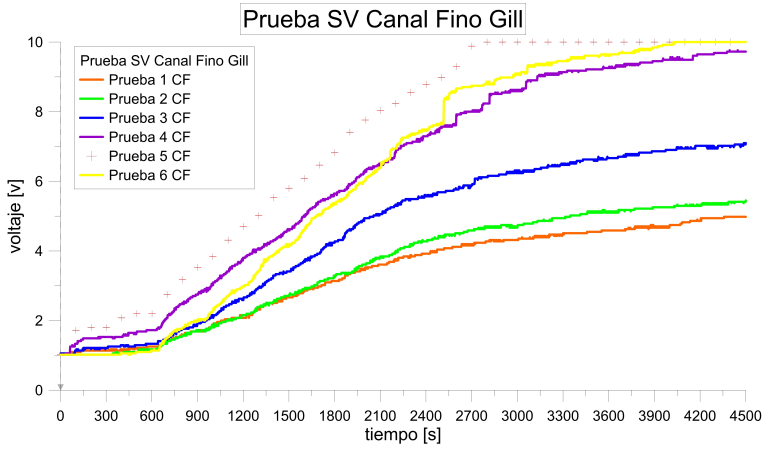


Figura 5.25: Resultados del canal fino en las pruebas de sensibilidad variable del sensor GILL.

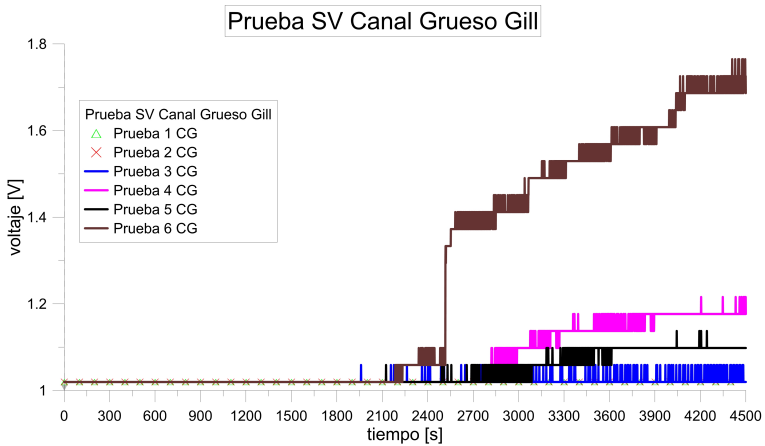


Figura 5.26: Resultados del canal grueso en las pruebas de sensibilidad variable del sensor GILL.

Los resultados presentan ciertas tendencias de interés. La señal de salida del canal fino guarda una relación directamente proporcional a la masa adicionada y retenida por el sensor ya que, en cada una de las pruebas, su señal aumenta. Durante el desarrollo de las pruebas, se pueden observar variaciones en la pendiente dependiendo de la tipología de partículas. En la señal del canal grueso se detectan variaciones en las partes finales del ciclo, correspondientes con la adición de tipologías de gran tamaño.

Respecto a la tasa de recogida, los resultados se muestran en la Tabla 5.12.

Test	Masa [g]	% retenido
Prueba 1	1,125	11,79
Prueba 2	1,657	17,37
Prueba 3	2,378	24,93
Prueba 4	3,241	33,97
Prueba 5	3,405	35,69
Prueba 6	3,798	39,81
Promedio		27,26

Tabla 5.12: Resultados de la tasa de recogida del sensor GILL en las pruebas de sensibilidad variable.

Como se puede observar, la tasa de adición aumenta mientras más cantidad de masa y tipologías se involucran en las pruebas, correspondiente con el resto de resultados obtenidos anteriormente.

Referencias

- [1] BAIR, S. y W. WINER. «The High Pressure High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants». *Journal of Tribology* 114 (1992).
- [2] SELBY, T. W. «The Expanding Dimensions of High Shear Rate Viscometry». *SAE Technical Paper* 2008-01-1621 (2008).
- [3] ASTM INTERNATIONAL. *ASTM D6278: Standard Test Method for Shear Stability of Polymer Containing Fluids Using a European Diesel Injector Apparatus*. West Conshohocken, PA, 2012.
- [4] CUI, J., S. OBEROI, S. BRIGGS, I. GOLDMINTS y D. BAXTER. «Measuring Fuel Efficiency in Various Driving Cycles: How to Get Maximum Fuel Economy Improvement from the Lubricant». *SAE Technical Paper* 2015-01-2042 (2015).

Capítulo 6

Prueba de campo de aceites de baja viscosidad en MCIA

6.1. Introducción

En este capítulo se van a presentar los resultados obtenidos en la prueba de campo destinada a valorar la aplicación de aceites lubricantes de baja viscosidad en MCIA, una prueba de larga duración que ha ocupado cerca de dos años de investigación y ha representado más de dos millones de kilómetros de funcionamiento de estos aceites. En primer lugar, se van a definir de manera concisa los parámetros críticos de la prueba, así como las técnicas analíticas a aplicar. A continuación, se van a presentar los datos y se va a realizar un detallado análisis de los resultados obtenidos.

6.2. Definición de los ensayos de campo en flota de autobuses

Para validar en condiciones realistas todas las hipótesis desarrolladas en la Tesis, se adoptó la decisión de realizar un ensayo de campo donde primaron una serie de conceptos:

- **Comparación:** Se decidió realizar un ensayo de comparación donde se estudiara el comportamiento relativo de los aceites de baja viscosidad frente a aceites recomendados para uso habitual para el motor escogido en cuestión.

- **Variación:** Se decidió utilizar diferentes modelos de motor para poder ampliar el campo de validez de los resultados obtenidos, así como diferentes tecnologías de funcionamiento: motores diesel y de gas natural comprimido.
- **Repetitividad:** Se escogió un período de tiempo de ensayo de gran duración, intentando contener un año natural para poder minimizar el impacto de las condiciones ambientales en el ensayo. Además, para evitar posibles efectos memoria en los motores, se realizaron dos cambios de aceite para poder estudiar posibles variaciones intraprueba.
- **Significación:** Los ensayos de campo requieren de muchos datos para poder dar significación estadística a los resultados. La opción que se escogió para cumplir este criterio fue el de utilizar muchos motores de cada tipo, para poder recuperar el máximo de datos posibles y mantener la ventana de tiempo lo más invariable posible.
- **Precisión:** Se realizaron muestreos y análisis cada pocos kilómetros para poder detectar tendencias de manera temprana y al mismo tiempo detectar comportamientos específicos durante el período de vida del aceite.

Para ello, se estudiaron diferentes opciones para poder realizar esta prueba de acuerdo a los criterios establecidos. Finalmente, se escogió la sinergia con una flota de autobuses de transporte urbano. Los autobuses urbanos presentan características muy adecuadas para el desarrollo de esta prueba, ya que los trayectos realizados diariamente son iguales, y el ciclo de funcionamiento del motor es bastante repetitivo (conocido como ciclo del trapecio [1]). Evidentemente, existen un gran número de variables que pueden afectar al consumo durante el servicio real que son cuantificables pero difícilmente evaluables: las condiciones ambientales (presión atmosférica, tiempo, estación del año), las condiciones de la ruta (pendiente, velocidad media, etc.), y las variables específicas del servicio de los autobuses (tráfico urbano, número de pasajeros, peso del vehículo, resistencia a la rodadura, tipo de motor, etc.). Por ello, se consideró crucial llevar a cabo un período largo de pruebas con el fin de establecer un experimento estadísticamente significativo.

Así, se estableció el fundamento de este estudio: una prueba de larga duración en la que se comparó el comportamiento del aceite y la influencia en el desgaste de un grupo de autobuses de control usando aceites comerciales de grado SAE estándar, con un grupo de autobuses equivalentes utilizando un aceite de tipo LVO. Paralelamente a este estudio, se realizó uno de evaluación del consumo de combustible [2].

También cumpliendo con otro de los criterios definidos y así aumentar la población y significación de los resultados obtenidos de la prueba planteada y obtener una muestra representativa se escogieron tres modelos diferentes de autobús, con diferentes tecnologías de motorización: diesel y gas natural comprimido (GNC), y de estándares de emisiones. En la Tabla 6.1, se encuentran los datos principales de cada uno de los autobuses.

Modelo	Diesel I	Diesel II	Gas I	Modelo	Diesel I	Diesel II	Gas I
Nivel de emisiones	Euro IV	Euro V	EEV	Combustible	Biodiesel 10%	Biodiesel 10%	Gas natural
Año compra	2008	2010	2007	Volumen cárter [l]	31	29	33
Longitud/anchura/altura [m]	17,94/2,55/3	11,95/2,55/3	12/2,5/ 3,3	Presión media efectiva [bar]	16,8 @ 1000 rpm	19,55 @ 1000 rpm	9,24 @ 1000 rpm
Peso vehículo [Tm]	17,5,	12,7	12,1	Carga térmica [W/mm ²]	2,85	3,97	2,33
Capacidad de pasajeros sentados/pie	45/95	25/60	30/63	Sobre-alimentado	Turbo + Intercooler	Turbo + Intercooler	Turbo + Intercooler
Cilindrada total [c.c.]	11967	7200	11967	EGR [-]	NO	NO	NO
Certificación emisiones	EURO IV	EURO V	EEV	Configuración del árbol de levas	OHV	OHV	OHV
Número de cilindros	6	6	6		Roller follower	Cam follower	Cam follower
Potencia máxima [kW]	220 @ 2200 rpm	210 @ 2200 rpm	180 @ 2200 rpm	Autobuses referencia	5	5	10
Par máximo [Nm]	1600 @ 1100 rpm	1100 @ 1100 rpm	880 @ 1000 rpm	Autobuses candidatos	4	5	10

Tabla 6.1: Descripción de los modelos de autobuses utilizados en la prueba.

Sin embargo, debido a la elección de estos motores y las especificaciones de aceites demandadas por el propio fabricante, relacionadas con el contenido de cenizas sulfatadas, se propuso realizar una doble combinación de aceites referencia y candidatos. Los aceites utilizados en la prueba presentaron las características mostradas en la Tabla 6.2.

A continuación, se evaluó la cantidad necesaria de autobuses para poder asegurar un grado de significación suficiente, y al mismo, adaptarse a la fuerza de trabajo disponible y a la flota de autobuses existente. Así, se decidió que el control de 40 autobuses con dos motorizaciones era una cantidad suficiente para la prueba. Sin embargo, estudiando las posibles combinaciones de autobuses de la flota que pudieran aportarse, tan solo fue posible aportar 39 autobuses, dispuestos de la manera que se muestra en la Tabla 6.3.

	Aceite A	Aceite B	Aceite C	Aceite D
Tipo	Aceite Diesel I referencia	Aceite Diesel II/Gas I referencia	Aceite Diesel I/II candidato LVO	Aceite Gas I candidato LVO
Grado SAE	15W40	10W40	5W30	5W30
Densidad @15°C [g/cm ³]	0,887	0,859	0,861	0,855
Viscosidad @40°C [cSt]	108	96	71	68
Viscosidad @100°C [cSt]	14,5	13,4	12,1	11,7
Índice de viscosidad [-]	>141	>145	>158	>169
Viscosidad HTHS @150°C [mPa·s]	4,082	3,853	3,594	3,577
TBN [mgKOH/g]	10	10	16	10
TAN [mgKOH/g]	2,5	2,7	2,1	2,1
Oxidación por FT-IR [Abs/cm ⁻¹]	7,73	8,12	8,23	12,66
Nitración por FT-IR [Abs/cm ⁻¹]	4,34	7,42	7,94	6,66
Calcio [ppm]	3350	1980	5200	2800
Boro [ppm]	4,5	195	300	6
Zinc [ppm]	1530	960	1340	930
Fósforo [ppm]	1200	730	1160	800
Magnesio [ppm]	15	700	30	80
Molibdeno [ppm]	-	50	-	-
Grupo API Base del aceite	G-I	G-III	G-III + G-IV	G-III + G-IV
Secuencia ACEA del aceite	E7/E5	E6/E4	E7/E4	E6/E7/E9

Tabla 6.2: Características de los aceites lubricantes de MClA utilizados en la prueba.

Modelo bus	Número de autobuses	Aceite candidato (Número de buses equipados)	Aceite referencia (Número de buses equipados)
Diesel I	9	C (4)	A (5)
Diesel II	10	C (5)	B (4)
Gas I	20	D (10)	B (10)

Tabla 6.3: Distribución de los autobuses en la prueba.

Estos autobuses fueron recolocados en las mismas líneas de trabajo para asegurar al máximo el mismo comportamiento del motor, para todos los implicados en el mismo modelo.

Un punto importante a controlar por parte de la prueba dentro del comportamiento del aceite fue también el consumo de aceite por parte de los autobuses, ya que no se conocía el efecto del aceite sobre el consumo. Así, se solicitó la monito-

rización de los rellenos de aceite dentro de la prueba para la flota de autobuses, así como los consumos de aceite históricos de estos autobuses involucrados.

Por último, se trató de determinar el grado de precisión de los resultados de comportamiento del aceite. Así, se estableció un minucioso plan de muestreo y análisis de los aceites implicados en la prueba.

En primer lugar, se estableció un punto de muestreo cada 3000 kilómetros desde el momento del cambio de aceite, establecido por parte de la flota cada 30000 km. Así, se obtendrían un total de 10 muestras de aceite por vehículo y período de cambio. Así, se realizó un seguimiento semanal del kilometraje real de los autobuses y fecha estimada del cambio de aceite. Como la mayoría de las veces la muestra no se podría tomar el día exacto de los 3000 km, el valor del kilometraje se calculó a partir del último valor registrado de kilometraje y el promedio de consumo del autobús.

Para la toma de muestras se realizaron muestreos semanales nocturnos en las cocheras de la flota de autobuses, ya que es el único momento disponible para su muestreo. Un ejemplo de este muestreo se muestra en la Figura 6.1.



Figura 6.1: Procedimiento de muestreo nocturno de la flota.

Para la extracción de la muestra se estudió un procedimiento de buenas prácticas en el muestreo de aceite. Así, se optó por el método de extracción por vacío, que requiere de una bomba de vacío y una manguera, ya que los autobuses de la flota no están equipados con válvulas para tomar muestras.

En primer lugar, se procedía a arrancar el motor y dejarlo durante un período de tiempo prudencial para asegurar la homogeneidad del cárter de aceite. A

continuación, se apagaba el motor, se medía el tubo nuevo a lo largo de la varilla indicadora de nivel, y se cortaba a la medida. Después este tubo se insertaba por la cabeza de la bomba de vacío y se apretaba la tuerca de retención. A continuación, se conectaba una nueva botella de muestreo a la bomba de vacío y se introducía el extremo del tubo en el cárter de aceite. Se realizaba el muestreo, siempre dejando un volumen para poder realizar una agitación en el laboratorio. Por último, se etiquetaba la muestra y se desechaba el tubo utilizado, por riesgo de contaminación cruzada.

Así, una vez muestreado correctamente el motor, la muestra era analizada. Con un objetivo de disminuir la carga de trabajo y de validar configuraciones de las técnicas, las muestras fueron alternativamente analizadas en el laboratorio del DMMT, y en un laboratorio externo del suministrador de aceite.

Por otro lado, ninguno de los dos laboratorios disponía de viscosímetro HTHS para esta prueba, por lo que se solicitó la colaboración con un productor de lubricantes cercano a la Universitat Politècnica de València para realizar estos ensayos. Debido al alto coste específico de esta medida, se procedió a diseñar un planeamiento de ensayo reducido de estas muestras, con diferentes autobuses seleccionados.

Así, para cada una de las muestras analizadas en el laboratorio se realizaron los siguientes ensayos mostrados en la Tabla 6.4.

Dentro de esta prueba, se realizó un estudio de aplicación de aceite de diferencial de baja viscosidad en la cadena cinemática de autobuses urbanos. Para ello, en el caso de modelos con Diesel I se equiparon con dos aceites de diferencial diferentes, de acuerdo como se muestra en la Tabla 6.5.

Así, para este modelo se analizaron las muestras al final de la prueba mediante las técnicas analíticas mostradas en la Tabla 6.6.

Estos ensayos se realizaron a modo de comprobación para asegurar el buen funcionamiento del sistema desde el punto de vista de la fiabilidad, pero no se obtuvieron los resultados suficientes como para mostrar tendencias diferentes entre tipologías de aceites. Así, los resultados obtenidos no se muestran en esta Tesis.

6.3. Resultados de la prueba

Así, se han obtenido una gran cantidad de datos de diferentes resultados de las pruebas de comportamiento de estos aceites. Debido a este hecho, en este apartado tan solo se van a mostrar los resultados más significativos, junto con sus tendencias asociadas. Otro detalle importante a señalar es la reducción de la cantidad de puntos mostrada en las gráficas, para simplificar la representación.

Parámetro	Técnica/Equipo	Norma
Viscosidad cinemática @40°C & @100°C	Viscosímetro capilar / Cannon SimpleVis+	ASTM D-445
Viscosidad dinámica HTHS	Viscosímetro HTHS CANNON Series II	ASTM D-5481
Número RUL	RULER CE320 / RULER View	ASTM D-7590
TAN	Valorador potenciométrico automático Thermo ORION 950 / Metrohm Titrotherm 856	ASTM D-664
TBN		ASTM D-2896
Oxidación	Espectrómetro FT-IR A2 Technologies IPAL	CMT-0080-11
Nitración		CMT-0081-11
Aditivos amínicos		CMT-0124-12
Aditivos antidesgaste		CMT-0120-12
Materia carbonosa		ASTM E-2412
Contenido de Agua	Titulador Karl-Fischer GrScientific Aquamax	ASTM D-6304
Metales desgaste y aditivación	Espectrómetro ICP-OES Thermo iCAP 7400	ASTM D-5185

Tabla 6.4: Técnicas analíticas de aceites de MCI A utilizadas para el análisis de las muestras obtenidas.

	Aceite DA	Aceite DB
Tipo	Aceite diferencial Diesel I referencia	Aceite diferencial Diesel I candidato
Grado SAE	80W90	75W90
Densidad@15°C [g/cm ³]	0,901	0,871
Viscosidad@40°C [cSt]	135	102
Viscosidad@100°C [cSt]	14,25	15
Índice de viscosidad [-]	102	154
Secuencia API del aceite	GL-5/MT-1	GL-4/GL-5/MT-1

Tabla 6.5: Características de los aceites lubricantes de diferencial utilizados en la prueba.

Así, se ha decidido dividir los resultados en diferentes grupos, de acuerdo a las causalidades del aceite lubricante. En primer lugar se van a exponer los resultados relacionados con el desgaste del MCI A, principal posible agente afectado por el uso de aceites de baja viscosidad. También se ha incluido en un apartado el análisis de la viscosidad dinámica HTHS, debido al interés de valorar su influencia en el fenómeno del desgaste y su posible efecto sobre el ahorro de combustible.

Parámetro	Técnica/Equipo	Norma
Viscosidad cinemática @40°C & @100°C	Viscosímetro capilar / Cannon SimpleVis+	ASTM D-445
Metales desgaste y aditivación	Espectrómetro ICP-OES Thermo iCAP 7400	ASTM D-5185

Tabla 6.6: Tabla de ensayos realizados para las muestras obtenidas de aceites de diferencial.

A continuación, se presentan también los resultados correspondientes a los fenómenos de degradación y contaminación de los aceites, evaluando una gran variedad de parámetros definidos previamente. Paralelamente, se ha realizado un pequeño estudio de correlación de la medida de presencia de aditivos mediante diferentes técnicas, la voltamperometría de barrido RULER y la espectrometría FT-IR.

Para cada uno de los resultados mostrados, se ha realizado una clasificación por categorías según el tándem aceite y tipología de MCIA, ya que sin estas distinciones es mucho más complicado realizar análisis de los resultados.

También, como complemento a todos los ensayos de estado del aceite, se presenta un estudio del consumo de aceite por parte de los MCIA involucrados durante la prueba, con el objetivo de comprobar y ponderar los resultados de los demás análisis mediante la corrección por relleno de aceite.

6.3.1. Consumo de aceite

Una parte de este estudio incluye la medición del consumo de aceite en MCIA, señalado como un aspecto importante a contabilizar en el uso de aceites de baja viscosidad. Además de su importancia en el balance económico y de mantenimiento debido a los rellenos de aceite, existen estudios que indican que es necesaria una corrección en las tendencias de desgaste debido al efecto de dilución derivada de la adición de aceite nuevo, necesaria como consecuencia de fugas de aceite y el consumo de aceite del MCIA [3]. En este estudio se ha llevado a cabo un enfoque de conservación de la masa. Teniendo en cuenta esta situación, los resultados de desgaste se representan con dos líneas. Por un lado se presentan los datos en bruto (con una línea de puntos) y, por otra parte, la tendencia obtenida aplicando un factor de corrección para tener en cuenta el efecto de dilución del aceite de relleno.

Para el cálculo de este consumo de aceite, se han obtenido datos históricos de cada tipo de motor implicado y se ha obtenido una distribución estadística que sirve como referencia, y durante el desarrollo de la prueba se ha controlado de

forma continua el aceite de relleno durante toda la prueba para cada MCIA. Los resultados obtenidos para cada tecnología de MCIA se presentan en la Figura 6.2.

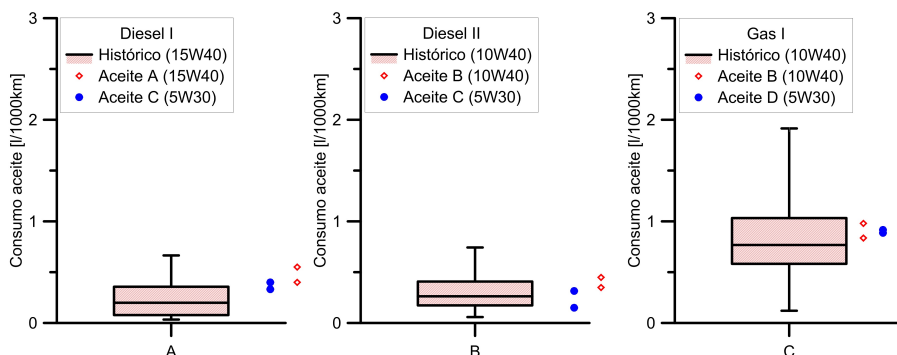


Figura 6.2: Cálculo de los rellenos de aceite para cada tecnología de los MCIA: Diesel I (izquierda), Diesel II (centro) y Gas I (derecha).

Los resultados obtenidos indican que no hay evidencia significativa del aumento de consumo de aceite como consecuencia del uso de aceites de baja viscosidad. Evidentemente, se puede observar las diferencias importantes entre tecnologías de MCIA, con un mayor consumo en los motores Gas I en comparación con ambas tipologías de motores diesel, pero en ningún caso una penalización por el uso de aceites de un grado de viscosidad inferior.

6.3.2. Viscosidad dinámica HTHS

En primer lugar, se han obtenido resultados de la viscosidad dinámica HTHS. En la Figura 6.3 se muestra la viscosidad HTHS de toda la prueba (60000 kilómetros) de acuerdo con cada tipo de motor. En cada figura se muestran los valores y las tendencias para los aceites referencia y de baja viscosidad para cada tipo de MCIA.

En general, los resultados de la viscosidad dinámica HTHS presentan variaciones no significativas a lo largo del período de cambio para los MCIA diesel, con dos tendencias claramente establecidas: el aceite referencia presenta un ligero aumento durante el período de uso, mientras que los aceites candidatos han experimentado una variación insignificante. Esta situación puede estar relacionada con una adecuada formulación del aceite de baja viscosidad para asegurar un buen rendimiento respecto al ahorro de combustible, asegurando una variación mínima de esta viscosidad para prevenir daño al MCIA o reducción del efecto de ahorro de combustible.

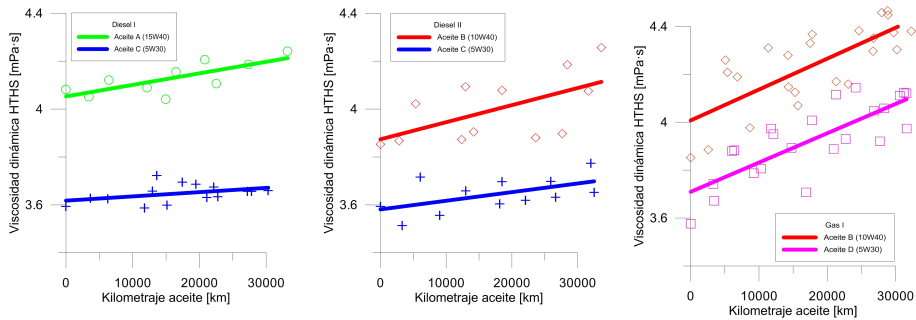


Figura 6.3: Resultados de la viscosidad HTHS para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

En cambio, en la tecnología GNC se observa un leve aumento de valor de la viscosidad HTHS, pero la diferencia entre los aceites se mantiene a lo largo del período de uso. Probablemente, este aumento leve aparece como consecuencia de una mayor sollicitación térmica sufrida por estos aceites, con una mayor oxidación y consiguiente aumento de viscosidad. Por otro lado, el control del salto de viscosidad durante todo el período de uso permite suponer que los efectos de ahorro de combustible derivados de los aceites será el mismo con independencia del momento considerado en el período de vida del aceite.

6.3.3. Resultados de desgaste

A continuación se muestran los resultados de desgaste. Así, la concentración de hierro en el aceite, utilizada como un indicativo general de desgaste del MCIA, ha presentado patrones de comportamiento diferenciados para cada tecnología de MCIA, tal y como se muestra en la Figura 6.4.

Por otro lado, los resultados comparativos con el aceite de baja viscosidad para cada una de las tipologías se muestran en la Figura 6.5. Como puede observarse en los gráficos anteriores, los motores menos solicitados como el Diesel I y el Gas I no han presentado diferencias significativas en la tasa de desgaste de hierro al utilizar aceites de baja viscosidad. Es más, en el caso de motor Gas I de CNG, la tasa de desgaste de hierro se ha reducido mediante el uso de estos aceites, posiblemente asociado a una mayor calidad del aceite de baja viscosidad.

Por otra parte, el caso específico de motores Diesel II ha mostrado tasas de desgaste de hierro sustancialmente más altas, con una tasa superior para los aceites candidatos. La hipótesis más probable para este comportamiento es la combinación de dos fenómenos. En primer lugar, este tipo de MCIA está diseñado con un mayor nivel de sollicitaciones termo-mecánicas, detectado mediante la PME y la

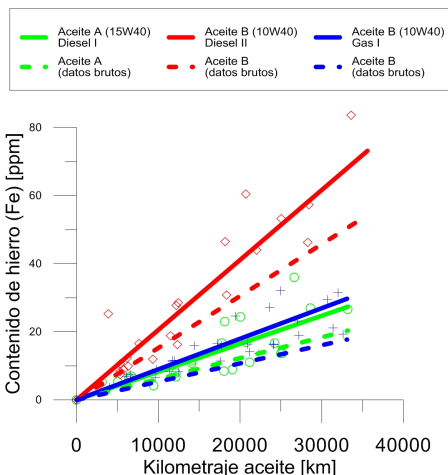


Figura 6.4: Contenido de hierro de los aceites referencia en la prueba.

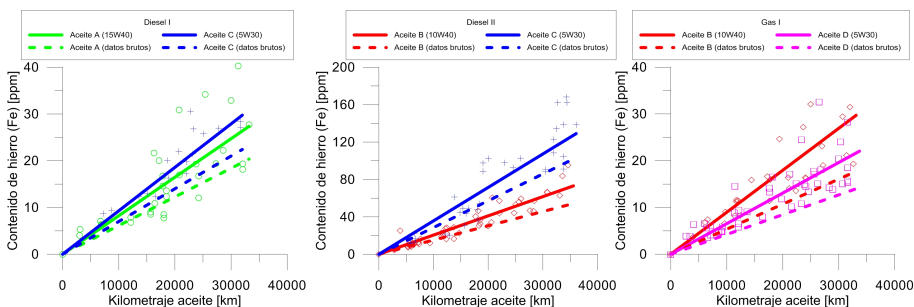


Figura 6.5: Resultados de contenido de hierro en los aceites del MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

carga térmica más altas de los MCIA de la prueba, lo que resulta en un aumento de las exigencias tribológicas en el sistema. Además, la principal diferencia con otros tipos de motores es el sistema de distribución, basado en un sistema OHV (*Over Head Valve*) de acero sin tratamiento térmico, con un sistema seguidor de leva en el que el árbol de levas empuja directamente el empujador de válvula. Esta configuración tribológica puede conducir a una mayor tasa de desgaste en este sistema, ya que está trabajando en el régimen de lubricación más desfavorable.

Otro fenómeno interesante se ha detectado para el caso del plomo en el aceite B. En concreto, se ha observado un aumento exponencial de contenido de plomo a partir de los 20000 km en ambos tipos de motores equipados con este aceite en

la prueba, pero esta situación no ocurre en los aceites candidatos. Las tendencias se muestran en la Figura 6.6.

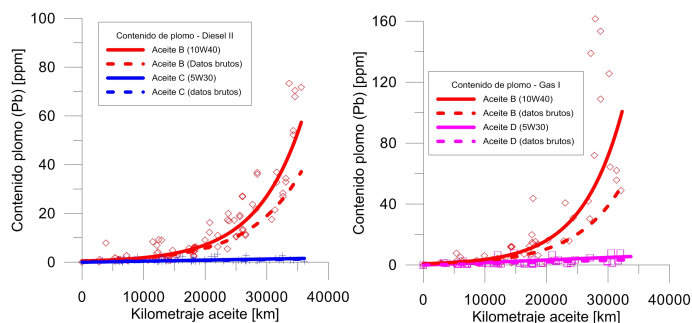


Figura 6.6: Contenido de plomo en el aceite B (10W40) y en el aceite C (5W30) para el MCIA Diesel II (izq.) y contenido de plomo en el aceite B (10W40) y en el aceite D (5W30) para el MCIA Gas I (der.).

La explicación más factible para este hecho podría estar relacionada con el agotamiento de aditivos. Para el aceite B, se ha observado un agotamiento casi total de los aditivos antidesgaste después de 20000 km, observado mediante FT-IR, junto con un posible ataque ácido debido al alto valor de TAN obtenido en este aceite. En el caso de los aceites de baja viscosidad, se ha observado un mayor contenido de aditivos antidesgaste y un mejor control de la acidez del aceite, obteniendo tasas de desgaste muy bajas de plomo.

Otro detalle importante ha sido la detección de patrones de desgaste asociados a la presencia de silicio. Durante la prueba, un mal funcionamiento en el sistema de filtración de aire en algunos vehículos correspondientes a MCIA de Gas I ha producido una entrada de polvo ambiental, y ha resultado en algunas tendencias interesantes asociadas con desgaste abrasivo de tres cuerpos. En la Figura 6.7 se muestran las concentraciones de ciertos metales con respecto al contenido de silicio en la muestra, en donde se puede observar claramente la relación directa entre el contenido de silicio y la presencia de desgaste abrasivo.

Debido a esta situación, se han detectado tendencias de desgaste divergentes entre los vehículos que utilizan el mismo aceite relacionadas con la entrada de silicio, especialmente en el hierro (Fe), aluminio (Al) y el cromo (Cr). Por tanto, estos resultados concretos no se han incluido en el estudio principal de las tendencias de hierro, y tan solo se han estudiado aquellos vehículos que no han sufrido este problema relacionado con filtros de aire.

Por último, en la Tabla 6.7 se muestran resultados significativos de otros metales de desgaste. Los resultados obtenidos para el cobre y el aluminio presentan

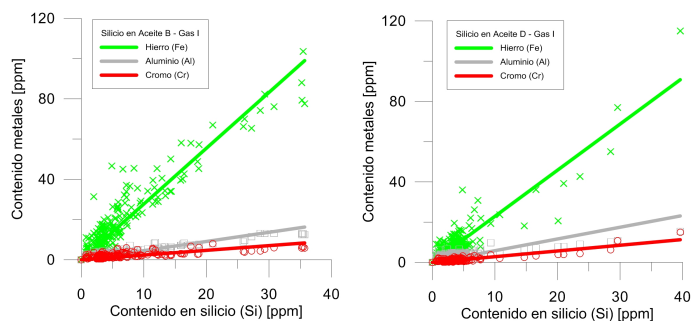


Figura 6.7: Concentración de metales de desgaste en MCIA de Gas I con aceite B (10W40) (izq.) y aceite D (5W30) (der.) frente al contenido de silicio.

las mismas tendencias observadas que en el caso del plomo, excepto en el caso del Aceite B. Por otra parte, las tasas de cromo, presentes en la superficie de los segmentos, han evolucionado de manera similar al hierro, pero en un nivel más bajo como se puede observar.

Aceite	Tipología MCIA	Contenido Al [ppm@30000 km]		Contenido Cu [ppm@30000 km]		Contenido Cr [ppm@30000 km]	
Aceite A (15W40)	Diesel I	3	4	20	20	1	1
Aceite C (5W30)	Diesel I	4	4	7	5	1	1
Aceite B (10W40)	Diesel II	7	7	4	5	3	3
Aceite C (5W30)	Diesel II	4	5	2	2	4	4
Aceite B (10W40)	Gas I	5	6	4	6	4	5
Aceite D (5W30)	Gas I	4	4	2	2	2	2

Tabla 6.7: Evolución de metales de desgaste para cada categoría estudiada.

A continuación, se muestran los resultados de diferentes parámetros del aceite relacionados con la degradación y la contaminación de éste.

6.3.4. Viscosidad cinemática

En primer lugar, se muestran los resultados obtenidos para el total de la prueba de la viscosidad cinemática a 40°C. En la Figura 6.8 se muestran los resultados

para cada tipología de MCIA, mientras que en la Figura 6.9 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

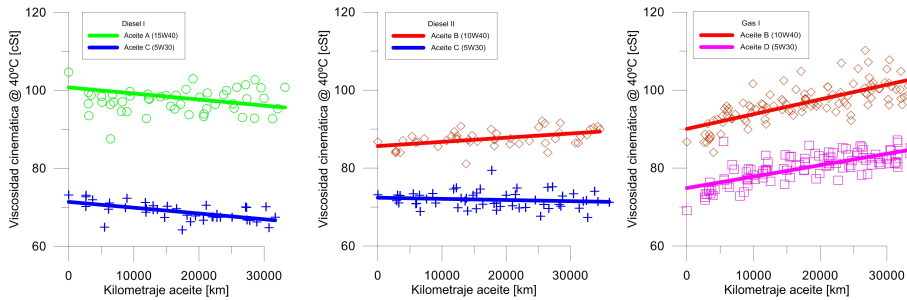


Figura 6.8: Resultados de la viscosidad cinemática a 40°C durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

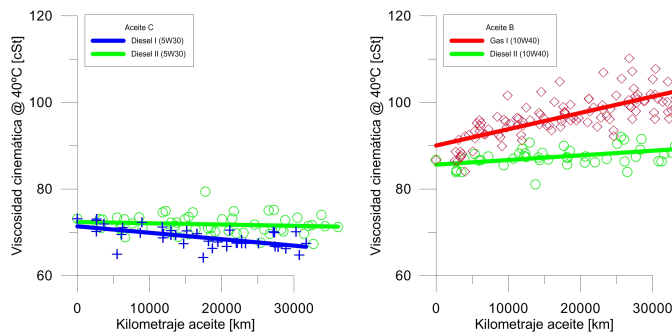


Figura 6.9: Resultados de la viscosidad cinemática a 40°C durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

A continuación, también se muestran los resultados obtenidos de la viscosidad cinemática a 100°C. En la Figura 6.10 se muestran los resultados para cada tipología de MCIA, mientras que en la Figura 6.11 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

El comportamiento de la viscosidad del aceite tiene principalmente dos causas que conducen a respuestas diferentes: la pérdida de comportamiento del aditivo mejorados del índice de viscosidad (VII) debido al esfuerzo de cizallado que conduce a una disminución de la viscosidad, y la oxidación del aceite base que conduce a un aumento de la viscosidad. La prevalencia de un efecto sobre otro define la variación de viscosidad a lo largo del período de uso [4]. Como se puede observar en los resultados, en los MCIA con esfuerzos termo-mecánicos inferiores,

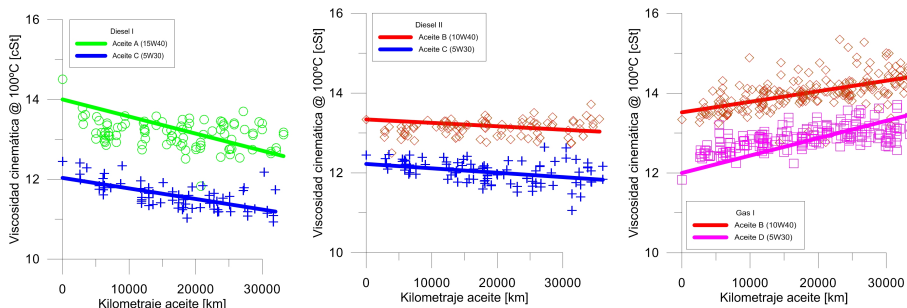


Figura 6.10: Resultados de la viscosidad cinemática a 100°C durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

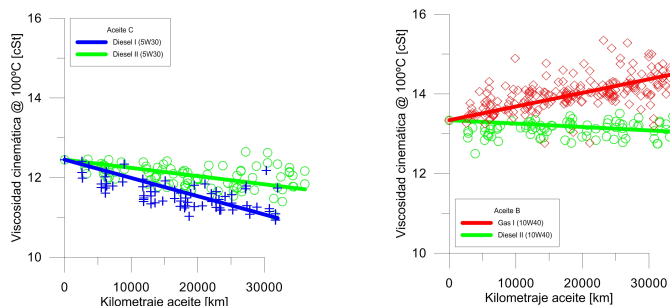


Figura 6.11: Resultados de la viscosidad cinemática a 100°C durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

el efecto del cizallado del aditivo VII promueve una disminución de la viscosidad, mientras que si la sollicitación térmica es más importante, la oxidación del aceite base resulta en un incremento neto de la viscosidad. En los resultados obtenidos, los aceites de Gas I presentan un aumento neto en la viscosidad debido a una mayor exigencia térmica [5], mientras que en las tecnologías de Diesel, el motor Diesel II se encuentra mucho más cargado que el motor Diesel I, como se ha señalado en el parámetro de la carga térmica. Esto explica la tendencia a mantener la viscosidad de los aceites utilizados en el Diesel II, donde ambos efectos se compensan.

6.3.5. Presencia de aditivos antioxidantes (RULER)

El siguiente parámetro estudiado es la medida de presencia de aditivos antioxidantes mediante voltamperometría de barrido (RULER). De la misma manera, en la Figura 6.12 se muestran los resultados para cada tipología de MCIA, mien-

tras que en la Figura 6.13 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

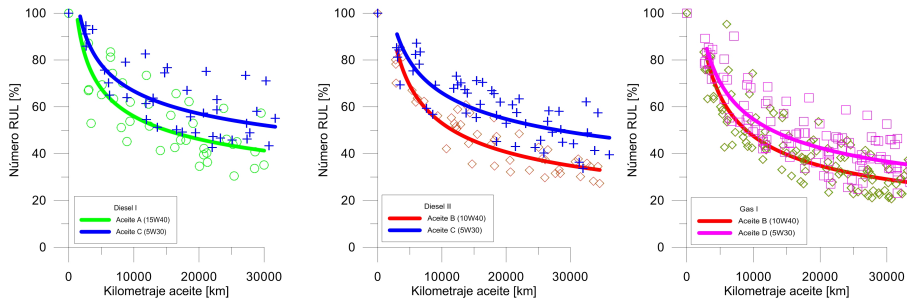


Figura 6.12: Resultados del contenido de aditivos antioxidantes durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

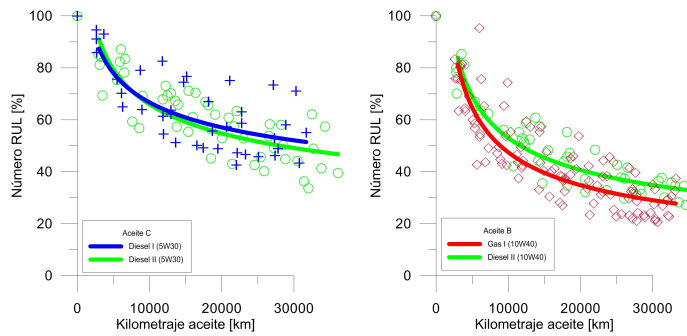


Figura 6.13: Resultados del contenido de aditivos antioxidantes durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

Los resultados obtenidos muestran un comportamiento esperado. Los MCIA con altas solicitaciones termo-mecánicas presentan una tasa de agotamiento de los paquetes de aditivos antioxidantes más alta que los motores menos solicitados y por otra parte, las formulaciones de aceite de mayor calidad presentan una mejor respuesta que las de menor calidad.

6.3.6. Acidez/Basicidad

Respecto a los resultados de acidez y basicidad obtenidos mediante valoraciones potenciométricas y termométricas, en primer lugar se muestran los resultados

del número ácido (TAN). En la Figura 6.14 se muestran los resultados para cada tipología de MCIA, mientras que en la Figura 6.15 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

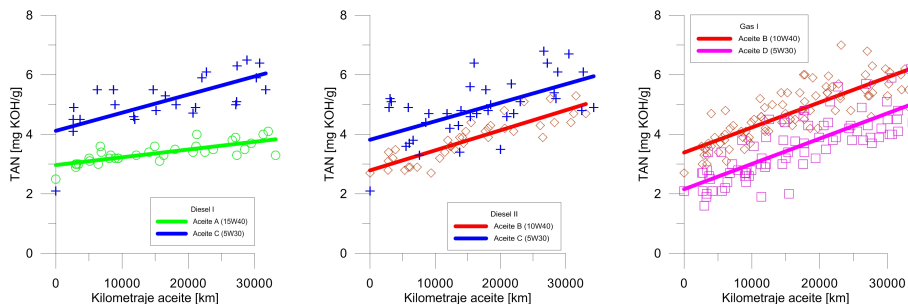


Figura 6.14: Resultados del número ácido (TAN) durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

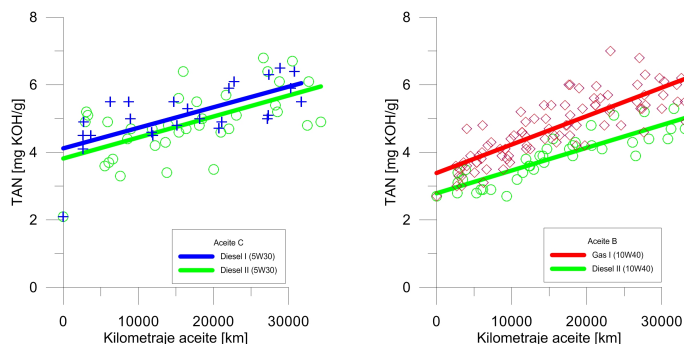


Figura 6.15: Resultados del número ácido (TAN) durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

A continuación, aparecen los resultados de TBN. En la Figura 6.16 se muestran los resultados para cada tipología de MCIA, mientras que en la Figura 6.17 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

Los resultados señalan que en cuanto al número ácido (TAN), la conclusión principal es que se alcanza un alto nivel de TAN para todos los aceites, y posiblemente sea influyente en el desgaste corrosivo que afecta a los metales blandos de los cojinetes. El caso del aceite B es especialmente importante ya que el uso de un detergente basado en Mg resulta en un mayor aumento de TAN [6].

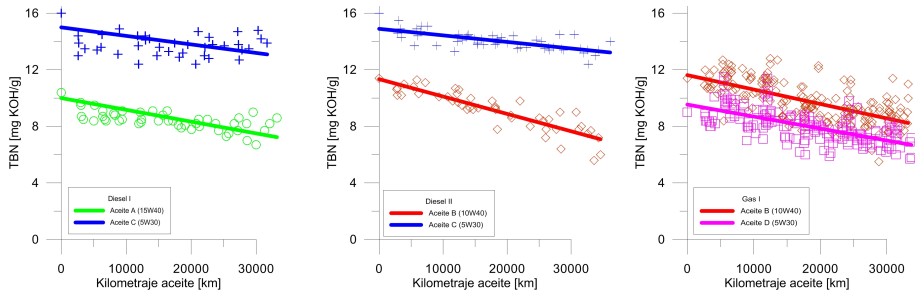


Figura 6.16: Resultados del número básico (TBN) durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

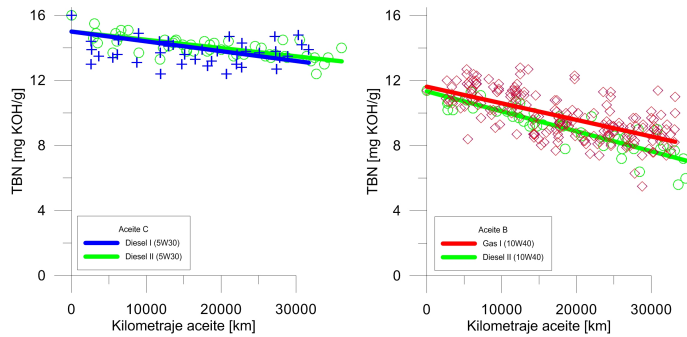


Figura 6.17: Resultados del número básico (TBN) durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

Respecto al número básico (TBN), éste presenta tendencias normales a lo largo del período de uso, con el caso especial del aceite C que presenta un mayor TBN debido el mayor contenido de detergentes a base de Ca. Al igual que en los datos del TAN, los resultados presentan una amplia variación a lo largo del período de uso del aceite, a pesar de utilizar combustible con bajo contenido de azufre [7].

6.3.7. Oxidación y nitración

A continuación se muestran los resultados obtenidos para la oxidación durante la prueba. En la Figura 6.18 se muestran los resultados para cada tipología de MCIA, mientras que en la Figura 6.19 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

También se muestran los resultados obtenidos para la nitración. En la Figura 6.20 se muestran los resultados para cada tipología de MCIA, mientras que en la

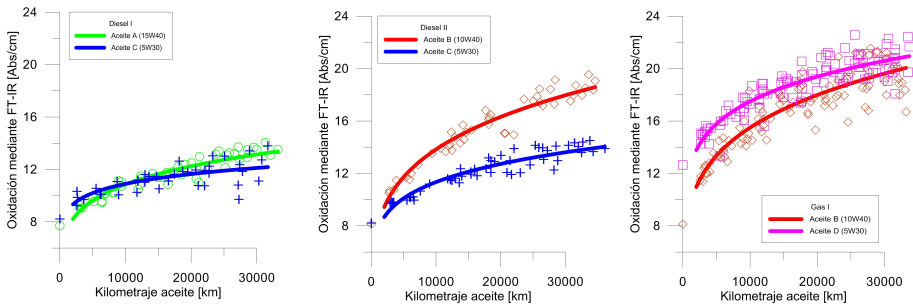


Figura 6.18: Resultados de oxidación durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

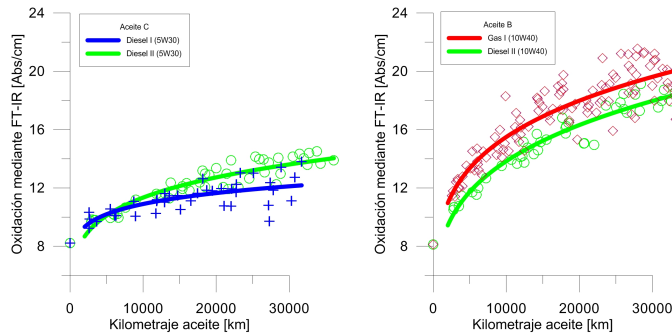


Figura 6.19: Resultados de oxidación durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

Figura 6.21 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

En lo que respecta a los resultados obtenidos, la tendencia de oxidación es creciente durante el ciclo como se esperaba, pero los valores alcanzados al final del período de uso son diferentes dependiendo de cada categoría. En los MCIA Diesel I, los niveles de oxidación son similares para ambos aceites, pero en Diesel II, el aceite de referencia mostró una tasa de oxidación mayor que el aceite candidato de baja viscosidad. De manera comparativa, se puede observar claramente que el nivel de oxidación alcanzado para estos MCIA es bastante superior a la de los motores Diesel I. En los motores de Gas I, ambos aceites alcanzaron elevados niveles de oxidación, probablemente como consecuencia de las sollicitaciones térmicas más altas de esta tecnología con respecto a los motores diesel. Además, en los MCIA Gas I se ha observado que el valor final del aceite de referencia (10W40) es muy similar en comparación con el aceite de baja viscosidad (5W30), incluso

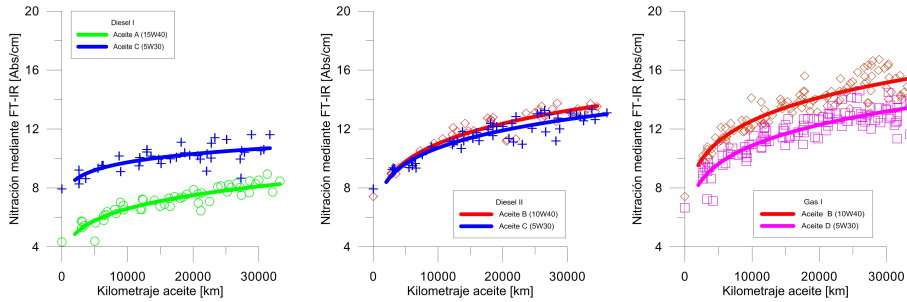


Figura 6.20: Resultados de nitración durante el período de uso del aceite, para el MCI Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

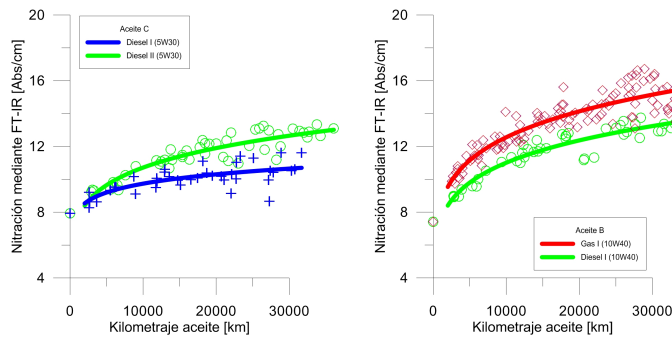


Figura 6.21: Resultados de nitración durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

ligeramente inferior se puede suponer. Teniendo en cuenta que el punto inicial para los aceites nuevos son bastante diferentes se puede asumir un mejor comportamiento del aceite candidato, una situación que no se ha presentado en otras combinaciones. Esta situación se puede comprender completamente mediante el análisis del contenido de antioxidantes (en relación con aditivos amínicos).

Estos resultados están estrechamente relacionados con el estrés termomecánico de cada motor. Además, las diferencias observadas entre cada tipo de aceite (referencia frente candidato) pueden ser atribuibles a los diferentes paquete de aditivos antioxidantes aplicados. En este caso, el aceite de baja viscosidad presenta un mejor rendimiento en términos de velocidad de oxidación.

El fenómeno de nitración ha presentado resultados similares a la oxidación, pero con menos rango de diferencia entre cada tecnología. Esto podría estar relacionado con la diferencia en la temperatura de funcionamiento en el aceite, que

reduce el efecto de nitración cuando la temperatura del aceite supera cierto nivel [8].

6.3.8. Aditivos amínicos/antidesgaste mediante FT-IR

Mediante la técnica de espectrometría infrarroja FT-IR, se contabilizó la presencia de aditivos amínicos y antidesgaste. Para los aditivos amínicos, en la Figura 6.22 se muestran los resultados para cada tipología de MCI, mientras que en la Figura 6.23 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

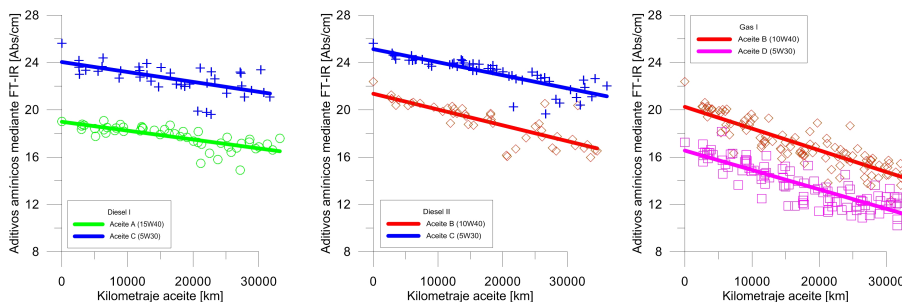


Figura 6.22: Resultados de la medida de aditivos amínicos durante el período de uso del aceite, para el MCI Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

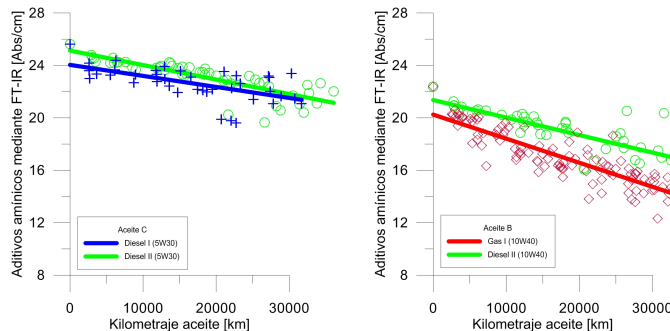


Figura 6.23: Resultados de la medida de aditivos amínicos durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

Respecto a los aditivos antidesgaste, basados en ZDDP, en la Figura 6.24 se muestran los resultados para cada tipología de MCI, mientras que en la Figura 6.25 se muestran los resultados según tipos de aceite, en el caso de que sean compartidos.

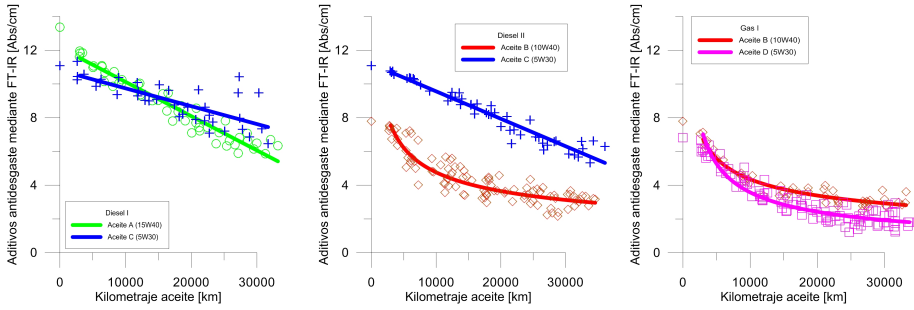


Figura 6.24: Resultados de la medida de aditivos antidesgaste durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.), Diesel II (cen.) y Gas I (der.).

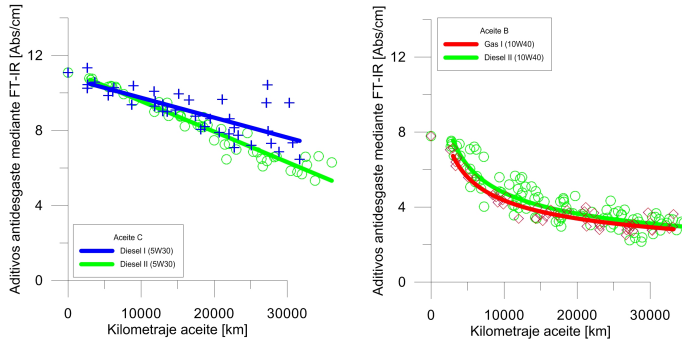


Figura 6.25: Resultados de la medida de aditivos antidesgaste durante el período de uso del aceite, para el aceite C (izq.) y el aceite B (der.).

El comportamiento de los aditivos amínicos, estrechamente relacionados con características anti-oxidantes del aceite, presenta un agotamiento lineal en todos los casos, dependiendo del contenido inicial en el aceite nuevo. Se puede observar claramente que los motores de CNG Gas I presentan una mayor tasa de agotamiento de aditivo tal como se detecta paralelamente por mediciones de RULER. Las diferentes pendientes de consumo de los aditivos amínicos pueden ser asociadas con las diferentes condiciones de exigencia sobre el aceite por parte del MCIA.

Los resultados obtenidos en los aditivos antidesgaste, han demostrado que existen dos tendencias de agotamiento diferentes, una lineal y una potencial negativa, probablemente como consecuencia de diferentes concentraciones de compuestos de ZDDP utilizados en cada formulación, ya que el aceite A y C contienen menos cantidad debido a restricciones debidas a las cenizas sulfatadas (aceites *mid/low SAPS*). En el caso del aceite B, la tendencia presenta estabilización al

final del período de uso, lo que puede señalar un agotamiento completo de este tipo de aditivos en el aceite.

6.3.9. Estudio comparativo de detección de aditivos antioxidantes

En la siguiente parte de la prueba se pretende realizar un breve estudio preliminar de la capacidad de dos de las herramientas utilizadas en esta prueba para detectar la presencia de aditivos antioxidantes, como son la espectrometría infrarroja y la voltamperometría de barrido. Para ello se han correlacionado los resultados obtenidos por cada una de las técnicas y se han estudiado las tendencias.

En el caso de la voltamperometría de barrido, fue necesario descomponer el voltamperograma según los diferentes aditivos, tal y como se muestra en la Figura 6.26.

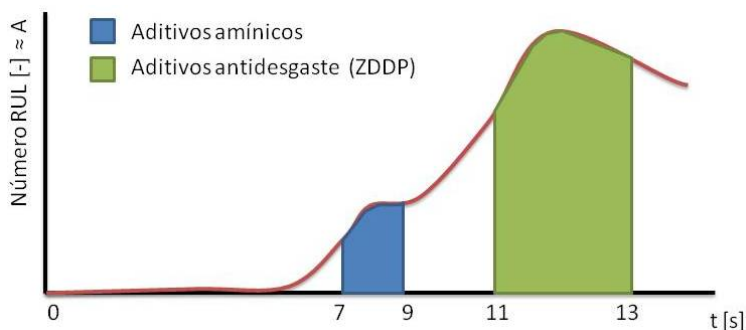


Figura 6.26: Identificación de los diferentes aditivos presentes en el voltamperograma para su cuantificación.

Así, en la Figura 6.27 se representan los resultados de correlación correspondientes a los aditivos amínicos, para cada tipo de aceite.

Por otro lado, en la Figura 6.28 se representan los resultados correspondientes a los aditivos antidesgaste, para cada tipo de aceite.

En el caso de los aditivos amínicos, se ha observado una correlación bastante acertada entre las dos técnicas analíticas con valores similares o superiores a 0,6 en todos los casos. Además, en el caso de los aceites utilizados en diferentes motores, se observan que los diferentes resultados forman parte de la misma población. En cambio en el caso de los aditivos antidesgaste, aunque la correlación es positiva, presentan unos valores muy bajos de correlación, por lo que no es posible establecer una conexión entre estos dos parámetros. Posiblemente, estos

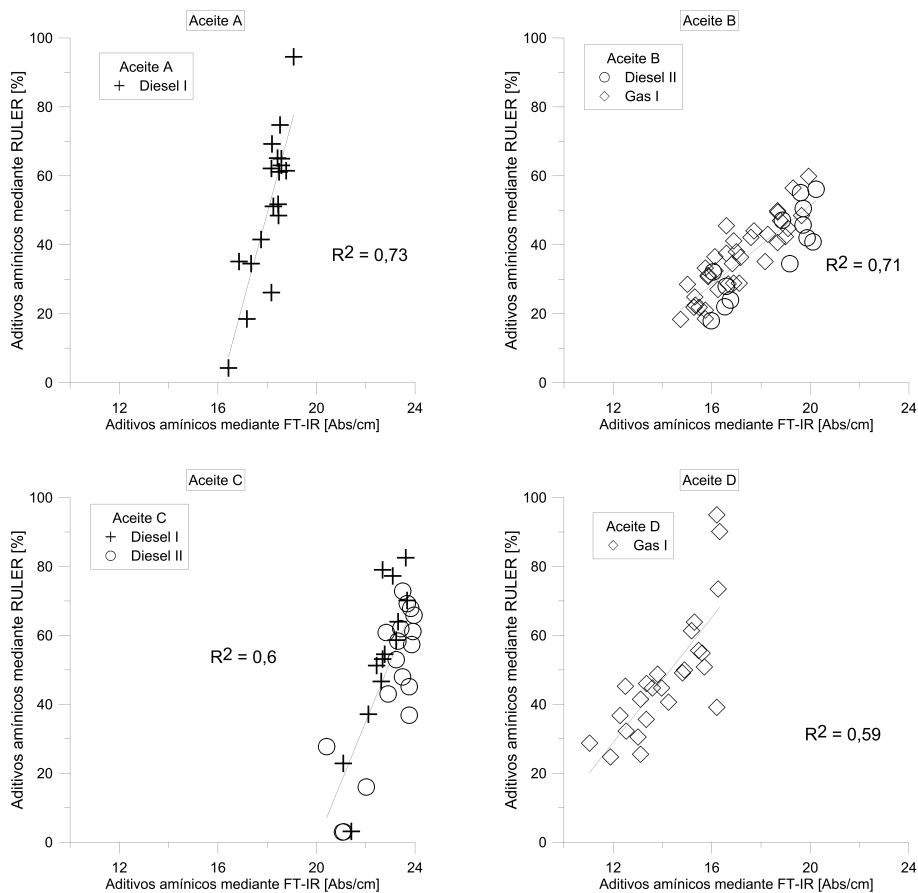


Figura 6.27: Resultados de la comparativa de medida de aditivos amínicos, para los diferentes aceites involucrados en la prueba.

resultados sean debidos a una definición errónea de las zonas de medida de ambos espectros. Tal y como señala Fodor [9], las diferentes familias de ZDDP presentan vibraciones diferentes en el espectro FT-IR, por lo que es posible que se produzca una influencia de dispersión dependiendo de la combinación de aditivos ZDDP utilizados.

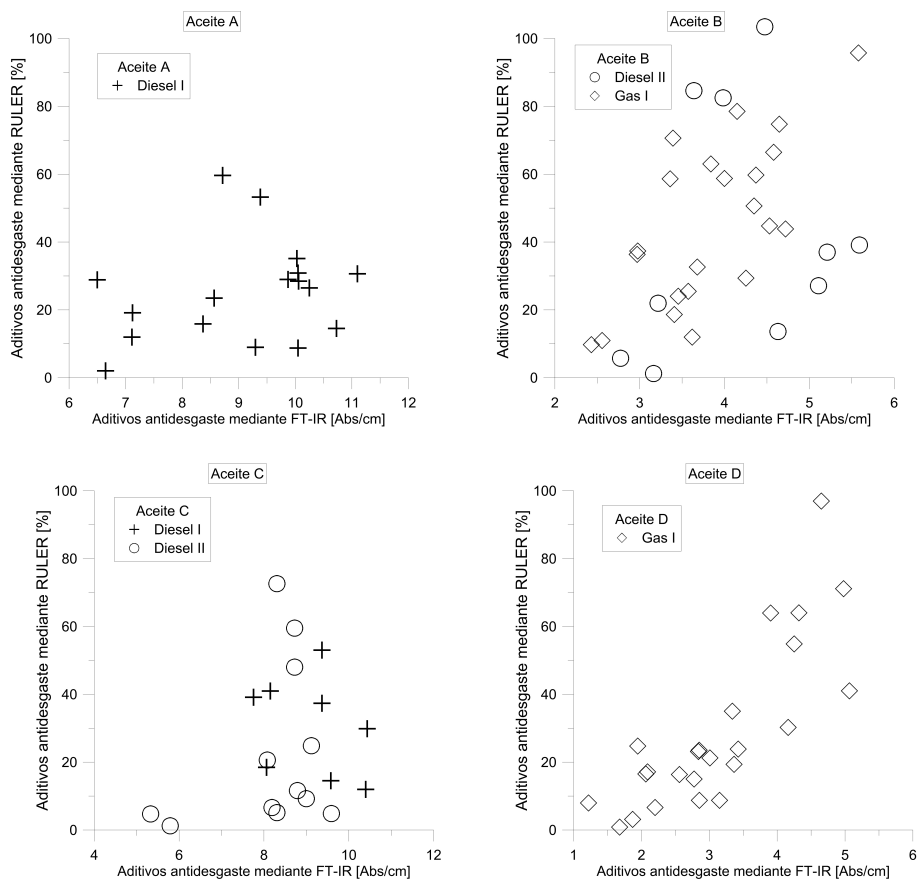


Figura 6.28: Resultados de la comparativa de medida de aditivos antidesgaste, para los diferentes aceites involucrados en la prueba.

6.3.10. Hollín

Por último, se presentan los resultados de la contaminación por hollín. En este caso, tan solo se muestran los MCIA diesel, que son los que tienen posibilidad de contaminación por este fenómeno. En la Figura 6.29 se muestran los resultados para cada tipología de MCIA.

El hollín presenta un aumento relativo normal a lo largo del período de uso. Sin embargo, hay una divergencia de interés entre los aceites en el caso de los motores Diesel I, probablemente debida al uso de diferentes aditivos dispersantes del hollín, mientras que en el caso de los MCIA Diesel II presentan una tendencia equivalente.

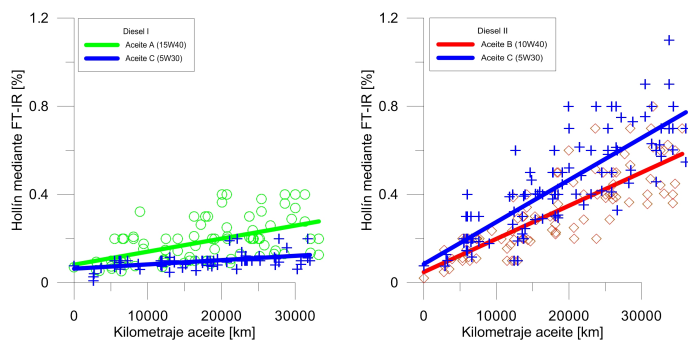


Figura 6.29: Resultados de la medida de hollín durante el período de uso del aceite, para el MCIA Diesel I (izq.) y Diesel II (der.).

6.3.11. Otros focos de contaminación

Durante la prueba no se han observado contaminaciones de otros posibles agentes, como combustible o agua.

Referencias

- [1] SCHUBERT, K., H. DREWITZ y P. VON KORFF. «Optimization of the drive train of city buses». *International Journal of Vehicle Design* 9.1 (1988), págs. 67-84.
- [2] RAMÍREZ, L. «Contribution To The Assessment Of The Potential Of Low Viscosity Engine Oils To Reduce ICE Fuel Consumption And CO₂ Emissions». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2016.
- [3] MACIÁN, V., B. TORMOS, P. OLMEDA y L. MONTORO. «Analytical approach to wear rate determination for internal combustion engine condition monitoring based on oil analysis». *Tribology International* 36.10 (2003), págs. 771-776.
- [4] VAN DAM, W., T. MILLER, G. M. PARSONS e Y. TAKEUCHI. «The Impact of Lubricant Viscosity and Additive Chemistry on Fuel Economy in Heavy Duty Diesel Engines». *SAE Technical Paper* 2011-01-2124 (2011).
- [5] TOTTEN, G. *Handbook of Lubrication and Tribology: Volume I Application and Maintenance*. Ed. por G. TOTTEN. Boca Raton: CRC Press, 2006.
- [6] VAN DAM, W. «Measuring Reserve Alkalinity». *Practicing Oil Analysis* 7 (2002).
- [7] TORMOS, B. *Diagnóstico de motores diesel mediante el análisis del aceite usado*. Barcelona: Reverté, 2005.
- [8] COULTAS, D. «New insights into the ageing processes of engine oils». *UNITI Mineral Oil Technology Congress*. Stuttgart, 2015.
- [9] FODOR, G. E. *Lubricants Quality Analysis System Development: Volume II Chemical Characterization of Lubricants*. Inf. téc. Southwest Research Institute, 1994.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

7.1. Conclusiones

El desarrollo de esta Tesis ha permitido validar una serie de objetivos propuestos en el desarrollo de la misma. Como conclusión general, es posible afirmar que los diferentes estudios llevados a cabo en esta Tesis permiten confirmar la aplicación de los aceites de baja viscosidad en MCIA como una alternativa viable y exitosa, ya que los resultados obtenidos validan el comportamiento de éste.

Principalmente, el estudio en campo en una flota de autobuses trabajando bajo condiciones reales ha permitido obtener muchas conclusiones interesantes que pueden ayudar a los operadores de flotas y formuladores de aceites para comprender mejor los fenómenos asociados al uso de aceites de baja viscosidad y abordar las cuestiones críticas relacionadas. Por ejemplo, una posible reducción en el período de uso como consecuencia de un comportamiento peor del aceite se puede traducir directamente en un mayor coste de mantenimiento, obviamente un efecto absolutamente no deseado.

En primer lugar, la conclusión principal es que el uso de las formulaciones de baja viscosidad en esta prueba no ha presentado ningún comportamiento que se pueda considerar nocivo para el MCIA. De hecho, los aceites de baja viscosidad presentaron un excelente rendimiento a lo largo del período de cambio considerado, incluso mejorando algunas características de los aceites de referencia en algunos casos. Sin embargo, los resultados obtenidos no permiten justificar una ampliación del período de uso para las tipologías de MCIA estudiadas, al menos si se desea una fiabilidad de la combinación de MCIA-aceite similar.

Respecto al comportamiento del propio aceite, las propiedades controladas en esta prueba no han mostrado ninguna variación de riesgo. Se han observado valores de variación de TBN y TAN más altos que en décadas anteriores, incluso con una legislación más estricta sobre el contenido de azufre en el combustible. Si la influencia del combustible no es importante, la hipótesis principal es que estas variaciones se deben probablemente a la naturaleza básica de los aditivos y su agotamiento lo largo del estudio.

El comportamiento de la oxidación y la nitración en los aceites estudiados depende básicamente en la tecnología del MCIA, y presenta un mayor incremento en la tecnología de GNC, el MCIA más estresado térmicamente. La principal hipótesis para explicar este fenómeno está relacionada con las mayores temperaturas que se obtienen en este tipo de combustión.

En relación con el contenido de aditivos, las diferentes mediciones sobre agotamiento de éstos han mostrado una relación muy alta con la formulación de aceite, mientras que el diseño del MCIA influye en el consumo de los aditivos, sobre todo en el caso de las familias de aditivos antioxidantes. Además, se ha realizado un estudio de correlación de dos técnicas diferentes para cuantificar aditivos. Se han observado en el caso de los aditivos amínicos resultados muy satisfactorios, mientras que en el caso de los aditivos antidesgaste la correlación no se observa con tanta facilidad. Este hecho es debido posiblemente a una elección incorrecta de los números de onda en FT-IR correspondientes a estos aditivos.

Respecto a los resultados asociados al desgaste, la principal conclusión de este estudio es que el uso de aceites de baja viscosidad no implica necesariamente una variación en el comportamiento, ya que los aceites de baja viscosidad utilizados en los motores Diesel I y Gas I no han mostrado un aumento del desgaste en comparación con el aceite de referencia, probablemente debido a que ambos aceites tienen la capacidad de soportar los niveles de estrés termo-mecánico de estos MCIA. Sin embargo, se han observado algunos casos de comportamiento divergente en alguna combinación de aceite-MCIA, debido al mayor estrés mecánico y térmico de una tipología de MCIA, o el posible agotamiento de un aditivo, independiente del uso de aceites de baja viscosidad.

Durante la prueba, en algunos motores de GNC se han observado valores divergentes con el resto de autobuses de su categoría, debido a una significativa presencia de silicio que ha favorecido el desgaste abrasivo de tres cuerpos.

La importancia del control de la viscosidad HTHS en este estudio ha arrojado interesantes resultados. Se ha observado que los aceites de baja viscosidad estudiados en este ensayo parecen mostrar una formulación optimizada para mantener constante la viscosidad HTHS durante su uso para ofrecer un ahorro de

combustible estable durante todo el período, a excepción de un ligero aumento en la tecnología de CNG.

Otro parámetro relacionado que ha mostrado un comportamiento altamente satisfactorio es el consumo de aceite por parte del MCIA. Dentro de la gran variabilidad en los datos de referencia debida al método de control de los rellenos, los datos no han mostrado una diferencia significativa entre el uso de aceites de baja viscosidad y los datos históricos de consumo de aceite para las tipologías de MCIA estudiados. Los valores están dentro del rango normal de funcionamiento de cada tecnología, siendo la tipología de MCIA mucho más importante que la viscosidad del aceite en el consumo de éste.

En general, todo este comportamiento señala una buena sinergia entre las bases lubricantes y los paquetes aditivos con el fin de asegurar la lubricación entre los pares tribológicos del MCIA durante todo el período de uso estipulado. Estos resultados son una información clave para los usuarios finales de estos aceites, ya que se comprueba que no se derivan efectos negativos como consecuencia de la utilización de los aceites de baja viscosidad. Además, en el desarrollo de una Tesis paralela se ha comprobado que el uso de estos aceites ha ayudado a una reducción del consumo de combustible, y que la magnitud de ahorro es dependiente del diseño del MCIA y de los esfuerzos termo-mecánicos asociados [1].

Los resultados de este ensayo paramétrico de variación de la viscosidad dinámica HTHS han sido coherentes con los diferentes efectos esperados. Se han observado influencias de la base lubricante y de los aditivos mejoradores del índice de VII coherentes con las hipótesis previas, además de los propios métodos de alteración del aceite que han introducido distorsiones en algunos casos.

Por otro lado, se han realizado unos amplios estudios de validación de dos sensores de detección de desgaste para valorar su aplicación como herramienta de mantenimiento en MCIA. En primer lugar, es importante señalar que ambos sensores presentaron evaluaciones satisfactorias, ya que se pudo observar un buen comportamiento de los sensores en su funcionamiento de detección de partículas, dentro de sus rangos de aplicación determinados.

En el caso del sensor *MetalSCAN 3115L* se puede concluir que el sensor realiza correctamente el conteo de partículas individuales, y ofrece un funcionamiento adecuado dentro del rango de funcionamiento normal para su aplicación, pues los resultados cuantitativos se acercan bastante a los valores de entrada introducidos.

Por otro lado, el sensor *Oil Condition Monitoring* ha desempeñado correctamente su función, tanto en las pruebas en vacío como en aceite. Según su respuesta, se ha llegado a la conclusión que se trata de un sensor de detección másico, es decir, aumenta su valor dependiendo de la masa detectada. Es posible estimar

el tamaño de las partículas adheridas conociendo los voltajes de salida de ambos canales, ya que es posible conocer a priori las posibles interferencias entre canales y responder favorablemente a todas las cantidades de masa y tamaños. Respecto a la capacidad de detección, la tasa de recogida de partículas por el sensor es constante hasta llegado el tamaño de 1-2 mm, esto resulta lógico, ya que las partículas de mayor tamaño tienden a depositarse fácilmente en el fondo del sistema y cada vez resulta más complejo encontrar partículas en suspensión.

Sin embargo, estos sensores presentan ciertas dificultades de funcionamiento para su aplicación inmediata en MCIA. En el caso del sensor MetalSCAN, presenta un modo de funcionamiento no intrusivo de alto interés para su uso en MCIA, pero sin embargo su capacidad de detección está centrada en partículas de un tamaño superior a las esperadas en un MCIA como desgaste anormal. Por otro lado, el sensor *Oil Condition Monitoring* presenta una capacidad de detección más adaptada a las exigencias del MCIA, pero su modo de funcionamiento puede presentar dos consecuencias que desaconsejan su utilización para MCIA. Por un lado, la posición y orientación de este sensor es altamente determinante para la detección de las partículas producidas, mientras que su funcionamiento mediante acumulación de partículas puede requerir en algún momento de cierto tipo de mantenimiento para su limpieza.

7.2. Trabajos futuros

El trabajo desarrollado en la presente Tesis abre un amplio abanico de trabajos futuros para ser abordados en las líneas de investigación abiertas en esta Tesis.

En primer lugar, una posible línea de trabajo futura consiste en la modificación de la viscosidad HTHS de los aceites utilizados en la prueba, para avanzar un paso más en el estudio de la influencia de estos aceites sobre el MCIA. En concreto, una opción viable actualmente es la adaptación de la viscosidad HTHS al mínimo exigido por la normativa SAE de 2,9 mPa·s, sorteando el límite ACEA de 3,5 mPa·s. Esto resultaría en una disminución de viscosidad de más de un 15% para estos aceites de baja viscosidad, por lo que se podría avanzar en el conocimiento de estos aceites y su comportamiento.

Otra opción a explorar es la ampliación de este estudio a otras tipologías de MCIA, con diferentes parámetros termo-mecánicos, así como con diferentes sistemas mecánicos o de post-tratamiento, para poder ampliar el conocimiento sobre la influencia del diseño del MCIA en el desempeño del aceite lubricante de baja viscosidad.

Dentro de este proceso de investigación, sería posible desarrollar una nueva línea de estudio de las diferentes afectaciones de los aceites de baja viscosidad

mediante ensayos en banco de motor, para poder estudiar con un detalle más preciso la influencia del funcionamiento del MCIA y eliminar la presencia de variables no deseadas. Por otro lado, la aplicación de ensayos de MCIA en banco de pruebas podría también ayudar a conocer el comportamiento específico de los aceites de baja viscosidad en cada uno de los pares tribológicos del MCIA.

Otro gran ítem de investigación futuro presente en esta Tesis es la del desarrollo de un sensor de desgaste en MCIA. Dentro del estudio que se ha realizado, se han valorado dos posibles sensores presentes en un sector similar al ámbito de la Tesis y se han identificado las potenciales ventajas y desventajas de cada uno de ellos. Una posible opción de trabajo futuro sería el desarrollo completo de un sensor de desgaste para el sector de la automoción, desde su diseño preliminar hasta el desarrollo del prototipo para sus pruebas en banco de ensayos de MCIA. Otra posibilidad es la adaptación de diferentes sensores presentes en otros sectores industriales para poder incrementar la monitorización de los diferentes parámetros del MCIA y integrar éste en la corriente del aumento del control mediante *big data* e ingeniería de datos.

Referencias

- [1] RAMÍREZ, L. «Contribution To The Assessment Of The Potential Of Low Viscosity Engine Oils To Reduce ICE Fuel Consumption And CO₂ Emissions». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2016.

Apéndice: Artículos científicos relevantes

Artículo A: Low viscosity engine oils: Study of wear effects and oil key parameters in a Heavy Duty engine Fleet Test

Tribology International. 94 (2016) 240-248.

DOI:10.1016/j.triboint.2015.08.028

Authors: Macián V., Tormos, B., Ruiz, S., Miró, G.

Abstract

Low viscosity engine oils (LVO) are considered key contributor for improving fuel economy in internal combustion engines (ICE). Attending that the use of LVO could imply a variation in tribological states found in ICE, this work's aim is to test LVO in real fleet, with emphasis on engine wear and oil key performance indicators. This test comprised 39 buses, two engine technologies and four different lubricants. For each sample, the elemental composition of the wear debris by ICP-AES and HTHS viscosity of the oil were measured among other properties. The results showed that, with a correct oil formulation, there is no significant difference when using LVO in terms of engine wear, HTHS viscosity variation and oil consumption.

Artículo B: Assessment of Low Viscosity Oil Performance and Degradation in a Heavy Duty Engine Real-World Fleet Test.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology. 230(6) (2016) 729-743.

DOI:10.1177/1350650115619612

Authors: Macián V., Tormos, B., Miró, G., Pérez, T.

Abstract

Low viscosity engine oils (LVO) are considered one of the most interesting solutions for improving fuel economy in internal combustion engines (ICE). There are different studies involving LVO and ICE, but currently limited data are available regarding “real-world” performance of LVO in a real service fleet. Included in a broadest study related with fuel consumption saving effects and performance of LVO in a real service fleet, the aim of this work is to present the results obtained in terms of comparative oil performance. So, on this test, a comparative analysis using 39 buses was performed, based on a deep and extensive oil analysis program to assess those aspects above mentioned. Two engine technologies (Diesel and CNG) were considered and four different lubricants, two of them LVO and other two used as a reference baseline. The test duration comprised two oil drain intervals of 30000 km each one, totalizing more than 2 million of kilometers accumulated. Results have shown that LVO presented an excellent performance along the oil drain interval (ODI), even improving some characteristics of the baseline oils with higher viscosity values. Results have shown that oil degradation is more dependent on engine technology, but in any case presented a penalization in terms of ODI reduction, a key indicator for end-users related with maintenance costs. In the case of CNG engines, higher oil degradation in terms of oil oxidation and nitration was observed.

Artículo C: Aceites de motor de baja viscosidad: ahorro de combustible y comportamiento en un ensayo en flota en condiciones reales.

DYNA Ingeniería e Industria

DOI: 10.6036/7974

Authors: Tormos, B., Miró, G., Pérez, T., de Diego, J.

Abstract

CO_2 emissions and fuel consumption reduction in road transportation have become one of the most relevant concerns in automotive industry, led mainly by global warming. A variety of solutions has arisen to overcome this challenge, varying in technical complexity, implementation costs and terms. Among them, one proven cost-effective way to reduce fuel consumption is the use of low viscosity oils (LVO). There are different studies involving LVO and ICE, but currently limited data are available regarding “real-world” performance of LVO. This paper presents a study where the effect of the use of LVO on urban buses regarding fuel consumption and oil performance is assessed. A comparative analysis using 39 buses was performed, based on an extensive fuel consumption control and oil analysis program to assess aspects aforementioned. 2 engine technologies (Diesel / CNG) were considered and 4 different lubricants. Test duration comprised 2 oil drain intervals, totalizing more than 2 million of km accumulated. The results have shown that LVO have benefits in terms of fuel economy, closely linked to the engine design. On the other hand, they presented an excellent performance during oil drain interval, even improving some characteristics of the reference oils used, without penalty in terms of reducing the oil lifespan, a key indicator for end users related maintenance costs.

Conference participation: Experimental Assessment of a Combination of On-line Sensors for a Lubricated System Condition Monitoring based on Oil Analysis.

Lubrication, Maintenance and Tribology, LUBMAT 2016, 7 - 8 June 2016 in Bilbao, Spain

Authors: Macián V., Tormos, B., Miró, G., Rodes, I.

Abstract

Reliability and maintenance of modern mechanical systems have raised its importance even more especially in high cost assets. This has led to the application of different condition monitoring techniques; one of the most extended and widely used being oil condition monitoring, although mostly applied as an off-line technique. Nowadays, the use of on-line sensors for oil condition monitoring has become an interesting option for maintenance managers focused on high cost assets condition control. In this work, a process for experimental laboratory validation is described and applied for a two different on-line sensors. Particularly, an oil degradation sensor and a wear debris sensor designed for wind turbine applications have been assessed. Attending the results obtained it is possible to conclude that both sensors can offer satisfactory results in terms of early fault detection within its operating range.

Conference participation/Book chapter: Test Rig Assessment Of An On-Line Wear Sensor For Application In Wind Turbine Gearboxes.

ICRESH-ARMS 2015, 1 - 4 June 2015 in Lulea, Sweden

Current Trends in Reliability, Availability, Maintainability and Safety, Dr. Uday Kumar, Dr. Alireza Ahmadi, Dr. Ajit Kumar Verma, Dr. Prabhakar Varde (Eds.), Springer, ISBN 978-3-319-23597-4

Authors: Macián V., Tormos, B., Ruiz, S., Miró, G., Rodes, I.

Abstract

Wind energy is one of the most promising renewable energies, but it also presents some technical challenges, especially regarding to reliability, due to the cost of repair and maintenance actions. So, different solutions have been proposed from the point of view of on-line monitoring of gearbox condition by means of oil analysis. In this work, a complete process for the evaluation of a wind turbine gearbox on-line oil sensor was performed, based on a particle counting methodology. This work includes the design, selection and preparation of the samples studied and the test rig and all the experiments done for the assessment.

Conference participation: Assessment of low viscosity engine oils in terms of fuel consumption and engine wear in Heavy Duty Engines Fleet Test.

VIII Iberian Conference on Tribology, IBERTRIB 2015, 18 - 19 June 2015 in Cartagena, Spain

Authors: Macián V., Tormos, B., Ruiz, S., Miró, G., Pérez, T.

Abstract

As a consequence of the increasingly stringent emissions standards in the world and, on the other hand, the foreseen shortage of fossil fuels, the application of low viscosity engine lubricants (LVO) is considered one of the most cost effective contribution to counteract these challenges. The aim of the test was to verify the potential fuel consumption benefits of using LVO in Heavy Duty Vehicles (HDV) found in literature, mainly obtained in engine bench tests, when they are working on real and “on-road” conditions. Parallel to this study, the performance of low viscosity lubricants regarding to engine wear was assessed, since the use of LVO could imply an increase in engine wear rate. Potential higher wear could result in a life cycle reduction for the internal combustion engines or higher maintenance costs, both undesired effects. In order to achieve this goal, a sample of 39 urban buses comprising two engine technologies (Diesel and Compressed Natural Gas (CNG)) and four different lubricants were studied over more than 60000 km per vehicle, measuring daily mileage and fuel consumption, and also oil performance was monitored (with 3000 km sampling frequency) using a deep and extensive oil analysis program, specially engine wear was quantified using ICP-OES, in order to detect abnormal engine wear patterns.

Results obtained have shown a positive correlation between the use of LVO and fuel consumption reduction in HDV, both for Diesel and CNG. Regarding to oil performance, results indicate that engine wear do not show abnormal patterns due to use of LVO.

Conference participation: Evaluation of Low Viscosity Engine Wear Effects and Oil Performance in Heavy Duty Engines Fleet Test.

SAE Powertrains, Fuels & Lubricants 2014 in Birmingham, UK

DOI: 10.4271/2014-01-2797

Authors: Macián V., Tormos, B., Ruiz, S., Miró, G.

Abstract

Due to the increasingly stringent emissions standards in the world and, on the other hand, the foreseen shortage of fossil fuels, the application of low viscosity engine oils (LVO) is considered one of the most interesting options for counter these threats. In parallel to a fuel consumption fleet test, the aim of this study was to assess the performance of commercial low viscosity oils regarding their degradation and engine wear, since the use of LVO could imply an increase in wear rate. Potential higher engine wear could result in a reduction in the expected engine life cycle, obviously is a non-desired effect. In addition, currently limited data are available regarding “real-world” performance of LVO in a real service fleet.

On this test, 39 urban buses were monitored using a detailed and extensive oil analysis program, comprising two engine technologies (Diesel and CNG) and four different lubricants, two of them LVO and other two considered as a reference baseline, during an oil drain period of 30000 km. Samples were taken each 3000 km. For every sample, a broad list of physical and chemical properties was measured, and especially engine wear was quantified using ICP-OES, in order to assess wear patterns in the engine. Results indicate that oil performance and wear effects do not show abnormal patterns due to use of LVO.