

Análisis de un combustible proveniente de aceite lubricante reciclado para uso en motores diésel marinos de media velocidad

TESIS DOCTORAL

Autor:

Gorka Gabiña Iribar

Directores:

Dr. Leopoldo Martín Gómez

Dr. Zigor Uriondo Arrue

Año:

2017

eman ta zabal zazu



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea

Análisis de un combustible proveniente de aceite lubricante reciclado para uso en motores diésel marinos de media velocidad

TESIS DOCTORAL

Autor:

Gorka Gabiña Iribar

Directores:

Dr. Leopoldo Martín Gómez

Dr. Zigor Uriondo Arrue

Programa de doctorado:

Ingeniería Térmica

Departamento:

Máquinas y Motores Térmicos

Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao

Año: 2017

eman ta zabal zazu



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea



Transforming
Science into
Business



Makina eta Motor
Termikoak Saila
Departamento de Máquinas
y Motores Térmicos

El trabajo realizado en la presente tesis doctoral ha sido financiado por:

- Fondo Europeo de la Pesca (FEP, actualmente FEMP), mediante el proyecto EFIOIL “Desarrollo e implantación de auditorías energéticas y actuaciones técnicas para optimizar la eficiencia energética en buques de pesca” de AZTI; número de expediente GV 351BI20090040.
- Fondo Europeo de la Pesca (FEP, actualmente FEMP), mediante el proyecto MARINEFUEL “Ensayos experimentales de combustibles alternativos provenientes de aceites lubricantes reciclados para su uso por la flota de pesca vasca” de AZTI; número de expediente GV 351BI20090037.



UNIÓN EUROPEA

Fondo Europeo Marítimo
y de la Pesca



EUSKO JAURLARITZA
GOBIERNO VASCO

EKONOMIAREN GARAPEN
ETA LEHIAKORTASUN SAILA
DEPARTAMENTO DE DESARROLLO
ECONÓMICO Y COMPETITIVIDAD



Transforming
Science into
Business

*Txiki-txikitatik ekarri zenidan itsasoa eskuartera, bere zabalera amaigabea, lasaitasuna,
askatasuna, konfiantza, bakea, babesa, begirunea,...*

*Bizitzan aurrera egitea eta egitasmoekin iraunkorra izatea irakatsi zenidan, bizipoza, grina,
kemenen, garaipena,...*

Hau guztia zurea da, aita.

Maitasunez,

Me encuentro a bordo del buque cerquero Santana Berria de Getaria, nos esperan cinco horas de ruta hacia el nor-nordeste, en busca de la preciada anchoa. La mar está en calma, aunque el pronóstico dice que en unas horas el viento rolará al noroeste aumentando su intensidad; nos espera una jornada dura, como duro es el trabajo del arrantzale. Quisiera reconocer la ardua labor de todas las personas que se dedican a la pesca profesional, y que a su vez, hacen posible que la investigación sea un instrumento para mejorar lo presente; por ese motivo, de oeste a este, no me quiero olvidar de Alex, Andoni, Jon, Agustín, Txomin, Aitor, Santi, Eneko, Manuel, Emeterio, Iñaki, Iker, Juanjo, Pastor, Iñigo, Luis, Fermin, Beñardo, Norberto,...; un listado de armadores, patronos y maquinistas de buques pesqueros participantes en proyectos de investigación, a los que quisiera extender también mi más sincero agradecimiento a todas sus tripulaciones.

Han pasado ya más de cinco años desde que decidí embarcarme en lo que iba a ser uno de los retos más trascendentales de mi vida. Un reto imposible de realizar de no ser por muchas personas que me han apoyado incluso no siendo conscientes de ello, y que probablemente intentar mencionar a todas ellas sea imposible; para todas y cada una de las personas que habéis estado ahí, muchísimas gracias; eskerrik asko, benetan.

A mis directores de tesis Zigor y Leopoldo, por vuestra enseñanza, apoyo y paciencia, y sobre todo, por toda la confianza que habéis depositado en mí; agradecer también al profesorado de la náutica, como Manuel, Sendoa y Romel. Todas las horas que hemos pasado juntos en esta embarcada (nunca mejor dicho) me han servido para aprender, crecer, e independientemente de los avances o de las frustraciones, para perseverar.

Eskerrik asko a AZTI, por todo su apoyo; al área de Tecnologías Pesqueras Sostenibles, Esteban, Angel, Xabi, Oihane (mila esker benetan zure laguntza zintzoagatik), Iñigo, Peli (beti hor!), Jose y Josemari (artista! zeinen portada ederra). Eta eskerrik asko, nola ez, Irati, Iñaki, Guzmán, Peter, Leire, Marifeli, Ibai, Aitzi, Itsaso, Maddi, Cesar, Meri, Mikel, Iñaki, Dani, Saioa, Arkaitz,... eta gainontzeko lankide on zerrenda luzeari, eskerrik asko!!

Ea eta Deustuko lagun guztiei urte hauetan emandako laguntasunagatik (danak izendatzea ezinezkoa zait... musu bat!). OKA eta Turner lagun jatorrei. Bira Birra igeriketa taldeari... Aupa Txipiroi Swim! Eta beste hainbeste lagunei; azken urte hauek kendutako uneak bueltan daude jada...; eskerrik asko, ekipo!

Gaintza-Jauregi familiari, Aitzi, Asier, Zuri eta Arkaitzi, eskemile, bihotzez.

Maitasun handiz, nire familiari, Aita, Ama, Jon, Ainara, Ainhoa, Eñaut, Liher, Zuhurtxu eta Eguz, zuek bai merezi duzuela doktoregoa...eskerrik asko bene-benetan beti hor, ondoan, egoteagatik.

Eta nola ez, zuri, Naro, itsasoa bere osotasunean uneoro erakusten didazulako...

CONTENIDO

| | |
|---|-----|
| ÍNDICE DE FIGURAS | 1 |
| ÍNDICE DE TABLAS | 9 |
| ACRÓNIMOS Y ABREVIACIONES | 15 |
| RESUMEN..... | 19 |
| 1. Resumen (extracto) | 21 |
| 2. Resumen extenso..... | 22 |
| HIPÓTESIS, OBJETIVOS y ESTRUCTURA de la tesis..... | 27 |
| 1. Hipótesis..... | 29 |
| 2. Objetivos | 29 |
| 3. Estructura de la tesis..... | 30 |
| CONTRIBUCIONES CIENTÍFICAS..... | 33 |
| 1. Contribuciones científicas | 35 |
| 2. Otras contribuciones..... | 36 |
| INTRODUCCIÓN | 37 |
| 1. Contexto | 39 |
| 2. Identificación del problema..... | 42 |
| 3. Estado del arte | 55 |
| 4. Motivación de la tesis..... | 62 |
| CAPÍTULO I. Características físico-químicas del combustible alternativo y ensayos preliminares en motor diésel mono-cilíndrico de baja potencia y alta velocidad | 65 |
| 1. Resumen..... | 67 |
| 2. Material y Métodos | 69 |
| 3. Resultados | 81 |
| 4. Discusión..... | 94 |
| 5. Conclusiones | 98 |
| CAPÍTULO II. Análisis de funcionamiento de un motor diésel marino de media potencia simulando las condiciones de propulsión de un buque | 101 |
| 1. Resumen..... | 103 |
| 2. Material y métodos..... | 105 |
| 3. Resultados | 124 |
| 4. Discusión..... | 137 |

| | |
|---|-----|
| 5. Conclusiones | 144 |
| CAPÍTULO III. Análisis de las propiedades de inyección y pruebas en un motor diésel marino a bordo de buque pesquero en condiciones reales de operación | 147 |
| 1. Resumen | 149 |
| 2. Material y Métodos | 151 |
| 3. Resultados | 171 |
| 4. Discusión..... | 203 |
| 5. Conclusiones | 209 |
| DISCUSIÓN GENERAL | 213 |
| CONCLUSIONES Y TESIS FINAL | 227 |
| 1. Conclusiones | 229 |
| 2. Tesis final | 232 |
| TRABAJOS FUTUROS | 233 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 239 |
| ANEXOS: Contribuciones científicas..... | 259 |

ÍNDICE DE FIGURAS

Introducción

| | |
|--|----|
| Figura I- 1. Evolución del precio de barril de petróleo desde enero de 2003 hasta enero de 2017 [40, 42] | 43 |
| Figura I-2. Tendencias opuestas de evolución del precio de barril de petróleo en 2015 y 201... 44 | |
| Figura I-3. Flujograma correspondiente a la metodología empleada para la auditoría energética en los buques..... | 48 |
| Figura I-4. Evolución del precio de venta del gasóleo marino en el puerto de Ondarroa | 49 |
| Figura I-5. Evolución del precio de venta del gasóleo marino en el puerto de Getaria | 49 |
| Figura I-6. Cuatro mareas consecutivas realizadas por el buque 1 (arrastre)..... | 50 |
| Figura I-7. Tres mareas de una misma costera realizadas por el buque 2 (cebo vivo – pesca de túnidos)..... | 51 |
| Figura I-8. Tres mareas de una misma costera realizadas por el buque 3 (cacea – pesca de túnidos) | 51 |
| Figura I-9. Flujograma de consumos anuales del buque nº 1 (arrastre de fondo) | 53 |
| Figura I-10. Flujograma de consumos anuales del buque nº 2 (cerco y cebo vivo)..... | 53 |
| Figura I-11. Flujograma de consumos anuales del buque nº 3 (cacea, líneas verticales y rasco) 54 | |

Capítulo I

| | |
|---|----|
| Figura C1- 1. Parámetros evaluados según el método IP541/06 para determinar las propiedades de combustión del combustible | 72 |
| Figura C1- 2. Fotografía del motor diésel MINSEL M430..... | 74 |
| Figura C1- 3. Fotografía del banco de ensayos ubicado en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Bilbao (EHU/UPV)..... | 74 |
| Figura C1- 4. Configuración del banco de ensayos con el motor diésel mono-cilíndrico, MINSEL M430 | 76 |
| Figura C1- 5. Representación de los valores de presión de combustión y gradiente de la combustión en el tiempo, obtenidos en el ensayo FIA-100FCA, para los combustibles AFO, FOG y FOP | 84 |
| Figura C1- 6. Comportamiento del proceso de la combustión y características de inyección con la condición de avance de la inyección estándar..... | 86 |
| Figura C1- 7. Resultados del análisis de emisiones con la condición de avance de la inyección estándar | 88 |
| Figura C1- 8. Comportamiento del proceso de la combustión y características de inyección con la condición de avance de la inyección adelantado..... | 91 |
| Figura C1- 9. Resultados del análisis de emisiones con la condición de avance de la inyección adelantado | 93 |

Figura C1- 10. Resultados de la opacidad de los humos de escape del motor con la condición de avance de la inyección adelantado 93

Capítulo II

Figura C2- 1. Esquema detallado del banco de ensayos adaptado a un motor diésel marino ... 106

Figura C2- 2. Esquema detallado del conjunto freno-motor y su monitorización 107

Figura C2- 3. Módulo de refrigeración del banco de ensayos..... 109

Figura C2- 4. Módulo de calentamiento del combustible AFO. 110

Figura C2- 5. Esquema del montaje o instalación de los caudalímetros de combustible en un motor. 111

Figura C2- 6. Representación de las relaciones lineales entre la densidad y temperatura 112

Figura C2- 7. Sensores tipo Hall colocados en el volante del motor (1) y en el eje del freno (2) 116

Figura C2- 8. Representación de la posición de cada cilindro y los colectores de escape 117

Figura C2- 9. Instalación de los sensores de presión de combustión e inyección en el cilindro nº1 del motor BAUDOIN DNP12ST 118

Figura C2- 10. Sensor de presión colocado en el colector de aire de entrada a los cilindros 7-12 118

Figura C2- 11. Sensores de presión y temperatura instalados en el motor..... 119

Figura C2- 12. Medición de las emisiones de los gases de escape y opacidad de los humos. .. 120

Figura C2- 13. Protocolo de ensayos para cada condición de operación. 123

Figura C2- 14. Representación gráfica de consumos y eficiencia energética 127

Figura C2- 15. Representación gráfica de la presión de combustión para todas las condiciones de operación 129

Figura C2- 16. Representación gráfica de la presión de compresión para todas las condiciones de operación 130

Figura C2- 17. Representación gráfica de la liberación de calor para todas las condiciones de operación 131

Figura C2- 18. Representación gráfica de la acumulación de la liberación de calor para todas las condiciones de operación 132

Figura C2- 19. Representación gráfica de la temperatura en el cilindro para todas las condiciones de operación 133

Figura C2- 20. Representación gráfica de la presión de inyección para las condiciones de motor CPP75 y FPP75 134

Figura C2- 21. Representación gráfica de las curvas de emisiones de los gases de escape en valores específicos 135

Figura C2- 22. Representación gráfica del coeficiente de absorción de la luz (opacidad de los humos de escape) 136

Figura C2- 23. Diagrama típico de la liberación de calor de un motor diésel de inyección directa [137]. 138

Capítulo III

Figura C3- 1. Esquema del sensor de presión de inyección tipo PCB108. 152

Figura C3- 2. Banco de ensayos de inyección BOSCH de 6 inyectores. 152

Figura C3- 3. Representación de las vistas de alzado y perfil del motor YANMAR 8N21A-UN. 154

Figura C3- 4. Resistencias calefactoras instaladas tras la escalera de acceso a la sala de máquinas (espacio limitado). 156

Figura C3- 5. Depósito degasificador y tubería aislada térmicamente. 156

Figura C3- 6. Diagrama detallado de los circuitos de combustible del motor adaptados para las pruebas en el buque. 157

Figura C3- 7. Representación gráfica del esquema de instalación del conjunto circuitos de combustible - motor 158

Figura C3- 8. Instrumentación mecánica empleada en el circuito de combustible AFO. 160

Figura C3- 9. Caudalímetros de combustible colocados en los circuitos de entrada y salida del motor. 161

Figura C3- 10. Torsiómetro fijo colocado en el eje de cola del buque. 162

Figura C3- 11. Los tres sensores de proximidad inductivos colocado en los engranes del volante del motor. 162

Figura C3- 12. Colocación del sensor de presión en el tubo de inyección nº 2 (cable azul). 163

Figura C3- 13. Sensor de presión colocado en el cilindro nº2 (cable negro) y termopar tipo K colocado en la salida de escape del cilindro (cable verde). 163

Figura C3- 14. Sonda de TESTO y termopar (tipo K) colocados en el comienzo del conducto de escape del motor principal. 164

Figura C3- 15. Sistema de adquisición DEWE 2600 (izquierda) y TESTO (Derecha) en la sala de máquinas del buque. 168

Figura C3- 16. Flujograma correspondiente a la metodología general de las pruebas en el buque. 170

Figura C3- 17. Líneas de presión de inyección para el combustible DFO a diferentes temperaturas. 171

Figura C3- 18. Líneas de presión de inyección para el combustible AFO a diferentes temperaturas. 172

| | |
|--|-----|
| Figura C3- 19. Líneas de presión de inyección para las condiciones de combustible 20°C-DFO y 50°C-AFO..... | 173 |
| Figura C3- 20. Presión máxima de inyección en función de la temperatura del combustible. | 173 |
| Figura C3- 21. Trayecto realizado por el buque pesquero con personal investigador embarcado. | 175 |
| Figura C3- 22. Trayecto realizado por el buque pesquero durante las pruebas en ruta..... | 177 |
| Figura C3- 23. Representación escalonada de la velocidad del buque durante las pruebas de ruta para cada combustible. | 177 |
| Figura C3- 24. Curva cúbica teórica y real de potencia demandada por la hélice del buque en marcha libre..... | 178 |
| Figura C3- 25. Relación entre la viscosidad y la temperatura del combustible AFO. | 180 |
| Figura C3- 26. Curva de velocidad del buque en marcha libre. | 181 |
| Figura C3- 27. Curva de consumo específico del motor en ausencia de alternador de cola. ... | 181 |
| Figura C3- 28. Curva de consumo específico de energía en ausencia de alternador de cola. .. | 182 |
| Figura C3- 29. Curva de eficiencia energética del motor en ausencia de alternador de cola... .. | 182 |
| Figura C3- 30. Curva de la presión de sobrealimentación del aire de admisión en función del régimen del motor. | 183 |
| Figura C3- 31. Relación de la presión de sobrealimentación con el consumo másico del motor. | 183 |
| Figura C3- 32. Temperatura de los gases en el colector de gases de escape..... | 184 |
| Figura C3- 33. Curva de presión de combustión en ruta al 25% de carga de motor. | 186 |
| Figura C3- 34. Curva de presión de combustión en ruta al 50% de carga de motor. | 186 |
| Figura C3- 35. Curva de presión de combustión en ruta al 75% de carga de motor. | 187 |
| Figura C3- 36. Curva de presión de combustión en ruta al 100% de carga de motor. | 187 |
| Figura C3- 37. Curva de presión de inyección en ruta al 25% de carga de motor. | 189 |
| Figura C3- 38. Curva de presión de inyección en ruta al 50% de carga de motor. | 189 |
| Figura C3- 39. Curva de presión de inyección en ruta al 75% de carga de motor. | 190 |
| Figura C3- 40. Curva de presión de inyección en ruta al 100% de carga de motor. | 190 |
| Figura C3- 41. Monitorización de la temperatura de combustible entrada al motor (combustibles AFO y DFO). | 191 |
| Figura C3- 42. Trayecto diferenciado en función de la temperatura del combustible empleado. | 192 |
| Figura C3- 43. Perfil de velocidades del buque de toda la marea de pesca. | 193 |
| Figura C3- 44. Curva de presión de combustión para la operativa pesquera de arrastre. | 195 |
| Figura C3- 45. Curva de presión de combustión para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros..... | 196 |
| Figura C3- 46. Curva de liberación de calor para la operativa pesquera de arrastre..... | 197 |

| | |
|--|-----|
| Figura C3- 47. Curva de liberación de calor para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros..... | 198 |
| Figura C3- 48. Curva de liberación de calor acumulado para la operativa pesquera de arrastre. | 198 |
| Figura C3- 49. Curva de liberación de calor acumulado para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros. | 199 |
| Figura C3- 50. Curva de la temperatura en el cilindro para la operativa pesquera arrastre. | 199 |
| Figura C3- 51. Curva de la temperatura en el cilindro para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros..... | 200 |
| Figura C3- 52. Diagrama del balance de consumo de combustible del buque..... | 201 |

ÍNDICE DE TABLAS

Introducción

| | |
|---|----|
| Tabla I- 1. Destalles de los buques auditados en la presente contribución | 47 |
| Tabla I- 2. Destalle de los indicadores de consumo obtenidos de cada buque auditado | 52 |
| Tabla I- 3. Consumo del motor principal de cada buque. | 54 |
| Tabla I- 4. Tipos de combustible marino, clasificados por la ISO8217:2010. | 56 |
| Tabla I- 5. Principales propiedades de diferentes aceites de biodiésel..... | 57 |
| Tabla I- 6. Principales propiedades de tres combustibles alternativos procedentes del reciclado de neumáticos (RNP), aceites lubricantes (RALP) y materiales plásticos (RPP) mediante pirolisis. | 59 |
| Tabla I- 7. Principales propiedades de un combustible alternativo procedente del reciclado aceites usados..... | 60 |
| Tabla I- 8. Principales propiedades de un combustible fuel pesado, aceite lubricante usado y un aceite común..... | 61 |

Capítulo I

| | |
|---|----|
| Tabla C1- 1. Principales propiedades físico-químicas del combustible estudiadas en los ensayos de laboratorio. | 70 |
| Tabla C1- 2. Propiedades adicionales analizadas en el laboratorio de TEKNIKER..... | 70 |
| Tabla C1- 3. Propiedades adicionales analizadas en los laboratorios de SGS. | 70 |
| Tabla C1- 4. Principales propiedades del combustible obtenidas en el ensayo FIA-100FCA.... | 71 |
| Tabla C1- 5. Características mecánicas del motor diésel mono-cilíndrico, MINSEL M430..... | 73 |
| Tabla C1- 6. Valores de temperatura y viscosidad calculados..... | 75 |
| Tabla C1- 7. Instrumentación empleada en la monitorización del banco de ensayos formado por el motor diésel mono-cilíndrico MINSEL M430..... | 77 |
| Tabla C1- 8. Valores de las principales propiedades físico-químicas de los combustibles obtenidas en laboratorio. | 81 |
| Tabla C1- 9. Resultados adicionales obtenidos en el laboratorio de TEKNIKER..... | 82 |
| Tabla C1- 10. Resultados adicionales obtenidos en los laboratorios de SGS. | 82 |
| Tabla C1- 11. Resultados del ensayo FIA-100FCA; propiedades del proceso de combustión del combustible AFO comparado con dos combustibles residuales de buenas propiedades de combustión (FOG) y peores propiedades de combustión (FOP)..... | 83 |
| Tabla C1- 12. Resultados de los procesos de combustión, inyección y funcionamiento del motor para la condición de avance de la inyección estándar. | 87 |
| Tabla C1- 13. Resultados de los procesos de combustión, inyección y funcionamiento del motor para la condición de avance de la inyección adelantado..... | 92 |

Capítulo II

| | |
|--|-----|
| Tabla C2- 1. Propiedades mecánicas del motor diésel Baudouin DNP12ST | 108 |
| Tabla C2- 2. Principal equipamiento de instrumentación empleado para la medición de parámetros de funcionamiento del motor y el banco de ensayos | 114 |
| Tabla C2- 3. Señales adquiridas con la unidad AGILENT 34970A | 115 |
| Tabla C2- 4. Señales adquiridas con la unidad DEWE 2600 | 116 |
| Tabla C2- 5. Ciclos de ensayo en el motor..... | 121 |
| Tabla C2- 6. Parámetros de funcionamiento del motor y resultados del proceso combustión para los ciclos CPP25-50 y FPP25-50. | 125 |
| Tabla C2- 7. Parámetros de funcionamiento del motor y resultados del proceso combustión para los ciclos CPP75-100 y FPP75-100. | 126 |

Capítulo III

| | |
|--|-----|
| Tabla C3- 1. Detalle de la instrumentación empleada en el banco de ensayos de inyección.... | 151 |
| Tabla C3- 2. Características principales del buque | 154 |
| Tabla C3- 3. Características mecánicas principales del motor principal YANMAR 8N21A-UN. | 155 |
| Tabla C3- 4. Principal equipamiento de instrumentación empleado para la medición de parámetros de funcionamiento del motor, propulsión y combustible. | 159 |
| Tabla C3- 5. Parámetros monitorizados por medio del equipo CompacDAQ. | 165 |
| Tabla C3- 6. Parámetros monitorizados por medio del sistema GESTOIL. | 166 |
| Tabla C3- 7. Parámetros de consumo calculados por medio del sistema GESTOIL | 167 |
| Tabla C3- 8. Parámetros monitorizados mediante el sistema de alta frecuencia de adquisición DEWE 2600. | 167 |
| Tabla C3- 9. Ciclo de ensayos E3 para motores propulsores de hélice de paso fijo de acuerdo a la ley de la hélice..... | 168 |
| Tabla C3- 10. Caudales para la condición de temperatura de 50 °C del combustible AFO. | 171 |
| Tabla C3- 11. Presiones de inyección máximas y mínimas registradas para condición de ensayos. | 172 |
| Tabla C3- 12. Relación lineal la presión máxima de inyección y la temperatura del combustible. | 174 |
| Tabla C3- 13. Cálculo de las presiones máximas de inyección en función de la temperatura del combustible. | 174 |
| Tabla C3- 14. Parámetros de funcionamiento del motor en cada punto de operación y para cada combustible. | 179 |
| Tabla C3- 15. Valores de viscosidad y temperatura del combustible AFO. | 180 |

| | |
|--|-----|
| Tabla C3- 16. Presiones máximas de combustión y su posición durante las pruebas de ruta. .. | 185 |
| Tabla C3- 17. Presiones máximas de inyección y su posición durante las pruebas de ruta. | 188 |
| Tabla C3- 18. Parámetros de funcionamiento del motor en operativa real para cada combustible. | 194 |
| Tabla C3- 19. Parámetros del proceso de combustión para ambas operativas pesqueras. | 196 |
| Tabla C3- 20. Flujos máxicos de las emisiones de los gases de escape en operativas de arrastre y marcha libre..... | 200 |
| Tabla C3- 21. Valores específicos del contenido de emisiones de los gases de escape en arrastre y marcha libre..... | 200 |
| Tabla C3- 22. Consumo anual estimado por operativa y por tipo de combustible..... | 202 |

ACRÓNIMOS Y ABREVIACIONES

ABP: Periodo post-combustión. *After Burning Period*.

ACV: Análisis de ciclo de vida.

AFO: Combustible Alternativo. *Alternative Fuel Oil*.

AR: Desprendimiento de calor acumulado. *Accumulated heat Release*.

CAV: Comunidad Autónoma Vasca.

CIEM: Consejo Internacional para la Exploración del Mar (ICES).

CN: Número de cetano. *Cetane Number*.

CO: Monóxido de carbono.

CO₂: Carbono dióxido.

CP: Periodo de la combustión (EC-ID). *Combustion Period*.

CPP: Propulsión de hélice de paso variable. *Controlable Pitch Propeller*.

DFO: Combustible destilado, diésel, gasóleo. *Diésel Fuel Oil*.

DMC: Combustible Destilado Marino tipo C

DPMI: Después del punto muerto inferior.

DPMS: Después del punto muerto superior.

dQ: Desprendimiento de calor. *Heat Release*.

ECA: Área de control de emisiones. *Emission Control Area*.

ECN: Numero de cetano estimado. *Estimated Cetane Number*.

EEDI: Índice de eficiencia energética en el diseño. *Energy Efficiency Design Index*.

EEE: Eficiencia energética del motor.

EEOI: Indicador de eficiencia energética en la operativa. *Energy Efficiency Operational Index*.

EMC: Fin de la combustión principal. *End of Main Combustion*.

EOC: Fin del proceso de la combustión. *End of Combustion*.

EOI: Final de la inyección. *End Of Injection*.

FAO: Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura. *Food and Agriculture Organization of the United Nations*.

FCA: Analizador de la combustión del combustible. *Fuel Combustion Analyzer*.

FIA: Analizador de la inyección del combustible. *Fuel Injection Analyzer*.

FOG: Combustible residual con buenas condiciones de combustión. *Fuel Oil-Good*.

FOP: Combustible residual con peores condiciones de combustión. *Fuel Oil-Poor*.

FPP: Propulsión de hélice de paso fijo. *Fixed Pitch Propeller*.

FS: Escala real. *Full Scale*.

GT: Toneladas brutas (Arqueo). *Gross-Tonnage*.

ID: Retardo de la ignición. *Ignition Delay*.

IFO: Fuel óleo intermedio.

IMO: Organización marítima internacional. *International Maritime Organization*.

ISO: Organización Internacional de Estandarización. *International Organization for Standardization*.

LCA: Análisis de ciclo de vida. *Life Cycle Assessment*.

MCD: Retardo de la combustión principal. *Main Combustion Delay*.

MCP: Periodo de combustión principal. *Main Combustion Period*.

MDO: Gasóleo marino y un aceite pesado; combustible destilado marino tipo B (DMB).

MFO: Fuel óleo marino

MGO: Gasóleo marino (100% destilado); combustible destilado marino tipo A (DMA).

NO_x: Óxido de nitrógeno.

O₂: Oxígeno.

OPEC: Organización de países exportadores de petróleo.

PAH: Hidrocarburo aromático poli-cíclico.

PCI: Poder calorífico inferior.

PCP: Periodo pre-combustión. *Pre-Combustion Period*.

PMI: Punto muerto inferior.

PMR: Posición de ROHRmax. *Position of Maximum Heat Release*.

PMS: Punto muerto superior.

PPC: Política pesquera común.

RMA-RMK: Combustible residual.

ROHRmax: Máximo ratio de desprendimiento de calor. *Maximum Rate of Heat Release*

SEC: Consumo específico de energía. *Specific Energy Consumption*.

SEEMP: Plan de gestión de eficiencia energética. *Ship Energy Efficiency Management Plan*.

SFOC: Consumo específico de combustible. *Specific Fuel Oil Consumption*.

SOC: Comienzo del proceso de la combustión. *Start of Combustion*.

SOI: Comienzo de la inyección. *Start of Injection*.

T/C: Turbocompresor. *Turbocompressor*.

TRB: Tonelada de registro bruto.

RESUMEN

1. Resumen (extracto)

La mayoría de los buques están equipados con motores diésel. Los motores diésel, debido a sus características de combustión, son capaces de emplear hidrocarburos de características muy diferentes: combustibles pesados, destilados, gaseoso en ciclos duales, biodiesel, etcétera. La flota pesquera, y concretamente la flota de arrastre, representa a un sector altamente dependiente del combustible fósil tipo diésel; su precio es muy volátil con lo que su consumo anual representa un gasto muy importante correspondiente a la cuenta de resultados de la empresa pesquera comprometiendo seriamente su sostenibilidad a corto-medio plazo. La presente contribución ha consistido en estudiar la viabilidad técnica de un combustible alternativo (AFO) proveniente de aceites lubricantes residuales para su uso en la flota de arrastre equipada con motores de media velocidad. El combustible AFO contiene un alto valor de viscosidad con lo que es necesario calentarlo previamente hasta obtener valores de viscosidad aceptables por un combustible destilado. Este tipo de combustible hace que sean más idóneos los motores de media velocidad para este tipo de combustible, ya que suelen ser capaces de operar con combustibles pesados. EL principal estudio de investigación ha consistido primeramente en realizar un análisis físico químico del combustible en laboratorio, y, posteriormente, se han realizado pruebas en tres bancos de ensayo – a) en un motor pequeño mono-cilíndrico de alta velocidad, b) en un motor poli-cilíndrico de media-alta velocidad adaptado a condiciones reales de propulsión, c) en un banco de inyección, y en un buque de pesca de arrastre en condiciones reales de operativa pesquera. Se ha empleado también un combustible diésel convencional como estudio comparativo con el combustible AFO. En todos los ensayos se han analizado las propiedades de combustión e inyección, así como las propiedades de funcionamiento del motor y emisiones contaminantes. Las características de combustión son similares para ambos combustibles, aunque el combustible diésel presenta un proceso sensiblemente mejor; el consumo de combustible es ligeramente menor con el combustible AFO y además presenta unas emisiones de NO_x inferiores al diésel convencional; siendo éstas las únicas emisiones reguladas en el ámbito marítimo. Como conclusión principal, técnicamente es posible el empleo del combustible alternativo en motores de media velocidad si el motor es adecuado a quemar un combustible quemado y ajustando el avance de la inyección a valores semejantes al combustible diésel, controlando en todo caso no afectar negativamente la combustión, principalmente, en las emisiones de NO_x .

2. Resumen extenso

El transporte marítimo es altamente dependiente de los combustibles fósiles, principalmente, combustibles derivados del petróleo; siendo esta una de las fuentes de energía más empleada en el mundo. Una subida de precio del combustible fósil, repercute muy negativamente en su economía de escala. Además, el medio ambiente marítimo se encuentra inmerso en la nueva era de la descarbonización, donde las nuevas regulaciones medioambientales son cada vez más severas, principalmente en materia de emisiones y consumo. Esto hace que el sector marítimo-pesquero haya comenzado a dar pasos hacia un escenario más eficiente en términos de consumo energético.

Centrando el foco de estudio en la flota pesquera, y concretamente, la flota pesquera vasca, en la última década ha visto como el precio de venta de sus capturas padece un ligero estancamiento; además, han topado con la limitación de ciertas capturas además de la nueva prohibición de los descartes (devolución de especies no-objetivo capturadas a la mar) en relación a la nueva Política Pesquera Común Europea (PPC); esto genera gran incertidumbre en la flota, sobre todo en términos económicos, y prevé un futuro incierto. El grado de incertidumbre tiende a aumentar si se considera la gran dependencia de esta flota al consumo de combustible. El precio de combustible se convierte pues en una de las mayores preocupaciones de la flota; es sabido que el gasto en combustible puede llegar a representar más del 40% del total de los costes operacionales del buque; la flota pesquera actual se encuentra pues, ante una situación compleja en términos de sostenibilidad. Mediante la presente contribución se pretende ayudar a atenuar esta preocupación aunando el esfuerzo en la reducción de la dependencia del combustible fósil convencional por parte de las unidades pesqueras. Para ello, se decide analizar la viabilidad técnica de empleo de un combustible alternativo (AFO), de origen mineral, proveniente del reciclado y post-procesado (proceso de destilación) de aceites lubricantes residuales empleados en automoción; siendo este el eje central de la presente tesis doctoral.

Son muchos los estudios científicos llevados a cabo para el desarrollo y ensayos con combustibles alternativos de origen vegetal o animal (biocombustibles). Existe una bibliografía muy extensa y completa en dicho campo. Sin embargo, debido a diferentes factores, como la estabilidad del combustible en el almacenaje en ambientes húmedos, o limitación en el abastecimiento del combustible, hace que su implantación en el sector marítimo pesquero esté aún distante de la realidad. Sin embargo, los combustibles alternativos de origen mineral, tales como los combustibles procedentes del reciclado de materiales plásticos, neumáticos o aceites lubricantes están causando un mayor interés por parte de la comunidad científica. Aun así, en comparación

con los biocombustibles son notablemente menores los trabajos de investigación realizados en dicha materia. Considerando su identidad de producto reciclado, suscitan un importante interés para dar respuesta a la nueva era de la economía circular, donde se prima el desarrollo y empleo de diferentes productos provenientes de residuos, e introducirlos de nuevo al mercado; además, aun no siendo de origen vegetal o animal, el ciclo de vida en términos de huella de carbono se ve mejorado considerablemente. Los aceites residuales son uno de los mayores residuos industriales generados en el mundo; a primera vista, un combustible proveniente de aceites lubricantes no prevé grandes problemas de abastecimiento a un determinado sector puntual, pero habría que estudiarlo; según la bibliografía consultada este combustible puede reunir las propiedades necesarias para el uso en motores diésel marinos. Ante este escenario, y tras detectar un importante nicho de investigación y aplicación en este campo, sobre todo en buques motorizados con motores diésel de media velocidad, se ha decidido analizar la viabilidad técnica de un combustible alternativo de este tipo.

La primera parte del trabajo, que corresponde a la fase previa a la caracterización del combustible AFO, se ha centrado en la caracterización del consumo de combustible de tres buques representantes de las principales flotas de pesca ubicadas en los puertos de la Comunidad Autónoma Vasca. De esta manera, se ha pretendido cuantificar el grado de dependencia al combustible a la que está expuesta la flota pesquera. Para ello se llevan a cabo sendas auditorías energéticas a bordo de los buques pesqueros. De las flotas auditadas, la flota de arrastre, resultó ser con diferencia la más dependiente del combustible fósil. Estos buques, principalmente son equipados con motores diésel de media velocidad, capaces de emplear, en muchas ocasiones combustibles pesados de alta viscosidad.

El Capítulo I expone la primera fase el estudio de viabilidad técnica del combustible AFO un combustible alternativo (AFO) de origen mineral. En esta primera etapa, se estudiaron las principales propiedades físico-químicas del combustible, el proceso de combustión, características de inyección, funcionamiento del motor, así como la producción de las emisiones contaminantes de los gases de escape generados en el motor diésel, de pequeña escala y alta velocidad (motor diésel Minsel, 5kW@3000rpm). Todos los ensayos fueron llevados a cabo con el combustible AFO y se replicaron con un combustible diésel (DFO) empleado comúnmente por la flota pesquera vasca, con el fin de comparar ambos combustibles. Los ensayos en laboratorio concluyeron que el combustible AFO debía ser calentado previamente a ser quemado en el motor, debido a que su viscosidad era notablemente superior al valor establecido por la ISO 8217 para combustibles destilados. Los primeros resultados en el motor sugirieron corregir y adelantar el avance de la inyección, mejorando los procesos de combustión e inyección, y mejorando también el funcionamiento del motor y las emisiones. El motor presentó un consumo másico ligeramente

inferior con el combustible AFO, pero al contar con un poder calorífico inferior (PCI) superior al combustible DFO, en términos globales, el rendimiento energético del motor fue sensiblemente superior con el combustible DFO. El proceso de combustión resultó ser similar para ambos combustibles, aunque el combustible DFO presentaba mayores presiones de combustión. Aun así, el proceso de combustión fue sensiblemente más largo con el combustible AFO. El motor emitía menor cantidad de emisiones de NO_x , con el combustible AFO. En cuanto a emisiones de CO_2 , no se observaron diferencias notables entre ambos combustibles. El motor presentaba mayores emisiones CO cuando empleaba el combustible AFO.

Los resultados arriba citados, no podían ser catalogados como concluyentes, pero proponían continuar con el trabajo de investigación y ensayar el combustible en un motor diésel marino, de un mayor tamaño y menor velocidad (Capítulo II). Para ello se desarrolló un banco de ensayos para simular las condiciones reales de propulsión del motor (motor diésel Baudouin, de 400kW@1500rpm). Se llevaron a cabo ensayos con diferentes cargas de motor y velocidades de giro, simulando el ciclo E2 (paso variable: variación de la potencia a régimen constante del motor) y ciclo E3 (paso fijo o ley de la hélice: variación de la potencia con la variación de las revoluciones del motor). Durante los ensayos, fueron evaluadas diferentes propiedades de funcionamiento del motor, tales como, las propiedades de combustión e inyección, funcionamiento del motor y las características de emisiones de los gases de escape. Entre los resultados obtenidos, cabe puntualizar que al igual que ha ocurrido en la primera fase, el combustible AFO comenzaba ligeramente antes su ignición, pero el proceso final de combustión se retrasaba; sin embargo, las diferencias encontradas entre ambos combustibles no fueron muy significativas. El consumo másico del motor resultó ligeramente menor cuando empleaba el combustible AFO; sin embargo, el rendimiento energético del motor, en este caso, para ambos combustibles fueron similares. El motor emitía considerablemente menos niveles de NO_x cuando emplea el combustible AFO. También emitía menos CO_2 , pero las diferencias no eran tan significativas. Y en referencia a las emisiones de CO, el motor emitía más con el combustible AFO. La opacidad de los humos de escape era superior con el combustible AFO, y presenta un humo blanco de mayor densidad. Como conclusión a esta segunda fase, los resultados obtenidos sugerían que el combustible AFO pudiera ser empleado por motores diésel de media velocidad; sin embargo, no podían ser considerados como resultados definitivos, ya que no reproducían exactamente todas las condiciones operativas del motor, ni se prolongaron en el tiempo lo suficiente como para llegar a conclusiones finales.

Esta afirmación sugirió a una tercera fase de ensayos a escala real a bordo de un buque pesquero de arrastre, en condiciones reales de operación; aunque previamente fue necesaria una prueba de inyección en condiciones controladas. En este último capítulo (Capítulo III), se evaluó el

combustible AFO mediante dos importantes estudios: (1) caracterización de las propiedades de inyección del combustible por medio de un banco de inyección en condiciones controladas, y (2) caracterización de las propiedades de combustión, inyección, emisiones y funcionamiento de un motor diésel de media velocidad (motor diésel, Yanmar 1030kW@800rpm), a bordo de un buque pesquero y en condiciones reales de operación. Los resultados de las pruebas de inyección confirmaron la necesidad de calentar ($>70^{\circ}\text{C}$) el combustible AFO, hasta reducir su viscosidad ($<12\text{mm}^2/\text{s}$) hasta niveles aceptables, antes de ser quemado en el motor diésel de media velocidad. Tras realizar las pruebas en el motor del buque, se confirmaba que el combustible AFO ardía antes pero su proceso de combustión terminaba sensiblemente más tarde que con el combustible DFO. Esto era debido principalmente a la composición del combustible, con elementos más ligeros y volátiles, pero a su vez, elementos más pesados que retardaban el proceso final de la combustión. Las presiones de combustión también fueron ligeramente superiores con el combustible DFO, aunque en lo relativo a parámetros relevantes de funcionamiento del motor, ambos combustibles tuvieron comportamientos muy similares. El comienzo de la inyección se retrasaba ligeramente con el combustible AFO probablemente debido a una mayor compresibilidad del propio combustible. Al igual que en los casos anteriores, el consumo másico de combustible del motor era sensiblemente inferior cuando emplea el combustible alternativo; sin embargo, debido a su mayor PCI, el rendimiento energético del motor era sensiblemente superior al quemar el combustible DFO. En términos de emisiones, el motor cuando empleaba el combustible AFO emitía un 10-15% menor de NO_x y sensiblemente menor de CO_2 , aunque superior (15%) para el caso de las emisiones de CO, en comparación al combustible convencional CO. Además de ello, en base a los resultados obtenidos en el estudio previo para la caracterización del consumo de combustible del buque pesquero, se realizó una estima de consumo anual del buque con ambos combustibles. Para la misma operativa el buque emitiría 8 tn menos de combustible y 21 tn menos de emisiones de efecto invernadero con el combustible AFO.

En total, el buque empleó casi 300 horas de operación consumiendo 40.000 litros de combustible AFO. Teniendo en cuenta que el motor puede llegar a operar 5.500 horas en un año, las pruebas se deben entender como ensayos preliminares en entorno real, ya que las características de operación reales únicamente se pueden conocer con exactitud con el uso continuado del combustible AFO durante un tiempo muy prolongado; sin embargo, también cabe resaltar, que los resultados muestran que puede resultar viable técnicamente el uso de este combustible alternativo si el motor es adaptado a las condiciones de quemar un combustible pesado.

HIPÓTESIS, OBJETIVOS y ESTRUCTURA de la tesis

1. Hipótesis

La siguiente hipótesis ha sido planteada como base de la presente tesis:

“Puede ser viable técnicamente el empleo de un combustible alternativo proveniente de aceites lubricantes reciclados y de alta viscosidad, por parte de la flota pesquera vasca motorizada con motores diésel de media velocidad, sin repercutir negativamente en el funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor y sin interferir en la operatividad del buque”.

2. Objetivos

Con el fin de abordar la afirmación planteada en la hipótesis, la presente contribución tratará de cumplir el siguiente objetivo general:

“Evaluar la viabilidad técnica del empleo de un combustible alternativo proveniente de aceites lubricantes reciclados y de alta viscosidad, por parte de la flota pesquera vasca motorizada con motores diésel de media velocidad, sin repercutir negativamente en el funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor y sin interferir en la operatividad del buque”.

A su vez, este objetivo general ha de ser abordado por mediante el cumplimiento de los siguientes objetivos parciales:

1. Obtención del flujo y distribución de consumo de combustible de una parte representativa de la flota pesquera de bajura y altura al fresco mediante la realización de auditorías energéticas en tres buques de pesca.
2. Evaluación del grado de dependencia de combustible por parte de la flota pesquera.
3. Obtención de las propiedades físico-químicas del combustible alternativo por medio de análisis de laboratorio y obtención de las propiedades de combustión del combustible mediante ensayos específicos de laboratorio.
4. Ensayos preliminares del combustible alternativo en un motor diésel de baja potencia y alta velocidad, y de ámbito terrestre. Evaluación del funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor.

5. Preparación de un banco de ensayos con un motor diésel marino de media potencia y alta velocidad, con un módulo de calentamiento y control de la viscosidad del combustible, y replicando además las condiciones de funcionamiento de un motor diésel marino con sistema de refrigeración mediante agua de mar.
6. Estudio del funcionamiento de un motor de media potencia y alta velocidad, simulando las condiciones reales de la operación y propulsión de un motor diésel marino. Evaluación del funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor.
7. Estudio del patrón de inyección del combustible alternativo por medio de un banco de ensayos específico de inyección.
8. Adaptación de la sala de máquinas de un buque pesquero motorizado con un motor de media velocidad, junto con la instalación de un módulo de calentamiento y control de la viscosidad del combustible.
9. Realización de pruebas de mar a bordo del buque pesquero en condiciones reales de operación sin interferir en la actividad pesquera del buque. Evaluación del funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor en condiciones reales de operación.

3. Estructura de la tesis

Con el fin de materializar los objetivos parciales y abordar el objetivo general de la tesis para dar respuesta así a la hipótesis planteada, la presente contribución ha sido estructurada de la siguiente manera.

| Contribución científica | Argumento | Objetivos específicos | Apartado |
|-------------------------|---|-----------------------|--------------|
| 1 | Evaluación y cuantificación de la dependencia al combustible diésel convencional por parte de la flota pesquera vasca y obtención de los patrones de consumo de combustible según su actividad y operativa mediante la realización de auditorías energéticas. | 1, 2 | Introducción |
| 2 | Análisis físico-químico del combustible alternativo de alta viscosidad, procedente de aceites lubricantes residuales reciclados; ensayos preliminares del combustible alternativo en un motor diésel de baja potencia y alta velocidad. Evaluación del funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor. | 3, 4 | Capítulo I |
| 3 | Estudio del funcionamiento de un motor de media potencia y alta velocidad con el empleo del combustible alternativo, mediante la instalación de un módulo de calentamiento y control de la viscosidad, simulando además las condiciones reales de la operación y propulsión de un motor diésel marino. Evaluación de funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor. | 5, 6 | Capítulo II |
| 4 | Realización de pruebas en banco de ensayos para la obtención del patrón de inyección del combustible alternativo de alta viscosidad. Caracterización del combustible alternativo mediante pruebas reales de mar, mediante el empleo de dicho combustible a bordo de un buque pesquero motorizado con un motor de media velocidad. Evaluación de funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor en condiciones reales de operación. | 7, 8, 9 | Capítulo III |

CONTRIBUCIONES CIENTÍFICAS

1. Contribuciones científicas

La presente tesis doctoral, “*ANÁLISIS DE UN COMBUSTIBLE PROVENIENTE DE ACEITE LUBRICANTE RECICLADO PARA USO EN MOTORES DIÉSEL MARINOS DE MEDIA VELOCIDAD*”, ha presentado las siguientes contribuciones a la comunidad científica:

Contribución I

Basurko O.C., **Gabiña G.**, Uriondo Z. (2013). Energy performance of fishing vessels and potential savings. *Journal of Cleaner Production* 54, 30-40.

Contribución II

Gabiña G., Martín L., Basurko O.C., Clemente M., Aldekoa S., Uriondo Z. (2016). Waste oil-based alternative fuels for marine diésel engines. *Fuel Processing Technology* 153, 28-36.

Contribución III

Gabiña G., Martín L., Basurko O.C., Clemente M., Aldekoa S., Uriondo Z. (XXXX). Performance of marine diésel engine in propulsion mode with a waste oil-based alternative fuel. *Fuel* (summitted, under revision).

Contribución IV

Uriondo Z., **Gabiña G.**, Basurko O.C., Clemente M., Aldekoa S., Martín L., (XXXX). Medium-speed marine diésel engines: Could operate with waste oil-based fuels? Case study: Bottom-trawl fishing vessel. *Fuel* (summitted, under revisión).

2. Otras contribuciones

- Basurko O.C., **Gabiña G.**, Uriondo Z. (2012). Energy audits of fishing vessel: lessons learned and the way forward. *Second International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency. E-Fishing, Vigo, Spain*. Conference paper.
- **Gabiña G.**, Uriondo Z., Martín L., Clemente M., Aldekoa S., Basurko O.C. (2014). Tests of Alternative Mineral Fuel from Waste Oil for Marine Applications: Fishing Fleet. *Third International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency. E-Fishing, Vigo, Spain*. Speaker and Conference paper.
- Basurko O.C., **Gabiña G.** (2014). Energy efficient fishing: Determinant factors. *International Conference, Shipping in Changing Climates: Provisioning the future. Liverpool*. Poster.
- Basurko OC, **Gabiña G.**, Quincoces I (2016). Fuel consumption monitoring in fishing vessels and its potential for different stakeholders. *International Conference Shipping in Changing Climates. Newcastle*. Conference.
- **Gabiña G.**, Quincoces I., Basurko O.C. (2016). Open source monitoring platform for small commercial fisheries. *ICES ASC, Riga*. Speaker.
- **Gabiña G.**, Basurko O.C., Notti, E. Sala, A. Aldekoa S., Clemente M., Uriondo Z. (2016). Energy efficiency in fishing: Are magnetic devices useful for use in fishing vessels? *Applied Thermal Engineering* 94, 670-678.

INTRODUCCIÓN

1. Contexto

Los combustibles fósiles son una de las mayores fuentes de energía empleadas en el mundo, pero tienden a agotarse. A pesar de estar inmersos en la era de la des-carbonización, el transporte marítimo sigue siendo una actividad totalmente dependiente de los combustibles fósiles; además, el precio del crudo sigue siendo una de las grandes preocupaciones de la propia industria marítima. El combustible puede llegar a representar entre un 60-70% de los costes operacionales de un buque [1]. En el caso específico de los buques de pesca, equipados con motores diésel de alta y media velocidad, el coste de combustible puede suponer hasta el 50% de sus costes anuales de operación [2].

La gran mayoría de los sistemas de propulsión marina y generación de energía a bordo de los buques están compuestos por motores diésel. Estas máquinas son consideradas como máquinas punteras debido a su elevada eficiencia, robustez y durabilidad comparadas con otras máquinas térmicas [3]. Se estima que los motores diésel marinos llegan a consumir 60 millones de barriles de crudo al año [4]; ello conlleva una cantidad de 961 millones de toneladas de CO_{2eq.}, 20,9 millones de toneladas de emisiones de NO_x, 11,3 millones de toneladas de SO_x y 1,4 millones de toneladas de partículas emitidas a la atmosfera [5].

El transporte marítimo mueve un volumen de 9,84 billones de toneladas (datos del 2014) al año y es uno de los pocos actores que durante la crisis ha podido mantener un sensible crecimiento [6]. Y más aún, es previsible un importante crecimiento para los próximos años venideros [7]; con lo cual, es previsible también una mayor contribución a la contaminación ambiental y al cambio climático. De esto modo, si no se toman medidas, se prevé que el aporte de la industria marítima al global de gases de efecto invernadero sufra un aumento del 2,7% en 2007 al 20-60% en 2050 [8]. Siendo conscientes de ello, las organizaciones reguladoras competentes, como la IMO (Organización Marítima Internacional), han dictaminado nuevas políticas de índole medioambiental con mayores niveles de restricción y de aplicación en el ámbito marítimo.

Para determinar las especificaciones de los combustibles marinos se emplea de referencia la norma ISO 8217 [9, 10]. Desde el año 2015, la IMO ha intensificado sus regulaciones para el sector naviero. Se restringe el uso de combustibles con un contenido de azufre superior al 0,1% a partir del 2015 en las Áreas de Control de Emisiones, denominadas ECA-s (Las costas de Norte América, Mar del Norte y Mar Báltico) y tan solo un 0,5% a partir del 2020 para todo el planeta [11]. El control de las emisiones de efecto invernadero en el ámbito naval también son una realidad, para ello han sido desarrollados nuevos índices e indicadores de eficiencia energética como el EEDI (índice de eficiencia energética en el diseño del buque) y el EEOI (indicador de

eficiencia energética en la operativa del buque); además, con relación al control de los consumos energéticos del buque y emisiones de CO₂, también entra en vigor el plan SEEMP (plan para la gestión de la eficiencia energética a bordo de los buques), de obligado cumplimiento para buques superiores a los 400GT-s. Además, el control de las emisiones de NO_x con la nueva regulación Tier III de la IMO (en vigor desde 2016 para las ECA-s libres de NO_x), que implica una reducción de dichas emisiones para los buques de nueva construcción un 75% en referencia a la anterior regulación Tier II [12, 13]. Estas nuevas regulaciones están propiciando nuevas estrategias de ahorro y eficiencia energética en la industria naviera.

Europa, dictamina ya que para el año 2020 un mínimo del 10% del combustible empleado en el transporte entre países europeos será procedente de fuentes alternativas como los biocombustibles; más aún, en relación a la mitigación del cambio climático, los suministradores de combustible en Europa deberán reducir la intensidad de emisiones de CO₂ de sus combustibles y mezclas en un 6% tomando como referencia lo suministrado en 2010 [14, 15]. Además, cabe destacar el reciente Acuerdo de París que ha consistido en el desarrollo de un plan de acción global para lograr el objetivo de un promedio de incremento de temperatura global de la tierra menor a 2 °C [16].

Dentro de este marco contextual, otra de las cuestiones a destacar es el agotamiento de las reservas de las fuentes de energía minerales en el mundo. Según varios autores, en los estudios realizados en base a su metodología de cálculo, estiman en 35, 107 y 37 años de tiempo de agotamiento del petróleo, carbón y gas, respectivamente. Sin embargo, si se consideran las ratios de consumo de 2006, el agotamiento se puede estimar en 40, 200 y 70 años, respectivamente. En ambos casos, el petróleo es el primer candidato a desaparecer [17]. Otros autores, predicen también que las reservas de petróleo se agotarán hacia la segunda mitad del presente siglo, acelerando así un escenario de transición hacia las fuentes de energía renovables [18]. Ante esta circunstancia, tal y como se ha comentado anteriormente, el transporte marítimo sigue siendo muy dependiente de los combustibles fósiles como el petróleo.

Nos encontramos pues, ante un escenario de tendencia progresiva del agotamiento de los recursos fósiles, tales como los empleados como fuente de energía principal en el transporte; por otro lado, nos encontramos también ante una gran conciencia medioambiental debido a una realidad de contaminación atmosférica progresiva de nuestro planeta; este hecho, predice un futuro de desarrollo insostenible, y su atenuación requiere, entre otros, del empleo de fuentes de energía limpias e inagotables [19].

Una mejora de la eficiencia energética puede implicar importantes reducciones de consumo de combustible, ahorros económicos y mejoras medioambientales. Este hecho ha impulsado el

desarrollo de nuevas estrategias de ahorro energético con enfoque en los propios buques. Como punto de partida, una de las primeras actuaciones a realizar, consiste en conocer desglosado los consumos de todos los equipos consumidores de a bordo y su relevancia o frecuencia de empleo, y valorar posibles actuaciones de reducción de consumo; para ello, es imprescindible conocer al mayor grado de detalle posible la demanda energética real del buque en cada momento de su operativa de trabajo; es por ello por lo que las auditorías energéticas se han convertido en un ejercicio fundamental para la toma de decisiones estratégicas y acometer los fines citados con anterioridad.

En los últimos años, el sector marítimo ha intentado desarrollar estrategias para su desarrollo ambiental y sostenible [20]; tales como, sistemas de gestión de la energía, indicadores de consumo de combustible, e incluso optimizadores de rutas que pueden suponer ahorro del 10-20% [2]. Las estrategias precedentes están basadas en actuaciones en la operativa del buque, tales como la reducción y optimización de la velocidad de navegación [21-23], y métodos para el mantenimiento de motores basado en condición (CBM) que contribuyen muy positivamente al ahorro energético [24, 25]; reducción de velocidad de ruta y propulsión eólica [26, 27], propulsión híbrida [28, 29], e incluso se desarrollan estudios con un alto componente de innovación tecnológica para la recuperación de los calores residuales y generación de energía [30, 31]. Otras estrategias tratan de mejorar las propiedades de combustión de los motores diésel; con este fin diferentes estudios de investigación han sido desarrollados con aditivos de aceite y combustible, así como dispositivos de tratamiento de combustible, tales como polarizadores de combustible [32, 33]; otra de las estrategias posibles, que también requieren de un importante estudio de investigación y desarrollo, corresponde al empleo de combustibles alternativos [34, 35].

Resumiendo, la dependencia a los combustibles fósiles es una realidad, con una mayor demanda de energía en todos los niveles, industrial, poblacional e individual; además, el precio de dicha energía es inestable, pero con una tendencia al alza; por otro lado, existe un compromiso medioambiental y una obligación de reducir las emisiones a la atmósfera; y con todo ello, se pretende mejorar la competitividad a nivel industrial y sectorial. Todo esto hace que la eficiencia energética pase a dar un salto cualitativo, y así, de ser una opción, pase a ser una necesidad [36].

Resumiendo, el transporte marítimo es un sector muy dependiente de los combustibles fósiles convencionales; además, ante una previsión de aumento de consumo, esta fuente de energía tiene visos a agotarse en un futuro no muy lejano; por otro lado, las restricciones medioambientales cada vez son más severas, con regulaciones cada vez más restrictivas en el marco de las emisiones contaminantes y de efecto invernadero; es por ello pues que el sector comienza a ser proactivo en la búsqueda de soluciones que reduzcan su dependencia de dicha fuente de energía fósil, agotable y contaminante.

2. Identificación del problema

La demanda energética de un buque es principalmente generada y abastecida por medio de motores térmicos, que emplean combustibles derivados del petróleo, siendo éstos, combustibles fósiles, no renovables. El petróleo está compuesto por una mezcla de hidrocarburos, oxígeno, nitrógeno y azufre en pequeñas cantidades. El petróleo es un combustible líquido que incluye todos los hidrocarburos líquidos; el propio crudo o productos derivados provenientes del crudo refinado. Su extracción se realiza por medio de la perforación de pozos a través de barreras no porosas que retienen y contienen el petróleo [37].

Por otro lado, el petróleo resulta ser un producto que en términos económicos transmite cierta inestabilidad; los costes para la extracción del petróleo dependen de diversos factores; tales como los costes de exploración, los costes de extracción y los impuestos a la producción. Los costes de exploración corresponden a los estudios geológicos, científicos y de perforación. Además, estos trabajos suelen estar financiados, con lo que habría que añadir los costes asociados a la financiación.; Los costes de extracción corresponden a todas las operaciones técnicas realizadas en los pozos para la extracción del crudo; al igual que el caso anterior, también suelen contar con los costes asociados a su financiación. El impuesto a la producción depende de los gobiernos que son los que lo aplican a las empresas petrolíferas condicionado por la cantidad de petróleo extraído; además, se añaden costes asociados a las licencias de explotación, impuestos ambientales, etc. A todo ello habría que considerar la complejidad geológica del yacimiento, que podría incrementar notablemente los costes arriba citados [38].

El precio del barril no desarrolla una tendencia constante y estable con el tiempo; está supeditado a factores geopolíticos, tanto a nivel externo como a nivel interno del propio país productor [39]. A comienzos del 2007 el barril de crudo se encontraba a 92 dólares, alcanzando su valor record de 147 dólares el barril a comienzos de 2008; sin embargo, para finales de ese mismo año volvía a bajar hasta valores aproximados a 40 dólares el barril; a partir de entonces, el precio del barril volvía a sufrir una tendencia creciente hasta alcanzar cifras de entorno de 125 dólares a finales de 2011 y volvía a bajar a niveles históricos de casi 30 dólares el barril de crudo a comienzos 2016 (Figura I- 1) . A fecha actual, el precio del barril está volviendo a sufrir un repunte o tendencia ascendente; a mediados de 2016 el precio de barril se situó cerca de 42 dólares y ya en enero de 2017 ascendía a los 52 dólares (Figura I-2) [40]. El precio promedio del barril de petróleo en los últimos 14 años corresponde a 71,86 dólares con una desviación estándar (σ) de $\pm 29,61$ dólares y una varianza (σ^2) 5,44 dólares. El valor de la varianza representa una dispersión del 7,5% respecto del valor promedio del precio de barril, con lo que esta población de datos representa una gran variabilidad.

Esta volatilidad en el precio es debido principalmente a diferentes factores externos, tanto estructurales, como de mercado [41]; a continuación, se citan factores que pueden influir en el precio del barril de crudo en determinado momento:

- Las fuertes inversiones y presiones que los gobiernos hacen sobre el mercado del petróleo.
- Devaluación del dólar americano.
- Incremento de las empresas nacionales de petróleo (NOC).
- El incremento de la demanda en petróleo en países asiáticos.
- Factores geopolíticos (inestabilidad política y social en determinados estados o países productores); ejemplos como Venezuela, Nigeria y países del Oriente Medio.
- El aumento de los costes de producción.
- Crecimiento de abastecimiento por parte de países no-OPEC (organización de países exportadores de petróleo).
- Cortes de producción por parte de la OPEC.

La siguiente Figura I- 1 representa la evolución del precio del barril en dólares entre los años 2004 y 2014, donde es apreciable la fluctuación del valor del precio de barril [40]. A pesar de la inestabilidad observada, es apreciable también en términos absolutos la tendencia ascendente del precio de combustible (apreciable mediante la línea de tendencia representada en la figura).

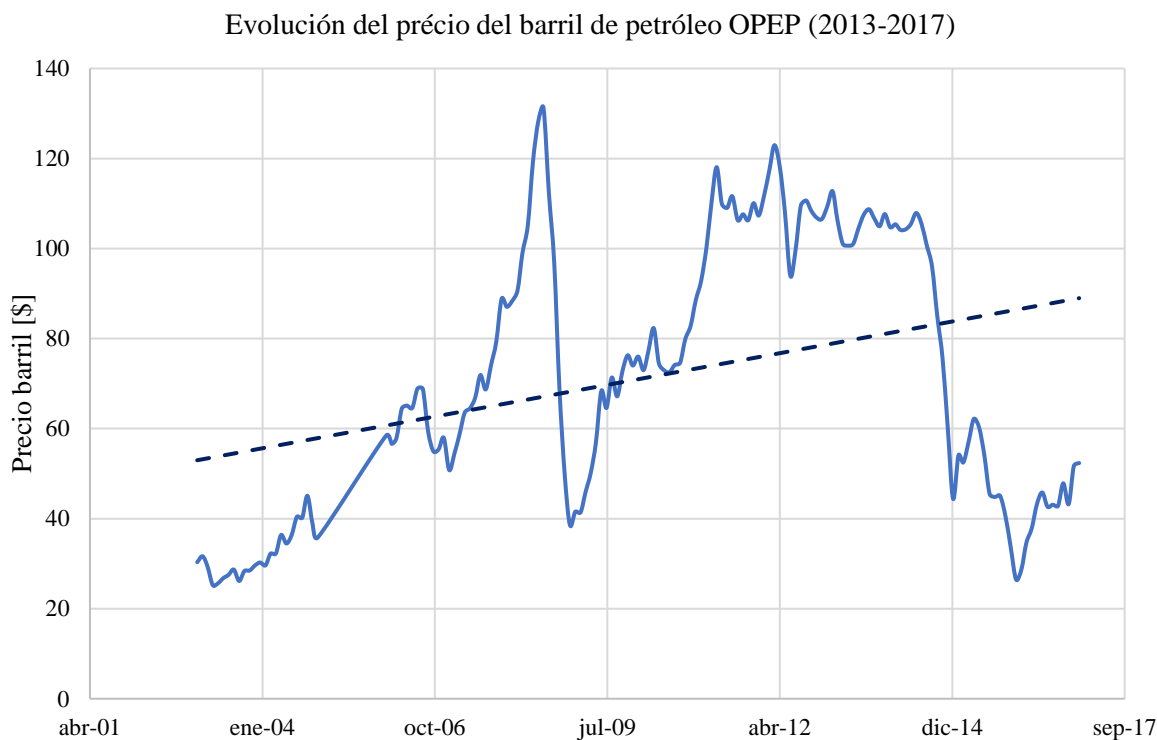


Figura I- 1. Evolución del precio de barril de petróleo desde enero de 2003 hasta enero de 2017 [40, 42]

En la siguiente Figura I-2 se pretende representar la comparativa entre dos años recientes y consecutivos para evaluar las tendencias opuestas en cuanto a la evolución del precio en el tiempo [42].

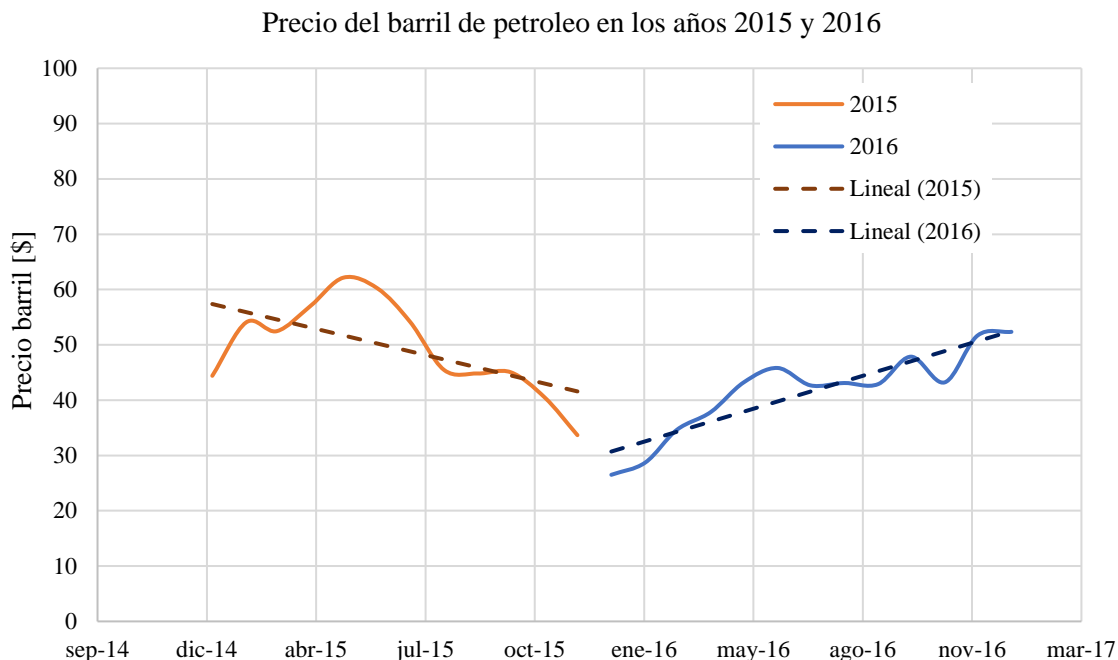


Figura I-2. Tendencias opuestas de evolución del precio de barril de petróleo en 2015 y 2016

La producción de petróleo también se ve condicionada por el precio de venta del barril de crudo. Hay yacimientos, sobre todo los más antiguos, con una producción de un millón de barriles diarios, que ven comprometida su producción cuando el precio cae por debajo de los 40 dólares el barril. Sus costes de producción varían entre 20 dólares y 50 dólares el barril. En el caso de los yacimientos del Reino Unido, en el Mar del Norte, comenzarían a ser deficitarios con un precio de venta de barril por debajo de los 50 dólares. En el caso de México, el coste de extracción ronda los 20 dólares (en 2015, se estimaba una producción de 2,40 millones de barriles diarios) y en el caso de Colombia, puede rondar un promedio de 10 dólares el barril (en 2015 se estimaba una producción de 1,03 millones de barriles diarios); aun así, muchas veces suele compensar mantener una mínima producción que cerrar el yacimiento, ya que los costes asociados al cierre pueden resultar superiores a la propia producción en pérdidas [38]. Con lo cual, además de representar una inestabilidad en el precio del barril, también existe el riesgo de la limitación del suministro.

Uno de los principales consumidores de los combustibles derivados del petróleo corresponde al transporte marítimo; la presente contribución se centra específicamente en la flota pesquera, que es representada por buques motorizados principalmente con motores rápidos y de baja potencia (100 – 500 kW) y de media velocidad y media potencia (500 – 5.000 kW).

En el caso específico de los buques de pesca, el combustible empleado principalmente corresponde al combustible diésel. Tal y como se ha comentado anteriormente, un buque pesquero está equipado con motores diésel de alta y media velocidad, el gasto económico anual producido por el consumo de combustible empleado para llevar a cabo su actividad, puede representar el 50% de sus gastos anuales de operación [2]. Esta flota debe hacer frente a una serie de factores que comprometen su futuro en términos de sostenibilidad; tales como la fluctuación del precio del combustible anteriormente comentada, el estancamiento del precio de venta de las capturas, la disminución de los stocks y el inapreciable relevo generacional.

En referencia a las flotas europeas, desde el uno de enero de 2014 entra en vigor la nueva Política Pesquera Común de la Unión Europea, que propone un nuevo marco general para la gestión de las pesquerías europeas [43]; esto conlleva que se prohíbe el descarte de capturas no deseadas por parte de los buques pesqueros. El descarte, significa aquella captura no deseada que es devuelta al mar viva o principalmente, muerta [44]. Esta prohibición irá introduciéndose en la flota de manera gradual entre 2015 y 2019 para las especies reguladas [45]. En términos generales, el descarte deberá llevarse a puerto sin valor de mercado alguno, consumiendo la cuota asignada para esas especies, pertenecientes a la próxima costera. Esto puede suponer un cambio drástico en su operativa pesquera ya que pueden ver afectada negativamente su actividad económica. Son muchos los esfuerzos que se están llevando a cabo por parte de las instituciones públicas competentes con el objetivo de desarrollar nuevas tecnologías pesqueras sostenibles con el fin de minimizar los descartes [46]; aun así, debido a su gran dificultad efectiva, a día de hoy, dicho desarrollo se encuentra aún en fase de investigación.

Resumiendo, la flota pesquera observa como sus ingresos pueden verse afectados en un futuro muy cercano debido al estancamiento temporal en el precio de venta de capturas, limitación de cuotas y prohibición de los descartes; además, observa también como uno de sus principales gastos, necesario para poder ejercer la actividad, como es el combustible derivado del petróleo, depende de factores externos y sobre todo situaciones geopolíticas que están totalmente fuera de su alcance. Tan relevante es este último factor que tal y como se ha podido apreciar en los últimos años, el gasto en combustible ha resultado ser más del doble en diferentes años consecutivos para desarrollar la misma actividad.

Ante este escenario, la actividad pesquera se encuentra en una situación incierta desde el punto de vista de la sostenibilidad; la mejora del rendimiento económico de las empresas pesqueras, mediante el desarrollo de estrategias proactivas que ayuden a incrementar los ingresos y a reducir los gastos será fundamental para garantizar que generaciones futuras puedan recoger el testigo de la propia actividad.

En esa línea, esta contribución pretende investigar la posibilidad de reducir la dependencia al combustible diésel por parte de los buques de pesca, y más aún, estudiar la efectividad de un combustible alternativo proveniente de aceites lubricantes residuales reciclados para motores de media potencia.

Para ello, resulta imprescindible conocer la magnitud de la dependencia del combustible diésel por parte de la flota; para ello, será necesario llevar a cabo auditorías energéticas que determinen la distribución del consumo de combustible de todo el buque. Las auditorías energéticas son procedimientos que permiten a las organizaciones o empresas conocer su estado respecto de su uso de la energía; proporcionan un escaneado detallado de los flujos de energía de una actividad y proponen alternativas y mejoras para reducir su demanda energética y obtener así unos ahorros económicos y mejoras medioambientales importantes [47].

A diferencia de las industrias terrestres, los flujos de consumo de energía en los buques pesqueros son muy variables. En términos de consumo de energía la flota pesquera depende de una serie de factores que tampoco están a su alcance, tales como la migración de las especies, condiciones océano-meteorológicas, búsqueda de nuevos caladeros, etc. Según comunicaciones con patrones de pesca, comentan una y otra vez: “no hay dos mareas iguales”, refiriéndose a la complejidad de obtener los patrones de consumo de manera estandarizada de un buque pesquero. En esta línea, el estudio se encuentra con un reto importante.

El objetivo de reducir y controlar la dependencia del combustible fósil derivado del petróleo requiere de una gestión del consumo a bordo muy efectiva, incluyendo una monitorización exhaustiva del uso y consumo de los motores y de los principales equipos o maquinaria consumidora de energía, el rediseño de los buques y una reinversión proactiva del uso del combustible a bordo [48, 49]. Sin embargo, hasta ahora, el único dato registrado de consumo correspondía al llenado o recarga de combustible. Hay autores que ya han estimado, sin entrar en detalle, el consumo aproximado de la flota atunera congeladora (flota de grandes buques de cerco); dichos autores calculan que en 2009 el consumo total representó la cifra de 3 billones de litros de combustible, que corresponden a casi 9 millones de toneladas de CO₂ equivalente [50].

Considerando lo anteriormente comentado, en el presente estudio se ha llevado a cabo un estudio de auditoría energética, durante el periodo de un año, en tres buques pesqueros representativos de los puertos de la Comunidad Autónoma Vasca; esto buques emplean un total de 6 operativas de pesca diferentes en función de la época del año y especies o capturas objetivo. De esta manera se ha tratado obtener una radiografía de las demandas energéticas de la flota, para llevar a cabo el posterior análisis objetivo de uso de un combustible alternativo. En la siguiente Tabla I- 1 se describen los datos detallados de los buques auditados.

Tabla I- 1. Destalles de los buques auditados en la presente contribución

| Característica | Unidades | Buque 1 | Buque 2 | Buque 3 |
|---|----------|--|---|--|
| Arte de Pesca | [-] | Arrastre de fondo | Cerco y cebo vivo | Cacea, rasco y líneas verticales |
| Eslora total | [m] | 39 | 37 | 25,9 |
| Capacidad | [GT] | 432 | 231 | 84,19 |
| Año construcción | [-] | 2008 | 2004 | 1995 |
| Material del casco | [-] | Acero | Acero | Acero |
| Puerto base | [-] | Ondarroa | Getaria | Bermeo |
| Motor principal | [-] | Yanmar (8 cilindros) | Guascor (16 cilindros) | Caterpillar (12 cilindros) |
| Potencia máxima | [kW] | 1030 | 1030 | 463 |
| Régimen máximo de motor | [rpm] | 800 | 1600 | 1800 |
| Motores auxiliares | [-] | 2 x 515kW@1500rpm 1 x 59kW@1500rpm 1 x 55kW (alternador de cola) | 1 x 420kW@1500rpm 1 x 170kW@1500rpm 1 x 112kW@1500rpm | 1 x 32kW@1500rpm 1 x 20kW@1500rpm 1 x dinamo (generador en DC) |
| Nº tripulación | [-] | 11 | 15 | 5 |
| Especies objetivo | [-] | Variado | Cerco: verdel, anchoa, chicharro, sardina. Cebo vivo: bonito y cimarrón | Cacea: bonito y cimarrón Rasco: rape Líneas verticales: Verdel |
| Zonas de pesca (basadas en zona FAO [48]) | [-] | Atlántico, VI-VII-VIIIabd | Atlántico, A1 y A2 | Atlántico, VII-VIII |
| Periodos de pesca | [-] | De mediados de septiembre a mediados de julio | Cerco: primavera e invierno Cebo vivo: verano y otoño | Cacea: junio-octubre Rasco: noviembre-febrero Líneas verticales: febrero-abril |
| Paradas de pesca | [-] | De mediados de julio a mediados de septiembre | De mediados de diciembre a mediados de febrero | Abril (o mediados de marzo)-junio |

La monitorización de los parámetros se ha llevado a cabo mediante la siguiente instrumentación: instalación de medidores de caudal de combustible a la entrada y salida del motor en el circuito de gasoil (caudalímetros volumétricos KRAL-OMG), medición del consumo eléctrico mediante analizadores de redes eléctricas portátiles (FLUKE 435) y fijos (Circutor CVM y EMDK); torsiómetro para medir la potencia demandada por la hélice (Binsfeld, torsiómetro fijo TORQUETRAK REVOLUTION y portátil TT10K) y GPS para la medida de velocidad, posición y rumbo y referenciar todo con la hora UTC .

La metodología empleada para la materialización de las auditorías energéticas a bordo, descrita por Basurko, Gabiña y Uriondo [2], se ha representado en la siguiente Figura I-3.

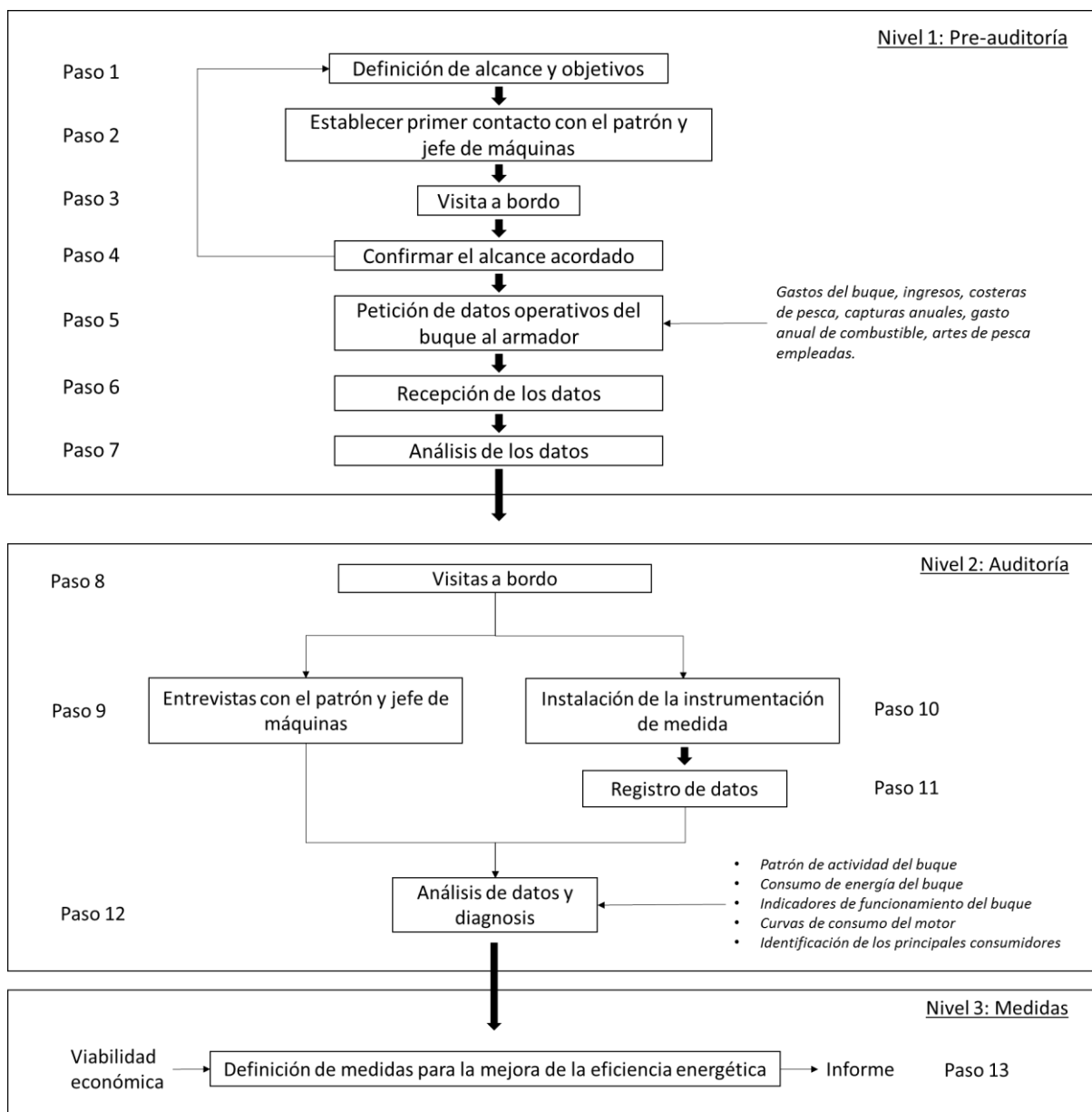


Figura I-3. Flujograma correspondiente a la metodología empleada para la auditoría energética en los buques

Para la presente contribución, lo verdaderamente importante será conocer con exactitud el grado de dependencia del combustible diésel de los buques que representan la flota pesquera. Uno de los datos de interés recogidos durante la primera fase de las auditorías energéticas llevadas a cabo en los años 2012-2013, ha sido recopilar los precios promedio de venta de combustible en los puertos de Ondarroa (principalmente buques de arrastre) y Getaria (principalmente buques de cerco y de cebo vivo) entre los años 2006 y 2012; se ha representado en la siguiente Figura I-4 y Figura I-5:

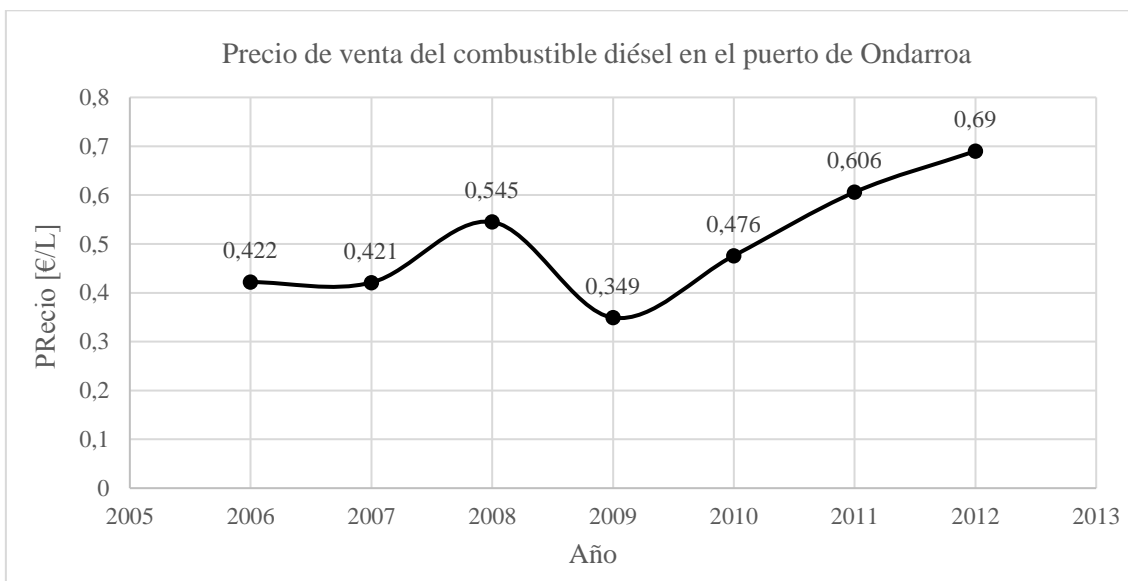


Figura I-4. Evolución del precio de venta del gasóleo marino en el puerto de Ondarroa

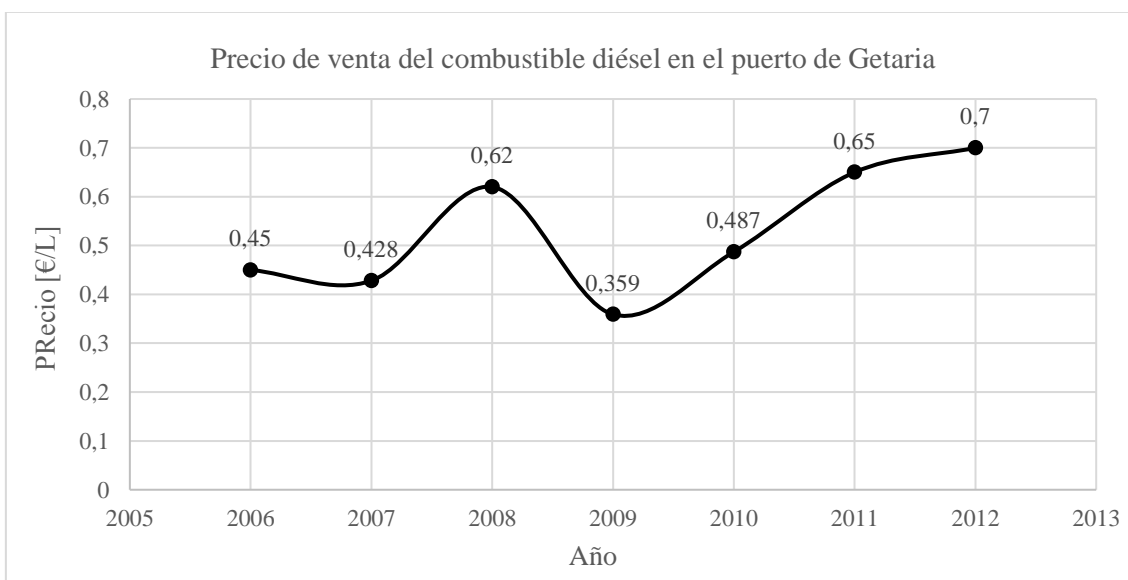


Figura I-5. Evolución del precio de venta del gasóleo marino en el puerto de Getaria

En las recientemente expuestas, Figura I-4 y Figura I-5, se puede apreciar claramente la influencia directa del precio de barril (Figura I- 1) en el precio final de venta de combustible de los puertos; se observa claramente también su volatilidad e inestabilidad con el tiempo, algo que afecta negativamente a la flota.

Tal y como se ha comentado anteriormente existe una complejidad añadida a la hora de llevar a cabo una auditoría energética a un buque de pesca y homogeneizar los resultados; esta afirmación puede ser contrastada y afirmada mediante las siguientes Figura I-6, Figura I-7 y Figura I-8, donde se exponen los recorridos realizados en diferentes mareas por cada buque; se puede claramente observar que no hay dos mareas iguales.

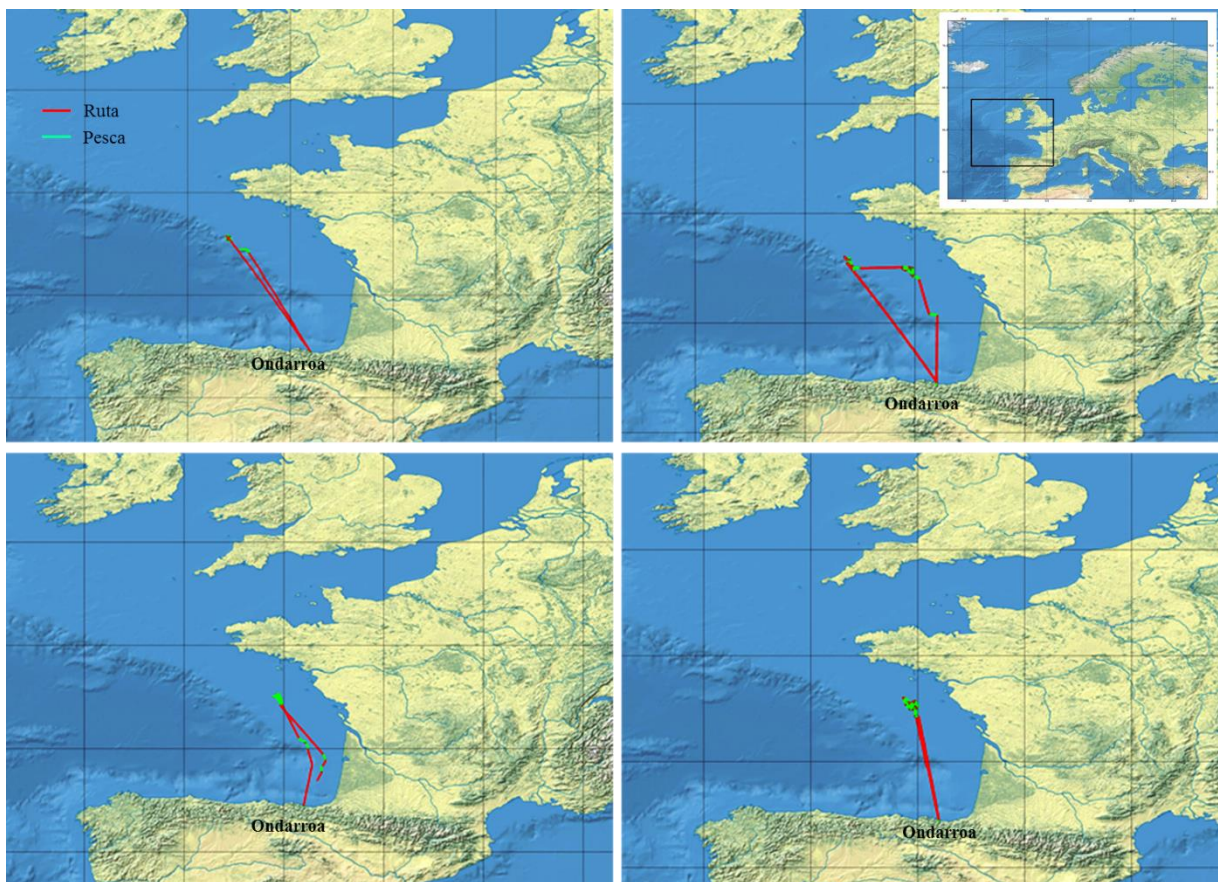


Figura I-6. Cuatro mareas consecutivas realizadas por el buque 1 (arrastre)

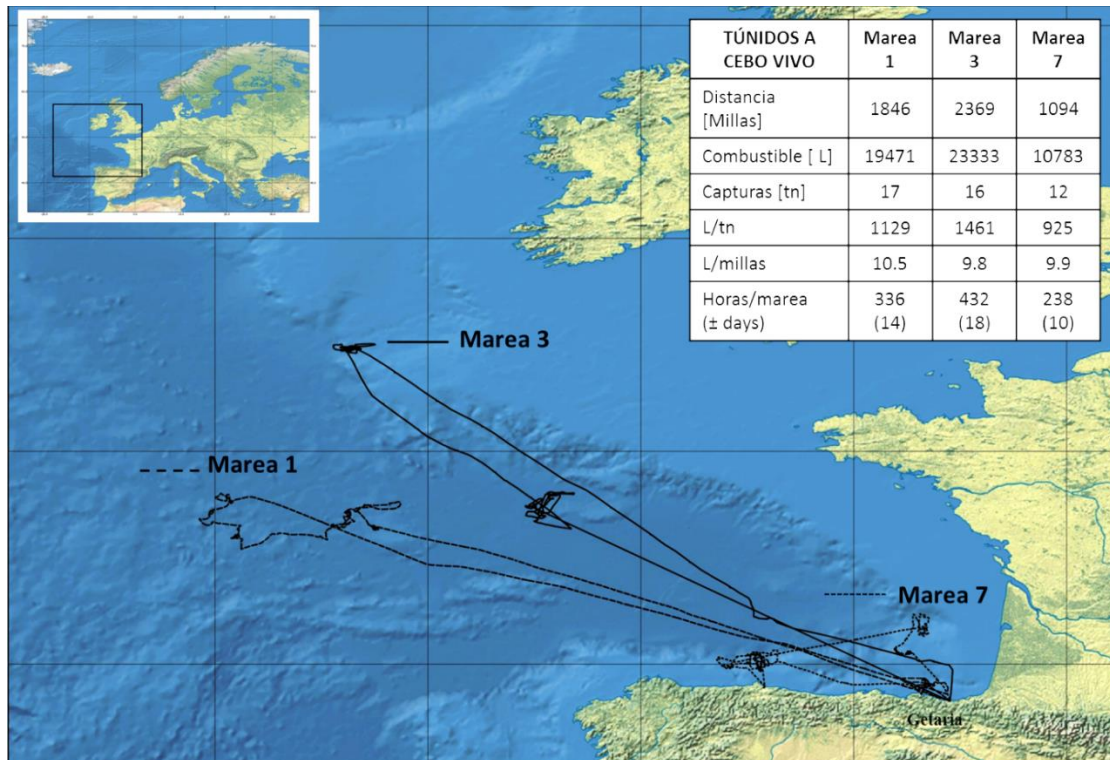


Figura I-7. Tres mareas de una misma costera realizadas por el buque 2 (cebo vivo – pesca de túnidos)

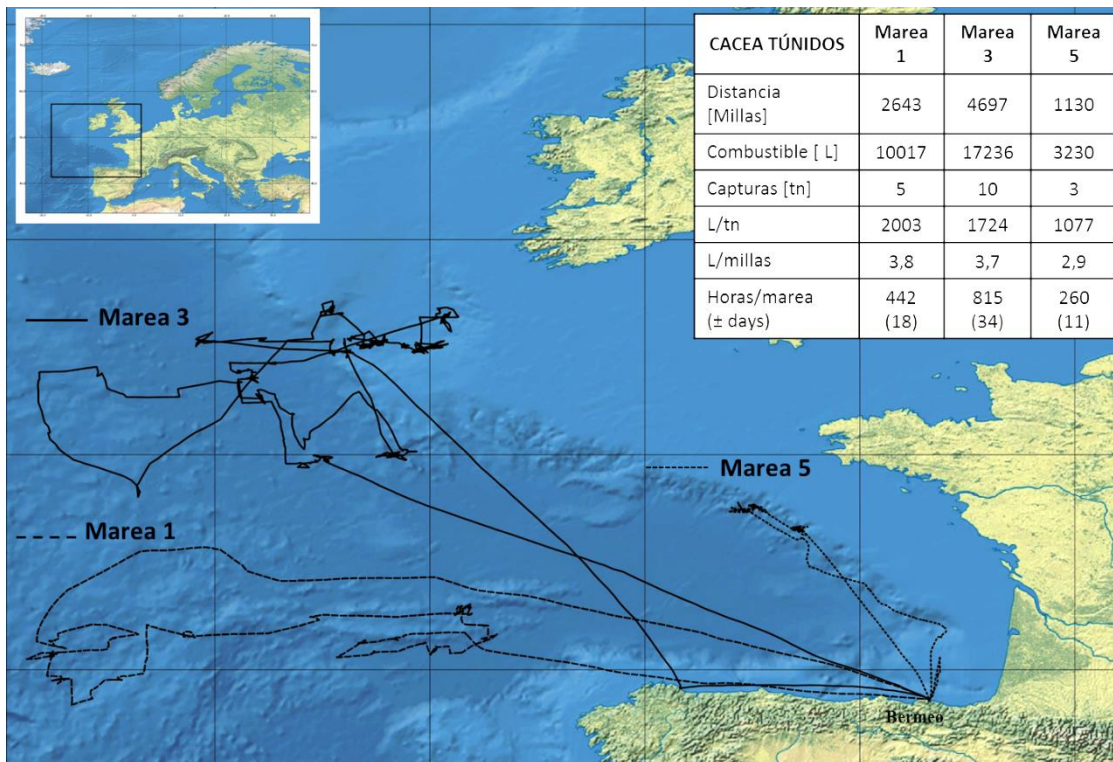


Figura I-8. Tres mareas de una misma costera realizadas por el buque 3 (cacea – pesca de túnidos)

Considerando la variabilidad que cada buque representa en cuanto a su operativa, la siguiente Tabla I- 2 muestra los valores promedios junto con sus desviaciones estándar de los principales parámetros relacionados con el consumo del motor principal.

Tabla I- 2. Destalle de los indicadores de consumo obtenidos de cada buque auditado

| <i>Indicadores</i> | <i>Buque 1</i> | <i>Buque 2</i> | | <i>Buque 3</i> | | | |
|---------------------------|-------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------|-------------|
| | Arrastre de fondo | Cerco | Cebo vivo | Cacea | Rasco | Líneas verticales | |
| | Promedio ± SD | Promedio ± SD | Promedio ± SD | Promedio ± SD | Promedio ± SD | Promedio ± SD | |
| Nº mareas/año | 40±2 | 30±5 | 10±1 | 5±0 | 10±4 | 14,0±4 | |
| H/marea (total) | 134,0±10,5 | 17±5 | 335,3±97,0 | 435±201 | 87,3±12,2 | 7,6±2,9 | |
| Motor [L/h] | Ruta | 178,4±3,5 | 91,0±8,9 | 88,8±7,9 | 38,2±2,1 | 41,0±1,9 | 35,2±11,9 |
| | Pesca | 162,2±5,5 | 9,8±0,5 | 11,4±1,2 | 20,8±1,1 | 7,3±0,6 | 4,2±0,2 |
| Motor [h/marea] | Ruta | 26,1±3,9 | 8,5±2,6 | 152,0±72,1 | 113,4±94,1 | 23,4±3,3 | 2,9±2,0 |
| | Pesca | 93,3 ±8,7 | 5,0±1,0 | 30,7±15,3 | 217,2±76 | 39,1±0,3 | 4,0±0,8 |
| Velocidad [kn] | Ruta | 10,4±0,3 | 7,9±0,9 | 8,1±1,2 | 7,9±0,4 | 8,5±0,4 | 8,1±0,9 |
| | Pesca | 4,0±0,1 | 1,5±0,2 | 1,9±0,5 | 6,9±0,2 | 1,1±0,3 | 0,6±0,2 |
| Motor [rpm] | Ruta | 789±1,8 | 1.086±25,4 | 1.060±34,8 | 1.214±21 | 1.257±19,0 | 1.173±160,7 |
| | Pesca | 690±19,2 | 599±5,8 | 600±5,8 | 969±19,0 | 668±9,0 | 726±3,0 |
| Cons. eléctrico [kWh/año] | 208.625 | 16.723 | 86.789 | 12.386 | 5.094 | 738 | |

Nota: Valores expresados en promedios ± desviación estándar.

Además de la caracterización del consumo de combustible por cada buque, arte de pesca y operativa (navegación en ruta y pesca), se obtienen también los consumos totales de combustible caracterizados para cada buque en un año; esto queda representado en los diagramas de la Figura I-9, Figura I-10 y Figura I-11.

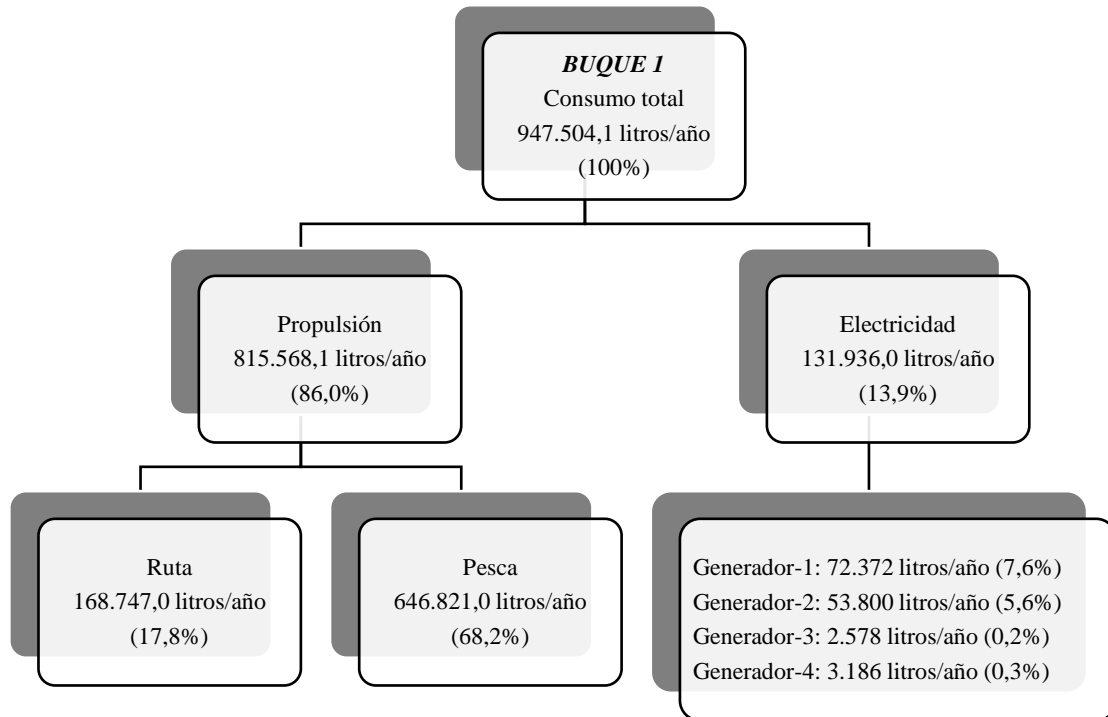


Figura I-9. Flujograma de consumos anuales del buque n° 1 (arrastre de fondo)

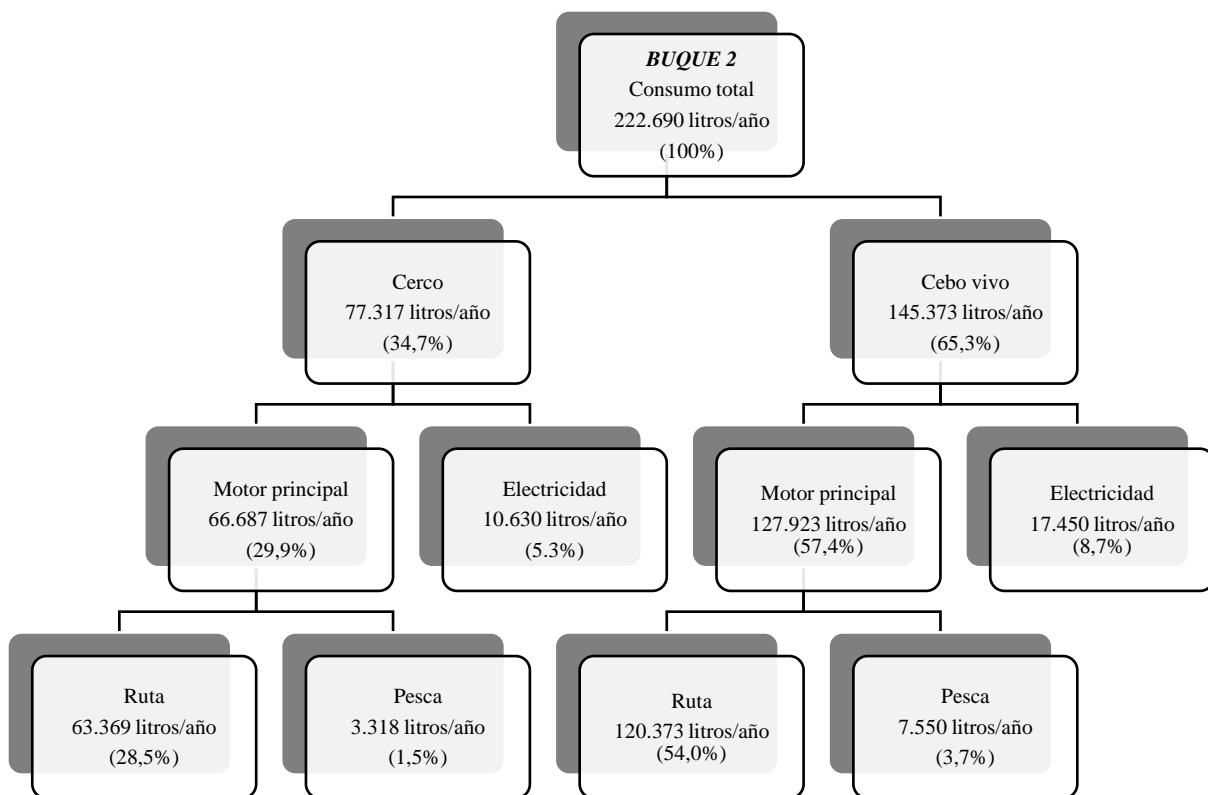


Figura I-10. Flujograma de consumos anuales del buque n° 2 (cerco y cebo vivo).

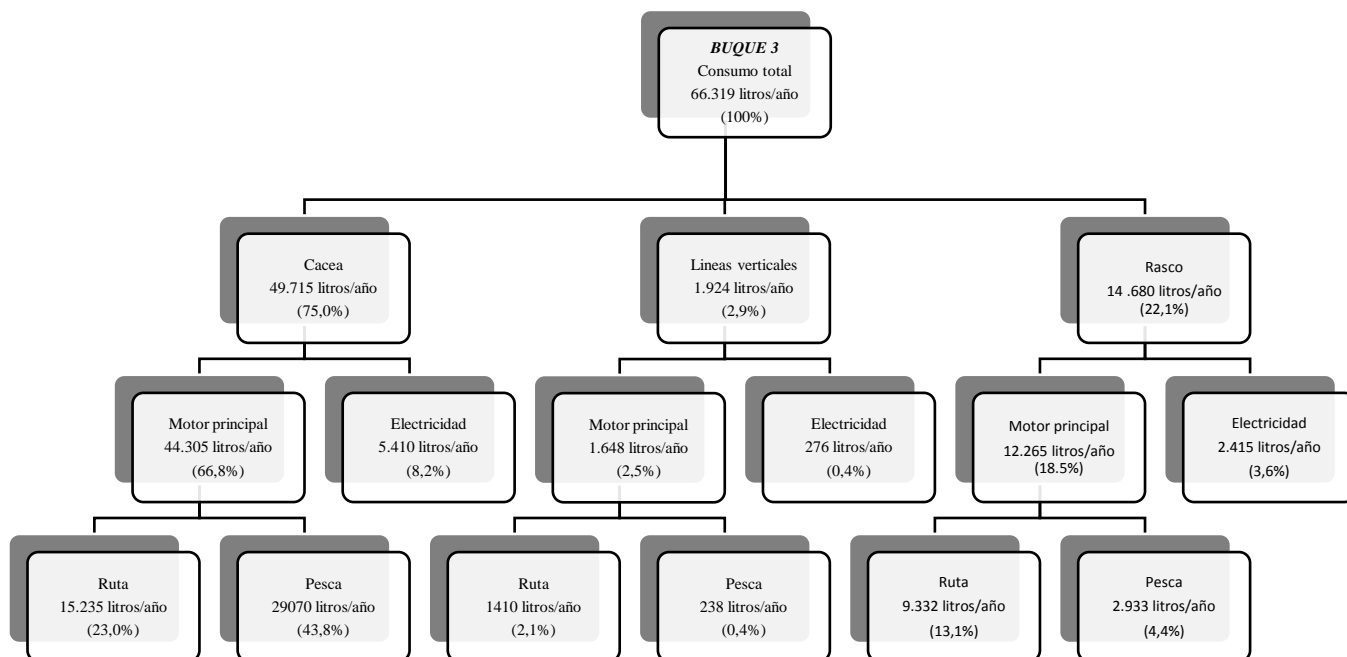


Figura I-11. Flujograma de consumos anuales del buque n° 3 (cacea, líneas verticales y rasco)

Considerando el consumo de los motores principales de los buques, la siguiente Tabla I- 3 el tipo de motor con el consumo anual de combustible.

Tabla I- 3. Consumo del motor principal de cada buque

| | Buque 1 | Buque 2 | Buque 3 | Unidades |
|-----------------|--------------|----------------|--------------------|----------|
| Motor | Yanmar 8 cil | Guascor 16 cil | Caterpillar 12 cil | - |
| Potencia máxima | 1030 | 1030 | 493 | kW |
| Régimen máxima | 800 | 1600 | 1800 | rpm |
| Consumo | 815.568 | 194.610 | 58.218 | litros |

El buque n°1, correspondiente al buque de arrastre, es el buque que mayor consumo de combustible representa; además teniendo en cuenta la nueva Política Pesquera Común Europea comentada anteriormente, por su tipología de pesca y operativa, es la flota que mayor afectada se verá con la nueva política de la prohibición de los descartes. Además, considerando el tipo de motor principal o propulsor con el que cuenta este tipo de flota, motores de media potencia y de media velocidad, tiene visos a poder emplear, con un grado de tolerancia mayor a otros motores más pequeños y rápidos, combustibles alternativos que contengan propiedades físico-químicas parecidas.

Esta contribución plantea el empleo de un combustible proveniente de aceites de lubricación reciclados para el empleo en motores diésel de media velocidad como los empleados por los buques de pesca pertenecientes a la flota de arrastre de fondo.

3. Estado del arte

Un motor diésel es una de las mejores máquinas creadas a nivel industrial debido a su robustez, durabilidad y eficiencia [3]. Debido a sus características de combustión y adaptabilidad, son capaces de emplear hidrocarburos de tipologías muy diferentes: combustibles pesados, destilados, e incluso gaseosos en ciclos duales [51]. En el caso del sector marino, los principales combustibles empleados se dividen en dos grandes grupos: los combustibles residuales o pesados, para buques de gran porte como la marina mercante, y los combustibles destilados para buques de menor porte como por ejemplo los buques pesqueros, buque tipo apoyo, remolcadores, salvamento, pequeño pasaje, etc. Además, existen otros tipos de combustible con potencial a futuro cercano como el LNG (Gas Natural Licuado) en aplicaciones tipo buques transporte de LNG o ferris de aguas interiores.

El combustible residual corresponde al residuo que se genera tras el proceso de refinación una vez extraídos los derivados útiles como la gasolina, gasóleo, propano, butano, nafta y aceites lubricantes, entre otros. Se denomina como MFO (fuel óleo marino) o IFO (fuel óleo intermedio) con un valor elevado de viscosidad, con lo que este combustible debe ser previamente precalentado antes de introducirlo en el motor para reducir su viscosidad. El combustible destilado se obtiene en la refinación a partir del petróleo crudo, mediante el proceso de hidroterminado; en general, contiene un alto poder calorífico, adecuada combustión y baja formación de partículas [52].

En general, el combustible empleado en los motores de propulsión marina se conoce como “bunker fuel”. La mayoría de veces consiste en una mezcla de combustible residual (5-15%) y combustible destilado (85-95%). Con el propósito de diferenciar los combustibles marinos, en su denominación y etiquetado, la primera letra del combustible residual comienza por “R” y la del combustible destilado por “D”, y a continuación una “M” de marino [53]. En la siguiente Tabla I- 4 aparecen citados cuatro tipos de combustible marino, clasificados por la ISO, que son suministrados en todo el mundo para su uso en buques [9].

Resumiendo, los combustibles muy pesados, con bajas características de combustión (viscosidad $< 700\text{cST}@50^\circ\text{C}$, [54]) se emplean en motores lentos de 2 tiempos (75 – 250 rpm) y motores de media velocidad de 4 tiempos (400 – 1000 rpm). Son combustibles que requieren un intenso

tratamiento a bordo previo a su uso por los motores diésel; el tratamiento consiste en un centrifugado previo, un filtrado y un calentamiento hasta obtener el valor de la viscosidad aceptable para el tipo de motor. En aplicaciones de pesca, debido a las características técnicas de los motores diésel empleados, se emplean combustibles destilados, tanto en motores de media velocidad (800 – 1800 rpm) como en motores rápidos (> 2000 rpm).

Tabla I- 4. Tipos de combustible marino, clasificados por la ISO8217:2010

| Combustible | Tipo | Composición | Comentarios |
|-----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|
| <u>RMA-RMK</u> | Residual | 100% residual | Viscosidad <700 cSt a 50°C |
| <u>IFO 180</u> (RME25 y RMF25) | Residual (intermedio) | 12% destilado, 88% residual | Viscosidad de 180 cSt a 50°C |
| <u>IFO 380</u> (RME25 y RMH35) | Residual (intermedio) | 2% destilado, 98% residual | Viscosidad de 380 cSt a 50°C |
| <u>MDO</u> (DMB, DMZ) | Destilado | Gasóleo marino y un aceite pesado | Combustible diésel marino tipo B |
| <u>MGO</u> (DMA, DMX) | Destilado | 100% destilado | Combustible destilado marino tipo A |

En los apartados anteriores, se han expuesto una serie de factores que comprometen y encarecen el uso de los combustibles fósiles convencionales en el transporte marítimo, tales como, mayores restricciones en emisiones contaminantes a la atmósfera [13, 55, 56], limitaciones en la producción de crudo de petróleo y futuro agotamiento de los recursos petrolíferos [57], precio de mercado del barril de petróleo muy inestable y dependiente de factores externos [58]; con lo cual, debido a la gran dependencia al empleo de los combustibles fósiles, principalmente los derivados del petróleo, hace que en los últimos tiempos surjan numerosas iniciativas de desarrollo de combustibles alternativos para la industria y transporte en general, pero también para el ámbito marítimo. Desde hace décadas, son innumerables los estudios experimentales realizados sobre el desarrollo y procesado de combustibles alternativos, tales como los biocombustibles [59-63]; incluso surge también el concepto de economía circular, que consiste en introducir nuevos productos en el mercado derivado de la valorización de los residuos; en este caso, se desarrollan iniciativas también, para la generación de biocombustibles a partir de los residuos [64, 65].

A la hora de buscar una aplicación clara para un combustible alternativo, es muy importante conocer las propiedades físico-químicas del combustible generado. En la siguiente Tabla I- 5 se citan las propiedades de los principales biocombustibles desarrollados por la comunidad científica; siendo esto fruto de un extenso trabajo realizado por Hoekman, Broch [66].

Tabla I- 5. Principales propiedades de diferentes aceites de biodiésel

| Propiedades | Unidades | Camelina | Canola | Coco | Maíz | Jatropha | Palma | Colza | Cártamo | Soja | Girasol | Sebo animal | Aceite de frituras |
|-----------------------------------|----------|-----------------|--------|------|------|----------|-------|-------|---------|------|---------|-------------|--------------------|
| Azufre | ppm | 2 | 2 | 3 | 4 | 5 | 2 | 4 | ND | 2 | 2 | 7 | 5 |
| Viscosidad cinemática (40°C) | cSt | 3,8 | 4,38 | 2,75 | 4,19 | 4,75 | 4,61 | 4,5 | 4,14 | 4,26 | 4,42 | 4,69 | 4,8 |
| Punto de gel | °C | 3 | -2 | -3 | -3 | 5 | 14 | -3 | -4 | 0 | 2 | 13 | 8 |
| Punto de congelación | °C | -7 | -6 | -9 | -2 | 0 | 13 | -10 | -7 | -4 | -2 | 10 | 3 |
| Punto de inflamación o flashpoint | °C | 136 | 153 | 113 | 171 | 152 | 163 | 169 | 174 | 159 | 175 | 124 | 161 |
| Número de cetano | - | 50,4 | 53,7 | 59,3 | 55,7 | 55,7 | 61,9 | 53,7 | 51,1 | 51,3 | 51,1 | 58,9 | 56,9 |
| Índice de cetano | - | ND ¹ | 61,5 | ND | 60,9 | ND | 50,5 | 54,7 | ND | 52,3 | 55 | 59,1 | 48,5 |
| Poder Calorífico Inferior | MJ/kg | ND | 38,9 | 35,2 | 39,9 | 37,7 | 37,3 | 37,6 | ND | 37,0 | 35,3 | 37,2 | 37,6 |
| Poder Calorífico Superior | MJ/kg | 45,2 | 41,3 | 38,1 | 43,1 | 40,7 | 40,6 | 41,1 | 42,2 | 39,7 | 40,6 | 39,7 | 39,4 |

Donde,

¹ND es un dato No Disponible.

De la misma manera, son muchos también los ensayos llevados a cabo bajo condiciones controladas en motores diésel con combustibles alternativos con el objeto de estudiar su funcionamiento y su influencia en las propiedades de las emisiones contaminantes [67-69]. Estos ensayos son fundamentales a la hora de determinar el comportamiento del motor, previo a emplearlo en condiciones reales de operación, pero no son muchos los que acaban operando en escenarios reales [70].

Sin embargo, el uso de los combustibles alternativos a bordo de buques, como los combustibles biodiésel, está todavía limitado; entre otros motivos, debido a su mayor densidad y viscosidad en comparación con los combustibles diésel destilados convencionales [71], además de limitaciones de abastecimiento y stock, problemas de estabilidad en ambientes húmedos y con largos periodos de almacenaje a bordo de los buques o aparición de biofouling en los depósitos. Debido a esas causas, entre otras, se ha ralentizado el desarrollo de los combustibles biodiésel para el transporte marítimo [72-74]. El sector marítimo cuenta con una gran complejidad de implantación y una gran exigencia [74], con lo que el desarrollo de los combustibles alternativos con aplicación en buques supone un reto muy importante.

Por otro lado, existen también estudios para el desarrollo de combustibles de origen de un material no vegetal (mineral) y reciclado; estos estudios no son tan abundantes y requieren de un seguimiento exhaustivo; hay estudios que analizan el comportamiento de un combustible procedente del reciclado de materiales plásticos [75-79], otro tipo de combustible proveniente del reciclado de neumáticos [80-83], y aceites lubricantes reciclados [84-87].

Un estudio realizado por Al-Lal, et al., [88], realizó un estudio con los tres combustibles arriba citados, combustibles provenientes de neumáticos, aceites lubricantes y plásticos reciclados mediante el proceso de la pirolisis. Las principales propiedades de sendos combustibles son citadas en la siguiente Tabla I- 6.

Tabla I- 6. Principales propiedades de tres combustibles alternativos procedentes del reciclado de neumáticos (RNP), aceites lubricantes (RALP) y materiales plásticos (RPP) mediante pirolisis

| Propiedad | Unidades | RNP | RALP | RPP |
|-----------------------------------|----------|-------|-------|-----------------|
| Poder Calorífico Superior | MJ/kg | 42,70 | 44,96 | 44,98 |
| Poder Calorífico Inferior | MJ/kg | 40,49 | 42,32 | 42,35 |
| Carbono (C) | % | 86,19 | 84,47 | 84,68 |
| Hidrógeno (H) | % | 10,33 | 12,85 | 12,32 |
| Oxígeno (O) | % | 1,86 | 2,13 | 2,73 |
| Nitrógeno (N) | % | 0,79 | 0,13 | 0,23 |
| Azufre | mg/kg | 8.300 | 4.210 | 1.100 |
| Densidad a 15 °C | kg/m3 | 917 | 837 | 794 |
| Viscosidad cinemática a 40 °C | cSt | 2,39 | 2,36 | 1,50 |
| Punto de inflamación o flashpoint | °C | 23,0 | 25,0 | ND ¹ |
| Índice de Cetano | - | 17,6 | 49,0 | 43,1 |

Donde,

¹ND es un dato No Disponible.

Para este caso, con un punto de inflamación tan bajo, no cumpliría el convenio SOLAS para la seguridad marítima, establecido para los combustibles marinos con un punto de inflamación (flashpoint) superior a 60°C [74], o requeriría de una disposición de tanques y sistemas especiales para el empleo de combustibles de bajo punto de inflamación.

Entre toda la bibliografía consultada son más abundantes los estudios científicos realizados con combustibles provenientes de aceites lubricantes reciclados en comparación a los combustibles provenientes de materiales plásticos o neumáticos reciclados y tratados principalmente mediante un proceso de pirolisis.

Además, los aceites residuales son uno de los mayores residuos contaminantes que se generan a nivel mundial, con una producción anual de 24 millones de toneladas anuales [86]. Independientemente del lugar geográfico, la gestión de dichos residuos es compleja y costosa [89, 90]; la mejor gestión posible será su reciclaje y reutilización. El reciente concepto económico de economía circular implica una estrategia de mantener los recursos, productos y materiales el mayor tiempo posible en la economía, minimizando todo lo posible el desecho de los residuos; un residuo puede ser introducido de nuevo como nuevo material, cerrando así su flujo económico [91].

Según la bibliografía consultada, desde hace años, investigadores han tratado de desarrollar nuevas tecnologías para el reciclaje y aprovechamiento de estos aceites residuales y su nuevo empleo como combustibles, aunque tal y como se ha comentado anteriormente, los estudios no son muy abundantes; un ejemplo de ello es el estudio realizado por autores como Behera y Murugan [92], que realizaron un estudio con un combustible proveniente de un aceite tratado; las propiedades de dicho aceite tratado se citan en la siguiente Tabla I- 7 comparándolas con el combustible destilado convencional. El punto de inflamación es considerablemente superior al combustible destilado convencional, muy superior al límite inferior de los combustibles marinos.

Tabla I- 7. Principales propiedades de un combustible alternativo procedente del reciclado aceites usados

| Propiedades | Unidades | Diésel | Aceite usado |
|-----------------------------------|-------------------|--------|--------------|
| Viscosidad cinemática (27 °C) | cSt | 2,4 | 13 |
| Punto de inflamación o flashpoint | °C | 76 | 150 |
| Punto de congelación | °C | -16 | -16,7 |
| Densidad a 27 °C | kg/m ³ | 860 | 890 |
| Poder calorífico inferior | MJ/kg | 44,8 | 39,3 |
| Contenido en Azufre | % | 0,05 | 0,020 |
| Número de Cetano | | 40-55 | 43,6 |

Bashkar et al., [93], obtuvieron un combustible mediante un tratamiento térmico y catalítico en el que reducen considerablemente el contenido en azufre inicial y el peso molecular del hidrocarburo; otros autores emplean el proceso de la pirolisis para la conversión del aceite residual en combustible tipo diésel, y además analizan las propiedades físico-químicas del combustible con diferentes ratios de mezcla de un aditivo de óxido cálcico [94]. Otros autores también han desarrollado sus estudios de empleo del aceite residual como combustible por diferentes tratamientos como la transesterificación, deshidratación, pirolisis, co-pirolisis y destilación pirolítica [85, 95, 96].

Por otro lado, menos extensa es aún la bibliografía referida a pruebas de motor con combustibles provenientes de aceites lubricantes reciclados. Los autores japoneses Maeda, Wakuri et al [97], realizaron un análisis físico-químico de un combustible proveniente de aceites lubricantes usados además de probarlo en un motor diésel; según los autores, el aceite lubricante se compone principalmente de componentes destilados de un alto punto de auto-ignición conteniendo unas cantidades pequeñas de hidrocarburos aromáticos y tras filtrar sus componentes abrasivos, puede emplearse como combustible tipo diésel; en la siguiente Tabla I- 8, citaban las principales

características del aceite lubricante usado para compararlo con un combustible pesado y un aceite común.

Tabla I- 8. Principales propiedades de un combustible fuel pesado, aceite lubricante usado y un aceite común

| Propiedades | Unidades | Fuel pesado | Aceite lubricante usado | Aceite común |
|-----------------------------------|--------------------|-------------|-------------------------|--------------|
| Densidad a 15°C | Kg/cm ³ | 931 | 893 | 867 |
| Viscosidad cinemática a 50°C | cSt | 66,9 | 67,8 | 18,54 |
| Punto de inflamación o flashpoint | °C | 40 | 244 | 212 |
| Carbono residual | % | 14,2 | 1,89 | 0 |
| Azufre | % | 3,0 | 0,24 | 0,1 |
| Hidrocarburo saturado | % | 17,9 | 78,7 | 73,6 |
| Hidrocarburo aromático | % | 54,4 | 16,4 | 26,4 |
| Resina | % | 14,9 | 4,9 | 0 |
| Asfalto | % | 12,8 | 0 | 0 |

Para hacer las pruebas con un motor diésel rápido, el combustible alternativo debía ser previamente precalentado debido a su alta viscosidad; al emplearlo sin mezcla, apreciaban un menor retardo de la ignición y generación de hollín; al mezclarlo con el combustible fuel pesado, el combustible fuel mejoraba en emisiones de NO_x, opacidad de los humos y consumo específico.

Recientemente publicado, los autores Hamouda, Hussin [98], realizaron pruebas de motor con diferentes ratios de mezcla de un combustible diésel convencional y un combustible proveniente del reciclado de aceites lubricantes (0%, 10%, 20%, 30% y 40%); en este caso realizaron un estudio de consumo de combustible y eficiencia del motor, así como de emisiones para diferentes presiones de inyección. Observaron una mejora en cuanto a la eficiencia térmica del motor y emisiones de CO₂; con el incremento de la presión de inyección observaron una mejora en consumo y eficiencia y también, reducción de emisiones de partículas.

En el caso de los autores Prabakaran y Zachariah [99], obtuvieron un combustible derivado de aceites lubricantes residuales y lo probaron mezclado en diferentes proporciones junto con un combustible diésel común. Realizaron pruebas en un motor diésel para comparar los resultados con el combustible diésel convencional. El combustible (mezcla), presentaba una mayor eficiencia térmica del motor, un incremento de temperatura de los gases de escape, así como un menor consumo de combustible y de emisiones de NO_x. Se observa pues, tras el presente estudio del arte, que existe un nicho de investigación con combustibles alternativos provenientes de aceites lubricantes reciclados para su empleo en motores diésel marinos ya que con un tratamiento de procesado adecuado, se podrían obtener las características físico-químicas adecuadas para su empleo en sustitución de un combustible diésel convencional.

4. Motivación de la tesis

El desarrollo e implantación de un combustible alternativo es muy complejo. Sin embargo, el desarrollo, generación e implantación de un combustible no convencional, asumiendo que las características de funcionamiento y emisiones del combustible son aceptables, también cuenta con barreras y retos a los que tiene que hacer frente; tales como la disponibilidad del recurso y el coste de producción [100-103], seguridad [104-106], almacenaje [107, 108] y diversos factores técnicos como posibles modificaciones en el motor y circuito de combustible [109, 110].

Tras los argumentos expuestos en los puntos anteriores del apartado de Introducción de la presente contribución, conducen a la autoría de la presente tesis doctoral, a desarrollar el trabajo de investigación correspondiente a evaluar las propiedades de un combustible proveniente de aceites lubricantes reciclados con el fin de estudiar la viabilidad de su implantación en la flota pesquera de arrastre para el empleo de dicho combustible en sus motores diésel de media velocidad y media potencia. Los argumentos se resumen a continuación, de manera esquematizada:

- El transporte marítimo es altamente dependiente de una fuente de energía fósil, agotable y contaminante.
- El transporte marítimo se encuentra en una fase de control medioambiental con cada vez mayores restricciones en materia de emisiones.
- El precio del combustible es una de las mayores preocupaciones del sector marítimo-pesquero. Tiene tendencia fluctuante debido a que el precio del barril depende de factores externos, principalmente geopolíticos.
- La flota pesquera ve cada vez mayores restricciones en sus ingresos debido al estancamiento de precio de venta de capturas, limitaciones de capturas y prohibición de los descartes.
- De todas las flotas auditadas, la flota de arrastre (motores diésel de media potencia y media velocidad) es altamente dependiente del combustible diésel (gasto) y su limitación en las capturas (ingresos) es una realidad, con lo que su sostenibilidad futura (beneficios) está comprometida.
- Los combustibles alternativos pueden ser una alternativa al combustible fósil convencional; pueden ser principalmente de origen vegetal (biodiésel) o mineral. Los combustibles biodiésel presentan debilidades a la hora de un hipotético abastecimiento general de la flota, pero existe la posibilidad de emplear combustibles alternativos de origen mineral.
- Los aceites residuales son uno de los mayores residuos industriales generados en el mundo; un combustible proveniente de aceites lubricantes no tendría problemas de abastecimiento considerando los consumos requeridos por la flota vasca; según la bibliografía consultada este combustible puede reunir las propiedades necesarias para el uso en motores diésel marinos.

Según datos ofrecidos por personal técnico cualificado de mantenimiento de motores diésel marinos, la vida estimada de un motor diésel marino en servicio puede llegar a las 100.000 horas, lo que supone, aproximadamente 20 años. En tareas de mantenimiento, lo habitual es realizar reparaciones integrales tras 20.000 – 25.000 horas de operación, 4-5 años para los motores de media velocidad. Con lo cual, el empleo de combustibles no convencionales, requiere de una experiencia prolongada con dicho combustible para llegar a conclusiones definitivas. Además, para alcanzar un conocimiento íntegro y llegar a dichas conclusiones definitivas, previo a la fase de la experiencia en condiciones reales, es imprescindible acometer una serie de pruebas rigurosas; tales como la determinación exhaustiva del análisis físico-químico del combustible y ensayos en motores reales bajo condiciones controladas en un banco de ensayos.

La presente contribución consiste en la materialización de una serie de estudios de investigación para estudiar la viabilidad de empleo de un combustible alternativo en motores diésel de media potencia y media velocidad con aplicabilidad, por ejemplo, en la flota pesquera de porte medio, como la de arrastre de fondo, replicable a todas las pesquerías similares en el mundo. Para ello se llevan a cabo los siguientes estudios:

- Elaboración de auditorías energéticas en buques representativos de diferentes flotas pesqueras de la Comunidad Autónoma Vasca (Introducción).
- Análisis de las propiedades físico-químicas de un combustible proveniente de aceites lubricantes reciclados (AFO) y ensayos preliminares en un motor diésel de baja potencia y alta velocidad.
- Ensayos bajo condiciones controladas en un banco de ensayos compuesto con motor diésel marino de media potencia y media-alta velocidad, simulando la operatividad de un motor propulsor. El banco de ensayos se ha preparado para la simulación de los ciclos de propulsión de un motor naval, como son el E2 (modo generador) y el E3 (ley de la hélice) de acuerdo a la convención MARPOL73/78. En la bibliografía consultada, no son muy abundantes este tipo de bancos de ensayos que aborden combustibles alternativos y simulen el funcionamiento de un motor marino [111].
- Empleo del combustible alternativo AFO a bordo de un buque de pesca de arrastre en un motor diésel marino de media potencia y media velocidad donde el buque realiza en todo momento su operativa de pesca habitual; siendo conscientes, además, de la variabilidad de la operativa real de un buque que hace aún más complejo el procesado y análisis de los datos capturados [112].

Como colofón, la presente tesis doctoral ha presentado las siguientes contribuciones a la comunidad científica:

- I. Basurko, O.C., **G. Gabiña**, and Z. Uriondo, *Energy performance of fishing vessels and potential savings*. Journal of Cleaner Production, 2013. 54: p. 30-40.
- II. **Gabiña, G.**, Martin, L., et al., *Waste oil-based alternative fuels for marine diésel engines*. Fuel Processing Technology, 2016. 153: p. 28-36.
- III. **Gabiña, G.**, Martin, L., et al., *Performance of marine diésel engine in propulsión mode with a waste oil-based alternative fuel*, enviado a la revista internacional *Fuel* y en fase de revisión.
- IV. Uriondo, Z., **Gabiña, G.**, et al., *Medium-speed marine diésel engines: Could operate with waste oil-based fuels? Case study: Bottom-trawl fishing vessel*, enviado a la revista internacional *Fuel* y en fase de revisión.

CAPÍTULO I.
Características físico-
químicas del combustible
alternativo y ensayos
preliminares en motor diésel
mono-cilíndrico de baja
potencia y alta velocidad

1. Resumen

Los combustibles fósiles son una de las mayores fuentes de energía en el mundo. Sin embargo, debido a la conciencia y preocupación de índole medioambiental, sobre-consumo de recursos, e inestabilidad mercantil debido a la fluctuación en sus precios, surge la necesidad de desarrollar nuevas fuentes de energía, entre otros, combustibles alternativos. El Capítulo I de la presente contribución, expone el estudio de viabilidad técnica de un combustible alternativo para su empleo en motores diésel marinos. Para ello, en esta primera etapa, se llevan a cabo ensayos en laboratorio, para determinar las propiedades físico-químicas del combustible, y además, se realizan pruebas en un motor diésel de pequeña cilindrada. El combustible alternativo es de origen mineral, y proviene de aceites lubricantes reciclados empleados en automoción acondicionados en un proceso ad hoc, siendo considerado un combustible destilado. Estos primeros ensayos han sido desarrollados tanto para el combustible alternativo como para un combustible diésel destilado, comúnmente empleado por la flota pesquera vasca; de esta manera, ha permitido poder realizar una comparación objetiva entre ambos combustibles. Se ha estudiado la influencia del ajuste del avance de la inyección, la eficiencia energética del motor, los procesos de combustión e inyección y el contenido y características de las emisiones nocivas de los gases de escape. En este primer estudio, se ha podido observar que el combustible alternativo cumple con los requerimientos del estándar ISO 8217 para los combustibles destilados, con la excepción de la propiedad del parámetro viscosidad, que es 1,9 veces superior al límite establecido; esta circunstancia sugiere que combustible alternativo deba ser calentado a la temperatura correspondiente a una viscosidad aceptable previo al suministro al motor. El periodo de la combustión es menor que los combustibles residuales pesados pero superior que los combustibles diésel destilados pertenecientes a la categoría de combustibles ISO-F. Se obtienen mejores condiciones de combustión con el adelanto del avance de la inyección en el motor. Con esa condición de inyección el combustible diésel presenta unas características de eficiencia energética (consumos específicos de energía y combustible) sensiblemente mejores que el combustible alternativo; con esa misma condición las emisiones de CO caen drásticamente para ambos combustibles. Las emisiones de NO_x son inferiores para el combustible alternativo en comparación al combustible diésel estudiado. El buen funcionamiento del motor de pequeña escala con el combustible alternativo abre la puerta a la siguiente etapa, que consiste en llevar a cabo ensayos exhaustivos en un motor diésel mayor, de media velocidad, de características similares a los empleados en una parte importante de la flota pesquera vasca.

Abstract

Fossil fuels are the main energy source used in the world. However, environmental concerns, over-consumption of resources and fluctuating price rates are boosting efforts in the development of alternative fuels. This study presents the technical suitability of an alternative fuel for its use in marine diesel engines, as assessed through laboratory and engine performance tests. The alternative fuel assessed is based on waste oil obtained from used automotive lubricating oil. To compare their performance, tests were conducted for the alternative fuel and a distillate fuel, commonly used in the fishing fleet. The effects of injection timing on their energy efficiency, combustion analysis and emission characteristics have been studied. Here, we show that the alternative fuel met the requirements of ISO 8217 regulations for distillate oils, with the exception of the viscosity, which was 1.9 times higher, thus requiring heating the alternative fuel before its use to supply the fuel in the proper viscosity. The combustion period was shorter than that of residual heavy fuels but longer than that of ISO-F category distillate fuels. Better combustion properties were obtained with advanced injection timing. With such timing, the distillate fuel presented slightly better energy efficiency characteristics (specific energy and fuel consumption) than the alternative fuel, and carbon emissions were drastically reduced in both fuels. NO_x emissions were lower for the alternative fuel than for the distillate fuel. The good performance of the alternative fuel suggests that is feasible to use it in medium-speed diesel engines commonly used, for example, in fishing vessels.

2. Material y Métodos

3.1. Ensayos en laboratorio

El estudio se centra principalmente en la caracterización del combustible alternativo (AFO, Alternative Fuel Oil) proveniente de aceites residuales de lubricación para su uso en motores diésel de media velocidad. Es por ello por lo que previo a realizar ensayos bajo condiciones controladas en motores diésel, se realiza un exhaustivo análisis de las propiedades físico-químicas del propio combustible alternativo. Para ello se realizan también los mismos análisis para un combustible diésel destilado, comúnmente empleado por la flota pesquera vasca (DFO, Diésel Fuel Oil), para poder realizar así, un estudio comparativo.

Se llevan a cabo dos tipos de ensayos en laboratorio para los dos combustibles objeto de estudio, AFO y DFO, previamente a los ensayos en el motor diésel. Los ensayos analíticos determinan las características físico-químicas del combustible y sus propiedades en el proceso de la combustión. Este primer ensayo será útil para determinar o certificar las principales propiedades del combustible alternativo, tales como las que aparecen en la Tabla C1- 1.

Los ensayos analíticos se han llevado a cabo en los siguientes laboratorios: TEKNIKER, SGS y EKONOR. EKONOR ha realizado los ensayos de poder calorífico y densidad del combustible. Por su capacidad, tanto TEKNIKER como SGS han realizado un análisis más exhaustivo y han proporcionado el resto de las propiedades del combustible.

La composición química del combustible se determina en % (m/m) de Carbono (C), Hidrógeno (H), Nitrógeno (N) y Oxígeno (O) mediante ensayos bajo el método ASTM D-5291-02. Además, en la Tabla C1- 2 y Tabla C1- 3 se detallan otros parámetros analizados por estos laboratorios que presentan una información adicional a las principales propiedades objeto del análisis (Tabla C1- 1). Todos los parámetros analizados han sido comparados con un combustible diésel destilado, de uso común en la flota pesquera vasca, siguiendo siempre las especificaciones del estándar ISO 8217 para combustibles marinos. Cualquier combustible para aplicaciones marítimas deberá cumplir con el Anexo 13 del Comité para la Protección del Medioambiente Marino de la IMO (International Maritime Organization) en su Sesión 58 [10].

Tabla C1- 1. Principales propiedades físico-químicas del combustible estudiadas en los ensayos de laboratorio

| Parámetro | Unidades | Método |
|---------------------------|--------------------|--------------------|
| Densidad a 15 °C | kg/m ³ | ASTM D-1298-99(05) |
| Viscosidad a 40°C | mm ² /s | ASTM D-445-09 |
| Punto de inflamación | °C | ASTM D-5950-02 |
| Número de cetano | - | ASTM D-613-08 |
| Poder Calorífico Inferior | kJ/kg·K | ASTM D-420 |
| Contenido en Azufre | ppm | PE-TQ.021 Rev5 |
| Contenido en Carbono | % | ASTM D-5291-02 |
| Contenido en Hidrógeno | % | ASTM D-5291-02 |
| Contenido en Nitrógeno | % | ASTM D-5291-02 |
| Contenido en Oxígeno | % | ASTM D-5291-02 |

Tabla C1- 2. Propiedades adicionales analizadas en el laboratorio de TEKNIKER

| Parámetro | Unidades | Método |
|----------------------|----------|-----------------|
| Cenizas | % m/m | ASTM D-0482/07 |
| Residuo carbonoso | % m/m | ASTM D-189-06e2 |
| Punto de congelación | °C | ASTM D-5950-02 |
| Aluminio + Silicio | mg/kg | ASTM D-5185/01 |
| Agua por destilación | mg/kg | ASTM D-95/05e1 |
| Vanadio | mg/kg | ASTM D-5185-05 |
| Calcio | mg/kg | ASTM D-5185-05 |
| Cinc | mg/kg | ASTM D-5185-05 |
| Fósforo | mg/kg | ASTM D-5185-05 |

Tabla C1- 3. Propiedades adicionales analizadas en los laboratorios de SGS

| Parámetro | Unidades | Método |
|--------------------------------|----------|-----------------------|
| Hidrocarburos PAH | % m/m | UNE-EN 12916-07 |
| Agua | °C | UNE-EN ISO 12937-01 |
| Lubricidad | mg/kg | UNE-EN ISO 12156/1-07 |
| Corrosión a la lámina de cobre | mg/kg | ASTM D-130-04E1 |

Las propiedades del proceso de combustión con el combustible alternativo AFO son obtenidas por medio del ensayo específico FIA-100FCA para combustibles pesados; dicho ensayo ha sido llevado a cabo en DNV (Det Norske Veritas) Petroleum Services, en Noruega, denominado actualmente como Veritas Petroleum Services [113]. Es importante y conveniente reconocer la experiencia y el nivel técnico de DNV a la hora de analizar combustibles con problemas de combustión, ya que las sociedades de clasificación suelen ser las primeras implicadas cuando hay problemas con motores marinos.

El ensayo FIA-100FCA opera acorde al método IP541/06 para determinar las propiedades de ignición, combustión y postcombustión cuando el combustible es quemado en una cámara de combustión constante [114]; es decir, consiste en inyectar el combustible a una cámara de combustión de volumen constante que se encuentra a una temperatura de 500°C y presurizada a una presión de 45 bar [115]; durante el proceso de combustión, el incremento de la presión es registrado para determinar y cuantificar varios parámetros relacionados con las fases principales: ignición, combustión principal y postcombustión. A su vez, se calcula la liberación o desprendimiento de calor y cuanto combustible se ha quemado. Se estudia el proceso de combustión a lo largo de todo el tiempo; los parámetros estudiados se citan en la siguiente Tabla C1- 4, además son mostrados también en la Figura C1- 1.

Tabla C1- 4. Principales propiedades del combustible obtenidas en el ensayo FIA-100FCA

| Parámetro | Unidades |
|---|----------|
| Retardo de la ignición (ID) | ms |
| Retardo de la combustión principal (MCD) | ms |
| Numero de cetano estimado (ECN) | - |
| Periodo pre-combustión (PCP) | ms |
| Fin de la combustión principal (EMC) | ms |
| Fin de la combustión (EC) | ms |
| Periodo de combustión principal (MCP) | ms |
| Máximo ratio de desprendimiento de calor ($ROHR_{max}$) | bar/ms |
| Posición de $ROHR_{max}$ (PMR) | ms |
| Liberación de calor acumulado (AR) | - |
| Periodo de la combustión (EC-ID) | ms |

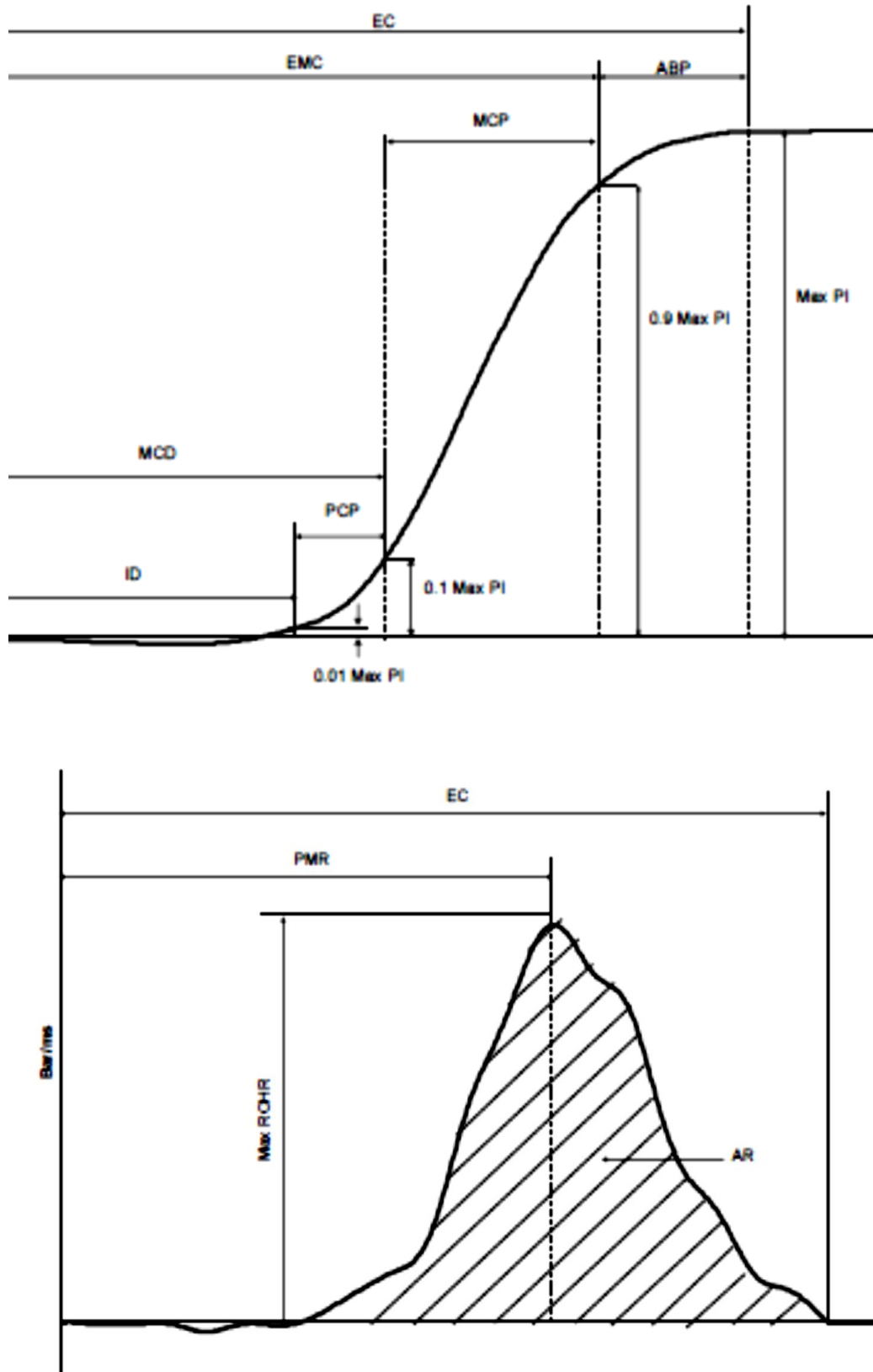


Figura C1- 1. Parámetros evaluados según el método IP541/06 para determinar las propiedades de combustión del combustible

Todos los parámetros arriba citados han sido calculados mediante promedios obtenidos de 25 diferentes procesos de inyección. El valor de la viscosidad del combustible es elevado en comparación con el resto de combustibles destilados, tal y como se verá en el apartado de resultados; por consiguiente, los resultados obtenidos mediante el ensayo FIA-100FCA han sido comparados mediante análisis bibliográfico con dos combustibles residuales pesados: uno de ellos con buenas propiedades de combustión y el segundo con peores propiedades de combustión. La comparación con un combustible destilado hubiera dado peores resultados comparativos del AFO; la comparativa con gasóleo se realizará principalmente en las pruebas de combustión en diferentes motores diésel, dentro del marco de la presente contribución científica.

3.2. Ensayos en motor diésel

Después de definir las propiedades del combustible alternativo AFO, y analizada la posibilidad de llevar a cabo ensayos en un motor real, se realizan ensayos en un motor diésel mono-cilíndrico de alta velocidad. El motor, de aspiración natural e inyección directa, viene equipado con una bomba de inyección en línea y un inyector multi-orificio situado en el centro de la cámara de combustión. Los detalles mecánicos del motor son citados en la Tabla C1- 5.

Tabla C1- 5. Características mecánicas del motor diésel mono-cilíndrico, MINSEL M430

| Parámetro | Valor | Unidades |
|--|----------|--------------------|
| Velocidad máxima de giro | 3.000,00 | rpm |
| Potencia indicada | 5,00 | kW |
| Relación de compresión | 19,30:1 | - |
| Diámetro del cilindro | 85,00 | mm |
| Carrera | 75,00 | mm |
| Número de dientes de la corona de arranque del volante | 109 | - |
| Presión de apertura de válvula de inyección | 220,00 | bar |
| Comienzo de la inyección | -14,00 | °DPMS ^a |
| Apertura de válvula de admisión | -22,00 | °DPMS |
| Cierre de válvula de admisión | 54,00 | °DPMI ^b |
| Apertura de válvula de escape | -54,00 | °DPMI |
| Cierre de válvula de escape | 22,00 | °DPMS |

^aDPMS: Después del Punto Muerto Superior

^bDPMI: Después del Punto Muerto Inferior

El motor diésel, MINSEL M430 5kW@3000RPM (Figura C1- 2), es uno de los elementos fundamentales que conforman el banco de ensayos (Figura C1- 3) ubicado en la Escuela Técnica

Superior de Ingenieros de Bilbao (EHU/UPV). Otro de los elementos principales es el freno hidráulico. El motor es acoplado a un freno hidráulico (bomba hidráulica SKF) en su eje; el freno simula la hélice del buque, que demanda una carga específica al motor. La refrigeración del motor se realiza por medio de ventilación forzada de aire.



Figura C1- 2. Fotografía del motor diésel MINSEL M430

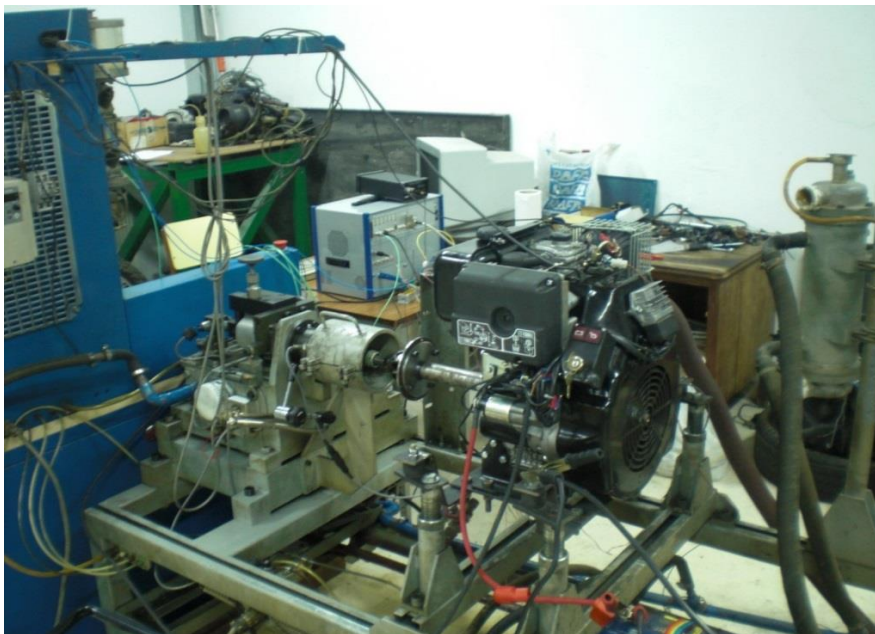


Figura C1- 3. Fotografía del banco de ensayos ubicado en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Bilbao (EHU/UPV)

El banco de ensayos cuenta con dos depósitos de combustible, uno para el combustible AFO y el otro para el combustible DFO; con lo cual, el contacto entre ambos combustibles es inexistente. El combustible alternativo, AFO, debe ser previamente calentado debido a su elevada viscosidad, con el objetivo de garantizar un correcto funcionamiento del proceso de inyección. La viscosidad no fue medida durante estos ensayos, fue calculada [116]. El calentamiento del combustible AFO se realiza hasta un valor aproximado a 60°C por medio de una resistencia calefactora de silicona pegada al depósito de combustible. En la siguiente Tabla C1- 6 se muestran los valores de temperatura y viscosidad calculadas para el combustible AFO:

Tabla C1- 6. Valores de temperatura y viscosidad calculados

| Temperatura [°C] | Viscosidad [cSt] |
|------------------|------------------|
| 40 | 20,8 |
| 60 | 10,6 |
| 100 | 4,2 |

La Figura C1- 4 muestra la configuración del banco de ensayos formado por el motor diésel monocilíndrico. A su vez, la instrumentación empleada para la monitorización de los parámetros objeto de medición en el banco de ensayos queda descrita en la Tabla C1- 7.

El freno hidráulico que se acopla al motor, queda fijado en un bastidor, a una distancia conocida. En el punto de amarre se instala una célula de carga SENEL SX2 que mide el esfuerzo de tracción sometido sobre esta. La célula de carga emplea el principio de medida de galga extensométrica a tracción (deformación lineal). La célula hace función de transductor, que convierte un esfuerzo lineal (carga de tracción aplicada sobre el eje) en una señal analógica que puede ser interpretada en unidades de fuerza. Conociendo este esfuerzo lineal (kN) y la distancia al eje (m) del freno, se calcula el par de torsión (kNm). Para obtener la potencia entregada por el motor se miden las revoluciones de giro de éste y se calcula mediante la siguiente Ecuación (1):

$$P[kW] = M (kNm) \cdot N [RPM] \cdot \frac{2 \pi}{60} \quad (1)$$

Donde,

P: potencia entregada por el motor [kW]

M: momento o par de torsión [kNm]

N: Revoluciones por minuto del motor [RPM]

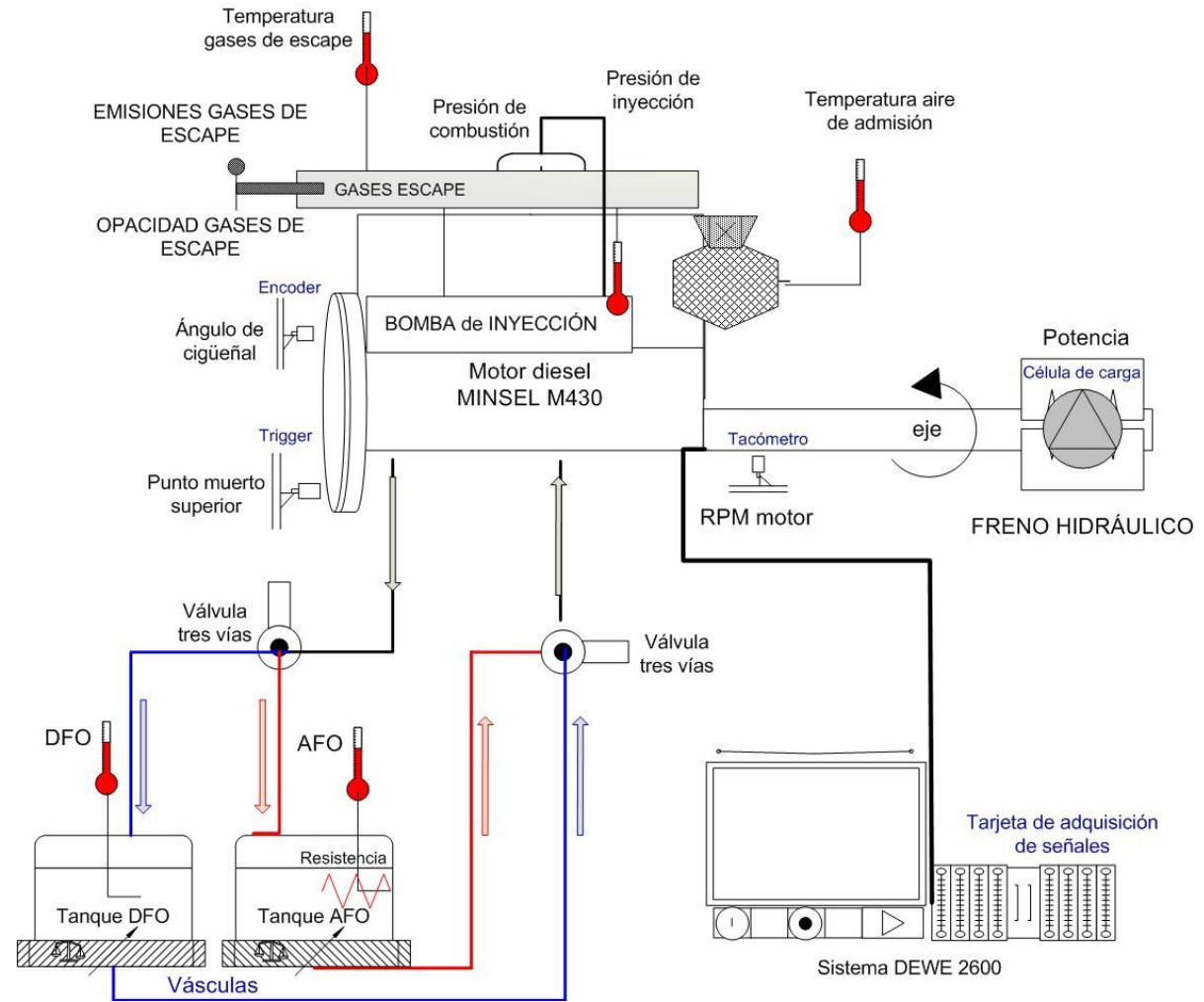


Figura C1- 4. Configuración del banco de ensayos con el motor diésel mono-cilíndrico, MINSEL M430

Tabla C1- 7. Instrumentación empleada en la monitorización del banco de ensayos formado por el motor diésel mono-cilíndrico MINSEL M430

| Parámetro del motor | Unidades | Equipamiento | Precisión de medida |
|--|----------|--|---|
| Torsión en el eje | kN/m | Célula de carga (SENEL SX2) | Clase de precisión C3 (0,0015%) |
| Velocidad de giro | rpm | Sensor de proximidad inductivo tipo Hall (HAMLIN). | Error total < 2,00% |
| Temperatura de aire de admisión | °C | Termopar tipo K | ±0,40% |
| Temperatura del combustible en la bomba de inyección | °C | Termopar tipo K | ±0,40% |
| Temperatura del combustible | °C | Termopar tipo K | ±0,40% |
| Temperatura de los gases de escape | °C | Termopar tipo K | ±0,40% |
| Consumo másico de combustible | kg/h | Báscula de alta precisión (METTLER TOLEDO) | ±1,00g (máxima carga, 32.100g) |
| Ángulo de cigüeñal respecto del PMS | ° | Encoder para PMS (AVL) | ±0,10°CA |
| Presión de inyección | bar | Sensor de presión (PCB118A02 piezotronics charge) | Sensibilidad: 0,10pC/psi (presión máxima: 50.000 psi) |
| Presión en el cilindro | bar | Sensor de presión, piezoeléctrico (KISTLER 6013CA) | Sensibilidad: 21,00pC/bar (presión máxima: 250 bar) |
| Contenido de emisiones en los gases de escape (CO, CO ₂ , NO _x) | ppm | Analizador de gases (TESTO 350XL MARITIME) | Acorde al anexo 6 de MARPOL y el código técnico de emisiones de NO _x . |
| Opacidad de los humos | - | Opacímetro (KE 3400) | Absorción de la luz (K): 0,01 ml (rango 0-20ml). Opacidad: 0,1% (rango 0-100%) |

Para la detección del punto muerto superior (PMS) y su referencia al ángulo de cigüeñal se emplean dos captadores HAMLIN tipo Hall (inductivo) que genera un pulso al paso de un material metálico. Se emplea un sensor de este tipo que hace de trigger, emitiendo una señal en el momento en el que el pistón llega al PMS; otro captador de las mismas características, colocado en el volante del motor, hace de encoder y permite determinar el ángulo (α) del cigüeñal respecto al momento en el que el pistón se encuentre en su PMS. Ese mismo sensor utilizado de encoder, es el que se emplea para la medida de las revoluciones del motor, que medirá la frecuencia de los pulsos emitidos, directamente proporcionales a las revoluciones del motor [RPM].

Para realizar la medición de la presión de inyección, el tubo de inyección ha sido perforado y adecuado para instalar el sensor de medida de presión PCB 118A02 con amplificador de carga externo. De la misma manera, para realizar la medición de la presión de combustión, la cámara de combustión ha sido perforada; el orificio ha sido adecuado para la instalación del sensor de medida de presión KISTLER 6013CA con amplificador de carga externo. Estos sensores son fabricados con materiales piezoeléctricos que cuando son sometidos a un esfuerzo de carga exterior, sufren un desplazamiento de sus cargas eléctricas que se acumulan en superficies opuestas a dicho material. Para conocer la magnitud del esfuerzo se mide el valor de la carga eléctrica. En este caso, dicho esfuerzo será la magnitud de la presión. Tanto las señales de medida de presión de inyección como de presión de combustión han sido recogidas con alta frecuencia de adquisición.

La medición de la temperatura de los gases de escape se ha realizado mediante la colocación de un termopar encamisado tipo K. El termopar es un transductor formado por la unión de dos metales (o aleaciones de metales) distintos; al producirse un salto de temperaturas entre dos puntos, uno frío (de referencia) y otro caliente (de medida), originará un voltaje (efecto termoeléctrico o efecto Seebeck) para ser convertido a unidades de temperatura.

La temperatura del combustible ha sido monitorizada por medio de dos termopares tipo K de contacto con la superficie de cada depósito de combustible, AFO y DFO respectivamente. El calentamiento del combustible AFO se realiza mediante la colocación de una resistencia calefactora de silicona pegada al depósito de combustible.

Además, han sido monitorizadas también las temperaturas de aire de admisión y combustible en bomba de inyección. Estos parámetros no han sido analizados en los resultados, únicamente han sido utilizados como medida de control de las pruebas en tiempo real. Para la medida de la temperatura del aire de admisión se emplea también un termopar tipo K, colocado en el filtro de aire de admisión. Para la medida de la temperatura del combustible en la bomba de inyección se ha empleado un termopar tipo K de contacto con la superficie de la bomba; de esta manera se

controla la temperatura del combustible en la bomba, previamente a ser inyectado, observando a su vez el incremento de la temperatura del combustible alternativo. Es necesario controlar esta temperatura con el fin de reducir la viscosidad del combustible AFO a valores admisibles para el motor y evitar así grandes esfuerzos mecánicos en la propia bomba e inyector.

El consumo de combustible ha sido medido por medio de una báscula digital, METTLER TOLEDO de gran precisión. Se ha pesado el combustible, tanto el AFO como el DFO al principio y al final de cada ensayo controlando el tiempo (cronometraje) transcurrido de manera precisa. La diferencia de peso por unidad de tiempo transcurrido determina el consumo másico de cada prueba realizada.

El equipo empleado para la medición de las emisiones de los gases de escape ha consistido en un analizador de emisiones portátil, TESTO 350XL MARITIME. Este equipo está aprobado por la sociedad de clasificación Germanistische Lloyds (GL) para la realización de medidas de emisiones a bordo de los buques. El dispositivo cuenta con una serie de células electroquímicas que miden la cantidad de NO, NO₂, CO, y O₂; para la medida indirecta de CO₂ emplea un sensor de infrarrojo no dispersivo. Con la medición de NO y NO₂ y la suma entre ambas, se calcula la cantidad de NO_x. La sonda del analizador se coloca en el conducto del escape, durante 7 minutos, una vez el motor haya estabilizado sus parámetros de funcionamiento de cada prueba. Este equipo cuenta con un software de adquisición de los datos en tiempo real.

La opacidad de los humos de escape del motor ha sido medida por medio de un opacímetro KE3400 proporcionado por TEKBER. El opacímetro es un instrumento destinado a medir el coeficiente de absorción luminosa de los gases de escape de los motores. Dispone de un emisor y un receptor de luz; entre ambos, circula el humo emitido por el motor que evita que la totalidad de la luz del emisor llegue al receptor. Cuanto mayor sea la cantidad de humo, mayor luz será absorbida, es decir, mayor será la opacidad. El valor de la opacidad se expresa en unidades de porcentaje (%) y mediante la expresión logarítmica establecida mediante la ley de Beer Lambert, se convierte en el valor K (coeficiente de absorción luminosa). La sonda del opacímetro se coloca en el conducto de escape, tras realizar las mediciones de emisiones; el mismo dispositivo captura el número necesario de valores de K para dar por apta la medición.

En cuanto a la monitorización del motor, las señales de funcionamiento del propio motor han sido adquiridas por medio del sistema de adquisición de alta frecuencia DEWE 2600 y posteriormente han sido analizadas por medio del software de combustión AVL (*Concerto Combustion Analyser*) y el software Dewesoft.

Las curvas de presión de combustión, presión de inyección, desprendimiento de calor, y fracciones de la masa quemada (5%, 10%, 50%, 90%) han sido obtenidas en referencia al ángulo de cigüeñal.

El comienzo de la combustión (SOC) ha sido considerado como el valor del ángulo de cigüeñal en el momento en el que la curva de desprendimiento de calor se convierte en positiva anteriormente a su máximo valor (trascurre de valor negativo a positivo); el fin de la combustión (EOC) ha sido considerado como el valor del ángulo de cigüeñal en el momento en el que la curva de desprendimiento de calor se convierte en negativa después de su máximo valor.

Protocolo de pruebas en motor diésel

Las pruebas se han realizado para los dos combustibles DFO y AFO, respectivamente. El circuito de combustible cuenta con sendas válvulas de tres vías para posibilitar la alternancia de los dos combustibles. Todos los ensayos se han realizado en las condiciones de máxima potencia entregada del motor a la máxima velocidad de giro (velocidad de giro nominal: 3000 RPM y máxima potencia nominal: 5 kW).

Los ensayos de motor se realizan bajo dos condiciones de trabajo en relación al comienzo de la inyección: (1) en condiciones originales, con el comienzo de la inyección estándar, tal y como lo entregó el distribuidor, y (2) modificando el comienzo de la inyección, es decir, adelantando 4 grados de cigüeñal el comienzo de la inyección. Bajo estas dos condiciones, se han analizado las propiedades de combustión, patrones de inyección y las características de las emisiones de escape.

Primeramente, se ha empleado el combustible diésel DFO, donde el motor opera aproximadamente durante 30 minutos. En este transcurso de tiempo los parámetros de funcionamiento del motor se han estabilizado y de esta manera quedan registrados. Tras la prueba de gasóleo se introduce el combustible alternativo calentado bajo las mismas condiciones de operación. Se realiza una medida de emisiones y otra de opacidad por cada ensayo de combustible. En el caso de la medida de opacidad, solo ha sido posible medirlo con la condición del motor con el avance de la inyección adelantado.

3. Resultados

3.1. Ensayos en laboratorio

Las principales características físico-químicas del combustible alternativo AFO y el gasóleo DFO se detallan en la Tabla C1- 8.

Tabla C1- 8. Valores de las principales propiedades físico-químicas de los combustibles obtenidas en laboratorio

| Parámetro | Unidades | AFO | DFO |
|--------------------------------|--------------------|----------|----------|
| Densidad a 15 °C | kg/m ³ | 850,3 | 836,6 |
| Viscosidad ^a a 40°C | mm ² /s | 20,8 | 2,9 |
| Punto de inflamación | °C | 310,0 | 68,0 |
| Número de cetano | - | 56,8 | 53,0 |
| Poder Calorífico Inferior | kJ/kg·K | 46.649,0 | 44.935,0 |
| Contenido en Azufre | ppm | 58,0 | 22,0 |
| Contenido en Carbono | % | 85,9 | 86,2 |
| Contenido en Hidrógeno | % | 14,1 | 13,6 |
| Contenido en Nitrógeno | % | <0,1 | <0,1 |
| Contenido en Oxígeno | % | <0,1 | <0,1 |

^aViscosidad a 100°C (AFO): 4,2 mm²/s.

A pesar de las principales propiedades citadas en la anterior Tabla C1- 8, se han analizado también otros parámetros importantes que determinan las características físico-químicas del combustible alternativo.

Según el análisis llevado a cabo por TEKNIKER, en el combustible AFO no se ha detectado presencia de Calcio, siendo este bastante habitual en el caso de presencia de aceites lubricantes en el combustible. Otros parámetros proporcionados por TEKNIKER se detallan en la siguiente Tabla C1- 9. Los resultados de TEKNIKER son comparados con los valores máximos de todos los combustibles destilados posibles determinados por ISO 8217 [9]. De la misma manera, los laboratorios de SGS han presentado otros parámetros adicionales, que se presentan en la Tabla C1- 10, para los combustibles AFO y DFO.

Tabla C1- 9. Resultados adicionales obtenidos en el laboratorio de TEKNIKER

| Parámetro | Unidades | AFO | ISO 8217 |
|----------------------|----------|--------|----------|
| Cenizas | % m/m | 0,001 | 0,01 |
| Residuo carbonoso | % m/m | 0,04 | - |
| Punto de congelación | °C | -15 | -18 |
| Aluminio + Silicio | mg/kg | < 0,1% | < 0,3% |
| Vanadio | mg/kg | 0 | 0 |
| Calcio | mg/kg | 0 | - |
| Cinc | mg/kg | 0 | - |
| Fósforo | mg/kg | 0 | - |

Tabla C1- 10. Resultados adicionales obtenidos en los laboratorios de SGS

| Parámetro | Unidades | AFO | ISO 8217 |
|--------------------------------|----------|--------------|--------------|
| Hidrocarburos PAH | % m/m | < 0,1 | 2,7 |
| Agua | mg/kg | 80 | 72 |
| Lubricidad | mg/kg | 375 | 347 |
| Corrosión a la lámina de cobre | mg/kg | 1a - Clase 1 | 1a - Clase 1 |

Los resultados obtenidos en este primer análisis sugieren que el combustible AFO cumple con el estándar ISO 8217 para combustibles diésel marinos, con la excepción de la propiedad de la viscosidad. El valor de la viscosidad de este combustible es considerablemente superior al permitido para combustibles diésel destilados, 11 mm²/s a 40°C [9]. Por lo tanto, para obtener unos valores de viscosidad apropiados para su empleo en motores diésel el combustible AFO deberá calentarse aproximadamente a 60°C. Para estas primeras pruebas preliminares, el control de la temperatura no se realiza de una manera exhaustiva y exacta a 60°C, pero la temperatura de entrada del combustible AFO ha sido siempre cercana a ese valor y siempre por debajo del valor límite permitido.

En cuanto al poder calorífico inferior, el combustible AFO presenta un valor superior al combustible DFO. Esta circunstancia sugiere que mientras el proceso de combustión del combustible AFO sea aceptable, la tendencia será a presentar un menor consumo másico de combustible para la misma potencia entregada de motor. El combustible alternativo contiene un mayor número de cetano (CN: 56,8) que el combustible destilado (CN: 53,0); otros autores presentan un menor número de cetano (CN: 51,0) con un combustible alternativo proveniente del

reciclaje de materiales plásticos [79]. Según los resultados, un mayor número de cetano reduce las emisiones de NO_x y mejora el índice de la liberación de calor, tal y como otros autores han revelado [117]. Aun así, la medida del número de cetano otorga cierta incertidumbre debido a su baja repetitividad. El índice de cetano presenta información sobre la capacidad de encendido de un combustible, pero no su combustibilidad. Dicho proceso se ha determinado mediante el ensayo FIA-100FCA. Las propiedades de combustión obtenidas mediante el ensayo FIA-100FCA se exponen en la siguiente Tabla C1- 11.

Tabla C1- 11. Resultados del ensayo FIA-100FCA; propiedades del proceso de combustión del combustible AFO comparado con dos combustibles residuales de buenas propiedades de combustión (FOG) y peores propiedades de combustión (FOP)

| Parámetro | Unidades | AFO | FOG ^a | FOP ^a |
|--|----------|-------|------------------|------------------|
| Retardo de la ignición (ID) | ms | 2,13 | 5,28 | 6,15 |
| Retardo de la combustión principal (MCD) | ms | 2,39 | 6,51 | 7,63 |
| Numero de cetano estimado (ECN) | - | 77,00 | 23,80 | 17,20 |
| Periodo pre-combustión (PCP) | ms | 0,25 | 1,23 | 1,48 |
| Fin de la combustión principal (EMC) | ms | 10,23 | 11,84 | 13,77 |
| Fin de la combustión (EOC) | ms | 16,62 | 17,05 | 20,94 |
| Periodo de combustión principal (MCP) | ms | 7,85 | 5,33 | 6,1,4 |
| Periodo post-combustión (ABP) | | 5,38 | 5,21 | 7,17 |
| Máximo flujo de liberación de calor (ROHR_{max}) | bar/ms | 4,07 | 2,15 | 1,86 |
| Posición de ROHR_{max} (PMR) | ms | 2,44 | 7,26 | 8,56 |
| Liberación de calor acumulado (AR) | - | 8,34 | 7,15 | 7,29 |
| Periodo de la combustión (EC-ID) | ms | 13,49 | 11,77 | 14,70 |

^a [118, 119]

El final de la combustión ocurre antes para el caso del combustible AFO; por el contrario, el periodo post-combustión es mayor en comparación con el combustible residual pesado con buenas condiciones de combustibilidad, FOG y otros combustibles residuales presentado por otros autores [118, 119], pero menor en comparación al combustible residual pesado con peores propiedades de combustión, FOP. El retardo de encendido y el retardo de la combustión principal son significativamente menores para el caso del combustible AFO.

Tal y como se puede apreciar en la Figura C1- 5, el combustible AFO presenta mayores valores de presión de combustión y liberación de calor en sendas curvas, y los presenta con mayor antelación que los dos combustibles residuales. Este patrón de combustión sugiere que el

combustible AFO puede contener unos componentes muy ligeros que provocan una temprana ignición, pero a su vez contiene unos componentes más pesados que hace que su proceso de combustión se prolongue y el final de la combustión ocurra más tarde.

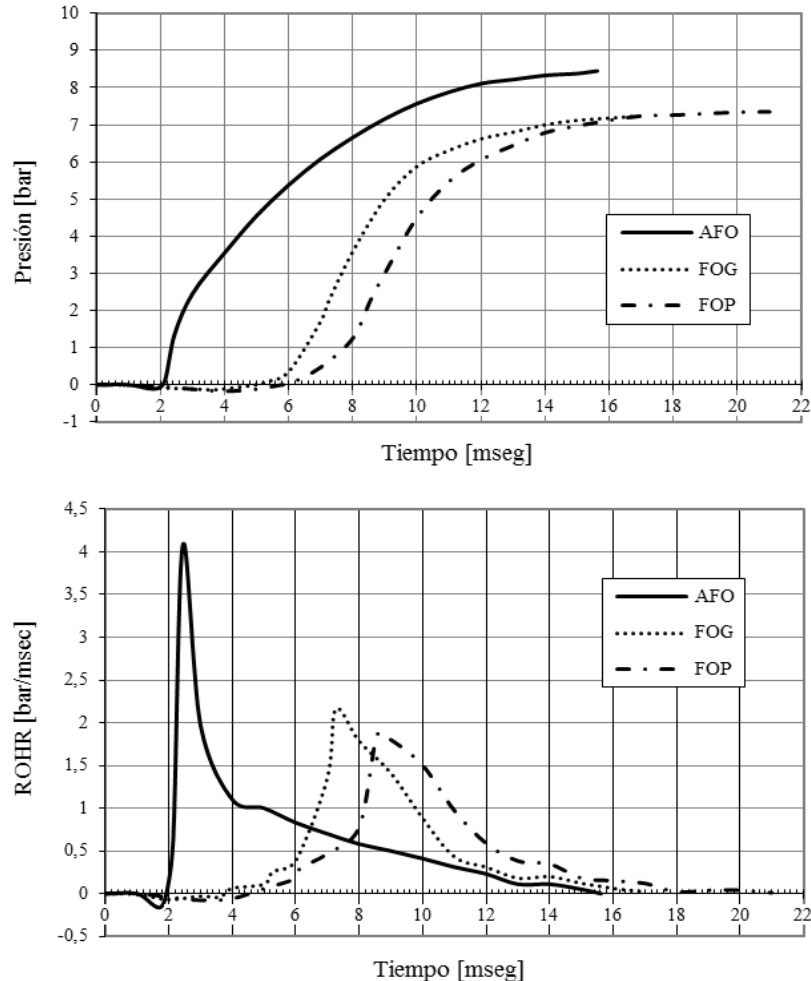


Figura C1- 5. Representación de los valores de presión de combustión y gradiente de la combustión en el tiempo, obtenidos en el ensayo FIA-100FCA, para los combustibles AFO, FOG y FOP

El ensayo en máquina FIA-100FCA, para el análisis del proceso de combustión de combustibles diésel es muy adecuado para combustibles que se emplean en motores de media velocidad. Este tipo de ensayo no está homologado aún, pero se está imponiendo sobre todo en el ámbito marítimo, por lo que cabe destacar el interés del resultado, aunque no sea extrapolable a la normativa ISO 8217 de combustibles.

3.2. Ensayos en motor diésel

Se realizan dos tipos de ensayo: (1) con el avance de la inyección estándar, tal y como se recibió de fábrica, y (2) con el avance de inyección adelantado 4 grados de cigüeñal.

(1) Avance de la inyección estándar

La Figura C1- 6 representa el comportamiento del proceso de la combustión mediante las mediciones de presión de combustión, compresión, liberación de calor y su gradiente, y temperatura en el cilindro; y además queda representado también el proceso de inyección mediante la medición de la presión de inyección; todo ello para la condición de avance de la inyección original o estándar. Se puede observar que el combustible AFO presenta un periodo de la combustión más prolongado que el combustible DFO. La combustión comienza antes en el caso del combustible AFO y termina más tarde, el periodo de la combustión resulta ser un 12,5% superior en comparación al combustible DFO. La presión máxima de combustión es ligeramente inferior para el combustible AFO y además ocurre también un poco más tarde. De la misma manera, la presión máxima de inyección es ligeramente inferior con el combustible AFO, pero ocurre un poco antes que con el combustible DFO.

La anterior afirmación se puede observar también con mayor detalle en la Tabla C1- 12, donde se observa que la presión máxima de combustión es superior para el caso del combustible DFO (en torno al 2%) y ocurre 2,4° antes que el combustible alternativo. A su vez, el ruido de la combustión es ligeramente superior con el combustible destilado (DFO). La presión máxima de inyección es también sensiblemente superior para el combustible DFO (superior al 1%), pero esta vez ocurre casi 1° después. Según se puede apreciar en la Tabla C1- 12, el comienzo de la combustión ocurre sensiblemente antes en el caso del combustible AFO, casi 0,5° antes; pero concluye después, en torno a 5,5°. Con lo que el periodo de la combustión resulta ser del orden de 6° de cigüeñal más largo para el caso del combustible alternativo. Los valores de funcionamiento del motor se numeran también en la Tabla C1- 12. El consumo específico (SFOC) es un 4% inferior con el combustible AFO. Sin embargo, el consumo específico de energía (SEC) es muy similar para ambos combustibles debido a un mayor poder calorífico inferior del combustible AFO, en torno al 4%.

En relación a las emisiones nocivas proveniente de los gases de escape, la mayor diferencia entre ambos combustibles ha sido observada para el contenido de carbono monóxido, CO. Para el caso del combustible AFO, el contenido de CO es sumamente superior (%58) en comparación a lo emitido por el combustible DFO. En cuanto a las emisiones de óxidos de nitrógeno, NO_x, las emisiones son ligeramente superiores (en torno al 4%) para el caso del combustible DFO. Una mayor temperatura de combustión puede suponer una mayor concentración de emisiones de NO_x, debido a la alta dependencia de las reacciones de NO a la temperatura [4]. En cuanto a las emisiones de CO₂, no hay diferencias destacables entre ambos combustibles. La Figura 4 muestra el contenido de los gases de escape medidos durante los ensayos, para la condición de avance de la inyección estándar.

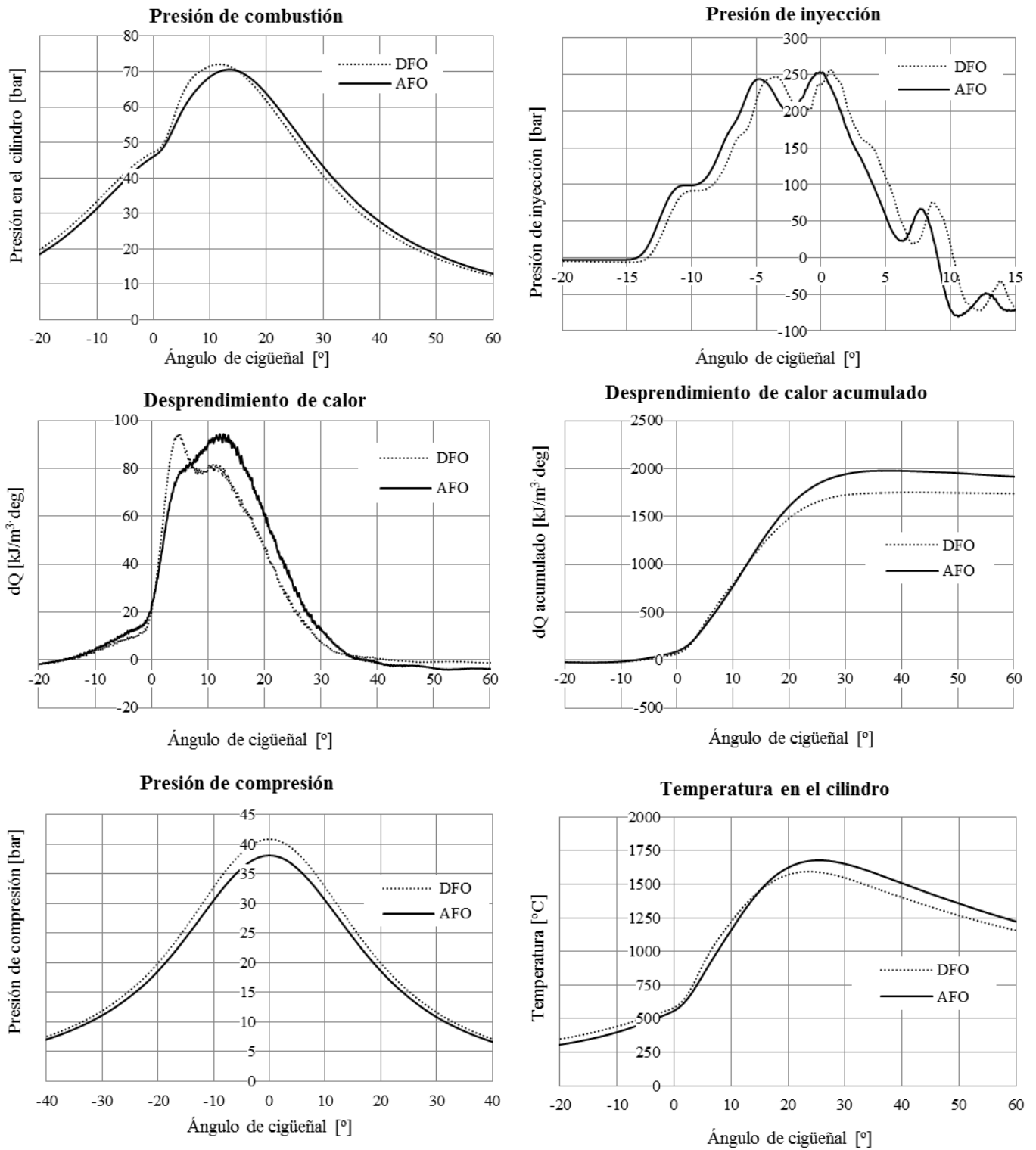


Figura C1- 6. Comportamiento del proceso de la combustión y características de inyección con la condición de avance de la inyección estándar

Tabla C1- 12. Resultados de los procesos de combustión, inyección y funcionamiento del motor para la condición de avance de la inyección estándar

| Parámetro | Unidades | AFO | DFO |
|--|---------------------|--------------------|-----------|
| Temperatura del combustible | °C | 57,10 ^a | 33,60 |
| Temperatura de los gases de escape | °C | 387,40 | 380,30 |
| Consumo específico de combustible (SFOC) | gr/kW·h | 368,30 | 383,70 |
| Consumo específico de energía (SEC) | kJ/kW·h | 17.180,83 | 17.241,56 |
| Ruido de la combustión | dB | 89,32 | 92,46 |
| Presión de combustión máxima | Bar | 70,84 | 72,04 |
| Posición de la presión de combustión máxima | ° DPMS ^b | 13,10 | 11,70 |
| Presión de inyección máxima | Bar | 253,54 | 256,72 |
| Posición de la presión de inyección máxima | ° DPMS | -0,10 | 0,80 |
| Comienzo de la combustión (SOC) ^c | ° DPMS | -15,04 | -14,60 |
| Final de la combustión (EOC) ^c | ° DPMS | 38,82 | 33,27 |
| I05 ^d | ° DPMS | 0,27 | 1,16 |
| I10 | ° DPMS | 2,49 | 2,92 |
| I50 | ° DPMS | 12,10 | 11,31 |
| I90 | ° DPMS | 23,39 | 22,96 |

Donde,

^aValor de la viscosidad del combustible AFO a 60°C: 10,6mm².

^bDPMS: Después del Punto Muerto Superior.

^cSOC: valor del ángulo de cigüeñal en el momento en el que la curva de desprendimiento de calor se convierte en positiva anteriormente a su máximo valor; EOC: valor del ángulo de cigüeñal en el momento en el que la curva de desprendimiento de calor se convierte en negativa después de su máximo valor.

^dIXX: fracción de la masa quemada (posición del ángulo de cigüeñal), donde XX es el porcentaje (%) de la masa quemada.

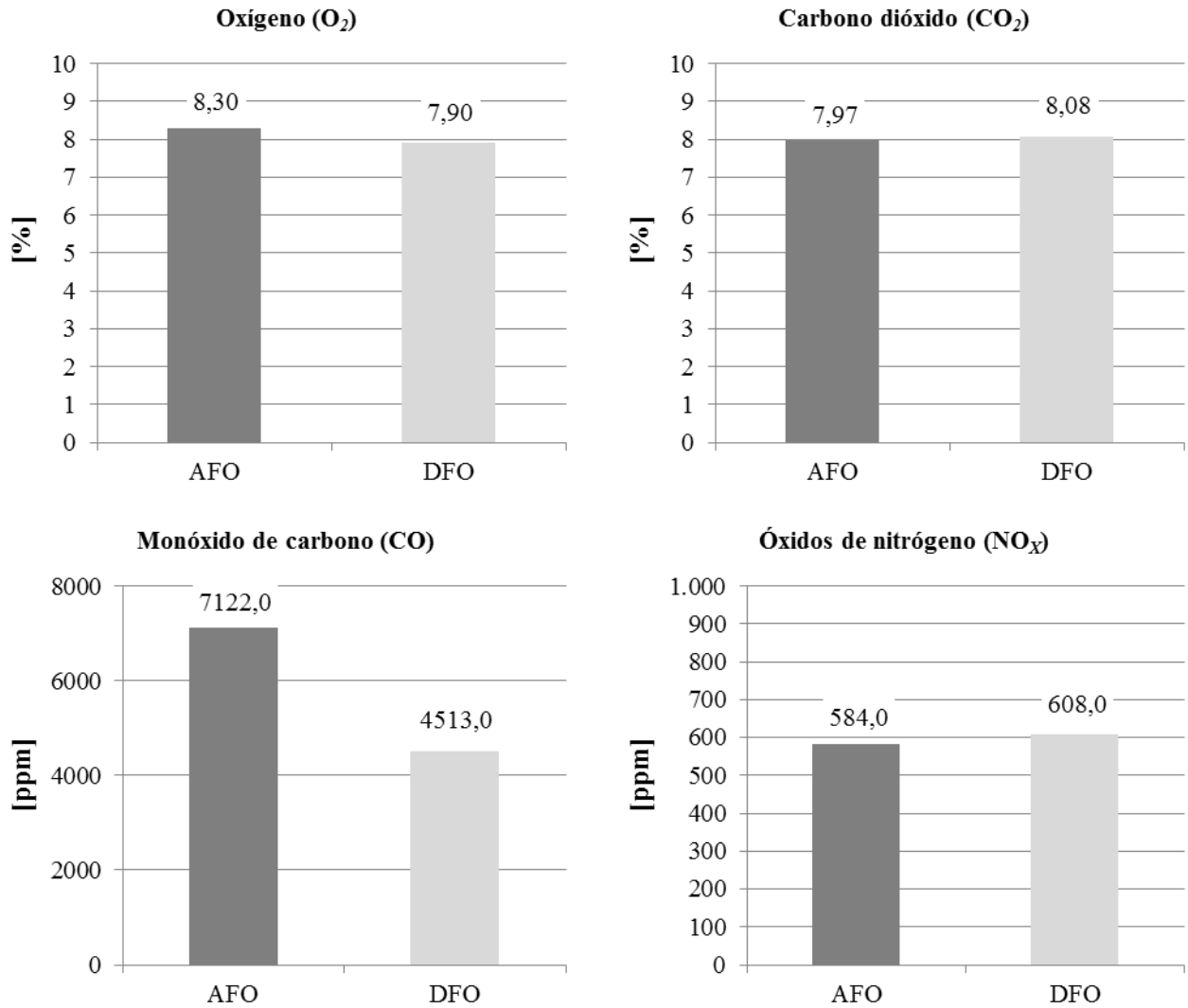


Figura C1- 7. Resultados del análisis de emisiones con la condición de avance de la inyección estándar

(2) *Adelanto del avance de la inyección*

Modificar el avance de la inyección altera también el proceso de la combustión en el propio motor tal y como se puede apreciar a continuación. Figura C1- 8 representa el comportamiento del proceso de la combustión; para ello se realizan mediciones de la presión de combustión, compresión, desprendimiento de calor y su gradiente, y la temperatura en el cilindro; a su vez, se realiza también la medición directa de la presión de inyección; todo ello para la condición de avance de la inyección adelantado.

Para esta nueva condición, la presión máxima de combustión sigue siendo sensiblemente inferior para el caso del combustible AFO, pero en el ciclo ocurre prácticamente en el mismo momento que con el combustible DFO. El proceso de la combustión comienza prácticamente al mismo tiempo para ambos combustibles, pero concluye ligeramente más tarde para el caso del combustible AFO (5,6%), siendo, por consiguiente, el proceso de combustión más largo en el caso del combustible AFO.

En comparación con la condición de avance de la inyección estándar, cabe destacar que, adelantando el avance de la inyección, la presión máxima de combustión se incrementa notablemente para ambos combustibles (~13%). No ocurre lo mismo para la presión de inyección máxima, que mantiene valores en el mismo orden de magnitud.

Adelantando el avance de la inyección en las condiciones del motor dadas, el periodo del proceso de la combustión se acorta (un 15% para el combustible AFO y un 9,4% para el combustible DFO). Cuanto más pronto comience la inyección, mayor será la presión de combustión, tal y como otros autores han podido contrastar [120].

El punto máximo de la liberación de calor o gradiente de presión es mayor con la condición de adelanto del avance de la inyección. Otros autores dedujeron una situación similar para un combustible de origen mineral, procedente del reciclado de materiales plásticos, donde el máximo gradiente de presión era un 9,24% inferior con el avance de inyección retrasado [121].

Según se puede apreciar con mayor detalle en la Tabla C1- 13, el valor de la presión máxima de combustión es sensiblemente superior para el caso del combustible DFO (~1,6%); además, para ambos combustibles la máxima presión ocurre prácticamente a la vez. En este caso, la presión máxima de inyección es ligeramente superior para el caso del combustible AFO (~2,6%).

Los valores de los parámetros de funcionamiento de motor se muestran también en la Tabla C1- 13. En cuanto al consumo específico del combustible, en la nueva condición del motor es poco apreciable una diferencia en SFOC entre ambos combustibles (un 0,8% inferior para el caso del

combustible AFO). Sin embargo, el consumo específico de energía es ligeramente superior con el combustible alternativo AFO, siendo su SEC un 3% superior respecto al combustible DFO. Con el adelanto del avance de la inyección el consumo de combustible se ve reducido un 23% para el combustible AFO y un 34% para el DFO.

La Figura C1- 9 muestra los valores del contenido de las emisiones nocivas proveniente de los gases de escape del motor para la nueva condición del avance de la inyección 4° adelantado. Como resultado a destacar, las emisiones de CO se ven notablemente reducidas con el adelanto del avance de la inyección (un 54% con el combustible AFO y un 48% con el DFO). Aun así, en esta nueva condición de motor, las emisiones de CO con el combustible alternativo, proveniente de aceites lubricantes reciclados, son superiores en un 40% con respecto al combustible diésel.

Sin embargo, las emisiones de NO_x con el combustible AFO se ven reducidas un 40% respecto al combustible DFO. Por el contrario, otros autores exponen comportamientos diferentes con un combustible alternativo proveniente del reciclado de materiales plásticos, observando un incremento de las emisiones de NO_x (~25%) y emisiones de CO (~5%) respecto a un combustible diésel [122]. Cabe destacar también un aumento drástico de las emisiones de NO_x para ambos combustibles con el adelanto del avance de la inyección (~128% para el AFO y %148 para el DFO).

Con esta nueva condición de motor, las emisiones de CO₂ se ven reducidas un 6% y un 2% para los combustibles AFO y DFO, respectivamente. Además, la diferencia entre ambos combustibles en cuanto a las emisiones de CO₂ aumenta con el adelanto del avance de la inyección, representando un 6% inferior para el caso del combustible AFO.

La opacidad de los humos de escape del motor, únicamente medida para esta condición de motor, resulta ser un 7% superior con el combustible AFO, respecto al DFO. Su representación gráfica se expone en la Figura C1- 10.

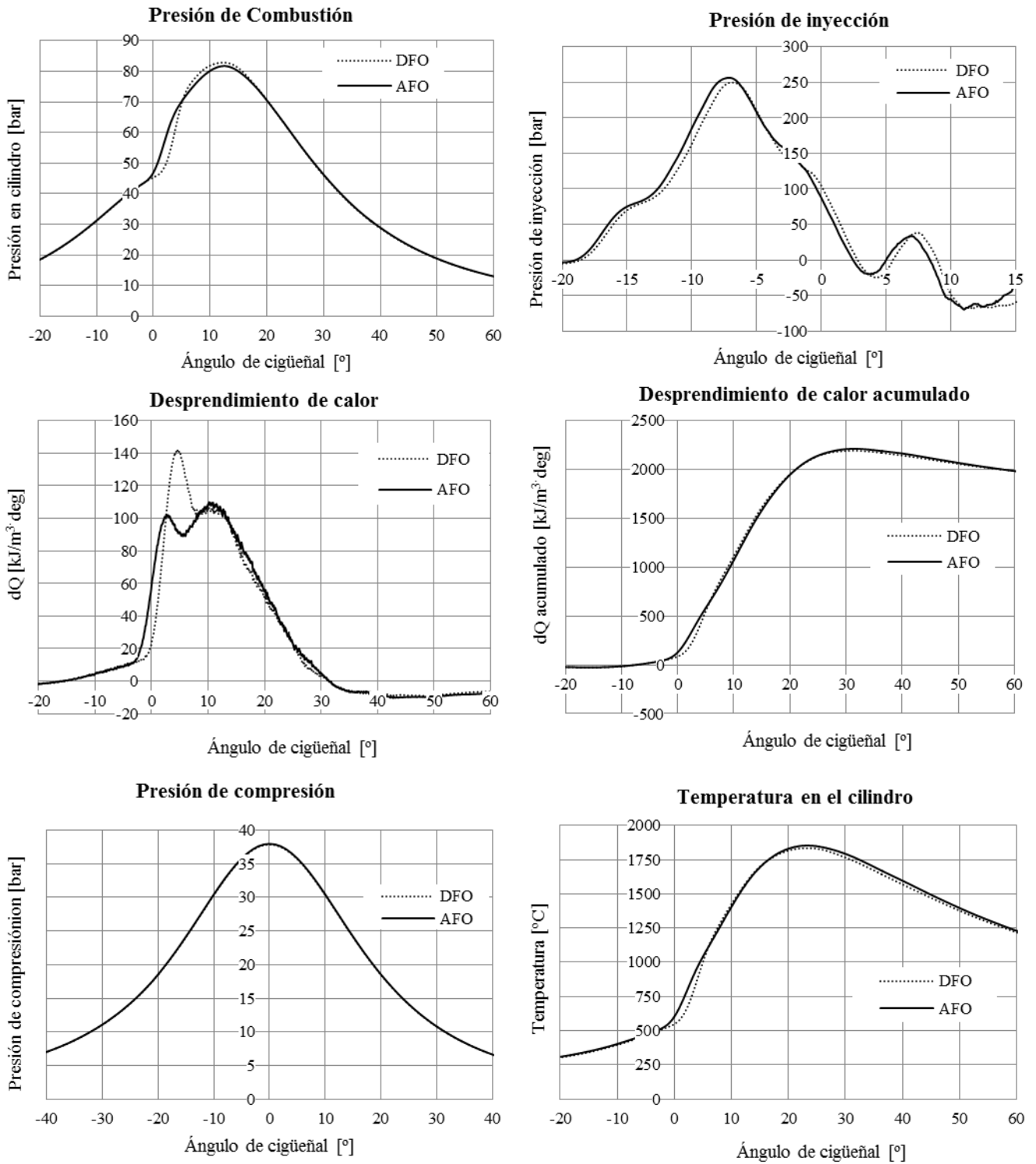


Figura C1- 8. Comportamiento del proceso de la combustión y características de inyección con la condición de avance de la inyección adelantado

Tabla C1- 13. Resultados de los procesos de combustión, inyección y funcionamiento del motor para la condición de avance de la inyección adelantado

| Parámetro | Unidades | AFO | DFO |
|--|---------------------|--------------------|-----------|
| Temperatura del combustible | °C | 64,90 ^a | 31,20 |
| Temperatura de los gases de escape | °C | 468,90 | 461,90 |
| Consumo específico de combustible (SFOC) | gr/kW·h | 283,61 | 285,84 |
| Consumo específico de energía (SEC) | kJ/kW·h | 13.230,12 | 12.844,22 |
| Ruido de la combustión | dB | 94,77 | 98,17 |
| Presión de combustión máxima | bar | 81,37 | 82,68 |
| Posición de la presión de combustión máxima | ° DPMS ^b | 12,40 | 12,30 |
| Presión de inyección máxima | bar | 256,40 | 249,70 |
| Posición de la presión de inyección máxima | ° DPMS | -7,10 | -6,90 |
| Comienzo de la combustión (SOC) ^c | ° DPMS | -15,45 | -15,39 |
| Final de la combustión (EOC) ^c | ° DPMS | 30,34 | 27,94 |
| I05 ^d | ° DPMS | -0,23 | 0,80 |
| I10 | ° DPMS | 1,29 | 2,42 |
| I50 | ° DPMS | 10,32 | 9,89 |
| I90 | ° DPMS | 20,88 | 20,53 |

Donde,

^aValor de la viscosidad del combustible AFO a 60°C: 10,6mm²/s.

^bDPMS: Después del Punto Muerto Superior.

^cSOC: valor del ángulo de cigüeñal en el momento en el que la curva de desprendimiento de calor se convierte en positiva anteriormente a su máximo valor; EOC: valor del ángulo de cigüeñal en el momento en el que la curva de desprendimiento de calor se convierte en negativa después de su máximo valor.

^dIXX: fracción de la masa quemada (posición del ángulo de cigüeñal), donde XX es el porcentaje (%) de la masa quemada.

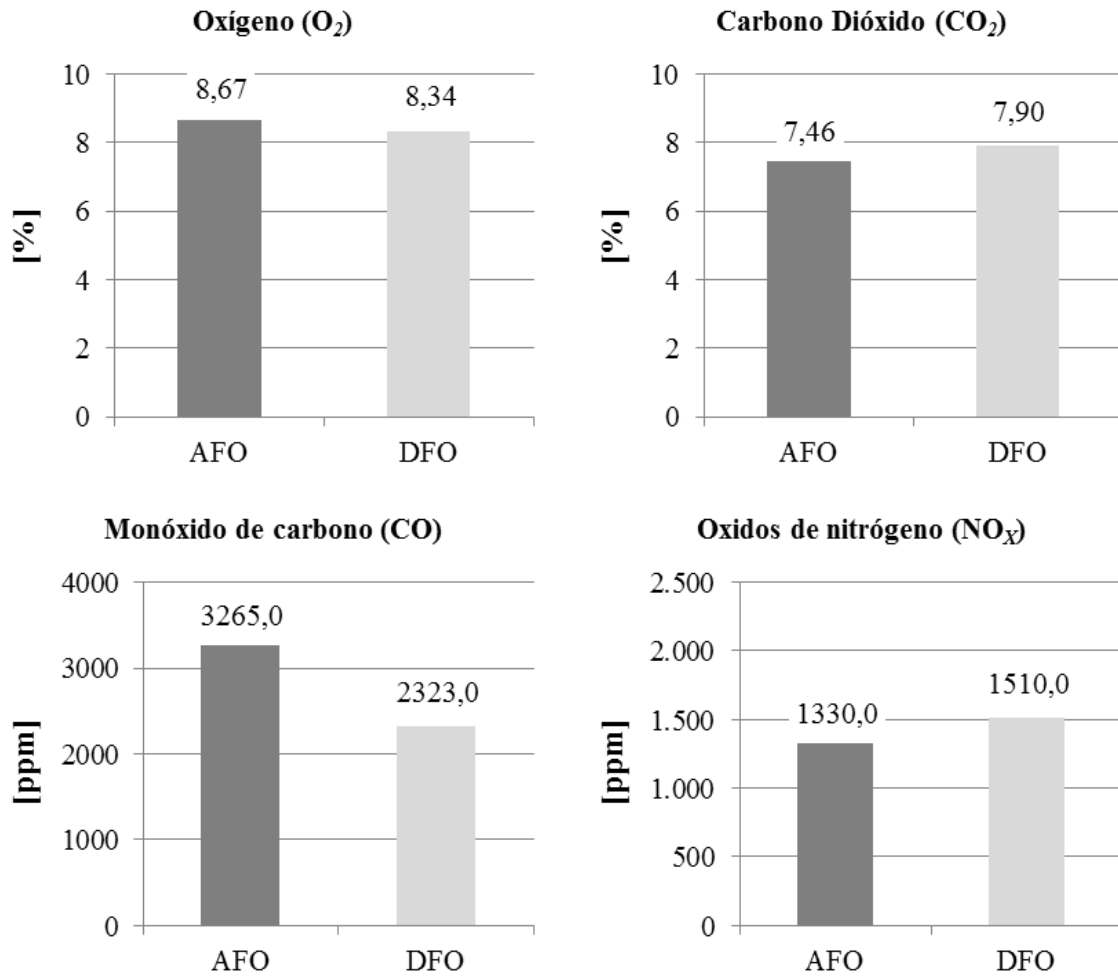


Figura C1- 9. Resultados del análisis de emisiones con la condición de avance de la inyección adelantado

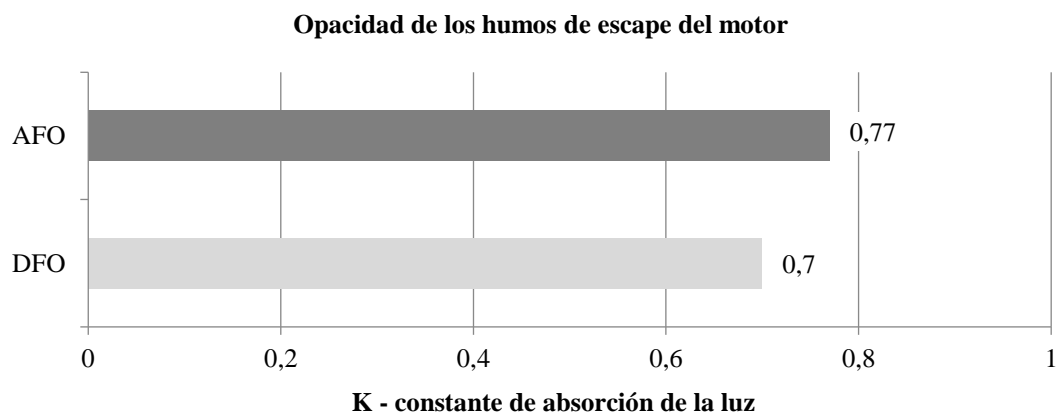


Figura C1- 10. Resultados de la opacidad de los humos de escape del motor con la condición de avance de la inyección adelantado

4. Discusión

4.1. Ensayos en laboratorio

Según los resultados obtenidos en estos primeros ensayos, el combustible alternativo AFO cumple con la Regulación 18 del Anexo 13 del Comité de Protección del Medioambiente Marino de la IMO para combustibles marinos. El combustible AFO no incrementa los niveles de NO_x comparando con el resto de combustibles destilados; el combustible AFO cumple con los requerimientos del estándar ISO 8217 para combustibles diésel destilados exceptuando el valor de la propiedad de la viscosidad, que es 1,9 veces superior que el máximo permitido para el tipo de combustible destilado DMC (gasóleo). Hay autores que presentan unos niveles de densidad y viscosidad menores para un combustible proveniente de aceites lubricantes reciclados, similares al DFO; esto fue logrado por medio de la mezcla de tres aditivos durante el proceso de producción del combustible [123];

El elevado nivel de viscosidad del combustible AFO hace que deba ser previamente calentado para reducir dicho nivel y lograr unos valores adecuados de viscosidad para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de inyección del motor. Las muestras de AFO han sido analizadas para temperaturas de combustible diferentes y obtener así el valor de la temperatura y viscosidad adecuada para no perjudicar el funcionamiento del motor. Aun así, probablemente esto no sería aceptable en condiciones reales de operación, donde sería necesaria una unidad de calentamiento controlado con medición real de la viscosidad, donde la viscosidad del combustible suministrado al motor sea continuamente conocida. La viscosidad del combustible afecta a varios procesos relacionados con la combustión de un motor de combustión interna alternativo, como son la atomización, vaporización y la mezcla de combustible-aire [124]. Además, un elevado valor de viscosidad en el combustible puede conllevar a un valor de la presión de inyección extremo durante el calentamiento del motor [61].

Según varios autores, los chorros formados por líquidos de baja viscosidad obtienen mayores ángulos del efecto cono del chorro que los formados por los líquidos de mayor nivel de viscosidad [125]; por consiguiente, el patrón de la formación del chorro será muy dependiente de las propiedades del combustible, en consecuencia de la temperatura del combustible, en este caso, de la temperatura del AFO. Además, otros estudios determinan que la presencia de un nivel de viscosidad elevada en los combustibles implica una atomización y evaporación pobre; esto es debido a la formación de mayores gotas en el chorro, que puede suponer un retardo de la combustión, y en consecuencia de ello, menores presiones máximas de combustión [126].

Teniendo en cuenta, que el comportamiento del combustible alternativo AFO puede asemejarse a un combustible residual pesado; en consecuencia, los resultados de los ensayos en la máquina FIA-100FCA, son comparados con combustibles pesados. Estos mismos indican que el final de la combustión ocurre antes en el caso del combustible AFO; este tiempo necesario para completar la combustión otorga información sobre la posible formación de componentes quemados e inquemados que afectan a las emisiones. Se debe tener en cuenta que una combustión larga y una post-combustión larga puede suponer la formación de inquemados y residuos, con la consiguiente generación de humo. Este efecto es negativo para el motor, ya que incrementa el desgaste del motor y acorta los periodos de mantenimiento. Además, según literatura consultada, los resultados sugieren que las emisiones de partículas y la opacidad de los humos de escape serán menores que los combustibles pesados residuales [127].

Los ensayos en máquina FIA-100FCA permiten la comparación entre combustibles con una alta precisión y fiabilidad [128]; además, para realizar el análisis del proceso de combustión de combustibles diésel que se emplean en motores de media velocidad es muy adecuado. Diversos autores consideran que este tipo de ensayos se ajusta más a la realidad, para combustibles empleados en motores de media velocidad, que los propios ensayos tradicionales de obtención del número de cetano y análisis de la combustión [129]. Este tipo de ensayo no está homologado aún, pero se está imponiendo sobre todo en el ámbito marítimo, por lo que cabe destacar el interés del resultado, aunque no sea extrapolable a la normativa ISO 8217 de combustibles. La comparación realizada con los combustibles pesados en los ensayos FIA 100-FCA ha demostrado que el proceso de combustión es mejor en el caso del combustible AFO que en los combustibles residuales. Por lo que es esperable observar menos problemas en la combustión con el combustible alternativo.

4.2. Ensayos en el motor

El SFOC es menor en el caso del combustible alternativo; sin embargo, dicha diferencia puede cambiar en función del avance de la inyección. Cuanto mayor es el retraso del avance de la inyección, mayor será la diferencia en SFOC entre ambos combustibles. En relación a la eficiencia energética del motor, considerando que el combustible AFO cuenta con un poder calorífico mayor, el SEC es ligeramente mayor para el combustible AFO con el avance de la inyección estándar; por el contrario, un adelanto del avance de la inyección implica una mejora del SEC para el combustible diésel destilado (DFO). Por consiguiente, el consumo de combustible y la eficiencia energética no se pueden asumir como mejores en un combustible u otro; el nivel de mejora dependerá del grado de avance de la inyección. Con lo cual, estos resultados referidos a aspectos de eficiencia energética serán dependientes de cada condición de motor.

Según la literatura consultada, la gran mayoría de las contribuciones científicas que analizan las propiedades y la viabilidad de los combustibles alternativos, están dirigidas a estudios de combustibles de origen biológico (biocombustibles). Según varios autores, los biocombustibles presentan un mayor SFOC debido a su menor poder calorífico inferior; necesitan inyectar mayor cantidad de fuel en la cámara de combustión para obtener la misma potencia en el eje [130]. Además, otros autores muestran una importante reducción de SFOC cuando el avance de la inyección es adelantado 10° con un biocombustible de mahua [131]. Por el contrario, otras contribuciones muestran incrementos de SFOC con diferentes tipos de biocombustibles y respectivas mezclas [120, 132].

El combustible alternativo AFO presenta una menor presión de combustión y menor rudeza que el combustible DFO, lo que conlleva a una producción menor de emisiones de NO_x . Otros autores observan el mismo comportamiento para un combustible alternativo proveniente de aceites de sardina; los ensayos se realizan también en un motor diésel mono-cilíndrico; la presión de combustión es inferior para el caso del combustible alternativo, así como el ratio de desprendimiento de calor; las temperaturas de los gases de escape son superiores al diésel, al igual que ocurre en la presente contribución; sin embargo, no se realiza estudio de emisiones alguno [133], lo que limita el análisis comparativo sobre la afección de estos resultados en el contenido de emisiones.

Adelantando el avance de la inyección, las emisiones de NO_x , incrementan, pero disminuyen la formación de partículas. De la misma manera, hay autores que presentan un 45% de reducción de emisiones de NO_x con el avance de la inyección retrasado [121]. De todas formas, cabe destacar que la modificación del avance de la inyección resulta ser inviable en motores que operan con combustibles tipo DFO, debido a que se encuentran ya ajustados a unos niveles limitantes de emisiones de NO_x . Por otro lado, en el caso de los biocombustibles varios autores exponen mayores niveles de emisiones de NO_x para diferentes mezclas; cuanto mayor sea el porcentaje del biocombustible en la mezcla, mayores niveles de emisiones de NO_x eran observados [126, 134].

Las emisiones de CO se reducen considerablemente adelantando el avance de la inyección; sin embargo, las emisiones de CO son mayores para el combustible alternativo AFO. Las emisiones de CO dependen de diferentes factores, tales como la estructura química del combustible, la homogeneidad del combustible, periodo de la combustión, temperatura de la combustión y la cantidad de aire durante el proceso de combustión; siendo este último el parámetro más importante; cuando la cantidad de O_2 llega a su máximo valor, el contenido de CO decrece hasta su mínimo valor [135]. A pesar de ello, existe un nivel elevado de emisiones de CO y una diferencia considerable entre ambos combustibles, AFO y DFO, el estudio sugiere que el funcionamiento del motor puede ser mejorado por medio del ajuste del avance de la inyección, es

decir, avanzando el comienzo de la inyección. Aun así, las emisiones de CO no tienen una relevancia importante en el medio marino debido a que se oxida en CO₂ relativamente pronto; pero son un claro indicador de un proceso de combustión pobre. La IMO no limita las emisiones de hidrocarburos, es por ello por lo que en la presente contribución no se ha considerado realizar medición alguna al respecto. Sin embargo, un incremento de emisiones de CO sugiere un incremento de emisiones de partículas o hidrocarburos [136].

Según literatura consultada, Mohan et al [137] llevan a cabo un estudio bibliográfico sobre diferentes estrategias de inyección en motores diésel donde exponen que el ajuste del avance de la inyección respecto del original, puede suponer una mejora sustancial del funcionamiento y emisiones del motor. En relación a la influencia del ajuste del avance de la inyección con un combustible alternativo, autores exponen comportamientos similares a la presente contribución; Sayin et al [138] realizan una investigación sobre la influencia de diferentes grados de avance de la inyección respecto el avance estándar u original con un combustible alternativo formado con la mezcla de un combustible diésel común y etanol. Con el adelanto del avance de la inyección, en relación a las emisiones, estos autores presentan una reducción de emisiones de NO_x y un incremento de emisiones de CO. Efecto contrario observaron para el caso del retraso del avance de la inyección. En cuanto al nivel de mezcla, cuanto mayor era en nivel de etanol, mayor eran las emisiones de NO_x y CO₂, algo perjudicial para el medio marítimo.

Haciendo referencia a otras contribuciones sobre otros combustibles alternativos de origen mineral, varios autores han investigado las cualidades de un combustible alternativo proveniente del reciclado de neumáticos mediante el proceso de pirolisis; obtuvieron un combustible con un contenido de azufre superior al diésel pero valores de viscosidad, densidad y poder calorífico algo inferior al diésel y al combustible AFO; al mezclarlo con el diésel (limitado al 20% de mezcla de combustible alternativo) presentan similares tendencias en relación a emisiones, menor nivel de emisiones de NO_x y mayores niveles de emisiones de CO. Por encima del 20% de mezcla, el funcionamiento del motor se vuelve irregular y las propiedades de las emisiones caen notablemente [83].

5. Conclusiones

Hasta ahora, los estudios de investigación de nuevos combustibles alternativos han estado siendo liderados por los biocombustibles; a pesar de ello, presentan serias complicaciones para introducirlos en aplicaciones marítimas. Esto hace que sean promovidas nuevas líneas de investigación en combustibles alternativos de origen mineral, como los procedentes de aceites lubricantes reciclados, para su aplicación en motores diésel marinos.

Los motores diésel de media velocidad están capacitados para el empleo de combustibles residuales pesados; una viscosidad elevada es más aceptable en motores de media velocidad que en motores de alta velocidad.

El combustible AFO necesita ser calentado previamente para lograr los valores aceptables de viscosidad y densidad y así asegurar el correcto funcionamiento del sistema de inyección del motor. Además, los resultados de los análisis de combustión deducen que el combustible AFO contiene una serie de componentes ligeros que hace que combustione con mayor celeridad, pero dispone también una serie de componentes pesados que hace que el proceso de la combustión se alargue, provocando un alargamiento del periodo de post-combustión. Por consiguiente, estos resultados sugieren que un motor de media velocidad será más adecuado para el empleo del combustible AFO. Sin embargo, el combustible alternativo cuenta con peores cualidades de combustión que el combustible diésel DFO, pero mejores que los dos combustibles residuales pesados (FOG, FOP) estudiados; además emite más partículas y humo que el combustible DFO.

Con el adelanto del avance de la inyección se reducen drásticamente las emisiones de CO, pero aumentan notablemente las de NO_x. Aun así, en ambas condiciones de motor estudiadas, el combustible AFO presenta menores emisiones de NO_x que el combustible DFO. El consumo de combustible y la eficiencia energética del motor no son significativamente mejores que el combustible AFO; el grado de mejora depende del ajuste del avance de la inyección; cuanto mayor sea el avance mayor será la reducción de SFOC. Considerando el origen reciclado del combustible AFO, la huella de carbono y ciclo de vida son mejorados considerablemente.

El Capítulo I de la presente contribución expone la viabilidad técnica de un combustible de origen mineral proveniente de aceites lubricantes reciclados para su empleo en motores diésel marinos de media velocidad, utilizados por ejemplo por la flota pesquera vasca. Este combustible alternativo (AFO) cumple con los requerimientos mínimos de la IMO para la regulación medioambiental con vistas a su empleo a bordo de buques (las emisiones de NO_x no son incrementadas con el combustible AFO); sin embargo, el presente Capítulo I recoge un análisis

fundamental y a su vez preliminar; serán necesarias pruebas más avanzadas y lo más cercanas a la realidad para poder evaluar la viabilidad del combustible AFO; como extensión del presente estudio (Capítulo I) se consideran pruebas en entorno cuasi-real (simulado) y real con motores diésel marinos, tal y como se detallarán en los próximos Capítulos II y III.

**CAPÍTULO II. Análisis de
funcionamiento de un motor
diésel marino de media
potencia simulando las
condiciones de propulsión de
un buque**

1. Resumen

Los motores diésel marinos son unos de los mayores consumidores de combustibles fósiles en el mundo. Estos motores son los responsables de una parte importante de la contaminación del planeta, incluido el cambio climático. La cada vez más severa conciencia medioambiental hace que se adopten nuevas medidas restrictivas para regular las emisiones provenientes de los buques. Por otro lado, nos encontramos ante un escenario de agotamiento de los recursos fósiles, como es el petróleo, y más aún, con unos precios de barril de crudo de tendencia fluctuante con una influencia directa en los costes operacionales de un buque. Esto hace que se propaguen los esfuerzos por buscar alternativas o soluciones a la situación actual. Una de estas soluciones son los combustibles alternativos para su empleo en los motores diésel marinos. Además, es sabido que los aceites industriales son uno de los mayores residuos que se generan al año en el planeta. En este contexto, el presente estudio tiene como objetivo estudiar la viabilidad técnica de un combustible alternativo proveniente del reciclado de aceites lubricantes empleados en automoción y compararlo con los combustibles empleados en la actualidad, siempre y cuando el nuevo combustible cumpla con el estándar ISO 8217 para combustibles destilados. El funcionamiento del motor, las propiedades de combustión e inyección, y las características de emisiones del motor con el combustible alternativo han sido probados en un banco de ensayos simulando las condiciones reales de operación de un motor diésel marino de 400 kW. Se han ensayado diferentes cargas de motor y diferentes velocidades de giro, cumpliendo los ciclos de motor tipo generador (E2) y ley de la hélice (E3). Para ello, el motor ha sido acoplado a un freno hidráulico que ha permitido ajustar la carga del motor a las condiciones de motor y de propulsión requeridas en las especificaciones de dichos ensayos. Además, acercándonos más a la realidad, la refrigeración del motor se ha realizado mediante agua de mar. Los resultados han demostrado que el combustible alternativo tiene un corto retardo de encendido; pero el final de la combustión se retrasa, que puede ser algo esperado para este tipo de combustible, siendo similar a lo detectado en el Capítulo I. Además, la eficiencia energética del motor con el combustible alternativo es perfectamente comparable con la de un combustible diésel empleado por la flota pesquera; sin embargo, debido a su mayor poder calorífico inferior, el combustible alternativo presenta un menor consumo específico de combustible. En relación a las emisiones, el combustible alternativo presenta menores niveles de NO_x y CO₂ pero unos niveles de CO ligeramente superiores; sin embargo, presenta mayores valores de opacidad para todos los puntos de operación ensayados. Cabe destacar que el combustible alternativo se encuentra dentro de los niveles máximos permitidos de contenido en azufre en combustibles diésel marinos. Por consiguiente, el combustible alternativo es apto para ser probado en un motor diésel marino real, a bordo de un buque en condiciones

reales de operación, cumpliendo las regulaciones aplicables al medioambiente marino con relación al empleo de combustibles.

Abstract

Marine diesel engines are one of the most representative fossil fuels consumers on the planet. These engines are responsible for a large amount of air pollutants, including greenhouse gas emissions. This concern led to the adoption of new regulations and policies for shipping, which involved more intensive restrictions for airborne emissions. This scenario, in addition to the finite fossil fuel reserves, the fluctuating prices of fossil fuel and its share of the annual costs of ships' operation, has boosted the development of new alternative fuels for marine diésel engines from traditional ones. From other part, it is known that waste oils are one of the most abundant residues generated within the industry. This study assesses the technical suitability of an alternative fuel oil, obtained from recycled waste automotive lube oil, in comparison with traditional fuels, complying with the ISO 8217 for distillate fuel oils. Engine performance, combustion and injection properties and emissions characteristics were tested with the alternative fuel on a full scale marine diesel engine test bench, simulating real operating conditions for marine diesel engines and electric diesel generators in steady loads. To this end, the engine was cooled with sea water and coupled to a hydraulic brake, which allowed tests to be undertaken in different engine loads and propulsion modes, such as controllable and fixed pitch propeller propulsion systems. The results demonstrated that the alternative fuel has short ignition delay but with a delayed end of combustion, which should be expected for this type of fuel, according to results obtained in tests described in Chapter I. Additionally, the energy efficiency of the diesel engine is comparable to the distillate fuel commonly used by the fishing fleet; however, due to its higher lower heating value, the alternative fuel presents lower fuel consumption. According to the emissions, the alternative fuel exhibits lower NO_x and CO₂ emission levels but slightly higher CO emissions and smoke opacity levels than common fuels, with the sulphur content in the fuel below the maximum level being allowable by more stringent marine rules. Hence, waste lubricating oil-based alternative fuel oils are acceptable for use in marine diésel engines operated on-board a ship under real conditions and meet the rules applicable to marine environments for burning fuel oils.

2. Material y métodos

Las pruebas realizadas en el Capítulo I anterior en un motor diésel mono-cilíndrico de baja potencia y alta velocidad no detectaron problema relevante alguno como para no continuar con el estudio; con lo cual, se decide realizar ensayos exhaustivos bajo condiciones controladas en un banco de ensayos que simula el funcionamiento de un motor diésel marino de media potencia y media velocidad. El banco de ensayos, que se expone a continuación fue construido para este fin en la Escuela Técnica Superior de Náutica y Máquinas Navales, ETSNMN, de Portugalete (EHU/UPV).

Instrumentación y equipos

El banco de ensayos está formado por un motor diésel poli-cilíndrico adaptado para simular una condición de operación real de un motor diésel marino. El motor, Baudouin DNP 12ST, fue acoplado a un freno hidráulico, Zolner Kiel modelo 6N29, para controlar la carga al motor. El freno hace la función de hélice del buque, que le otorga la carga específica al motor para cada situación de trabajo requerida. La refrigeración del banco de ensayos se ha realizado por medio de agua extraída directamente del mar para enfriar los circuitos de refrigeración de agua dulce del freno y motor.

El banco de ensayos ha sido configurado para el empleo de dos combustibles, con lo que se han construido dos circuitos de combustible totalmente independientes; uno de ellos para el uso del combustible diésel (DFO) y el otro, para el combustible alternativo AFO. El circuito del combustible AFO es de mayor complejidad, ya que ha contado con un módulo de calentamiento y medición de la viscosidad para la regulación de la viscosidad del combustible a la entrada del motor. Cabe recordar que una de las conclusiones del Capítulo I anterior concluía que el combustible alternativo debía ser calentado a una temperatura comprendida entre 65-70°C con el fin de reducir la viscosidad y evitar comprometer el proceso de inyección, así como proporcionar un combustible con un valor de viscosidad aceptado por los fabricantes de motores. Las principales propiedades físico-químicas para los combustibles AFO y (DFO) a tener en cuenta tras los ensayos realizados en el Capítulo I son la densidad a 15 °C: 850,30 kg/m³ (836,60 kg/m³) y la viscosidad a 40 °C: 20,80 mm/s^s (2,90 mm/s²). El resto de detalles se presentan en el Capítulo I de la presente contribución o en Gabiña et al., 2016 [139]. El esquema del banco de ensayos se detalla en la Figura C2- 1. El principal componente del banco de ensayos corresponde a un motor diésel de 4 tiempos y 12 cilindros en V (6 cilindros por cada lado), sobrealimentado y con bomba de inyección, BOSCH RM-RMS, en el centro. El esquema del freno-motor viene detallado en la Figura C2- 2 y las propiedades mecánicas del motor se detallan en la Tabla C2- 1.

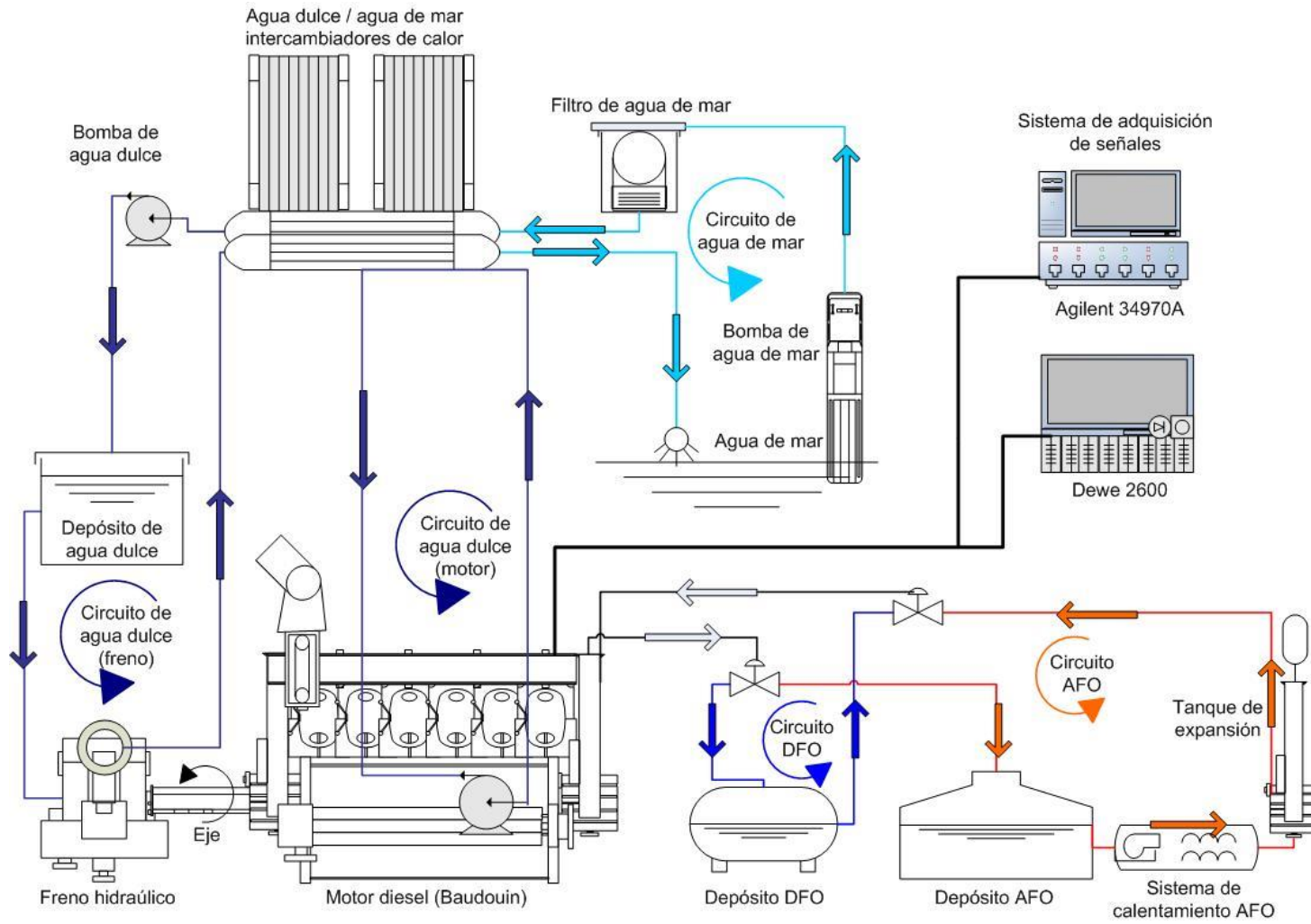


Figura C2- 1. Esquema detallado del banco de ensayos adaptado a un motor diésel marino

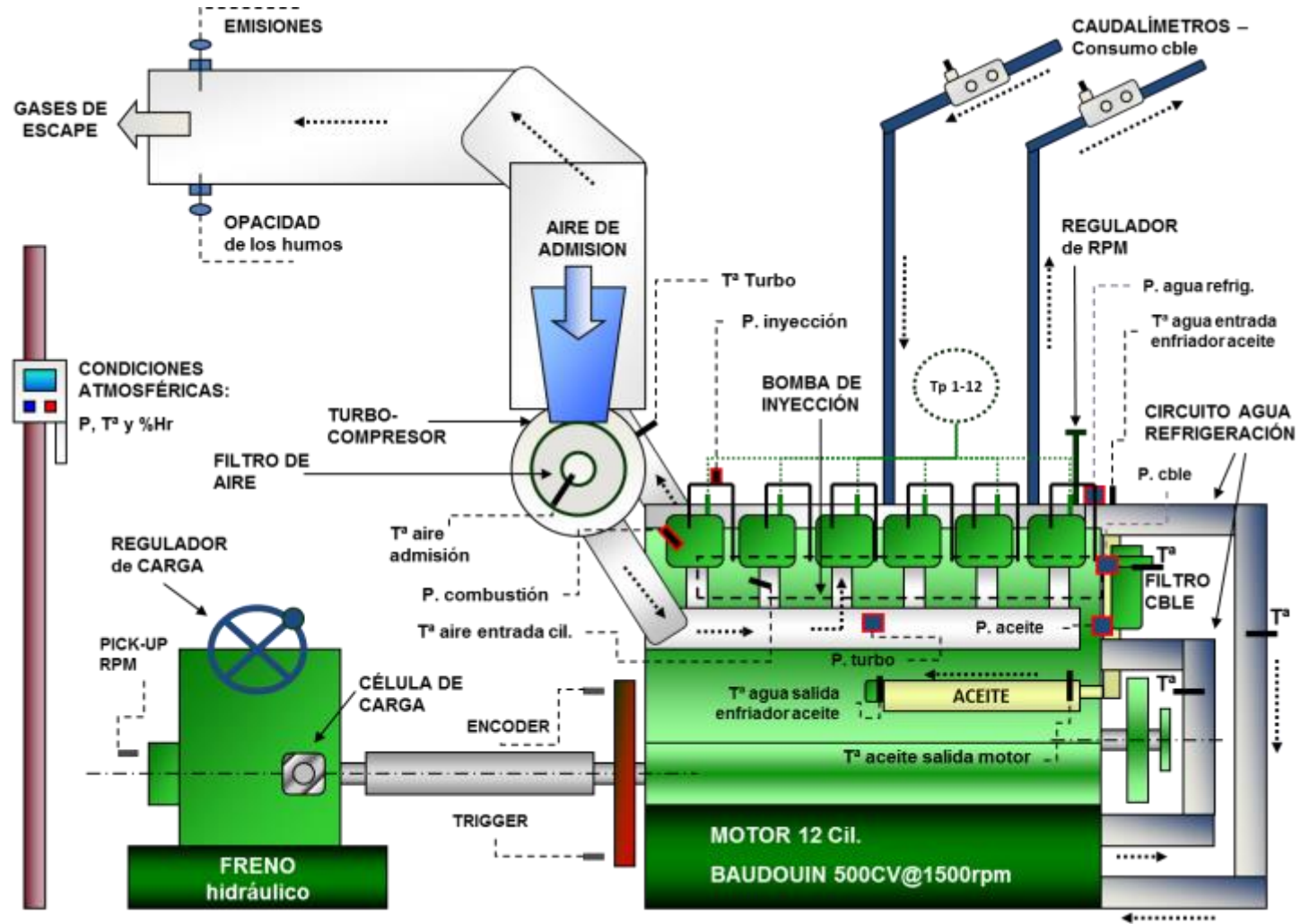


Figura C2- 2. Esquema detallado del conjunto freno-motor y su monitorización

Tabla C2- 1. Propiedades mecánicas del motor diésel Baudouin DNP12ST

| Parámetro del motor | Valor | Unidades |
|---|-------|---------------------|
| Velocidad máxima | 1.500 | rpm |
| Potencia efectiva | 400 | kW |
| Relación de compresión | 14:1 | - |
| Diámetro del pistón | 150 | mm |
| Carrera | 150 | mm |
| Número de dientes (corona del motor) | 178 | - |
| Avance de la inyección (bomba RM-RMS) | - 29 | ° DPMS ^a |
| <i>Inyector: BOSCH GERMANY KDAL126S17/423</i> | | |
| Apertura de la válvula de admisión | - 39 | ° DPMS |
| Cierre de la válvula de admisión | 45 | ° DPMI ^b |
| Apertura de la válvula de escape | - 51 | ° DPMI |
| Cierre de la válvula de escape | 42 | ° DPMS |

Donde:

^a DPMS: Después del Punto Muerto Superior

^b DPMI: Después del Punto Muerto Inferior.

Tal y como se ha comentado anteriormente, el banco de ensayos cuenta con un módulo de refrigeración para el motor y para el freno hidráulico. Esta refrigeración se realiza con agua de mar, extraída directamente de ella, en la dársena de la ETSNMN de Portugalete. El agua se extrae mediante una bomba sumergible, GRUNDFOS modelo SP 77-1R SD, capaz de bombear 77 m³/h considerando unas pérdidas de 12 m de columna de agua.

El agua de mar, previo paso por un filtro mecánico de agua salada, llega a un colector que la bifurca a dos intercambiadores de placas, SEDICAL modelo UFP-63/53 LM65 (potencia 550kW) agua dulce/agua salada, uno para la refrigeración del motor y el otro para la refrigeración del freno. En el caso del freno, el circuito de agua dulce cuenta con un depósito de 1m³ de capacidad y una bomba externa, GRUNDFOS SP77, para la circulación del agua.

En la siguiente Figura C2- 3 se expone el sistema de refrigeración del motor y freno, donde se pueden observar los intercambiadores de calor, los colectores de entrada y salida de agua de mar, la bomba de circulación de agua dulce y el filtro de agua de mar.

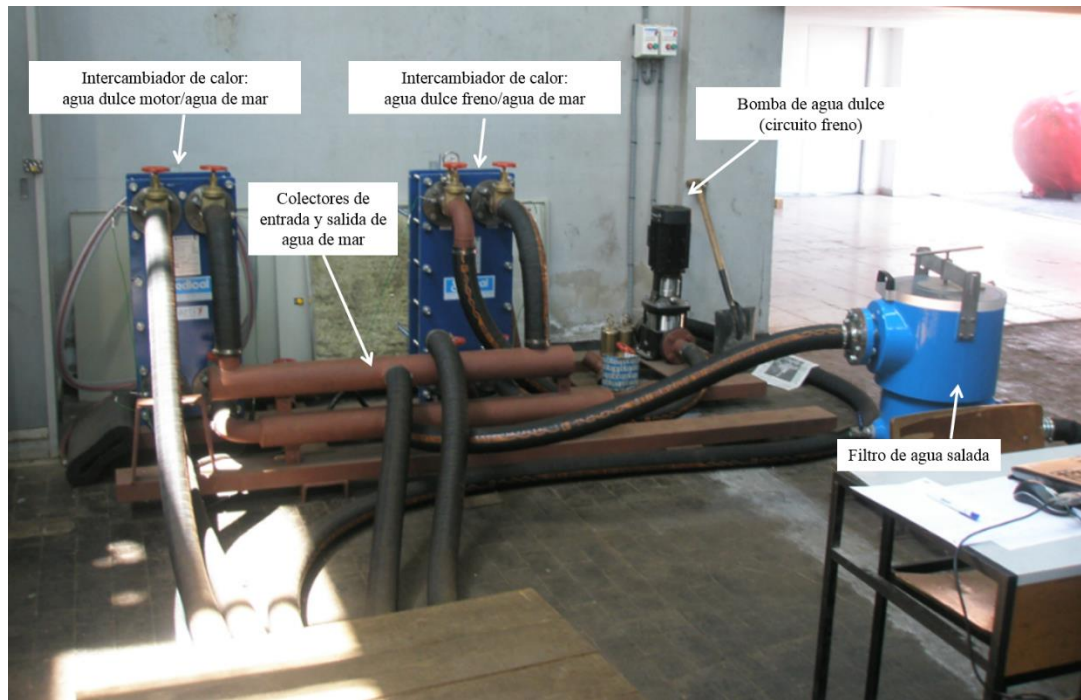


Figura C2- 3. Módulo de refrigeración del banco de ensayos

El motor cuenta con dos circuitos independientes de combustible, uno para el combustible AFO y el otro para el combustible DFO. El circuito de combustible AFO cuenta con un módulo de calentamiento previo, con el fin de llevar el combustible de alta viscosidad a unos valores adecuados de temperatura para el correcto funcionamiento del motor y no comprometer sobre todo al sistema de inyección.

El combustible es impulsado mediante una pequeña bomba de combustible y primeramente es filtrado para evitar el paso de cualquier impureza que pudiera aparecer en el circuito; posteriormente fluye a una resistencia calefactora y el combustible AFO alcanza una temperatura cercana a los $65\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ controlada mediante el viscosímetro instalado en el módulo; una vez alcanzada la viscosidad adecuada, el circuito se abre y el combustible AFO es enviado a un tanque de expansión, que hace función de degasificador, y elimina los posibles vapores que se hubieran podido formar durante el proceso de calentamiento del combustible AFO, y que además, por seguridad, cuenta con un circuito de retorno al tanque principal de combustible alternativo. Tras circular por el tanque de expansión el combustible fluye por un viscosímetro que mide la temperatura y viscosidad del combustible y este valor de viscosidad se emplea para el control de las resistencias y regulación del módulo. Posteriormente el combustible circula por el caudalímetro de combustible antes de entrar al motor.

En la siguiente Figura C2- 4 se puede apreciar el módulo de calentamiento del combustible AFO, entre los que se puede observar el tanque de combustible AFO, compuesto por dos tinajas de 1 m^3

de medida, la bomba de circulación del combustible, el cuadro de control, la resistencia calefactora, el filtro de combustible y el tanque de expansión con su circuito de retorno al tanque de combustible.

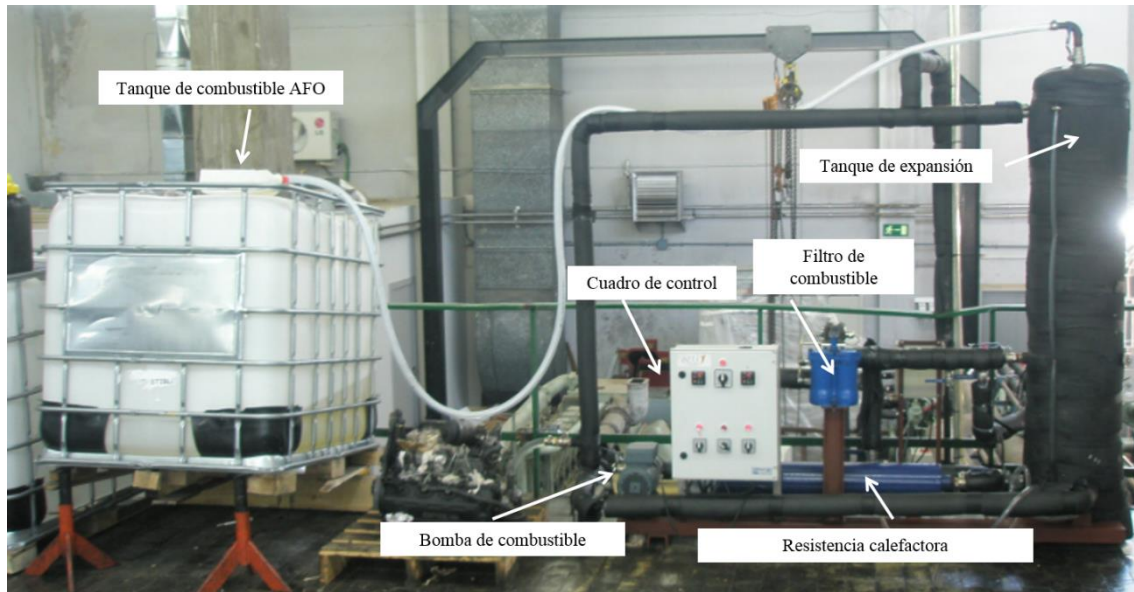


Figura C2- 4. Módulo de calentamiento del combustible AFO

El circuito de combustible AFO ha sido dotado de un recubrimiento aislante de caucho para minimizar las pérdidas de calor del combustible AFO hasta la entrada al motor. Sin embargo, el circuito de combustible diésel DFO circula directamente del depósito al caudalímetro de combustible, y de ahí, al motor. Los circuitos de AFO y DFO son totalmente independientes hasta el caudalímetro de combustible de entrada al motor. Mediante una válvula de tres vías, de accionamiento manual, se controla el paso de un combustible u otro. A la salida del motor, tras circular por el caudalímetro de salida o retorno, otra válvula tres vías controla el paso de combustible de retorno a cada tanque o depósito. Este control manual de las válvulas es muy importante ya que un posible error puede implicar el retorno de un combustible al tanque o depósito del otro combustible, causando la mezcla y contaminación entre ambos combustibles y como consecuencia de ello, invalidando las pruebas. Los caudalímetros empleados para la medida de caudal másico de combustible son suministro de la casa KRAL, modelo OME13. Un caudalímetro es instalado en el circuito de entrada de combustible del motor mientras el otro es instalado en el circuito de salida o retorno del motor; la diferencia entre ambas medidas será el consumo másico del motor expresado en kg/h. Los caudalímetros miden el flujo volumétrico y la temperatura del combustible en el punto de medida, con lo que realizan los cálculos correspondientes de flujo másico y de consumo de combustible con valores de densidad que han sido programados. En la siguiente Figura C2- 5 se representa esquemáticamente la instalación de los caudalímetros de combustible en el motor.

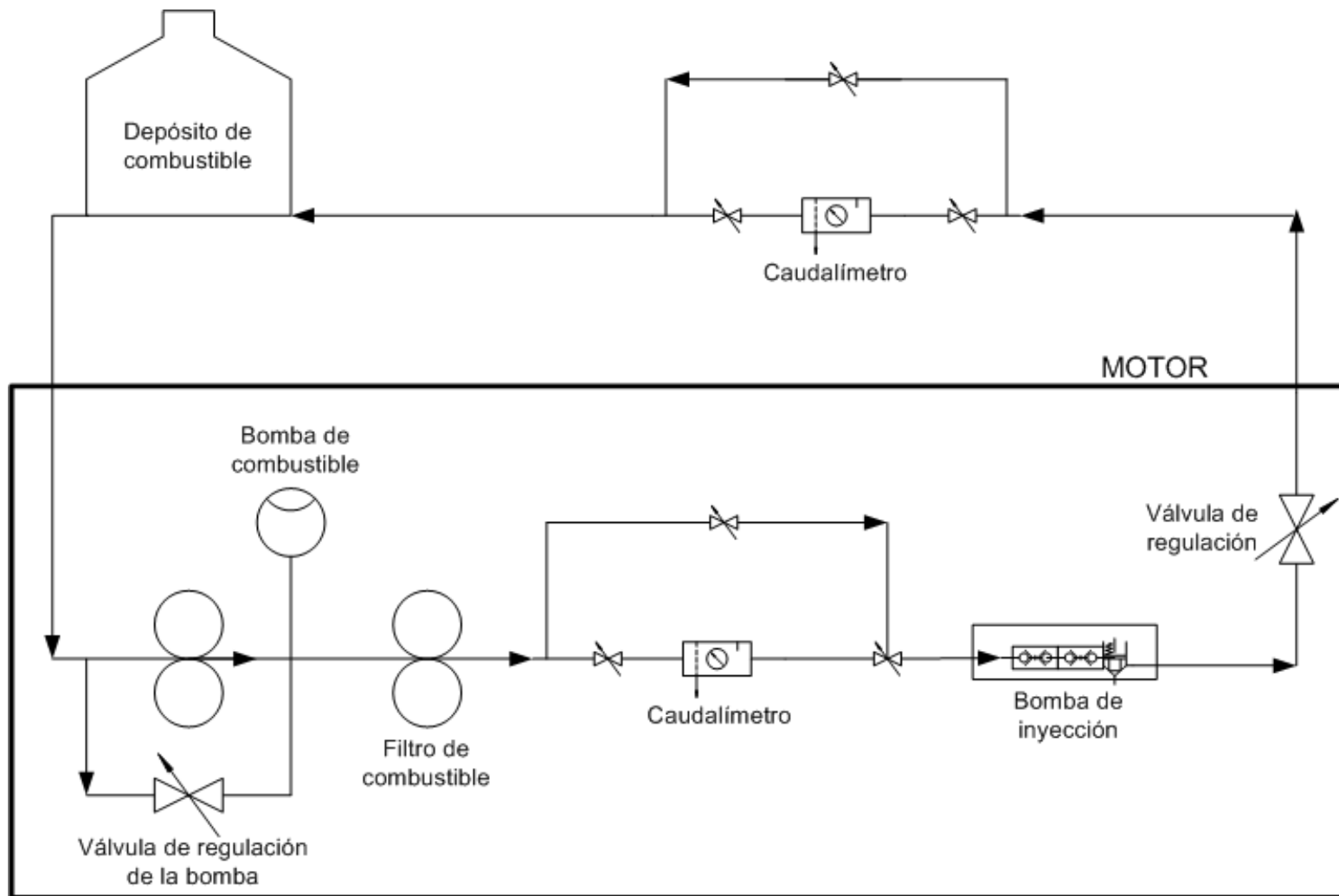


Figura C2- 5. Esquema del montaje o instalación de los caudalímetros de combustible en un motor

Cada caudalímetro cuenta con tres sensores de medida: dos sensores de proximidad para la detección de pulsos, uno para medir el caudal del flujo y el otro para detectar el sentido del flujo y el tercer sensor corresponde a un sensor de temperatura tipo PT100, que mide la temperatura del combustible. Este tipo de caudalímetros dispone de dos husillos helicoidales que giran solidarios entre sí con el paso del fluido; este movimiento es captado por los sensores de proximidad que además detectan el sentido de giro, con lo que la medida del caudal es independiente del sentido de giro; son de tipo volumétrico [L/h] y miden la temperatura del combustible para compensar su cambio de densidad y calcular exacta el caudal másico del fluido [kg/h].

El sistema de medida de caudal de combustible dispone de su unidad electrónica (BEM 500), donde se introducen los valores de densidades para diferentes temperaturas de ambos combustibles para realizar de manera exacta el cálculo de caudal másico de combustible, anteriormente comentado. Este último aspecto es importante ya que el combustible cuenta con una temperatura superior a la salida del motor respecto a la entrada, y esto hace que el fluido se dilate y disminuya su densidad; no considerar este fenómeno puede llevar a lecturas engañosas del consumo de combustible.

Las densidades tomadas previamente a los ensayos han sido representadas en la siguiente Figura C2- 6, en función de la temperatura.

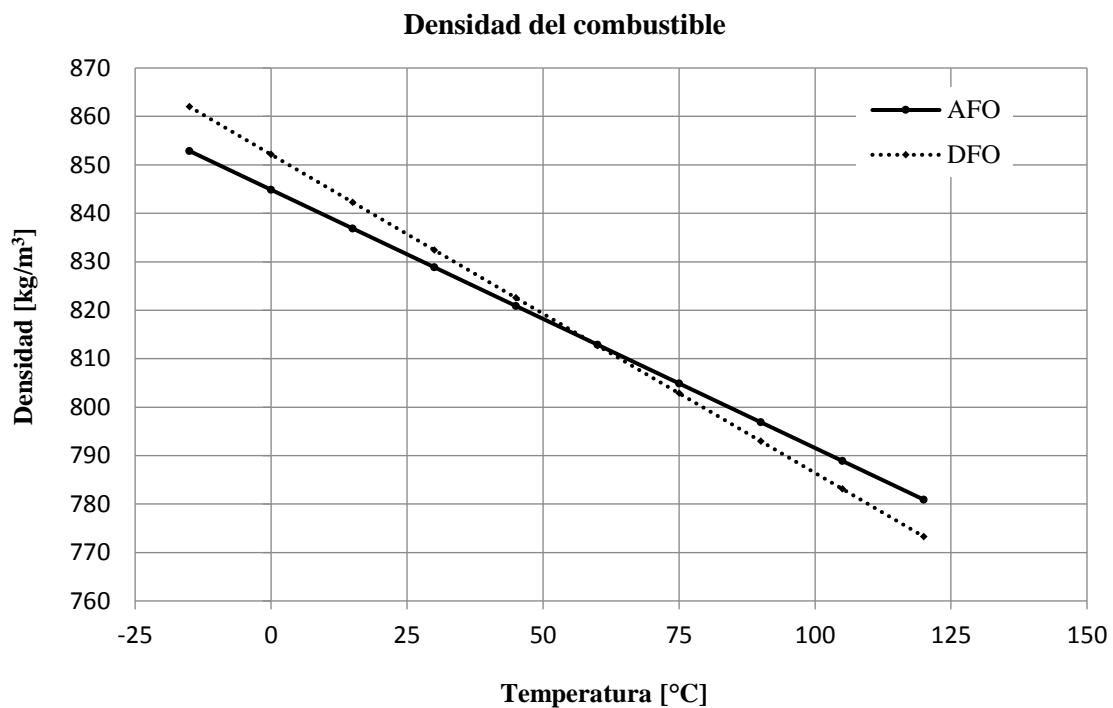


Figura C2- 6. Representación de las relaciones lineales entre la densidad y temperatura

El freno hidráulico, Zollner Kiel Modelo 6N29, tal y como se ha comentado anteriormente, se encuentra acoplado al eje del motor; éste se refrigera por medio de agua, y para ello cuenta con un circuito independiente y cerrado de agua dulce. El freno se encuentra de manera flotante y fijado a una distancia conocida, en un bastidor. En el punto de unión freno-motor se coloca una célula de carga con módulo externo de amplificación de señal, SENEL SX3. Esta célula medirá el esfuerzo lineal aplicado a una distancia conocida, que permite calcular el par de torsión en el eje, y a su vez, el cálculo de la potencia en el eje (Ecuación 1). La regulación de la carga es manual, mediante el accionamiento de un volante de control.

El análisis de la eficiencia energética da información de la energía entregada por el motor en relación a la energía aportada por el combustible. Para ello, los valores de SFCO y SEC han sido calculados, al igual que la eficiencia energética del motor (EEE). Mediante la Ecuación 2 se calcula la EEE.

$$EEE [\%] = \frac{\text{Energía entregada [kJ]}}{\text{Energía aportada [kJ]}} = \frac{P[kW] \times 3.600}{PCI \left[\frac{kJ}{kg} \right] \times FOC \left[\frac{kg}{h} \right]} \times 100 \quad (2)$$

Donde, P es la potencia entregada por el motor en kilovatios y PCI es el poder calorífico inferior del combustible expresado en unidades de kilojulio por kilogramo, y FOC representa el gasto másico de combustible expresado en kilogramos hora.

La principal instrumentación instalada para la monitorización del banco de ensayos queda detallada en la Tabla C2- 2. Esta monitorización detallada ha sido empleada principalmente para llevar a cabo el análisis de las propiedades de funcionamiento del motor con ambos combustibles: propiedades de combustión, inyección, eficiencia energética y emisiones.

La mayor parte de las señales de baja frecuencia que corresponden a los parámetros de funcionamiento del motor y banco de ensayos han sido adquiridos mediante la unidad de adquisición de datos AGILENT modelo 34970A, con una precisión de 6 ½ dígitos de multímetro; 600 lecturas por canal y 250 canales por segundo. Sin embargo, las señales de alta frecuencia de adquisición han sido adquiridas mediante la unidad de adquisición de datos DEWE 2600, con una precisión de ±0,02% en cada lectura, con una memoria instantánea de 80 MB/s. La siguientes Tabla C2- 3 y Tabla C2- 4 sin embargo, citan todas las señales adquiridas durante los ensayos en cada unidad de adquisición, tanto las señales principales adquiridas para el análisis del funcionamiento del motor con ambos combustibles y mostradas con mayor detalle en la Tabla C2- 2, como las señales cuyo objetivo ha sido el control y la observación en tiempo real del correcto funcionamiento de las pruebas.

Tabla C2- 2. Principal equipamiento de instrumentación empleado para la medición de parámetros de funcionamiento del motor y el banco de ensayos

| Parámetro del motor | Unidades | Equipo de medición | Precisión |
|---|----------------|---|--|
| Torsión | kN | Célula de carga SENEL SX3 | ±0.015% |
| Velocidad del motor | rpm | Sensor de proximidad, HAMLIN (tipo hall). | Error total: <2% sobre el voltaje de operación. |
| Punto muerto superior (PMS) | ° | Sensor de proximidad, HAMLIN (tipo hall). | Error total: <2% sobre el voltaje de operación. |
| Ángulo de cigüeñal (α , alpha) respecto al PMS | ° | Sensor de proximidad, HAMLIN (tipo hall). | Error total: <2% sobre el voltaje de operación. |
| Presión de inyección | bar | Sensor de presión PBC 118 A02 Piezotronics | Sensibilidad: 0.1pC/psi (Máxima presión: 50,000 psi) |
| Presión en el cilindro | bar | Sensor de presión piezoeléctrico KISTLER 6013CA | Sensibilidad: 21 pC/bar (Máxima presión: 250 bar) |
| Presión de sobrealimentación | bar | Transmisor de presión GE DRUCK PTX7517 (señal 4-20 mA) | Rango de presión: 0-1 bar. |
| Presión de combustible y aceite | bar | Transmisor de presión KELLER PA21Y (señal 0-10 V) | Rango de presión: 0-5 bar. |
| Presión de agua de refrigeración del motor | bar | Transmisor de presión KELLER PA21Y (señal 0-10 V) | Rango de presión: 0-2 bar. |
| Temperatura del aire de admisión al motor | °C | Termopar Tipo K | ±0.4% |
| Temperatura del aire de entrada a cilindros | °C | Termopar Tipo K | ±0.4% |
| Temperatura de los gases de escape | °C | Termopar Tipo K | ±0.4% |
| Temperatura del combustible | °C | Termopar Tipo K | ±0.4% |
| Viscosidad del combustible | cSt | BROOKSFIELD AST-100TSY 230 | Incertidumbre ±2% |
| Temperatura del agua dulce de refrigeración (entrada y salida del motor) | °C | Termopar Tipo K | ±0.4% |
| Temperatura del agua dulce de refrigeración (entrada y salida del intercambiador de calor del aceite) | °C | Termopar Tipo K | ±0.4% |
| Temperatura del aceite del motor | °C | Termopar Tipo K | ±0.4% |
| Condiciones atmosféricas (T, P, %Hr) | °C bar % | Estación meteorológica HD2001.1 | T: ±0.3% (0-70°C) P: ±0.5 mbar (25°C) Hr: ±1.5% (0-90% Hr, 15-35°C) |
| Emissiones de los gases de escape (CO, CO ₂ , NO _x) | ppm | Analizador de emisiones de gases de escape TESTO 350XL MARITIME | De acuerdo al Anexo VI de MARPOL y el código técnico de emisiones de NO _x |
| Opacidad de los humos | - | Opacímetro de humos KE 3400 | Absorción de luz (K): 0.01 ml (rango 0-20 ml). Opacidad: 0.1% (rango 0-100%) |
| Consumo másico de combustible | kg/h | Caudalímetros KRAL OME13 con compensación de temperatura. | ±0.1% (rango 5 ~ 785 kg/h) |

Tabla C2- 3. Señales adquiridas con la unidad AGILENT 34970A

| Parámetro | Código | Velocidad señal |
|---|---------------|------------------------|
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°1 | TI01 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°2 | TI02 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°3 | TI03 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°4 | TI04 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°5 | TI05 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°6 | TI06 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°7 | TI07 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°8 | TI08 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°9 | TI09 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°10 | TI10 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°11 | TI11 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape del cilindro N°12 | TI12 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape de entrada al turbocompresor de los cilindros 1, 2, 3 | TI13 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape de entrada al turbocompresor de los cilindros 4, 5, 6 | TI14 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape de entrada al turbocompresor de los cilindros 7, 8, 9 | TI15 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape de entrada al turbocompresor de los cilindros 10, 11, 12 | TI16 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape a la salida del turbocompresor A | TI17 | Baja |
| Temperatura de los gases de escape a la salida del turbocompresor B | TI18 | Baja |
| Temperatura de aire de admisión de entrada al turbocompresor A | TI19 | Baja |
| Temperatura de aire de admisión de entrada al turbocompresor B | TI21 | Baja |
| Temperatura de aire de entrada a cilindros (después de T/C) A | TI23 | Baja |
| Temperatura de aire de entrada a cilindros (después de T/C) B | TI24 | Baja |
| Temperatura del agua de refrigeración salida del motor A | TI28 | Baja |
| Temperatura del agua de refrigeración salida del motor B | TI29 | Baja |
| Temperatura del agua de refrigeración a la entrada del enfriador de aceite | TI30 | Baja |
| Temperatura del agua de refrigeración a la salida del enfriador de aceite A | TI31 | Baja |
| Temperatura del agua de refrigeración a la salida del enfriador de aceite B | TI32 | Baja |
| Temperatura del agua de refrigeración a la entrada del enfriador de placas del motor | TI33 | Baja |
| Temperatura del agua salada de entrada a los enfriadores | TI36 | Baja |
| Temperatura del agua salada a la salida del enfriador de placas del freno | TI37 | Baja |
| Temperatura del agua salada a la salida del enfriador de placas del motor | TI35 | Baja |
| Temperatura del combustible AFO en el viscosímetro | TI43 | Baja |
| Viscosidad del combustible AFO | V1 | Baja |
| Temperatura ambiental | TH01 | Baja |
| Presión ambiental | TH02 | Baja |
| Humedad relativa ambiental | TH03 | Baja |
| Presión del agua de refrigeración del motor | PI03 | Baja |
| Presión de aceite lubricante | PI04 | Baja |
| Presión del combustible | PI05 | Baja |

Tabla C2- 4. Señales adquiridas con la unidad DEWE 2600

| Parámetro | Código | Velocidad señal |
|---|------------|-----------------|
| Presión en cámara de combustión en cilindros N° 1 y 7 | Pcomb1 y 7 | Alta |
| Presión de inyección en cilindros N° 1 y 7 | Piny1 y 7 | Alta |
| Par en el eje | C1 | Alta |
| Revoluciones del eje | C2 | Alta |
| Temperatura del agua de refrigeración de salida del motor | TI26 | Baja |
| Temperatura del agua de refrigeración de entrada al motor | TI27 | Baja |
| Temperatura de aceite a la salida del motor | TI25 | Baja |
| Temperatura del agua dulce a la salida del enfriador de placas del motor | TI34 | Baja |
| Temperatura del agua dulce a la entrada del enfriador de placas del freno | TI38 | Baja |
| Temperatura del agua dulce a la salida del enfriador de placas del freno | TI39 | Baja |
| Temperatura del combustible a la entrada del motor | TI40 | Baja |
| Presión de aire alimentación a cilindros A, después de T/C | PI01 | Baja |
| Presión de aire alimentación a cilindros B, después de T/C | PI02 | Baja |

La medición del punto muerto superior (PMS) se ha llevado a cabo mediante un sensor de proximidad tipo Hall. Este tipo de sensores detectan el paso de un material metálico y generan una señal en forma de pulso; con lo cual, este sensor, mandará una señal discreta (trigger) en el momento en el que el pistón se encuentre en el PMS; otro sensor de proximidad es colocado en el volante del motor, para determinar el ángulo del cigüeñal para cuando el pistón se encuentre en el PMS. Un tercer sensor del mismo tipo se ha colocado en el eje del freno (Figura C2- 7) para captar la frecuencia de giro del eje y con ello obtener el régimen de giro del motor (rpm).

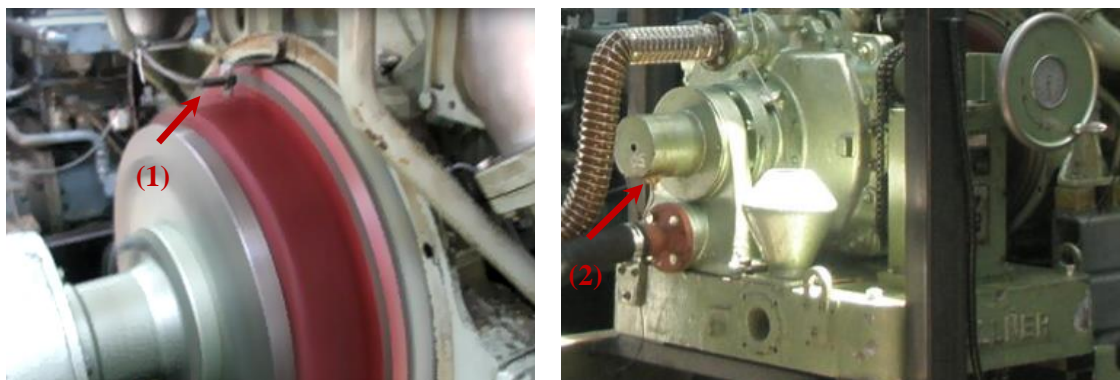


Figura C2- 7. Sensores tipo Hall colocados en el volante del motor (1) y en el eje del freno (2)

Los dos cilindros más cercanos al turbocompresor y al escape, concretamente las culatas del nº1 y el nº7 (Figura C2- 8), han sido mecanizados para instalar los sensores de presión en cámara de combustión; de la misma manera, los tubos de inyección nº1 y nº7 han sido perforados y adecuados para instalar los sensores de presión de inyección. Los resultados han sido fruto del análisis de los datos provenientes del cilindro nº1, mientras que los datos obtenidos en el cilindro nº7 se emplearon para validar los resultados.

La presión de combustión, liberación de calor, temperatura en el cilindro y la presión de inyección han sido representados referenciados al ángulo el cigüeñal (α , alpha).

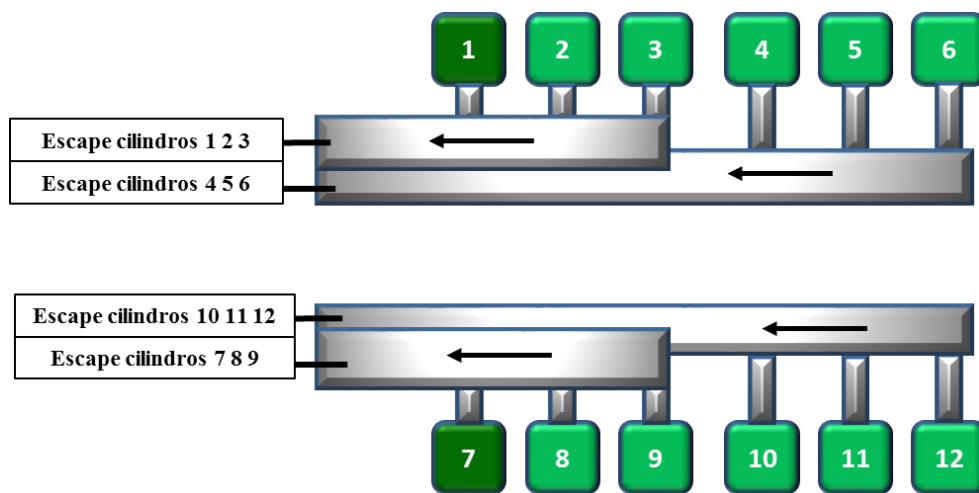


Figura C2- 8. Representación de la posición de cada cilindro y los colectores de escape

El sensor de presión de combustión corresponde a un sensor de presión KISTLER 6013CA con amplificador de carga externo y el sensor de presión de inyección corresponde a un sensor de presión PBC 118A02, también con amplificador de carga externo. Ambos sensores son fabricados con un material piezoeléctrico. Cuando son sometidos a un esfuerzo externo, sus cargas eléctricas son desplazadas y acumuladas en la superficie opuesta al material; este valor de la carga eléctrica es conocido, con lo que se obtiene la magnitud de dicho esfuerzo, que en este caso servirá para determinar la presión.

En la siguiente Figura C2- 9 se muestra la colocación de los sensores de presión de combustión e inyección.

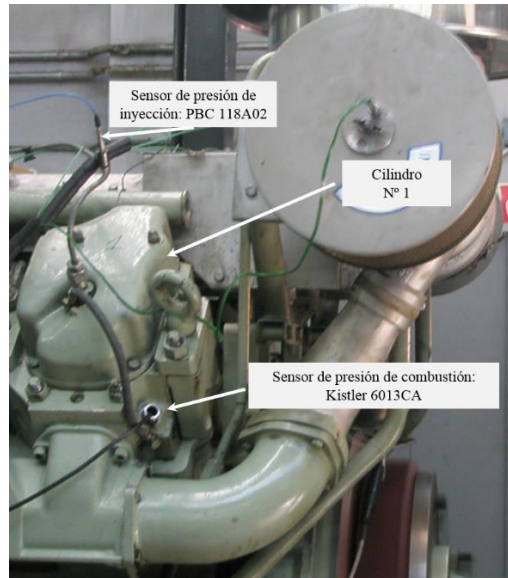


Figura C2- 9. Instalación de los sensores de presión de combustión e inyección en el cilindro nº1 del motor BAUDOUIN DNP12ST

La presión de sobrealimentación, en valores relativos, ha sido también monitorizada mediante un transmisor de presión, GE DRUCK PTX7517 (0-1 bar). Se colocan dos, uno por cada línea de cilindros (1-6 y 7-12), justo en el centro del colector de aire de salida del turbocompresor y entrada a los cilindros (Figura C2- 10). Con lo cual se obtienen dos valores de presión por cada registro, y se emplea el valor promedio de ambos para el posterior análisis.

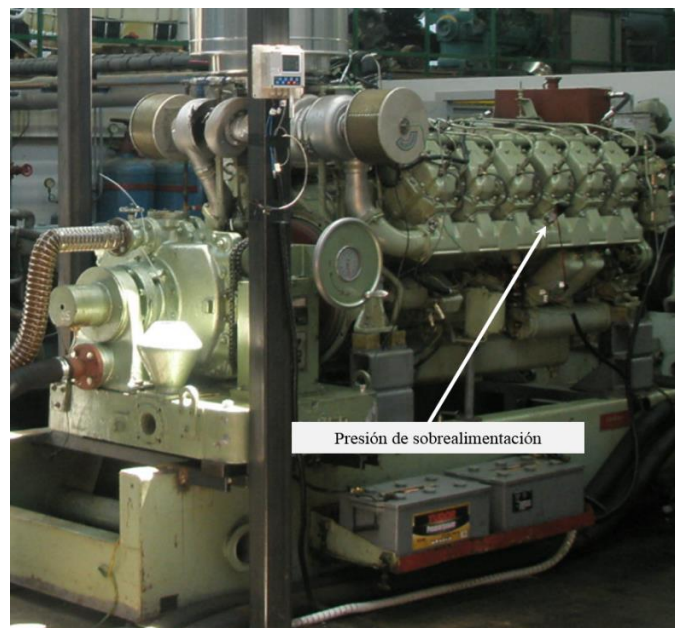


Figura C2- 10. Sensor de presión colocado en el colector de aire de entrada a los cilindros 7-12

Con el fin de asegurar el correcto funcionamiento del motor, se han llevado a cabo también mediciones de diversos parámetros que, entre otros, aparecen en las tablas anteriormente definidas (Tabla C2- 3 y Tabla C2- 4)

Principalmente corresponden a parámetros de presión y temperatura. Entre ellos cabe destacar la presión relativa en el circuito de combustible (a la salida del filtro) y en el circuito de aceite de lubricación; para ello, se han empleado transmisores de presión KELLER PA21Y (0-5 bar).

La presión de aceite debe mantener un rango de valores mínimo para asegurar una buena lubricación y evitar el rozamiento y desgaste entre componentes móviles del motor; se debe asegurar siempre una presión mínima de arranque de 0,4 bares. Se ha empleado también el mismo sensor, pero con otro rango de medida (0-2 bar), para medir la presión del circuito de agua de refrigeración del motor.

Los parámetros de temperatura, en diferentes puntos del motor y banco de ensayos han sido medidos por medio de termopares encamisados, tipo K. En la siguiente Figura C2- 11 se puede apreciar la colocación de sensores de presión y temperatura en el motor.

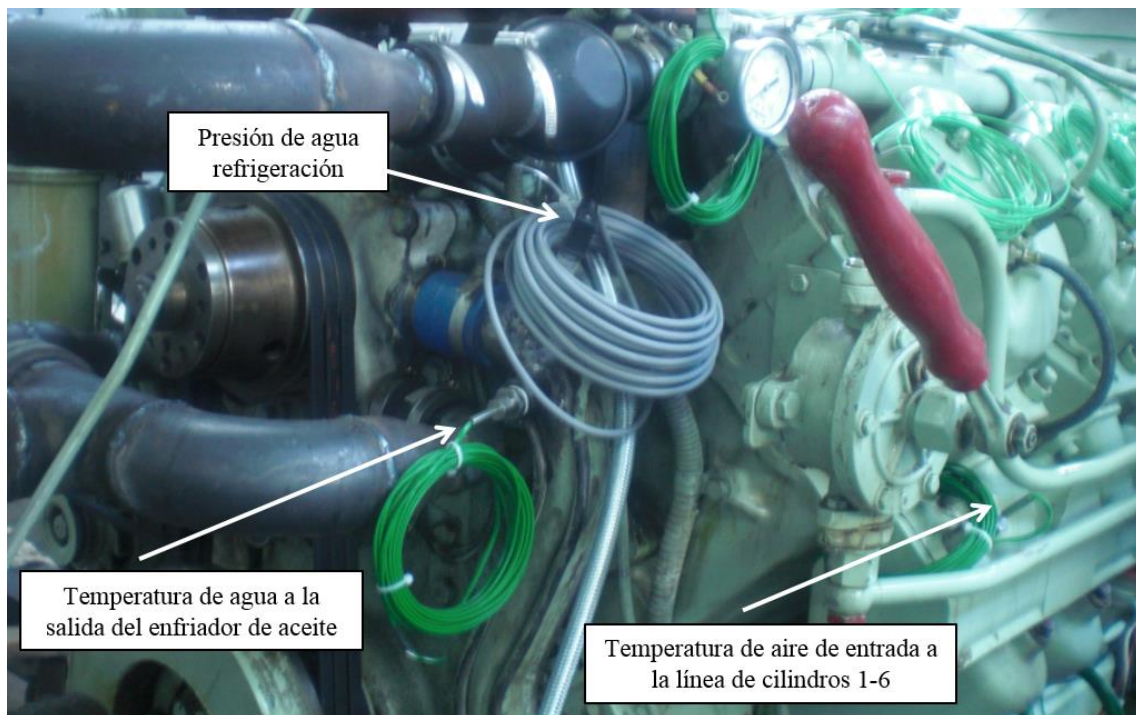


Figura C2- 11. Sensores de presión y temperatura instalados en el motor

Por otro lado, para realizar la medición de las emisiones y opacidad de los gases de escape, se ha empleado la misma instrumentación utilizada durante las pruebas del Capítulo I con el motor mono-cilíndrico MINSEL M340, de pequeña potencia.

Las emisiones de los gases de escape se han medido por medio del analizador de los gases de escape portátil TESTO 350XL MARITIME, instrumento aprobado por la sociedad de clasificación Germanitche Lloyds (GL) para la medición de las emisiones de los gases de escape de los motores diésel marinos. Este aparato también es capaz de medir las condiciones ambientales de temperatura, presión y humedad.

La opacidad de los humos de escape del motor ha sido monitorizada mediante el opacímetro modelo KE3400, con el que se ha determinado el coeficiente de absorción luminosa de los gases de escape.

En la siguiente Figura C2- 12 se aprecia la colocación de la instrumentación de medida de emisiones y opacidad colocada en el tramo de conducto de escape habilitado para las mediciones.

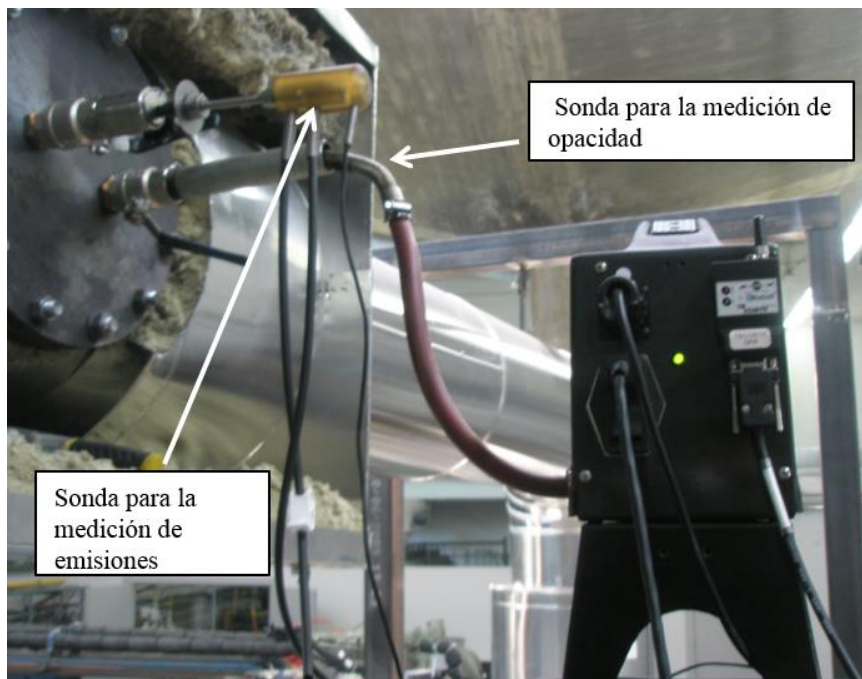


Figura C2- 12. Medición de las emisiones de los gases de escape y opacidad de los humos.

Metodología de pruebas

Durante los ensayos, han sido simuladas dos condiciones de propulsión: propulsión de hélice de paso variable (CPP) y propulsión de hélice de paso fijo (FPP). En modo CPP, la velocidad del motor se mantiene constante mientras que la carga del freno varía; sin embargo, en el modo FPP, tanto la carga del freno como la velocidad del motor varían de acuerdo a la ley de la hélice. Ambas situaciones representan la mayoría de las condiciones de propulsión de los buques comerciales. Además, la condición CPP también representa la manera de funcionamiento de los motores auxiliares (generadores eléctricos) de los buques, ya que para la generación eléctrica en buques las revoluciones se mantienen constantes.

Tal y como se expone en la Tabla C2- 5, cada condición de motor representa un ciclo de ensayo: E2 y E3. Por cada ciclo de ensayo han sido realizados 4 ensayos a diferentes cargas de motor: 25%, 50%, 75% y 100%.

Tabla C2- 5. Ciclos de ensayo en el motor

| Ciclo de ensayo | Tipo de ensayo | Velocidad del motor [rpm] | Potencia del motor [kW] |
|-----------------|--------------------|---------------------------|-------------------------|
| E2 ^a | CPP25 ^d | 1500 ^f | 100 ^f |
| | CPP50 | 1500 | 200 |
| | CPP75 | 1500 | 300 |
| | FPP25 ^c | 970 | 100 |
| E3 ^b | FPP50 | 1190 | 200 |
| | FPP75 | 1350 | 300 |
| E2 y E3 | P100 ^e | 1500 | 400 |

Donde:

^a Ciclo E2: Velocidad de motor constante y carga variable. Motores auxiliares (generadores) y motores diésel marinos con hélice de paso variable.

^b Ciclo E3: Velocidad y carga del motor variable. Motores diésel marinos con hélice de paso fijo.

^c FPPXX: Modo de ensayo de hélice de paso fijo, donde XX es el porcentaje de la carga del motor.

^d CPPXX: Modo de ensayo de hélice de paso variable, donde XX es el porcentaje de la carga del motor.

^e P100: Modo de ensayo a plena carga (100%). Máxima velocidad y carga del motor.

^f Valores teóricos. Los valores reales han sido medidos durante los ensayos.

Los ensayos han sido realizados para ambos combustibles, AFO y DFO. Cada prueba ha contado con una duración de 2h por cada condición de operación y tipo de combustible. Ante un cambio de condición de operación, manteniendo el mismo combustible, el ensayo comienza cuando los parámetros de funcionamiento del motor se estabilizan, es decir transcurridos 15 minutos. Además de ello, cuando se realiza el cambio de combustible, se debe esperar a consumir todo el combustible anterior en el motor antes de abrir la válvula de retorno al tanque nuevo, para evitar una posible mezcla entre ambos. Durante el transcurso de todos los ensayos realizados, para ambos combustibles, no ha habido ningún evento de mezcla entre ellos.

Desde el comienzo del ensayo se han registrado de manera continua todos los parámetros mencionados en la Tabla C2- 3 y en la Tabla C2- 4 y tras el transcurso de 1h se han medido las emisiones, durante un periodo de 10 minutos, y la opacidad, mediante la realización de 8 iteraciones del coeficiente de absorción de la luz, siendo el número de mediciones necesarias para que el opacímetro valide la prueba de medición y proporcione el valor promedio de dichas iteraciones. Además, en el mismo momento de la captura de datos de emisiones, las presiones de combustión y de inyección son también adquiridas en alta frecuencia de muestro, y para ello se realizan 5 iteraciones de medida. El protocolo de pruebas queda representado en el diagrama de la Figura C2- 13.

Ante esta metodología de ensayos las propiedades de combustión (presión de combustión, liberación de calor y su gradiente, temperatura de combustión, etc.), las características de emisiones (CO, CO₂, NO_x) y opacidad, así como el funcionamiento del motor y las condiciones de consumo y eficiencia han sido analizadas para todas las condiciones de operación citadas en la Tabla C2- 5. Sin embargo, debido a la dificultad de la medida, las propiedades de inyección han sido analizadas para el caso de los ciclos E2 y E3 al 75% de carga del motor, es decir, CPP75 y FPP75. Para este tipo de combustible alternativo, el control del proceso de inyección es de suma relevancia con lo que en el próximo Capítulo III se estudiará en un apartado diferente, en un banco de inyección, otorgándole la importancia que le corresponde.

El análisis de la combustión se ha llevado a cabo mediante el software AVL Concerto Combustion Analyzer (análisis de promedios de 70-100 ciclos para disminuir la variación de ciclo a ciclo); el análisis de las propiedades de inyección se ha realizado mediante el software para el procesado de datos denominado Dewesoft Data Processing Software.

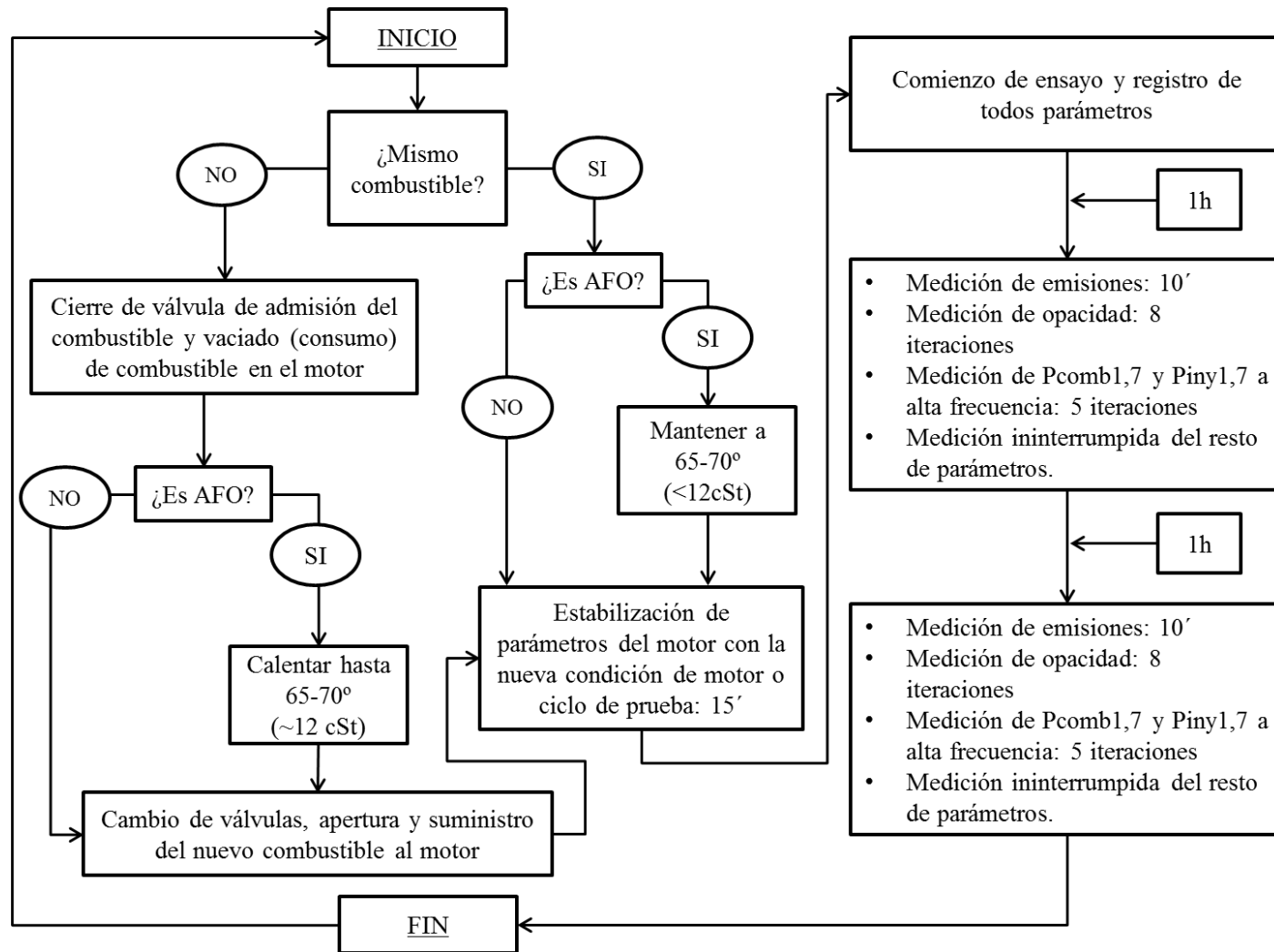


Figura C2- 13. Protocolo de ensayos para cada condición de operación

3. Resultados

Con el fin de facilitar el análisis de todos los datos obtenidos, de manera ordenada, los resultados del presente Capítulo II se presentan en dos apartados diferenciados: análisis del funcionamiento del motor y procesos de la combustión e inyección, y análisis de las emisiones de los gases de escape.

Análisis del funcionamiento del motor y procesos de la combustión e inyección

Las siguientes Tabla C2- 6 y Tabla C2- 7 muestran los valores de los parámetros principales de funcionamiento del motor y valores indicadores del proceso de la combustión para todos los ciclos de ensayo del motor, CPP25-50 y FPP25-50, y CPP75-100 y FPP75-100, respectivamente.

La temperatura de los gases de escape es ligeramente superior (0-3%) en todos los ensayos para el caso de empleo del combustible AFO; sin embargo, la presión de sobrealimentación es prácticamente la misma para ambos combustibles, con una diferencia mínima (0-1%). El motor presenta un mayor consumo de combustible (2-5%) con el combustible diésel DFO que el combustible AFO. Igualmente, el combustible DFO presenta mayores valores de consumo específico, SFOC, (0-9%) que el combustible AFO. Sin embargo, de acuerdo al consumo específico de energía, SEC, que considera el PCI de ambos combustibles, el combustible AFO presenta mayores valores (0-5%) excepto para el ensayo CPP75 que presenta un valor menor (3%). Las mayores diferencias en consumo corresponden a los ensayos de baja potencia (25%), para ambos ciclos. En cuanto al factor de medición de la eficiencia energética del motor, EEE, el combustible AFO presenta mejores valores entre ambos combustibles (3-5%) excepto el ensayo CPP25 que presenta un valor mayor (10%); sin embargo, para el caso de CPP75, por el contrario, es con el combustible DFO donde el motor presenta un valor similar de eficiencia (0%).

Otro de los puntos a destacar corresponde a la temperatura de salida de los gases de escape; se puede observar una diferencia importante entre los ciclos CPP y FPP; concretamente, las temperaturas de los gases de escape son notablemente superiores para el caso de los ensayos en ciclo FPP, siendo la diferencia entre ambos ciclos mayor que la observada entre ambos combustibles.

La Figura C2- 14 expone la representación gráfica de las posibles diferencias en consumo y eficiencia entre ambos combustibles y ambos ciclos de ensayo.

Tabla C2- 6. Parámetros de funcionamiento del motor y resultados del proceso combustión para los ciclos CPP25-50 y FPP25-50

| Parámetro | Unidades | CPP25 | | FPP25 | | CPP50 | | FPP50 | |
|------------------------------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO |
| Temperatura del combustible | °C | 29,43 | 66,66 | 20,39 | 62,94 | 23,84 | 66,26 | 19,70 | 63,27 |
| Temperatura atmosférica | °C | 19,40 | 22,30 | 18,70 | 18,90 | 23,20 | 24,90 | 20,70 | 22,90 |
| Presión atmosférica | mbar | 1.012,30 | 1.008,90 | 1.011,90 | 1.012,80 | 1.012,30 | 1.012,60 | 1.014,60 | 1.017,20 |
| Humedad atmosférica | % | 39,70 | 35,00 | 46,20 | 47,70 | 43,00 | 42,80 | 47,90 | 51,60 |
| Temperatura de los gases de escape | °C | 278,32 | 287,88 | 306,75 | 308,77 | 395,27 | 396,11 | 438,73 | 441,04 |
| Velocidad del motor | RPM | 1.501,67 | 1.499,37 | 996,72 | 964,88 | 1.500,44 | 1.499,17 | 1.190,76 | 1.187,52 |
| Célula de carga | kg | 118,92 | 118,13 | 185,09 | 185,22 | 237,32 | 235,98 | 295,01 | 297,82 |
| Potencia del motor | kW | 101,09 | 100,27 | 101,26 | 101,14 | 201,59 | 200,25 | 198,80 | 200,10 |
| Consumo de combustible | kg/h | 29,14 | 26,37 | 23,87 | 22,84 | 45,38 | 43,61 | 44,52 | 42,93 |
| SFOC | gr/kWh | 288,26 | 262,99 | 235,73 | 225,83 | 225,11 | 217,78 | 223,94 | 214,54 |
| SEC | kJ/kWh | 12.952,87 | 12.268,22 | 10.592,52 | 10.534,54 | 10.115,33 | 10.159,12 | 10.062,91 | 10.008,20 |
| EEE | % | 27,79 | 29,34 | 33,99 | 34,17 | 35,59 | 35,44 | 35,77 | 35,97 |
| Presión de sobrealimentación | bar | 1,09 | 1,08 | 1,08 | 1,08 | 1,26 | 1,25 | 1,24 | 1,24 |
| P _{max} combustión | bar | 61,41 | 58,01 | 65,07 | 65,12 | 75,52 | 71,36 | 69,28 | 64,52 |
| Posición Pmax combustión | ° ATDC | -0,70 | 2,00 | 2,10 | 3,80 | 2,40 | 4,80 | 5,50 | 4,80 |
| SOC ^c | ° ATDC | -9,35 | -10,60 | -15,49 | -12,68 | -15,56 | -12,31 | -12,48 | -12,73 |
| EOC ^c | ° ATDC | 0,22 | 17,26 | 49,13 | 16,89 | 48,87 | 37,72 | 51,00 | 67,87 |
| I05 ^d | ° ATDC | -6,43 | -8,25 | -9,86 | -10,15 | -7,63 | -9,47 | -9,45 | -9,41 |
| I10 | ° ATDC | -5,90 | -7,65 | -8,06 | -9,56 | -2,75 | -8,46 | -8,67 | -8,41 |
| I50 | ° ATDC | -3,70 | -4,58 | 2,09 | -6,24 | 4,60 | 0,37 | -1,02 | 2,50 |
| I90 | ° ATDC | 3,62 | 8,09 | 17,53 | 7,54 | 17,17 | 14,86 | 18,84 | 23,75 |
| Duración de la combustión | ° | 10,05 | 16,34 | 27,39 | 17,69 | 24,80 | 24,33 | 28,29 | 33,16 |

^a Poder calorífico interior, PCI_{DFO}: 44.935,00 kJ/kgK y PCI_{AFO}: 46.649,00 kJ/kgK.

^b Presión de sobrealimentación expresada en valores absolutos.

^c El comienzo de la combustión (SOC) es considerado cuando la curva de liberación de calor pasa por el cero en sentido positivo previamente a alcanzar su máximo, y el final de la combustión (EOC) será cuando la curva de liberación de calor vuelve a pasar por cero en sentido negativo tras su paso por el valor máximo.

^d IXX: fracción de la masa quemada, donde XX es el porcentaje (%) de la cantidad de fracción quemada.

^e Duración de la combustión: I90 - I05.

Tabla C2- 7. Parámetros de funcionamiento del motor y resultados del proceso combustión para los ciclos CPP75-100 y FPP75-100

| Parámetro | Unidades | CPP75 | | FPP75 | | P100 | |
|--------------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO |
| Temperatura del combustible | °C | 23,64 | 65,07 | 21,52 | 65,80 | 24,04 | 68,61 |
| Temperatura atmosférica | °C | 21,90 | 24,70 | 20,70 | 24,10 | 22,50 | 24,10 |
| Presión atmosférica | mbar | 1.018,60 | 1.015,0 | 1.012,10 | 1.017,30 | 1.012,30 | 1.004,70 |
| Humedad atmosférica | % | 44,80 | 47,80 | 38,20 | 47,40 | 34,00 | 31,90 |
| Temperatura de los gases de escape | °C | 486,71 | 495,17 | 505,57 | 519,25 | 569,01 | 573,96 |
| Velocidad del motor | RPM | 1.495,42 | 1.497,78 | 1.346,58 | 1.330,04 | 1.483,00 | 1.500,86 |
| Célula de carga | kg | 359,18 | 353,47 | 389,05 | 388,23 | 450,93 | 449,07 |
| Potencia del motor | kW | 304,03 | 299,70 | 296,38 | 292,19 | 378,53 | 381,48 |
| Consumo de combustible | kg/h | 64,52 | 63,32 | 64,85 | 61,85 | 80,66 | 77,71 |
| SFOC | gr/kWh | 212,22 | 211,28 | 218,81 | 211,68 | 213,09 | 203,71 |
| SEC | kJ/kWh | 9.535,92 | 9.855,90 | 9.832,09 | 9.874,54 | 9.575,09 | 9.502,71 |
| EEE | % | 37,75 | 36,53 | 36,61 | 36,46 | 37,60 | 37,88 |
| Presión de sobrealimentación | bar | 1,50 | 1,49 | 1,44 | 1,43 | 1,70 | 1,70 |
| P _{max} combustión | bar | 93,11 | 88,39 | 92,87 | 88,98 | 104,42 | 99,69 |
| Posición Pmax combustión | ° ATDC | 5,60 | 6,80 | 5,30 | 6,70 | 7,80 | 7,90 |
| SOC ^c | ° ATDC | -12,74 | -16,82 | -13,28 | -13,54 | -13,35 | -22,22 |
| EOC ^c | ° ATDC | 46,45 | 56,86 | 33,59 | 51,44 | 50,38 | 54,22 |
| I05 ^d | ° ATDC | -9,95 | -9,55 | -10,39 | -10,47 | -10,19 | -10,14 |
| I10 | ° ATDC | -8,95 | -7,13 | -9,45 | -9,18 | -8,75 | -6,99 |
| I50 | ° ATDC | 0,77 | 3,06 | -0,16 | -0,61 | 1,98 | 4,25 |
| I90 | ° ATDC | 15,82 | 18,75 | 13,45 | 16,32 | 17,46 | 20,76 |
| Duración del combustión ^e | ° | 25,77 | 28,30 | 23,83 | 26,79 | 27,65 | 30,90 |

^a Poder calorífico interior PCI_{DFO}: 44.935,00 kJ/kgK y PCI_{AFO}: 46.649,00 kJ/kgK

^b Presión de sobrealimentación expresada en valores absolutos.

^c El comienzo de la combustión (SOC) es considerado cuando la curva de liberación de calor pasa por el cero en sentido positivo previamente a alcanzar su máximo, y el final de la combustión (EOC) será cuando la curva de liberación de calor vuelve a pasar por cero en sentido negativo tras su paso por el valor máximo.

^d IXX: fracción de la masa quemada, donde XX es el porcentaje (%) de la cantidad de fracción quemada.

^e Duración de la combustión: I90 - I05.

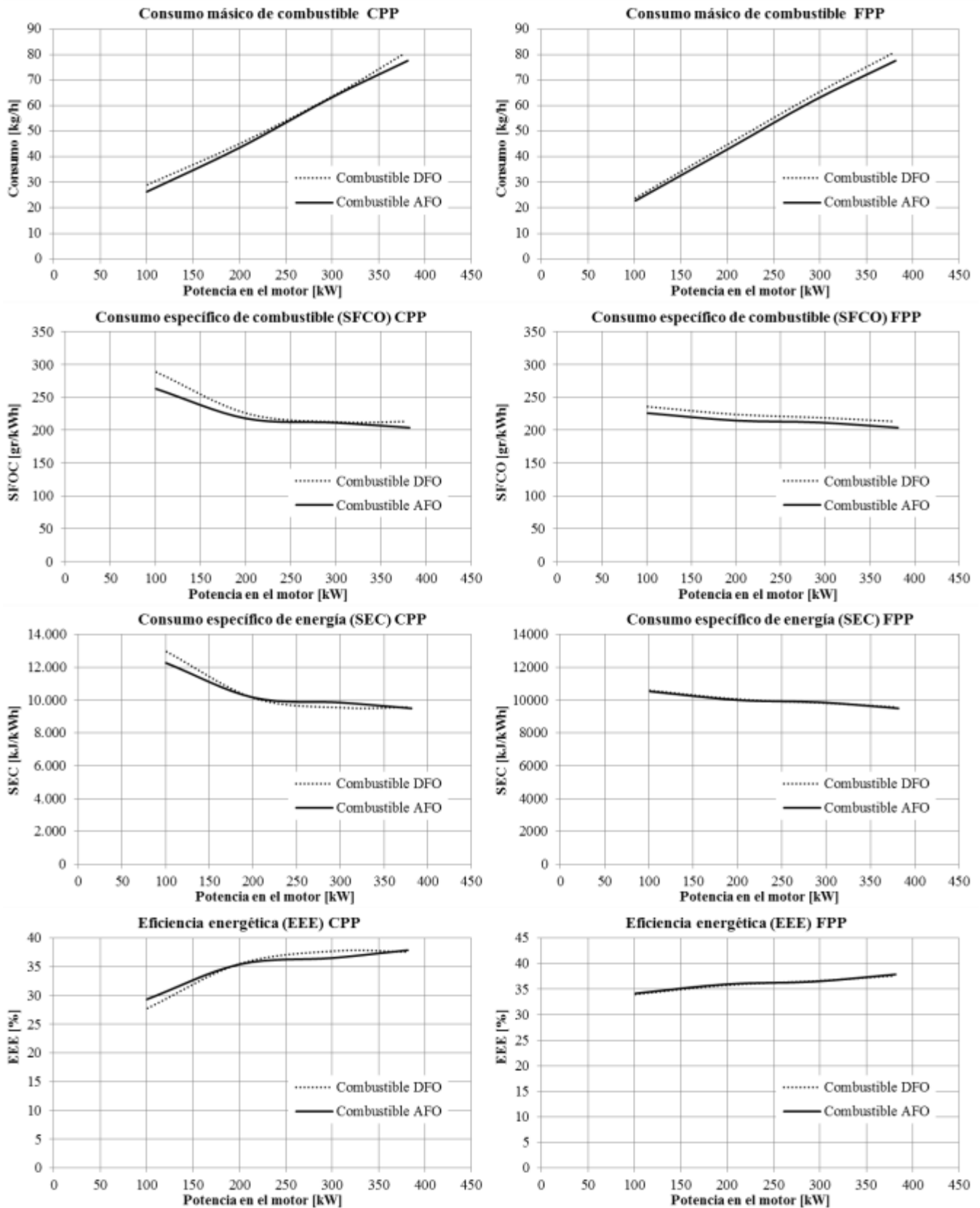


Figura C2- 14. Representación gráfica de consumos y eficiencia energética

La condición de propulsión también influye en el rendimiento energético del motor; para potencias inferiores, 25% y 50% el rendimiento es mejor para el caso de condición de hélice de paso fijo (FPP), y para potencias mayores (75%), el rendimiento se iguala incluso lo puede llegar a mejorar como ocurre con el combustible diésel DFO.

La máxima presión de combustión es ligeramente inferior para el caso del combustible AFO (4-7%) comparado con el combustible DFO; y, además, el instante de máxima presión ocurre con anterioridad con el combustible DFO (Figura C2- 15). En la siguiente Figura C2- 16, se presenta la curva de presión durante la fase de la compresión, siendo para ambos fluidos muy similar, evitando cualquier tipo de anomalía.

La liberación de calor para el combustible AFO es menor, especialmente para las condiciones del motor al 25% y al 75% de carga, sobre todo en la zona de pre-mezclado (Figura C2- 17). Sin embargo, dentro de la zona de difusión-controlada, en la fase de combustión, el combustible AFO presenta un ligero valor superior de la liberación de calor respecto del combustible DFO; como resultado, el gradiente de la liberación de calor, o acumulado, es superior para el combustible DFO (Figura C2- 18). La temperatura en el cilindro también es ligeramente superior con el combustible DFO; tal y como se muestra en la Figura C2- 19, al igual que ocurre para el gradiente de liberación de calor, para los casos de FPP75 y P100, la diferencia entre ambos combustibles es mayor.

Como tendencia general, el periodo de la combustión del combustible AFO comienza antes y termina posterior al DFO, contando el combustible AFO con una mayor duración de la combustión (10-17%).

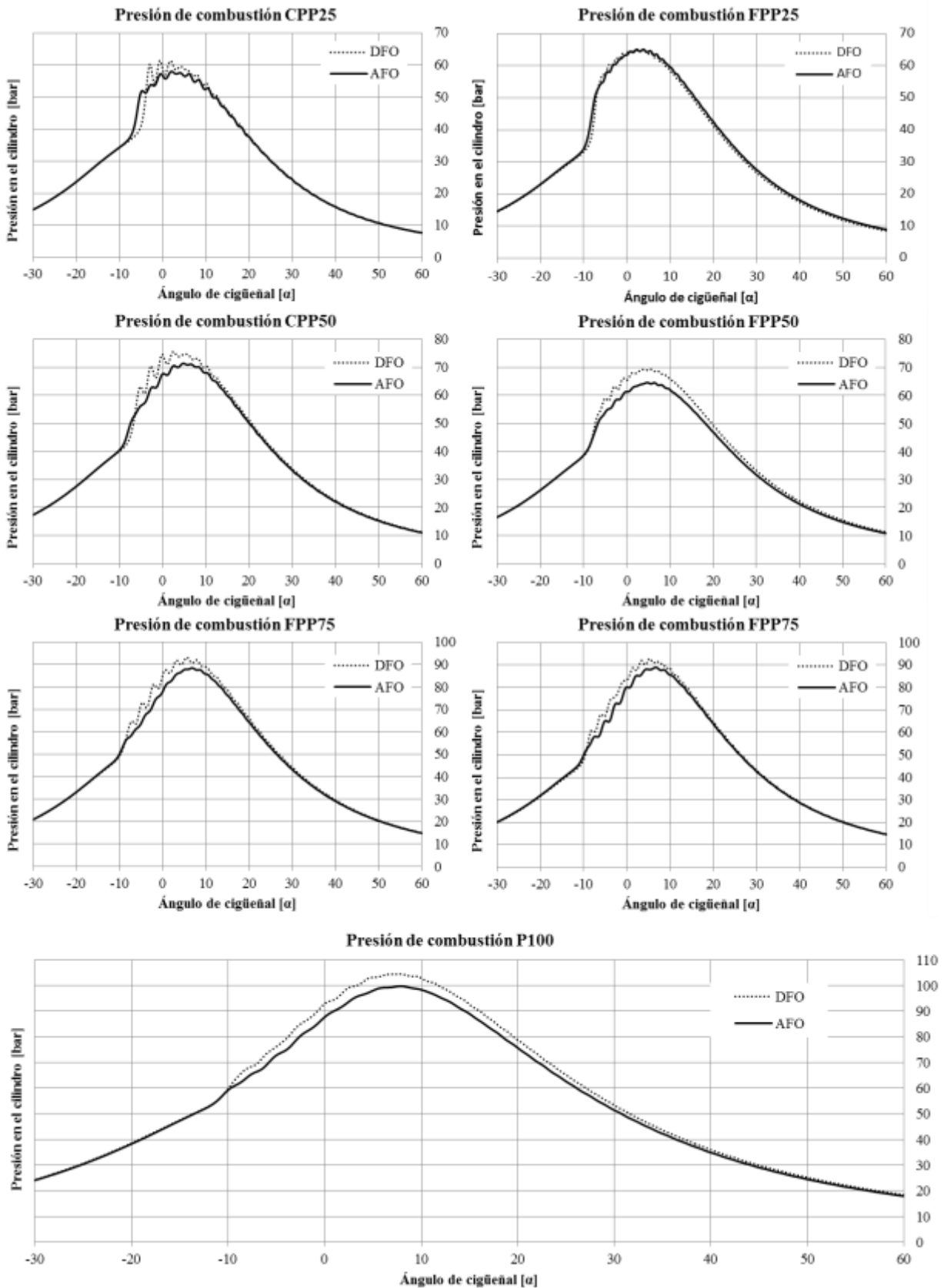


Figura C2- 15. Representación gráfica de la presión de combustión para todas las condiciones de operación

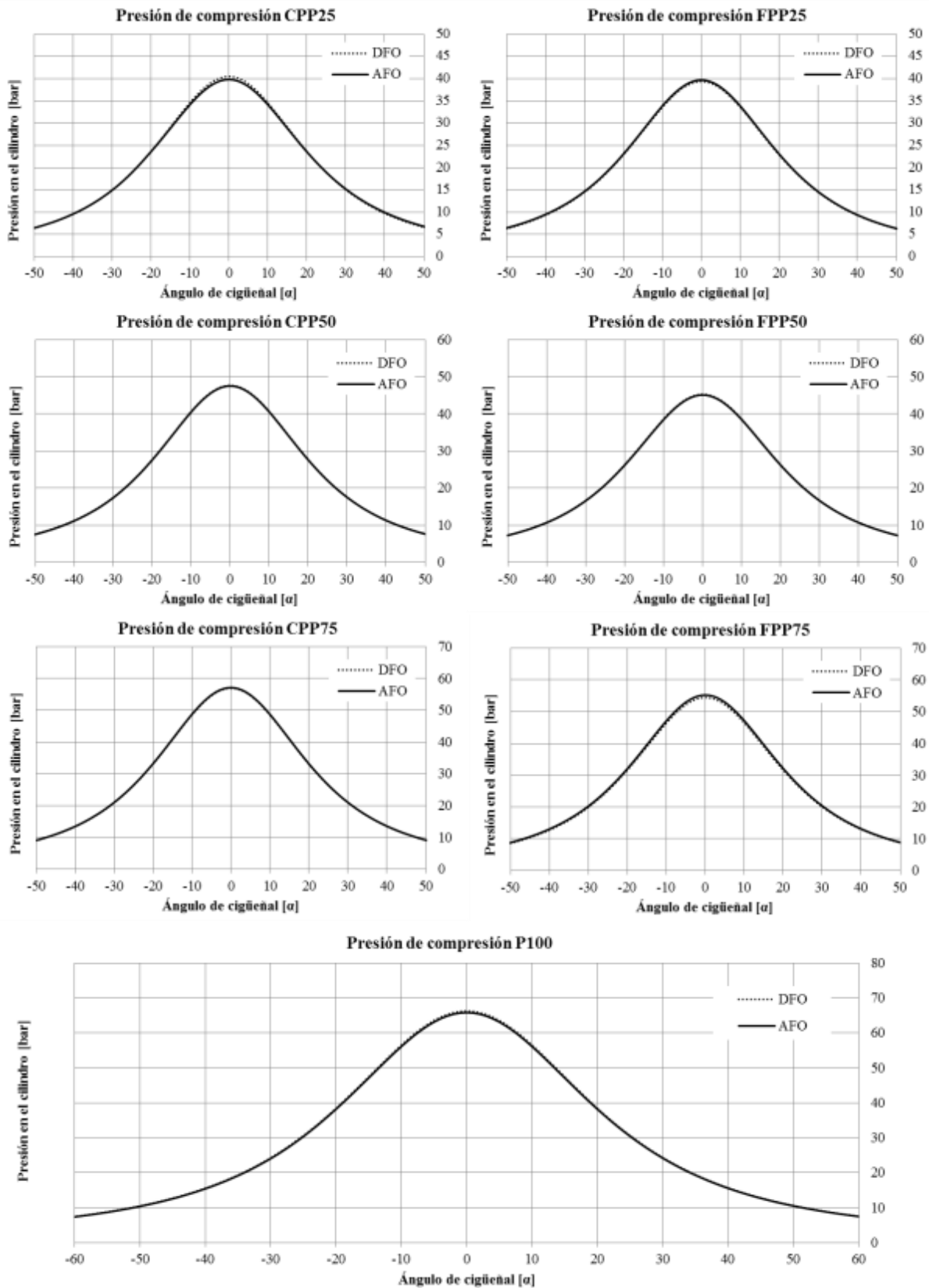


Figura C2- 16. Representación gráfica de la presión de compresión para todas las condiciones de operación

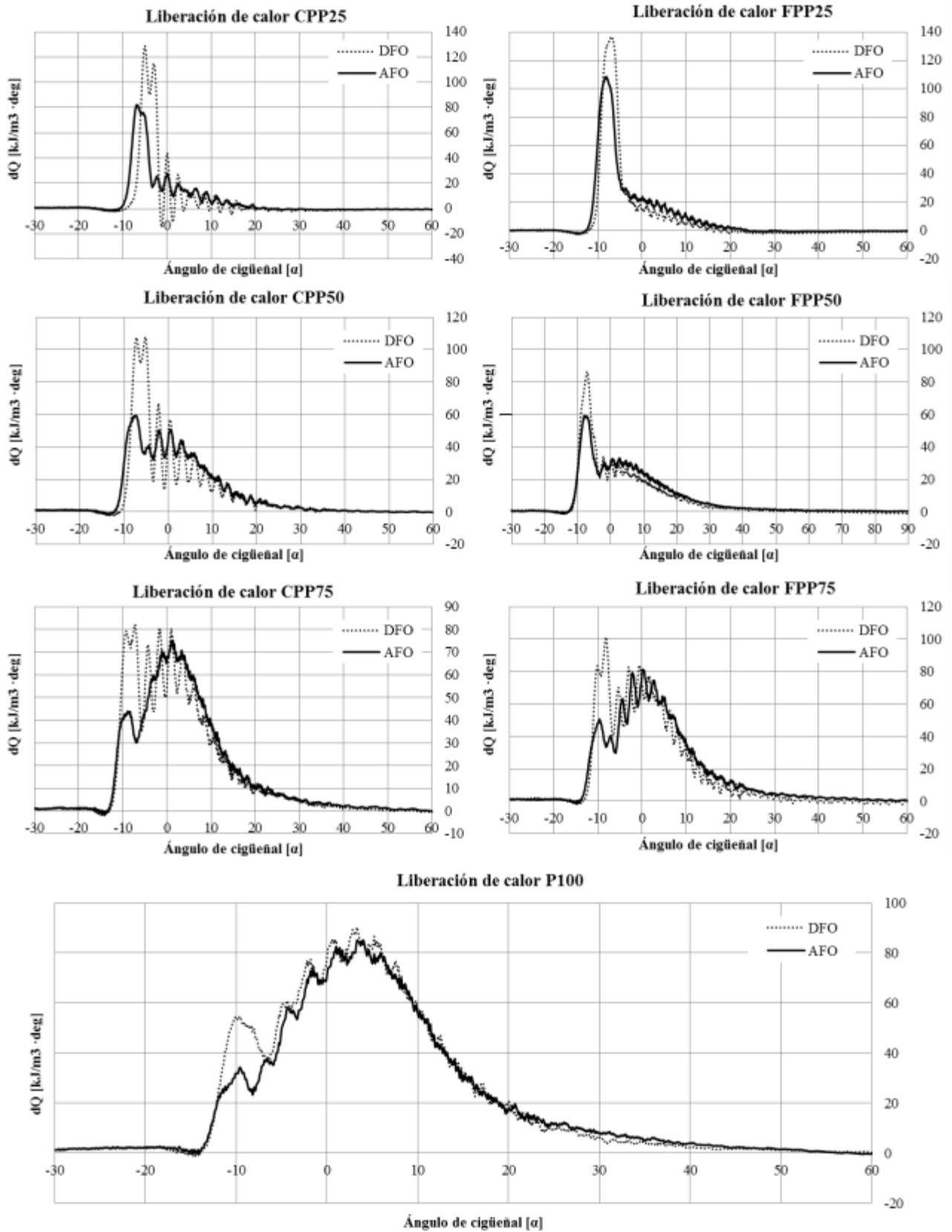


Figura C2- 17. Representación gráfica de la liberación de calor para todas las condiciones de operación

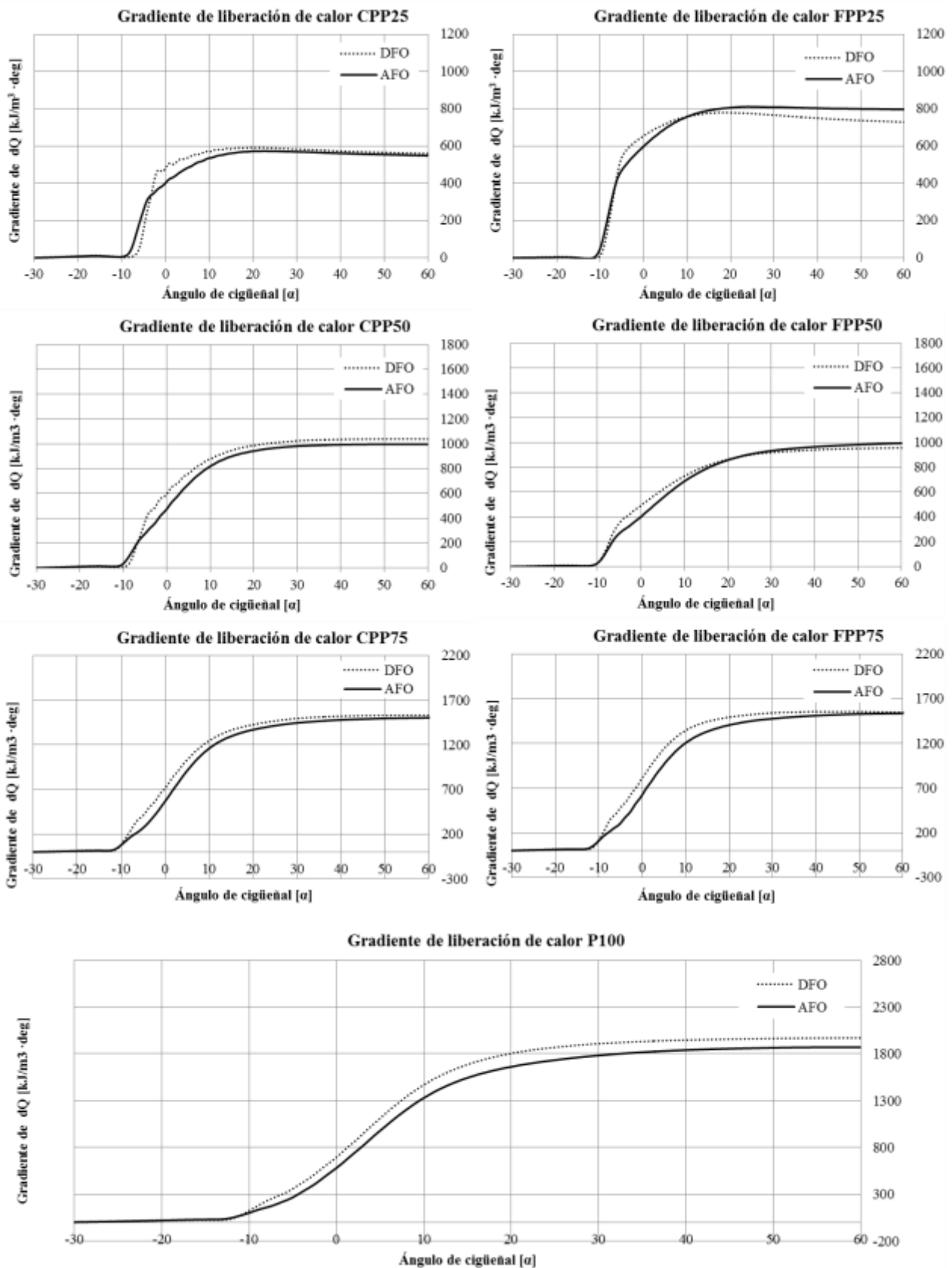


Figura C2- 18. Representación gráfica de la acumulación de la liberación de calor para todas las condiciones de operación

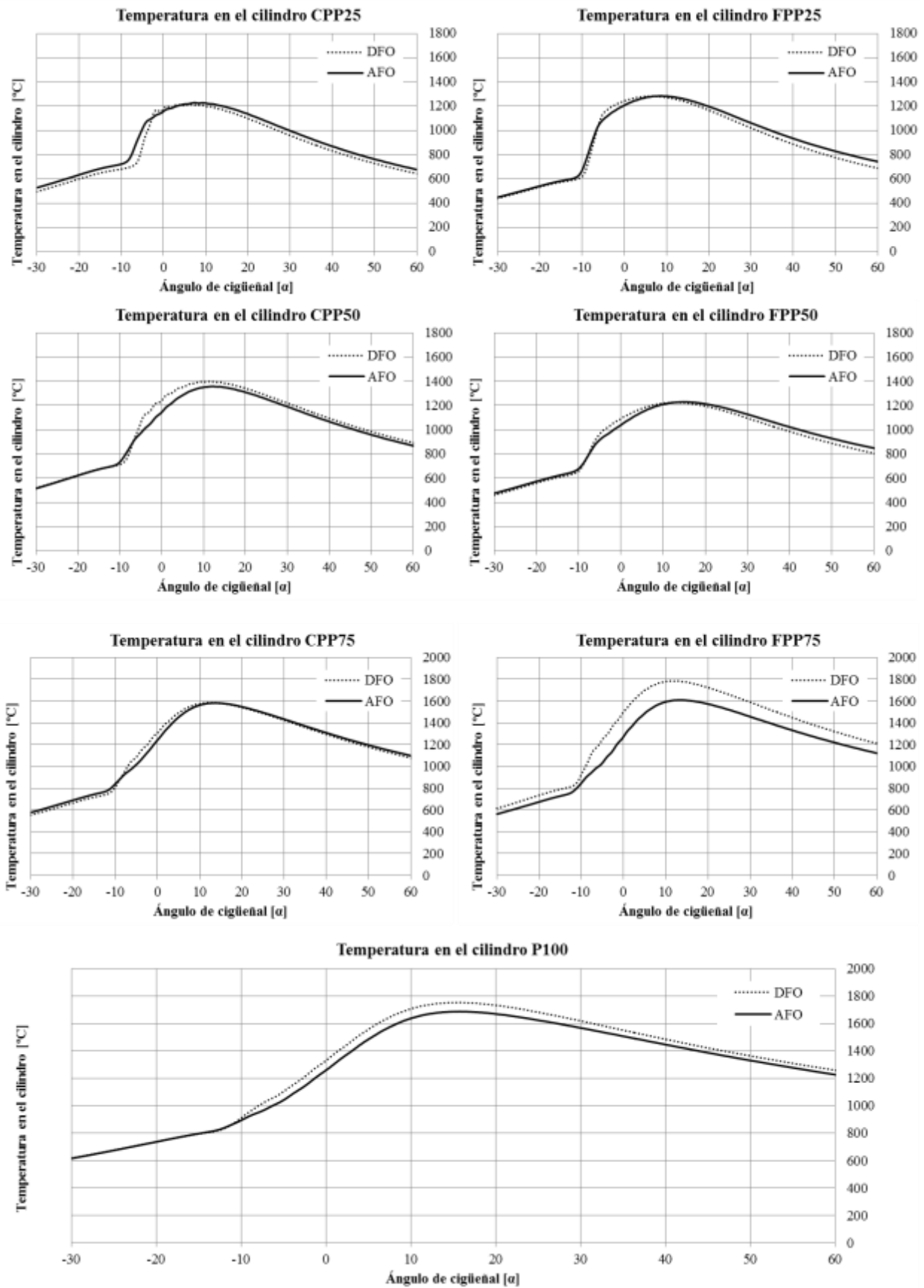


Figura C2- 19. Representación gráfica de la temperatura en el cilindro para todas las condiciones de operación

La siguiente Figura C2- 20 representa las curvas de presión de inyección respecto del ángulo del cigüeñal (α) para los ciclos de ensayo CPP75 y FPP75, donde se indican los valores de presión máxima y su posición.

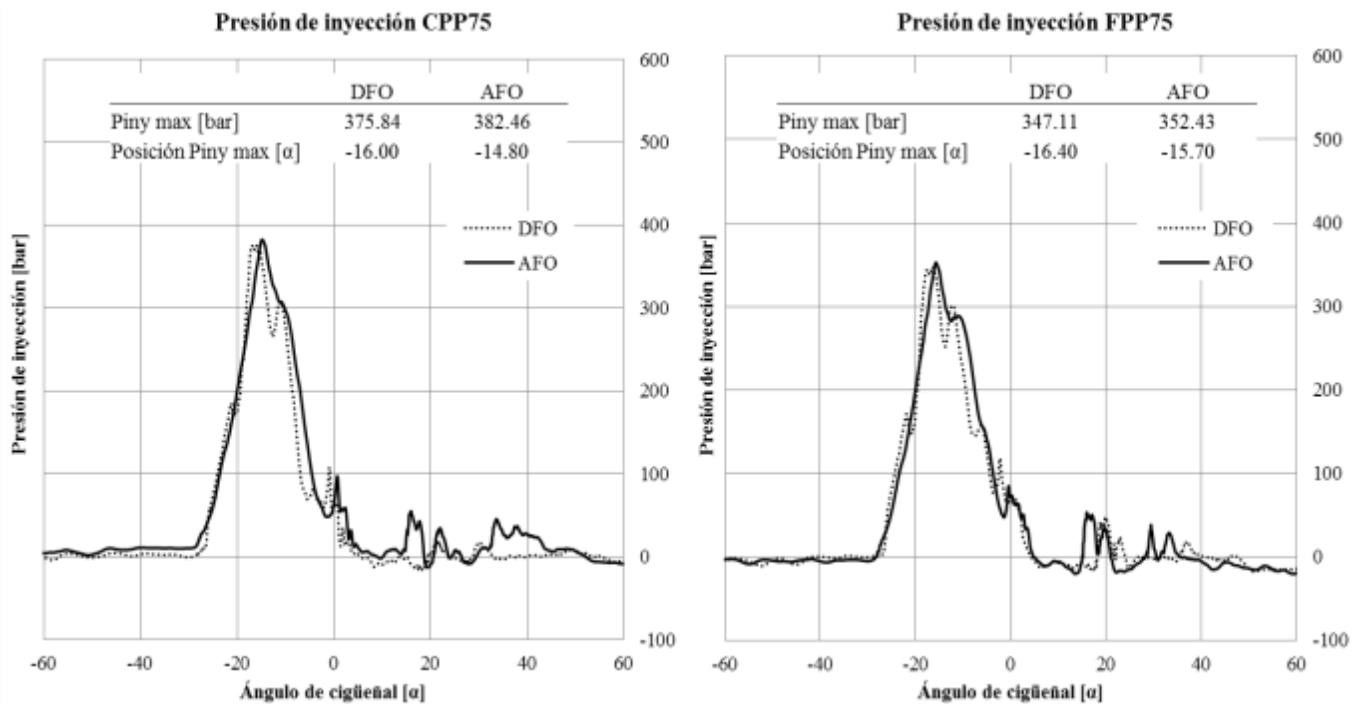


Figura C2- 20. Representación gráfica de la presión de inyección para las condiciones de motor CPP75 y FPP75

La presión máxima de inyección es superior (~2%) cuando el motor emplea el combustible alternativo AFO, y ocurre ligeramente más tarde (4-8%) que el combustible DFO.

En el caso del combustible AFO, el comienzo de la inyección no se aprecia con exactitud cuando sucede. Sin embargo, la curva de presión muestra de manera clara que el combustible AFO hace que el comienzo del proceso de inyección comience ligeramente antes y concluya sensiblemente más tarde que con el empleo del combustible DFO, esto ocurre para ambas condiciones de motor, CPP75 y FPP75. Sin embargo, el valor de la presión máxima de inyección difiere entre ambas condiciones de motor o ciclo de pruebas.

En relación a la condición de operación, la condición de hélice de paso fijo (FPP) presenta un valor de presión máxima inferior (%8), sin embargo, la posición, se mantiene.

Análisis de las emisiones de los gases de escape

La siguiente Figura C2- 21 representa los valores específicos de las emisiones gaseosas de ambos combustibles para todas las condiciones de operación del motor.

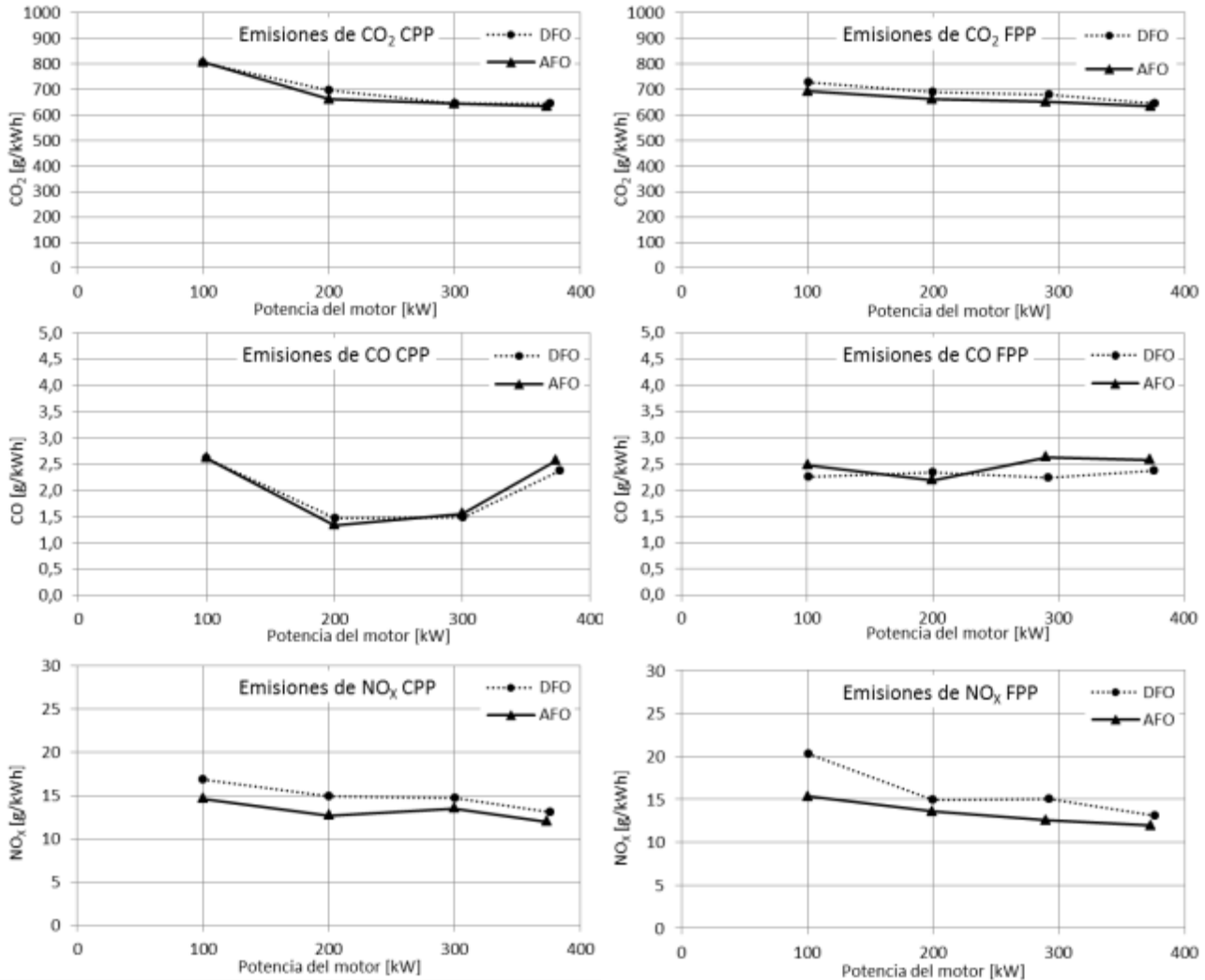


Figura C2- 21. Representación gráfica de las curvas de emisiones de los gases de escape en valores específicos

En el caso de las emisiones de carbono dióxido (CO₂) y el ciclo de ensayo CPP, la diferencia entre ambos combustibles es insignificante excepto la condición de motor de CPP50, donde el motor emite menos CO₂ (~5%) con el empleo del combustible alternativo AFO. En el caso del ciclo de ensayo de FPP, el motor emite menos CO₂ con el empleo del combustible AFO en todas las condiciones de motor (2-5%). Con lo cual, en aspectos de emisiones de gases de efecto invernadero, el combustible alternativo no empeora las emisiones del motor.

Sin embargo, para el caso de las emisiones de monóxido de carbono (CO) las diferencias entre ambos combustibles marcan una tendencia irregular; en aspectos generales, el motor en la condición de ciclo de ensayo FPP emite mayor cantidad de CO con el combustible AFO, llegando

a superar en un 6% las emisiones de CO del combustible DFO. Sin embargo, como excepción, en la condición de motor FPP50, las emisiones de CO con el combustible AFO son algo inferiores a las emitidas con el combustible DFO. En el ciclo de ensayos CPP, para cargas elevadas de motor también se ha observado un mayor valor de emisiones de CO con el empleo del combustible AFO.

La mayor diferencia encontrada entre ambos combustibles corresponde a las emisiones de óxido de nitrógeno (NO_x). En ambos tipos de ciclos de ensayo, CPP y FPP, las emisiones de NO_x son apreciablemente inferiores cuando el motor emplea el combustible AFO; para el caso del ciclo de ensayo CPP, la diferencia corresponde al ~13% y para el ciclo FPP, el ~17%.

Los resultados de la opacidad de los humos se exponen en la Figura C2- 22. En todos los casos el coeficiente de absorción de la luz es inferior en los humos producidos por el motor en el escape quemando el combustible DFO. Esto es algo que visualmente se ha apreciado durante el transcurso de los ensayos; los humos producidos por el motor quemando el combustible AFO han sido visualmente más densos, según apreciación del personal cualificado. Las diferencias entre ambos ciclos de ensayo se exponen a continuación; para el caso de condición de hélice de paso variable, CPP, de media, la diferencia entre combustibles ha sido del ~30%; en el caso de condición de hélice de paso fijo, FPP, las mayores diferencias entre ambos combustibles se han observado a cargas menores, alcanzando unos valores cercanos al ~50%.

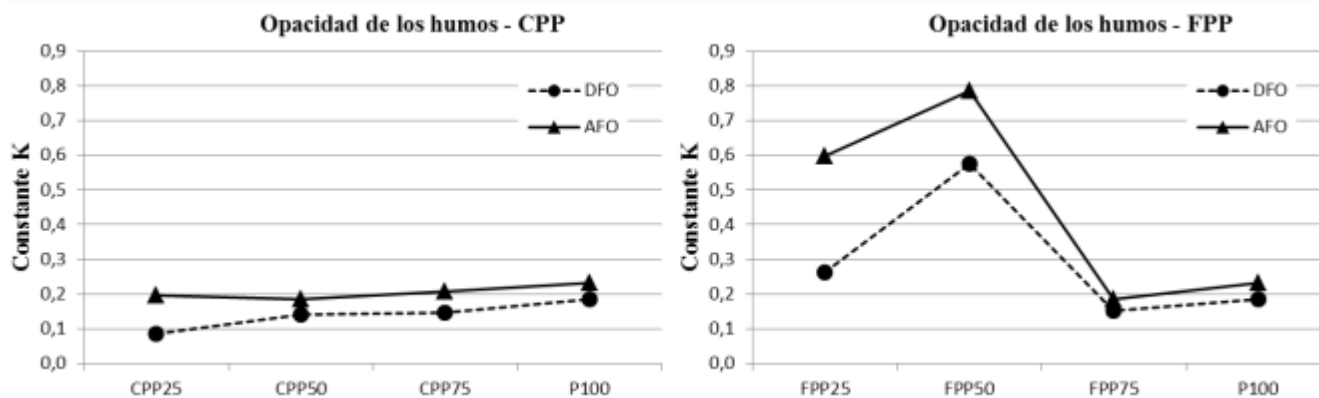


Figura C2- 22. Representación gráfica del coeficiente de absorción de la luz (opacidad de los humos de escape)

Cabe destacar la notable diferencia observada en el coeficiente de absorción de la luz entre los ciclos CPP y FPP a baja y media carga de motor (FPP 25-50). En estos rangos de potencia, el ciclo FPP presenta unos valores de opacidad muy superiores comparados con el ciclo CPP. Sin embargo, para potencias mayores (FPP 75-100), las diferencias son muy pequeñas. Esta tendencia ocurre de manera similar para ambos combustibles.

4. Discusión

Al igual que el anterior apartado de resultados, la discusión del presente Capítulo II se organiza también mediante dos apartados diferenciados: análisis del funcionamiento del motor y procesos de la combustión e inyección, y análisis de las emisiones de los gases de escape.

Análisis del funcionamiento del motor y procesos de la combustión e inyección

El consumo de combustible del motor es ligeramente menor cuando utiliza el combustible AFO en comparación al combustible DFO. De la misma manera, ocurre lo mismo con el consumo específico de combustible. Otros autores también observaron menores consumos de combustible en un motor diésel de 4 cilindros mediante el empleo de un combustible proveniente de aceites lubricantes reciclados [140]; en este caso las diferencias entre este combustible alternativo y el combustible diésel comparado, son mayores que las encontradas en el presente estudio. Sin embargo, otros autores comprobaron efectos contrarios en consumo con combustibles biodiésel, tanto para una mezcla biodiésel de butanol [141], y con biodiésel de *Jatropha* [142].

Sin embargo, el combustible AFO cuenta con un mayor poder calorífico inferior que el combustible DFO, en torno al 4%, con lo que el consumo específico de energía, así como el rendimiento energético del motor se igualan para ambos combustibles; prácticamente en todos los puntos de ensayo el rendimiento energético es similar excepto un punto (FPP50) en el que el motor operando con el combustible DFO cuenta con una ligera mejora de eficiencia energética (~3%).

En relación a otros estudios llevados a cabo, Karabektas [143] demostró una mayor eficiencia térmica en el motor empleando un combustible biodiésel proveniente de la semilla de colza, ensayado con un motor turboalimentado; en este caso, el biodiésel presentaba un menor poder calorífico inferior y un mayor número de cetano que el combustible diésel comparado.

Otros autores, realizaron ensayos con un combustible proveniente de aceites de frituras reciclados, que además también debía ser precalentado debido a su alto valor de la viscosidad. Dichos autores llevaron a cabo un estudio comparativo entre este combustible alternativo y un combustible diésel común, donde encontraron una diferencia mayor en la eficiencia energética del motor para cada tipo de combustible. Cuanto mayor era la temperatura del combustible alternativo, mayor era el rendimiento energético obtenido en el motor [144]. Cabe mencionar, que en el presente estudio no se han realizado ensayos a diferentes temperaturas del combustible AFO.

Otro estudio, basado también en la caracterización de dos combustibles provenientes de aceites de frituras reciclados de los cuales obtuvieron dos combustibles muy viscosos tipo éster (metil y etil); demostró que a pesar de que los dos combustibles alternativos tipo éster tuvieran a un mayor consumo específico del motor, mejoraban la eficiencia energética del motor respecto del combustible diésel común. Según los autores, esta mejora se debía a la mejora de la combustión debido al contenido de oxígeno de dichos esteres. Además, este combustible alternativo contaba con un poder calorífico inferior bastante más bajo que el combustible diésel probado [145].

El análisis de la combustión sugiere las mismas conclusiones deducidas por Gabiña, Martín [139] en el trabajo referido al Capítulo I de la presente contribución. Los resultados obtuvieron tendencias similares, pero al emplear un motor mayor y de menor velocidad, las diferencias entre ambos combustibles no eran tan pronunciadas.

Las características de la combustión pueden ser estudiadas mediante el análisis de la liberación de calor y la presión en el cilindro. En la siguiente Figura C2- 23 se representa el diagrama típico de la liberación de calor para un motor diésel de inyección directa, representando todas las fases de la combustión [136].

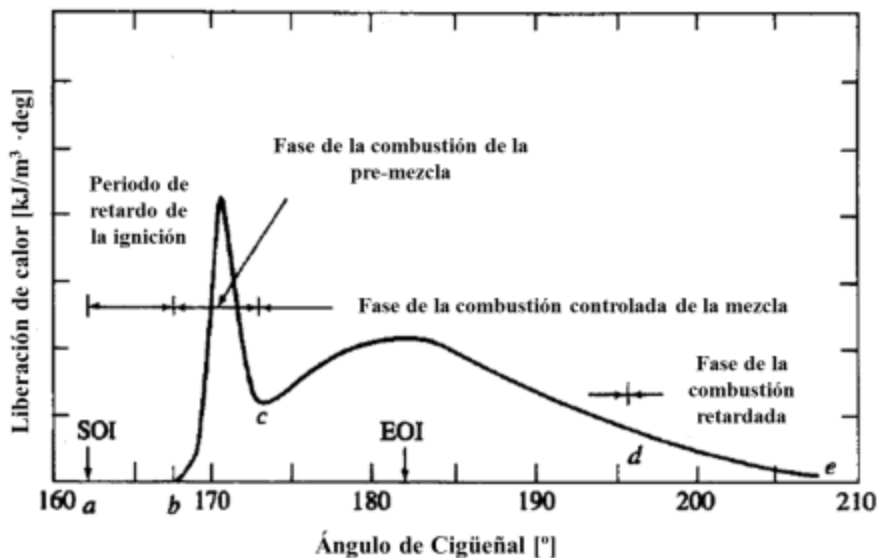


Figura C2- 23. Diagrama típico de la liberación de calor de un motor diésel de inyección directa [136]

Donde SOI es el comienzo de la inyección y EOI es el final de la inyección.

Considerando como base el diagrama de la Figura C2- 23, y analizando las gráficas de la Figura C2- 17, el periodo de retardo de la ignición es inferior en el caso del combustible AFO, e incluso la fase de la combustión de la pre-mezcla concluye antes; sin embargo, la fase de la combustión controlada de la mezcla controlada y la fase de la combustión retrasada termina después del

combustible DFO. Por consiguiente, el comienzo de la combustión es anterior con el combustible AFO, sin embargo, termina más tarde, es decir, la duración del proceso de combustión es mayor con el combustible alternativo, AFO.

El combustible diésel DFO cuenta con una mayor presión máxima de combustión y además, ocurre antes, es decir, el máximo punto de presión del combustible AFO se desplaza a la derecha en el gráfico $P - \alpha$.

La presión en el cilindro, y sobre todo la presión en el proceso de combustión, su gradiente y su valor máximo y posición, son parámetros de elevada relevancia a la hora de analizar la calidad de este mismo proceso y su influencia en la generación de emisiones en los gases de escape. Por norma general, la presión máxima de combustión es mayor para el combustible DFO y ocurre con anterioridad. Según estudios consultados, cuanto más avanzado sea el comienzo de la inyección (SOI), se obtendrán mayores presiones de combustión y además, cuanto mayor sea el número de cetano (CN) antes ocurrirá el punto de mayor presión [146, 147] y menor será el retardo del encendido; en el presente estudio, el retardo también es menor y la presión máxima ocurre antes; consecuencia de ello puede ser el valor menor de la presión máxima y con un retardo menor, la fase de pre-mezcla será menor y el gradiente también menor. Considerando la gráfica de la Figura C2- 20 para los casos de CPP75 y FPP75, los resultados observados sugieren que el SOI es sensiblemente anterior con el combustible AFO y además cuenta con un mayor CN y su presión máxima ocurre antes. Sin embargo, una menor duración del proceso de combustión trae consigo una mayor presión máxima de combustión, debido a que se libera la energía en un menor lapso de tiempo [147], y es lo que ocurre en este caso con el combustible diésel DFO en comparación con el combustible alternativo, AFO, estudiado. La misma tendencia se observa en otros estudios empleando un biodiésel proveniente de aceites de frituras usados [148].

La eficiencia del ciclo mejora con un menor periodo de la combustión, que hará que el rendimiento aumente siempre que las presiones máximas alcanzadas sean admisibles desde un punto de vista de resistencia mecánica. A un mayor periodo de la combustión, como es el caso del AFO, para compensar esa caída de presión máxima, sería interesante aumentar la riqueza de la mezcla global de combustible-aire y mantener así la potencia entregada [147]. Además, la máxima eficiencia del proceso se obtiene cuanto más cerca esté la presión máxima de combustión del PMS en la fase de expansión y sea menor el incremento de presión en la fase de compresión; siempre y cuando las presiones altas intermedias produzcan un trabajo notablemente mayor en la etapa de expansión que en la etapa de compresión. De lo contrario, el incremento de trabajo en la fase de compresión supondrá un incremento de esfuerzo en compresión y peor eficiencia del ciclo; esto se puede controlar y mejorar encontrando un ángulo óptimo de inicio de la combustión [136].

Por otro lado, el combustible AFO, dispone de un número de cetano mayor que el DFO (CN: 56,8 y 53,0 respectivamente [139]). El número de cetano influye en el tiempo transcurrido entre la inyección del combustible y el comienzo de la combustión. A esto se le llama retraso de la ignición y es muy importante controlarla; cuanto menor sea el retraso de la ignición mejor; un retraso prolongado puede provocar el llamado “golpeteo” o “marcha dura”, que conlleva a pérdidas de energía calorífica, eficacia del motor y al final, muy probablemente será causante de averías [146].

En relación a esto, otros autores presentaron diferentes características de la combustión con un combustible alternativo, de origen mineral, proveniente del reciclado de materiales plásticos. Este combustible alternativo contaba con un número de cetano menor al combustible diésel empleado de referencia, y su presión de combustión y liberación de calor tendían a ser mayores, y a diferencia del combustible AFO, el comienzo de la combustión comenzaba más tarde [149], es decir el retraso de la ignición era mayor. Los números de cetano que se pueden encontrar en los biodiésel se encuentran en un rango bastante amplio, CN: 48-67, y además depende de varios fenómenos como la tecnología de procesado del combustible o incluso las condiciones ambientales en las que se encuentre la materia prima [150]. En este espectro de números, el combustible AFO se encuentra aproximadamente cerca del promedio. Con lo cual, en comparativa a los biocombustibles, habrá casos que aparentemente sugieran tener peores condiciones de ignición, pero, sin embargo, habrá otros en los que sugieran tener mejores condiciones de ignición.

Por otro lado, hay estudios en los que se investiga el incremento del número de cetano (~10%) mediante aditivos en mezclas de combustible diésel - biodiésel o biodiésel. En dichos estudios, sin comprometer propiedades como la densidad, viscosidad o punto de encendido, obtienen resultados de mejoras sustanciales en consumo específico (SFOC), o emisiones de NO_x, comprometiendo, sin embargo, las emisiones de CO [151, 152], aunque no todos los estudios presentan la misma tendencia.

La temperatura de combustión también es un parámetro importante a la hora de analizar las propiedades de combustión del combustible, ya que como se puede observar en la ecuación de Arrhenius, que explica la reacción química de la combustión, la velocidad de la reacción química del combustible es proporcional a exponencial de la temperatura, con lo que un cambio de temperatura conlleva una gran variación en la velocidad de reacción en el cilindro, y esto influye tanto en el rendimiento del ciclo como en la formación de emisiones; la ecuación de Arrhenius, en otra de sus variantes, también permite calcular el retraso de la ignición [146, 153].

$$V = A \cdot e^{\left(\frac{-E_a}{R \cdot T}\right)} \quad (3)$$

Donde, V es la velocidad de reacción química, A es la constante pre-exponencial, E_a es la activación de energía, R es la constante universal de los gases y T es la temperatura.

En cuanto al proceso de inyección, el combustible AFO presenta mayor presión máxima de inyección; además, los resultados sugieren que el proceso de inyección comienza antes y termina más tarde que el combustible DFO. En la misma línea, otros autores demostraron que a elevadas cargas de motor y altos ratios de mezcla de biodiésel, el comienzo de la inyección comenzaba antes y el final de la inyección concluía después que en el combustible diésel convencional [154]. Otros autores han estudiado la influencia de la presión de inyección en las emisiones y consumo específico del motor con diferentes ratios de mezcla de un biocombustible de mayor viscosidad y densidad (dentro de los parámetros normales) y mayor número de cetano. A mayor presión de inyección, y mayor ratio de biodiésel, menor consumo de combustible y emisiones de CO; sin embargo, apreciaban un incremento de CO₂ y NO_x [155]. Pero en los resultados obtenidos en esta tesis doctoral el combustible AFO emite menor cantidad de NO_x, teniendo mayor número de cetano, densidad y viscosidad y presentando una mayor presión de inyección a cargas elevadas en comparación al combustible DFO.

Análisis de las emisiones de los gases de escape

Una combustión incompleta produce emisiones contaminantes. Los contaminantes de mayor relevancia son los hidrocarburos (HC) o inquemados que salen por el escape, emisiones de partículas (PM), monóxido de carbono (CO) y óxidos de nitrógeno (NO_x). Además de ello, no considerado como gas contaminante pero sí producto del proceso de combustión, son de suma importancia las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), debido a su directa relación con la propagación del efecto invernadero. En el presente estudio, las emisiones de hidrocarburos y partículas no han sido consideradas (aunque la medida de opacidad muestra una tendencia del comportamiento en la emisión de partículas); únicamente se han estudiado las emisiones medibles mediante la instrumentación empleada, TESTO 350XL MARITIME, de acuerdo al Anexo VI de MARPOL y el código técnico de las emisiones de NO_x.

Los resultados de los ensayos han demostrado que las emisiones de CO₂, en caso del ciclo de ensayo CPP, exceptuando un caso puntual, por norma general las diferencias entre ambos combustibles han sido insignificantes; pero el combustible AFO emite ligeramente menos CO₂ que el combustible DFO para el caso de ciclo FPP. Las emisiones de CO₂ se relacionan directamente con el consumo de combustible y la composición de dicho combustible; cuanto mayor sea el consumo de combustible, y cuanto mayor sea el ratio de carbonos respecto al contenido de hidrógeno mayores serán las emisiones de CO₂; según autores, como norma general,

por cada tonelada de combustible diésel quemado, serán 3,206 toneladas de emisiones de CO₂ emitidas a la atmosfera [156]. En términos de orden de magnitud, los resultados de los ensayos pueden corroborar dicha afirmación; la relación real medida entre las emisiones de CO₂ (valores específicos) y el consumo específico de combustible, son los siguientes para los dos tipos de combustible DFO: r: 3,09; SD: ±0,03; AFO r: 3,08; SD: ±0,03. El consumo del motor empleando el combustible AFO es ligeramente inferior al consumo de combustible del motor quemando el combustible DFO. Ello puede explicar el menor nivel de emisiones de CO₂ del motor diésel con el combustible AFO; pero las diferencias son inapreciables.

Una combustión incompleta o una mezcla rica producen mayores niveles de emisiones de CO. En este caso, la tendencia varía; en este caso es el combustible AFO quien emite más emisiones de CO, y más aún a cargas elevadas de motor para el ciclo de ensayos CPP. En la bibliografía consultada, hay autores que demuestran tendencias opuestas; estos autores se encuentran con una importante reducción de emisiones de CO mediante el empleo de un combustible biodiésel proveniente de un aceite de soja y también mediante el empleo de un combustible biodiésel proveniente del coco, donde, además, observaron un ligero incremento de emisiones de CO₂ [157, 158].

Los óxidos de nitrógeno (NO_x), son combinaciones de N₂ y O₂ (NO, NO₂, N₂O); éstos se producen cuando existe alta presión, alta temperatura y exceso de oxígeno en el motor. El combustible DFO presenta mayor presión de combustión y mayor temperatura y las emisiones de NO_x son mayores en comparación al combustible AFO. Un decremento de presión y temperatura en el cilindro conllevaría a una reducción de emisiones de NO_x en los gases de escape del motor [159]. La misma tendencia es detectada por otros autores, con el empleo de una mezcla de dietil ester – diésel [160]. Por otro lado, existen también otros métodos estudiados para la reducción de emisiones de NO_x mediante el aditivado de antioxidantes que evitan que los radicales de fuel puedan reaccionar con el nitrógeno del aire de admisión para formar NO_x; este método fue probado con el empleo de una mezcla de biodiésel de jatropa en un motor poli-cilíndrico donde obtuvieron importantes reducciones de dichas emisiones [161]. Este punto podría ser interesante si el combustible AFO emitiera una cantidad de NO_x considerablemente superior que el combustible DFO, no siendo este el caso.

En relación al estudio realizado en el Capítulo I de la presente contribución, el poder reducir las emisiones de NO_x, podría permitir ajustar el avance de la inyección, siempre y cuando no se sobrepasasen los límites regulados de NO_x con dicha modificación. De este modo se podría mejorar el rendimiento energético del motor y su consumo específico de combustible, disminuyendo las emisiones de humo y de CO [139].

En el caso de la opacidad o nivel de humo en los gases de escape del motor, tal y como se ha observado en los resultados, el combustible diésel común, DFO, presenta menores valores de coeficiente de absorción de la luz que el combustible AFO. Existe una relación entre las emisiones de partículas e hidrocarburos, y la opacidad de los humos; en el estudio realizado por Wang y Ni [84] se observó claramente la similitud de la tendencia entre las emisiones de CO e hidrocarburos el nivel de densidad de los humos no está limitado por la IMO [10, 162].

Otros autores también realizaron estudios de opacidad con los humos de escape del motor; se ensayaron mezclas de combustible diésel con un biodiésel proveniente de algas y butanol. Cuanto mayor era el ratio de butanol y mayor carga de motor, la opacidad de los humos se veía reducida [163]. Otros autores, demostraron menor nivel de opacidad para un biodiésel de aceite de soja para diferentes velocidades de motor y carga máxima (ciclo FPP) comparado con un combustible diésel [164]. Los valores de opacidad de este biodiésel son similares a los obtenidos con el combustible AFO en el presente estudio.

5. Conclusiones

El combustible alternativo AFO proveniente de aceites lubricantes reciclados ha sido empleado en un motor diésel poli-cilíndrico, turboalimentado y con refrigeración mediante agua de mar, replicando las condiciones de operación de un motor diésel marino, simulando las diferentes condiciones de propulsión de un buque. El motor ha aceptado de manera correcta el empleo del combustible AFO desde un punto de vista mecánico; estudiando sus propiedades de combustión y los límites establecidos en la regulación de emisiones en el ámbito marítimo, de los resultados obtenidos se puede deducir que es aceptable su empleo en aplicaciones marinas.

Al igual que una de las principales conclusiones deducidas en el Capítulo I de la presente contribución y asimismo publicado por Gabiña, Martín [22], los resultados del análisis de combustión e inyección sugieren que el combustible AFO corresponde a una mezcla de compuestos ligeros que adelantan y aceleran la ignición del combustible; pero adicionalmente contiene unos componentes pesados que retrasan el proceso de la combustión. Sin embargo, las diferencias encontradas entre el combustible alternativo AFO y el combustible diésel DFO, en el fenómeno comentado anteriormente, no son muy significativas. Más aun, ajustando el avance de la inyección se puede obtener un adelanto del final de la combustión. Aunque cierto es, que los actuales motores diésel marinos cuentan con poco margen de modificar su avance de la inyección, ya que son ajustados para el cumplimiento estricto de las normativas de emisiones en vigor, TIER II y III.

El combustible AFO presenta un menor consumo de combustible comparado con el combustible DFO; sin embargo, al contar con un poder calorífico mayor al DFO, en términos de rendimiento energético del motor, ambos combustibles poseen valores similares.

El motor emite considerablemente menos óxido de nitrógeno (NO_x) con el combustible alternativo (AFO) comparado con el combustible diésel común (DFO). Las emisiones de NO_x son por el momento las únicas emisiones de gases de escape reguladas en el ámbito marítimo, generadas en un motor de combustión en un buque.

El motor emite sensiblemente menos carbono dióxido (CO_2) con el combustible alternativo (AFO) comparado con el combustible DFO; aun así, las diferencias entre ambos combustibles son pequeñas. En la actualidad, estas emisiones vienen a ser controladas también, pero de manera indirecta, por medio del análisis de la eficiencia energética mediante índices (EEDI, índice de eficiencia energética en el diseño del buque), indicadores (EEOI, indicador de eficiencia energética en la operativa del buque) y planes de gestión energética (SEEMP, plan de gestión de

la eficiencia energética a bordo del buque), que se llevan a cabo a bordo de los buques; estos tres análisis tienen como base el cálculo de las emisiones de CO₂ equivalentes emitidas desde el buque.

Las emisiones de carbono monóxido (CO) producidas por el motor y analizadas durante todos los ensayos, muestran resultados un tanto inciertos, donde en términos absolutos el combustible diésel DFO emite menos, (excepto en un punto, al 50%) pero la diferencia entre ambos combustibles es pequeña.

La opacidad de los humos de los gases de escape del motor es superior cuando se emplea el combustible alternativo AFO. Durante los ensayos, aunque siendo un dato subjetivo, el personal cualificado que llevó a cabo las pruebas pudo contrastar este hecho, observando el humo del escape y verificando un mayor humo denso blanco cuando el motor empleaba el combustible AFO en comparación al combustible DFO. Aun así, la diferencia entre ambos combustibles en la opacidad de los humos de escape no ha sido considerada como motivo de preocupación, ya que se encuentra dentro de los parámetros normales de los humos de escape.

El estudio presentado en el Capítulo II de la presente contribución ha replicado las condiciones reales de operación de un buque por medio de un banco de ensayos con un motor diésel marino en situación estacionaria; en él se han probado dos condiciones de propulsión, hélice de paso fijo (FPP) y hélice de paso variable (CPP), donde ésta última condición corresponde también al funcionamiento de un motor auxiliar para la generación eléctrica a bordo del buque. Los resultados demuestran la viabilidad del combustible alternativo AFO en condiciones cuasi-reales, con lo que sugieren la opción de proseguir con los ensayos, al igual que sucedió con la extensión del estudio inicial en un motor diésel mono-cilíndrico pequeño de alta velocidad a uno mayor, poli-cilíndrico y de media velocidad. Cuanto mayor es el motor, menores son las diferencias entre los combustibles, lo que sugiere proceder a ensayos con un motor de mayor potencia y dimensiones de cilindro (diámetro, carrera).

Como conclusión general, los resultados obtenidos sugieren que el combustible alternativo (AFO) proveniente de aceites lubricantes reciclados puede ser válido para emplearlo en motores diésel marinos de media velocidad. Sin embargo, dicha afirmación no será totalmente válida en ausencia de ensayos a escala real con el combustible alternativo a bordo de un buque en condiciones reales de operación.

En el siguiente Capítulo III se aborda, entre otros, la culminación de la presente contribución con unas pruebas de mar y ensayos en un buque de pesca en condiciones reales de operación.

CAPÍTULO III. Análisis de las propiedades de inyección y pruebas en un motor diésel marino a bordo de buque pesquero en condiciones reales de operación

1. Resumen

La alta dependencia de la industria marítima a los combustibles fósiles y sus emisiones nocivas asociadas deben ser combatidas dentro de la actual era de la descarbonización. Además, el nuevo concepto de transformación del residuo en energía hace que surjan nuevas iniciativas de producción de energía y sus métodos de uso. En ese sentido, este capítulo representa la tercera y última etapa de la evaluación del uso de un combustible alternativo (AFO) de origen mineral, procedente de aceites lubricantes reciclados. Primero de todo se realizaron ensayos de inyección en un banco de ensayos y posteriormente, se llevaron a cabo pruebas en entorno real, a bordo de un buque de pesca de arrastre de fondo, en condiciones reales de operación; para ello, la actividad pesquera del buque fue monitorizada; y se llevaron a exhaustivos análisis de las propiedades de combustión, inyección, emisiones y funcionamiento del motor. En esta ocasión también fue empleado un combustible diésel convencional (DFO) para realizar el estudio comparativo entre ambos combustibles. Los resultados de los ensayos de inyección demostraron que el combustible AFO debe ser calentado aproximadamente a 70°C debido a su elevada viscosidad, casi 2 veces superior al límite establecido por la ISO 8217 para combustibles destilados. Por este motivo, un módulo de calentamiento y control de viscosidad fue instalado a bordo del buque, en el nuevo circuito de combustible AFO. El consumo de combustible resultó ser inferior para el combustible AFO, pero debido a su mayor PCI, la eficiencia del motor resultó ser sensiblemente inferior que empleando el DFO. El combustible AFO presentó una menor presión máxima de combustión y una mayor duración; pero su comienzo de ignición ocurría antes. Las emisiones de NO_x resultaron ser inferiores (15%) para el caso de AFO; las emisiones de CO₂ fueron similares, con una tendencia a reducirse por parte del combustible AFO y, sin embargo, las emisiones de CO resultaron ser un 15% superiores. El buque operó con normalidad, con un funcionamiento de motor dentro de la normalidad. Considerando una operación idéntica del buque para ambos combustibles durante un año, el buque consumiría 8 toneladas menos de combustible y emitiría 21 toneladas menos de CO₂. El buque pesquero quemó aproximadamente 40.000 litros de combustible AFO en casi 300 horas de operación sin ninguna anomalía detectada. Los resultados sugieren que el combustible puede ser utilizado en un motor diésel marino, de media velocidad y proporcionar un buen funcionamiento en el motor, pero para confirmar esta sugerencia, un uso continuado del combustible durante un tiempo prolongado sería necesario.

Abstract

The high fuel dependency of the shipping industry and its corresponding pollutant emissions need to be faced within the new de-carbonisation era. Concurrently, the waste to energy concept arises to drive sustainable initiatives for energy production and employment ways. In that sense, the feasibility of an alternative fuel (AFO) based on recycled waste lubricating oil was assessed. Firstly, injection tests were undertaken by the mean of a controlled fuel injection test rig. Then, further tests were carried out on board a bottom-trawler fishing vessel, under real operation. The fishing activity was monitored, and engine performance, combustion and injection properties and emissions characteristics were studied. The vessel performance obtained with the AFO was compared with a standard distillate diesel oil (DFO). Injection results showed that the AFO fuel needed to be preheated up to 70°C due to its higher viscosity value, that is 1.9 times higher than allowed by ISO 8217 for distillate fuels. Therefore, a heating module was installed on board the vessel to obtain optimal performance with the AFO. Fuel consumption was slightly lower for AFO but due to its higher fuel low heating value the engine efficiency was higher with DFO. AFO had lower combustion pressure than DFO and longer combustion period; but its ignition process occurred earlier. The results suggested that AFO contained light components that caused the early ignition of fuel but heavy components too, that delayed the end of the combustion. NO_x emissions reduced considerably with AFO (15%); CO₂ emissions were slightly reduced too but CO emissions were higher for AFO fuel (15%). Operating in the same conditions and burning AFO throughout a year the vessel would consume 8 tonnes less of fuel and would emit 21 tonnes less of greenhouse gases. The vessel burnt a total of 40,000 litres of AFO, approximately 300 hours, without any operational issue. Results demonstrate that distillate fuel obtained from lubricating oil are suitable for marine medium speed engines and provide good performance.

2. Material y Métodos

2.1. Banco de ensayos de inyección

La Escuela Técnica Superior de Náutica y Máquinas Navales de Portugalete (EHU/UPV) cuenta con un banco de ensayos de inyección BOSCH con una bomba de inyección de tipo MONOBLOCK de 6 cilindros. La bomba de inyección es arrastrada por medio de un motor hidráulico que inyecta el combustible en probetas. Para poder llevar a cabo ensayos de inyección con el combustible AFO, el banco de ensayos ha sido adaptado a los requerimientos del propio combustible alternativo. El banco de ensayos cuenta con la opción de regular la temperatura del combustible hasta un valor máximo de 50°C. Con las variaciones de temperatura, la densidad y viscosidad del combustible se ve alterada; de esta manera, permite analizar la influencia de la temperatura del combustible en la presión de inyección y el esfuerzo en la bomba de inyección, de forma precisa, sin necesidad de emplear un motor. La monitorización del banco de inyección se define en la siguiente Tabla C3- 1.

Tabla C3- 1. Detalle de la instrumentación empleada en el banco de ensayos de inyección

| Parámetro de medición | Unidades | Equipo de medición | Precisión |
|--------------------------------------|----------|---|--|
| Presión de inyección | bar | Sensor de presión PBC108A02 piezotronics | Sensibilidad (15%): 0,5mV/psi (Máxima presión: 50.000 psi) |
| Ángulo de la bomba | ° | Sensor de proximidad inductivo, HAMLIN tipo hall. | Error total: <2% sobre el voltaje de operación. |
| Temperatura en la bomba de inyección | °C | Termopar Tipo K | ±0,4% |

La presión de inyección ha sido monitorizada por medio de un sensor de alta precisión tipo piezotronics PCB108A2 (Figura C3- 1); este sensor se ha instalado en el punto de unión del tubo de inyección con el propio inyector (Figura C3- 2). Para poder referenciar esta presión con el ángulo de la bomba de inyección se ha colocado un sensor de proximidad inductivo tipo Hall. Se ha instalado también un termopar tipo K en la propia bomba para medir la temperatura del combustible en la bomba de inyección.

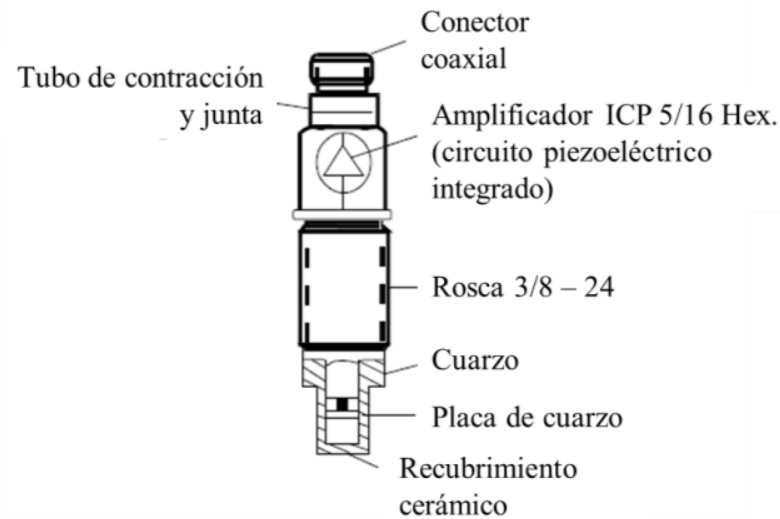


Figura C3- 1. Esquema del sensor de presión de inyección tipo PCB108

El sistema de adquisición de las señales consiste en el equipo DEWE 2600, empleado en los ensayos de los Capítulos I y II. Las señales que varían de forma dinámica dentro de cada ciclo de inyección se registran con alta frecuencia (1 MHz), tales como la presión de inyección y la posición o ángulo de giro de la bomba. La temperatura será registrada a baja frecuencia de muestreo.

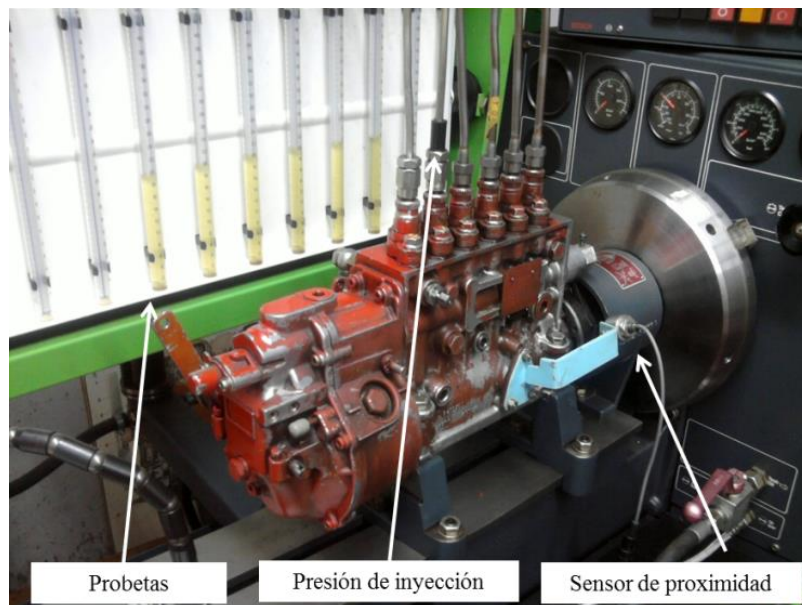


Figura C3- 2. Banco de ensayos de inyección BOSCH de 6 inyectores

Protocolo de ensayos

En cada ensayo se han medido la presión de inyección, temperatura del combustible y posición de la bomba (ángulo de giro); tras cada test de inyección se vuelven a calibrar los caudales de cada ciclo de impulsión mediante la medida de las probetas. Se han realizado los ensayos para ambos combustibles, DFO y AFO.

Primeramente, se han realizado los ensayos para el combustible diésel destilado DFO; con él queda ajustado el banco de ensayos y se definen los puntos óptimos de inyección para dicho combustible. Los ensayos se realizan para las siguientes temperaturas de combustible: 20°C, 40°C y 50°C. Una vez obtenidos estos puntos, se han llevado a cabo diversos ensayos de inyección con el combustible AFO a diferentes temperaturas (20°C, 40°C y 50°C). De esta manera, se intenta definir la temperatura de operación del combustible AFO, en el que se minimizan las diferencias entre el combustible diésel común DFO y el combustible alternativo AFO. Aun así, a la máxima temperatura de 50°C no se alcanzan las condiciones necesarias de viscosidad, pero en este banco de inyección no ha sido posible calentar el combustible a temperaturas superiores a los 50°C. De todos modos, se considera que la información que se obtiene es muy útil para definir tendencias en el comportamiento de la inyección.

Se llevan a cabo pruebas de caudal para el caso del combustible AFO, a 50°C y 750 rpm de la bomba. Se han realizado 5 ensayos realizando 5000 ciclos de inyección por cada ensayo.

2.2. Pruebas en buque pesquero

El buque de pesca elegido para las pruebas en condiciones reales, pertenece al sector de arrastre de altura al fresco, cuya modalidad corresponde al arrastre de fondo, a la “baka” (en solitario). Este buque faena de continuo seis días semanales (marea: 144 h/semana), en las zonas CIEM (Consejo Internacional para la Exploración del Mar) delimitadas como Vb, VI, VII, VIIIa, VIIIb, VIIIc y VIId. Al año, suelen realizar 42 mareas al año. En la siguiente Tabla C3- 2 se detallan las características más relevantes del buque.

Tabla C3- 2. Características principales del buque

| Descripción | Valor | Unidades |
|------------------------------|------------|----------|
| Fecha de entrada en servicio | 25/06/2008 | - |
| Puerto base | Ondarroa | - |
| Arqueo GT | 432 | tn |
| Arque TRB | 239,05 | tn |
| Eslora total | 39 | m |
| Eslora entre perpendiculares | 33,44 | m |
| Potencia del motor principal | 1.030 | kW |
| Material del casco | Acero | - |

El motor principal del buque empleado para la propulsión de la propia nave y generación de energía eléctrica, corresponde a un motor diésel de 4 tiempos de inyección directa refrigerado por agua, YANMAR 8N21A-UN, de 8 cilindros en línea con una potencia nominal de 1030 kW, a una velocidad de giro de 800 rpm, turboalimentado y con bomba de inyección independiente por cilindro tipo Bosch. El sistema de propulsión de este buque corresponde a hélice de paso fijo, es decir FPP (estudiado en el Capítulo II).

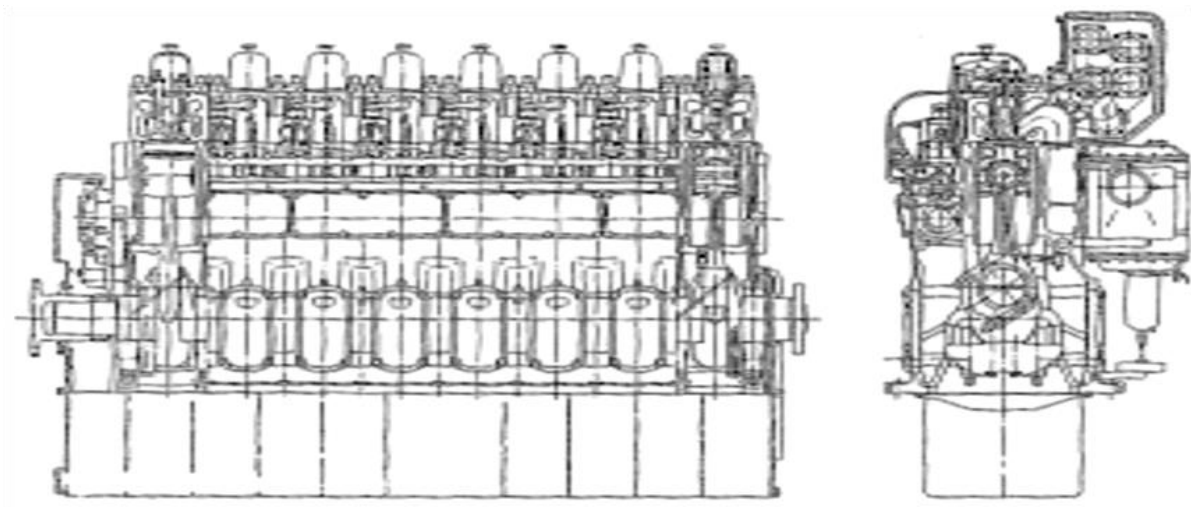


Figura C3- 3. Representación de las vistas de alzado y perfil del motor YANMAR 8N21A-UN

En la siguiente Tabla C3- 3 se detallan las principales características del motor.

Tabla C3- 3. Características mecánicas principales del motor principal YANMAR 8N21A-UN

| Descripción | Valor | Unidades |
|--------------------------------------|--------|----------|
| Diámetro del cilindro | 210 | mm |
| Carrera | 290 | mm |
| Cilindrada | 80,30 | l |
| Velocidad media del pistón | 7,73 | m/s |
| Nº de dientes en la corona del motor | 178 | - |
| Relación de compresión | 15,5:1 | - |
| Máxima presión de combustión | <18,14 | MPa |
| Presión media efectiva | 1,923 | MPa |

Una de las conclusiones principales de los anteriores estudios (Capítulos I y II) ha sido la necesidad de calentar el combustible alternativo AFO previo entrada al motor; con lo cual se ha colocado un módulo de calentamiento para el combustible AFO en la sala de máquinas del buque. El módulo de calentamiento instalado ha consistido en el empleado en el banco de ensayos con el motor poli-cilíndrico, pero adaptado al espacio físico limitante de la sala de máquinas del propio buque.

Una bomba de combustible circula el combustible AFO por un circuito cerrado, donde este es filtrado y posteriormente calentado por medio de un módulo de dos resistencias calefactoras (Figura C3- 4). Una vez que el combustible alcanza una temperatura de acuerdo a la viscosidad requerida, el circuito se abre por medio del accionamiento manual de una válvula y el combustible AFO es introducido en el motor principal del buque (Figura C3- 6). Todas las tuberías del circuito de combustible AFO están aisladas térmicamente mediante un aislante de caucho para mantener la temperatura hasta la entrada en el motor. El propio módulo, cuenta también con un depósito degasificador para compensar la posible formación de vapores durante el calentamiento de combustible que no deben entrar en el sistema de inyección (Figura C3- 5).

El circuito de combustible DFO no ha sufrido alteración alguna, únicamente la colocación de válvulas de 3 vías tanto en el circuito de entrada como en el circuito de salida del motor para posibilitar la alternancia entre ambos combustibles. La Figura C3- 7 corresponde a la representación gráfica del esquema de instalación del conjunto circuito de combustible – motor. El equipamiento de la instrumentación principal para la monitorización del conjunto motor se detalla en la siguiente Tabla C3- 4.

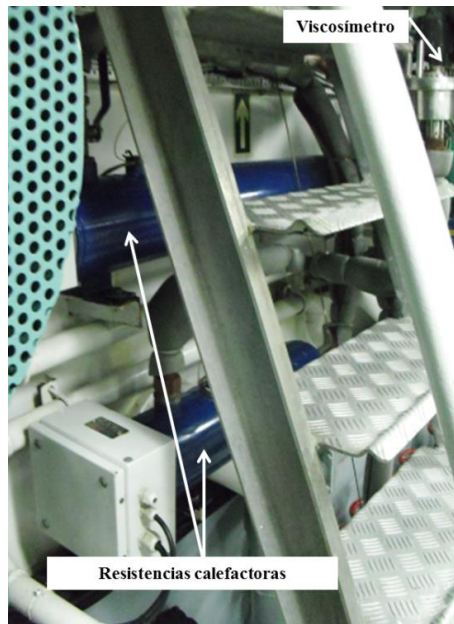


Figura C3- 4. Resistencias calefactoras instaladas tras la escalera de acceso a la sala de máquinas (espacio limitado)



Figura C3- 5. Depósito desgasificador y tubería aislada térmicamente

El buque cuenta con otros 3 motores diésel auxiliares, 2 Guascor de 515kW@1500rpm y 1 Volvo de 59kW@1500rpm) para la generación eléctrica y accionamiento hidráulico de la maquinaria de pesca [2], pero el combustible alternativo, para este estudio, únicamente se emplea en el motor principal. El motor principal se emplea a su vez para generación de energía eléctrica a través de una toma de fuerza en la reductora y un grupo Wart-Leonard (generación en corriente continua por medio de una dinamo en la toma de fuerza. La energía eléctrica generada en la dinamo mueve un motor de corriente a revoluciones constantes que arrastra un generador síncrono para generación de energía eléctrica a 50 Hz para suministro al buque).

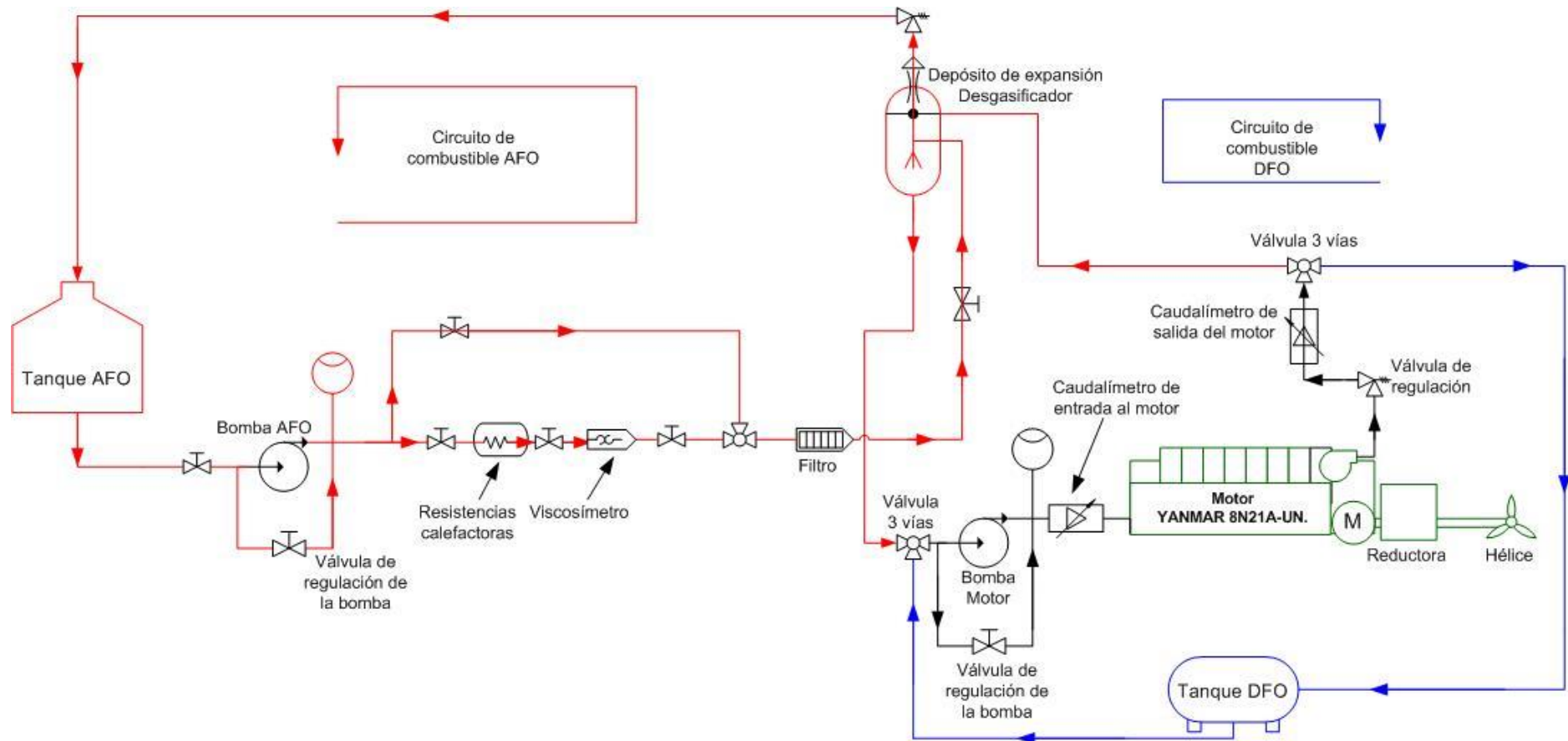


Figura C3- 6. Diagrama detallado de los circuitos de combustible del motor adaptados para las pruebas en el buque

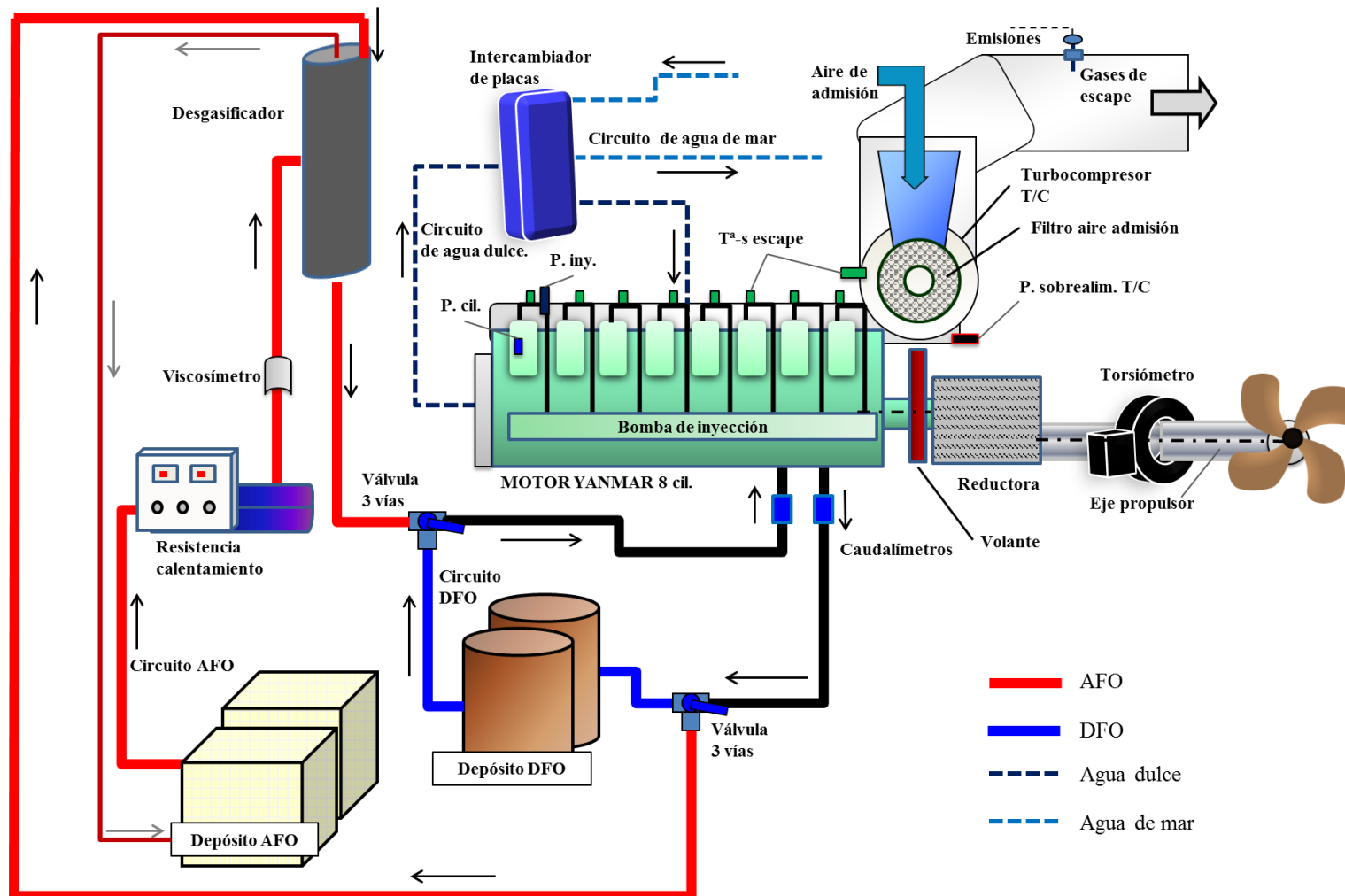


Figura C3- 7. Representación gráfica del esquema de instalación del conjunto circuitos de combustible - motor

Tabla C3- 4. Principal equipamiento de instrumentación empleado para la medición de parámetros de funcionamiento del motor, propulsión y combustible

| Parámetro del motor | Unidades | Equipo de medición | Precisión |
|--|--------------------------------|---|--|
| Torsión | kNm | Torsiómetro fijo TorqueTrak Revolution (BINSFELD) | Rango: ± 500 microstrain Linealidad: $\leq 0,05\%$ (FS: escala real) |
| Velocidad del motor | rpm | Sensor de proximidad inductivo, HAMLIN tipo hall. | Error total: $< 2\%$ sobre el voltaje de operación |
| Punto muerto superior (PMS) | $^{\circ}$ | Sensor de proximidad inductivo, HAMLIN tipo hall. | Error total: $< 2\%$ sobre el voltaje de operación |
| Ángulo de cigüeñal (α , alpha) respecto al PMS | $^{\circ}$ | Sensor de proximidad inductivo, HAMLIN tipo hall. | Error total: $< 2\%$ sobre el voltaje de operación |
| Presión de inyección | bar | Sensor de presión PBC 118 A02 piezotronics | Sensibilidad: 0,1pC/psi (Máxima presión: 50,000 psi) |
| Presión en el cilindro | bar | Sensor de presión piezoeléctrico KISTLER 6013CA con amplificador de | Sensibilidad: 21 pC/bar (Máxima presión: 250 bar) |
| Presión de sobrealimentación | bar | Transmisor de presión GE DRUCK PTX7517 (señal 4-20 mA) | Rango de presión: 0-1 bar |
| Viscosidad del combustible | cSt | BROOKSFIELD AST-100TSY 230 | Incertidumbre $\pm 2\%$ |
| Temperatura del combustible | $^{\circ}\text{C}$ | Termopar Tipo K | $\pm 0,4\%$ |
| Temperatura de los gases de escape | $^{\circ}\text{C}$ | Termopar Tipo K | $\pm 0,4\%$ |
| Temperatura de los gases de escape en el colector entrada T/C | $^{\circ}\text{C}$ | Termopar Tipo K | $\pm 0,4\%$ |
| Temperatura de los gases de escape en el colector salida T/C | $^{\circ}\text{C}$ | Termopar Tipo K | $\pm 0,4\%$ |
| Temperatura del aire de entrada a cilindros | $^{\circ}\text{C}$ | Termopar Tipo K | $\pm 0,4\%$ |
| Temperatura del aceite del motor | $^{\circ}\text{C}$ | Termopar Tipo K | $\pm 0,4\%$ |
| Condiciones atmosféricas (T, P, %Hr) | $^{\circ}\text{C}$ bar % | Estación meteorológica HD2001.1 | T: $\pm 0,3\%$ (0-70 $^{\circ}\text{C}$) P: $\pm 0,5$ mbar (25 $^{\circ}\text{C}$) Hr: $\pm 1,5\%$ (0-90% Hr, 15-35 $^{\circ}\text{C}$) |
| Emissiones de los gases de escape (CO, CO ₂ , NO _x) | ppm | Analizador de emisiones de gases de escape TESTO 350XL MARITIME | De acuerdo al Anexo VI de MARPOL y el código técnico de emisiones de NO _x |
| Consumo másico de combustible | kg/h | Caudalímetros KRAL OMG20 con compensación de temperatura. | $\pm 0,1\%$ (rango 15,3 ~ 2295,0 kg/h) |

El circuito de combustible ha contado con la instalación de un viscosímetro, de la casa Brookfield, modelo AST-100TSY 230, para la medición de la viscosidad del combustible. La temperatura del combustible AFO también ha sido medida. Una vez obtenidos los valores adecuados del combustible (viscosidad < 14 cst), se da paso del combustible AFO, al motor. En la siguiente Figura C3- 8 se muestran varios elementos instalados en el circuito del combustible AFO y que también pueden ser identificados en el diagrama expuesto (Figura C3- 6).



Figura C3- 8. Instrumentación mecánica empleada en el circuito de combustible AFO

De la misma manera que se han realizado en el motor BAUDOIN, estudiado en el Capítulo II, la medición del consumo de combustible se ha realizado por medio de caudalímetros de combustible. En este caso, se han empleado caudalímetros de un rango mayor. Concretamente corresponden al modelo OMG 20 de la casa KRAL (Figura C3- 9), con un rango de medida de 0,3 – 45 lit/min (15,3 – 2295,0 kg/h; densidad de 0,85 kg/lit a 20°C). Tal y como se puede observar en el diagrama de la Figura C3- 6, se colocan dos caudalímetros en el circuito de combustible del motor, uno a la entrada, tras la bomba de combustible del motor y el otro a la salida, antes de la válvula de tres vías donde el circuito se divide en sendos circuitos de retorno de los combustibles AFO y DFO.

Cada caudalímetro contiene dos tornillos sinfines (helicoidales) que giran en función de la intensidad de la circulación del flujo del combustible; cada dispositivo contiene tres sensores, uno

de ellos corresponde a un sensor de temperatura (PT100) y los otros dos son sensores de proximidad, inductivos, que generan un pulso al aproximarse un elemento metálico (en este caso, los husillos o tornillos helicoidales; uno de ellos mide la intensidad del flujo y el otro el sentido del mismo.

La medición del sentido de giro es importante, debido a que en los sistemas de inyección tipo camisa y émbolo, en el momento en el que la zona de alimentación de baja presión se pone en contacto con la zona de alta presión del tubo de inyección, se pueden producir importantes pulsos de presión que pueden provocar que el combustible circule en sentido contrario. Por otro lado, también es de suma importancia la medición de la temperatura del combustible en tiempo real; el combustible tenderá a calentarse y hará que el fluido se expanda disminuyendo su densidad; a la hora de calcular el consumo másico, no considerar este cambio de densidades puede llevar a mediciones erróneas inesperadas.

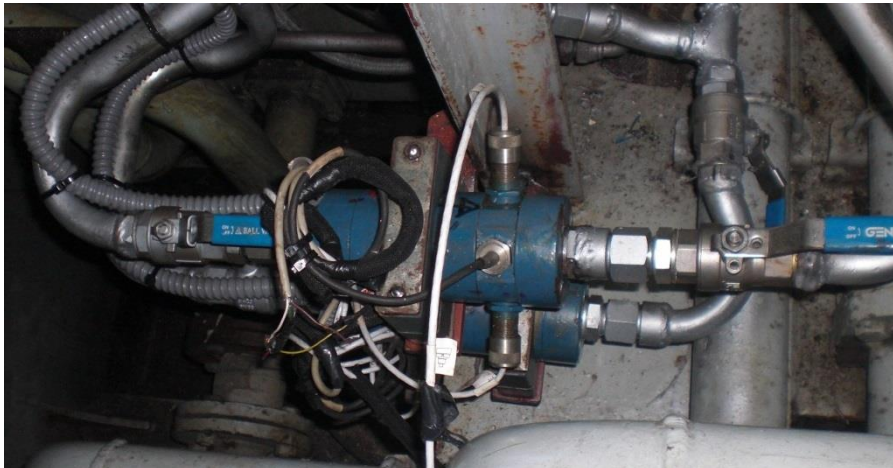


Figura C3- 9. Caudalímetros de combustible colocados en los circuitos de entrada y salida del motor

La medida de la potencia demandada por la hélice se realiza por medio de un torsiómetro fijo, instalado en el eje de cola, es decir, en el eje de la hélice; dicho instrumento corresponde al torsiómetro TorqueTrak Revolution de la casa Binsfeld. Este torsiómetro emplea un sistema inductivo de rotor y estator para proporcionar energía al instrumento de medida; emplea la técnica de la galga extensométrica, mediante la cual se realiza la medición del par generado en el eje. La galga extensométrica ha sido pegada en el eje propulsor; cuenta con la configuración de puente completo o puente Wheatstone, con lo que contiene cuatro resistencias, de las cuales tres tienen un valor conocido y la cuarta será la resistencia a medir. En ausencia de esfuerzo, el sistema se encuentra en equilibrio y el valor de las cuatro resistencias es el mismo; al sufrir una deformación varía su resistividad interna y provoca un desequilibrio en el puente [165]. Este desequilibrio genera una señal de voltaje muy pequeña, del orden de unidades de milivoltios, y es proporcional al par. Esta señal es amplificada y emitida al sistema de adquisición mediante un sistema de

telemetría. Este receptor transforma la señal en unidades de par o de torsión [kNm]. Además, cuenta los pulsos que emite el rotor al girar, con lo que mide la velocidad de giro del eje [rpm]. Una vez obtenidos estos parámetros por medio de la Ecuación 1 (Capítulo I) el instrumento calcula la potencia real en el eje (demandada por la hélice).

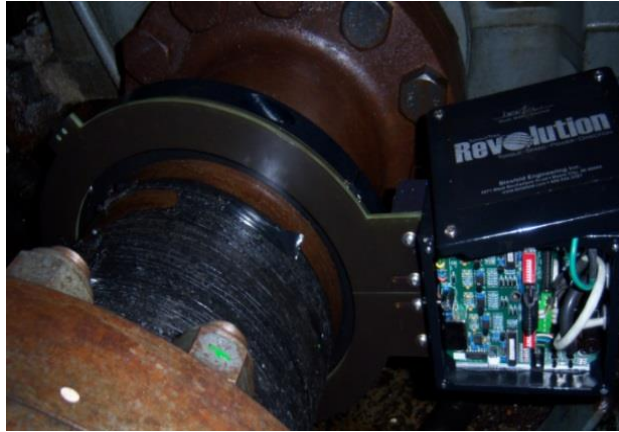


Figura C3- 10. Torsiómetro fijo colocado en el eje de cola del buque

En lo relativo al funcionamiento del motor, en aras de analizar los procesos de combustión e inyección, tanto el punto muerto superior (PMS) como el ángulo de cigüeñal han sido monitorizados. Al igual que en los ensayos con el motor poli-cilíndrico Baudouin (Capítulo II) se emplea un captador de proximidad inductivo que manda una señal (trigger) cuando el pistón pasa por el PMS y otro captador de las mismas características ha sido colocado en el volante del motor para referenciar el ángulo del cigüeñal en ese momento. El captador inductivo emite un pulso en el momento que detecta el paso de un material metálico a una distancia muy cercana (en este caso, un tornillo, Figura C3- 11).

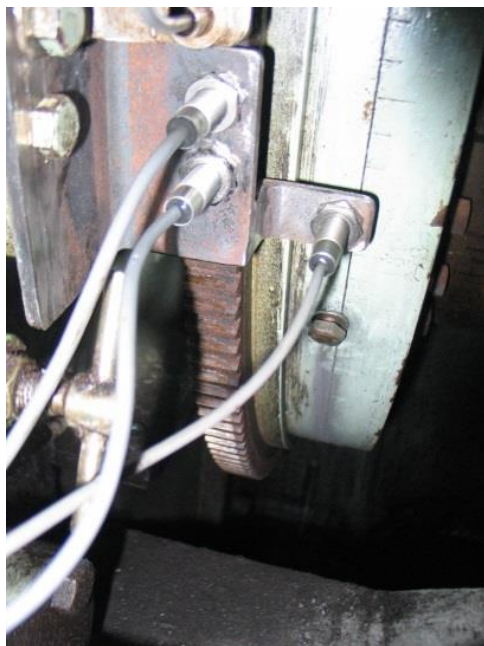


Figura C3- 11. Los tres sensores de proximidad inductivos colocado en los engranes del volante del motor

De esta manera, queda definido el movimiento del pistón asociado al movimiento del cigüeñal. El régimen de giro del motor también ha sido captado por medio de un sensor de proximidad inductivo colocado en los engranes del volante del motor. Mediante dicho sensor se mide la frecuencia de los pulsos que son proporcionales a las revoluciones del motor.

La presión de inyección ha sido monitorizada mediante el sensor de presión PCB 118A2 colocado en el tubo de inyección del cilindro n°2 (Figura C3- 17). La presión en el cilindro ha sido monitorizada mediante el sensor de presión KISTLER 6013CA, para ellos se han empleado los grifos de purga o grifos indicadores de los cilindros n°2 y n°3.

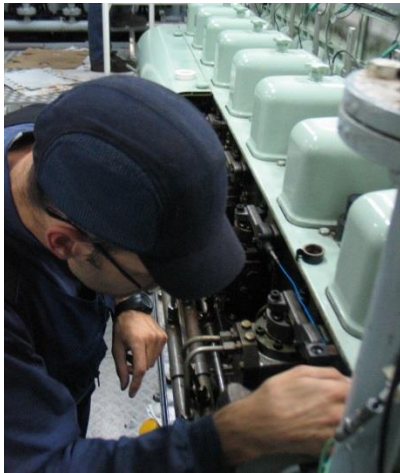


Figura C3- 12. Colocación del sensor de presión en el tubo de inyección n° 2 (cable azul)



Figura C3- 13. Sensor de presión colocado en el cilindro n°2 (cable negro) y termopar tipo K colocado en la salida de escape del cilindro (cable verde)

La presión de sobrealimentación ha sido monitorizada mediante un transmisor de presión de la casa GE DRUCK y las temperaturas, tales como las temperaturas de gases de escape en cilindros, colectores de admisión y escape, gases de escape antes del T/C y después del T/C, entre otros, han sido monitorizadas mediante termopares tipo K.

Las emisiones provenientes de los gases de escape son medidas mediante el equipo TESTO 350XL MARITIME. La sonda es colocada en el tapón habilitado en el conducto de escape del motor principal, tal y como aparece en la Figura C3- 14. El equipo de adquisición ha sido colocado en la propia sala de máquinas (Figura C3- 15). Por otra parte, no ha sido posible realizar las medidas de opacidad a bordo.



Figura C3- 14. Sonda de TESTO y termopar (tipo K) colocados en el comienzo del conducto de escape del motor principal

La adquisición de los datos medidos se ha realizado por medio del siguiente equipamiento:

CompacDAQ NI-9172 (National Instrument): consiste en un equipo para la adquisición de datos compuesto por 8 slots para instalar módulos I/O (input/output) de recepción de señales analógicas, digitales y de temperatura, con salida USB a una CPU. Cuenta con una transmisión rápida de datos (USB2.0) y un rango importante de posibilidades de monitorizar señales analógicas y digitales. Los parámetros monitorizados y adquiridos por medio del equipo CompacDAQ NI-9172 aparecen en la siguiente Tabla C3- 5. Parámetros monitorizados por medio del equipo CompacDAQ

Tabla C3- 5. Parámetros monitorizados por medio del equipo CompacDAQ

| Canal | Señal | Parámetro | Unidades |
|-------|------------------------|---|----------|
| T01 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°1 | °C |
| T02 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°2 | °C |
| T03 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°3 | °C |
| T04 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°4 | °C |
| T05 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°5 | °C |
| T06 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°6 | °C |
| T07 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°7 | °C |
| T08 | Termopar tipo K | Temperatura escape - cilindro n°8 | °C |
| T09 | Termopar tipo K | Temperatura escape entrada T/C - cilindros n°1234 | °C |
| T10 | Termopar tipo K | Temperatura escape entrada T/C - cilindros n°5678 | °C |
| T11 | Termopar tipo K | Temperatura escape salida T/C | °C |
| T12 | Termopar tipo K | Temperatura aire entrada T/C | °C |
| T13 | Termopar tipo K | Temperatura aire entrada cilindros | °C |
| T14 | Termopar tipo K | Temperatura combustible entrada motor | °C |
| To01 | Analógica (4 - 20 mA) | Potencia eje de cola | kW |
| To02 | Analógica (4 - 20 mA) | Régimen de giro del eje de cola | rpm |
| To03 | Analógica (4 - 20 mA) | Sentido giro | - |
| P01 | Analógica (4 - 20 mA) | Presión de aire a la salida del T/C | bar |
| V01 | Analógica (4 - 20 mA) | Viscosidad del combustible | cSt |
| T01 | Analógica (4 - 20 mA) | Temperatura del combustible | °C |
| Dp01 | Analógica (4 - 20 mA) | Presión diferencial en el filtro de aire | bar |
| Dp02 | Analógica (4 - 20 mA) | Presión diferencial en el enfriador de aire | bar |
| TH01 | Analógica (0 - 10 Vdc) | Presión ambiental | mbar |
| TH02 | Analógica (0 - 10 Vdc) | Humedad relativa | % |
| TH03 | Analógica (0 - 10 Vdc) | Temperatura ambiente | °C |
| RPM | Analógica (0 - 10 Vdc) | Régimen de giro del motor | rpm |

- Sistema GESTOIL: el buque pesquero cuenta con un equipo para la medición y gestión del consumo de combustible del motor principal [166, 167]. Consiste en un sistema de adquisición que recibe las señales provenientes de los caudalímetros de combustible, régimen del motor y datos del GPS. Los parámetros monitorizados y adquiridos mediante el sistema GESTOIL son citados en la siguiente Tabla C3- 6.

Tabla C3- 6. Parámetros monitorizados por medio del sistema GESTOIL

| Canal | Señal | Parámetro | Unidades |
|-------|--------------------|--|----------|
| 01 | NMEA (serie RS232) | Velocidad del buque (SOG) | kn |
| 02 | NMEA (serie RS232) | Rumbo del buque (COG) | ° |
| 03 | NMEA (serie RS232) | Posición del buque (Latitud) | ° ' '' |
| 04 | NMEA (serie RS232) | Posición del buque (Longitud) | ° ' '' |
| 05 | Digital (0-24Vdc) | Régimen de giro del motor | rpm |
| 06 | Digital (0-24Vdc) | Caudal de gasoil de entrada al motor | L/h |
| 07 | Digital (0-24Vdc) | Sentido gasoil a la entrada al motor | - |
| 08 | Digital (0-24Vdc) | Caudal de gasoil salida del motor | L/h |
| 09 | Digital (0-24Vdc) | Sentido gasoil a la salida del motor | - |
| 10 | PT100 | Temperatura de gasoil entrada al motor | °C |
| 11 | PT100 | Temperatura de gasoil salida del motor | °C |

El sistema GESTOIL convierte el caudal volumétrico medido (medición bruta) en caudal másico de combustible mediante el empleo de la curva de densidad., Esta curva de densidad ha sido previamente introducida en el firmware de la tarjeta electrónica maestra de recepción y adquisición de señales y cálculo y presentación de parámetros en pantalla en tiempo real. Los parámetros de consumo calculados internamente en el sistema GESTOIL aparecen en la siguiente Tabla C3- 7. Esto lo realiza con ambos combustibles.

Todos los parámetros listados en las tres anteriores tablas han sido tratados mediante el software de programación en entorno gráfico Labview de National Instruments. La gestión y unificación de todos los archivos registrados en formato de texto y su depuración para su posterior análisis ha sido realizada mediante el software libre de entorno estadístico R-Studio. De la misma manera, el empleo de los datos de GPS para su estudio y representación en mapa ha sido llevado a cabo por

medio del también software libre QGIS. Al igual que en los capítulos anteriores (I y II), los parámetros presentados en la siguiente Tabla C3- 7 han sido analizados con el software Dewesoft (principalmente el análisis de la inyección) y el análisis de la combustión ha sido analizado mediante el software AVL Concerto Combustion Analyzer.

Tabla C3- 7. Parámetros de consumo calculados por medio del sistema GESTOIL

| ID | Parámetro | Cálculo | Unidades |
|----|------------------------------------|--|----------|
| 01 | Consumo volumétrico de combustible | $Q_V = Q_M \cdot \rho_A$ | L/h |
| 02 | Caudal másico de entrada | $Q_{MA} = \rho_A \cdot Q_{VA}$ | L/h |
| 03 | Caudal másico de salida | $Q_{MB} = \rho_B \cdot Q_{VB}$ | L/h |
| 04 | Consumo másico de combustible | $Q_M = Q_{MA} - Q_{MB}$ | L/h |
| 05 | Consumo acumulado | $Q_n = Q_{n-1} + (f_m/3600) \cdot Q_V$ | L |

Donde,

- Q_V: caudal volumétrico
- Q_M: caudal másico
- A: entrada
- B: salida
- ρ: densidad del combustible [kg/L]
- f_m: frecuencia de muestreo, en segundos (10 seg.)

Las señales de alta frecuencia de adquisición han sido adquiridas mediante el sistema de adquisición DEWE2600 empleado tanto en los ensayos del motor mono-cilíndrico MINSEL (Capítulo I) como en los ensayos del motor poli-cilíndrico BAUDOUIN (Capítulo II). Las señales monitorizadas respecto al ángulo de cigüeñal se citan en la siguiente Tabla C3- 8:

Tabla C3- 8. Parámetros monitorizados mediante el sistema de alta frecuencia de adquisición DEWE 2600

| Canal | Parámetro | Cilindro | Unidades |
|-------|------------------------|----------|----------|
| 01 | Presión en el cilindro | nº1 | bar |
| 02 | Presión en el cilindro | nº2 | bar |
| 03 | Presión en el cilindro | nº3 | bar |
| 04 | Presión de inyección | nº2 | bar |



Figura C3- 15.
Sistema de adquisición DEWE 2600 (izquierda) y TESTO (Derecha) en la sala de máquinas del buque

Protocolo de pruebas

Las pruebas realizadas a bordo del buque pesquero han correspondido a condiciones reales de operación del propio buque y se han clasificado en dos fases diferenciadas:

- Pruebas realizadas por parte de la tripulación en condiciones normales de la operativa de pesca y navegación, sin personal investigador de AZTI a bordo. La principal finalidad de esta fase ha sido la de comprobar y llevar a cabo un seguimiento del correcto funcionamiento del motor sin sufrir anomalía alguna ni alterar la operativa del buque.
- Pruebas realizadas con la asistencia de personal investigador a bordo en condiciones normales de pesca y navegación (en la fase de navegación también se realizó una prueba a diferentes regímenes de motor). La principal finalidad de esta fase de ensayo ha sido la de monitorizar exhaustivamente los parámetros de funcionamiento del motor y caracterizar el correcto funcionamiento del motor con el empleo del combustible AFO en entorno y operativa real.

Las pruebas realizadas por el personal de AZTI han consistido en realizar un ciclo de ensayo E3, tal y como aparece en la Tabla C3- 9 (ley de la hélice para motores propulsores), ya que este buque cuenta con una propulsión de hélice de paso fijo, según el código técnico del Anexo VI de MARPOL 73/78 [10]. Este ensayo se ha llevado a cabo durante el periodo de ruta o navegación, para ambos combustibles, AFO y DFO con el alternador de cola desconectado para tener una mejor repetibilidad de los puntos de funcionamiento entre los diferentes combustibles.

Tabla C3- 9. Ciclo de ensayos E3 para motores propulsores de hélice de paso fijo de acuerdo a la ley de la hélice

| Ciclo de ensayo E3 | | | | |
|--------------------|------|-----|-----|-----|
| Revoluciones | 100% | 91% | 80% | 63% |
| Potencia | 100% | 75% | 50% | 25% |

Durante estos ensayos, se han tomado, entre otros, medidas de presión de combustión, presión de inyección y principales parámetros de funcionamiento de motor, para ambos combustibles. En el caso del análisis de los parámetros de funcionamiento del motor también se ha incluido el punto del motor de funcionamiento al ralentí. El alternador de cola ha sido desconectado durante las pruebas para evitar cualquier alteración del consumo y proceso de combustión e inyección. Además de ello, bajo la presencia de personal investigador de AZTI, se han realizado las mismas mediciones, pero en condiciones reales de operación tanto en la operativa de pesca en arrastre como en marcha libre (ruta entre caladeros), para ambos combustibles. Para los casos concretos de arrastre y marcha libre se ha medido el contenido de las emisiones de los gases de escape. Para ello se ha empleado el equipo TESTO 350XL MARITIME.

En todos los casos, la metodología de ensayos ha sido la misma. Para cada condición de carga del motor, una vez estabilizada la carga (lectura de parámetros estable) se han realizado las mediciones citadas anteriormente. En el momento de cambio de combustible, se ha esperado un tiempo prudencial hasta que la traza del combustible anterior hubiera desaparecido por completo.

Se debe considerar también que las pruebas de mar que representan condiciones reales de operación, presentan dificultades en cuanto a su repetitividad debido a la variabilidad de las condiciones externas; sin embargo, mediante la metodología de pruebas empleada se ha intentado minimizar dicha variabilidad. La metodología se expone a continuación:

Durante la fase de navegación del buque, una vez salido de puerto (periodo de ruta) se ha completado el protocolo considerando el ciclo de pruebas E3, con 5 puntos de operación, 4 puntos descritos en la Tabla C3- 9 y el punto de funcionamiento del motor al ralentí. El alternador de carga ha sido desconectado para las pruebas. La duración de la prueba de cada punto de carga u operación ha sido de 30 minutos. La frecuencia de adquisición de los parámetros del motor ha sido de 1Hz. Por otro lado, el sistema DEWE2600 ha adquirido las señales rápidas de presión de combustión e inyección. Para el análisis de las presiones de combustión e inyección se han considerado del orden de 100 ciclos. Primero, se ha completado el ciclo con el combustible DFO y posteriormente con el combustible AFO.

Los ensayos realizados durante la operativa habitual del buque, con personal investigador embarcado, han sido adecuados al propio patrón de explotación del buque. Con lo cual, han sido analizados las dos operativas principales asociadas a la actividad pesquera: la pesca de arrastre y la ruta entre caladeros a marcha libre, con el alternador de cola desconectado. En estas pruebas el análisis ha estado principalmente enfocado a: funcionamiento del motor, rendimiento energético del motor, proceso de combustión y emisiones de los gases de escape.

Una vez concluido este último análisis, se trasladan los resultados de consumo y emisiones de CO₂ al estudio de auditorías energéticas realizado por Basurko, Gabiña [2]; en esta contribución se han llevado a cabo tres casos estudio de auditoría energética en tres buques representativos de las principales flotas pesqueras vascas pertenecientes a los puertos vascos; uno de los buques pesqueros analizados ha sido el buque utilizado para probar el combustible AFO. Con lo cual, los resultados han sido trasladados a este último caso estudio para determinar la diferencia del consumo total anual de combustible y emisiones de CO₂ asociadas al combustible AFO, respecto al combustible habitual DFO. En la siguiente Figura C3- 16 se detalla el flujograma de la metodología general de las pruebas realizadas a bordo del buque.

Al final, durante todo el periodo de pruebas de mar, se han consumido del orden de 40.000 litros de combustible AFO, que equivale a 11 días completos de operación, aproximadamente el 3% del consumo anual de combustible de este buque.

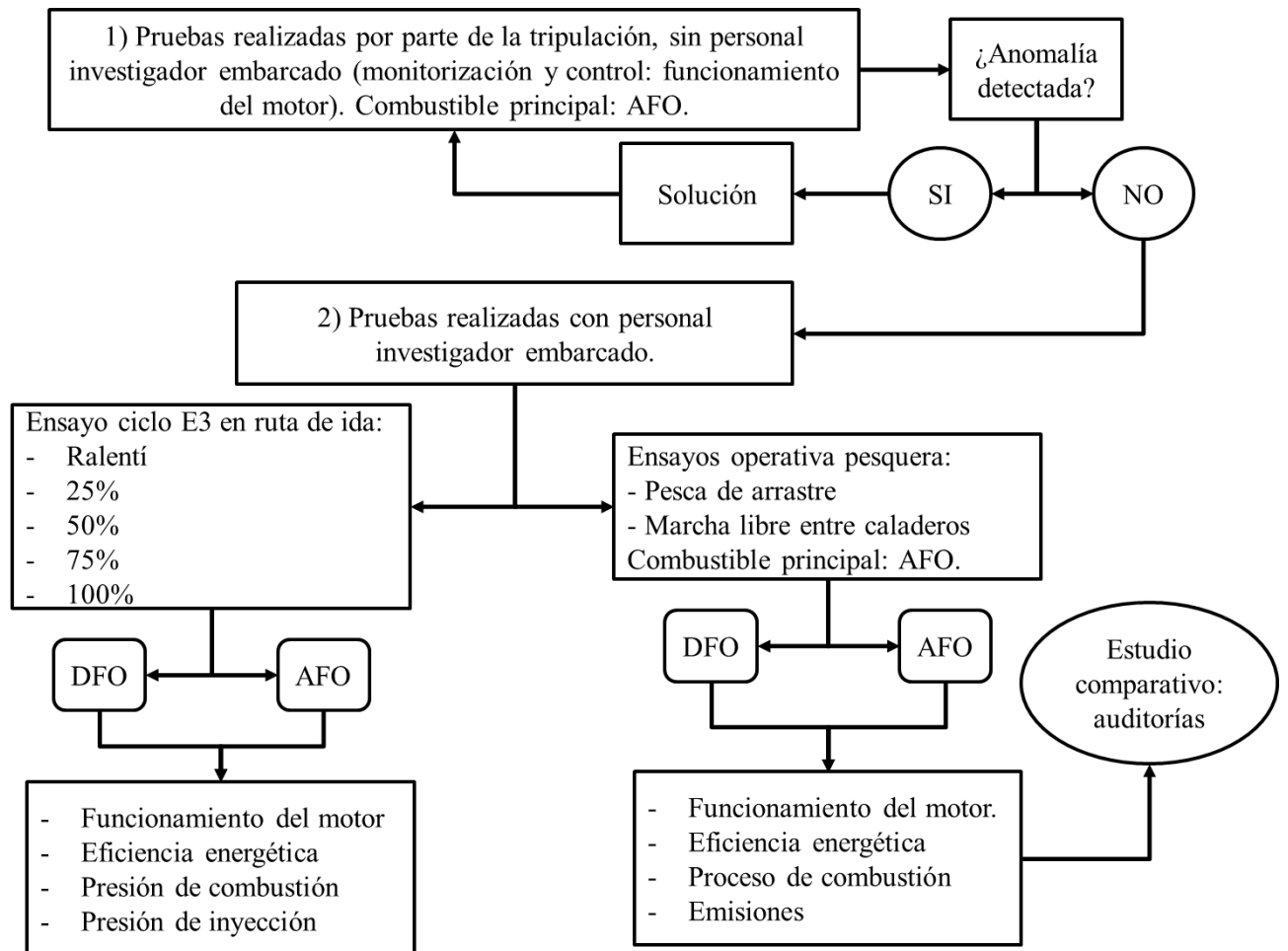


Figura C3- 16. Flujograma correspondiente a la metodología general de las pruebas en el buque

3. Resultados

3.1. Banco de ensayos de inyección

Primeramente, se han realizado pruebas de caudal para esta condición a 750 rpm de velocidad de giro de la bomba; esta prueba se ha realizado en 5 ocasiones considerando 5000 ciclos por cada test. En la siguiente Tabla C3- 10 se detalla el promedio (y desviación estándar, \pm SD) del caudal del combustible AFO, donde se ha podido apreciar el mínimo valor de dispersión entre ensayo y ensayo, garantizando pues la regularidad de las pruebas.

Tabla C3- 10. Caudales para la condición de temperatura de 50 °C del combustible AFO

| Lectura | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | Promedio | \pm SD |
|--------------|------|------|------|------|------|----------|-----------|
| Volumen [ml] | 83,5 | 83,0 | 83,5 | 83,5 | 82,5 | 83,2 | \pm 0,4 |

Los gráficos que se exponen a continuación muestran las líneas de presión de inyección para diferentes temperaturas de combustible, tanto para el combustible DFO (Figura C3- 17) como para el combustible AFO (Figura C3- 18). Para ambos casos se ha observado que cuanto mayor es la temperatura del combustible, menor será la presión máxima de inyección.

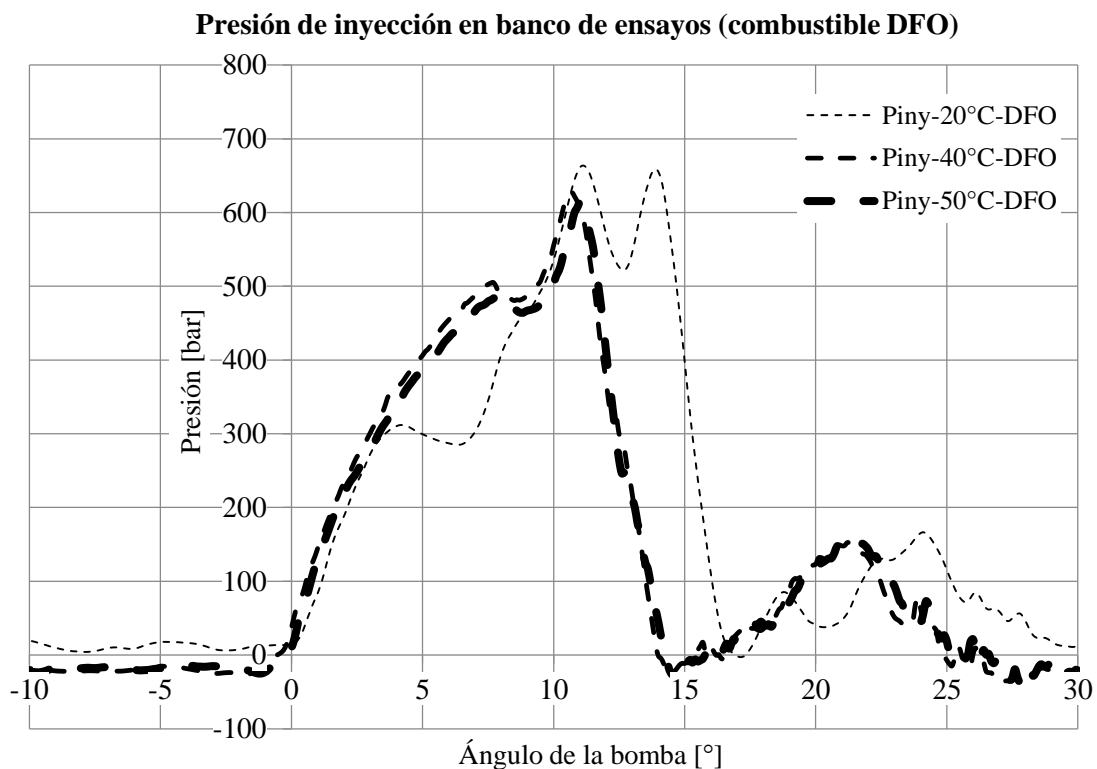


Figura C3- 17. Líneas de presión de inyección para el combustible DFO a diferentes temperaturas

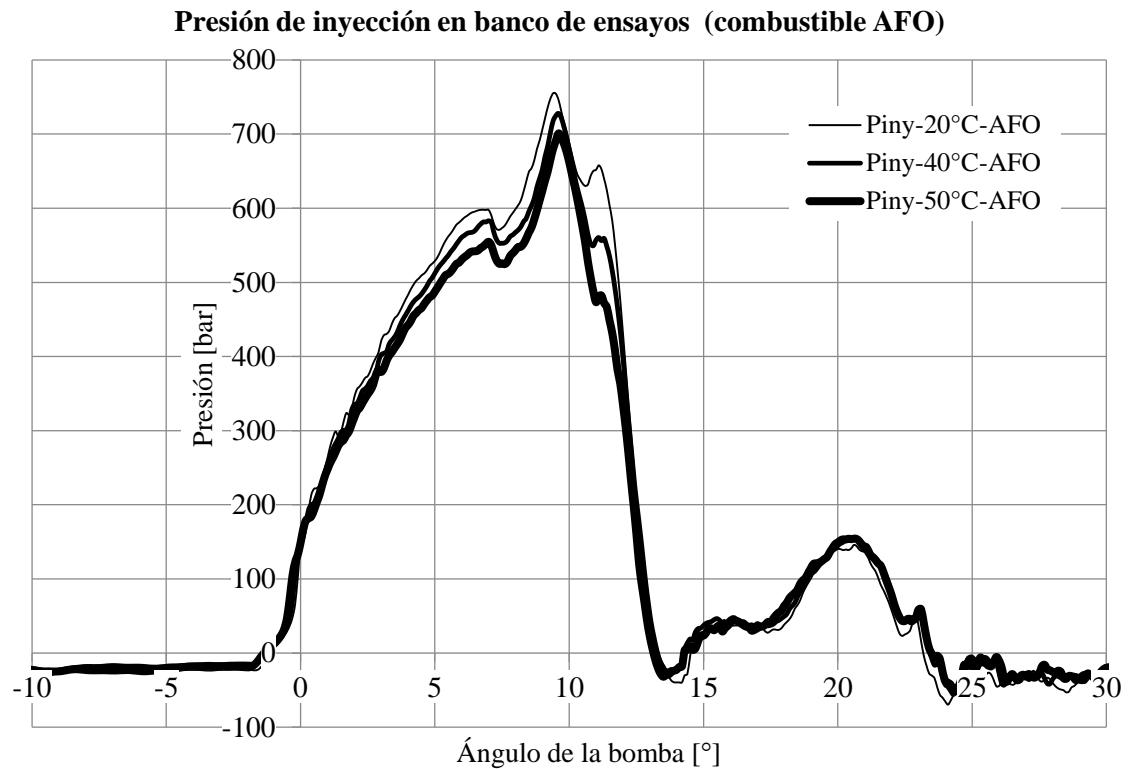


Figura C3- 18. Líneas de presión de inyección para el combustible AFO a diferentes temperaturas

En la siguiente Tabla C3- 11 se han indicado los valores máximos y mínimos de presión de inyección de cada condición de ensayo para ambos combustibles, DFO y AFO. A su vez a modo comparativo, se expone también la diferencia entre ambos valores límite, superior e inferior.

Tabla C3- 11. Presiones de inyección máximas y mínimas registradas para condición de ensayos

| Combustible | DFO | DFO | DFO | AFO | AFO | AFO | Unidades |
|------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|----------|
| Temperatura | 20 | 40 | 50 | 20 | 40 | 50 | °C |
| P. inyección máx. | 663,64 | 627,58 | 614,00 | 754,96 | 727,96 | 700,81 | bar |
| P. inyección mín. | 10,70 | -21,42 | -18,23 | -20,14 | -20,14 | -13,45 | bar |
| Diferencia (max.-min.) | 652,94 | 649,00 | 632,23 | 775,10 | 740,00 | 714,26 | bar |
| Posición P. iny. max. | 11,10 | 10,70 | 11,0 | 9,40 | 9,60 | 9,60 | ° |

Tal y como se ha podido observar, la condición del combustible AFO que más se ajusta al combustible DFO a 20 °C (condiciones habituales) es a la temperatura de 50 °C (Figura C3- 19). La presión de inyección es sensiblemente superior (5,30%) para el caso del combustible AFO; además, la presión máxima de inyección ocurre 1,5° antes para el caso del combustible AFO.

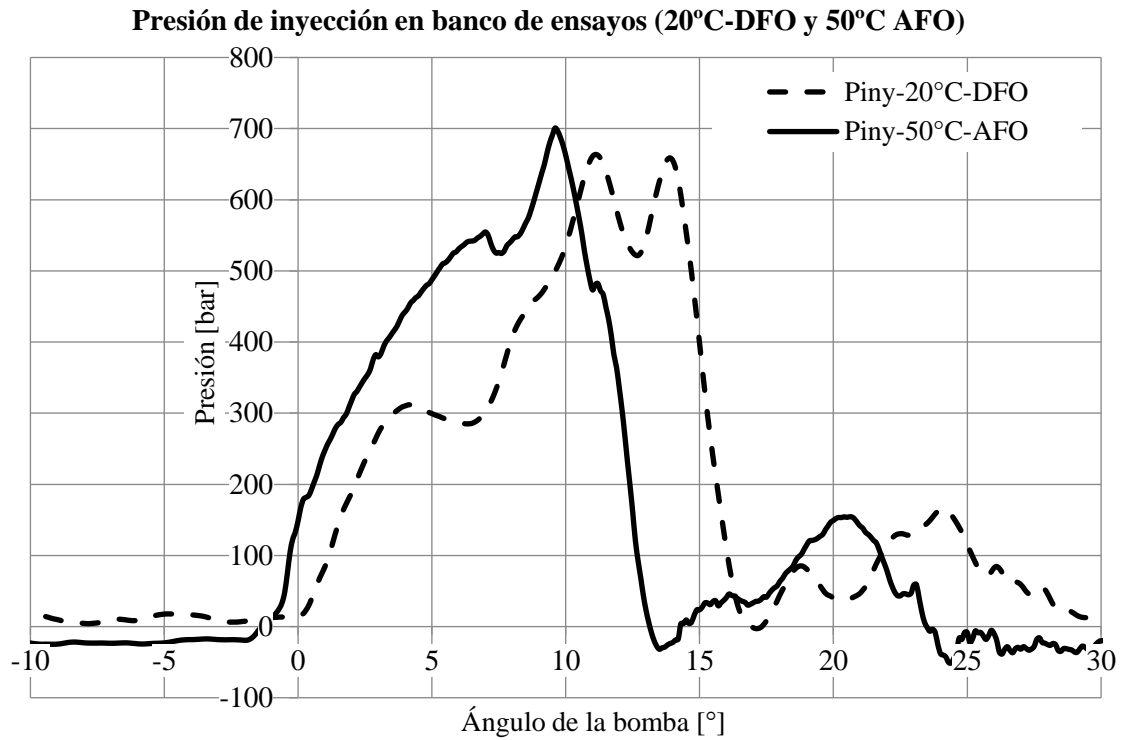


Figura C3- 19. Líneas de presión de inyección para las condiciones de combustible 20°C-DFO y 50°C-AFO

Sin embargo, los datos obtenidos durante los ensayos, han dado pie a otro análisis adicional. Los resultados mostrados en la Tabla C3- 11 presentan una relación casi lineal entre la presión de inyección y la temperatura del combustible; esta circunstancia ocurre para ambos combustibles tal y como se puede apreciar en la Figura C3- 20.

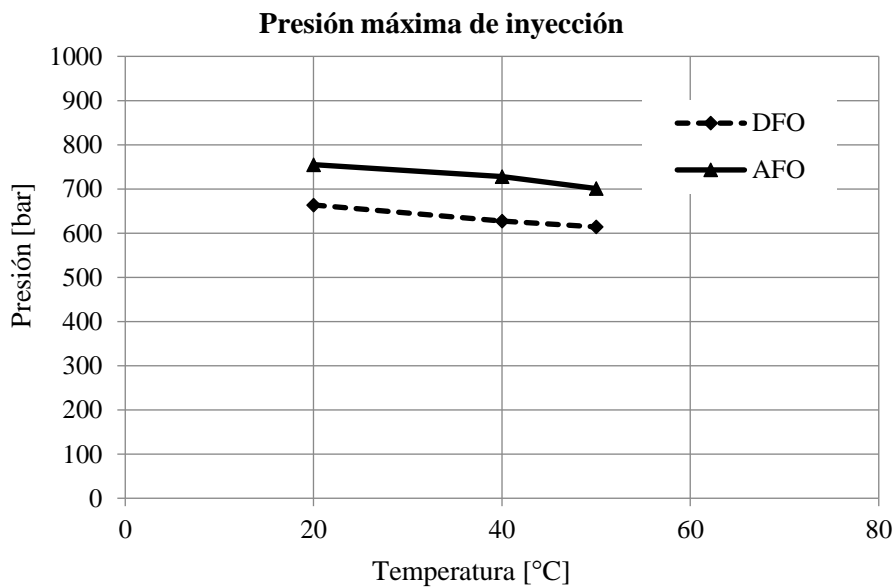


Figura C3- 20. Presión máxima de inyección en función de la temperatura del combustible

Las presiones máximas son superiores para el caso del combustible AFO, del orden del 12-13% en cada punto de temperatura. Mediante las curvas de relación cuasi-lineal entre la presión máxima de inyección y la temperatura se han obtenido las ecuaciones que describen dicha relación (Tabla C3- 12); ambas ecuaciones han demostrado una relación cuasi-lineal con un elevado índice de correlación:

Tabla C3- 12. Relación lineal la presión máxima de inyección y la temperatura del combustible

| Combustible | Ecuación lineal (10 dígitos) | Coefficiente de indeterminación (R^2) |
|-------------|---------------------------------------|---|
| DFO | $y = -1,6755517143x + 696,5115228571$ | 0,996 |
| AFO | $y = -1,7398568571x + 791,7058014286$ | 0,964 |

Mediante las ecuaciones recientemente citadas, se han obtenido los valores calculados de las presiones máximas de inyección para los siguientes valores de temperatura de combustible (Tabla C3- 13):

Tabla C3- 13. Cálculo de las presiones máximas de inyección en función de la temperatura del combustible

| Temperatura [°C] | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| P iny max DFO [bar] | 756,90 | 739,51 | 722,11 | 704,71 | 687,31 | 669,91 |
| P iny max AFO [bar] | 663,00 | 646,24 | 629,48 | 612,73 | 595,97 | 579,22 |

Los valores calculados sugieren un ajuste mejor entre el combustible DFO a 20°C, y el combustible AFO; este ajuste posiblemente lo tendrá el combustible AFO con una temperatura superior a 60°C, incluso muy cercana a 70°C. Sin embargo, la máquina de ensayos de inyección no dispone la opción de calentar un combustible a más de 50°C.

Con lo cual, la condición del combustible AFO a una temperatura de 50 °C ha sido considerada como una aproximación para valorar su tendencia con la temperatura, siendo conscientes de que es posible aumentar su temperatura para alcanzar las condiciones idóneas de viscosidad y acercarlas al combustible DFO en sus condiciones normales de operación.

Aun así, se puede concluir que con el combustible AFO no se alcanzarán las mismas presiones de inyección que se alcanzarán con el DFO, ya que según se incremente la temperatura disminuirá la presión de inyección y el AFO requiere que se caliente a alta temperatura (del orden de 70°C).

3.2. Pruebas en buque pesquero

El embarque realizado por personal de AZTI a bordo del buque pesquero ha consistido, por un lado, en realizar unas pruebas de mar puntuales, aprovechando el periodo de ruta de ida al caladero, y realizar mediciones de todos los parámetros monitorizados durante los cinco puntos de operación del motor descritos anteriormente. Durante esta primera fase, se han empleado ambos combustibles por igual.

Por otro lado, como segunda fase, tras las pruebas realizadas durante el trayecto de ida (ruta al caladero), la actividad del buque normal ha sido monitorizada. El buque ha realizado su operativa de pesca habitual empleando principalmente el combustible alternativo AFO, tal y como se verá más adelante.

El trayecto realizado por el buque durante la marea con personal investigador embarcado ha sido representado en la siguiente Figura C3- 21, donde se diferencian los periodos de ruta y pesca, así como el periodo de pruebas en el comienzo del trayecto de ruta al caladero.

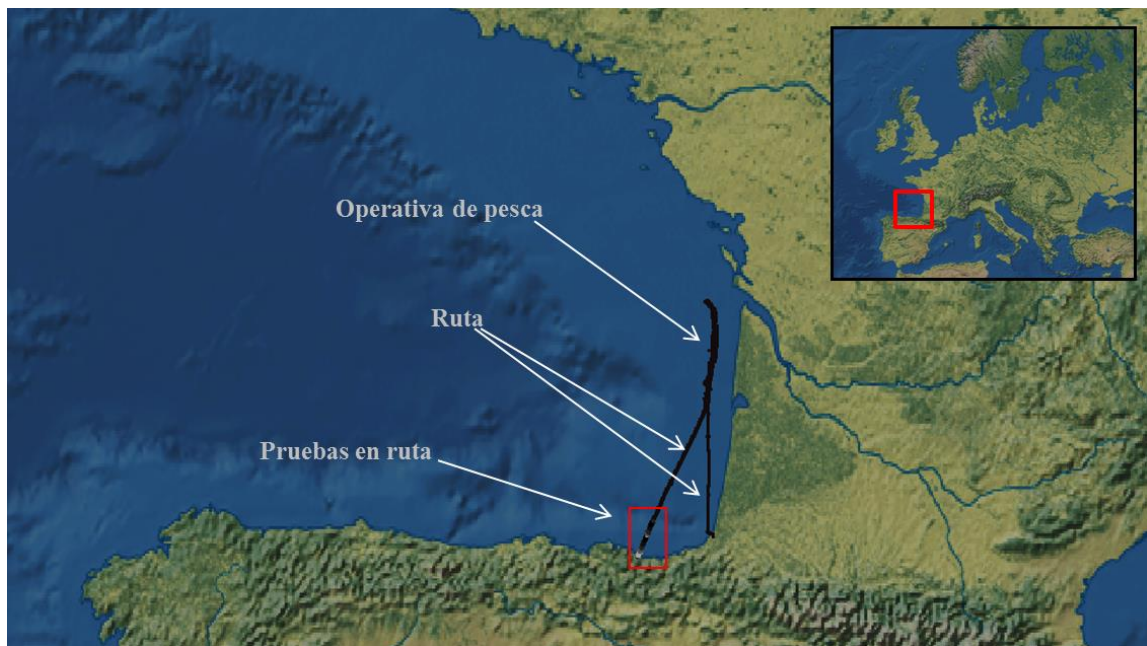


Figura C3- 21. Trayecto realizado por el buque pesquero con personal investigador embarcado

El periodo de ruta, desde salida del puerto hasta la llegada al caladero, es completado normalmente en 12 horas. En este punto el buque navega prácticamente al 100% de las revoluciones del motor (800 rpm), arrastrando el alternador de cola para abastecer la demanda eléctrica del buque en ese momento. La demanda del motor es supeditada a la demanda de la hélice y la demanda eléctrica del buque. Normalmente, en este punto y en condiciones óptimas

de mar, el buque suele navegar a 11 nudos. Dependiendo de las condiciones de carga y de mar, la demanda de potencia del motor es del orden de 70-80% de la potencia nominal del motor.

Al llegar al caladero, el buque reduce la carga del motor hasta el punto de ralentí y en un periodo algo superior a 15 minutos realiza las maniobras de pesca y largado del arte de pesca; que consiste en largar a la mar la red y sus correspondientes puertas de arrastre, que se emplean para lograr y mantener una apertura adecuada y estable de la boca de red. Una vez el arte está en el fondo, comienza la operativa de arrastre de fondo donde el buque navega a 3 nudos tirando del arte. Este proceso dura 3 horas aproximadamente. En este caso, la demanda de potencia corresponde al alternador de cola y al arte de pesca arrastrado, ya que el buque no navega en marcha libre. En esta situación, esta demanda de potencia puede variar entre el 65-75% de la potencia nominal del motor, en un régimen de revoluciones del 75-90%. Durante todo el proceso de arrastre, esta demanda de potencia se mantiene bastante constante, pero en diferentes mareas puede variar, ya que está condicionada a las condiciones ambientales del medio marino.

Una vez transcurrido el tiempo del proceso de arrastre, comienza la virada del arte de pesca para extraer el pescado capturado. Esta maniobra, desde la virada hasta la próxima largada, puede durar alrededor de 45 minutos; de los cuales los primeros 15 minutos corresponden a la virada del arte y el motor opera al ralentí; los siguientes 15 minutos corresponden al desplazamiento entre caladeros, donde el buque navega al 100% de régimen de motor, pero sin el alternador de cola conectado; y los últimos 15 minutos corresponden de nuevo a la largada del arte de pesca, donde el motor vuelve a operar al ralentí. Esta operación de arrastre se repite constantemente hasta el último día de la marea, que corresponde al día de ruta de vuelta al puerto base. La ruta de vuelta se realiza al 100% de régimen de motor, arrastrando el alternador de cola. La duración de esta fase de regreso a puerto se puede estimar entre 4 y 12 horas, en función de la zona de pesca elegida en cada marea.

i. Pruebas en ruta de ida

Las pruebas realizadas el primer día, durante la ruta de ida al caladero, aparecen representadas en la siguiente Figura C3- 22. Se pueden apreciar los distintos puntos de operación de cada prueba en escala de grises.

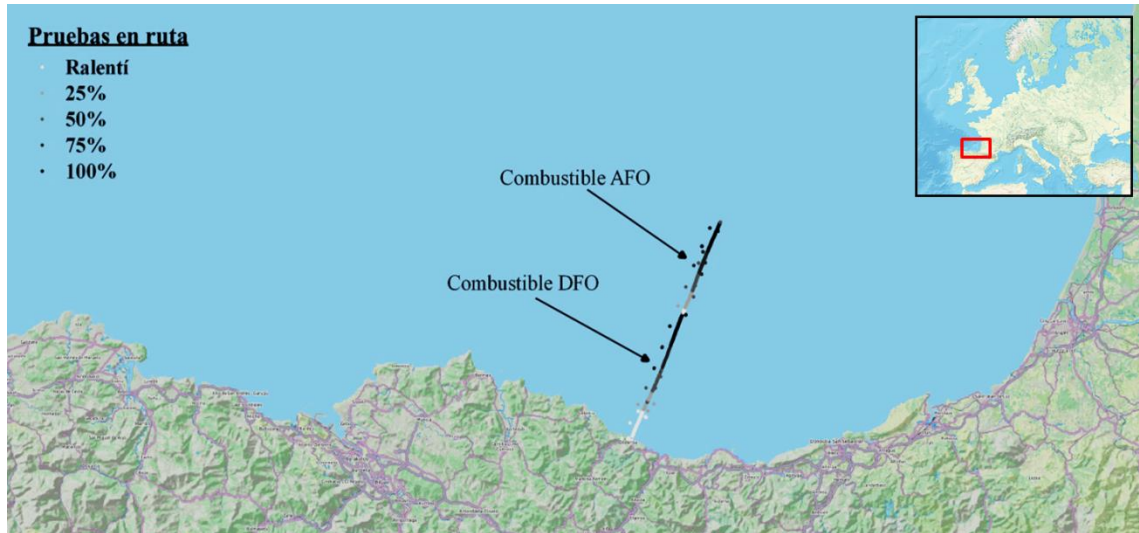


Figura C3- 22. Trayecto realizado por el buque pesquero durante las pruebas en ruta

A continuación (Figura C3- 23) se expone la variación de la velocidad del buque en función de cada punto de operación durante las pruebas de mar en ruta, acorde con la representación observada en el mapa anterior (Figura C3- 22). Primero se han realizado las pruebas con el combustible DFO y posteriormente con el combustible AFO.

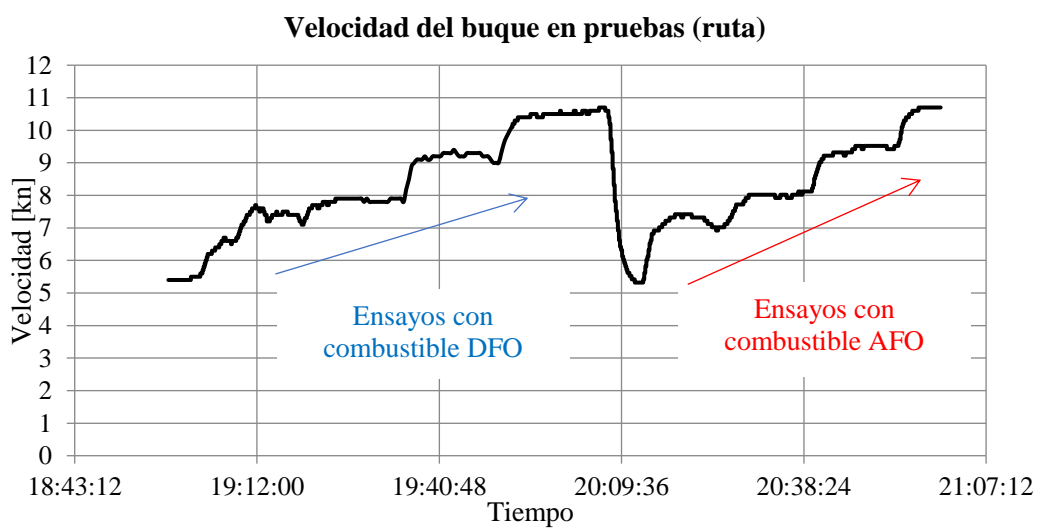


Figura C3- 23. Representación escalonada de la velocidad del buque durante las pruebas de ruta para cada combustible

Parámetros del funcionamiento del motor

El motor principal del buque corresponde a un motor YANMAR 8N21A-UN de 1030kW@800rpm. Durante las pruebas realizadas en el periodo de ruta por personal de AZTI embarcado, la primera prueba ha sido comprobar la dispersión entre la curva cúbica teórica según la ley de la hélice (en marcha libre) y la curva cúbica real, medida por medio del torsiómetro (Figura C3- 24). El torsiómetro, mide la potencia en el eje de cola, con lo que para obtener la curva teórica de la hélice se ha considerado un rendimiento mecánico del 97% de la reductora.

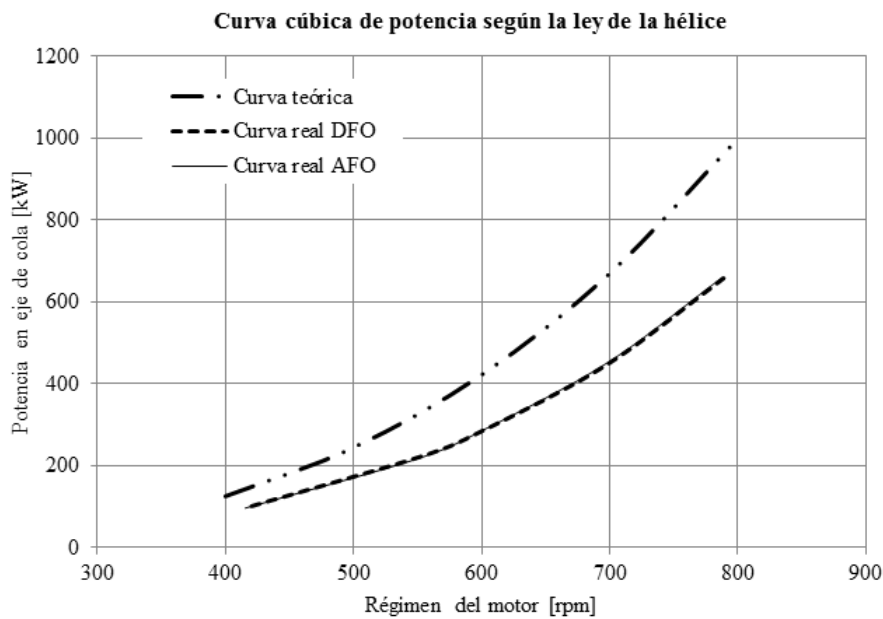


Figura C3- 24. Curva cúbica teórica y real de potencia demandada por la hélice del buque en marcha libre

Tal y como se puede apreciar en la Figura C3- 24, la diferencia entre ambos combustibles en relación a la potencia entregada por la hélice es mínima, con lo que los puntos de ensayo con diferentes combustibles son comparables. Por otro lado, claramente se puede observar también, que la curva real está totalmente alejada de la curva teórica de potencia. Este comportamiento es habitual en el caso de buques arrastreros con hélice de paso fijo, ya que el sistema de propulsión está diseñado para aguantar el tiro del arte de pesca en navegación (durante la pesca de arrastre). En ese punto, la potencia demandada se acerca a la teórica; por otro lado, el sistema propulsivo también está diseñado para acoplar un alternador (generador de cola de 55kW) eléctrico en la reductora; estas citadas pruebas se realizan sin dicho alternador acoplado, que hará que la diferencia entre ambas curvas (real y teórica) disminuya. En la siguiente Tabla C3- 14 se detallan los valores de funcionamiento de motor para ambos combustibles para las pruebas realizadas durante el primer trayecto de ida sin interrumpir la operativa habitual de pesca del buque.

Tabla C3- 14. Parámetros de funcionamiento del motor en cada punto de operación y para cada combustible

| | Ralentí | | 25% potencia | | 50% potencia | | 75% potencia | | 100% potencia | | Unidades |
|--|---------|--------|--------------|--------|--------------|--------|--------------|--------|---------------|--------|----------|
| | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | |
| Régimen motor | 420 | 414 | 552 | 552 | 600 | 600 | 696 | 699 | 792 | 792 | rpm |
| Potencia eje | 100,64 | 95,83 | 222,82 | 216,36 | 283,90 | 285,66 | 445,92 | 451,81 | 660,98 | 661,74 | kW |
| Potencia motor ¹ | 103,75 | 98,79 | 229,71 | 223,05 | 292,68 | 294,49 | 459,71 | 465,78 | 681,42 | 682,21 | kW |
| Velocidad buque | 5,42 | 5,99 | 7,29 | 7,32 | 7,86 | 7,81 | 9,23 | 9,11 | 10,53 | 10,69 | kn |
| Consumo másico (FOC) | 30,57 | 26,79 | 57,47 | 54,07 | 70,79 | 68,99 | 104,04 | 101,85 | 144,85 | 141,89 | kg/h |
| Consumo específico (SFOC) | 294,64 | 271,17 | 250,18 | 242,41 | 241,87 | 234,27 | 226,32 | 218,66 | 212,57 | 207,99 | g/kWh |
| P. sobrealimentación ² | 1,03 | 1,03 | 1,11 | 1,10 | 1,18 | 1,18 | 1,42 | 1,43 | 1,86 | 1,87 | bar |
| Viscosidad ³ | - | 20,99 | - | 17,63 | - | 13,69 | - | 12,73 | - | 12,70 | cSt |
| T ^a combustible ³ | 15,18 | 63,55 | 14,88 | 67,28 | 14,82 | 69,80 | 14,65 | 71,13 | 14,61 | 69,50 | °C |
| T ^a gases salida cilindros ⁴ | 266,47 | 266,50 | 332,42 | 327,15 | 333,58 | 332,41 | 338,80 | 338,57 | 341,58 | 339,80 | °C |
| T ^a gases entrada colectores 1-2-7-8 | 322,38 | 389,24 | 430,55 | 431,64 | 467,82 | 461,49 | 491,09 | 493,86 | 491,35 | 491,09 | °C |
| T ^a gases entrada colectores 3-4-5-6 | 309,36 | 379,69 | 413,70 | 417,49 | 442,95 | 438,80 | 468,35 | 464,51 | 473,37 | 470,51 | °C |
| T ^a salida gases de T/C | 301,78 | 381,67 | 390,02 | 405,88 | 426,57 | 425,07 | 441,06 | 440,93 | 410,54 | 409,19 | °C |

Dónde:

¹ Rendimiento de la reductora 97%.

² Presión absoluta.

³ Temperatura de combustible: para el combustible DFO la temperatura de entrada al motor es medida en el caudalímetro de entrada; sin embargo, la temperatura del combustible AFO es medida en el viscosímetro, junto con la medida de viscosidad del mismo. Únicamente se ha medido la viscosidad del combustible AFO.

⁴ Temperatura salida cilindros: temperatura promedio de gases de escape de todos los cilindros.

El primer punto a estudiar es el parámetro de la viscosidad. Este parámetro ha sido monitorizado para asegurar unas condiciones de combustible AFO aceptables para el motor y sobre todo su sistema de inyección. Además, este valor de viscosidad se ha empleado como señal de entrada de control para el módulo de calentamiento de combustible, con lo que la temperatura del combustible se regulaba en función de la viscosidad del combustible a la entrada del motor. En la siguiente Figura C3- 25 se ha presentado la relación entre la viscosidad y temperatura del combustible.

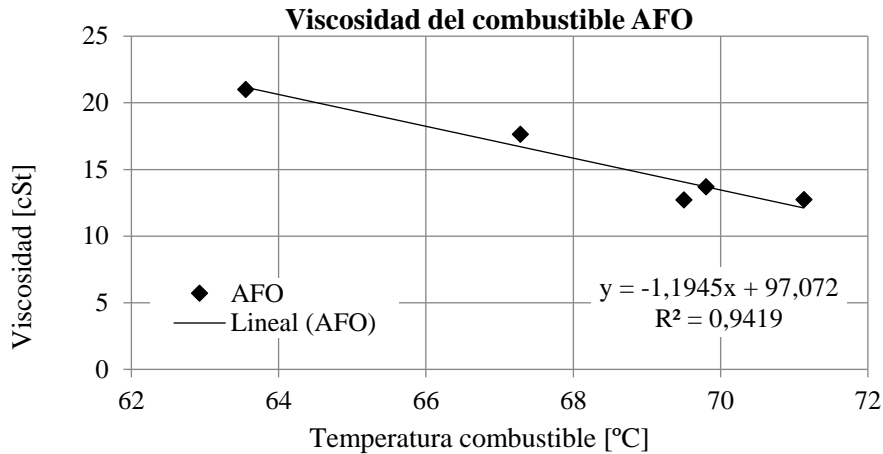


Figura C3- 25. Relación entre la viscosidad y la temperatura del combustible AFO

Según la ecuación lineal obtenida, con una buena correlación entre ambas variables (coeficiente de determinación, R^2 : 0,94), la temperatura límite del combustible AFO donde su viscosidad está en el límite de ser considerado un combustible diésel destilado es de T_{AFO} : 72°C (corresponde a 11 mm²/s a 40°C para combustibles diésel destilados según ISO 8217, [9]). En la siguiente Tabla C3- 15 se detalla el valor de la viscosidad del combustible AFO en función de su temperatura, de acuerdo a la relación lineal obtenida mediante la medición de dichos parámetros.

Tabla C3- 15. Valores de viscosidad y temperatura del combustible AFO

| Temperatura [°C] | Viscosidad [cSt] |
|------------------|------------------|
| 68 | 15,85 |
| 70 | 13,46 |
| 72 | 11,07 |
| 74 | 8,68 |
| 76 | 6,29 |

Sin embargo, los valores de viscosidad obtenidos para las temperaturas no han perjudicado el funcionamiento del motor, debido a que estos motores de media velocidad tienen una mayor permisividad para quemar combustibles más pesados en comparación a un motor de alta velocidad

y los valores de viscosidad en los que se ha suministrado el combustible son valores aceptables para este tipo de motor de acuerdo a las instrucciones del fabricante del motor.

El tipo de combustible obviamente no influye en la velocidad de desplazamiento del buque; la siguiente Figura C3- 26 expone las curvas de velocidad del buque para ambos combustibles, en función del régimen del motor.

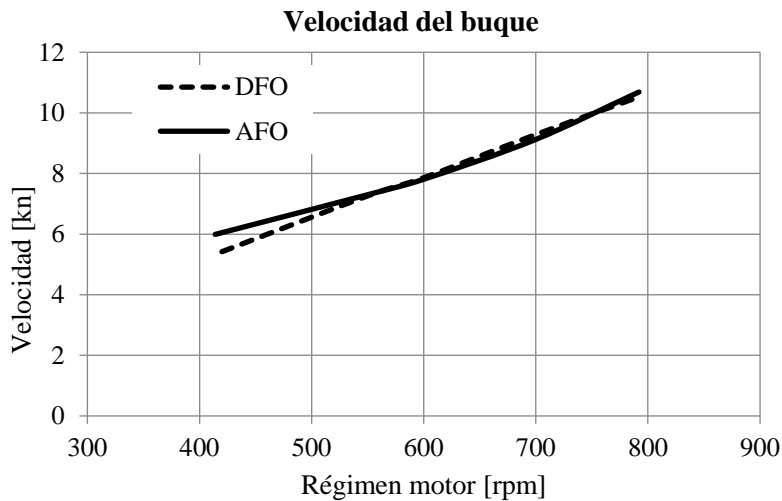


Figura C3- 26. Curva de velocidad del buque en marcha libre

Sin embargo, la tipología del combustible puede afectar al consumo específico del motor. Los resultados de las pruebas han demostrado un menor consumo específico del motor (3-4%) con el empleo del combustible alternativo AFO (Figura C3- 27).

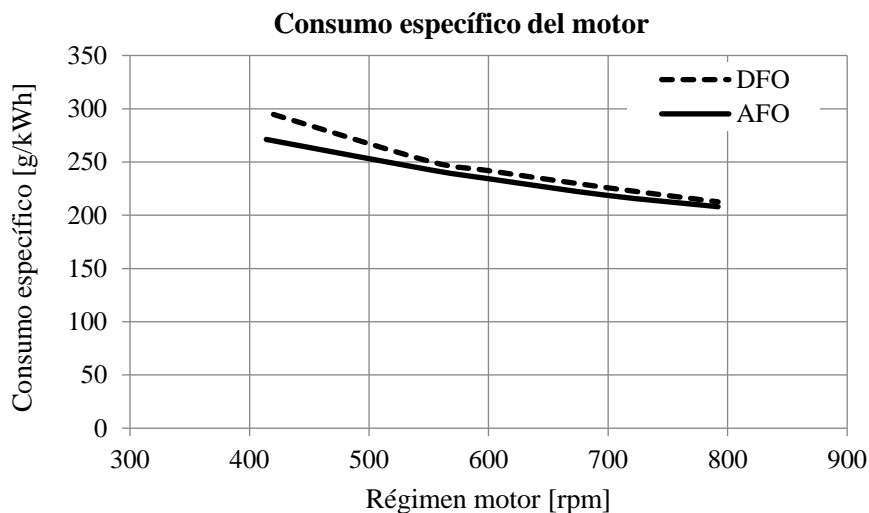


Figura C3- 27. Curva de consumo específico del motor en ausencia de alternador de cola

En términos de energía, es necesario considerar el poder calorífico inferior de ambos combustibles para poder llevar a cabo una comparación. Para el combustible DFO es considerado el valor

nominal del combustible diésel empleado comúnmente en la flota pesquera, y medido en el Capítulo I; PCI DFO (AFO): 44.935,00 kJ/kgK (46.649,00 kJ/kgK). Con este valor, se ha obtenido la curva de consumo específico de energía (SEC) para ambos combustibles. Como se puede apreciar en la Figura C3- 28, para cargas de motor superiores al 25% ambas curvas prácticamente se igualan, debido a que el PCI del combustible AFO es ligeramente superior (~4%) al combustible DFO.

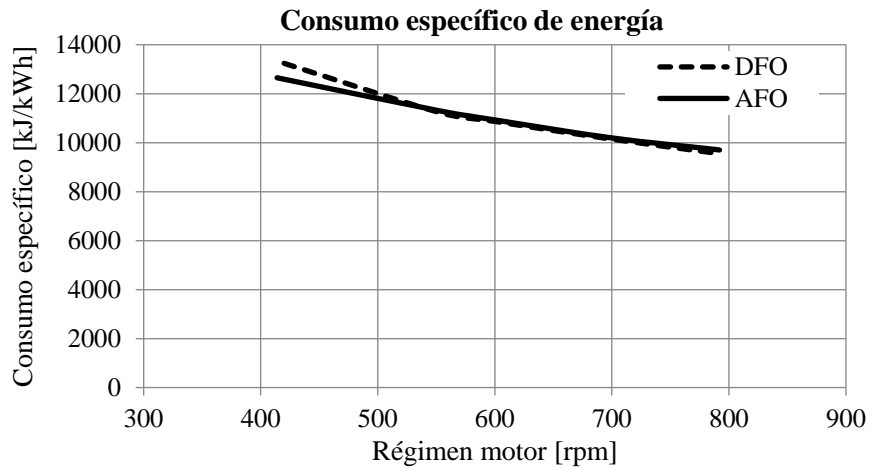


Figura C3- 28. Curva de consumo específico de energía en ausencia de alternador de cola

Una vez se ha obtenido el consumo específico de energía para el motor empleando ambos combustibles, se ha calculado el rendimiento energético del motor según la Ecuación 2 del Capítulo II. En la siguiente Figura C3- 29 se observa una diferencia mínima entre ambos combustibles.

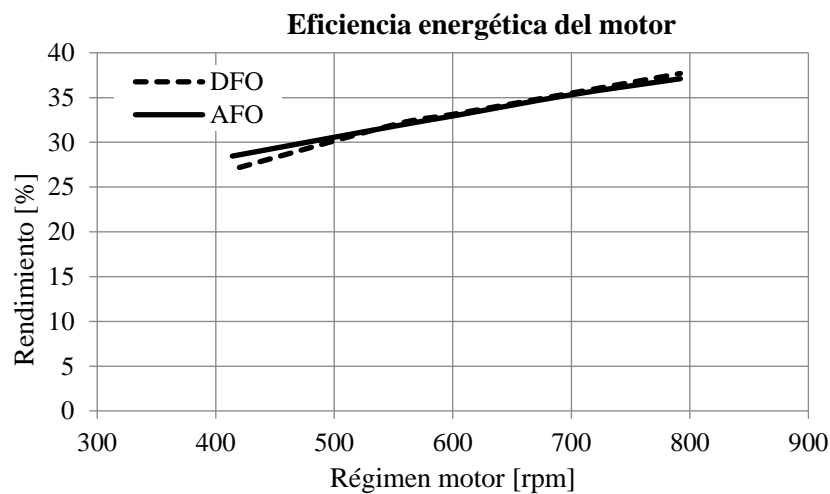


Figura C3- 29. Curva de eficiencia energética del motor en ausencia de alternador de cola

Otro de los parámetros del motor monitorizados ha sido la presión del aire de sobrealimentación tras la salida del turbocompresor y entrada a cilindros (tras enfriador de aire). Según los resultados de estas pruebas, para ambos combustibles los valores de la presión han sido muy similares, tal y como queda representado en la siguiente Figura C3- 30.

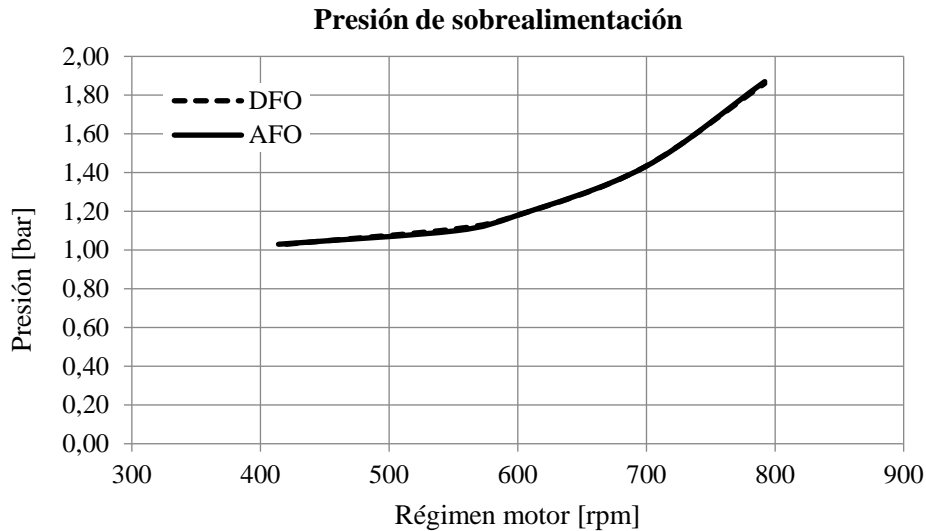


Figura C3- 30. Curva de la presión de sobrealimentación del aire de admisión en función del régimen del motor

Sin embargo, considerando la relación del consumo másico del motor con la presión de sobrealimentación, el motor presenta unos valores de consumo sensiblemente menores para la misma presión de sobrealimentación con el combustible AFO (Figura C3- 31). Esta diferencia está relacionada con el menor consumo específico que presenta el motor quemando el combustible AFO.

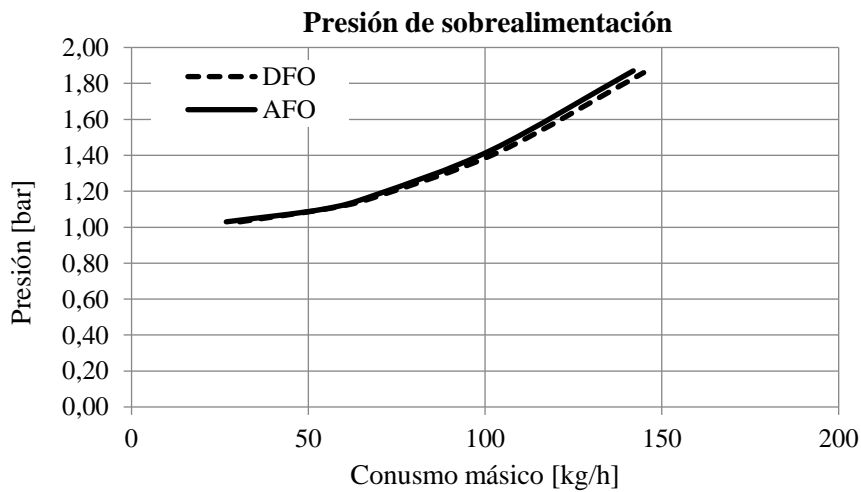


Figura C3- 31. Relación de la presión de sobrealimentación con el consumo másico del motor

La temperatura de los gases de escape también es un parámetro interesante de analizar. En la siguiente Figura C3- 32 se expone la evolución de la curva de temperatura en función del régimen de motor.

El parámetro de temperatura expuesto corresponde al valor promedio de la temperatura de los gases de escape en los dos colectores de escape, correspondientes a los colectores de los cilindros 1-2-7-8 y los cilindros 3-4-5-6, respectivamente.

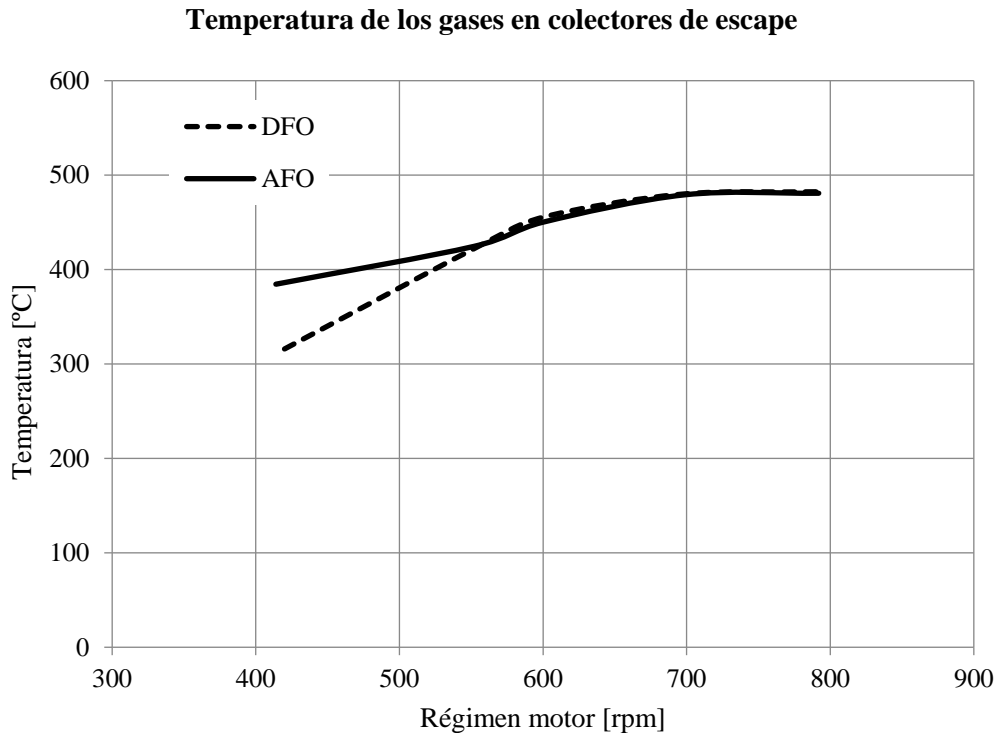


Figura C3- 32. Temperatura de los gases en el colector de gases de escape

Tal y como se puede observar, la temperatura de los gases de escape es similar con el empleo de ambos combustibles, aunque se aprecia un incremento mínimo en el caso del combustible DFO, para cargas de motor superiores al 25%.

En el caso del punto de ralentí, la diferencia detectada entre ambos combustibles puede ser debido a la propia medida; es decir, durante la transición entre ambos combustibles el colector contenía una temperatura elevada debido al último punto probado con el combustible DFO (100%); debido a la inercia térmica del conducto y del propio sensor de medida, la lectura de este primer punto puede haber sido superior a la que corresponde.

Presión de combustión

Durante las pruebas de ruta a caladero se monitorizan también las presiones de combustión (presiones en el cilindro nº2). En la siguientes Figura C3- 33, Figura C3- 34, Figura C3- 35 y Figura C3- 36, se exponen las curvas de presión en el cilindro para los puntos de carga del motor establecidos de 25%, 50%, 75% y 100%, respectivamente.

En todos los casos la presión de combustión es ligeramente superior cuando el motor emplea el combustible destilado habitual DFO. Sin embargo, no se encuentra una uniformidad en cuanto al momento del comienzo de la combustión para ambos combustibles en cada punto de operación. Puede ser debido a la complejidad de la medida en condiciones reales en las que puede encontrarse algún punto de dispersión en la medida y referencia del ángulo de cigüeñal.

En la siguiente Tabla C3- 16, se detallan las presiones máximas de combustión y su posición respecto al ángulo de cigüeñal, para ambos combustibles y situaciones de operación medidas durante el periodo de ruta a caladero, con el alternador de cola desconectado.

Tabla C3- 16. Presiones máximas de combustión y su posición durante las pruebas de ruta

| Carga del motor [%] | Régimen del motor [rpm] | Tipo de combustible [-] | Presión máxima de combustión [bar] | Posición (presión máxima de combustión) [°] |
|---------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------------------|---|
| 25 | 552 | DFO | 78,4 | 14,4 |
| | 552 | AFO | 74,8 | 8,8 |
| 50 | 600 | DFO | 82,4 | 17,3 |
| | 600 | AFO | 80,2 | 17,8 |
| 75 | 696 | DFO | 99,8 | 11,2 |
| | 699 | AFO | 97,2 | 11,6 |
| 100 | 792 | DFO | 118,9 | 7,9 |
| | 792 | AFO | 117,4 | 9,4 |

Tal y como ha sido comentado anteriormente, las presiones máximas de combustión son mayores cuando el motor emplea el combustible DFO. Esta diferencia oscila entre 1-5% y cuanto mayor sea la carga del motor, menor diferencia es apreciada. Sin embargo, los resultados presentan una mayor dispersión en la posición o ángulo del cigüeñal en el que se da el punto de máxima presión. Para bajas cargas cuando el motor emplea el combustible alternativo AFO, su posición ocurre notablemente antes; sin embargo, para cargas superiores al 50%, el punto de máxima presión lo experimenta antes el motor cuando emplea el combustible DFO.

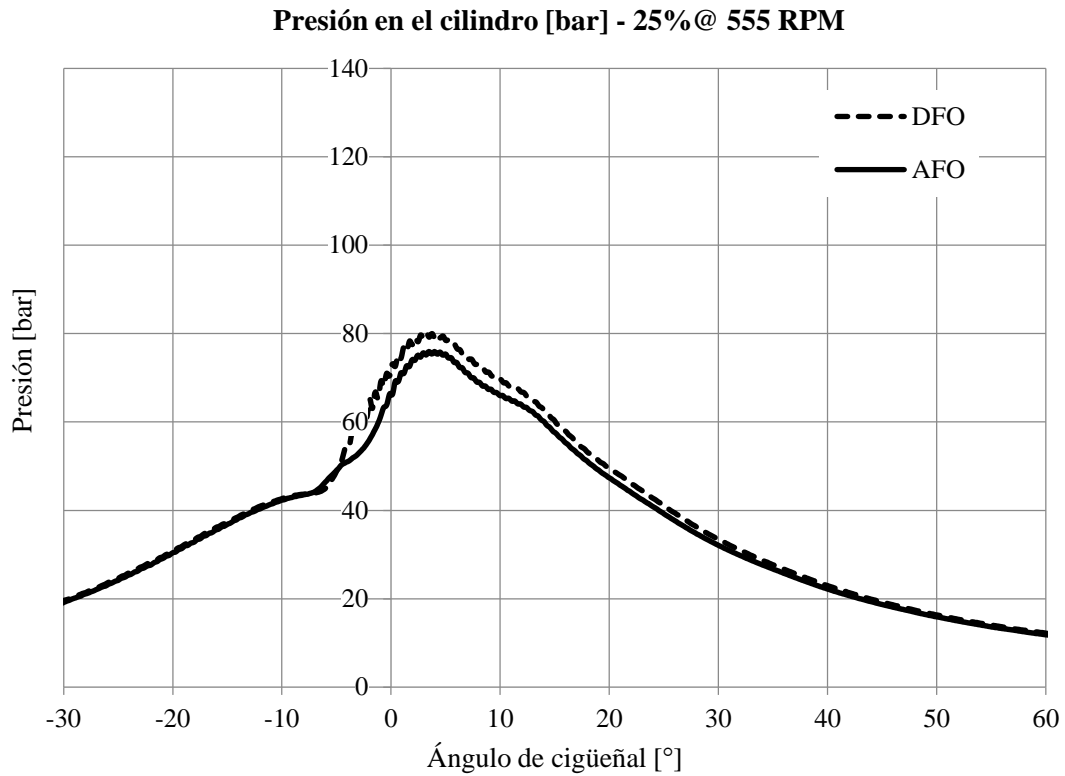


Figura C3- 33. Curva de presión de combustión en ruta al 25% de carga de motor

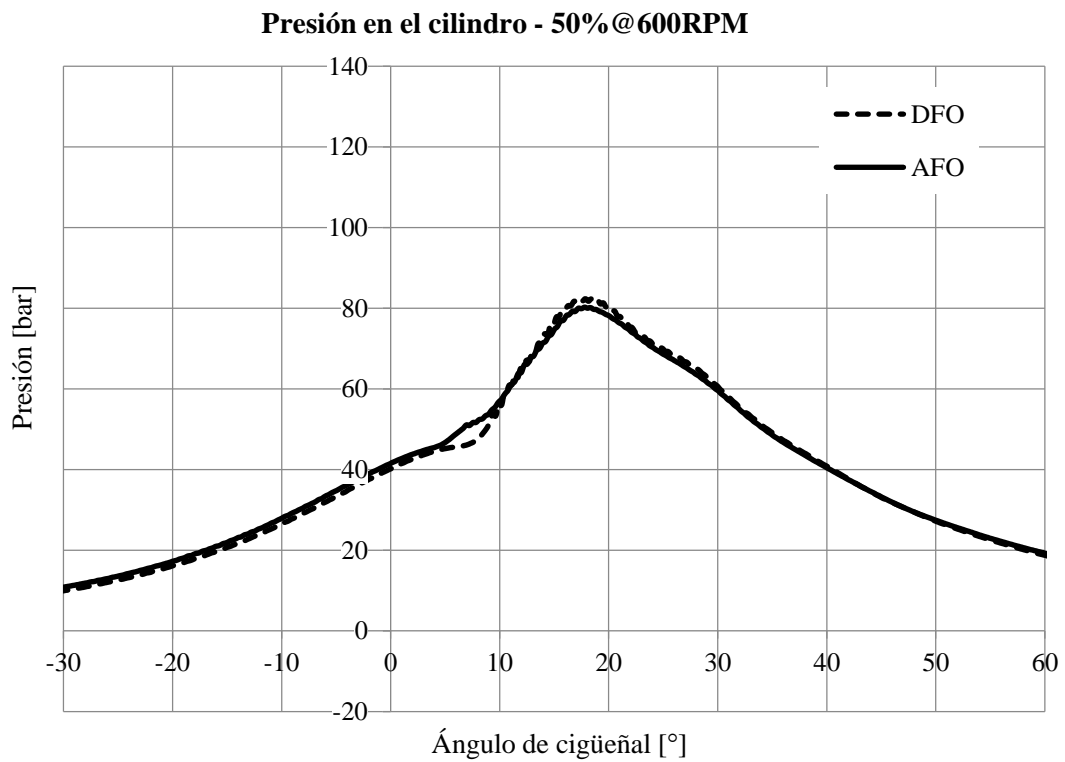


Figura C3- 34. Curva de presión de combustión en ruta al 50% de carga de motor

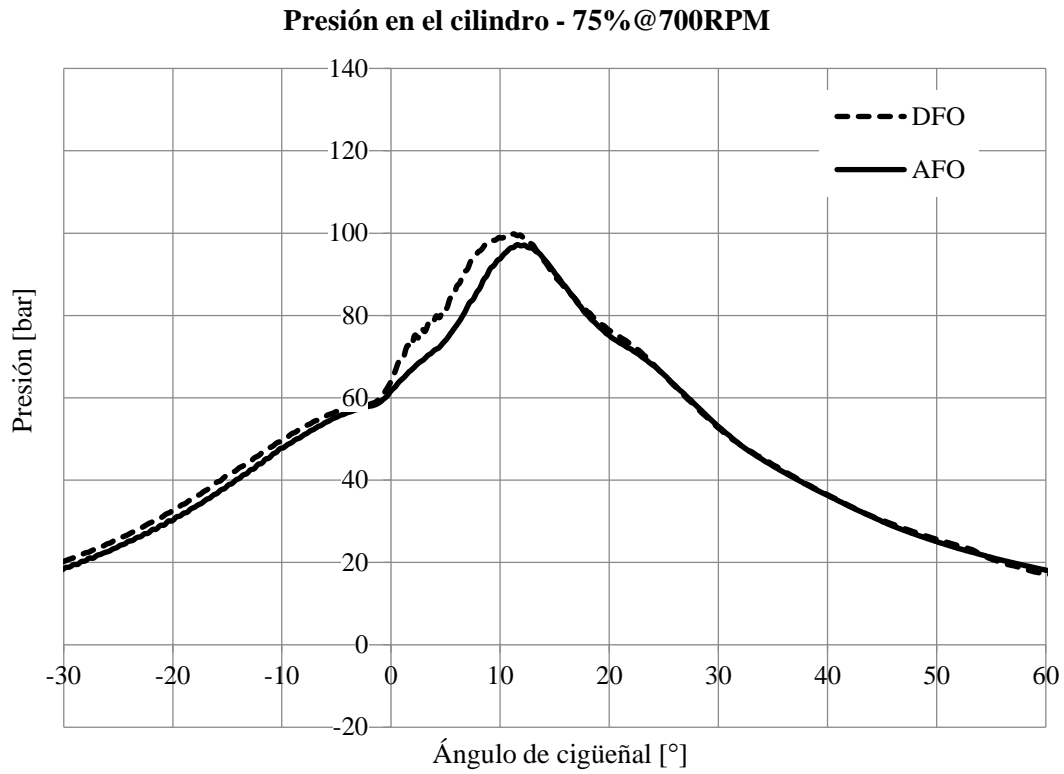


Figura C3- 35. Curva de presión de combustión en ruta al 75% de carga de motor

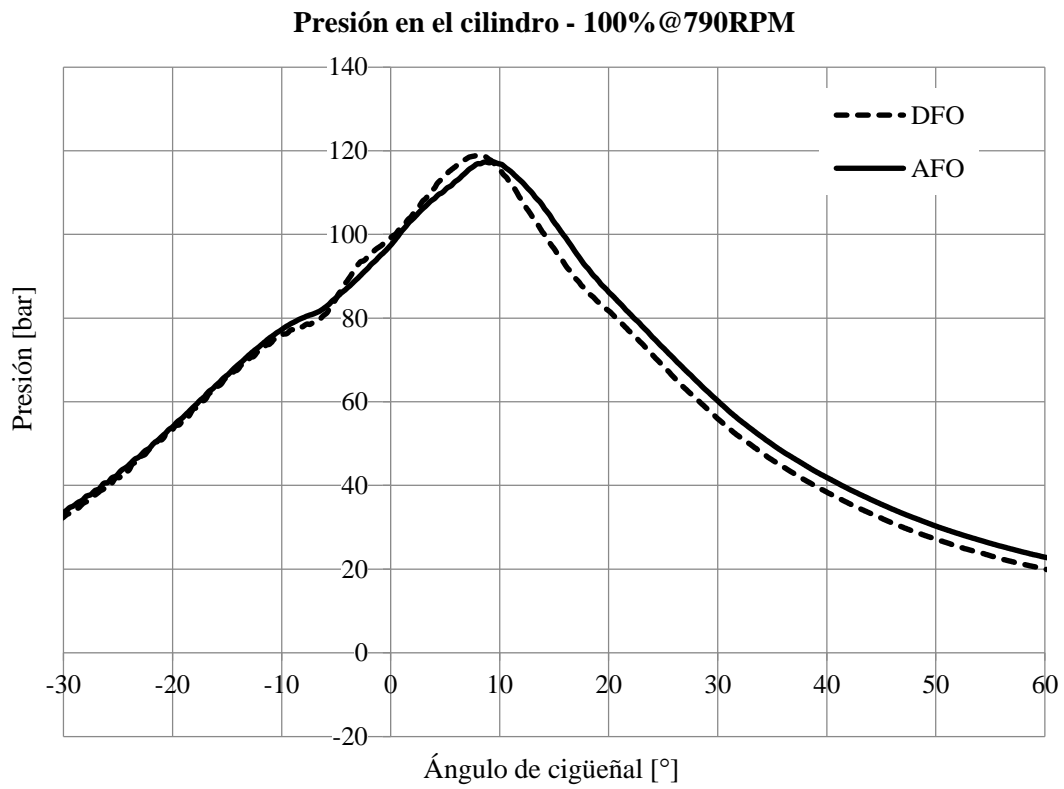


Figura C3- 36. Curva de presión de combustión en ruta al 100% de carga de motor

Presión de inyección

Durante las pruebas de ruta a caladero se monitorizan también las presiones de inyección en el cilindro n°2. En las siguientes Figura C3- 37, Figura C3- 38, Figura C3- 39 y Figura C3- 40, se exponen las curvas de presión de inyección para los puntos de carga del motor establecidos de 25%, 50%, 75% y 100%, respectivamente.

En todos los casos la presión de inyección es ligeramente superior cuando el motor emplea el combustible alternativo AFO. Sin embargo, no se encuentra una uniformidad en cuanto al momento del comienzo de la inyección para ambos combustibles en cada punto de operación. Al igual que en el caso de la presión de combustión, puede ser debido a la complejidad de la medida en condiciones reales en las que puede encontrarse algún punto de dispersión en la medida y referencia del ángulo de cigüeñal. Excepto en el caso de carga de motor del 50%, en el resto de los puntos de prueba, el proceso de inyección comienza antes cuando el motor quema el combustible DFO. En la siguiente Tabla C3- 17 se detallan las presiones máximas de inyección y su posición respecto al ángulo de cigüeñal, para ambos combustibles y situaciones de operación medidas durante el periodo de ruta a caladero, con el alternador de cola desconectado.

Tabla C3- 17. Presiones máximas de inyección y su posición durante las pruebas de ruta

| Carga del motor [%] | Régimen del motor [rpm] | Tipo de combustible [-] | Presión máxima de inyección [bar] | Posición (presión máxima de inyección) [°] |
|---------------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------------------|--|
| 25 | 552 | DFO | 357,7 | 0 |
| | 552 | AFO | 357,8 | 1,2 |
| 50 | 600 | DFO | 332,6 | 5,5 |
| | 600 | AFO | 342,9 | 3,7 |
| 75 | 696 | DFO | 393,5 | 0 |
| | 699 | AFO | 405,9 | 1 |
| 100 | 792 | DFO | 491,2 | 0 |
| | 792 | AFO | 529,7 | 0,3 |

Tal y como ha sido comentado anteriormente, las presiones máximas de inyección son mayores cuando el motor emplea el combustible AFO; esta diferencia oscila entre 1-8%, cuanto mayor sea la carga del motor mayor diferencia es apreciada. Esto resulta contradictorio con los ensayos iniciales en la bomba de inyección. Sin embargo, los resultados presentan una mayor dispersión en la posición o ángulo del cigüeñal en el que se da el punto de máxima presión, aunque las diferencias no son notables.

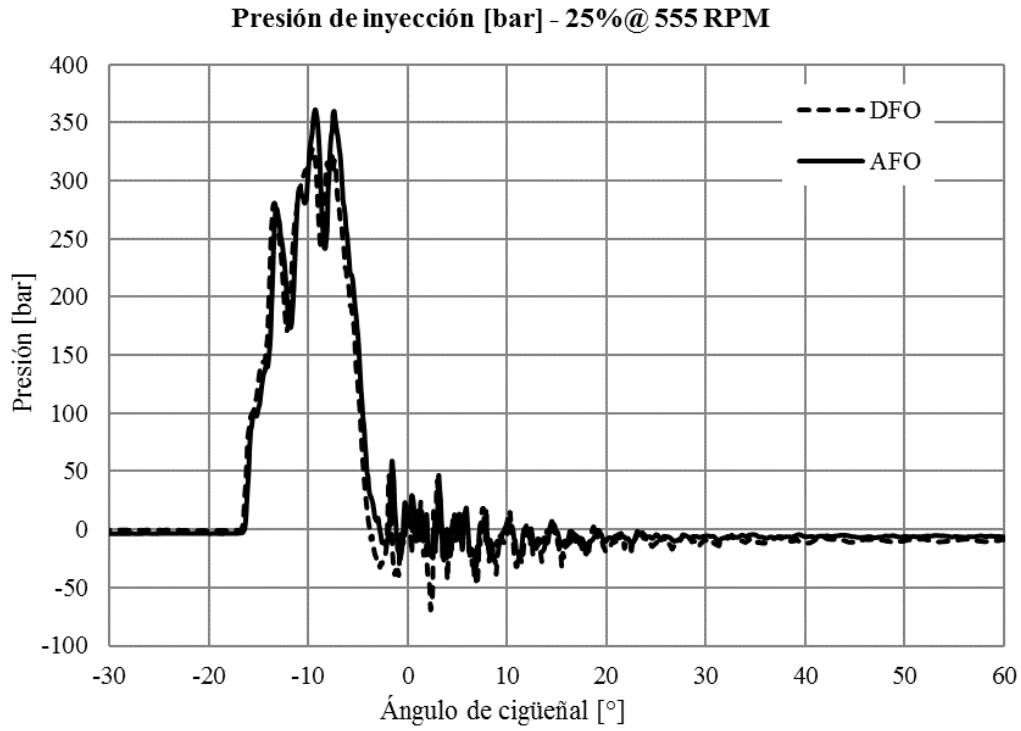


Figura C3- 37. Curva de presión de inyección en ruta al 25% de carga de motor

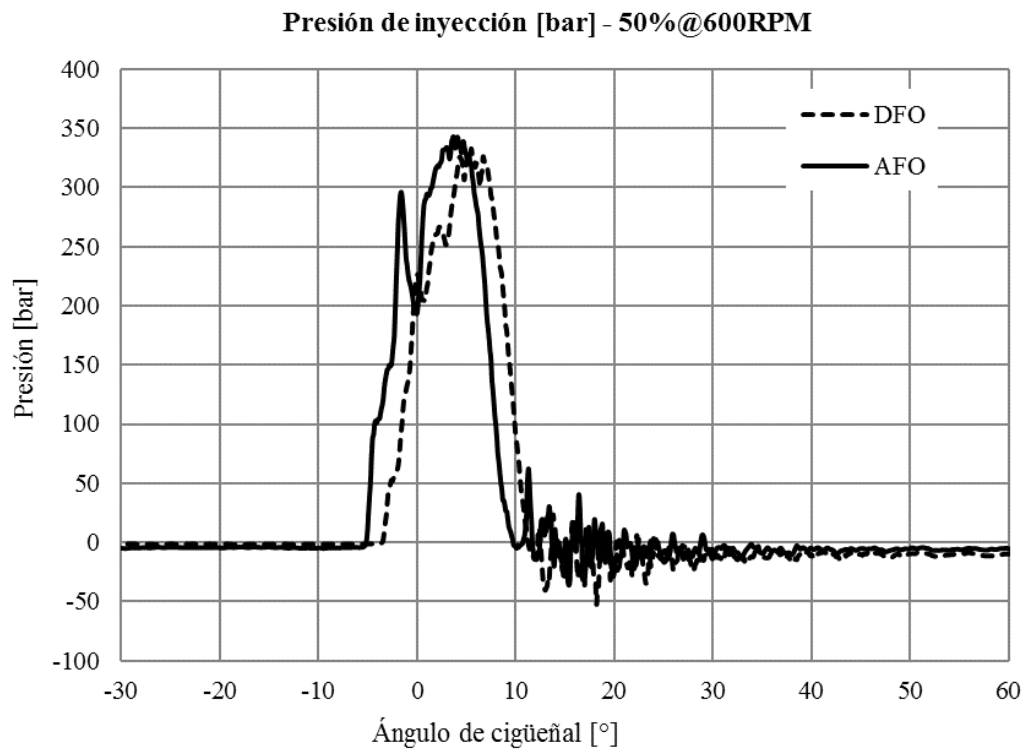


Figura C3- 38. Curva de presión de inyección en ruta al 50% de carga de motor

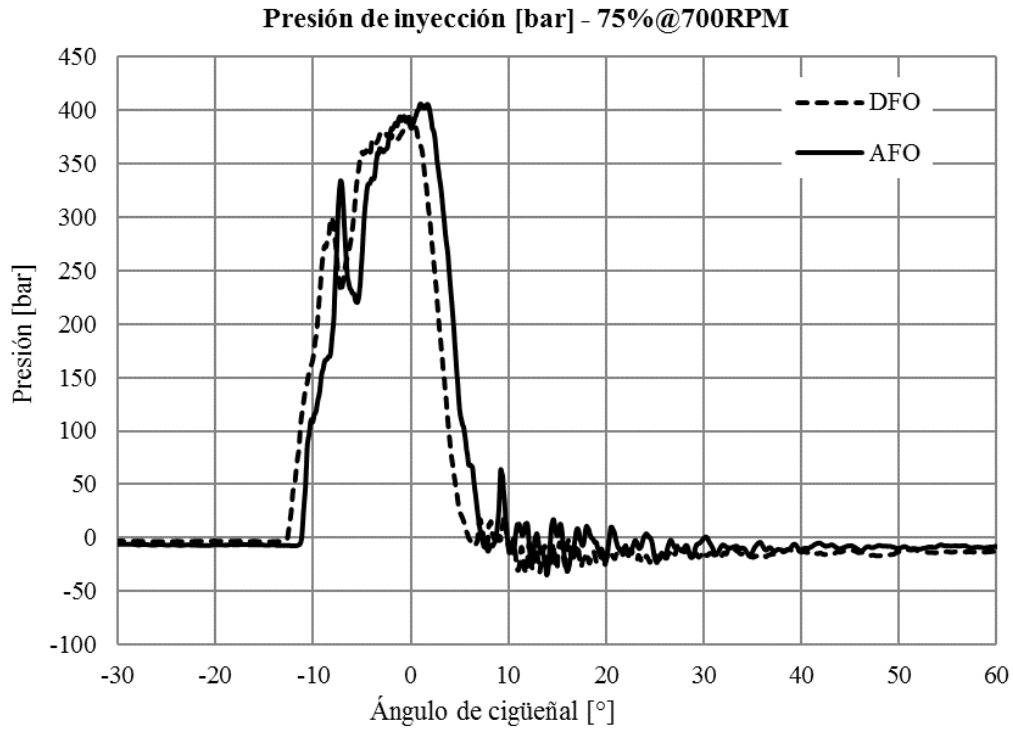


Figura C3- 39. Curva de presión de inyección en ruta al 75% de carga de motor

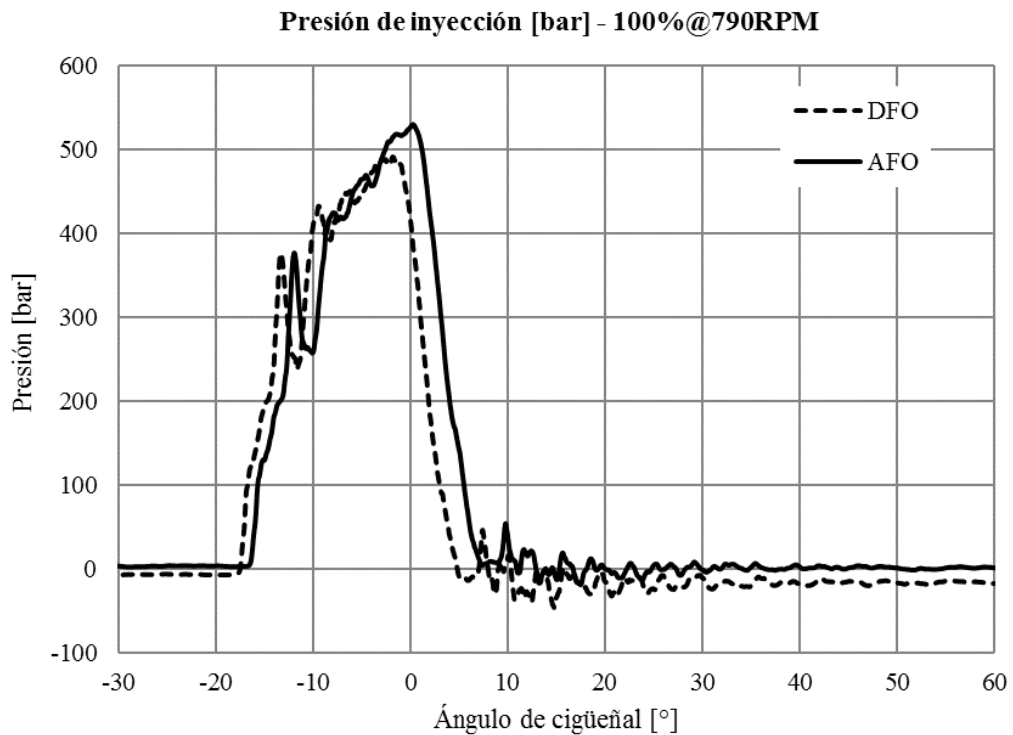


Figura C3- 40. Curva de presión de inyección en ruta al 100% de carga de motor

ii. Monitorización de la operativa de pesca

Durante la segunda fase, se ha monitorizado la actividad pesquera habitual del buque (por encima de los 50.000 registros). El combustible empleado para esta segunda fase principalmente ha sido el combustible AFO; en la siguiente Figura C3- 41 se puede apreciar la diferencia de temperatura del combustible a la entrada del motor. El motor se arranca y se para en DFO, ya que luego cuando se enfría baja la viscosidad del combustible y esto sería negativo para el arranque del motor.

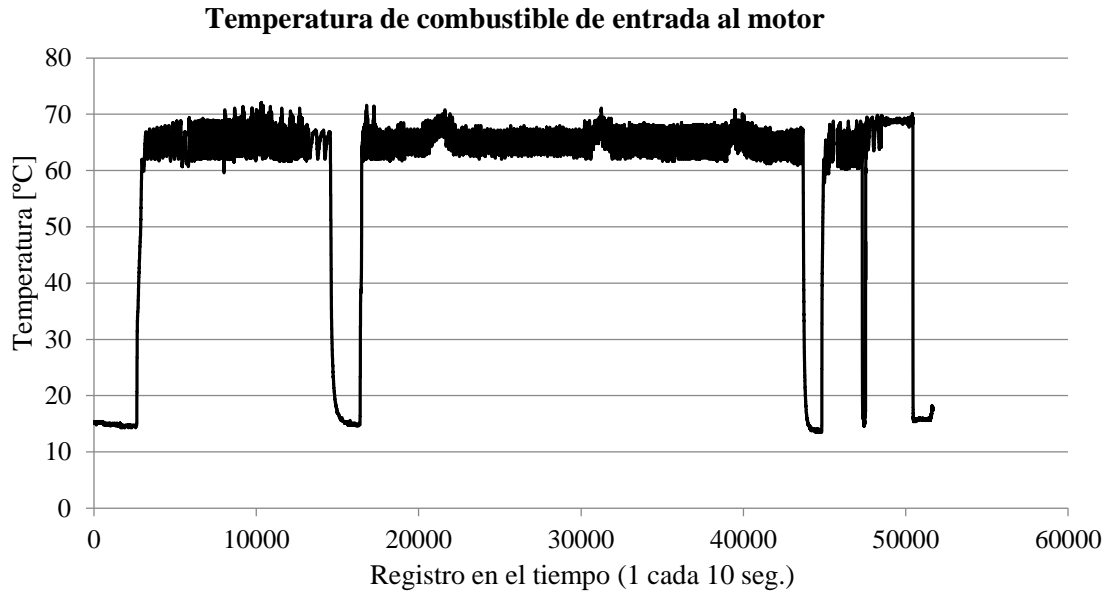


Figura C3- 41. Monitorización de la temperatura de combustible entrada al motor (combustibles AFO y DFO)

Tal y como se puede apreciar, los valores por encima de 60°C corresponden al combustible AFO, debido a la fase necesaria de precalentamiento, y valores inferiores a 20°C corresponden al combustible DFO. De la misma manera en la siguiente Figura C3- 42 se ha representado el trayecto realizado por el buque discriminando por colores los combustibles empleados, de azul el combustible DFO y de rojo el combustible AFO. De la misma manera, la Figura C3- 43 expone el perfil de velocidades de toda la marea donde se pueden apreciar la operativa real del buque.

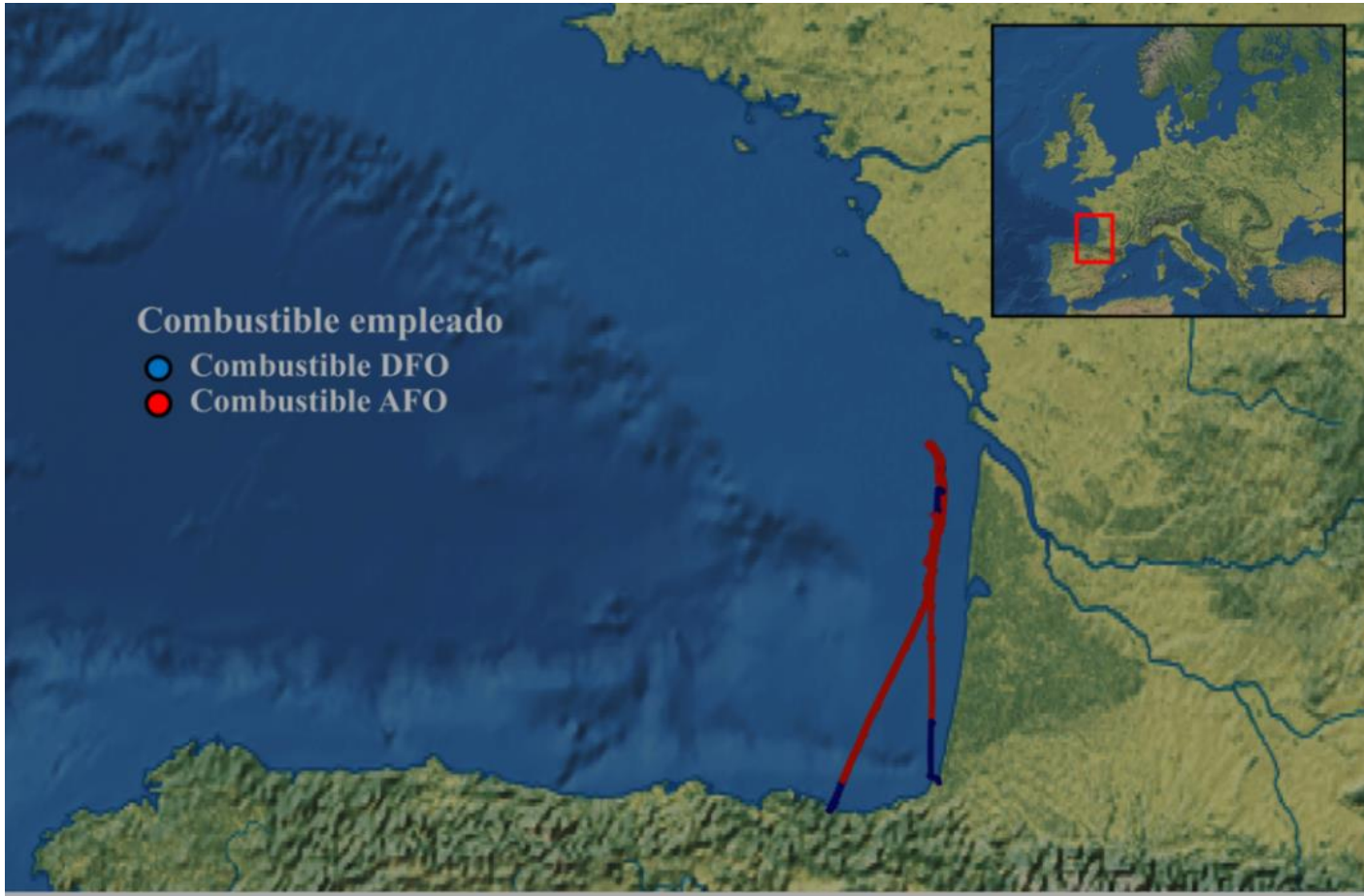


Figura C3- 42. Trayecto diferenciado en función de la temperatura del combustible empleado

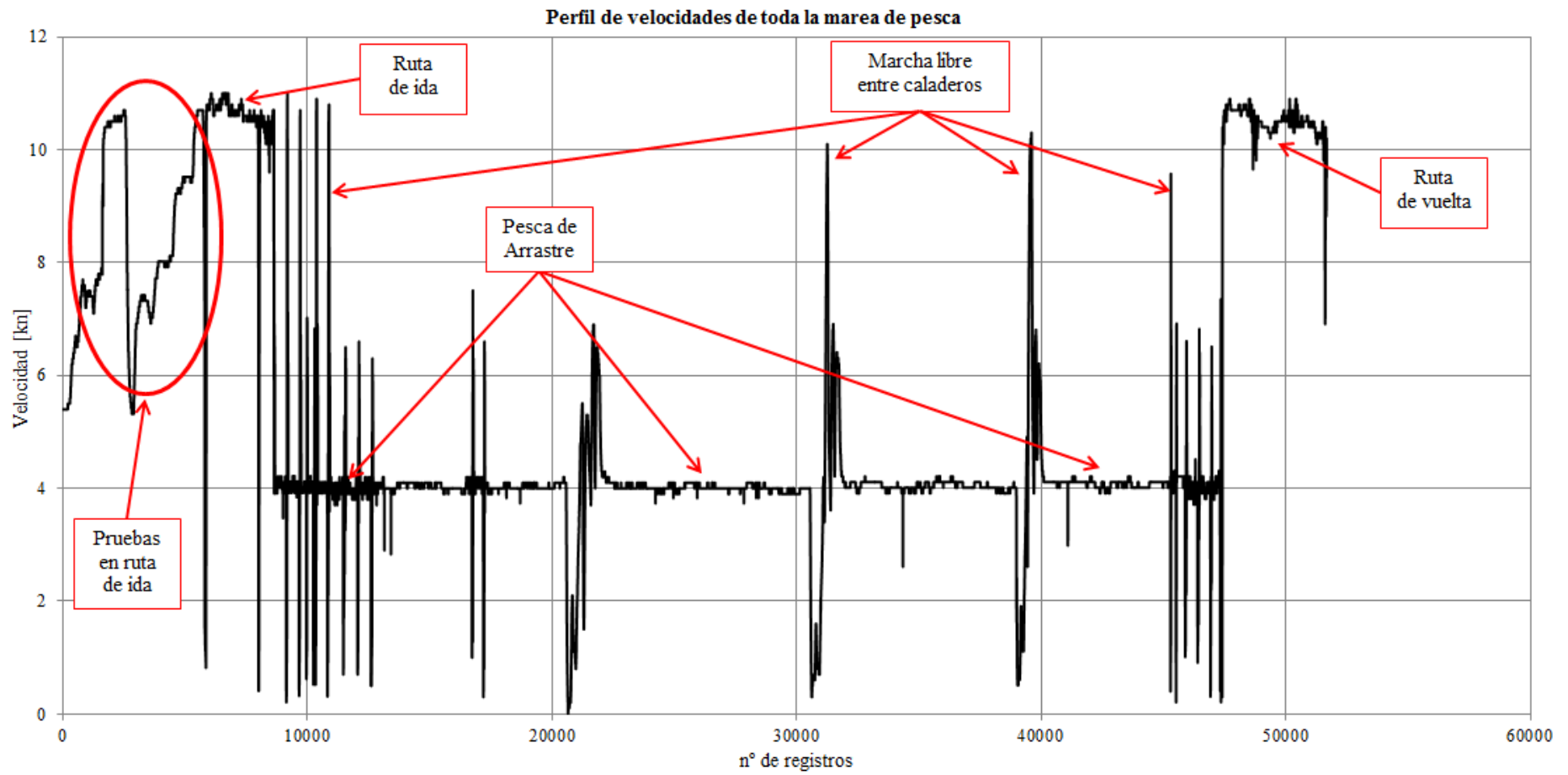


Figura C3- 43. Perfil de velocidades del buque de toda la marea de pesca

Parámetros de funcionamiento del motor

Por otro lado, el funcionamiento del motor de la operativa de arrastre y marcha libre entre caladeros ha sido monitorizado durante toda la marea y tras su análisis, los valores promedio han sido recogidos en la siguiente Tabla C3- 18.

Tabla C3- 18. Parámetros de funcionamiento del motor en operativa real para cada combustible

| Operativa | Arrastre | | Marcha libre | | Unidades |
|-------------------------------|-----------|-----------|--------------|-----------|----------|
| | DFO | AFO | DFO | AFO | |
| Combustible | DFO | AFO | DFO | AFO | - |
| Régimen motor | 690,90 | 689,22 | 792,41 | 791,59 | rpm |
| Potencia eje | 573,49 | 568,43 | 655,20 | 665,75 | kW |
| Potencia motor | 631,35 | 628,47 | 675,47 | 686,34 | kW |
| Velocidad buque | 4,04 | 4,04 | 10,51 | 10,62 | kn |
| Consumo másico | 136,42 | 134,40 | 146,28 | 145,74 | kg/h |
| Consumo específico | 216,07 | 213,84 | 216,56 | 212,34 | g/kWh |
| PCI | 44.935,00 | 46.649,00 | 44.935,00 | 46.649,00 | kJ/kg |
| SEC | 10.252,02 | 10.536,90 | 9.731,07 | 9.905,30 | kJ/kWh |
| EEE | 37,1 | 36,1 | 37,0 | 36,3 | % |
| P. sobrealimentación | 1,70 | 1,71 | 1,87 | 1,91 | bar |
| Viscosidad | - | 15,90 | - | 14,75 | cSt |
| Tª combustible2 | 14,25 | 70,89 | 16,26 | 73,62 | °C |
| Tª salida cilindros3 | 373,02 | 375,15 | 345,86 | 347,88 | °C |
| Tª entrada colectores 1-2-7-8 | 535,45 | 534,89 | 493,79 | 495,76 | °C |
| Tª entrada colectores 3-4-5-6 | 514,12 | 517,91 | 476,13 | 476,70 | °C |
| T promedio colectores | 524,78 | 526,40 | 484,96 | 486,23 | °C |
| Tª salida T/C a escape | 463,72 | 462,38 | 411,06 | 409,86 | °C |

Al igual que ha ocurrido en las pruebas de la ruta de ida el consumo específico del motor es sensiblemente inferior (1%) cuando el motor quema el combustible AFO. Sin embargo, considerando que el combustible AFO cuenta con un PCI superior (4%), el consumo específico de energía será ligeramente superior para el caso del combustible AFO (3%). A su vez, en relación a la eficiencia energética del motor, según la Ecuación 2 descrita en el Capítulo II, para ambas operativas presentan valores similares.

Los valores de viscosidad y temperatura del combustible alternativo AFO para ambas operativas presentan una tendencia diferenciada, aunque sea mínima; tal y como se puede observar en los valores proporcionados, no se cumple la relación de a mayor temperatura menor viscosidad; esto

puede ser debido a la precisión del equipo de medida; esta medida, que proporciona una información sobre la compresibilidad del fluido, es compleja.

En cuanto a la presión de sobrealimentación, y las temperaturas de escape, al igual que el estudio anterior, ambos combustibles presentan valores muy similares.

Proceso de combustión

La presión de combustión del cilindro nº 2 ha sido monitorizada en todo momento. En las siguientes Figura C3- 44 y Figura C3- 45 han sido expuestas las curvas de presión de combustión para la operativa de arrastre y de marcha libre, respectivamente.

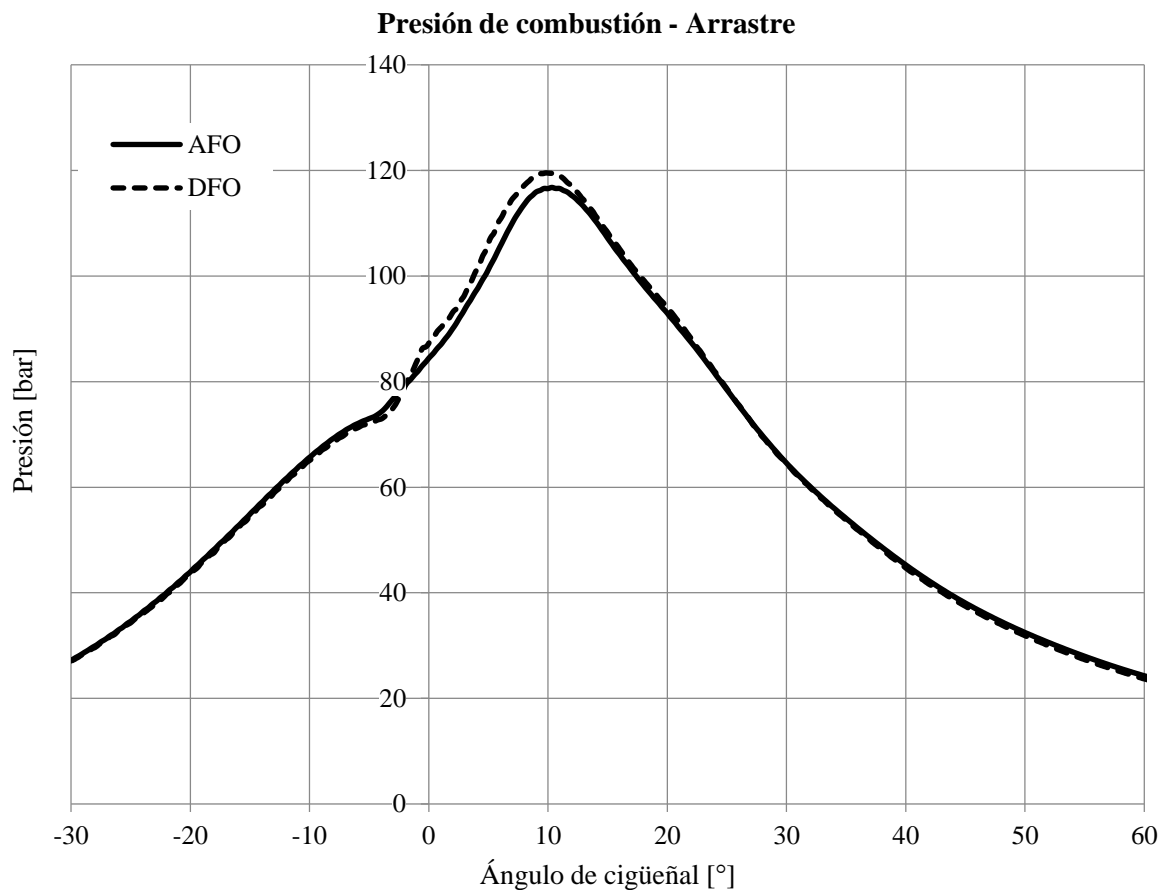


Figura C3- 44. Curva de presión de combustión para la operativa pesquera de arrastre

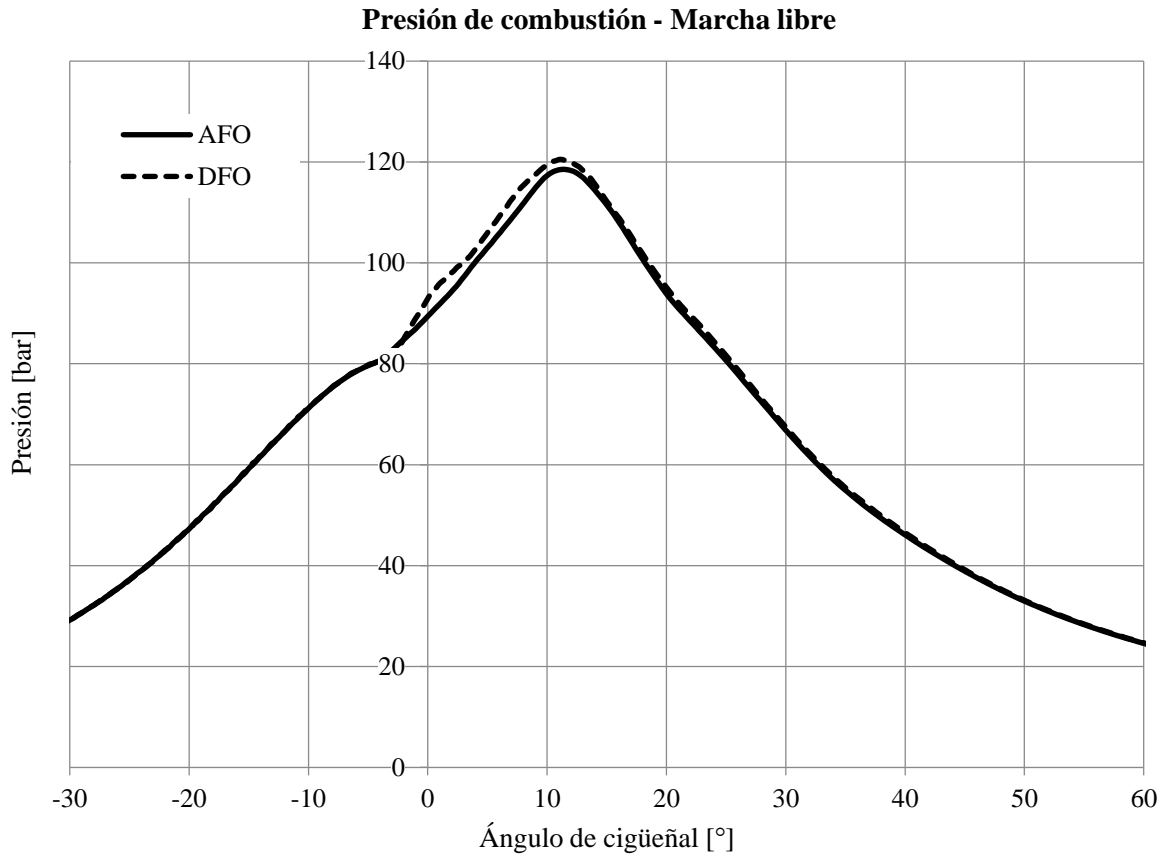


Figura C3- 45. Curva de presión de combustión para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros

En ambos casos, la presión máxima de combustión es superior cuando el motor emplea el combustible destilado DFO. La siguiente Tabla C3- 19 expone los parámetros que determinan las características del proceso de combustión.

Tabla C3- 19. Parámetros del proceso de combustión para ambas operativas pesqueras.

| Operativa | Combustible | P. max [bar] | Posición P. max [°] | I05 ¹ [°] | I10 [°] | I50 [°] | I90 [°] | Duración ² [°] | SOC ³ [°] | EOC [°] |
|--------------|-------------|--------------|---------------------|----------------------|---------|---------|---------|---------------------------|----------------------|---------|
| Arrastre | DFO | 119,54 | 9,80 | 0,20 | 5,99 | 27,20 | 63,84 | 63,65 | -4,5 | 74,21 |
| | AFO | 116,78 | 10,30 | -1,82 | 4,64 | 24,19 | 62,32 | 64,14 | -3,8 | 73,16 |
| Marcha libre | DFO | 120,51 | 11,10 | -1,80 | -0,25 | 10,02 | 48,28 | 50,08 | -4,9 | 63,15 |
| | AFO | 118,54 | 11,40 | -1,13 | 1,36 | 10,73 | 51,20 | 52,33 | -4,6 | 63,67 |

Dónde:

¹ IXX: fracción de la masa quemada; XX representa el % de la fracción de la masa quemada.

² Duración: I90-I05.

³ SOC: El comienzo de la combustión es considerado cuando la curva de liberación de calor se convierte en positiva (desde valores negativos) antes del PMS.

Para ambos casos, arrastre y marcha libre, la presión máxima de combustión es un 2% superior para el caso de emplear el combustible DFO. También, para ambos casos ocurre sensiblemente antes para el caso del combustible DFO. La duración del proceso de combustión es similar para ambos combustibles, acaso algo superior para el caso de emplear el combustible alternativo AFO. Sin embargo, la duración del proceso de combustión es diferente entre la operativa de arrastre y de marcha libre; esto es debido a que la evolución de la fracción de la masa quemada difiere entre ambas operativas. Puede deberse razones exclusivas de la medida y cálculo de dichos parámetros. O puede deberse también al distinto régimen de giro empleado para ambas operativas; en arrastre, el régimen de giro es menor, sin embargo, la carga térmica en el cilindro es mayor. Se puede observar también en las siguientes figuras, de liberación de calor y su acumulado donde el valor pico en el caso de arrastre es superior al de marcha libre; lo mismo ocurre con la temperatura pico de combustión.

Realizando un análisis de la combustión más exhaustivo, se ha llevado a cabo el análisis de la liberación de calor del combustible durante el proceso de combustión. En las siguientes Figura C3- 46 y Figura C3- 47 se presentan las curvas de liberación de calor para la operativa de arrastre y marcha libre, respectivamente.

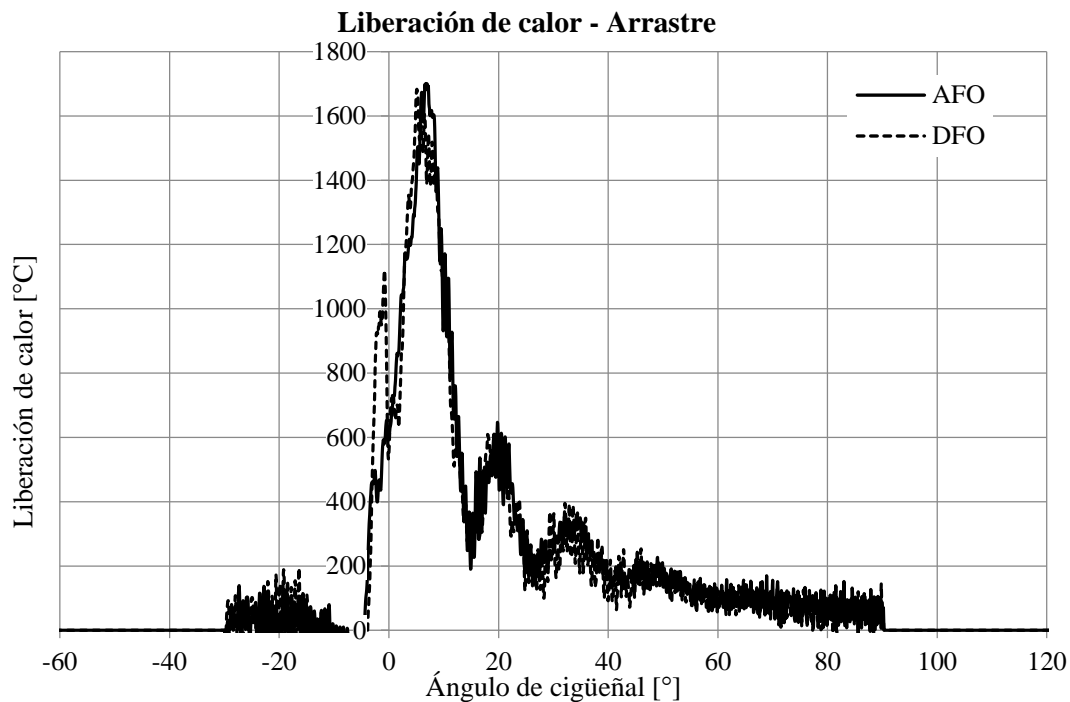


Figura C3- 46. Curva de liberación de calor para la operativa pesquera de arrastre

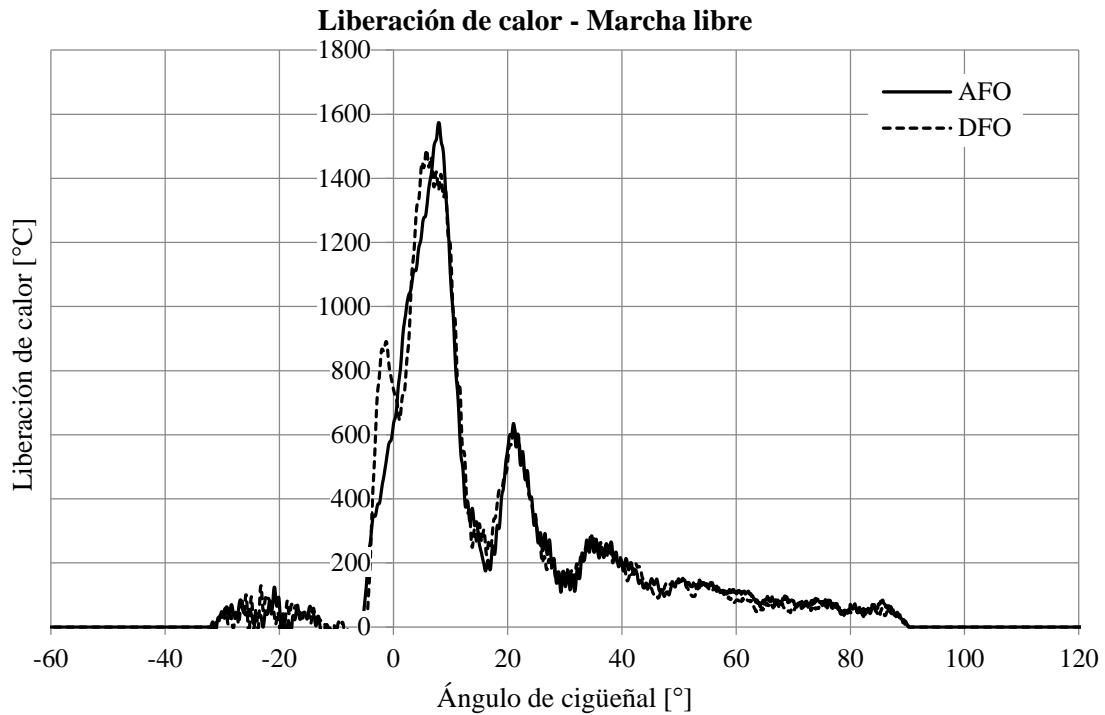


Figura C3- 47. Curva de liberación de calor para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros

Tal y como se puede apreciar en la Figura C3- 48 y Figura C3- 49, hasta llegar a la presión máxima de combustión, la mayor energía liberada es sensiblemente superior para el combustible DFO; después, hacia el final del proceso de la combustión para el caso de marcha libre la diferencia entre ambos combustibles es algo mayor.

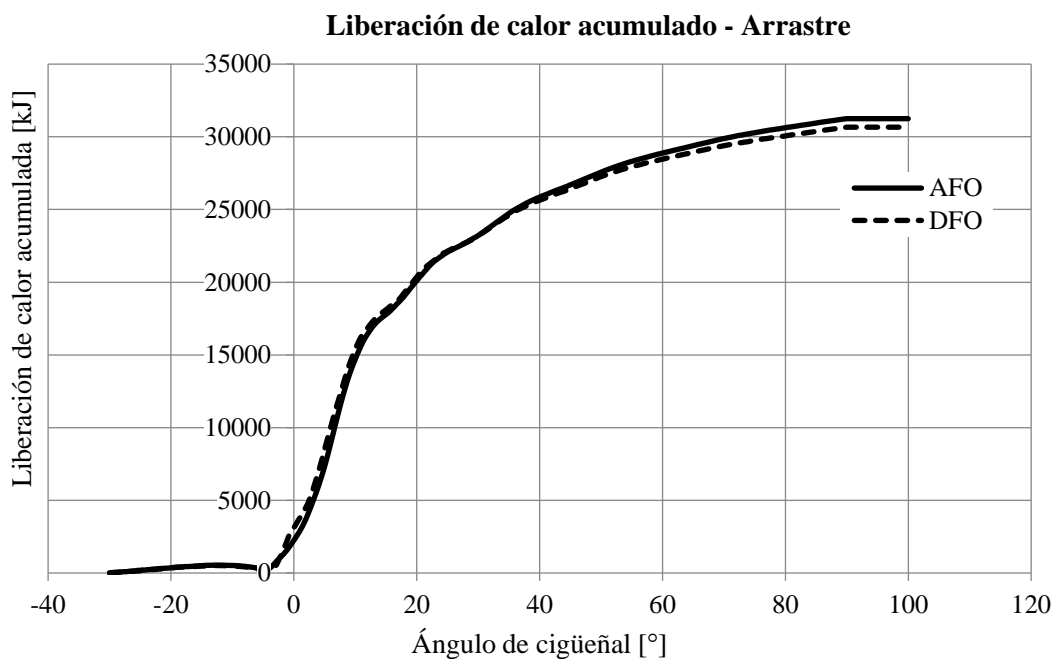


Figura C3- 48. Curva de liberación de calor acumulado para la operativa pesquera de arrastre

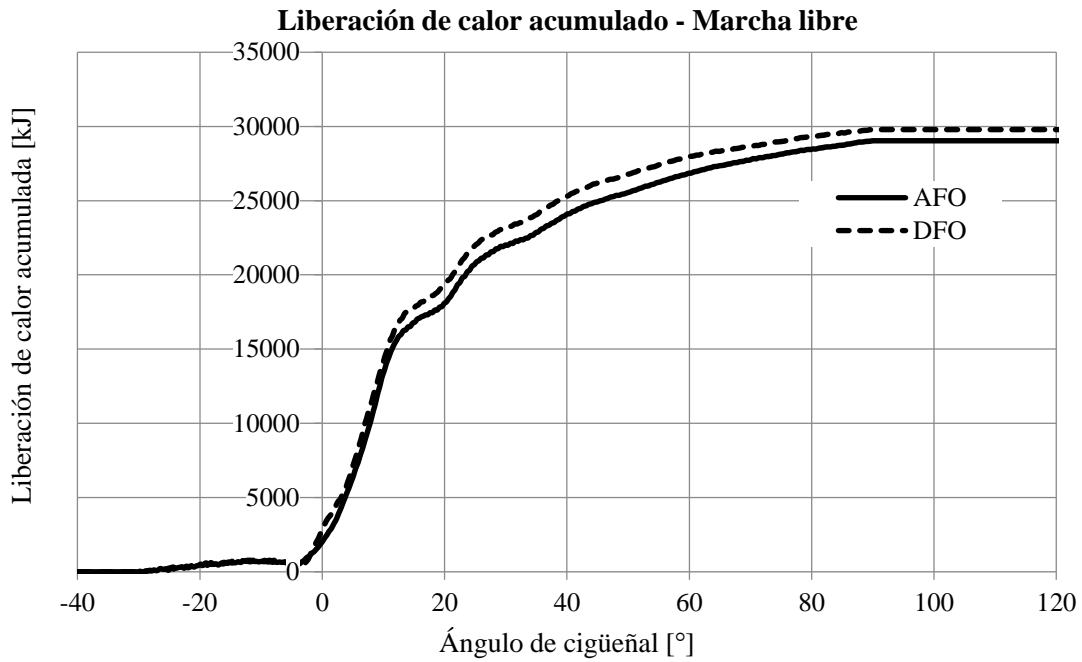


Figura C3- 49. Curva de liberación de calor acumulado para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros

Lo mismo queda reflejado en las curvas de temperatura de combustión (Figura C3- 50 y Figura C3- 51) para ambos combustibles y operativas de pesca.

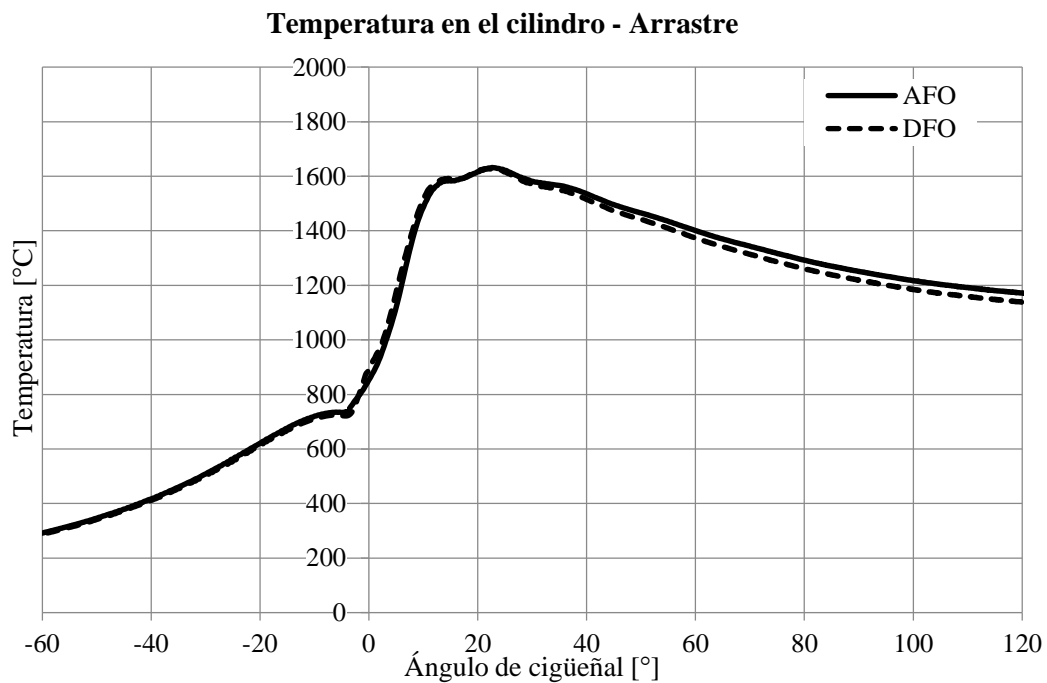


Figura C3- 50. Curva de la temperatura en el cilindro para la operativa pesquera arrastre

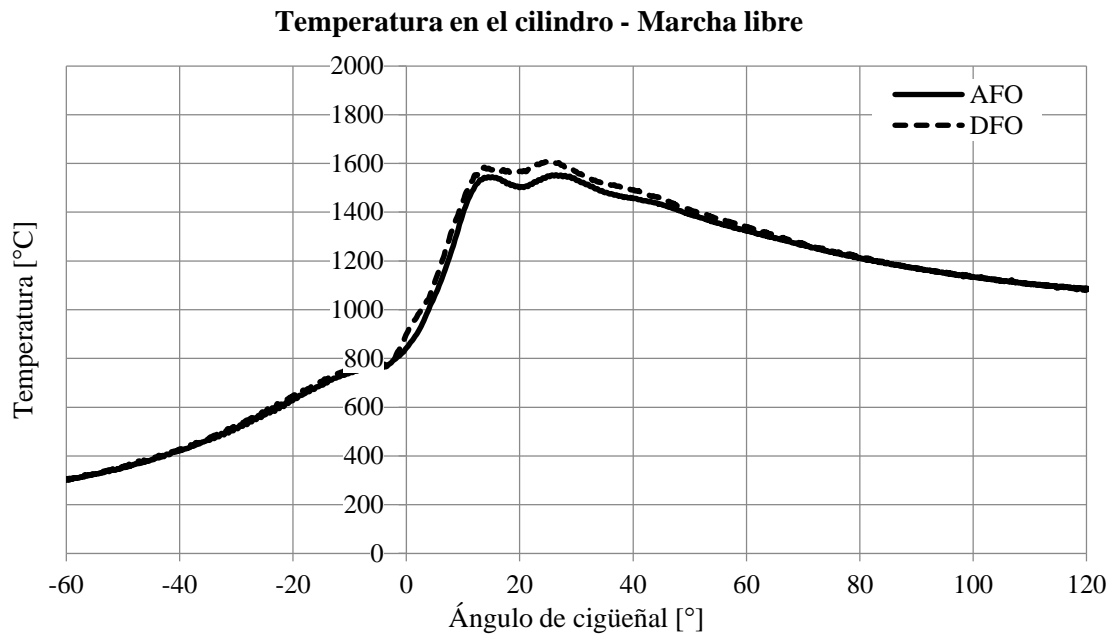


Figura C3- 51. Curva de la temperatura en el cilindro para la operativa pesquera de marcha libre entre caladeros

Emisiones de los gases de escape

En las siguientes Tabla C3- 20 y Tabla C3- 21 se exponen los valores de las emisiones de los gases de escape en términos de flujo másico y sus respectivos valores específicos, tanto para la operativa de pesca de arrastre como para la operativa de marcha libre entre caladeros.

Tabla C3- 20. Flujos másicos de las emisiones de los gases de escape en operativas de arrastre y marcha libre

| Operativa | Combustible | O ₂ [kg/h] | CO ₂ [kg/h] | CO [kg/h] | NO _x [kg/h] |
|--------------|-------------|-----------------------|------------------------|-----------|------------------------|
| Arrastre | AFO | 350,74 | 401,59 | 0,60 | 4,85 |
| Arrastre | DFO | 344,59 | 406,46 | 0,51 | 5,59 |
| Marcha libre | AFO | 553,14 | 445,57 | 0,31 | 5,37 |
| Marcha libre | DFO | 534,26 | 446,89 | 0,26 | 6,09 |

Tabla C3- 21. Valores específicos del contenido de emisiones de los gases de escape en arrastre y marcha libre

| Operativa | Combustible | CO ₂ [g/kWh] | CO [g/kWh] | NO _x [g/kWh] |
|--------------|-------------|-------------------------|------------|-------------------------|
| Arrastre | AFO | 646,60 | 0,96 | 7,81 |
| Arrastre | DFO | 651,80 | 0,82 | 8,97 |
| Marcha libre | AFO | 649,20 | 0,46 | 7,83 |
| Marcha libre | DFO | 661,61 | 0,38 | 9,01 |

Tanto para la operativa de arrastre como para la situación de marcha libre al 100% de carga de motor la tendencia en emisiones es similar. El flujo másico de oxígeno en los gases de escape es superior en el caso del empleo del combustible AFO (2-3%). Analizando el contenido de emisiones contaminantes y de efecto invernadero, cuando el motor emplea el combustible AFO emite unas cantidades sensiblemente inferiores de CO₂, pero con un contenido en CO notablemente superior, del orden del 15%. Para el caso de la cantidad de emisiones de NO_x el motor emite notablemente menos cantidad con el empleo del combustible alternativo AFO (15%).

Auditoría energética: consumo del motor principal

Según resultados obtenidos en el artículo presentado por Basurko, Gabiña [2], en la presente contribución, la siguiente Figura C3- 52 muestra el balance de consumo de combustible (tipo DFO) general del buque de pesca objeto de estudio.

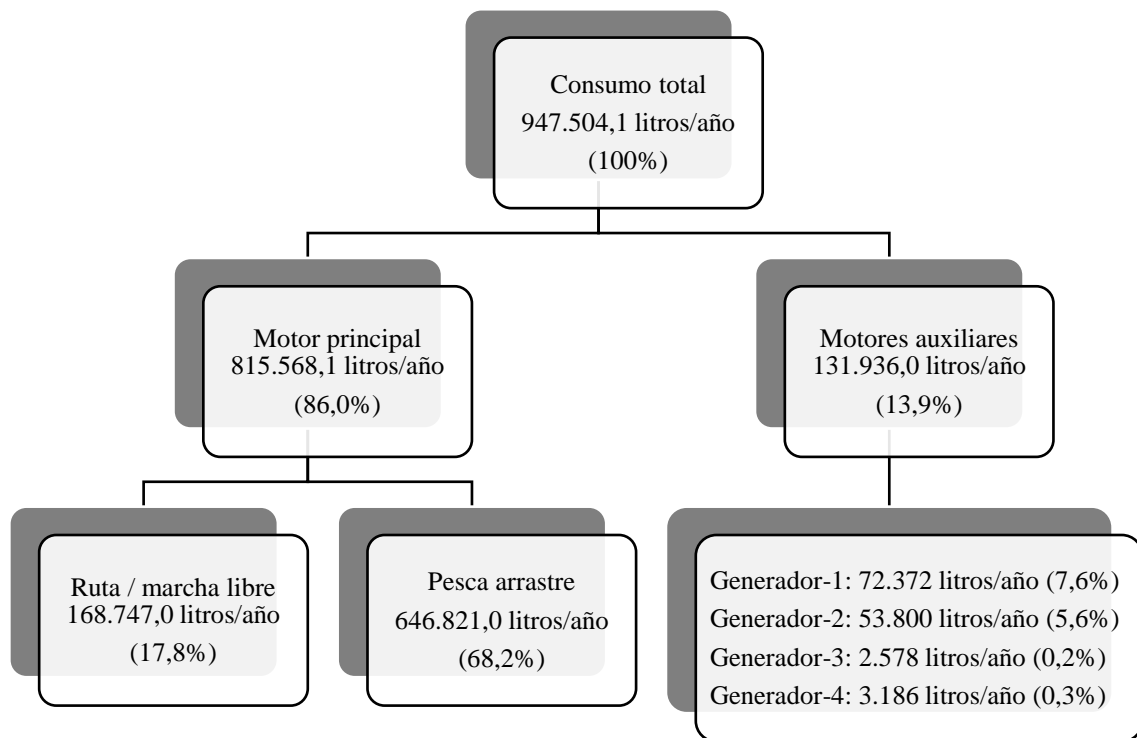


Figura C3- 52. Diagrama del balance de consumo de combustible del buque

Ese mismo estudio deduce que, en una marea de pesca de arrastre, de 134h (SD±10,5h) de duración, la operativa de pesca de arrastre supone el 78,2% (93,3 ± 8,7h) del tiempo total de duración de una marea; y el periodo de ruta corresponde al %21,8 (26,1 ± 3,9h) de duración. Según la Figura C3- 52, el motor principal puede alcanzar una cifra cercana a los 815.000 litros (688.675 kg, considerando una densidad de 0,845kg/L a 17°C) anuales de consumo de combustible diésel (tipo DFO). A la hora de intentar introducir el uso de un nuevo combustible, es importante sobre todo no aumentar el consumo del combustible original. El consumo másico instantáneo (FOC) del motor principal es ligeramente inferior cuando emplea el combustible AFO, tanto para la operativa de arrastre como para la operativa de ruta o marcha libre.

Con el fin de evitar incertidumbre que genera el consumo del motor principal correspondiente al alternador de cola, instalado para cubrir la demanda eléctrica de abordo, es asumida la hipótesis de que el alternador de cola no se conecta en ninguno de los casos y así se consideran los FOC de pesca para DFO (AFO): 136,42 kg/h (134,40 kg/h) y FOC en ruta DFO (AFO): 146,28 kg/h (145,74 kg/h), registrados en el actual Capítulo III sin el alternador de cola acoplado.

La siguiente Tabla C3- 22 resume el consumo másico anual estimado anual para ambos combustibles:

Tabla C3- 22. Consumo anual estimado por operativa y por tipo de combustible

| Parámetro | Ruta | | Arrastre | | Unidades |
|---------------------|------------|------------|------------|-----------|-----------|
| | DFO | AFO | DFO | AFO | |
| Duración por marea | 26,1 | 26,1 | 93,3 | 93,3 | h/marea |
| Consumo instantáneo | 146,28 | 145,74 | 136,42 | 134,4 | kg/h |
| Consumo por marea | 3.817,908 | 3.803,814 | 12.727,986 | 12.539,52 | kg /marea |
| Nº mareas anuales | 40 | 40 | 40 | 40 | marea/año |
| Consumo anual | 152.716,32 | 152.152,56 | 509.119,44 | 501.580,8 | kg/año |

La suma total anual para cada combustible corresponde a DFO (AFO): 661.835,76 kg (653.733,36 kg). Siendo la diferencia entre ambos combustibles de 8.102,4 kg de combustible AFO menor para la misma operativa. La relación entre el flujo de emisiones de CO₂ y el consumo másico de DFO (AFO) es: 3,017±0,037:1 (3,022±0,034:1); con lo cual, el empleo del combustible AFO, según los resultados obtenidos, representa 20.928,44 kg menos de emisiones de CO₂ al año en el buque estudio.

4. Discusión

4.1. Banco de ensayos de inyección

Las pruebas realizadas en el banco de ensayos de inyección, sugieren calentar el combustible AFO a temperaturas superiores a 60-70°C. De esta manera el combustible AFO podría conseguir unas propiedades de inyección similares al combustible diésel destilado DFO. En un estudio similar con un combustible proveniente del aceite de jatropha, cuyo valor de la viscosidad era notablemente superior al del combustible diésel 52,75 cSt y 4-8 cSt (a 30°C), respectivamente, Pramanik [168] observó que con un contenido del 60-70% de aceite de jatropha en el diésel, a una temperatura de 75°C, esta mezcla de combustible se comportaba como el diésel convencional en relación al parámetro de la viscosidad.

La temperatura es un factor que afecta a las propiedades de inyección del combustible. Según los autores Yamane, Ueta [169], el factor crítico que diferencia las propiedades de los combustibles es el módulo de compresibilidad (resistencia a la fuerza de compresión) del combustible, que es fuertemente dependiente de la presión y temperatura del combustible. El biodiésel que probaron, de mayor viscosidad, contenía un mayor módulo de compresibilidad a baja temperatura, y el proceso de la inyección comenzaba antes que el diésel; sin embargo, a alta temperatura la compresibilidad de ambos combustibles se igualaba, tanto la presión como el comienzo de la inyección.

Por otro lado, Dernette, Hespel [170] llevaron a cabo un minucioso estudio sobre la influencia de la viscosidad y presión en las características del fluido afectando al coeficiente de descarga del flujo y cavitación en el orificio de la tobera del inyector. Probaron diferentes fluidos de viscosidades diferentes (0,6 – 7 mm²/s). Para valores de presión muy altos (> 180 MPa) prácticamente no existía influencia alguna de la viscosidad sobre el coeficiente de descarga; pero para presiones inferiores a 55 MPa la influencia de la viscosidad en la reducción del coeficiente de descarga empezaba a ser considerable; de este modo, a menor presión, mayor reducción del coeficiente de descarga y mayor riesgo de cavitación. Existen estudios detallados en los que exponen la relación entre el coeficiente de descarga y el fenómeno de cavitación, en función de la presión de inyección [171, 172]; sin embargo, profundizar en esta temática no es el objetivo del presente estudio, si no predecir la posible afección de la temperatura y presión en las propiedades de inyección de un combustible alternativo con un valor de viscosidad considerablemente mayor a un combustible diésel convencional. Según lo observado en las pruebas de inyección y temperatura en el presente estudio, a medida que la temperatura de cada combustible (DFO, AFO) aumentaba, las presiones máximas de inyección disminuían y el

comienzo de la inyección se retrasaba. Las presiones de trabajo han sido inferiores a 70 MPa, con lo que es deducible que la influencia de la viscosidad será mayor, afectando negativamente a la evolución del chorro, reduciendo su coeficiente de descarga y aumentando el riesgo de aparición del fenómeno de la cavitación en el orificio de la tobera del inyector. Con lo cual, el estudio sugiere que un aumento de la temperatura hasta niveles adecuados de viscosidad ayudará a reducir dicho riesgo. Otros autores, como Dizayi, Li [173], observaron también que con el aumento de la temperatura en un combustible formado por una mezcla de diésel con aceites de fritura (viscosidad del diésel 100% aceite fritura ~ 45 cSt a 40°C), las diferencias en las características del chorro disminuían respecto al diésel convencional. El ensayo solo ha permitido evaluar el combustible a 50°C; pero de cara a emplearlo en el buque, deberá ser calentado por lo menos a una temperatura superior a 60°C. Por otro lado, otros estudios también sugieren poner un límite superior de temperatura, limitando así una viscosidad muy reducida que pueda ocasionar fugas de combustible entre el émbolo y la camisa de inyección debido a su reducida compresibilidad [174].

4.2. Pruebas en buque pesquero

La segunda parte de este Capítulo III ha consistido en llevar a cabo unas pruebas de mar a bordo de un buque pesquero de altura al fresco dedicado a la operativa de la pesca de arrastre. Ha resultado ser un gran hito el poder realizar las pruebas de mar a bordo del buque, considerando además dicho buque de porte considerable (432 toneladas brutas). Las pruebas de mar en un buque catalogadas como oficiales corresponden al cumplimiento de una serie de pautas y requisitos indispensables como para considerarlas válidas, en función de los aspectos a evaluar, medir o controlar [175, 176].

. El presente estudio, no considera las pruebas como catalogables de pruebas oficiales por parte de una sociedad de clasificación; por el contrario, son pruebas para evaluar el comportamiento del motor del buque con un combustible ajeno, en condiciones reales de operación alterando lo más mínimamente posible la operativa real del buque. Estas pruebas se sitúan dentro del marco de un estudio científico sobre el posible empleo de un combustible alternativo al diésel convencional.

El primer paso ha consistido en modificar la sala de máquinas del buque para instalar un módulo de calentamiento de combustible y medida de viscosidad. El calentamiento del combustible se ha realizado mediante resistencias calefactoras, aumentando pues la demanda energética de abordo. Existen estudios en los que sugieren una mejora del rendimiento del ciclo mediante el aprovechamiento de los calores residuales del motor mediante sistemas ORC para calentar, entre

otros, el combustible pesado [177-179] o incluso otros autores han estudiado la opción de emplear acumuladores térmicos alimentados con los calores residuales de los escapes para emplearlo por ejemplo para calentar el tanque de fuel de una manera constante [180]. Cabe mencionar que, los estudios anteriormente citados corresponden a buques de gran porte con motores grandes y con mayor espacio para poder llevar a cabo actuaciones de este tipo, que el buque objeto del estudio.

Considerando el rango de temperaturas en el que ha sido necesario calentar el combustible, en caso de una instalación permanente se podría emplear el agua de refrigeración del motor para calentar el combustible, con lo que se eliminaría ese consumo energético adicional para el calentamiento del combustible. Por ese motivo, no se ha considerado este gasto energético a la hora de realizar el balance energético y el rendimiento energético del motor.

Otro de los aspectos importantes a la hora de transportar el combustible a bordo de un buque, sobre todo por aspectos de seguridad, será su punto de inflamación (término conocido como, flashpoint). Esta característica del combustible será la mínima temperatura necesaria para inflamarse ante una fuente de ignición o encendido. El punto de inflamación del combustible AFO es muy elevado (310°C) [139], y es muy superior al del combustible DFO (68°C) o incluso al fuel pesado (60°C) [174]. Desde un punto de vista de seguridad, a bordo de un buque, el punto de inflamación del combustible afecta al transporte y almacenaje del mismo y se deben tomar severas precauciones en su manipulación a bordo. Se ha de considerar que el punto de inflamación dominante en una mezcla de combustibles será el menor punto de inflamación de los combustibles que formen la mezcla [181]. Según el convenio SOLAS de la IMO, convenio internacional para la seguridad de la vida en el mar, un combustible marino con un punto de inflamación inferior a 60°C no está permitido almacenarlo bajo cubierta [182].

En relación a las pruebas de mar realizadas, se puede observar que ambos combustibles tienen propiedades muy similares. A lo largo de todo el estudio, las diferencias encontradas en los Capítulos I y II son menores en este Capítulo III; de lo que se deduce que cuanto mayor es el motor, menores son las diferencias entre ambos combustibles. Una de las razones puede ser que los motores de media velocidad están mejor preparados para quemar combustibles pesados; de hecho, la mayoría de los motores de media y baja velocidad emplean el combustible pesado, de baja calidad y emisiones elevadas, debido a su bajo costo [183]. En el caso del motor empleado en los ensayos de mar, el motor YANMAR de la familia N21 es capaz de quemar combustibles pesados de hasta 700 cSt con pequeñas modificaciones en el motor (sistema de inyección y válvulas de escape).

La máxima presión de combustión es superior para el caso del combustible diésel convencional DFO. Otros estudios han demostrado tendencias diferentes; los autores Nantha Gopal, Pal [184],

emplearon en un motor diésel de 4 tiempos un biodiésel formado por una mezcla de aceites de frituras reciclado y metanol; en este caso, la presión máxima de combustión del combustible diésel convencional era inferior al biodiésel; pero también contenía una viscosidad ligeramente superior al diésel. Aunque era 4 o 5 veces inferior al combustible AFO, que puede ser el motivo de dicha diferencia en la presión en el cilindro. Sin embargo, otros autores también observan lo demostrado en el presente estudio con un combustible diésel frente a dos mezclas de biodiésel y diésel, que presenta una mayor presión máxima de combustión [185], con lo que demuestra que lo observado no es excepcional. Otros autores también presentan mayores presiones de combustión del diésel convencional frente a los combustibles biodiésel, de mayor viscosidad, mayor número de cetano y menor compresibilidad; además el biodiésel presenta un menor retraso de la ignición, al igual que el combustible AFO; sin embargo, la diferencia de presión de combustión lo asocian a un mayor PCI del combustible diésel [124]; contrario a lo presentado con el combustible AFO, que contiene un valor de PCI del orden del 4% superior. Asemejando los dos estudios, un mayor número de cetano trae consigo una disminución del retraso de ignición, pero una diferencia mayor de la viscosidad puede sugerir una menor presión máxima de combustión respecto de un combustible diésel convencional como el DFO.

Tal y como se ha podido observar en el ensayo de banco de inyección, a bordo del buque también el proceso de inyección del motor sigue la misma tendencia. Por norma general, el combustible AFO presenta mayores presiones de inyección; pero comienza más tarde, pudiendo ser debido a la compresibilidad del fluido. Según lo observado anteriormente en el banco de inyección, el aumento de la temperatura del combustible puede hacer retrasar la inyección. El combustible DFO se inyecta a menor temperatura y presenta una inyección más adelantada que el combustible AFO, con lo que su presión máxima de combustión también será mayor, ya que liberará mayor cantidad de calor en menor tiempo, y con un mayor número de cetano (CN) antes ocurrirá el punto de máxima presión [146, 147]. En este caso, el combustible DFO contiene un menor CN; pero esto se ve compensado al disponer de un comienzo de la inyección más avanzado, con lo que, los puntos de presión máxima ocurren en tiempos similares.

La presión de combustión también es un parámetro relacionado directamente con la temperatura en el cilindro; a mayor presión, mayor temperatura. A su vez, la temperatura en el cilindro durante la fase de combustión es un parámetro crucial para la determinar la formación de emisiones de gases de escape como los óxidos de nitrógeno ($\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$), junto con la concentración de oxígeno y la duración del periodo de la combustión [132]. Estas son las únicas emisiones controladas en el ámbito marítimo. Pero de acuerdo a los estudios analizados, no se puede generalizar una reducción de emisiones de NO_x , [5, 56, 156], con el empleo de combustibles alternativos, ya que existe una gran variedad de tipos de combustibles biodiésel de características

diferentes. Es por ello por lo que los resultados encontrados en literatura son diversos. Hay autores que presentan emisiones de NO_x superiores al combustible convencional diésel [186-188], y otros, sin embargo, presentan menores cantidades de emisiones de NO_x [189, 190]. El combustible AFO cuenta con una presión máxima de combustión menor, por consiguiente, una temperatura de combustión menor; sin embargo, la diferencia es menor entre ambos combustibles en comparación a los resultados obtenidos en los Capítulos I y II, con los dos motores más rápidos y de menor potencia. Dicho esto, se observa que las emisiones de NO_x son inferiores cuando el motor emplea el combustible alternativo AFO, pero la diferencia entre ambos es también menor en comparación a los ensayos anteriores.

Las emisiones de CO pueden representar de forma indirecta la calidad del proceso de combustión. Con un contenido mayor de oxígeno y unas fracciones mayores de carbono en el combustible, es posible que se formen mayores cantidades de CO en la zona rica de la pre-mezcla, tal y como revela Buyukkaya [191]. Sin embargo, en el caso de los combustibles biodiésel, tampoco hay una tendencia clara; así hay autores que presentan menores emisiones de CO [186, 187, 191], y, por el contrario, otros autores presentan mayores emisiones de CO [192]. Cuando el motor consume combustible AFO emite mayor cantidad de CO, aunque al igual que las emisiones de NO_x las diferencias detectadas entre ambos combustibles son menores en comparación a los ensayos realizados en los Capítulos I y II. En este caso, coincide con la teoría de Buyukkaya, ya que la combustión con el combustible AFO contiene un mayor contenido de oxígeno y, además, tras lo deducido en los Capítulos I y II del presente estudio de tesis doctoral, el combustible contiene unos elementos más pesados que retardan el final de la combustión [139]. Estos tendrán fracciones elevadas de carbono que reaccionarán con mayor facilidad con el oxígeno para generar las emisiones de CO.

Las emisiones de CO_2 cuentan con una relevancia cada vez mayor en el ámbito marítimo [193, 194]; además, tienen una relación directa con el consumo de combustible [192]. Según la IMO [156], por cada tonelada de combustible diésel marino quemado, se emiten a la atmosfera 3,206 toneladas de CO_2 . La relación entre el flujo de emisiones de CO_2 y el consumo másico de DFO (AFO) es: $3,017 \pm 0,037:1$ ($3,022 \pm 0,034:1$); pero las diferencias son inapreciables.

Prácticamente todos los parámetros de funcionamiento del motor presentan tendencias similares tanto en las pruebas de mar en ruta como en la propia operativa pesquera. La única diferencia relevante corresponde al consumo de combustible. En todos los casos el motor consume menos combustible AFO para entregar la misma potencia demandada. La misma tendencia encontraron los siguientes autores, Arpa, Yumrutaş [140], con un combustible proveniente también de aceites lubricantes reciclados. Haciendo referencia al rendimiento energético del motor, se debe considerar el poder calorífico inferior (PCI) del combustible. En este caso, el combustible AFO

presenta un PCI mayor (%4) al combustible DFO; y en términos generales, el rendimiento energético del motor resulta ser sensiblemente superior cuando emplea el combustible DFO (3%). Otros autores, como Karabektas [143], demostraron un mayor rendimiento térmico del motor empleando un combustible de menor PCI que el diésel; en este caso era un combustible biodiésel. Con lo que disponer del PCI del combustible es esencial para la valoración del rendimiento energético del motor. Esto demuestra la utilidad de la realización de estudios fisicoquímicos de un combustible alternativo previamente a ser ensayado en un motor.

Es importante también disponer de datos reales de la operativa de un buque, en términos de consumo energético, a la hora de valorar el posible reemplazo de un combustible convencional por otro alternativo. En este caso, se han obtenido los datos de consumo de combustible anuales del buque mediante la elaboración de auditorías energéticas a bordo [2]. Este estudio presenta una diferencia de consumo superior a 8 toneladas entre ambos combustibles, es decir 8 toneladas menos quemadas en un año empleando el combustible AFO, que supondrían 20 toneladas menos de emisiones de CO₂ a la atmosfera. A día de hoy, resulta complicado llegar a esta deducción con sólo realizar un análisis bibliográfico debido a que los numerosos estudios de desarrollo de combustibles alternativos no contemplan este alcance en sus respectivos estudios. Son además datos esenciales para poder llevar a cabo estudio de termo-economía [195]; en este caso, a bordo del buque con un combustible alternativo. Dentro de este estudio, por supuesto será crítico, el precio del combustible [196-198].

5. Conclusiones

5.1. Banco de ensayos de inyección

Los resultados de las pruebas de inyección en banco de ensayos sugieren una serie de conclusiones a ser consideradas. Tras los ensayos realizados, se vuelve a corroborar que resulta necesario calentar el combustible AFO debido a su alta viscosidad. Para unos niveles de presión máxima de inyección similares a los de un combustible DFO en condiciones normales, a 20°C, estas pruebas sugieren que el combustible AFO logra unas condiciones de compresibilidad similares cuando supera los 70°C. Sin embargo, por limitaciones mecánicas del banco de ensayos de inyección, la temperatura máxima de ensayo ha estado limitada a 50°C.

Calentar el combustible a niveles elevados de temperatura puede suponer la aparición de vaporizaciones en el propio combustible. Un exceso de vaporización puede conducir a consecuencias negativas en el proceso de inyección; trae consigo una formación de burbujas y, por lo tanto, las superficies metálicas en deslizamiento pueden ver desaparecida su capa o película continua de combustible, perder sus cualidades de lubricación y verse dañadas debido a acciones de rozamiento.

Para evitar este problema, es conveniente aumentar la presión de alimentación del combustible mediante el empleo de una válvula reguladora de presión de alimentación. Los motores empleados en las pruebas precedentes, motor mono-cilíndrico MINSEL y motor poli-cilíndrico BAUDOUIN, carecen de este sistema de regulación de la presión de admisión del combustible. Este detalle ha sido considerado para las pruebas de mar en condiciones reales de operación; el motor principal del buque, (YANMAR) cuenta con dicha válvula de regulación, con lo que el posible problema de vaporización estaría resuelto con incrementar la presión de alimentación de combustible (de modos similar a como se hace con el empleo de combustible pesado).

Además, la temperatura afecta a la compresibilidad del combustible; cuanto mayor sea la temperatura del combustible, mayor será su compresibilidad; esto hace que la presión de inyección se retrase y comience un poco más tarde.

5.2. Pruebas en buque pesquero

El principal análisis de las pruebas realizadas en mar abierto tiene como principal objetivo observar el comportamiento de un motor de media velocidad en condiciones reales de operación, mediante el empleo del combustible alternativo AFO; contrastar, además, las tendencias observadas en los ensayos realizados en las instalaciones o bancos de ensayo precedentes.

Al igual que se ha comentado en el resto de estudios, es necesario calentar el combustible para adecuar su viscosidad previamente al proceso de inyección para evitar así daño alguno en el mismo.

Por un lado, las temperaturas de escape y presión de sobrealimentación, dos parámetros muy relevantes que definen el comportamiento o funcionamiento del motor no varían mucho entre ambos combustibles. Las presiones de combustión e inyección presentan un comportamiento similar al encontrado en las pruebas de banco de ensayos. La combustión comienza ligeramente antes con el combustible AFO, aunque la presión máxima de combustión es inferior con el empleo de dicho combustible alternativo y ocurre ligeramente posterior al combustible diésel DFO. El final de la combustión también es algo más retardado cuando el motor quema el combustible AFO. Esto puede deberse a la composición del propio combustible alternativo, que puede contener ciertos componentes más pesados que dificultan su quemado. Aun así, desde un punto de vista de combustión no existen grandes diferencias entre el combustible AFO y el combustible DFO.

En cuanto al proceso de inyección analizado a bordo del buque, en casi todos los casos, el comienzo de la inyección se retrasa cuando el motor emplea el combustible AFO; esto es debido a una mayor compresibilidad del combustible AFO que necesita una mayor temperatura de operación (70°C). Ante un hipotético caso de que el motor fuera a trabajar en continuo con el combustible AFO, se debería estudiar la posibilidad de ajustar el sistema de inyección a las nuevas propiedades del combustible y quizá dar cierto adelanto de inyección respecto al valor correspondiente al DFO (lo que redundaría en un incremento del rendimiento energético del motor).

El combustible AFO contiene un mayor poder calorífico, y su consumo másico resulta ser inferior al consumo del motor empleando el combustible DFO. Sin embargo, debido a la característica citada, el rendimiento energético del motor es ligeramente superior cuando emplea el combustible DFO. Los resultados obtenidos mediante la realización de un estudio de auditoría energética a lo largo de un año, permiten calcular en términos absolutos la cantidad de combustible empleado en un año, así como sus emisiones de CO₂ asociadas. Estos son valores importantes a la hora de realizar un análisis económico en profundidad que contemple el cambio de un combustible habitual por otro novedoso.

Las únicas emisiones reguladas en el ámbito marino son las de NO_x. El motor emite menores niveles de NO_x cuando emplea el combustible AFO. Las emisiones de CO son superiores con el empleo del combustible AFO; pero aun así son relativamente bajas. Y en cuanto a las emisiones de CO₂, son ligeramente inferiores con el empleo del combustible AFO.

Las diferencias observadas en el proceso de combustión entre ambos combustibles han disminuido a medida que el tamaño o capacidad del motor ha ido aumentando y su régimen de giro nominal ha ido disminuyendo. El motor principal del buque, que corresponde a un motor de media velocidad (1030kW@800RPM) está preparado también para quemar combustibles pesados con lo que las diferencias apreciadas entre ambos combustibles han sido considerablemente bajas. Es posible que en condiciones de operación en laboratorio con menores incertidumbres de medida y mayor repetibilidad de los ensayos las diferencias, si las hubiera habido, podrían haber resultado más apreciables.

El empleo del combustible AFO por el buque objeto de estudio a lo largo de un año entero de operación, presentaría un consumo anual menor de 8 toneladas de combustible, que representaría una reducción de más de 20 toneladas de emisiones anuales de CO₂.

En total, el buque ha empleado 270 horas de operación consumiendo el combustible AFO, con un consumo aproximado de 40.000 litros de combustible AFO. Considerando el consumo anual aproximado de este buque, esta cifra representa del orden del 4% de todo el consumo anual. El motor puede llegar a operar del orden de 5.500 horas con un intervalo de gran mantenimiento aproximado de 25.000 horas; con lo cual, se deben considerar estas pruebas como ensayos preliminares en entorno real, y no permite considerarlo como pruebas de resistencia debido a que las incertidumbres en relación al empleo del combustible AFO permanecen latentes. Aun así, es una muestra muy representativa del empleo de dicho combustible alternativo. Dicho esto, los resultados obtenidos sugieren que el empleo de este combustible alternativo puede resultar técnicamente viable si se adapta el motor a las condiciones de quemar un combustible pesado; las características de operación reales únicamente se podrían conocer atinadamente con el empleo continuado del combustible durante un tiempo prolongado.

DISCUSIÓN GENERAL

La presente contribución ha tenido como objetivo demostrar la viabilidad técnica de un combustible de origen mineral, proveniente de aceites lubricantes reciclados para su empleo en motores diésel marinos de media velocidad, como alternativa al actual combustible diésel destilado. Previamente a adentrarse en el trabajo puramente técnico, se ha tratado de contextualizar la situación del transporte marítimo y concretamente la flota pesquera de arrastre de fondo, correspondiente al sector de altura.

Contextualización

Los combustibles fósiles representan la principal fuente de energía de un buque; la demanda energética de un buque es abastecida mayoritariamente por medio de motores térmicos que emplean combustibles fósiles, derivados del petróleo para producir dicha energía. El transporte marítimo es altamente dependiente de los combustibles fósiles, con una estima de consumo anual de 300 millones de toneladas de combustible fósil en 2012, de los cuales más del 80% correspondía al motor principal empleado para la propulsión del buque [5]. Uno de los principales combustibles empleados por motores marinos corresponde al combustible diésel, con un consumo aproximado de 60 millones de barriles de crudo al año [4]. Dicho esto, una de las grandes preocupaciones del sector concierne al gasto económico anual debido al consumo de combustible. El petróleo y sus derivados manifiestan siempre una inestabilidad en su precio; es decir, el precio del barril desarrolla una tendencia inestable en el tiempo; esto viene corroborado en los datos históricos observados donde el promedio del precio del barril de petróleo en los últimos 14 años asciende a la cifra de 71,86\$, con una desviación estándar $\pm 29,61$ \$ de y una varianza de más del 7,5%; en el año 2008 ascendía a valores máximos históricos de 147\$ hasta bajar a niveles mínimos de 30\$ el barril en 2016 [40, 42]. Esta tendencia fluctuante representa de manera clara su inestabilidad [199], que viene provocada principalmente por factores estructurales, como la exploración y dificultad de extracción del crudo, limitaciones y agotamiento previsible del recurso fósil, costes asociados a la producción, impuestos o licencias de explotación y factores geopolíticos de los países productores, entre otros [38, 39, 41]

Ante escenarios negativos siempre hay actores que presentan una mayor debilidad. Uno de estos actores, altamente dependiente de los combustibles fósiles, corresponde al sector pesquero. El gasto económico en combustible repercute muy negativamente en su sostenibilidad, añadiendo claro está, su limitación a los recursos pesqueros [49, 200]. En relación a las flotas Europeas, desde 2014 entra en vigor la nueva Política Pesquera Común, que prohíbe los descartes de especies con cuota, a parte de las especies ya de por sí reguladas [201]; ante una situación inmovilista, esto repercutirá muy negativamente en su actividad económica; la sostenibilidad del sector se verá comprometida si no hay una apuesta clara por una mejor selectividad en sus artes de pesca y una menor dependencia del gasto en combustible; en ese sentido, una de las flotas

pesqueras que se verá mayormente afectada, por su tipología de pesca menos selectiva y dificultad de descarte [46, 202], y por su gran consumo energético [2], será la flota de arrastre.

Inciendo en lo anteriormente comentado y focalizando el problema en el más débil, un buque de arrastre tipo, perteneciente al sector de altura al fresco, supera los 900.000 litros de gasto de combustible anual, donde más del 85% es debido a la propulsión del propio buque [2]. En el caso de la flota arrastrera nórdica, Jafarzadeh et al [203] presentaron un interesante resultado; la flota de arrastre presentaba un índice de consumo de 0,345 kg de diésel por cada kilogramo de captura, comparándolo con un buque de cerco que presentaba una cantidad notablemente inferior (0,054-0,058 kg diésel/kg captura). En Europa, este tipo de flota cuenta aproximadamente con 7.000 unidades, con una potencia media de 1.800 kW y una capacidad de 700GTs [204]. Estos buques cuentan principalmente con motores de media velocidad y media potencia.

En este contexto, la existencia de un nicho de investigación en la búsqueda de un combustible alternativo no dependiente de factores externos que volatilicen su precio, ha motivado la realización de la presente tesis doctoral.

Una de las grandes apuestas en combustibles alternativos ha sido el desarrollo de los biocombustibles; su empleo en el sector de transporte y agrícola es el reflejo de una sociedad en proceso de descarbonización [205]. Son innumerables los estudios científicos sobre desarrollos de biocombustibles y más aún su variedad, como los plasmados en los trabajos recopilatorios realizados por diversos autores [206-209]. Su producción a nivel mundial es importante, con más de 25 billones de litros producidos en 2013, donde Estados Unidos, Alemania y Brasil encabezaban la lista de principales productores [210]; Son muchas las ventajas que presentan los biocombustibles, pero son muchas también las desventajas que hacen por el momento muy difícil su implantación íntegra en el sector del transporte marítimo, que cuenta con una gran complejidad y exigencia para la implantación de combustibles alternativos en la flota [74]. El biodiésel tiene un mayor contenido de oxígeno en comparación a un combustible convencional, que por un lado, ayuda a reducir los hidrocarburos y monóxido de carbono, pero por otro lado hace que disponga de un contenido acuoso que implique problemas de estabilidad y oxidación, obstrucciones en el proceso de filtrado, un menor contenido energético que puede suponer mayores emisiones de NO_x; presentan un índice de cetano muy dependiente y variable en función del tipo de materia prima; y además cuentan con el problema de la sobre explotación de los recursos y tierras para su producción [211] que conlleva una limitación de abastecimiento y stock. En periodos largos de almacenamiento y ambientes húmedos, puede presentar problemas de estabilidad o aparición de biofouling en los depósitos [72-74].

Una vez contextualizado el problema, el procedimiento de estudio técnico principal de la presente tesis doctoral ha consistido en la superación de diversas etapas consecutivas que abrían nuevos escenarios para el estudio de la viabilidad técnica del empleo de un combustible alternativo proveniente de aceites lubricantes reciclados (AFO). Las propiedades fisicoquímicas del combustible son esenciales como primer paso a la hora de evaluar su idoneidad y plantear la metodología de los ensayos.

Propiedades fisicoquímicas del combustible

La primera etapa del estudio ha consistido en la materialización de diversos ensayos de laboratorio con el fin de obtener las propiedades fisicoquímicas del combustible AFO, así como sus propiedades de combustión. Según los primeros resultados, el combustible AFO se encuentra dentro de los requerimientos del estándar ISO 8217:2010 para combustibles diésel destilados [9], exceptuando el valor de la viscosidad que es casi 2 veces superior al máximo permitido para el tipo de combustibles destilado DMC. Su origen proviene de un aceite reciclado, y esto puede sugerir que este tipo de combustibles contenga niveles elevados de viscosidad; sin embargo, en bibliografía consultada hay autores que presentan un combustible proveniente de aceites lubricantes reciclados con una viscosidad inferior y dentro de los parámetros normales de un combustible destilado; para ello, emplean una mezcla de tres aditivos donde reducen su viscosidad [123]. Puede resultar interesante el empleo de un aditivo para reducir su viscosidad, pero en el presente estudio no ha sido contemplado. Los biocombustibles presentan también un elevado valor de la viscosidad [71]. La viscosidad es la resistencia que ofrecen las capas internas de un fluido a fluir debido a las fricciones internas (tensiones cortantes o de tracción); con lo cual, cuanto mayor sea la viscosidad del combustible, mayor resistencia tendrá el combustible a fluir y a separarse en gotas, con lo que tendrá mayores dificultades para poder atomizarse.

La atomización del combustible es uno de los factores más relevantes dentro del proceso de inyección del motor. Varios autores han llevado a cabo estudios científicos con el fin de observar la influencia de la viscosidad y tipo de combustible en la atomización y formación del spray. Una viscosidad elevada compromete la correcta formación del spray, y esto, afecta al proceso de inyección [61, 124]. La penetración del spray es mayor ante una mayor viscosidad debido a que la rotura del chorro del spray es más complicada, con lo que las gotas del spray serán de un tamaño mayor; esto hace que empeore sus propiedades de movimiento y avance, con lo que dificultarán la combustión [212, 213]. Autores como Wang, Huang [214], realizaron un estudio con dos combustibles biodiésel (5,53 cSt y 4,45 cSt a 30°C) de una viscosidad superior al diésel (3,36 cSt a 30°C) y observaron que, en comparación con el combustible diésel, el ángulo del cono del spray era notablemente menor con los combustibles biodiésel. Además, según lo que observaron, a medida que aumentaba la presión de inyección disminuía el retraso del comienzo de la inyección.

El presente estudio no ha contemplado realizar un análisis de la formación del spray en el combustible AFO debido principalmente a la complejidad y necesidad de recursos importantes para acometerlo; aun así, siendo conscientes de su relevancia, y debido a la gran diferencia en la viscosidad con el combustible diésel común (DFO) empleado para el estudio comparativo, se ha considerado necesario precalentar el combustible hasta reducir la viscosidad a un nivel aceptable. En todos los ensayos el combustible AFO ha sido precalentado hasta valores óptimos de viscosidad; además se ha llevado a cabo una prueba de inyección aislada, bajo condiciones controladas y ver la diferencia en las propiedades de ambos combustibles. De esta manera, se ha minimizado el riesgo a emplear directamente el combustible AFO en la fase final de los ensayos, a bordo de un buque pesquero operativo, y en condiciones reales de trabajo.

En relación al resto de parámetros fisicoquímicos destacables, el punto de inflamación del combustible AFO notablemente superior al del DFO, 310°C y 68°C respectivamente; el punto de inflamación de un fuel pesado alcanza los 60°C [174]. En relación a la seguridad del buque, el punto de inflamación afecta al transporte y almacenaje del propio combustible. Desde un punto de vista de seguridad, a bordo de un buque, el punto de inflamación del combustible afecta al transporte y almacenaje del mismo, y su manipulación a bordo debe realizarse con sus correspondientes medidas preventivas; además, según el convenio SOLAS de la IMO (convenio internacional para la seguridad de la vida en la mar) un combustible marino con un punto de inflamación inferior a 60°C no podrá almacenarse bajo cubierta [182]. Ante una hipotética mezcla de combustibles, predominará el valor más bajo del punto de inflamación [181].

El número de cetano es un buen indicador de la calidad de la ignición [215]; cuanto mayor sea el número de cetano, antes se dará el momento de la ignición. El número de cetano también es ligeramente superior para el combustible AFO en comparación con el combustible DFO, 56,8 y 53, respectivamente. En literatura también ha sido encontrado un combustible alternativo proveniente de materiales plásticos reciclados que presentaba un número de cetano menor (CN:51) [79]; autores como Behera y Murugan [92], presentaron un combustible proveniente de aceites reciclados con un número de cetano considerablemente inferior (CN: 43,6); esto dependerá de la composición del combustible. En el caso del biodiésel, tal y como se ha observado en la tabla expuesta por Hoekman y Broch [66], prácticamente todos los biocombustibles estudiados presentan valores de CN similares o superiores a un diésel convencional (valores comprendidos entre $CN_{\text{biodiésel}}$: 50-61). Chauhan y Singh [216] también exponían que la mezcla entre el biodiésel y el diésel convencional podría ser interesante porque el biodiésel poseía un valor superior de CN y tendría visos de mejorar la combustión. Con lo cual, se puede deducir que el valor de CN obtenido para el combustible AFO corresponde a un valor normal y más que aceptable para un

combustible destilado. Además, un mayor número de cetano reduce también las emisiones de NO_x , y mejora el índice de liberación de calor [117].

El poder calorífico inferior (PCI) del combustible es determinante a la hora de calcular el rendimiento energético del motor. El poder calorífico corresponde a la energía por unidad de masa que puede liberar el combustible en el proceso de combustión. Cuanto menor sea el PCI, ante un gasto de combustible similar, mayor será el rendimiento del motor [217]. El combustible AFO, contiene un valor ligeramente superior al combustible DFO, 46,6 MJ/kg y 44,9 MJ/kg respectivamente. Sin embargo, otros autores exponen valores inferiores (PCI: 39-42 MJ/kg) para combustibles alternativos de origen mineral y también, los valores presentados por Hoekman y Broch [66] para diferentes tipos de biodiésel exponen valores notoriamente inferiores (PCI: 35-40 MJ/kg) al combustible AFO. Los diferentes tipos de biodiésel presentados por los autores anteriormente citados Chauhan y Singh [216] también disponían valores similares (PCI: 35-43 MJ/kg).

Se puede deducir que el combustible alternativo AFO de origen mineral presenta valores similares de CN en comparación a un combustible alternativo de origen vegetal, pero, sin embargo, presenta un mayor poder calorífico (PCI). Esto hace que a valores de consumo similares, el motor presente un rendimiento energético inferior empleando el combustible alternativo.

Proceso de combustión

La primera prueba de combustión fue realizada por medio de la prueba en laboratorio mediante el ensayo FIA-100FCA. Diversos autores consideran este tipo de ensayos son de gran precisión y fiabilidad y se llegan a ajustar incluso más que la realidad para la obtención del número de cetano y análisis de la combustión para combustibles empleados en motores de media velocidad [129, 130]. Debido a su alto nivel de viscosidad, los resultados de los ensayos fueron comparados con dos combustibles pesados con propiedades de combustión opuestas, es decir, buenas y malas [118, 119]. Los resultados sugirieron que el combustible AFO contenía mejores características de combustión que ambos combustibles pesados; entre otros, el periodo de postcombustión era menor para el combustible AFO; esto sugería un menor desgaste en el motor además de una menor formación de residuos e inquemados, emisiones de partículas y opacidad de los humos [127].

Tras los ensayos de combustión en laboratorio, se procede a probar el combustible en un banco de ensayos conformado por un motor diésel real, en este caso, un motor pequeño mono-cilíndrico de alta velocidad. Posteriormente se llevan a cabo ensayos en un motor mayor, poli-cilíndrico y de medio-alta velocidad, simulando las condiciones de trabajo de un motor diésel marino, empleado para la propulsión de un buque. Y finalmente se llevan a cabo pruebas en entorno real, en un motor de media potencia y media velocidad, a bordo de un buque de pesca y en condiciones

reales de operación. Cabe destacar que en todos los ensayos ha sido necesario precalentar el combustible AFO (<12cSt, ~70°C) para igualar las condiciones operacionales a un combustible destilado diésel de uso común por la flota pesquera DFO.

En todas las pruebas, el combustible AFO presentó menores presiones máximas de combustión; además, el proceso de combustión comenzaba antes con el combustible AFO, pero concluía ligeramente después, haciendo que la duración del proceso de combustión fuera superior con el combustible AFO; tal y como se ha comentado anteriormente, un alargamiento del proceso de postcombustión puede conllevar a mayores emisiones de partículas y mayor opacidad de los humos. El adelanto del comienzo de la combustión puede deberse a una mayor densidad y viscosidad del combustible tal y como sugirieron Geng y Cao [218], en el caso resultados que obtuvieron con combustibles biodiésel; o un mayor debido a un mayor número de cetano.

Los autores Wang y Ni [84], realizaron ensayos con un combustible proveniente de aceites lubricantes; el combustible alternativo contenía una viscosidad mayor pero un número de cetano menor; por este motivo, el combustible alternativo presentaba un retraso en la ignición y por consiguiente una mayor presión de combustión y temperatura en el cilindro, ya que liberaba mayor cantidad de calor en un espacio más reducido en el tiempo [147]. Lo mismo encontraron otros autores que analizaban un combustible alternativo de origen mineral proveniente de materiales plásticos reciclados, en un motor de inyección indirecta; el combustible alternativo, presentaba un retardo en el comienzo de la combustión, según los autores, debido a una mayor densidad y menor número de cetano [219]. Por el contrario, los autores Ananthakumar y Jayabal [220] experimentaron con otro combustible proveniente de materiales plásticos reciclados que poseía un menor valor de la densidad y poder calorífico y mayor número de cetano que, a diferencia de lo observado, hacía que su comienzo de la combustión se retrasase y como consecuencia de ello presentase un mayor valor máximo de presión de combustión.

La temperatura en el cilindro es un parámetro importante también a considerar a la hora de analizar el proceso de la combustión; según la ecuación de Arrhenius, la velocidad de la reacción química del combustible es proporcional a la exponencial de la temperatura [84, 146]. El combustible AFO presentó una temperatura de combustión sensiblemente inferior al combustible DFO. De la misma manera, presento unos valores máximos menores de liberación de calor antes de obtener las presiones máximas en el cilindro, debido a un menor retardo del comienzo de la combustión.

Con lo cual, se puede deducir que el número de cetano influye en la calidad de la ignición, pero se debe considerar también otras propiedades del combustible que afectan directamente al proceso

de combustión; en ese sentido, a diferencia de lo observado en literatura, el combustible AFO presenta unas propiedades buenas que garantizan un proceso de combustión aceptable.

Proceso de inyección

El combustible alternativo AFO fue calentado en todos los ensayos con el fin de reducir su viscosidad y garantizar un correcto proceso de inyección. Una elevada viscosidad afecta negativamente en la formación del chorro con una atomización y evaporación pobre que deteriora el proceso de inyección y como consecuencia de ello la combustión [125].

En el ensayo con el motor mono-cilíndrico se llevó a cabo un ajuste del avance de la inyección donde se observaron posibilidades de mejoras sustanciales con un ajuste adecuado. Esto mismo comprobaron otros autores ajustando los grados de avance de inyección mejoraban, en general, el funcionamiento del motor. [137, 138],

Por otro lado, durante las pruebas realizadas en el banco ensayos de inyección se observó que para que el combustible AFO igualase las propiedades de inyección de un combustible DFO a 20°C debía ser calentado por encima de los 60-70°C. Parecido resultado obtuvo Pramanik [168], que observó cómo debía calentar hasta 75°C un combustible mezcla de 30% diésel y 70% aceite de jatropha, debido a su elevada viscosidad, para igualar así, las condiciones de inyección de un combustible diésel convencional.

Un factor que puede afectar al sistema de inyección es la compresibilidad del propio combustible, que puede conllevar a un retardo en comienzo real de la inyección con respecto al avance estático de la inyección [221]; la compresibilidad del combustible depende de la presión y temperatura del combustible [169]; una viscosidad elevada aumenta la compresibilidad del propio combustible, aumentando el retardo en la inyección, además de afectar al chorro (comentado anteriormente); pero, por el contrario, será conveniente buscar un equilibrio poner un límite a la temperatura de combustible para evitar así una compresibilidad muy reducida que llegue a provocar fugas de combustible entre el émbolo y la camisa de inyección [174].

Por otro lado, resulta importante mantener una temperatura adecuada para combustibles de viscosidad elevada y evitar también otros problemas, tales como la cavitación en las toberas debido al aumento del coeficiente de descarga [170, 173]. Además, los autores Reddy y Sharma [222], también emplearon un banco de ensayos de inyección para estudiar el desgaste en componentes del sistema de inyección con el empleo de diferentes biocombustibles; los riesgos a los que estarían dichos componentes sometidos a deterioro correspondían al estrés mecánico (lubricidad del combustible), térmico (temperatura del combustible y componentes) y químico (composición del combustible); una a mezcla adecuada mejoraba estas características y

presentaba un menor desgaste que el combustible diésel convencional. Con lo cual, es importante limitar la temperatura del combustible, así como su pérdida notoria de viscosidad que comprometa la lubricidad del combustible y como consecuencia, el deterioro de los componentes del sistema de inyección.

Continuando con las pruebas realizadas en motores diésel marinos, el combustible AFO presentaba una mayor presión de inyección, pero comenzaba más tarde, pudiendo ser debido a una mayor compresibilidad del combustible a pesar de la temperatura del mismo, debido aun a su valor de viscosidad. El combustible DFO se inyectaba a una menor temperatura y más adelantada que el combustible AFO; el combustible DFO se inyectaba antes, pero, tal y como se ha comentado anteriormente comenzaba su etapa de ignición más tarde que el AFO debido a su menor CN. Con lo que liberaba mayor energía en esta fase de la combustión, presentando una mayor presión de combustión [124, 147]; este punto ocurría prácticamente a la vez, debido a que el menor número de CN viene compensado con el adelanto del SOI del combustible DFO. En el caso de emplear el combustible AFO de manera continua, sería interesante estudiar la posibilidad de adelantar el comienzo de la inyección hasta valores similares al DFO, controlando un equilibrio entre una hipotética mejora del rendimiento del motor y una producción elevada de emisiones de NO_x, siempre por debajo de los límites establecidos, tal y como proponen también diversos autores en sus respectivos estudios [223].

Tal y como se ha comentado anteriormente, el combustible AFO presentaba una mayor presión máxima de inyección que el combustible diésel convencional (DFO), de empleo en la flota pesquera. A mayor viscosidad del combustible, mayor presión en la línea de inyección [224]. El autor Öztürk [221], realizó ensayos comparativos entre un diésel convencional y un biocombustible compuesto por aceite de colza y avellana mezclado en diferentes cantidades (5%-10%) con el diésel convencional. El biodiésel presentaba un valor viscosidad aproximadamente el doble del diésel, un número de cetano mayor, pero un menor poder calorífico. Al igual que ocurría con el combustible AFO, la mezcla con el biodiésel presentaba un mayor valor de presión de inyección máxima, pero la inyección ocurría antes; esto último, contrario a lo observado con el combustible AFO; esto puede ser debido a la compresibilidad del combustible que hace que se retrase el comienzo de la inyección.

Funcionamiento del motor

El funcionamiento del motor no se ha visto alterado con el empleo del combustible AFO, en ninguno de los ensayos. Los ensayos realizados tanto en bancos de ensayos como en condiciones reales a bordo de un buque de pesca no han presentado anomalía alguna en los motores diésel o

diferencias considerables al combustible diésel convencional DFO, en ninguno de los parámetros analizados.

Parámetros como la temperatura de escape o presión de sobrealimentación, que son un buen indicador del funcionamiento del motor, prácticamente no han variado con el empleo de ambos combustibles. Sin embargo, de manera general, el consumo específico del motor es sensiblemente inferior cuando emplea el combustible alternativo AFO, en todos los ensayos. Las principales propiedades del combustible que afectan al consumo específico corresponden al poder calorífico, viscosidad, densidad y tensión superficial [225]. El combustible AFO no contiene mejores propiedades de viscosidad y densidad que el combustible diésel, sobre todo para su empleo en los motores más rápidos ensayados (Minsel y Baudouin) en la presente contribución; una mayor densidad hará que el motor inyecte más masa por unidad de volumen de combustible [226-228]. En este sentido, Rinaldini [219] afirmaba que un combustible proveniente de materiales plásticos presentaba en todos los puntos de operación del motor ensayados un menor consumo específico debido a su menor densidad en comparación a un combustible diésel convencional.

Un combustible con un mayor poder calorífico (PCI) puede sugerir obtener una menor potencia y consumo específico (SFOC) [229, 230]. Otros autores, como Öztürk [221] observaron la misma afirmación con una mezcla de biodiésel (aceite de colza y avellana). Considerado lo presente, el combustible AFO presentaba un mayor valor de PCI y un menor SFOC. Gracias al precalentamiento del combustible AFO, las propiedades de densidad y viscosidad disminuían a unos valores en los que predomina la propiedad de PCI para hacer que su SFOC sea inferior al diésel, DFO.

De la misma manera, el PCI también es una propiedad esencial del combustible a la hora de evaluar la eficiencia térmica del motor [217, 221]. El combustible DFO presentaba un valor de SFOC superior al combustible AFO; sin embargo, contenía un menor valor de PCI que hacía que el motor presentase una menor eficiencia térmica con el empleo del combustible AFO, como era esperable [71]. Otros autores como Wang, presentaron tendencias similares con un combustible proveniente de aceites lubricantes con un mayor PCI que el combustible diésel, a pesar de contar con una viscosidad mayor [84].

Emisiones de los gases de escape

El combustible AFO cumple con la Regulación 18 del Anexo 13 del Comité de Protección del Medioambiente Marino de la IMO para combustibles marinos, ya que no incrementa los valores de NO_x comparando con el resto de combustibles destilados [156].

La temperatura en el cilindro es un factor que afecta a la formación de emisiones de NO_x en los gases de escape, junto con la concentración de oxígeno y la duración del periodo de la combustión [132, 148, 231]. El combustible AFO presentaba una menor temperatura en el cilindro en el momento de la combustión, debido a una menor presión de combustión, anteriormente comentado; con lo cual, como era de esperar, el combustible AFO presentaba menores niveles de emisiones de NO_x en comparación al DFO; de todas formas, el combustible AFO presentaba también una mayor duración de la combustión que podría disminuir dicha diferencia. Sin embargo, no ocurría lo mismo en los ensayos realizados por Can [148] con un combustible diésel mezclado con un biodiésel proveniente de aceites de fritura reciclados; al igual que el AFO, la mezcla de biodiésel presentaba un adelanto del inicio de la combustión que sugería una menor presión de combustión y temperatura de combustión, y por consiguiente una menor formación de NO_x . Sin embargo, presentaba mayores niveles de emisiones de NO_x . También cabría destacar que presentaba mayor duración de la combustión para todos los casos. Por consiguiente, hay diversos factores, no solo los citados anteriormente, que influyen en la formación de NO_x como las propiedades del combustible, la tecnología del sistema de inyección o las condiciones de operación del motor [148, 226]. Otros autores, experimentaron con dos combustibles biodiésel provenientes de aceites de pescado y frituras respectivamente; ambos combustibles presentaban mayores valores de densidad y viscosidad que un combustible diésel convencional, sin embargo, contaban todos con un valor de número de cetano similar; estos autores no realizaron un análisis del proceso de combustión pero con los resultados obtenidos asociaban un mayor nivel de emisiones de NO_x al parámetro de la temperatura de combustión, concentración de oxígeno (con una relación de combustible aire por encima de 1, y una duración de la combustión por encima de una temperatura de 1800 K [226]).

Con lo cual son varios los factores que afectan a la formación de emisiones de NO_x ; es por ello por lo que en literatura podemos encontrar combustibles alternativos que presentan mayores emisiones de NO_x [186-188, 226] y, sin embargo, otros, presentaban menores emisiones de NO_x en comparación a un combustible diésel convencional [189, 190]. En el caso de Wang y Ni [84], con el combustible alternativo de aceites lubricantes, presentaron similares valores de emisiones de NO_x respecto al diésel convencional, excepto para cargas altas del motor, con emisiones superiores.

Las emisiones de CO representan de manera indirecta la calidad del proceso de combustión. Las emisiones de CO dependen de diferentes factores, tales como, la estructura química del combustible, la homogeneidad del combustible, el periodo de combustión, la temperatura de combustión y la cantidad de aire durante el proceso de combustión, siendo este último uno de los parámetros más importantes [84, 135]. Según autores como Buyukkaya [191], un contenido

mayor de oxígeno y unas fracciones mayores de carbono en el combustible en la zona rica de la pre-mezcla puede acelerar la formación de emisiones de CO. En el caso de los biocombustibles no hay una tendencia clara, ya que dependerá de la composición primaria del combustible; hay autores que demostraban mayores emisiones de CO [192] y sin embargo otros autores demostraban menores emisiones de CO [186, 187, 191, 207].

En el caso del combustible AFO, emite mayores cantidades de CO en comparación al combustible DFO; cierto es que el contenido de carbono del combustible AFO es sensiblemente superior al combustible DFO. Lo mismo ocurre para los autores Wang y Ni [84] con el combustible proveniente de aceites lubricantes. En este caso, los autores concluyeron que sería interesante acometer acciones para reducir las emisiones de CO en el caso de emplear dicho combustible. Tal y como se ha podido comprobar en la presente contribución, con el motor mono-cilíndrico (Minsel), un ajuste del avance estático de la inyección podría contribuir a reducir las emisiones de CO. El ajuste debe realizarse siempre considerando un equilibrio con la afección de dicho ajuste al resto de formaciones de emisiones y parámetros de funcionamiento del motor. Otros autores demostraron procedimientos y resultados similares [137, 138].

Las emisiones de CO₂ cuentan cada vez con una mayor relevancia en el ámbito marítimo [193, 194]; estas emisiones se relacionan directamente con el consumo de combustible y la composición de dicho combustible, cuanto mayor sea el consumo de combustible y cuanto mayor sea el ratio de carbonos respecto al contenido de hidrógeno, mayores serán las emisiones de CO₂. Según autores, por cada tonelada de combustible diésel quemado, se emiten a la atmosfera 3,206 toneladas equivalentes de CO₂ [156]. En todos los ensayos, el combustible AFO es ligeramente inferior al consumo de combustible del motor quemando el combustible DFO; este hecho puede explicar menores emisiones de CO₂ cuando el motor emplea el combustible AFO. Aun así, las diferencias no son considerables; en general, las diferencias encontradas en literatura consultada no han sido muy notables; además, muchos de los estudios con combustibles alternativos, no presentaban un análisis de las emisiones de CO₂. Los autores Öztürk [221] y a Sanli, Canakci et al. [145], en sus respectivas investigaciones con diferentes biocombustibles, demostraron similares emisiones de CO₂ respecto a combustible diésel convencional. Otros autores presentaron alguna modesta diferencia (5%) para cargas elevadas de motor con un ratio concreto de mezcla de biocombustible (30% de un aceite vegetal) [232].

La IMO no limita las emisiones de hidrocarburos, es por ello por lo que en la presente contribución no se han realizado mediciones y análisis al respecto; sin embargo, un incremento de emisiones de CO, sugiere también un incremento de partículas o hidrocarburos; los autores Wang y Ni observaron esta similitud [84]. Sin embargo, si se han realizado mediciones de opacidad de los humos en los ensayos en los que ha sido posible. En los ensayos realizados, el combustible AFO

presentaba mayores valores de absorción de la luz, es decir mayor opacidad de los humos, pero dentro de los parámetros normales. Otros autores también realizaron estudios de la cantidad de humos emitida por el escape del motor con mezclas de un combustible biodiésel de algas y butanol; cuanto mayor era el ratio de butanol y carga del motor, menor opacidad de los humos obtenían [163]; otros autores demostraron unos niveles menores de opacidad para un biodiésel de aceite de soja para diferentes regímenes y cargas del motor comparado con un combustible diésel convencional [164]; los valores de opacidad de este biocombustible fueron similares a los obtenidos por el combustible AFO.

Para finalizar, cabe destacar la siguiente afirmación: durante todos los ensayos, cuanto mayor y más lento ha sido el motor, es decir, cuanto más disposición tiene el motor a quemar un combustible pesado, las diferencias entre ambos combustibles, en todos los aspectos, ha sido menor; siendo conscientes a su vez, de que el combustible AFO introducido al motor, precalentado, contaba con las características de un combustible diésel destilado, pero con un valor de viscosidad todavía superior al diésel DFO, y que además afectaba e influía directamente en diversos procesos de la operativa del motor.

Cabe destacar también la singularidad del presente estudio de investigación, novedoso dentro de su ámbito científico, por la superación y consecución de todas las etapas necesarias en un proceso de validación técnica de un combustible alternativo, con la culminación en su última etapa de un estudio en un entorno real, a bordo de un buque equipado con un motor de media potencia y media velocidad, y en condiciones reales de operación, donde básicamente apenas hay literatura científica depositada.

CONCLUSIONES Y TESIS FINAL

1. Conclusiones

De acuerdo a los objetivos asumidos al comienzo del trabajo de tesis doctoral, y las cuestiones planteadas a dar respuesta, se han determinado las siguientes conclusiones finales:

1. La flota pesquera representa a una parte del sector primario que es altamente dependiente del combustible, donde puede llegar a representar entorno al 40% de los gastos operacionales del buque. Además, las empresas armadoras ven como sus ingresos padecen un ligero estancamiento o incluso visos de verse reducidos debido a determinadas reglamentaciones de reciente aplicación como la nueva política pesquera común europea (PPC) que prohíbe los descartes de capturas. Ante esta situación y debido a su gran dependencia a los combustibles convencionales, y la tendencia de estos a ser económicamente volátiles, la flota debe actuar con proactividad y dentro de sus posibilidades, reducir al máximo su dependencia a este tipo de combustibles convencionales.
2. Considerando tres buques representativos de gran parte de la flota de los puertos pesqueros de la CAV, la flota de arrastre corresponde, con diferencia, a la más dependiente del combustible diésel; en general, estos buques son motorizados con motores principales de media velocidad; cuenta con una menor opción de mejora debido a que la mayor parte del consumo corresponde a la actividad de pesca de arrastre, donde debido al tiro demandado por el arte, el consumo del motor aumenta considerablemente. Por otro lado, esta tipología de flota corresponde a una actividad pesquera menos selectiva y probablemente se vea más afectada con la nueva política de descartes. Por otro lado, en general, estos buques son motorizados con motores principales de media velocidad. Con lo cual, se dan las circunstancias para estudiar la viabilidad técnica de un combustible alternativo de alta viscosidad en un buque representativo de la flota de arrastre de fondo perteneciente al sector de altura al fresco.
3. Las primeras pruebas realizadas en laboratorio tanto para el análisis físico-químico del combustible como para las propiedades de combustión del combustible dedujeron las siguientes conclusiones:
 - El combustible alternativo AFO cumple con las propiedades dictadas por la ISO 8127:2010 para combustibles diésel destilados excepto en la propiedad de la viscosidad, que es superior. A su vez, también contiene un mayor punto de

inflamación, número de cetano y poder calorífico superior que un combustible diésel convencional (DFO).

- Al disponer un contenido de viscosidad superior a un combustible diésel convencional, los resultados de laboratorio de las propiedades de combustión se comparan con dos combustibles pesados. En general, el combustible AFO contiene mejores características de combustión que un combustible pesado.
 - Las conclusiones obtenidas tras los ensayos de laboratorio dieron el visto bueno a probar el combustible en un banco de ensayos formado por un motor pequeño de alta velocidad con la premisa de calentar el combustible a 60°C previo a emplearlo, reduciendo así su viscosidad hasta los parámetros adecuados para un motor diésel.
4. Los ensayos realizados en el motor diésel pequeño de alta velocidad dedujeron que el combustible AFO iniciaba antes su ignición, pero su proceso de combustión es ligeramente superior al combustible diésel convencional; con cuenta con unas mejores cualidades de combustión que el combustible DFO; sin embargo, con un ajuste y adelanto del avance de la inyección las propiedades de funcionamiento del motor mejoran pero se ven aumentadas a su vez las emisiones de NO_x , con lo que hay que buscar un compromiso; de todas formas, el motor emite menos NO_x cuando emplea el combustible AFO que el DFO, y son precisamente éstas, las emisiones controladas por la IMO. Como conclusión general, el combustible AFO parece ser más idóneo para motores mayores y más lentos.
 5. Las conclusiones deducidas en el punto anterior dan pie a superar una etapa y continuar y profundizar más en el estudio y construir, para ello, un banco de ensayos con un motor de media potencia con una configuración que simule las condiciones reales de operación de un buque de arrastre, es decir un motor refrigerado por agua de mar y que replique las condiciones de motor y propulsión E2 (CPP) y E3 (FPP).
 6. Las diferencias observadas entre ambos combustibles son menores cuando el motor es mayor. Aun así, también ocurre que el combustible AFO arde antes pero su proceso de combustión concluye sensiblemente más tarde. El consumo másico del motor es menor con el combustible AFO; sin embargo, debido a un mayor valor de PCI, el rendimiento energético global del motor es mejor con el combustible DFO, aunque las diferencias no son muy notables. Las emisiones de NO_x también son menores para el combustible alternativo. Estas pruebas no pueden considerarse como concluyentes, aunque corresponden a un estudio extenso que han podido demostrar un correcto funcionamiento del motor durante las limitadas horas de ensayos; de la misma manera, los resultados

- sugieren la posibilidad de extender aún más si cabe el estudio y ensayar el combustible en un motor diésel marino de media potencia y media velocidad, a bordo de un buque pesquero de arrastre de fondo, en condiciones reales de operación.
7. Previo al estudio a bordo del buque, con el fin de asegurar y no dañar el sistema de inyección del motor del buque, debido a la alta viscosidad del combustible, se han llevado a cabo ensayos de inyección donde se ha deducido que para temperaturas de combustible cercanas a los 70°C quedaba garantizado el correcto funcionamiento del mismo; evitando problemas debido a la compresibilidad del combustible o incluso debido a un exceso de calentamiento del mismo.
 8. Las conclusiones obtenidas en los puntos anteriores han permitido continuar y profundizar con el estudio; la siguiente etapa pues, ha consistido en la adaptación de una sala de máquinas de un buque arrastrero mediante la instalación de un circuito y módulo de calentamiento y control de la viscosidad del combustible AFO para la realización de pruebas en entorno real.
 9. El buque pesquero ha operado con normalidad empleando el combustible AFO. Al igual que ocurría con el motor anterior, cuanto mayor es el motor, las diferencias entre ambos combustibles ha sido menor. Ocurre también que el combustible AFO arde con una sensible anterioridad y el proceso de combustión concluye sensiblemente después. Ésta ha sido una tendencia general en todos los ensayos con los diferentes motores; con lo cual, se deduce que el combustible AFO está compuesto de componentes ligeros y volátiles que hacen que la ignición ocurra antes, pero que cuenta también con componentes más pesados que ralentizan el final de la combustión, pero cabe destacar que las diferencias son pequeñas.
 10. En cuanto al sistema de inyección, a bordo del buque, el combustible AFO presenta un retraso del comienzo de la inyección, debido a la compresibilidad del combustible a 70°C; con lo que, ante un escenario de uso en continuo del combustible, resultaría interesante llevar a cabo un adelanto del avance de la inyección, con un compromiso de no aumentar las emisiones de NO_x por encima de lo permitido, aunque el combustible alternativo sigue emitiendo menor cantidad de NO_x.
 11. El buque ha consumido del orden de 40.000 litros de combustible AFO; en términos relativos parece una cantidad importante, pero en términos globales, representa un 4-5% de su consumo anual; aun así, es una muestra representativa y los resultados sugieren que

el empleo del combustible alternativo es técnicamente viable; sin embargo, las características de operación reales únicamente se podrían conocer con exactitud con un empleo continuado en un tiempo prolongado.

12. Considerando lo citado en el punto anterior, se trasladan los resultados obtenidos a un hipotético escenario de un año de empleo del combustible; el uso del combustible AFO hace que consuma 8 toneladas menos de combustible y emita 20 toneladas menos de CO₂ a la atmósfera. Ante un mismo precio de ambos combustibles, el gasto en combustible sería menor. Además, considerando el carácter reciclado del combustible, su huella de carbono se vería reducida considerablemente.

2. Tesis final

“El empleo de este combustible alternativo, proveniente de aceites lubricantes residuales reciclados y de alta viscosidad, en motores diésel de media potencia y media velocidad es técnicamente viable si se adapta el motor a las condiciones de quemar un combustible pesado, calentando previamente, y analizando la posibilidad de adelantar ligeramente el comienzo de la inyección. En un hipotético caso de implantación, la flota de arrastre vería reducido ligeramente su dependencia al combustible y emisiones de CO₂ y, sobre todo, emisiones de NO_x; sin embargo, la incertidumbre en cuanto al comportamiento del combustible alternativo en condiciones reales, sigue estando latente hasta llevar a cabo un empleo continuado del mismo durante un periodo prolongado en el tiempo”.

TRABAJOS FUTUROS

Tras la finalización del estudio de investigación titulado “*ANÁLISIS DE UN COMBUSTIBLE PROVENIENTE DE ACEITE LUBRICANTE RECICLADO PARA USO EN MOTORES DIÉSEL MARINOS DE MEDIA VELOCIDAD*”, resulta importante identificar las líneas de trabajo futuras y dar así una continuidad al conocimiento adquirido durante el trabajo de investigación.

Durante el desarrollo de la presente tesis doctoral, han surgido posibles líneas de investigación futuras que quedan abiertas a explorar. Estas líneas de investigación o trabajos futuros pueden ser desarrollados por otro personal investigador como resultado de esta tesis que por excederse del alcance de la presente contribución no han sido explorados.

A continuación, se plantean líneas de investigación a explorar, como fruto de la presente tesis doctoral.

- (1) Estudio técnico en el tiempo del **uso continuo del combustible en condiciones reales**. En la presente contribución, el buque ha empleado 270 horas de operación cuasi-continua con el combustible AFO, consumiendo una cantidad aproximada a los 40.000 litros; representa el 4% del consumo anual total del buque. Según datos ofrecidos por personal técnico cualificado¹ en mantenimiento, reparación e instalación de motores diésel marinos, la vida estimada de un motor diésel marino de media velocidad en servicio puede alcanzar los 20 años, que equivalen a 100.000 horas de operación aproximadamente; lo habitual es realizar reparaciones integrales cada 20.000-25.000 horas de operación, es decir, unos 4-5 años. Con lo cual, el empleo de combustibles alternativos o no convencionales requiere de una experiencia, control y estudio prolongado en el tiempo para alcanzar el conocimiento íntegro y llegar a unas conclusiones definitivas.

- (2) Estudio para el **ajuste óptimo del sistema de inyección** del motor diésel de media velocidad para el empleo óptimo de combustibles alternativos de alta viscosidad. En el Capítulo I se pudo observar que una modificación o ajuste del avance de la inyección, en este caso un adelanto de 4°, mejoraba considerablemente las condiciones operativas del motor pequeño de alta velocidad con dicho combustible; aun así, cierto es, que, en este caso particular, se sospechaba que el motor Minsel no se recibió por parte de la empresa correctamente ajustado a operar en condiciones óptimas con el combustible convencional DFO. Independientemente de ello, son varios los aspectos de a tener en cuenta para optimizar el sistema de inyección del motor acorde a las condiciones exigidas por el nuevo combustible alternativo de alta viscosidad, AFO.

¹ Comunicaciones verbales con personal técnico cualificado de SKV-Yanmar.

- a. El calentamiento de combustible hace reducir su viscosidad para poder completar el proceso de inyección con normalidad; sin embargo, un exceso de calentamiento puede activar un proceso de vaporización del combustible que formación de burbujas del combustible; de esta manera se perderían sus cualidades de lubricación, dañando por lo tanto, las partes metálicas del sistema de inyección; esto puede evitarse si el motor cuenta con una válvula de regulación para controlar la presión de alimentación del combustible. Resultaría de interés realizar un estudio de **control de la temperatura y viscosidad del combustible para optimizar el sistema de inyección** del motor con el empleo de un combustible alternativo de alta viscosidad.
 - b. El rendimiento energético del motor y su consumo de combustible podrían verse mejorado con un **ajuste del avance de la inyección** del motor con el empleo del combustible AFO. Al realizar un avance de la inyección dentro de un margen, pueden verse disminuidas la formación de partículas y humo; como contrapartida, un avance de la inyección puede traer consigo un aumento de la presión de combustión y aumento de emisiones de NO_x. Este es un punto muy a tener en cuenta debido a que los motores diésel marinos cuentan con poco margen, ya que están ya ajustados a cumplir con la nueva normativa Tier II y Tier III. Con lo cual, resultaría interesante un estudio de ajuste del avance de la inyección para optimizar el uso del combustible alternativo, pero siempre dentro de unos márgenes establecidos, para el cumplimiento con la normativa actual de emisiones.
- (3) **Estudio técnico del empleo de mezclas de combustible** alternativo AFO y un combustible diésel convencional, tipo DFO. Son muchos los trabajos de investigación llevados a cabo para el estudio de un combustible alternativo mezclado con un combustible convencional; las mezclas suelen ser en diferentes ratios y proporciones, aportando así las propiedades de cada combustible a la mezcla en función de dichas proporciones. Resultaría de sumo interés llevar a cabo un estudio técnico de la posibilidad de emplear el combustible AFO mezclado en diferentes proporciones con el combustible DFO; uno de los puntos de interés sería el nuevo valor de viscosidad que obtuviera la mezcla, en función de la proporción y encontrar el límite máximo de proporción de AFO donde aún no fuera necesario precalentarlo para poder ser empleado; estudiar todas las principales propiedades físico-químicas del combustible mezcla y concluir también, por supuesto, con el estudio de funcionamiento, eficiencia y emisiones del motor para ese ratio de mezcla.

- (4) **Estudio termoeconómico** y aplicación del **concepto de economía circular** en el desarrollo de este combustible alternativo AFO y que implique además un **estudio de análisis de ciclo de vida** (LCA) del propio combustible.
- a. **Estudio económico** para la producción del combustible a niveles de abastecimiento de la flota; análisis de costes y precio de mercado.
 - b. La termoeconomía proporciona conocimiento esencial para el análisis, la evaluación y la optimización de los sistemas y procesos industriales². Un **análisis termoeconómico** realiza una aplicación combinada de la termodinámica (análisis exergético) y de la economía. La exergía es una magnitud termodinámica que corresponde a la parte de la energía empleada en realizar el trabajo útil. Con lo cual, la termoeconomía será una herramienta útil de análisis y optimización de los costes del proceso de generación del combustible AFO en una refinería, basada en la aplicación del concepto de la exergía.
 - c. La **economía circular** pretende hacer un uso eficiente de los recursos. En un contexto de escasez y fluctuación de los costes de las materias primas, como es el caso de los combustibles fósiles, la economía circular contribuye a la seguridad del suministro y a la reindustrialización de la zona³. Se trata de concluir con la actual economía lineal (extracción, fabricación, utilización y eliminación) y reconvertirla en circular evitando la eliminación del residuo y favoreciendo su reutilización. La generación y utilización del combustible AFO proveniente de aceites lubricantes residuales reciclados encaja dentro del marco de la economía circular.
 - d. El **análisis de ciclo de vida** (ACV, y en inglés, LCA - *Life Cycle Assessment*) es una metodología para medir el impacto ambiental de un producto al igual que su **huella de carbono**. Para no exceder el alcance de la presente tesis doctoral, no se ha llevado a cabo un estudio de ACV, pero resultaría de gran interés realizar también un estudio de impacto ambiental y huella de carbono del producto “combustible alternativo AFO”, dentro de esta cuarta línea.

² Villalón, Torrent y Aragón. Termoeconomía y Optimización Energética. Fundación Gómez Pardo (2009).

³ Página web: www.economiacircular.org

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Rojon, I. and T. Smith, *On the attitudes and opportunities of fuel consumption monitoring and measurement within the shipping industry and the identification and validation of energy efficiency and performance interventions*. 2014.
2. Basurko, O.C., G. Gabiña, and Z. Uriondo, *Energy performance of fishing vessels and potential savings*. *Journal of Cleaner Production*, 2013. 54: p. 30-40.
3. Lee, R., J. Pedley, and C. Hobbs, *Fuel Quality Impact on Heavy Duty Diésel Emissions:- A Literature Review*. SAE Technical Paper 982649, 1998.
4. Reitz, R.D., *Directions in internal combustion engine research*. *Combustion and Flame*, 2013. 160(1): p. 1-8.
5. IMO, *Third IMO Greenhouse Gas Study*. . International Maritime Organization, 2014.
6. UNCTAD, *Review of Maritime Transport*. United Nations Conference on Trade and Development, 2015.
7. Buhaug, Ø., et al., *Second IMO GHG Study 2009*, 2009, International Maritime Organization (IMO): London. p. 240.
8. Haji, S., et al., *Bridging the shipping gap: 2 degrees pathways and carbon pricing*, in *Shipping in Changing Climates Conference: Provisioning the future*2014: Liverpool, UK.
9. ISO, *ISO 8217 Petroleum products - fuels (class F) - specifications of marine fuels*, in *International Organization for Standarization*2010.
10. IMO, *Report of the Marine Environment Protection Commitee on its fifty-eighth session*. 2008.
11. Fagerholt, K., et al., *Maritime routing and speed optimization with emission control areas*. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 2015. 52: p. 57-73.
12. Cummins. *Meeting the Next Challenge: IMO Tier II and III*.
13. Lindstad, H., et al., *Maritime shipping and emissions: A three-layered, damage-based approach*. *Ocean Engineering*, 2015. 110, Part B: p. 94-101.
14. EU, *Renewable Energy Directive (2009/28/EC)* European Commission, 2009.
15. EU, *Fuel Quality Directive (2009/30/EC)*. European Commission, 2009.
16. UNFCCC, *Adoption of the Paris Agreement*. Framework Convention on Climate Change, 2015.
17. Shafiee, S. and E. Topal, *When will fossil fuel reserves be diminished?* *Energy Policy*, 2009. 37(1): p. 181-189.

18. Capellan-Perez, I., et al., *Likelihood of climate change pathways under uncertainty on fossil fuel resource availability*. Energy & environmental Science, 2016. 9: p. 2482-2496.
19. Asif, M. and T. Muneer, *Energy supply, its demand and security issues for developed and emerging economies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007. 11(7): p. 1388-1413.
20. Bows-Larkin, A., T. Smith, and P. Wrobel, *Shipping in changing climates*. Marine Policy, 2016.
21. Lee, C.-Y., H.L. Lee, and J. Zhang, *The impact of slow ocean steaming on delivery reliability and fuel consumption*. Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review, 2015. 76: p. 176-190.
22. Lu, R., et al., *Speed management for energy efficient shipping*. Shipping in Changing Climates Conference, 2015.
23. Lu, R., O. Turan, and E. Boulougouris, *Voyage optimisation: prediction of ship specific fuel consumption for energy efficient shipping*. Low Carbon Shipping Conference, 2013.
24. Basurko, O.C. and Z. Uriondo, *Condition-Based Maintenance for medium speed diesel engines used in vessels in operation*. Applied Thermal Engineering, 2015. 80: p. 404-412.
25. Murphy, A. and K. Pazouki, *Exhaust Gas Emissions from Regional Shipping: Mitigating Technologies and Emission Prediction*. . The Royal Institution of Naval Architects, 2012. International conference on The Environmentally Friendly Ship: p. 77-86.
26. Rehmatulla, N., et al., *Wind technologies: Opportunities and barriers to a low carbon shipping industry*. Marine Policy, 2015.
27. Mander, S., *Slow steaming and a new dawn for wind propulsion: A multi-level analysis of two low carbon shipping transitions*. Marine Policy, 2016.
28. Buckingham, J., *Mapping the Hybrid Solution Space*. Shipping in Changing Climates Conference, 2014.
29. Whitelegg, I. and R. Bucknalla, *Electrical Propulsion in the Low Carbon Economy*. Low Carbon Shipping Conference, 2013.
30. Suárez de la Fuente, S., D. Roberge, and A.R. Greig, *Safety and CO2 emissions: Implications of using organic fluids in a ship's waste heat recovery system*. Marine Policy, 2016.
31. Suárez de la Fuente, S. and A.R. Greig, *Making shipping greener: ORC modelling under realistic operative conditions*. Low Carbon Shipping Conference, 2013.

32. Gabiña, G., et al., *Energy efficiency in fishing: Are magnetic devices useful for use in fishing vessels?* Applied Thermal Engineering, 2016. 94: p. 670-678.
33. Jain, S. and S. Deshmukh, *Experimental Investigation of Magnetic Fuel Conditioner (M.F.C) in I.C. engine.* Journal of Engineering 2012. 2(7): p. 27-31.
34. Raucci, C., et al., *Evaluating scenarios for alternative fuels in international shipping.* Low Carbon Shipping Conference, 2013.
35. Raucci, C., et al., *A framework to evaluate hydrogen as fuel in international shipping.* Shipping in Changing Climates Conference, 2014.
36. Ang, B.W., A.R. Mu, and P. Zhou, *Accounting frameworks for tracking energy efficiency trends.* Energy Economics, 2010. 32(5): p. 1209-1219.
37. BioEnciclopedia, www.bioenciclopedia.com.
38. Rankia, *¿Cuanto cuesta extraer un barril de petróleo?* Comunidad financiera Rankia. www.rankia.com, 2015.
39. Lettieri, S., *El precio del petróleo: La geopolítica en movimiento.* Centro de Capitanes de Ultramar y Oficiales de la Marina Mercante. www.capitanes.org, 2015.
40. Expansión, *Precio del petróleo OPEP por barril.* www.datosmacro.com.
41. Khan, M.I., *Falling oil prices: Causes, consequences and policy implications.* Journal of Petroleum Science and Engineering, 2017. 149: p. 409-427.
42. <http://www.oil-price.net/>.
43. Prellezo, R. and R. Curtin, *Confronting the implementation of marine ecosystem-based management within the Common Fisheries Policy reform.* Ocean & Coastal Management, 2015. 117: p. 43-51.
44. FAO, *Report of the technical consultation to develop international guidelines on bycatch management and reduction of discards. Rome, 6–10 December 2010.* . FAO fisheries and aquaculture report, 2010. 957: p. 32p.
45. Sigurðardóttir, S., et al., *How can discards in European fisheries be mitigated? Strengths, weaknesses, opportunities and threats of potential mitigation methods.* Marine Policy, 2015. 51: p. 366-374.
46. Alzorriz, N., et al., *Questioning the effectiveness of technical measures implemented by the Basque bottom otter trawl fleet: Implications under the EU landing obligation.* Fisheries Research, 2016. 175: p. 116-126.

47. UNE, *UNE-EN 16247-1:2012 Auditorías Energéticas, Parte 1: Requisitos generales*. AENOR. . 2012.
48. LR, *Ship Energy Services*. www.lr.org/sectors/marine/Services/Consultancy/ES/. Lloyd's Register, 2010.
49. Parker, R., *Energy performance of wild-capture marine fisheries at global, regional, and local scales*. Fisheries and Aquaculture. University of Tasmania, 2016.
50. Tyedmers, P. and R. Parker, *Fuel Consumption and Greenhouse Emissions from Global Tuna Fisheries. A preliminary assessment*. ISSF Technical Report 2012-03, 2012. International Seafood Sustainability Foundation, McLean, Virginia, USA
51. Reda, A.A., et al., *Gas phase carbonyl compounds in ship emissions: Differences between diesel fuel and heavy fuel oil operation*. Atmospheric Environment, 2014. 94: p. 467-478.
52. Denton, J., *Used oil in bunker fuel: a review of potential human health implications*. Office of Environmental Health Hazard Assessment. California Environmental Protection Agency, 2004.
53. EPA, *Environmental protection agency*. <https://energy.gov/nepa/environmental-protection-agency>. 1999.
54. Viscopedia, <http://www.viscopedia.com/viscosity-tables/substances/bunker-oil-marine-fuel-oil/>.
55. Chryssakis, C., et al., *Alternative fuels for shipping*. DNV LG Strategic Research & Innovation. Position paper, 2014.
56. IMO, *Nitrogen Oxides - Regulation 13*. www.imo.org.
57. Höök, M. and X. Tang, *Depletion of fossil fuels and anthropogenic climate change—A review*. Energy Policy, 2013. 52: p. 797-809.
58. Hosseini, S.H. and H. Shakouri G, *A study on the future of unconventional oil development under different oil price scenarios: A system dynamics approach*. Energy Policy, 2016. 91: p. 64-74.
59. Ma, F. and M.A. Hanna, *Biodiesel production: a review I*. Bioresource Technology, 1999. 70(1): p. 1-15.
60. Meher, L.C., D. Vidya Sagar, and S.N. Naik, *Technical aspects of biodiesel production by transesterification—a review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2006. 10(3): p. 248-268.

61. Gerpen, J.V., *Biodiésel processing and production*. Fuel Processing Technology, 2005. 86(10): p. 1097-1107.
62. Balat, M. and H. Balat, *Progress in biodiésel processing*. Applied Energy, 2010. 87(6): p. 1815-1835.
63. Dufey, A., *Biofuels production, trade and sustainable development: emerging issues*. Sustainable Markets Group, ed. E.E. Programme2006.
64. Santagata, R., M. Ripa, and S. Ulgiati, *An environmental assessment of electricity production from slaughterhouse residues. Linking urban, industrial and waste management systems*. Applied Energy, 2017. 186, Part 2: p. 175-188.
65. Vega-Quezada, C., M. Blanco, and H. Romero, *Synergies between agriculture and bioenergy in Latin American countries: A circular economy strategy for bioenergy production in Ecuador*. New Biotechnology.
66. Hoekman, S.K., et al., *Review of biodiésel composition, properties, and specifications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. 16(1): p. 143-169.
67. Utlu, Z. and M.S. Koçak, *The effect of biodiésel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diésel engine performance and exhaust emissions*. Renewable Energy, 2008. 33(8): p. 1936-1941.
68. Ramadhas, A.S., C. Muraleedharan, and S. Jayaraj, *Performance and emission evaluation of a diésel engine fueled with methyl esters of rubber seed oil*. Renewable Energy, 2005. 30(12): p. 1789-1800.
69. Alptekin, E., *Emission, injection and combustion characteristics of biodiésel and oxygenated fuel blends in a common rail diésel engine*. Energy, 2017. 119: p. 44-52.
70. *European Biofuels Technology Platform*, <http://www.biofuelstp.eu/shipping-biofuels.html>.
71. Kannan, G.R. and R. Anand, *Effect of injection pressure and injection timing on DI diésel engine fuelled with biodiésel from waste cooking oil*. Biomass and Bioenergy, 2012. 46: p. 343-352.
72. Chung, Y.C., et al., *Temperature and water effects on the biodeterioration for marine fuel oil*. Fuel, 2000. 79(12): p. 1525-1532.
73. Schleicher, T., et al., *Microbiological stability of biodiésel–diésel-mixtures*. Bioresource Technology, 2009. 100(2): p. 724-730.
74. Kolzwan, K. and M. Narewski, *Alternative fuels for marine applications*. Latvian Journal of Chimestry, 2012. No 4: p. 398-406.

75. Wong, S.L., et al., *Current state and future prospects of plastic waste as source of fuel: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. 50: p. 1167-1180.
76. Sharma, B.K., et al., *Production, characterization and fuel properties of alternative diésel fuel from pyrolysis of waste plastic grocery bags*. Fuel Processing Technology, 2014. 122: p. 79-90.
77. Kunwar, B., et al., *Plastics to fuel: a review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. 54: p. 421-428.
78. Lopez, G., et al., *Thermochemical routes for the valorization of waste polyolefinic plastics to produce fuels and chemicals. A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. 73: p. 346-368.
79. Mani, M., C. Subash, and G. Nagarajan, *Performance, emission and combustion characteristics of a DI diésel engine using waste plastic oil*. Applied Thermal Engineering, 2009. 29(13): p. 2738-2744.
80. Williams, P.T., *Pyrolysis of waste tyres: A review*. Waste Management, 2013. 33(8): p. 1714-1728.
81. Kumaravel, S.T., A. Murugesan, and A. Kumaravel, *Tyre pyrolysis oil as an alternative fuel for diésel engines – A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. 60: p. 1678-1685.
82. Wang, W.-C., et al., *Alternative fuel produced from thermal pyrolysis of waste tires and its use in a DI diésel engine*. Applied Thermal Engineering, 2016. 93: p. 330-338.
83. Frigo, S., et al., *Liquid fuel production from waste tyre pyrolysis and its utilisation in a Diésel engine*. Fuel, 2014. 116: p. 399-408.
84. Wang, X. and P. Ni, *Combustion and emission characteristics of diésel engine fueled with diésel-like fuel from waste lubrication oil*. Energy Conversion and Management, 2017. 133: p. 275-283.
85. Lam, S.S., et al., *Progress in waste oil to sustainable energy, with emphasis on pyrolysis techniques*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. 53: p. 741-753.
86. Naima, K. and A. Liazid, *Waste oils alternative fuel for diésel engine: A review*. Journal of Petroleum Technology and Alternative Fuels, 2013. 4 (3).
87. Demirbas, A., et al., *Diésel Fuel From Waste Lubricating Oil by Pyrolytic Distillation*. Petroleum Science and Technology, 2015. 33(2): p. 129-138.
88. Al-Lal, A.-M., et al., *Desulfurization of pyrolysis fuels obtained from waste: Lube oils, tires and plastics*. Fuel, 2015. 150: p. 208-216.

89. Tsai, W.-T., *An analysis of used lubricant recycling, energy utilization and its environmental benefit in Taiwan*. Energy, 2011. 36(7): p. 4333-4339.
90. Kapustina, V., et al., *System analysis of waste oil management in Finland* Waste Management & Research, 2004. 32(4): p. 297-303.
91. Circular, E. <http://economieacircular.org/>.
92. Behera, P. and S. Murugan, *Combustion, performance and emission parameters of used transformer oil and its diésel blends in a DI diésel engine*. Fuel, 2013. 104: p. 147-154.
93. Bhaskar, T., et al., *Recycling of waste lubricant oil into chemical feedstock or fuel oil over supported iron oxide catalysts*. Fuel, 2004. 83(1): p. 9-15.
94. Aburas, H., A. Bafail, and A. Demirbas, *The Pyrolyzing of Waste Lubricating Oil (WLO) Into Diésel Fuel Over a Supported Calcium Oxide Additive*. Petroleum Science and Technology, 2015. 33(2): p. 226-236.
95. Breyer, S., et al., *Production of an alternative fuel by the co-pyrolysis of landfill recovered plastic wastes and used lubrication oils*. Waste Management, 2017. 60: p. 363-374.
96. Maceiras, R., V. Alfonsín, and F.J. Morales, *Recycling of waste engine oil for diésel production*. Waste Management, 2017. 60: p. 351-356.
97. Maeda, K., et al., *Combustion Characteristics of Recycled Lubricating Oil as Diésel Fuel*. The Japan Society of Mechanical Engineering. The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.
98. Hamouda, M., et al., *Experimental Study of using Recycled Lubricating Oil as a Diésel Engine Fuel*. International Journal of Advances in Engineering & Technology, 2016. 03(11).
99. Prabakaran, B. and Z. Zachariah, *Production of Fuel from Waste Engine oil and Study of performance and emission characteristics in a Diésel engine*. International Journal of ChemTech Research, 2016. 9(05): p. 474-480.
100. Wright, M.M., et al., *Techno-economic analysis of biomass fast pyrolysis to transportation fuels*. Fuel, 2010. 89, Supplement 1: p. S2-S10.
101. Bengtsson, S., E. Fridell, and K. Andersson, *Environmental assessment of two pathways towards the use of biofuels in shipping*. Energy Policy, 2012. 44: p. 451-463.
102. Carraretto, C., et al., *Biodiésel as alternative fuel: Experimental analysis and energetic evaluations*. Energy, 2004. 29(12-15): p. 2195-2211.

103. Achtnicht, M., G. Bühler, and C. Hermeling, *The impact of fuel availability on demand for alternative-fuel vehicles*. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 2012. 17(3): p. 262-269.
104. Liew, W.H., M.H. Hassim, and D.K.S. Ng, *Review of evolution, technology and sustainability assessments of biofuel production*. Journal of Cleaner Production, 2014. 71: p. 11-29.
105. Heald, A. and M. Muller, *Severe burns due to biofuel heater injury: A case series*. Burns, 2016. 42(2): p. e13-e17.
106. Shahir, S.A., et al., *Feasibility of diésel–biodiésel–ethanol/bioethanol blend as existing CI engine fuel: An assessment of properties, material compatibility, safety and combustion*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014. 32: p. 379-395.
107. Jakeria, M.R., M.A. Fazal, and A.S.M.A. Haseeb, *Influence of different factors on the stability of biodiésel: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014. 30: p. 154-163.
108. Dutta, S., *A review on production, storage of hydrogen and its utilization as an energy resource*. Journal of Industrial and Engineering Chemistry, 2014. 20(4): p. 1148-1156.
109. Park, S.H. and C.S. Lee, *Applicability of dimethyl ether (DME) in a compression ignition engine as an alternative fuel*. Energy Conversion and Management, 2014. 86: p. 848-863.
110. Tangöz, S., et al., *Effects of compression ratio on performance and emissions of a modified diésel engine fueled by HCNG*. International Journal of Hydrogen Energy, 2015. 40(44): p. 15374-15380.
111. Ushakov, S., H. Valland, and V. Æsøy, *Combustion and emissions characteristics of fish oil fuel in a heavy-duty diésel engine*. Energy Conversion and Management, 2013. 65: p. 228-238.
112. Trodden, D.G., et al., *Fuel usage data analysis for efficient shipping operations*. Ocean Engineering, 2015. 110, Part B: p. 75-84.
113. VPS, *Veritas Petroleum Services. Fuel Quality Testing*. <http://www.v-p-s.com/fuel-quality-testing.html>.
114. CIMAC, *Fuel quality guide - ignition and combustión* The International Council on Combustion Engines, 2011.
115. DNV, *Manual for the course: Fuel Oil Quality and Fuel Oil Treatment*. A joint course arranged by: DNV Petroleum Services and Alfa Laval.

116. Viscopedia. <http://www.viscopedia.com/calculator/astm-d341-viscosity-temperature-extrapolation/>.
117. Xing-cai, L., et al., *Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diésel engine fueled with ethanol–diésel blend fuel*. Fuel, 2004. 83(14–15): p. 2013-2020.
118. Vermeire, M., J. Spencer, and W. Ang, *Bench beste techniques to assess the efficacy of marine fuel additives to improve combustion*. CIMAC Congress, Vienna, 2007. Paper No. 139.
119. Takeda, A., *The ignition and the combustion quality by FIA of actual MFO and the countermeasure against the MFO with inferior quality*. CIMAC Congress, Vienna, 2007. Paper No. 199.
120. Agarwal, A.K., et al., *Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diésel engine*. Fuel, 2013. 111: p. 374-383.
121. Mani, M. and G. Nagarajan, *Influence of injection timing on performance, emission and combustion characteristics of a DI diésel engine running on waste plastic oil*. Energy, 2009. 34(10): p. 1617-1623.
122. Mani, M., G. Nagarajan, and S. Sampath, *Characterisation and effect of using waste plastic oil and diésel fuel blends in compression ignition engine*. Energy, 2011. 36(1): p. 212-219.
123. Arpa, O., R. Yumrutas, and A. Demirbas, *Production of diésel-like fuel from waste engine oil by pyrolitic distillation*. Applied Energy, 2010. 87(1): p. 122-127.
124. Shahabuddin, M., et al., *Ignition delay, combustion and emission characteristics of diésel engine fueled with biodiésel*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. 21: p. 623-632.
125. Chang, C. and P. Farrell, *A Study on the Effects of Fuel Viscosity and Nozzle Geometry on High Injection Pressure Diésel Spray Characteristics*. SAE International, 1997. Paper 970353.
126. Rakopoulos, D.C., *Heat release analysis of combustion in heavy-duty turbocharged diésel engine operating on blends of diésel fuel with cottonseed or sunflower oils and their bio-diésel*. Fuel, 2012. 96: p. 524-534.

127. Steernberg, K. and S. Gorget, *The effects of changing oil industry on marine fuel quality and how new and old analytical techniques can be used to ensure predictable performance in marine diésel engines*. CIMAC Congress, Vienna, 2007. Paper No. 198.
128. Shiode, K., T. Kijima, and G. Fiskaa, *Ignition properties for marine fuels established on the fuel ignition analyser FIA 100/2*. CIMAC Congress, Copenhagen, 1998: p. 369-380.
129. Sakai, Y., et al., *Evaluation on stability and combustibility of marine fuel*. CIMAC Congress, Hamburg, 2001: p. 630-638.
130. Canakci, M., *Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diésel fuels and biodiésel*. Bioresource Technology, 2007. 98(6): p. 1167-1175.
131. Raheman, H. and S.V. Ghadge, *Performance of compression ignition engine with mahua (*Madhuca indica*) biodiésel*. Fuel, 2007. 86(16): p. 2568-2573.
132. Sayin, C., et al., *Effect of injection timing on the exhaust emissions of a diésel engine using diésel–methanol blends*. Renewable Energy, 2009. 34(5): p. 1261-1269.
133. Narasiman, V., S. Jeyakumar, and M. Mani, *Impact of combustion on ignition delay and heat release curve of a single cylinder diésel engine using neat sardine oil as a fuel*. International Journal of Advances in Engineering & Technology, 2014. 6(6): p. 2464-2470.
134. Yasar, A., M. Bilgili, and S. Yildizhan, *The Influence of Diésel-Biodiésel-Alcohol Blends on the Performance and Emissions in a Diésel Engine*. International Journal of Scientific and Technological Research, 2015. 1.
135. Arpa, O., R. Yumrutaş, and Ö. Kaşka, *Desulfurization of diésel-like fuel produced from waste lubrication oil and its utilization on engine performance and exhaust emission*. Applied Thermal Engineering, 2013. 58(1–2): p. 374-381.
136. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, ed. M.-H.I. Editions1988.
137. Mohan, B., W. Yang, and S.k. Chou, *Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines—A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. 28: p. 664-676.
138. Sayin, C., K. Uslu, and M. Canakci, *Influence of injection timing on the exhaust emissions of a dual-fuel CI engine*. Renewable Energy, 2008. 33(6): p. 1314-1323.
139. Gabiña, G., et al., *Waste oil-based alternative fuels for marine diésel engines*. Fuel Processing Technology, 2016. 153: p. 28-36.

140. Arpa, O., R. Yumrutaş, and Z. Argunhan, *Experimental investigation of the effects of diésel-like fuel obtained from waste lubrication oil on engine performance and exhaust emission*. Fuel Processing Technology, 2010. 91(10): p. 1241-1249.
141. Yilmaz, N., et al., *Effect of biodiésel–butanol fuel blends on emissions and performance characteristics of a diésel engine*. Fuel, 2014. 135: p. 46-50.
142. Chauhan, B.S., N. Kumar, and H.M. Cho, *A study on the performance and emission of a diésel engine fueled with Jatropha biodiésel oil and its blends*. Energy, 2012. 37(1): p. 616-622.
143. Karabektas, M., *The effects of turbocharger on the performance and exhaust emissions of a diésel engine fuelled with biodiésel*. Renewable Energy, 2009. 34(4): p. 989-993.
144. Pugazhivadivu, M. and K. Jeyachandran, *Investigations on the performance and exhaust emissions of a diésel engine using preheated waste frying oil as fuel*. Renewable Energy, 2005. 30(14): p. 2189-2202.
145. Sanli, H., et al., *Effects of waste frying oil based methyl and ethyl ester biodiésel fuels on the performance, combustion and emission characteristics of a DI diésel engine*. Fuel, 2015. 159: p. 179-187.
146. Ciria, J.I., *Estudio de la combustión en motores diésel*, W. Iberica, Editor.
147. Villamar, C.G., S.J. Fygueroa, and M.J. Martín, *Influencia de algunos parámetros sobre el ciclo de un motor de encendido por compresión*. Información Tecnológica, 2009. 20 (1): p. 67-72.
148. Can, Ö., *Combustion characteristics, performance and exhaust emissions of a diésel engine fueled with a waste cooking oil biodiésel mixture*. Energy Conversion and Management, 2014. 87: p. 676-686.
149. Mani, M., G. Nagarajan, and S. Sampath, *An experimental investigation on a DI diésel engine using waste plastic oil with exhaust gas recirculation*. Fuel, 2010. 89(8): p. 1826-1832.
150. Ramadhas, A.S., et al., *Artificial neural networks used for the prediction of the cetane number of biodiésel*. Renewable Energy, 2006. 31(15): p. 2524-2533.
151. Atmanli, A., *Effects of a cetane improver on fuel properties and engine characteristics of a diésel engine fueled with the blends of diésel, hazelnut oil and higher carbon alcohol*. Fuel, 2016. 172: p. 209-217.
152. Li, R., et al., *Effects of cetane number improvers on the performance of diésel engine fuelled with methanol/biodiésel blend*. Fuel, 2014. 128: p. 180-187.

153. Aldhaidhawi, M., R. Chiriac, and V. Badescu, *Ignition delay, combustion and emission characteristics of Diésel engine fueled with rapeseed biodiésel – A literature review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. 73: p. 178-186.
154. Lešnik, L., et al., *The influence of biodiésel fuel on injection characteristics, diésel engine performance, and emission formation*. Applied Energy, 2013. 111: p. 558-570.
155. Gumus, M., C. Sayin, and M. Canakci, *The impact of fuel injection pressure on the exhaust emissions of a direct injection diésel engine fueled with biodiésel–diésel fuel blends*. Fuel, 2012. 95: p. 486-494.
156. IMO, *Report of the Marine Environment Protection Committee on its 59th Session, in IMO2009*. p. 245.
157. Özener, O., et al., *Effects of soybean biodiésel on a DI diésel engine performance, emission and combustion characteristics*. Fuel, 2014. 115: p. 875-883.
158. Liaquat, A.M., et al., *Effect of Coconut Biodiésel Blended Fuels on Engine Performance and Emission Characteristics*. Procedia Engineering, 2013. 56: p. 583-590.
159. Karabektas, M., G. Ergen, and M. Hosoz, *Effects of the blends containing low ratios of alternative fuels on the performance and emission characteristics of a diésel engine*. Fuel, 2013. 112: p. 537-541.
160. Rakopoulos, D.C., et al., *Characteristics of performance and emissions in high-speed direct injection diésel engine fueled with diethyl ether/diésel fuel blends*. Energy, 2012. 43(1): p. 214-224.
161. Palash, S.M., et al., *Impacts of NOx reducing antioxidant additive on performance and emissions of a multi-cylinder diésel engine fueled with Jatropha biodiésel blends*. Energy Conversion and Management, 2014. 77: p. 577-585.
162. EMEC, *GreenShip Technology Book. Existing technology by the marine equipment industry: a contribution to the reduction of the environmental impact of shipping*. European Marine Equipment Council, 2010.
163. Tüccar, G., T. Özgür, and K. Aydın, *Effect of diésel–microalgae biodiésel–butanol blends on performance and emissions of diésel engine*. Fuel, 2014. 132: p. 47-52.
164. Qi, D.H., et al., *Combustion and performance evaluation of a diésel engine fueled with biodiésel produced from soybean crude oil*. Renewable Energy, 2009. 34(12): p. 2706-2713.
165. Hoffman, K., *Applying the Wheatstone Bridge Circuit*. HBM, 1986.

166. Franco, J., Z. Uriondo, and G. Gabiña, *Proyecto GESTOIL: Mejora de la eficiencia energética en buques pesqueros: desarrollo de un sistema de gestión de consumo de combustible: FLOTA DE ARRASTRE*. . 2008.
167. Uriondo, Z., G. Gabiña, and O.C. Basurko, *Proyecto EFIOIL. Desarrollo e implantación de auditorías energéticas y actuaciones técnicas para optimizar la eficiencia energética en buques de pesca*. . 2012.
168. Pramanik, K., *Properties and use of jatropha curcas oil and diésel fuel blends in compression ignition engine*. Renewable Energy, 2003. 28(2): p. 239-248.
169. Yamane, K., A. Ueta, and Y. Shimamoto, *Influence of physical and chemical properties of biodiésel fuels on injection, combustin and exhaust emission characteristics in a direct injection compression ignition engine* International Journal of Engine Research, 2001. 2(4): p. 249-261.
170. Dernote, J., et al., *Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diésel injector*. Fuel, 2012. 96: p. 153-160.
171. García, J.G., *Desarrollo y aplicación de la medida del flujo de cantidad de movimiento de de un chorro diésel*. Tesis doctoral. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, 2008.
172. Salvador, J., *Influencia de la cavitación sobre el desarrollo del chorro diésel*. Departamente de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, 2007.
173. Dizayi, B., et al., *Evaluation of the effect of fuels properties on the fuel spray and jet characteristics in a HGV DI diésel engine operated by used cooking oils*. Applied Mechanics and Materials, 2014. 694: p. 3-12.
174. Jiménez Espadafor, F., et al., *The viability of pure vegetable oil as an alternative fuel for large ships*. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 2009. 14(7): p. 461-469.
175. GL, *Guidelines for Sea Trials of Motor Vessels*. Rules for Classification and Construction. VI Additional Rules and Guidelines. Germanischer Lloyd SE, 2012.
176. Aschcroft, F., *Guide for Sea Trials (Progressive speed, maneuvering, and endurance)*. SNAME. Technical and Research Bulletin, 2015.
177. Grljušić, M., V. Medica, and G. Radica, *Calculation of Efficiencies of a Ship Power Plant Operating with Waste Heat Recovery through Combined Heat and Power Production*. Energies, 2015. 8(5): p. 4273-4299.

178. Tien, W.-K., R.-H. Yeh, and J.-M. Hong, *Theoretical analysis of cogeneration system for ships*. Energy Conversion and Management, 2007. 48(7): p. 1965-1974.
179. Shu, G., et al., *A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. 19: p. 385-401.
180. Baldi, F., et al., *A Preliminary Study on the Application of Thermal Storage to Merchant Ships*. Energy Procedia, 2015. 75: p. 2169-2174.
181. Li, D.-g., et al., *Physico-chemical properties of ethanol–diésel blend fuel and its effect on performance and emissions of diésel engines*. Renewable Energy, 2005. 30(6): p. 967-976.
182. Lin, C.-Y., *Effects of Biodiésel Blend on Marine Fuel Characteristics for Marine Vessels*. Energies, 2013. 6(9): p. 4945-4955.
183. Nowruzi, H., P. Ghadimi, and M. Yousefifard, *A Numerical Study of Spray Characteristics in Medium Speed Engine Fueled by Different HFO/n-Butanol Blends*. International Journal of Chemical Engineering, 2014. 2014.
184. Nantha Gopal, K., et al., *Investigation of emissions and combustion characteristics of a CI engine fueled with waste cooking oil methyl ester and diésel blends*. Alexandria Engineering Journal, 2014. 53(2): p. 281-287.
185. Churchill, G. and C. Srinivasan, *Experimental Investigations on Combustion and Emission Characteristics of Biodiésel Blends in CI Engines*. International Research Journal of Engineering and Technology, 2017. 4(1).
186. Cardone, M., et al., *Brassica carinata as an Alternative Oil Crop for the Production of Biodiésel in Italy: Engine Performance and Regulated and Unregulated Exhaust Emissions*. Environmental Science & Technology, 2002. 36(21): p. 4656-4662.
187. Krahl, J., et al., *Comparison of exhaust emissions and their mutagenicity from the combustion of biodiésel, vegetable oil, gas-to-liquid and petrodiésel fuels*. Fuel, 2009. 88(6): p. 1064-1069.
188. Taymaz, I. and M. Sengil, *Performance and emission characteristics of a diésel engine using esters of palm olein/soybean oil blends*. International Journal of Vehicle Design, 2010. 54(2): p. 177-189.
189. Lapuerta, M., et al., *Diésel emissions from biofuels derived from Spanish potential vegetable oils*. Fuel, 2005. 84(6): p. 773-780.
190. Fernando, S., C. Hall, and S. Jha, *NOx reduction from biodiésel fuels*. Energy Fuels, 2006. 20(1): p. 376–382.

191. Buyukkaya, E., *Effects of biodiésel on a DI diésel engine performance, emission and combustion characteristics*. Fuel, 2010. 89(10): p. 3099-3105.
192. Fontaras, G., et al., *Effects of biodiésel on passenger car fuel consumption, regulated and non-regulated pollutant emissions over legislated and real-world driving cycles*. Fuel, 2009. 88(9): p. 1608-1617.
193. IMO, T., *Guidelines for voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator (EEOI)*. IMO, 2009a.
194. IMO, T., *Interim guidelines on the method of calculation of the Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships*. IMO, 2009b.
195. Usón, S., A. Valero, and L. Correas, *Energy efficiency assessment and improvement in energy intensive systems through thermoeconomic diagnosis of the operation*. Applied Energy, 2010. 87(6): p. 1989-1995.
196. Azar, C., K. Lindgren, and B.A. Andersson, *Global energy scenarios meeting stringent CO2 constraints—cost-effective fuel choices in the transportation sector*. Energy Policy, 2003. 31(10): p. 961-976.
197. Notteboom, T.E. and B. Vernimmen, *The effect of high fuel costs on liner service configuration in container shipping*. Journal of Transport Geography, 2009. 17(5): p. 325-337.
198. Sumaila, U., et al., *Fuel price increase, subsidies, overcapacity, and resource sustainability*. ICES Journal of Marine Science, 2008. 65(6): p. 832-840.
199. Demirbas, A., B. Omar Al-Sasi, and A.-S. Nizami, *Recent volatility in the price of crude oil*. Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy, 2017. 12(5): p. 408-414.
200. Guillen, J. and F. Maynou, *Increasing Fuel Prices, Decreasing Fish Prices and Low Productivity Lead to Poor Economic Performance and Capacity Reduction in The Fishing Sector: Evidence from The Spanish Mediterranean*. Turkish Journal of Fisheries and Aquatic Sciences, 2016. 16: p. 659-668.
201. Borges, L., *The evolution of a discard policy in Europe*. Fish and Fisheries, 2015. 16(3): p. 534-540.
202. Batsleer, J., et al., *Mixed fisheries management: Is the ban on discarding likely to promote more selective and fuel efficient fishing in the Dutch flatfish fishery?* Fisheries Research, 2016. 174: p. 118-128.

203. Jafarzadeh, S., H. Ellingsen, and S.A. Aanonsen, *Energy efficiency of Norwegian fisheries from 2003 to 2012*. Journal of Cleaner Production, 2016. 112, Part 5: p. 3616-3630.
204. STECF, *The 2013 Annual Economic report on the EU Fishing Fleet (STECF 13-15)*. JRC Scientific and Policy Reports. Scientific, Technical and Economic Committee for Fisheries. , 2013.
205. Araújo, K., et al., *Global Biofuels at the Crossroads: An Overview of Technical, Policy, and Investment Complexities in the Sustainability of Biofuel Development*. Agriculture, 2017. 7(4): p. 32.
206. Imtenan, S., et al., *Impact of low temperature combustion attaining strategies on diésel engine emissions for diésel and biodiésels: A review*. Energy Conversion and Management, 2014. 80: p. 329-356.
207. Ashraful, A.M., et al., *Production and comparison of fuel properties, engine performance, and emission characteristics of biodiésel from various non-edible vegetable oils: A review*. Energy Conversion and Management, 2014. 80: p. 202-228.
208. Mahmudul, H.M., et al., *Production, characterization and performance of biodiésel as an alternative fuel in diésel engines – A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. 72: p. 497-509.
209. Datta, A. and B.K. Mandal, *A comprehensive review of biodiésel as an alternative fuel for compression ignition engine*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. 57: p. 799-821.
210. REN21, *Renewables 2014 Global Status Report. Renew Energy Policy Netw 21st Century* <http://www.ren21.net/REN21Activities/GlobalStatusReport.aspx>, 2014.
211. De Oliveira, F.C. and S.T. Coelho, *History, evolution, and environmental impact of biodiésel in Brazil: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews.
212. Gao, Y., et al., *Experimental study of the spray characteristics of biodiésel based on inedible oil*. Biotechnology Advances, 2009. 27(5): p. 616-624.
213. Hiroyasu, H. and M. Arai, *Structures of Fuel Sprays in Diésel Engines*, 1990, SAE International.
214. Wang, X., et al., *Experimental and analytical study on biodiésel and diésel spray characteristics under ultra-high injection pressure*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2010. 31(4): p. 659-666.

215. Knothe, G., *A comprehensive evaluation of the cetane numbers of fatty acid methyl esters*. Fuel, 2014. 119: p. 6-13.
216. Chauhan, B.S., et al., *Practice of diésel fuel blends using alternative fuels: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. 59: p. 1358-1368.
217. Nanthagopal, K., B. Ashok, and R.T. Karuppa Raj, *Influence of fuel injection pressures on Calophyllum inophyllum methyl ester fuelled direct injection diésel engine*. Energy Conversion and Management, 2016. 116: p. 165-173.
218. Geng, P., et al., *Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emission products from diésel engines: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. 71: p. 523-534.
219. Rinaldini, C.A., et al., *Performance, emission and combustion characteristics of a IDI engine running on waste plastic oil*. Fuel, 2016. 183: p. 292-303.
220. Ananthakumar, S., S. Jayabal, and P. Thirumal, *Investigation on performance, emission and combustion characteristics of variable compression engine fuelled with diésel, waste plastics oil blends*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2017. 39(1): p. 19-28.
221. Öztürk, E., *Performance, emissions, combustion and injection characteristics of a diésel engine fuelled with canola oil–hazelnut soapstock biodiésel mixture*. Fuel Processing Technology, 2015. 129: p. 183-191.
222. Reddy, M.S., N. Sharma, and A.K. Agarwal, *Effect of straight vegetable oil blends and biodiésel blends on wear of mechanical fuel injection equipment of a constant speed diésel engine*. Renewable Energy, 2016. 99: p. 1008-1018.
223. Hosmath, R.S., et al., *Effect of compression ratio, CNG flow rate and injection timing on the performance of dual fuel engine operated on honge oil methyl ester (HOME) and compressed natural gas (CNG)*. Renewable Energy, 2016. 93: p. 579-590.
224. Lapuerta, M., O. Armas, and J. Rodríguez-Fernández, *Effect of biodiésel fuels on diésel engine emissions*. Progress in Energy and Combustion Science, 2008. 34(2): p. 198-223.
225. Usta, N., et al., *Combustion of biodiésel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a Diésel engine*. Energy Conversion and Management, 2005. 46(5): p. 741-755.
226. Behçet, R., R. Yumrutaş, and H. Oktay, *Effects of fuels produced from fish and cooking oils on performance and emissions of a diésel engine*. Energy, 2014. 71: p. 645-655.

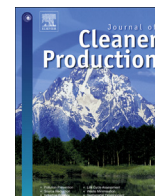
227. Bayrakçeken, H., *An Analysis on the Effects of Crude and Refined Soybean Oil Methyl Esters on Engine Performance and Emission*. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 2012. 34(15): p. 1407-1415.
228. Aliyu, B., et al., *Performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with Croton megalocarpus (musine) methyl ester*. Applied Thermal Engineering, 2011. 31(1): p. 36-41.
229. Gürü, M., et al., *Biodiesel production from waste chicken fat based sources and evaluation with Mg based additive in a diesel engine*. Renewable Energy, 2010. 35(3): p. 637-643.
230. Nabi, M.N., et al., *Influence of fuel-borne oxygen on European Stationary Cycle: Diesel engine performance and emissions with a special emphasis on particulate and NO emissions*. Energy Conversion and Management, 2016. 127: p. 187-198.
231. Shameer, P.M. and K. Ramesh, *Experimental evaluation on performance, combustion behavior and influence of in-cylinder temperature on NOx emission in a D.I diesel engine using thermal imager for various alternate fuel blends*. Energy, 2017. 118: p. 1334-1344.
232. Hossain, A.K., et al., *Combustion of fuel blends containing digestate pyrolysis oil in a multi-cylinder compression ignition engine*. Fuel, 2016. 171: p. 18-28.

ANEXOS: Contribuciones científicas



Contents lists available at SciVerse ScienceDirect

Journal of Cleaner Production

journal homepage: www.elsevier.com/locate/jclepro

Energy performance of fishing vessels and potential savings

Oihane C. Basurko^{a,*}, Gorka Gabiña^b, Zigor Uriondo^{b,c}^a AZTI-Tecnalia, Marine Research Division, Herrera Kaia, Portualdea z/g, 20110 Pasaia, Spain^b AZTI-Tecnalia, Marine Research Division, Txatxarramendi Ugartea z/g, 48395 Sukarrieta, Spain^c Department of Thermal Engineering, University of the Basque Country UPV/EHU, Alameda Urquijo s/n, 48013 Bilbao, Spain

ARTICLE INFO

Article history:

Received 17 January 2013

Received in revised form

16 May 2013

Accepted 17 May 2013

Available online 28 May 2013

Keywords:

Energy audit

Fishing vessel

Energy consumption

Energy saving

Energy efficiency

ABSTRACT

Commercial fishing is heavily fuel dependant. The increase in the fuel price, together with the stock decline, occupational risks of fishing, the possibilities of finding a different future for new generations, are some of the reasons that have made fishing arrive at its 'survival limits', in many parts of Europe. This contribution aims at providing shipowners and researcher with the experience of undertaking energy audits, to reduce the fuel bill of fishing vessels. In order to do so, 3 fishing vessels were assessed comprehensively, for 2010–2012, to determine their energy consumption flow. The results indicate that energy consumption depends upon: (a) the structure and size of the vessel; (b) the engine conditions and use patterns; (c) the fishing gears used; (d) the fishing and trip patterns; (e) the distance to the fishing ground; (f) target species and their migration routes; and (g) the traditions onboard. Likewise, no generalisation can be made regarding the way energy is consumed by onboard equipment/machinery when different fishing gears are compared. Energy audits will need to be site-specific and to include sufficient data to obtain representative results; these are likely to be more than in land-based industries, due to the peculiarities of this sector.

© 2013 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Dependency on fossil fuels, energy prices, increasing security of energy supply, the need to reduce emissions and to improve industry competitiveness have transformed energy efficiency from an option to a necessity (Ang et al., 2010). Indeed, energy efficiency is seen as an important pillar, contributing to all aspects of sustainable manufacturing framework, assisting economic, environmental and social aspects (Bunse et al., 2011). Ways to improve energy efficiency include management, technology and policy/regulations (Abdelaziz et al., 2011). Nonetheless, for the majority of energy efficient strategies, an energy audit is the first step (Lu and Price, 2011; Trianni et al., 2013).

Energy audits are procedures that enable organisations to know their status with respect to energy use. They provide a detailed scan of the energy flows of an activity and propose measures to help reducing the energy demand; hence obtain an economic and environmental savings (UNE, 2009, 2012). In addition to the new European Standard on energy audits, some countries, such as New Zealand/Australia and Spain, had their own standard already

established regarding energy audits (Cabezas et al., 2012; Thomas et al., 2010; UNE, 2012). These standards dictate the minimum fields an energy audit must include, leaving the selection of the methodology in charge of the auditor. The common procedure for energy audits used by onshore industry is to include data regarding: energy flow; electricity prices and tariff rates; energy, by process of production; a company's overall energy consumption; water and heat consumption; and energy-, water- and heat-saving options (Gazi et al., 2012; Klugman et al., 2007; Saidur and Mekhilef, 2010). The conditions within onshore industries are not highly variable apart from seasonal variability in energy consumption. In contrast, for offshore fishing vessels the feeding habits, target species migration routes, fishing activity and patterns are some of the critical factors that will determine fuel consumption. Likewise, some of the variables, such as water and heat consumption, represented widely in onshore industry analyses, are not relevant to fishing vessels. For example, no heat is used onboard analysed vessels. Seawater is used for the engines and onboard equipment, whilst drinking water comes, often, from bottles; this is despite having water desalination and purification systems onboard. Therefore, data collection is limited to: energy flow and consumption variables; the amount of fuel bunkered in a year; and the energy-saving options.

The fishing sector needs to cope with all of these challenges, present a solid response and become proactive in relation to the

* Corresponding author. Tel.: +34 667174394; fax: +34 946572555.

E-mail addresses: obasurko@azti.es, ocabezas@azti.es (O.C. Basurko), ggabina@azti.es (G. Gabiña), zuriondo@azti.es (Z. Uriondo).

rise in fuel price. This objective requires effective energy management, including monitoring the engines and the energy consumption, redesigning ships, and rethinking and reinvention of the way fuel is consumed onboard (Lloyd's Register, 2010). However, presently, the bunker purchased is usually the only register of how fishing vessel maintains its fuel consumption. Therefore, energy audits may play an important role in this approach, since they can detail how energy is consumed within a vessel. Likewise, an audit may highlight the areas of major consumption and potential savings, including structural changes and operational practices.

In relation to the above, research is growing within the published literature (Abernethy et al., 2010; Basurko et al., 2012; Parente et al., 2008; Schau et al., 2009; Thomas et al., 2010; Thrane, 2004; Villarroja et al., 2009; Wilson, 1999). There are, within this context: regional websites on energy efficiency of fishing vessels, such as those for the EU and Alaska (EC, 2012; Sea Grant, 2012); specialised conferences, such as the *e-Fishing* (www.e-fishing.eu); regional initiatives, dealing partially with energy efficiency in fishing (e.g. European Fisheries Technology Platform); or general and simplistic work sheets to guide shipowners on the reduction of fuel consumption (Energy Federation of New Zealand, 2011). Despite these efforts, few vessels have implemented energy efficient measures onboard. Thus, more studies are required to enhance good practices in the sector.

This contribution presents the main results of a comprehensive energy audit of three fishing vessels; there grouped together, utilise 6 different fishing gears used during a year. Likewise, the energy efficient measures implemented by the shipowners are also detailed. The results obtained are to be used for benchmarking purposes. Likewise, the steps undergone can guide researchers and auditors, in the identification of the main points to incorporate in the successful energy audits of fishing vessels; these will assist in understanding the peculiarities of this complicated sector.

2. Material and methods

Three Basque fishing vessels were studied, comprehensively, during 2010–2012. Vessel 1 used the same fishing gear throughout the year. In contrast, Vessels 2 and 3 changed their fishing gear twice and three times a year, respectively, in relation to the target species. The fishing gears studied were: bottom-otter trawl; purse seine; pole and line with live-bait; trolling line; hand lines; and gillnet. The main details of the vessels analysed are listed in Table 1. The fishing zones stated are those detailed by the FAO (FAO, 2012).

The data were collected using: flow-meters (KRAL OMG, volumetric positive displacement flow-meters); a portable electric power logger (Fluke 435, a three-phase power quality and energy analyser); energy meters (Circutor EMDK, standard meters); and torque meters (Binsfeld TorqueTrak Revolution permanent torque meter and TT10k portable torque meter). All of the equipment was installed onboard, with the exception of the portable electric power logger and the portable torque meter, which were used sporadically. Flow meters were used to collect data of fuel consumption of the main engine; and the torque meter for the propulsion power. The logger was used for 2 outputs: (a) to measure the power consumption of a particular piece of equipment/machinery; and (b) to register, together with the energy meters, the energy patterns and operational profiles of auxiliary engines and a particular piece of equipment/machinery, for the duration of a specific fishing trip.

The readings of the above mentioned meters (with the exception of the portable logger) together with the main engine's speed obtained by an Hall type pick-up inductive proximity sensor, and the course and speed over ground of the vessel given by the vessel's GPS were all integrated in the 'GESTOIL' system (an onboard fuel consumption management system). As an outcome, the GESTOIL

provided data to calculate: (a) the operational profile of the vessel; (b) the speed, instantaneous and accumulated fuel consumption of the main engine; (c) the course and speed over ground of the vessel; (d) propulsion power; and (e) machinery and auxiliary engines' energy consumption data. Likewise, the GESTOIL included the polynomial relation between main engine speed (fixed pitch propeller) and fuel consumption, obtained by controlled sea trials. Furthermore, the GESTOIL also showed the fuel consumption saving value reducing the cruise-speed of the vessel. Data were registered at a frequency of 10–15 s, throughout the 2 year period; these were collected periodically once the vessels arrived in port, then analysed subsequently.

Data relating to energy-consuming equipment/machinery onboard were provided by the skippers and chief engineers. These data were combined with the onboard measurement of selected equipment and machinery, such as: that for refrigeration and freezing; water pumps; and lighting using the electrical power logger.

The data analysis has included the identification of factors that will assist in determining the suitability of energy efficient measures. These factors include: the activity patterns; the load of engines; engine usage patterns (in hours) and their associated energy consumption (litres) for each of the fishing activities onboard i.e. energy consumed whilst steaming, finding fish, fishing, in port (for the trawler, fishing means energy consumed during shooting, towing, and hauling the trawl gear); the main engine fuel oil consumption curve; a histogram with time spent on speed ranges within a fishing trip; and an estimation of the energy consumed by the energy-consuming equipment/machinery onboard.

The methodology followed to undertake the energy audits is summarised in the form of a flowchart in Fig. 1. The methodology contains 13 steps which can be classified in 3 groups. Some steps can be undertaken by the auditor alone, Group 1. In contrast, there is a group of steps, Group 2, requiring the presence and aid of the shipowner. Steps in Group 3, need the skipper or chief engineer to guarantee the audit is done successfully. The different groups are marked by different colour and box line in the Figure. Furthermore, the audit is structured in 3 levels: the pre-audit is the most generic one. Data are given by the shipowner and are related to the basic performance data of the vessel such as the fuel bunkered, amount of fish caught per year and gears used during a year. The Comprehensive audit (level 2) collects performance data of the vessel by installing meters onboard. Data are more exhaustive and detailed. As a result, data such as the activity pattern of the vessel, energy consumption, and performance indicators can be obtained. Level 3 of the audit presents the energy saving measures proposed by the auditor based on the results obtained in the previous levels of the audit.

3. Results

The territorial distribution of the Basque fishing fleet is gear-specific. One location characterised by having the majority of the vessels using one gear, such as trawlers. Other locations are associated mainly with purse seiners, pole and liner with live-bait, or trollers. The price of fuel (marine diesel oil) is also location-specific. Table 2 shows the evolution of the price of the fuel, over the past 6 years and for two locations (pers. comm., shipowners).

3.1. Performance indicators

Two indicators are used usually to show the energy performance of a fishing activity: litres of fuel consumed per tonne of fish landed; and the edible protein EROI (Schau et al., 2009; Tyedmers,

Table 1
Details of the vessels studied in the present investigation.

| Fishing gear | Vessel 1 | Vessel 2 | Vessel 3 |
|--------------------------------------|--|---|--|
| | Bottom-otter trawl | Purse seine, pole and line with live-bait | Trolling line, gillnets, hand lines |
| Length overall (m) | 39 | 37 | 25.9 |
| Length waterline (m) | 33.4 | 30 | 20 |
| Deadweight (t) | 239.05 | 149 | 66.41 |
| Gross tonnage | 432 | 231 | 84.19 |
| Construction year | 2008 | 2004 | 1995 |
| Hull material | Steel | Steel | Steel |
| Base port ^a | Ondarroa | Getaria and Orío | Bermeo |
| Main engine | 1030 kW 8cyl. 800 rpm | 1060 kW 16cyl. 1600 rpm | 493 kW 12cyl. 1800 rpm |
| Auxiliary engines | 3 auxiliary engines of 1500 rpm: 2 of 515 kW, 1 of 59 kW and a shaft generator | 3 auxiliary engines of 1500 rpm: 420 kW, 170 kW, 112 kW | 2 auxiliary engines of 1500 rpm: 32 kW, 20 kW, a DC generator |
| Crew size | 11 | 15 | 5 |
| Target species | Mixed fisheries | <i>Operating with purse seine:</i> anchovy, mackerel, horse-mackerel, sardine. <i>With live-bait:</i> Bluefin tuna and albacore tuna | <i>Operating with trolling line:</i> Bluefin tuna and albacore tuna. <i>With gillnets:</i> monkfish. <i>With hand lines:</i> mackerel. |
| Fishing zones (based on (FAO, 2012)) | The Atlantic, VI–VII–AVIIIabd zones | The Atlantic, A1 and A2 zones | The Atlantic, VII–VIII zones |
| Fishing period | Mid-Sept. until mid-July | <i>Purse seine:</i> Spring and winter. <i>Live-bait:</i> summer and autumn | <i>Trolling line:</i> June–October. <i>Gillnets:</i> November–February <i>Hand lines:</i> February–March |
| Downtime period | Beginning of July until mid-September | Mid-December until mid-February | Mid-March until the beginning of June |

^a Note: for location of ports, see Fig. 2.

2004). The former provides an indication of the fuel use intensity of the vessel, whilst the latter, indicates the relationship between the energy consumption of the vessel and the edible protein yield of the target species (Tyedmers, 2004).

Since the aim of the study was to compare the energy efficiency of the fishing gears, fuel use intensity has been used as a reference for the comparisons with published literature. Performance indicators have been compared with publicly available data (Schau

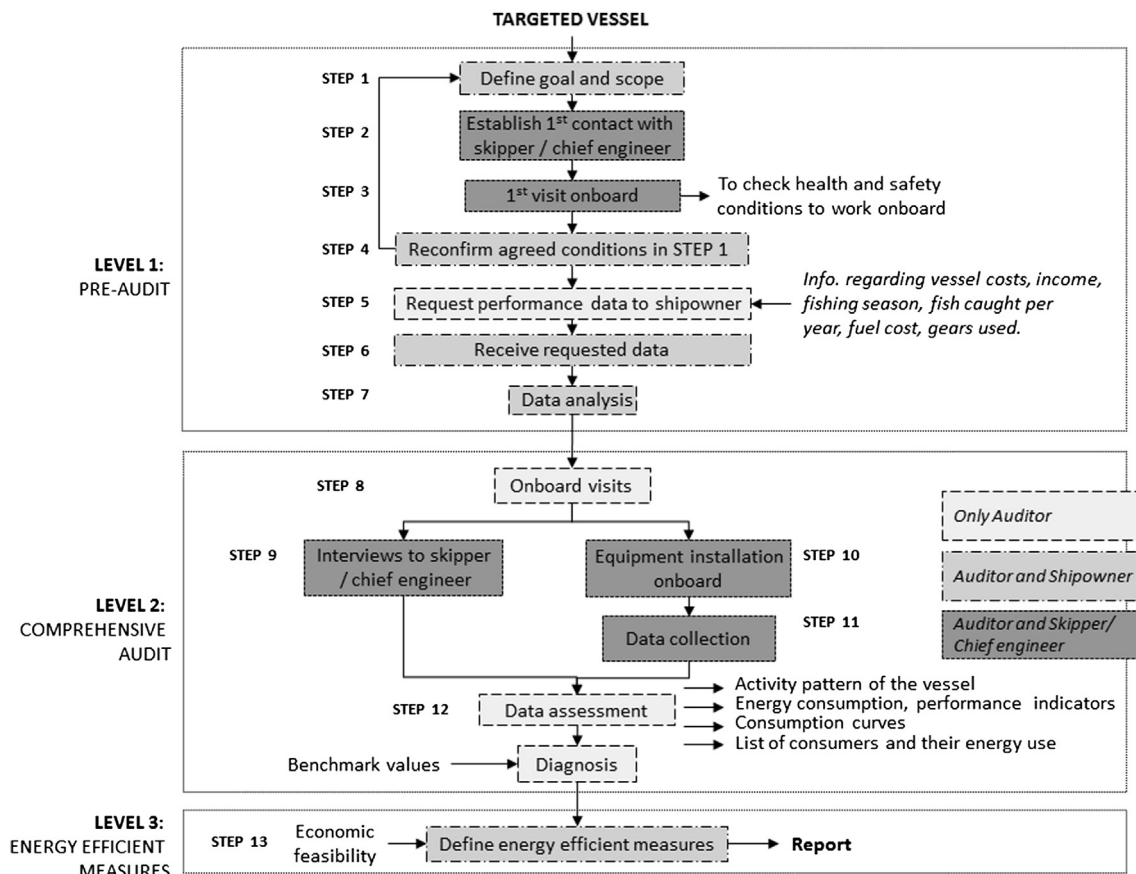


Fig. 1. Energy audit methodology.

Table 2
Average fuel price for two fleet segments.

| Year | Average fuel price (€/L) | |
|------|-------------------------------|------------------------------|
| | Port of Ondarroa ^a | Port of Getaria ^b |
| 2006 | 0.422 | 0.450 |
| 2007 | 0.421 | 0.428 |
| 2008 | 0.545 | 0.620 |
| 2009 | 0.349 | 0.359 |
| 2010 | 0.476 | 0.487 |
| 2011 | 0.606 | 0.650 |
| 2012 | 0.690 | 0.700 |

^a The prevailing ship type in this port is the bottom-otter trawler.

^b The prevailing ship type in this port are purse seiners and pole and liners with live-bait.

et al., 2009; Thrane, 2004; Tyedmers, 2004; Tyedmers and Parker, 2012), as listed in Table 3.

The species with higher marketable price may endure better the fluctuations of the fuel price rise than others with lower marketable price. To see this effect, two indicators have been added: (1) Catch selling price in port (€/kg); (2) Effect of selling price (L/1000€ fish landed).

Every energy audit must include the carbon footprint of the activity. The last column of Table 3 reflects this indicator in terms of tonnes of CO₂ eq./tonnes of fish landed. For the calculation of the amount of CO₂ emission per tonne of fish landed the current density of the fuel used in the analysed vessels and the conversion factor proposed by the IMO has been used (IMO, 2009), detailed in Table 3. This indicator was calculated for all the vessels and fishing gears utilised; thus the results are to be used for carbon footprint benchmark purposes. (Note: the carbon footprint indicator only refers to fishing activity and associated fuel consumption; carbon footprint of other life stages is excluded).

3.2. Trip patterns

The duration of a trip is affected by different variables, such as: the target species; fishing gear used; weather conditions; fish caught; time at sea, during a trip; and achievable price at the market. The fishing trip of Vessel 1 is relatively constant throughout a year: the vessel leaves port on a Monday afternoon and returns on

Sunday morning. During the trip, 70% of the time is spent fishing, 19% steaming, and the remaining 11% manoeuvring.

The duration of Vessel 2 (operating as a purse seine) and Vessel 3 (hand line) is also considerably constant. They usually have daily trips; leaves early morning and returns late afternoon; although the purse seine may occasionally include two day trips. The activity of vessel 3 (operating with gillnets) is also regular: the nets are placed on the bottom and after several days (usually 4) nets are hauled up.

In contrast, the fishing trips of Vessel 2 (operating with live-bait) and Vessel 3 (operating as a troller) are very irregular, in terms of duration and engine use; this is due to the fact that their trips vary with the spatial migration of the tuna. Furthermore, the catch is landed in the nearest port, which varies with the particular fishing location. Fig. 2 shows 3 of the fishing trips of Vessel 2 (operating with live-bait) and Vessel 3 (operating as a troller), during the tuna fishing season in 2011. The tuna approaches from the Atlantic Ocean and moves towards the Bay of Biscay from May until October. Since the vessel follows the tuna's migration, the first trip is the farthest from the coast, to the East.

3.3. Engine use

Two types of engines are located onboard each of the vessels: the main engine and the auxiliary engines. Whilst the main engine is used to turn the propeller and move the vessel through the water, the auxiliary engines are used to supply electricity and hydraulic power onboard.

Vessel 1 contains three auxiliary engines: one for the electricity supply and powering the hydraulic machinery; one for manoeuvring purposes; and a third one, exclusively, used whilst the vessel is in port. The vessel also contains a shaft generator, which is used when the energy demand onboard is low, below 100 kW.

Both Vessels 2 and 3 contain two auxiliary engines, which are used alternatively during the fishing trip. In addition, Vessel 2 contains also a third auxiliary engine, to power three oil pumps that move three specific fishing gears used during the purse seine manoeuvring; and Vessel 3 contains a small DC generator moved with a pulley, which is used to power the trolling line and gillnets.

When Vessels 2 and 3 operate with the live-bait and trolling line, fishing takes place during the day; at night, the vessels cease such activity. Since the tuna are sensitive to the noise, the main

Table 3
Energy performance of the studied fishing gears.

| Gear | Target specie | Fuel use intensity (L/tn fish landed) | Comparative published data (L/tn fish landed) | Catch selling price in port (€/kg) | Effect of selling price (L/1000€ fish landed) | Carbon footprint (tn CO ₂ /tn fish landed) ^e |
|------------------------------|---|---------------------------------------|---|------------------------------------|---|--|
| Bottom-otter trawl | Mixed demersal fisheries (incl. anglerfish, megrim, hake) | 1646 | 107 ^b | NA | NA | 4.48 |
| Purse seine | Mackerel | 98 | 80 ^d 107 ^a 155 ^b | 1.15 | 85.22 | 0.27 |
| Purse seine | Anchovy | 70 | 107 ^a 155 ^b | 2.00 | 35.00 | 0.19 |
| Pole and lone with live-bait | Tuna | 1080 | 1400 ^a 1490 ^c | 4.02 | 268.66 | 2.94 |
| Trolling line | Tuna | 1136 | 1107 ^c | 4.42 | 257.01 | 3.09 |
| Gillnet | Monkfish | 677 | 226 ^b | 6.0 | 112.83 | 1.84 |
| Hand lines | Mackerel | 60 | NA | 1.15 | 52.17 | 0.16 |

Conversion factor: 3.206 tn CO₂/tn diesel–gasoil (IMO, 2009).

Key: NA – not available.

^a (Tyedmers, 2004).

^b (Schau et al., 2009) allocated by mass.

^c (Tyedmers and Parker, 2012).

^d (Thrane, 2004).

^e Fuel density: 0.85 kg/L.

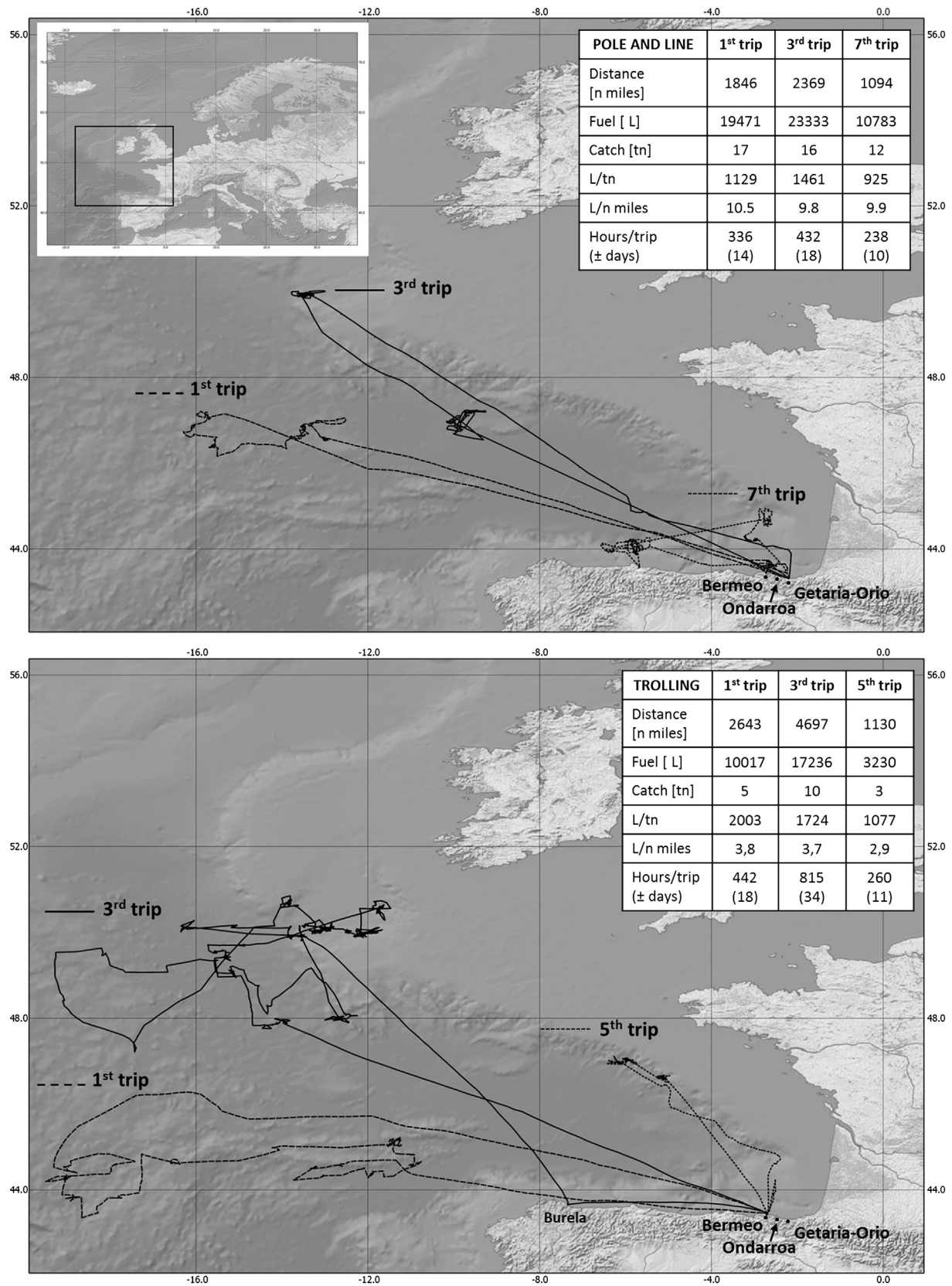


Fig. 2. Fishing trips of Vessel 2, operating with the live-bait, and Vessel 3, operating as a troller, during their tuna fishing season of 2011.

energy-consuming equipment/machinery are switched on usually at night, i.e. ice generator, refrigeration-system, deck-lighting and spotlights, water pumps and some fishing gears. As such, the major electrical energy demand occurs at night.

3.4. Energy use onboard

The trip patterns, fuel consumption, engine load pattern, and activity patterns are listed in Table 4, with their associated standard deviations. The breakdown of energy consumption, by the engines onboard, is shown in Fig. 3. Fig. 4 shows the main engine's fuel consumption curve of Vessel 2, with two different propellers. The consumption curve plots the polynomial relation between the engine speed and the fuel consumption obtained in sea trials for Vessel 2.

3.5. Energy-consuming equipment/machinery

The variety of onboard equipment and machinery is wide-ranging. Fig. 5 shows the consumption percentages of onboard energy-consuming equipment/machinery. This information was provided by chief engineers and on occasions corroborated by onboard measurements. The annual energy consumption by auxiliary engines is as follows: (a) Vessel 1 – Bottom-otter trawl, 208,625 kWh/yr; (b) Vessel 2 – Purse seine, 16,723 kWh/yr; pole and line with live-bait, 86,798 kWh/yr; (c) Vessel 3 – Trolling lines, 12,386 kWh/a; gillnets, 5094 kWh/yr; hand-lines, 738 kWh/yr.

3.6. Energy-efficient measures and implementation

Table 5 lists the energy-saving measures evaluated for the vessels audited. The measures implemented onboard the vessels studied, or those that have drawn the attention of shipowners are explained briefly below.

3.6.1. The use of an energy management software onboard

The GESTOIL system has been operative in these 3 vessels since 2010–2011. Since then, the system has been used by chief engineers in the engine rooms and the skipper, to control variables, such as: sailing speed; global positioning; and the instantaneous and total fuel consumption of the vessel, over a year. All 3 shipowners agree on the advantages of having an energy management system, such as the GESTOIL system onboard, to reduce their fuel bill. Nonetheless, the vessels that have the shipowner(s) as a crew member (i.e. Vessels 2 and 3) have benefited the most. The system has helped them control the fuel consumption, by adjusting the service

speed, i.e. the average speed maintained by a vessel, under normal load and weather conditions.

3.6.2. Service speed reduction

Vessel 2 and Vessel 3 have been controlling their speed, since the implementation of the GESTOIL system onboard. The energy savings obtained is calculated by using the polynomial relation between the engine speed and the fuel consumption obtained previously in sea trials. Based on this information, a new sailing condition was recommended by the auditors to the skipper to reduce the engine speed, and consequently, the vessel speed and the fuel consumption. Vessel 3, when operating as a troller, has reduced its fuel bill by 20%, since its implementation; this is by not exceeding 8 knots during steaming (pers. comm., shipowner). Vessel 2, when operating as a pole and liner live-bait, has reduced its fuel bill by 15% by not exceeding the 9.5 knots limit. The reduction for Vessels 2 and 3 have implied an annual saving of 20,000 L i.e. 54.5 tonnes of CO₂, and 13,954 L i.e. 38.0 tonnes of CO₂, respectively. The only associated costs are those generated by the purchase and installation of the GESTOIL system, i.e. 10,000€. Considering the potential savings, any investment could be repaid within a year.

3.6.3. Usage of frequency converters

The use of frequency converters is a common energy-saving practice, in industry; likewise, it is applicable to ships. None of the vessels studied have implemented frequency converters onboard. Nonetheless, all three shipowners have acknowledged their benefits and have shown interest in their implementation, in the near future. For example, in the case of the trawler, the frequency converters could be applied in: the condenser pump and compressor of the ice-making machine; and the refrigeration seawater pump of the main engine. The total electric power and the annual energy consumption of the condenser pump and compressor of the ice-machine were 16,593.3 kWh/yr and 4821.8 L/yr; and of the refrigeration seawater pump of the main engine 56,661.0 kWh/yr and 16,465.0 L/yr. Frequency converters have a saving potential of 25% (pers. comm., manufacturer). Considering frequency converters were installed in the abovementioned equipment, the energy saving may be approximately 5321.7 L/yr (i.e. 14.5 tonnes of CO₂ per year), with an investment which can be returned in less than 3 years.

3.6.4. Induction cooktop

Due to the explicit interest of a trawler's shipowner, the consumption of the cooktop was analysed. The cooktop was consisted of 3 tops; one of which was always switched on at sea and in port.

Table 4
Main engine performance for different activities.

| Indicators | Vessel 1 | | Vessel 2 | | Vessel 3 | | | | | | | | |
|----------------------|---------------|--------|-----------------------|------|---------------------------|---------------|---------|------------|--------|--------|--------|-------|---------|
| | Stern trawler | | Purse seine (anchovy) | | Pole and line (live-bait) | Trolling line | Gillnet | Hand lines | | | | | |
| | Mean | ± SD | Mean | ± SD | Mean | ± SD | Mean | ± SD | Mean | ± SD | | | |
| N° trips/year/trip | 40 | ± 2 | 30 | ± 5 | 10 | ± 1 | 5 | ± 0 | 10 | ± 4 | 14.0 | ± 4 | |
| L/h | 134.0 | ± 10.5 | 17 | ± 5 | 335.3 | ± 97.0 | 435 | ± 201 | 87.3 | ± 12.2 | 7.6 | ± 2.9 | |
| Main engine (h/trip) | Steaming | 178.4 | ± 3.5 | 91.0 | ± 8.9 | 88.8 | ± 7.9 | 38.2 | ± 2.1 | 41.0 | ± 1.9 | 35.2 | ± 11.9 |
| | Fishing | 162.2 | ± 5.5 | 9.8 | ± 0.5 | 11.4 | ± 1.2 | 20.8 | ± 1.1 | 7.3 | ± 0.6 | 4.2 | ± 0.2 |
| Speed (kn) | Steaming | 26.1 | ± 3.9 | 8.5 | ± 2.6 | 152.0 | ± 72.1 | 113.4 | ± 94.1 | 23.4 | ± 3.3 | 2.9 | ± 2.0 |
| | Fishing | 93.3 | ± 8.7 | 5.0 | ± 1.0 | 30.7 | ± 15.3 | 217.2 | ± 76 | 39.1 | ± 0.3 | 4.0 | ± 0.8 |
| RPM | Steaming | 10.4 | ± 0.3 | 7.9 | ± 0.9 | 8.1 | ± 1.2 | 7.9 | ± 0.4 | 8.5 | ± 0.4 | 8.1 | ± 0.9 |
| | Fishing | 4.0 | ± 0.1 | 1.5 | ± 0.2 | 1.9 | ± 0.5 | 6.9 | ± 0.2 | 1.1 | ± 0.3 | 0.6 | ± 0.2 |
| RPM | Steaming | 789 | ± 1.8 | 1086 | ± 25.4 | 1060 | ± 34.8 | 1214 | ± 21 | 1257 | ± 19.0 | 1173 | ± 160.7 |
| | Fishing | 690 | ± 19.2 | 599 | ± 5.8 | 600 | ± 5.8 | 969 | ± 19.0 | 668 | ± 9.0 | 726 | ± 3.0 |

Note: Values expressed as mean ± standard deviation.

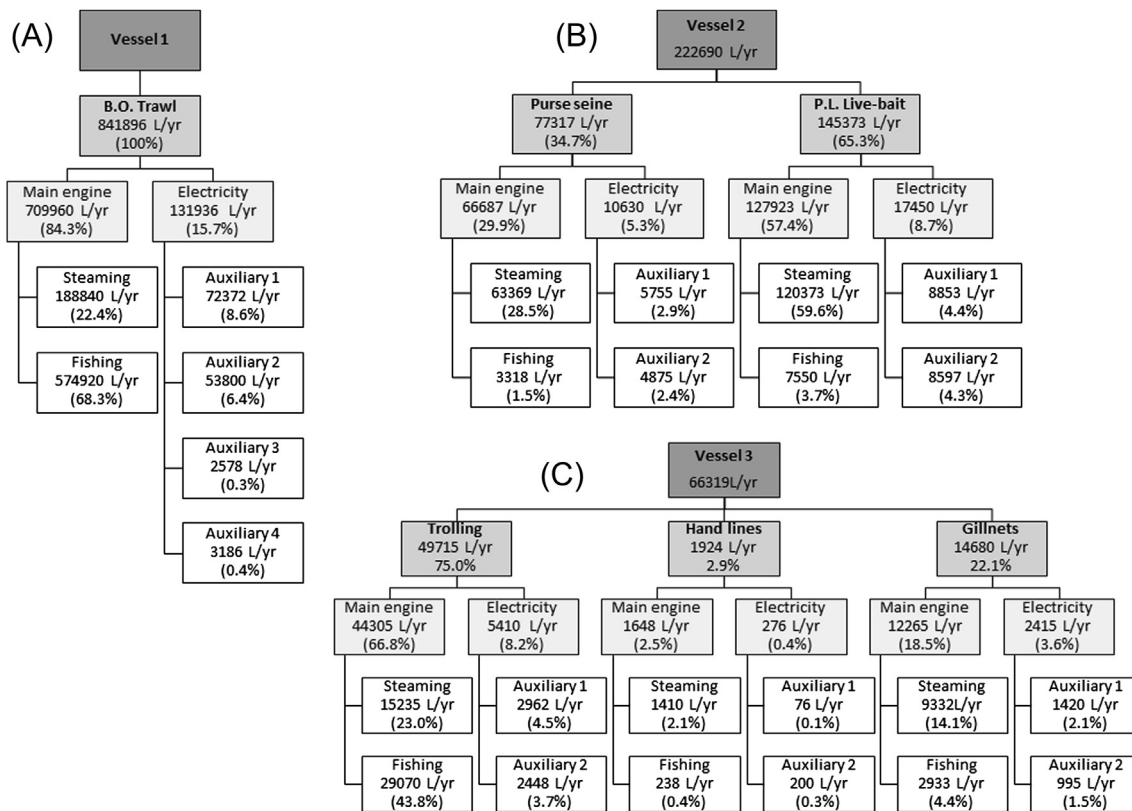


Fig. 3. Energy flow: (A) Vessel 1, the stern trawler; (B) Vessel 2, operating with the purse seine and pole and line with live-bait; and (C) Vessel 3, operating with the trolling line, hand lines, and gillnets.

The total electric power and the annual energy consumption by each tops is as follows: (a) 6.3 kW and 18,469.1 kWh/yr; (b) 3.3 kW and 8329.9 kWh; (c) 6.6 kW and 1801.8 kWh/yr. The average value of the specific fuel consumption of the auxiliary engines is 247 g/kWh. The annual consumption of the cooktop is 8321 L of fuel. The reduction in fuel consumption, by the installation of a commercially-available induction-cooktop, is, according to the manufacturer, of the order of 31% for the same usage. Therefore, 2580 L (i.e. 7.01 tonnes of CO₂) may be saved within a year. The energy-saving is modest; however, the investment may be affordable. Likewise, it can be repaid in less than 2 years, which can make the measure attractive to shipowners.

4. Discussion

4.1. Most energy efficient fishing gear

The fishing sector world-wide accounts for about 1.2% of the global oil consumption; this entails approx. 134 million tonnes of CO₂ emission into the atmosphere (Tyedmers et al., 2005). Whilst fuel can account for as little as 15% of the annual costs of a troller, fuel costs for a trawler represents 40–50% of the total annual costs (Basurko et al., 2012; Notti et al., 2012). But in generally, passive fishing gears such as pots, traps and hooks are considered to be more energy efficient (Suuronen et al., 2012). Marketable

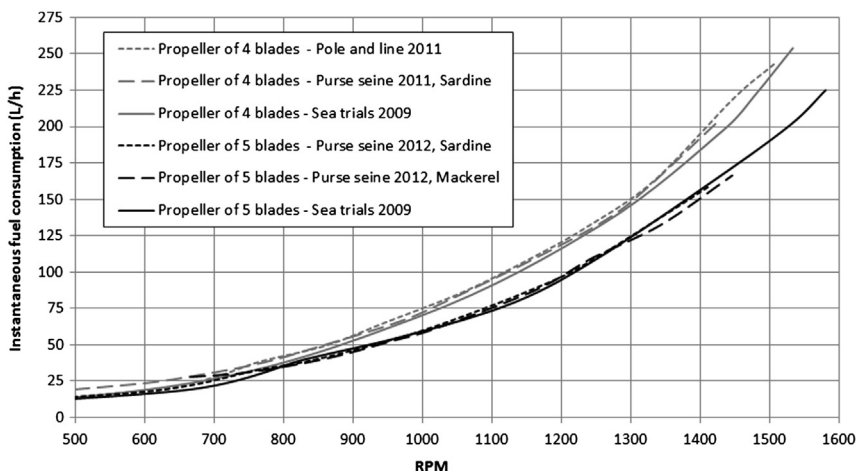


Fig. 4. Instantaneous fuel consumption curve of the main engine of Vessel 2 with two different propeller configurations.

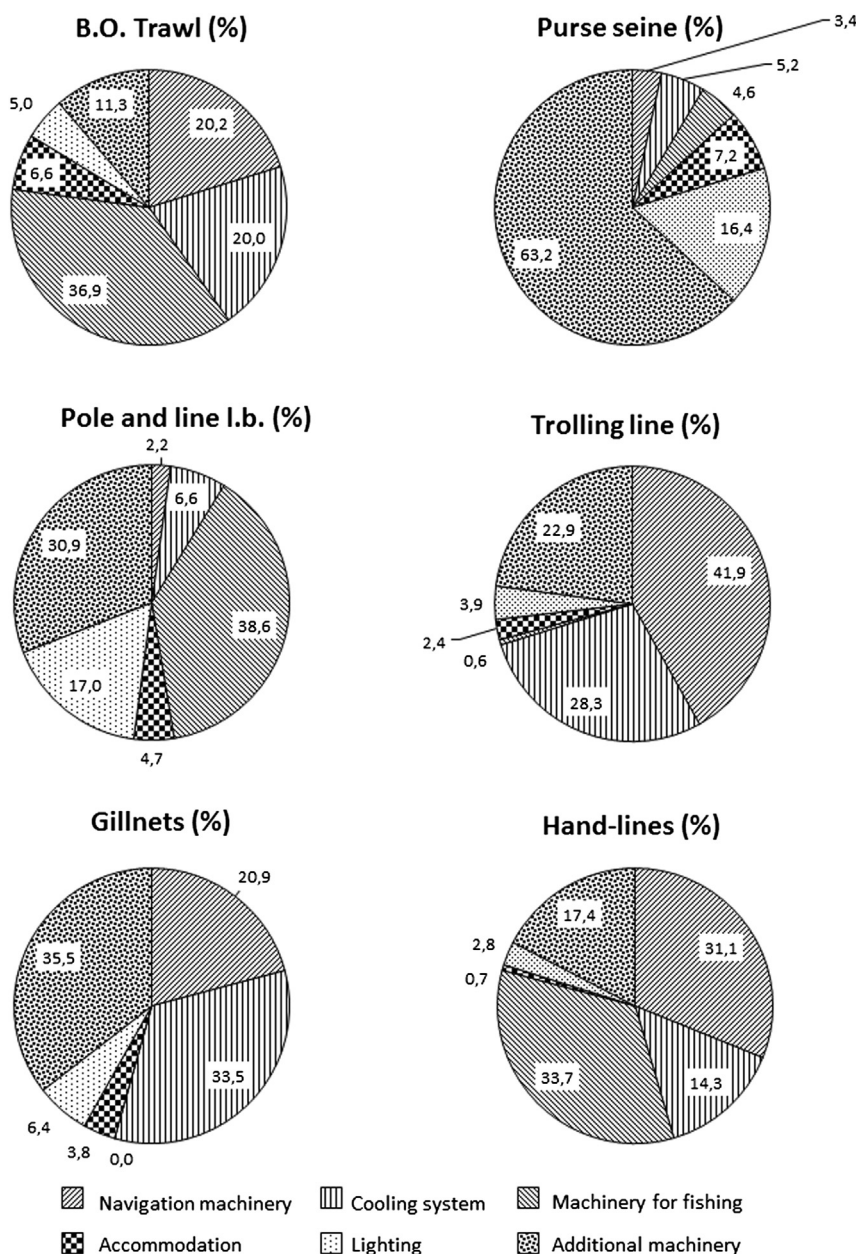


Fig. 5. Consumption breakdown for the onboard energy-consuming equipment/machinery (%).

price of landed fish together with the fuel price, stock abundance and energy efficiency of the activity play a decisive role in making fishing a profitable activity. Low marketable price species will be more vulnerable to the rising of the fuel price; whilst high value species may endure better these fluctuations. Considering the weak correlation between fuel consumption and fish catch (Thomas et al., 2010), the strategies to reduce the fuel bill become more attractive to combat the present difficulties. Whilst no mention has been made in policy or international agreements (such as in the Kyoto protocol), in relation to Greenhouse Gas emission from fishing, the quantities consumed and emitted by the sector are considerable.

According to the results obtained here (Table 3), the hand lines and purse seine are the most energy-efficient fishing gears, whilst the otter bottom trawler is the least efficient. The results obtained are consistent with other findings regarding purse seine (Thrane, 2004; Tyedmers, 2004). No reference was found by the authors

for hand lines. In contrast, the trawler, together with the gillnet vessels studied, are significantly more ‘fuel intensive’ than those documented elsewhere (Schau et al., 2009). Thrane (2004) has analysed already these differences, concluding that the indicator ‘litres of fuel for tonnes of landed fish’ varies according to the fishing gear used, together with the vessel size. In addition to the statement of this author and in relation to the energy audits carried out, it has been seen that energy consumption depends also upon: (a) the trip pattern and target specie’s migratory routes (as shown in Fig. 2); (b) distance to the fishing ground; and (c) onboard habits and fishing patterns. In fact, regarding the distance to the fishing ground, some authors have discussed the possibility of introducing regulation that enhance fishing closer to ports, as a means to reduce fuel dependency and CO₂ emissions (Bastardie et al., 2010). Due to these factors, it is more likely that vessels from the same local community, using the same fishing gears, have a similar fuel-dependency.

Table 5
Energy-saving measures evaluated for the vessels audited.

| Energy-saving measures | Scope | | Investment | | Energy saving | |
|---|---------------------------|-------------|-------------------|------------------|-------------------|---------------------------|
| | Fishing gear ^d | Engine | Amount (€) | Return (years) | Litres per year | % Over annual consumption |
| Main engine monitoring and reduction of steaming speed ^a | All | Main | 8000 | <1 | 15,000 | 15 |
| Bulbous bow ^a | Tr, Pl, Ps, Trw | Main | 100,000 | >10 | 10,800 | 5 |
| Energy efficient propeller ^a | All | Main | 20,000 | 4 | 8200 | 4 |
| Drag reduction (trawl boards) ^b | Trw | Main | 15,000 | <1 | 57,500 | 15 |
| Antifouling/antifriction coating ^a | Tr, Pl, Ps, Trw | Main | 55,000 | >10 | 5600 | 2.5 |
| Lighting: Replacing 18 W fluorescent tubes by LEDs ^b | Tr, Pl, Ps, Trw | Auxiliaries | 7000 ^e | 3 ^e | 4000 ^e | 0.5 ^e |
| Cooktop ^b | All | Auxiliaries | 3000 ^e | 1.5 ^e | 2600 ^e | 0.4 ^e |
| Frequency converters for electric motors ^{b,c} | All | Auxiliaries | 5400 ^e | 1 ^e | 5300 ^e | 0.9 ^e |

^a Data refer to Vessel 2 (purse seine, and pole and line with live-bait).

^b Data refer to Vessel 1 (bottom-otter trawler).

^c Using frequency converters for main energy-consumers (main engine's refrigeration water pump and compressor of the ice-making machine).

^d Tr – trolling lines; Pl – pole and line with live-bait; Ps – purse seine; Trw – bottom-otter trawl.

^e Data are estimations: onboard testing is required.

Any policy or regulatory strategy regarding fuel efficiency in fishing should, therefore, take these differences into consideration and act accordingly to local circumstances. In this line, the European Commission has proposed the indicator “fuel efficiency of fish capture indicator” (a dimensionless ratio between the value of the fish landings with the fuel costs incurred in their extraction) to support the Common Fisheries Policy by measuring the effects of fisheries on the marine ecosystem (Cheilari et al., 2013). It provides information on trends in the fuel efficiency of different fisheries; a decreasing trend in the indicator may suggest a reduction in profitability. This indicator is inversely proportional to the proposed Effect of selling price (L/1000€ fish landed) presented in Table 3.

4.2. Fishing patterns and fuel consumption

Some of the targeted species, such as the tuna, are migratory (Sagarminaga and Arrizabalaga, 2010). Vessel 2, operating with the pole and line, and Vessel 3, operating as a troller, follow the spatio-temporal migration of this species. The irregularity of their fishing trips, as shown in Fig. 2 on the basis of all selected trips, makes the results unpredictable. Likewise, such unpredictability may hinder the data collection. It was observed that a portable energy logger is more appropriate for fishing trips of regular duration (i.e. the case of the trawler) than irregular ones (i.e. the tuna fishing vessels). In comparison, the fixed meters are best used for irregular trips. Consequently, the minimum data required, in order to obtain a representative result for a fishing trip may be different for these two groups. By default, data from a minimum of 3 entire trips is recommended, in order to achieve a realistic result for a fishing season.

4.3. Energy efficient measures

It was observed, that all of the fishing gears, with the exception of the trawling, consume the most energy whilst steaming (Table 4): for the purse seine and the live-bait, more than the 80% of the total fuel consumption of the vessel; and for the trolling lines, approx. 60%. Similar results were obtained for a Danish seiner (Thomas et al., 2010). Furthermore, the energy consumption of onboard equipment/machinery here is diverse, as shown in Fig. 5. No particular pattern can be identified, unless vessels using the same fishing gear are compared. A knowledge of the energy consumption pattern, in terms of by fishing activity, is the key to propose adequate energy efficient measures.

Although several energy-efficient measures are available for fishing vessels (Cabezas et al., 2012; IDAE, 2011; Latorre, 2001;

Parente et al., 2008; Thomas et al., 2010), not all are suitable for all fishing activities. Some relate to improvements whilst the vessel cruises (e.g. reduction of navigation speed or use of antifouling coatings) or during fishing (e.g. the use of low energy-consuming fishing gears (Sala et al., 2010; Tørring and Hansen, 2012)); others relate to the technological improvement in the energy-consuming equipment/machinery, such as the optimisation of the onboard refrigeration system (Ruiz, 2012).

Shipowners have invested considerably in updating their ships with new technology; this has helped to fish more efficiently and increase the comfort and safety onboard. Nowadays, the TAC (Total Allowable Catch) imposed by the EU is generally lower than in the past, fuel consumption is higher, whilst the price of the fuel is rising and the catch selling ‘price at port’ is unpredictable. Despite the addition of a bulbous bow, downsizing the engines, or changing a propeller, being the most energy-efficient measures, the investment required is high. Nonetheless, it may be returned within a 5 year limit (Thomas et al., 2010); hence, in many cases, unaffordable in the present socio-economic climate.

During the audits it was noted that the success of the energy-efficient measures implementation onboard may depend also upon having the shipowner as a crew member, together with his/her will to adopt energy efficiency measure onboard. Furthermore, the continuous monitoring of the energy performance of the vessel facilitates the success of the implementation, together with the reduction in energy consumption. This approach is something omitted from the energy audit norms (i.e. the Spanish UNE-216501), which, in the fishing sector, is significant.

Several energy-saving measures were, energetically-speaking, desirable for the vessels studied; however, they affect the fishing capability, which is the reason why some shipowners disregard the measure. For example, for the same duration of a fishing trip, reducing the service speed implied less time for fishing; hence, a lesser quantity of fish may be landed. Such an approach would mean 4 h less duration, in a trip, or 715 L for a trawler. Since less time would be invested in fishing, it has been calculated that 2 fewer fishing sets would be thrown, during each trip. Consequently, the amount of fish landed may decrease. The shipowner will need to balance the benefit of reducing the fuel consumption, in comparison to a reduction in income. Therefore, energy efficient measures should be considered also with the shipowner to assess their validity onboard.

One measure can work in a particular fishing vessel but, depending on its specific fishing pattern, energy consumption in relation to fishing activity and globally, it may not work well for others. By a first approach, one easy way to check the suitability of

an energy efficient measure could be the use of the fuel consumption curve (Fig. 4) of the main engine; this is one of the outcomes of the energy audits. However, it must be noted, that this curve is vessel-specific and any retrofitting onboard may change the curve. Thus, the curve should be updated regularly for the vessel.

4.4. Decision-making for making fishing a profitable business

Fuel consumption and the carbon footprint of a fishery have been considered recently as some of the several critical variables in fisheries management and decision-making (Bastardie et al., 2010; Driscoll and Tyedmers, 2010; Ziegler and Hansson, 2003). It is considered also that the energy use and emissions of fishing vessels may be subsidised, to encourage operators to retrofit the vessels with more efficient equipment and cleaner fuels (Hua and Wu, 2011). European Member States, through the European Fisheries Fund, have offered already subsidies for investments onboard fishing vessels, which guarantee an improvement in energy efficiency (European Commission, 2007). Energy audits are required, to establish the energy efficiency.

Thus, against the background of the difficult situation the fishing sector is suffering, together with the more restrictive guidelines related to climate change, it is imperative that not only are energy efficient measures implemented onboard, but also energy audits undertaken on the vessels to obtain a holistic understanding of the problem. The present study has discussed the steps required to follow, to undertake a successful energy audit of fishing vessels. Although a challenging objective, it is necessary that energy audits are established and implemented in fishing vessels, for the accurate implementation of energy efficiency in the fishing sector. The flowchart presented in Fig. 1 can be used as a guideline for future energy auditors of fishing vessels.

5. Conclusions

Fishing is 'heavily fuel dependent': as such, an increase in fuel price has made the future of this sector insecure. The fishing sector needs to become proactive and adopt measures to overcome the present difficulties. Accordingly, energy efficiency is apparent also in the fishing sector. Indeed, the energy performance of a vessel is one of the 7 criteria used to assess the sustainability of the fisheries. Furthermore, the fuel is linked indirectly also to another of the criterion, i.e. profitability; this is measured in earning capacity, which includes the fish landed, the achieved price at port and fuel costs (Utne, 2008). Energy audits may play an important role in this approach, to establish the 'energetic condition' of a vessel and its fishing activity. Whereas energy audits in fishing are somewhat limited, in shipping they are more common. Shipping Associations have become proactive and have initiated collective actions, research and implementations; these help combating the effects of climate change on shipping (Inoue, 2012). The fishing industry needs to be established at the same level. Besides being subjected to an increase in the price of the fuel, additional problems may affect certain fishing vessels in the future, e.g. the IMO's regulation on Greenhouse Gas emission (Annex VI of MARPOL, which is regulated by Annex VI of MARPOL 73/78) (Hua and Wu, 2011). Energy audits will permit a reduction of the pollution of vessels; hence, to be in a better position to overcome additional legislation in the future.

Energy consumption depends upon: the structure and size of the vessel; the engine conditions and use patterns; the fishing gears used; the fishing and trip patterns; the distance to the fishing ground; target species and their migration routes; and the established traditions onboard. Likewise no generalisation can be made

regarding the way that energy is consumed by onboard equipment/machinery, when different fishing gears are compared to each other. Energy audits will need to include sufficient data to present representative results, and all of the particularities of that vessel, including human factors.

Successful energy audit will require the implication of the shipowner, skipper and chief-engineer. Operational details (i.e. annual fish landed, annual fuel bunkered, fuel price) and equipment/machinery information will be previously collected during the level 1 of the audit. Logged data (i.e. fuel consumption, main engine speed, vessel speed) are sensitive to sea and weather conditions; minimum of three trips are recommended to record data in order to determine the fishing and operational patterns and energy consumption profiles of the engines. The 10 golden rules proposed by the authors elsewhere (Basurko et al., 2012), can be a good starting point for auditors with few experience working with the fishing sector.

The results of the energy audit of 3 fishing vessels have been presented, whilst energy-efficient implementations are detailed. The results obtained may be used as a benchmark. However, it must be noted that each vessel behaves differently, despite operating with the same fishing gear. Therefore, an energy-efficient solution for one may not be adequate for another vessel. Similarly, the energy audit together with the feedback from the shipowner, are the key to determine the suitability of energy efficient measures onboard. Likewise, installing energy meters and an energy management system, such as the 'GESTOIL' system, is recommended strongly for all vessels; however, especially for pole and liners with live-bait and trollers, due to their irregularities (in terms of length of trip).

Acknowledgements

The work presented in this contribution has been supported by the European Fisheries Fund (ref. 351BI20090040). We would like to express our sincere gratitude to: the shipowners, skippers and crew of the three audited vessels for their helpful support in this project; Iñigo Krug and Jose Mari Ferarios (AZTI-Tecnalia), for their knowledge and help during the data collection in the fieldwork; and Prof Michael Collins (IKERBASQUE, Basque Foundation for Science, Fellow (PIE, UPV/EHU)), for his constructive comments. This paper is contribution n° 629 of AZTI-Tecnalia (Marine Research Division).

References

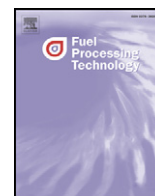
- Abdelaziz, E.A., Saidur, R., Mekhilef, S., 2011. A review on energy saving strategies in industrial sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, 150–168.
- Abernethy, K.E., Trebilcock, P., Kebede, B., Allison, E.H., Dulvy, N.K., 2010. Fuelling the decline in UK fishing communities? *ICES Journal of Marine Science: Journal du Conseil* 67, 1076–1085.
- Ang, B.W., Mu, A.R., Zhou, P., 2010. Accounting frameworks for tracking energy efficiency trends. *Energy Economics* 32, 1209–1219.
- Bastardie, F., Nielsen, J.R., Andersen, B.S., Eigaard, O.R., 2010. Effects of fishing effort allocation scenarios on energy efficiency and profitability: an individual-based model applied to Danish fisheries. *Fisheries Research* 106, 501–516.
- Basurko, O.C., Gabiña, G., Uriondo, Z., 2012. Energy audits of fishing vessels: lessons learned and the way forward. In: Sarasquete, A. (Ed.), 2nd International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency, 'E-Fishing 2012', Vigo, Spain.
- Bunse, K., Vodicka, M., Schönsleben, P., Brühlhart, M., Ernst, F.O., 2011. Integrating energy efficiency performance in production management – gap analysis between industrial needs and scientific literature. *Journal of Cleaner Production* 19, 667–679.
- Cabezas, O., Ferarios, J.M., Franco, J., Gabiña, G., Uriondo, Z., 2012. Desarrollo e implantación de auditorías energéticas y actuaciones técnicas para optimizar la eficiencia energética en buques de pesca. Documento elaborado para Eusko Jaurlaritzza – Gobierno Vasco, Dpto. Agricultura, Pesca y Alimentación, Viceconsejería de Desarrollo Agrario y Pesquero, Dirección de Pesca y Acuicultura. AZTI-Tecnalia, p. 425.
- Cheilari, A., Guillen, J., Damalas, D., Barbas, T., 2013. Effects of the fuel price crisis on the energy efficiency and the economic performance of the European Union fishing fleets. *Marine Policy* 40, 18–24.

- Driscoll, J., Tyedmers, P., 2010. Fuel use and greenhouse gas emission implications of fisheries management: the case of the New England Atlantic herring fishery. *Marine Policy* 34, 353–359.
- EC, 2012. EU's Energy Efficiency Website. European Commission. <http://energyefficiency-fisheries.jrc.ec.europa.eu/home>.
- Energy Federation of New Zealand, 2011. Energy Efficient Ways to Improve the Economic Bottom Line of Your Fishing Business. Ministry for the Environment, Sustainable Management Fund, p. 26.
- European Commission, 2007. Commission regulation (EC) No 498/2007 of 26 March 2007. Official Journal of the European Union. p. 80.
- FAO, 2012. FAO[®] 1990–2012. FAO Major Fishing Areas. Atlantic, Northeast (Major Fishing Area 27). CWP Data Collection. FAO Fisheries and Aquaculture Department, Rome [online]. <http://www.fao.org/fishery/area/Area27/en>. Updated 11 December 2008. [Cited 29 June 2012].
- Gazi, A., Skevis, G., Founti, M.A., 2012. Energy efficiency and environmental assessment of a typical marble quarry and processing plant. *Journal of Cleaner Production* 32, 10–21.
- Hua, J., Wu, Y., 2011. Implications of energy use for fishing fleet – Taiwan example. *Energy Policy* 39, 2656–2668.
- IDAE, 2011. Ahorro y eficiencia energética en buques de pesca. Experiencias y prácticas, Ahorro y eficiencia energética en la agricultura, N° 17. Madrid, Spain, p. 63.
- IMO, 2009. Report of the Marine Environment Protection Committee on its Fifty-Ninth Session. IMO, p. 245.
- Inoue, S., 2012. Climate initiatives of the world's ports. In: Asariotis, R., Benamara, H. (Eds.), *Maritime Transport and the Climate Change Challenge*. Routledge, Abingdon, Oxon, pp. 225–240.
- Klugman, S., Karlsson, M., Moshfegh, B., 2007. A Scandinavian chemical wood pulp mill. Part 1. Energy audit aiming at efficiency measures. *Applied Energy* 84, 326–339.
- Latorre, R., 2001. Reducing fishing vessel fuel consumption and NO_x emissions. *Ocean Engineering* 28, 723–733.
- Lu, H., Price, L., 2011. Industrial energy assessments: a survey of programs around the world. In: ECEEE 2011 Summer Study. *Energy Efficiency First: the Foundations of a Low-carbon Society*, Belambra Presqu'île de Giens, France, pp. 629–640.
- Lloyd's Register, 2010. Ship Energy Services. www.lr.org/sectors/marine/Services/Consultancy/ES/.
- Notti, E., Buglioni, G., Sala, A., 2012. An energy audit tool for increasing fishing efficiency. In: Sarasquete, A. (Ed.), 2nd International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency, 'E-Fishing 2012', Vigo, Spain.
- Parente, J., Fonseca, P., Henriques, V., Campos, A., 2008. Strategies for improving fuel efficiency in the Portuguese trawl fishery. *Fisheries Research* 93, 117–124.
- Ruiz, V., 2012. Analysis of existing refrigeration plants onboard fishing vessels and improvement possibilities. In: Sarasquete, A. (Ed.), 2nd International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency, 'E-Fishing 2012', Vigo, Spain.
- Sagarminaga, Y., Arrizabalaga, H., 2010. Spatio-temporal distribution of albacore (*Thunnus alalunga*) catches in the northeastern Atlantic: relationship with the thermal environment. *Fisheries Oceanography* 19, 121–134.
- Saidur, R., Mekhilef, S., 2010. Energy use, energy savings and emission analysis in the Malaysian rubber producing industries. *Applied Energy* 87, 2746–2758.
- Sala, A., Buglioni, G., Lucchetti, A., 2010. Fuel saving otterboards. In: Sala, A. (Ed.), *Energy Use in Fisheries: Improving Efficiency and Technological Innovations from a Global Perspective*, p. 24. Seattle, USA.
- Schau, E.M., Ellingsen, H., Endal, A., Aanonsen, S.A., 2009. Energy consumption in the Norwegian fisheries. *Journal of Cleaner Production* 17, 325–334.
- Sea Grant, 2012. Alaska Boating Fuel Efficiency Resources. <http://seagrant.uaf.edu/map/recreation/fuel-efficiency/index.html>.
- Suuronen, P., Chopin, F., Glass, C., Løkkeborg, S., Matsushita, Y., Queirolo, D., Rihan, D., 2012. Low impact and fuel efficient fishing – looking beyond the horizon. *Fisheries Research* 119–120, 135–146.
- Thomas, G., O'Doherty, D., Sterling, D., Chin, C., 2010. Energy audit of fishing vessels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment 224, 87–101.
- Thrane, M., 2004. Energy consumption in the Danish Fishery: identification of key factors. *Journal of Industrial Ecology* 8, 223–239.
- Tørring, P., Hansen, U.J., 2012. Best available technology makes drastic cuts in fuel expenses in trawl fisheries. In: Sarasquete, A. (Ed.), 2nd International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency, 'E-Fishing 2012', Vigo, Spain.
- Trianni, A., Cagno, E., Thollander, P., Backlund, S., 2013. Barriers to industrial energy efficiency in foundries: a European comparison. *Journal of Cleaner Production* 40, 161–176.
- Tyedmers, P., 2004. Fisheries and energy use. In: Cutler, J.C. (Ed.), *Encyclopedia of Energy*. Elsevier, New York, pp. 683–693.
- Tyedmers, P., Parker, R., 2012. Fuel consumption and greenhouse gas emissions from global tuna fisheries: a preliminary assessment. In: Foundation, I.S.S. (Ed.), *ISSF Technical Report 2012–2013*. McLean, Virginia, USA.
- Tyedmers, P.H., Watson, R., Pauly, D., 2005. Fueling global fishing fleet. *Ambio* 34, 635–638.
- UNE, 2009. UNE 216501:2009 Auditorías Energéticas. AENOR.
- UNE, 2012. UNE-EN 16247-1:2012 Auditorías Energéticas, Parte 1: Requisitos generales. AENOR.
- Utne, I.B., 2008. Are the smallest fishing vessels the most sustainable? Trade-off analysis of sustainability attributes. *Marine Policy* 32, 465–474.
- Villarroya, S., Otero, M.J., Romero, L., Cotos, J.C., Pita, V., 2009. Modular and scalable multi-interface data acquisition architecture design for energy monitoring in fishing vessels. In: Proceedings of the 10th International Work – Conference on Artificial Neural Networks: Part II: Distributed Computing, Artificial Intelligence, Bioinformatics, Soft Computing, and Ambient Assisted Living. Springer-Verlag, Salamanca, Spain, pp. 531–538.
- Wilson, J.D.K., 1999. Fuel and Financial Savings for Operators of Small Fishing Vessels. Fisheries Technical Paper N° 383. Food and Agricultural Organization of the United Nations. FAO, Rome, Italy, p. 46.
- Ziegler, F., Hansson, P.-A., 2003. Emissions from fuel combustion in Swedish cod fishery. *Journal of Cleaner Production* 11, 303–314.



Contents lists available at ScienceDirect

Fuel Processing Technology

journal homepage: www.elsevier.com/locate/fuproc

Research article

Waste oil-based alternative fuels for marine diesel engines

Gorka Gabiña^{a,*}, Leopoldo Martín^b, Oihane C. Basurko^c, Manuel Clemente^d, Sendoa Aldekoa^d, Zigor Uriondo^b^a AZTI – Txatxarramendi ugartea z/g, 48395 Sukarrieta, Spain^b Department of Thermal Engineering, University of the Basque Country UPV/EHU, Alameda Urquijo s/n, 48013 Bilbao, Spain^c AZTI – Herrera Kaia, Portualdea z/g, 20110 Pasaia, Spain^d Nautical and Naval Machines, University of the Basque Country UPV/EHU, María Díaz de Haro 68, 48920 Portugalete, Spain

ARTICLE INFO

Article history:

Received 6 May 2016

Received in revised form 19 July 2016

Accepted 25 July 2016

Available online 4 August 2016

Keywords:

Mineral alternative fuel

Marine diesel engine

Injection timing

Energy efficiency

Combustion analysis

Exhaust emissions

ABSTRACT

Fossil fuels are the main energy source used in the world. However, environmental concerns, over-consumption, and fluctuating price rates are boosting efforts in the development of alternative fuels. This study presents the technical suitability of an alternative fuel for its use in marine diesel engines, as assessed through laboratory and engine performance tests. The alternative fuel assessed is based on waste oil obtained from used automotive lubricating oil. Tests were conducted for the alternative fuel and a distillate fuel, commonly used in the fishing fleet, to compare their performance. The effects of injection timing on their energy efficiency, combustion analysis and emission characteristics have been studied. Here, we show that the alternative fuel met the requirements of ISO 8217 regulations for distillate oils, with the exception of the viscosity, which was 1.9 times higher, thus requiring heating the alternative fuel before its use. The combustion period was shorter than that of residual heavy fuels but longer than that of ISO-F category distillate fuels. Better combustion properties were obtained with advanced injection timing. With such timing, the distillate fuel presented slightly better energy efficiency characteristics (specific energy and fuel consumption) than the alternative fuel, and carbon emissions were drastically reduced in both fuels. NO_x emissions were lower for the alternative fuel than for the distillate fuel. The good performance of the alternative fuel indicates feasibility for use in medium-speed diesel engines commonly used, for example, in fishing vessels.

© 2016 Elsevier B.V. All rights reserved.

1. Introduction

Shipping is fuel dependent. Thus, the cost of fuel is one of the main concerns in the shipping industry. Fuel represents nearly 60–70% of a ship's operating costs [1]. In the specific case of fishing vessels, which are fitted with high- and medium-speed engines burning distillate fuels, the cost can represent 50% of their total annual costs [2].

It is estimated that marine diesel engines burn 60 million barrels of crude oil annually [3], which accounts for the annual emission of 961 million tonnes of CO₂ equivalents, 20.9 million tonnes of NO_x, 11.3 million tonnes of SO_x and 1.4 million tonnes of particulates for shipping [4].

Because of that, environmental maritime regulations are becoming stricter. Since 2015, the IMO has intensified its work in regulating emissions from ships. The key outcomes are the restriction on the use of fuels with a maximum sulphur content of 0.1% from 2015 within the Emission Control Areas (North America coastlines, and the North Sea and the Baltic coastlines) and a cap of 0.5% from 2020 for the global sphere; the control of greenhouse gas emissions through the energy efficiency

design index (EEDI), the energy efficiency operational indicator (EEOI) and the ship energy efficiency management plan (SEEMP); and the new NO_x emissions restrictions with the Tier III IMO regulation (beginning in 2016, for NO_x Emission Control Areas), involving reductions of allowable emissions from marine diesel engines in new vessels (by 75% of reductions from the Tier II regulation) [5,6]. These regulations are driving an increase in energy efficiency strategies in the shipping industry.

Increasing energy efficiency can result in potential cost savings and environmental improvement. Several strategies have been developed with that aim. On-board energy audits are considered as the first screening to be set out and facilitate viable decision making. Best available technology is often implemented on board, such as energy management systems, fuel consumption indicators, or route optimization systems, enabling 10–20% fuel savings [2]. The preceding strategies are based on operational actuations, such as reducing the navigation speed—in other words, slow steaming [7]—and condition-based maintenance (CBM) for diesel engines that also contribute to energy efficiency and cost reductions [8,9].

Other strategies are based on the improvement of the combustion characteristics in diesel engines; different research studies have been undertaken with fuel and oil additives or fuel treatments devices (such as magnetic devices, about which contradictory results have

* Corresponding author.

E-mail addresses: ggabina@azti.es (G. Gabiña), leopoldo.martin@ehu.es (L. Martín), obasurko@azti.es (O.C. Basurko), manuel.clemente@ehu.es (M. Clemente), sendoa.aldekoa@ehu.es (S. Aldekoa), zigor.uriondo@ehu.es (Z. Uriondo).

Table 1
MINSEL M430 single-cylinder engine characteristics.

| Engine parameter | Value | Units |
|---------------------------------------|---------|---------------------|
| Maximum speed | 3000.00 | rpm |
| Indicated power | 5.00 | kW |
| Compression ratio | 19.3:1 | – |
| Diameter | 85.00 | mm |
| Stroke | 75.00 | mm |
| Fuel injection valve opening pressure | 220.00 | bar |
| Fuel injection timing | –14.00 | ° ATDC ^a |
| Suction valve opening | –22.00 | ° ATDC |
| Suction valve closing | 54.00 | ° ABDC ^b |
| Exhaust valve opening | –54.00 | ° ABDC |
| Exhaust valve closing | 22.00 | ° ATDC |

Key:

^a ATDC: After Top Dead Centre.

^b ABDC: After Bottom Dead Centre.

been found in the literature [10,11]). New fuel concepts are also gaining relevance to replace the use of conventional fuels. Research on different diesel fuels was initially focused upon the use of biofuels. However, their higher density and viscosity compared with distillate fuel oils [12], stability problems—especially when used in the presence of high humidity—and necessity of long-term storage on board ships have jeopardised their progress in marine applications [13,14].

With a production of 24 million metric tonnes a year, waste oils are considered to be the most abundant pollutant residues currently generated [15]. The present study presents the technical suitability of an alternative fuel oil (AFO) for use in marine applications. The AFO used is a mineral origin fuel, produced from recycled and post-processed automotive lubricating oil. The process used to obtain AFO is not part of the scope of this work, although it is worth to mention that the process contains a distillation process. Hence, the AFO could be considered a

distilled fuel oil. Fuel consumption characteristics, combustion performance, injection patterns and exhaust gas emissions have been assessed. Two injection timing conditions were also assessed—one as received from the manufacturer, and the second advancing the injection timing. All tests were undertaken with AFO and a commercial distillate fuel oil (DFO), commonly used in the fishing fleet, to compare their differences.

2. Material and methods

2.1. Laboratory tests

Two laboratory tests were undertaken for each of the fuels studied—i.e., AFO and DFO—prior to the engine tests. The analytical tests defined the physicochemical characteristics and combustion properties of the AFO. The first screening served to certify the fuel properties, such as, density, viscosity, flashpoint, cetane number, low heating value, and sulphur, carbon, hydrogen and nitrogen contents. Those parameters were compared with a local DFO following the ISO 8217 specifications of marine fuels. Any fuel for general marine applications must comply with Regulation 4 of Annex 13 of the Marine Environment Protection Committee of the International Marine Organization at its 58th Session [16]. Analytical tests were carried out at the TEKNIKER, SGS and EKONOR laboratories.

The combustion properties were evaluated by the mean of the FIA-100FCA instrument for heavy fuel oils. The test consisted of injecting fuel to a constant volume combustion chamber heated to 500 °C and pressurized to 45 bar. During the combustion of the fuel, the pressure increase was measured and registered in a computer, for further computational analysis. The measured properties also included ignition delay; main combustion delay; estimated cetane number; pre-combustion period; end of main combustion; main combustion period; post-

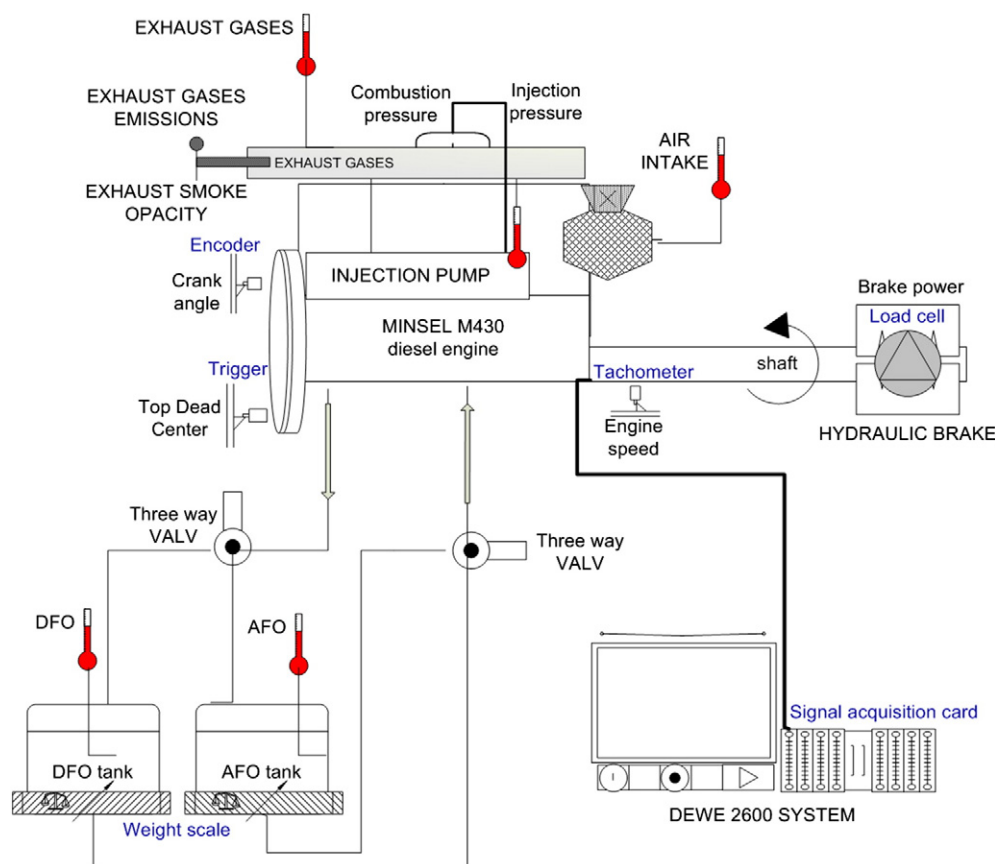


Fig. 1. Engine test bench layout.

Table 2
Instrumentation equipment for the measurement of engine performance parameters.

| Engine parameter | Unit | Measure equipment | Accuracy |
|--|------|---|--|
| Torque | kNm | SENEL SX2 load cell | Accuracy class C3 (0.015%) |
| Engine speed | rpm | HAMLIN hall type inductive proximity sensor (encoder) | Total error: <2% over the operating voltage and temperature range |
| Air intake temperature | °C | Type K thermocouple | ± 0.4% |
| Fuel temperature at injection pump | °C | Type K thermocouple | ± 0.4% |
| Fuel temperature | °C | Type K thermocouple | ± 0.4% |
| Exhaust gas temperature | °C | Type K thermocouple | ± 0.4% |
| Fuel mass consumption | kg/h | High-precision METTLER TOLEDO weight scale | ± 1 g (maximum capacity: 32,100 g) |
| Crank angle (CA) with respect to TDC | ° | AVL TDC encoder | ± 0.1° CA |
| Injection pressure | bar | PCB 118 A02 piezotronics charge pressure sensor | Sensitivity: 0.1 pC/psi (maximum pressure: 50,000 psi) |
| Cylinder pressure | bar | KISTLER 6013CA piezoelectric pressure sensor | Sensitivity: 21 pC/bar (maximum pressure: 250 bar) |
| Exhaust gases emissions (CO, CO ₂ , NO _x) | ppm | TESTO 350XL MARITIME Analyser | According to MARPOL annex VI and NO _x technical code. |
| Smoke opacity (only for advanced injection timing condition) | – | KE 3400 Smoke Opacimeter | Light absorption (K): 0.01 ml (range 0–20 ml). Opacity: 0.1% (range 0–100%). |

burning period; maximum of rate of heat release; position of maximum rate of heat release; and accumulated rate of heat release. All parameters were calculated as an average of 25 different injections. The viscosity value of AFO is quite high; thus, results were compared with 2 residual fuel oils found in the literature: one with good combustion properties (FOG), and the other with poor combustion properties (FOP). FIA-100FCA tests were carried out at DNV Petroleum Services (Norway).

2.2. Engine tests

After defining the fuel properties of the AFO, engine tests were carried out on a test bench made on a single-cylinder high-speed engine. The engine is a naturally aspirated direct injection diesel engine with a traditional pump-line injection system, with a multi-hole injector located in the center of the combustion chamber. The mechanical details of the engine are listed in Table 1.

The AFO was warmed up because of its high of viscosity, with the aim to guarantee the correct performance in the injection process. Fig. 1 shows the layout of the diesel engine test bench. Its monitoring is completed by the instrumentation listed in Table 2.

During the tests, two different engine conditions were assessed regarding injection timing: (1) the original condition, with the standard injection timing, and (2) advancement of the injection timing by 4 degrees. Under this umbrella, the combustion properties, injection patterns and emission characteristics were assessed. All tests were performed at maximum engine speed and full load output.

Engine performance signals were acquired by a DEWE 2600 high-frequency signal acquisition system and then analysed by the AVL Concerto Combustion Analyser software package. The combustion pressure trace, rate of heat release and mass burned fractions (5%, 10%, 50%, 90%) were obtained according to the crank angle position.

Table 3
Physical and chemical properties of the alternative fuel (AFO) compared with the distillate fuel (DFO).

| Parameter | Units | AFO | DFO |
|---------------------------------|--------------------|----------|----------|
| Density at 15 °C | kg/m ³ | 850.3 | 836.6 |
| Viscosity ^a at 40 °C | mm ² /s | 20.8 | 2.9 |
| Flashpoint | °C | 310.0 | 68.0 |
| Cetane number | – | 56.8 | 53.0 |
| Low heating value | kJ/kg K | 46,649.0 | 44,935.0 |
| Sulphur content | ppm | 58.0 | 22.0 |
| Carbon content | % | 85.9 | 86.2 |
| Hydrogen content | % | 14.1 | 13.6 |
| Nitrogen content | % | <0.1 | <0.1 |

Key:

^a Viscosity at 100 °C (AFO): 4.2 mm²/s.

The start of combustion (SOC) was taken as the crank angle value when the rate of heat release became positive before reaching its maximum. The end of combustion (EOC) was taken as the crank angle value when the heat release trace became negative after reaching its maximum.

3. Results

3.1. Laboratory tests

The main physical and chemical properties of the AFO are listed in Table 3. The laboratory tests results suggest that AFO complies with the ISO 8217 Fuel Standard, with the exception of the viscosity property. The viscosity is higher than that allowed for marine distillate diesel oils, i.e., 11 mm²/s at 40 °C [17]. Hence, the AFO had to be heated to a temperature in which viscosity would approximate the accepted value for fuel in marine diesel engines; the considered value for the AFO was 60 °C. Viscosity was not measured directly during engine tests; it was calculated [18]. The temperature control system was not precise enough to keep exactly the value of 60 °C; so the temperature value was close to this and viscosity in engine inlet always lowers than maximum.

The alternative fuel presented a higher cetane number (CN: 56.8) than the distillate fuel (CN: 53); other authors showed a lower cetane number (CN: 51) with waste plastic oils as an alternative fuel [19]. The results showed that the improved cetane number reduces NO_x emissions and improves the heat release rate, as found elsewhere [20]. The higher heating value found, considering the acceptable combustion performance of the alternative fuel, suggests a lower fuel mass

Table 4
FIA-100 FCA test results; combustion properties of AFO compared with two residual fuel oils: (1) with good combustion properties (FOG), and (2) with poor combustion properties (FOP).

| Parameter | Units | AFO | FOG ^a | FOP ^a |
|---|--------|-------|------------------|------------------|
| Ignition delay (ID) | ms | 2.13 | 5.28 | 6.15 |
| Main combustion delay (MCD) | ms | 2.39 | 6.51 | 7.63 |
| Estimated cetane number (ECN) | – | 77.00 | 23.80 | 17.20 |
| Pre-combustion period (PCP) | ms | 0.25 | 1.23 | 1.48 |
| End of main combustion (EMC) | ms | 10.23 | 11.84 | 13.77 |
| End of combustion (EC) | ms | 16.62 | 17.05 | 20.94 |
| Main combustion period (MCP) | ms | 7.85 | 5.33 | 6.14 |
| After burning period (ABP) | ms | 5.38 | 5.21 | 7.17 |
| Maximum rate of heat release (ROHR _{max}) | bar/ms | 4.07 | 2.15 | 1.86 |
| Position of ROHR _{max} (PMR) | ms | 2.44 | 7.26 | 8.56 |
| Accumulated ROHR (AR) | – | 8.34 | 7.15 | 7.29 |
| Combustion period (EC-ID) | ms | 13.49 | 11.77 | 14.70 |

Key:

^a [21,22].

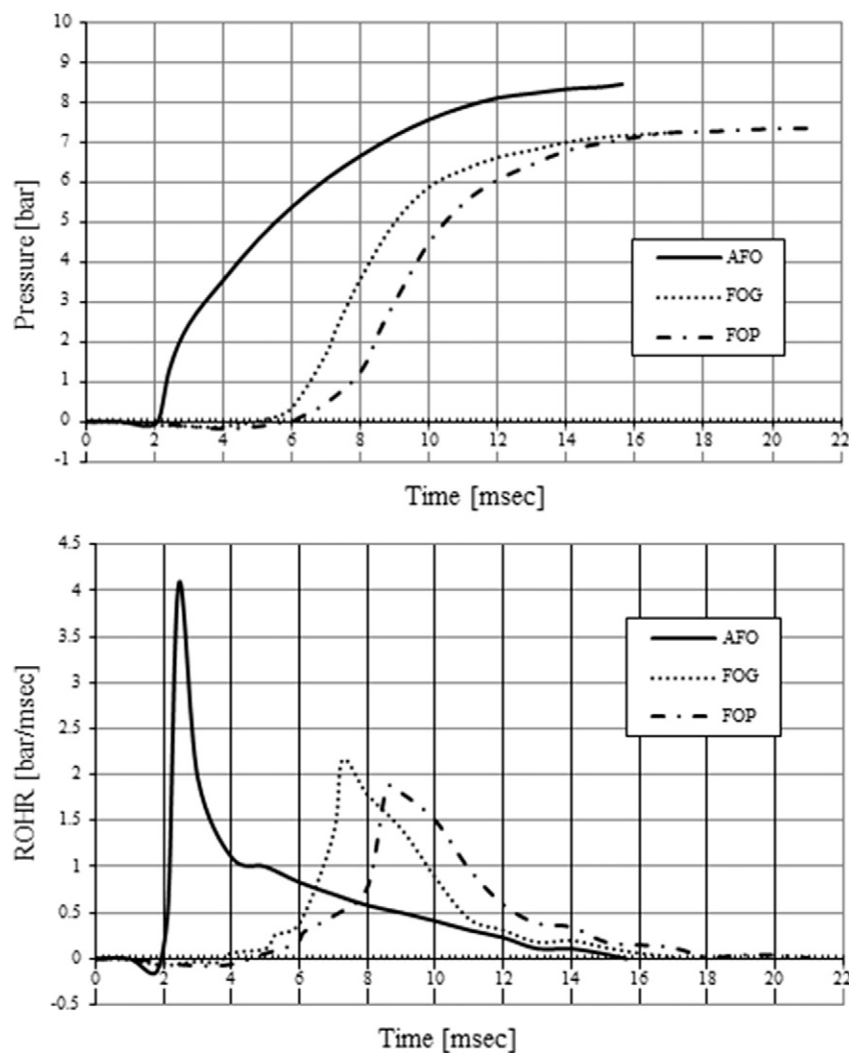


Fig. 2. Combustion pressure and rate of heat release (ROHR) traces over time.

consumption than DFO. The combustion properties of the AFO are listed in Table 4.

The end of combustion occurred earlier with the AFO; in contrast, the post-burning period of the AFO was longer than that of good combustion properties heavy fuel and other residual fuels [21,22] but shorter than the poor combustion properties heavy fuel. In addition, the ignition delay and the main combustion delay were significantly shorter with the AFO.

The AFO had higher values of combustion pressure and rates of heat release, which were obtained in less time than the two residual fuels (Fig. 2). This combustion pattern suggests that the AFO had a mixture of very light components that ignite rapidly in the combustion phase and additional heavy components that required more time to end the combustion, prolonging the post-burning period.

3.2. Engine tests

3.2.1. Standard injection timing

Fig. 3 represents the combustion performance and injection pressure characteristics with the standard injection timing. AFO presented a larger combustion period than DFO. The maximum combustion pressure was slightly lower and was obtained later with AFO than DFO. Likewise, the maximum injection pressure was slightly lower with AFO but was obtained earlier than with DFO. The combustion started slightly earlier

with AFO and ended later, so the combustion period was longer (12.5%) with AFO.

The specific fuel consumption (SFOC) was 4% lower when burning AFO. However, the specific energy consumption (SEC) was nearly the same for both fuels owing to the higher low heating value of the AFO fuel (~4%). These engine performance values are listed in Table 5.

In terms of the noxious emissions, the highest measured difference was noted for carbon monoxide (CO) and, with minor relevance, oxides of nitrogen (NO_x). CO emissions were significantly higher (58%) with AFO, and NO_x emissions were slightly higher (4%) with DFO.

In the case of DFO, the higher combustion temperature may suggest higher NO_x emissions due to the high temperature dependence of NO reactions [3]. Fig. 4 shows the content of exhaust gas emissions measured during the engine tests with standard injection timing.

3.2.2. Advanced injection timing

By advancing the injection timing, the maximum combustion pressure increased compared with the standard injection timing, and the maximum value with the AFO was slightly lower than that with DFO. In contrast, the crank angle position of maximum cylinder pressure was nearly the same with both fuels. Fig. 5 represents the combustion performance and injection pressure characteristics for both tested fuels in reference with the advanced injection timing.

The combustion started at almost the same time with both fuels but ended later with AFO, meaning that the combustion period was longer

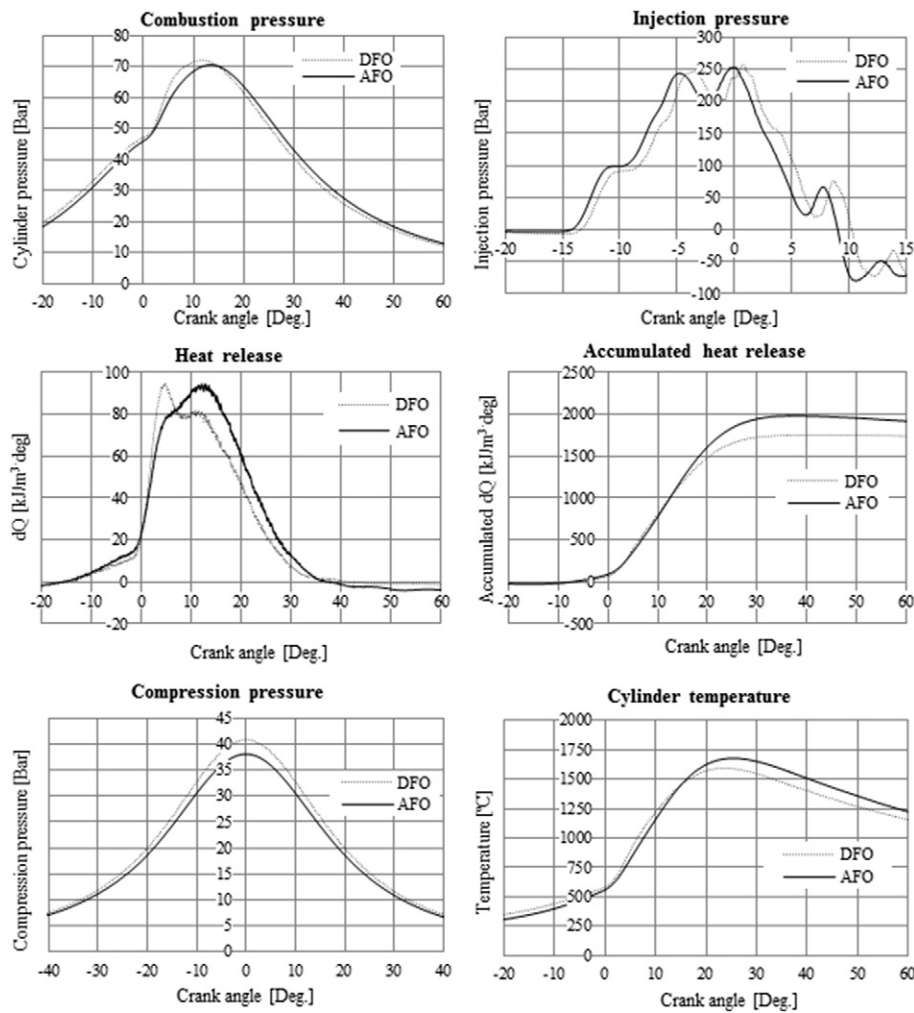


Fig. 3. Combustion performance and injection pressure characteristics with standard injection timing.

(5.6%) with the alternative fuel. Advancing the injection timing reduced the combustion period (i.e., 15.0% with AFO and 9.4% with DFO). The earlier the start of the injection, the higher the combustion pressure, as shown elsewhere [23].

The maximum injection pressure was higher with AFO and was obtained earlier than with DFO. There was no considerable difference between the advanced and standard injection timing conditions considering the maximum injection pressure value, but as expected,

Table 5

Combustion and injection results with standard injection timing and advanced injection timing for the alternative fuel (AFO) and the distillate fuel (DFO).

| Parameter | Units | Standard injection timing | | Advanced injection timing | |
|-------------------------|-----------------------|---------------------------|-----------|---------------------------|-----------|
| | | AFO | DFO | AFO | DFO |
| Fuel oil temperature | °C | 57.10 ^a | 33.60 | 64.90 ^a | 31.20 |
| Exhaust gas Temperature | °C | 387.40 | 380.30 | 468.90 | 461.90 |
| SFOC | gr/kW h | 368.30 | 383.70 | 283.61 | 285.84 |
| SEC | kJ/kW h | 17,180.83 | 17,241.56 | 13,230.12 | 12,844.22 |
| Combustion noise | dB | 89.32 | 92.46 | 94.77 | 98.17 |
| P_{\max} comb. | Bar | 70.84 | 72.04 | 81.37 | 82.68 |
| CA P_{\max} comb. | Deg ATDC ^b | 13.10 | 11.70 | 12.40 | 12.30 |
| P_{\max} inj. | Bar | 253.54 | 256.72 | 256.40 | 249.70 |
| CA P_{\max} inj. | Deg ATDC | -0.10 | 0.80 | -7.10 | -6.90 |
| SOC | Deg ATDC | -15.04 | -14.60 | -15.45 | -15.39 |
| EOC | Deg ATDC | 38.82 | 33.27 | 30.34 | 27.94 |
| I05 ^c | Deg ATDC | 0.27 | 1.16 | -0.23 | 0.80 |
| I10 | Deg ATDC | 2.49 | 2.92 | 1.29 | 2.42 |
| I50 | Deg ATDC | 12.10 | 11.31 | 10.32 | 9.89 |
| I90 | Deg ATDC | 23.39 | 22.96 | 20.88 | 20.53 |

Key:

^a Viscosity value for AFO at 60 °C is 10.6 mm²/s.

^b ATCD: After Top Dead Centre.

^c IXX: mass burned fraction, where XX is the percentage (%) of the burned fraction.

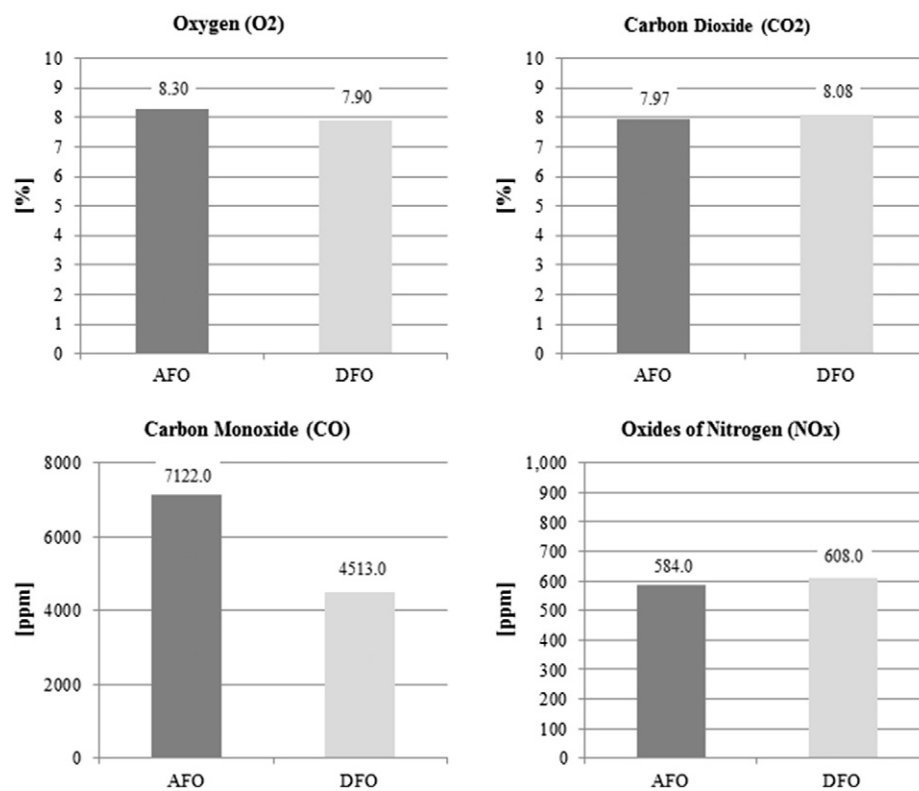


Fig. 4. Emission results and smoke opacity with standard injection timing.

advancing the injection timing involved an advanced crank angle position at a maximum injection pressure. The maximum heat release rate was higher with the advanced injection timing condition. Some authors found similar behaviour with waste plastic oil tested as a mineral origin alternative fuel, where the maximum heat release value is 9.24% lower with retarded injection timing [24].

The specific fuel consumption was nearly the same with both fuels (0.8% lower with AFO). However, the specific energy consumption was higher (3%) with AFO. Advancing the injection timing resulted in a decrease in the fuel consumption, by 23% with AFO and 34% with DFO. Table 5 shows the engine performance values and the combustion and injection characteristic results with standard injection timing and advanced injection timing for the AFO and the DFO.

Fig. 6 shows the content of exhaust gas emissions measured during the engine tests with the standard injection timing. Significant reductions in CO emissions were noticed with the advanced injection timing condition, i.e., 54% with AFO; and 48% with DFO. Likewise, AFO's CO emissions were higher (40%) than DFO's. AFO's NO_x emissions were lower (40%) than DFO's. In contrast, other authors showed a 25% increase in NO_x emissions and a 5% increase in CO emissions with a waste plastic oil used as a diesel-like fuel [25]. Likewise, NO_x emissions were drastically increased with the advanced injection timing condition, i.e., 128% with AFO and 148% with DFO, as opposite to the decreased NO_x emissions with retarded injection timing (i.e., 45%) found by Mani et al. [24]. CO₂ emissions were reduced with the new engine condition. Reductions of 6% and 2% were obtained with AFO and DFO, respectively. AFO's CO₂ emissions were lower (6%) than DFO's. The smoke opacity (light absorption coefficient) was 7% higher in the case of the alternative fuel, compared with a distillate fuel oil.

4. Discussion

The results have shown that the alternative fuel complies with the Regulation 18 of Annex 13 of Marine Environment Protection Committee of the IMO for marine fuels; the fuel does not increase the NO_x levels

comparing with rest of distillate of residual fuels; the alternative fuel meets the requirements set by the ISO 8217 standard for distillate diesel oils except for the value of the viscosity property; it is 1.9 times higher than the maximum allowed for the Distillate DMC Gas Oil type. The viscosity of the fuels affects some processes including atomization, vaporization and fuel–air mixing [26]. In addition, high viscosity can cause extreme fuel injection pressure during engine warm-up [27]. In contrast, other authors present a lower density and viscosity with recycled lubricating oils, similar to DFO [28], but with considerably higher sulphur content value [29].

The high viscosity value means that the alternative fuel must be warmed up to achieve the permissible viscosity property for injection systems. The viscosity of the fuel in laboratory conditions has been controlled with temperature control. The samples have been previously analysed in laboratory and viscosity has been obtained for two different temperatures. In this way it has been possible to supply the fuel to the engine with a known and controlled viscosity. This would not probably be acceptable in real operating conditions, where most probably a booster unit with viscosity control for fuel treatment would be necessary to supply the fuel to the engine in proper viscosity conditions.

According to some authors, when using low-viscosity liquid with large spray cone angles [30], the spray pattern will be very dependent on the AFO's temperature at the injection instant. In addition, other authors have determined that the presence of higher-viscosity fuels implies poorer atomization and evaporation; this is due to larger droplets in the fuel spray, whose combustion is delayed. Consequently, lower maximum pressure values are obtained compared with diesel fuel [31].

According to the FIA-100FCA results, the end of combustion is earlier with the alternative waste oil than two heavy fuel oils; the time to complete the combustion may give information on the formation of burned or unburned components which affects emissions. According to literature, results suggests that smoke and particle emissions will be lower than those of residual heavy fuels [32].

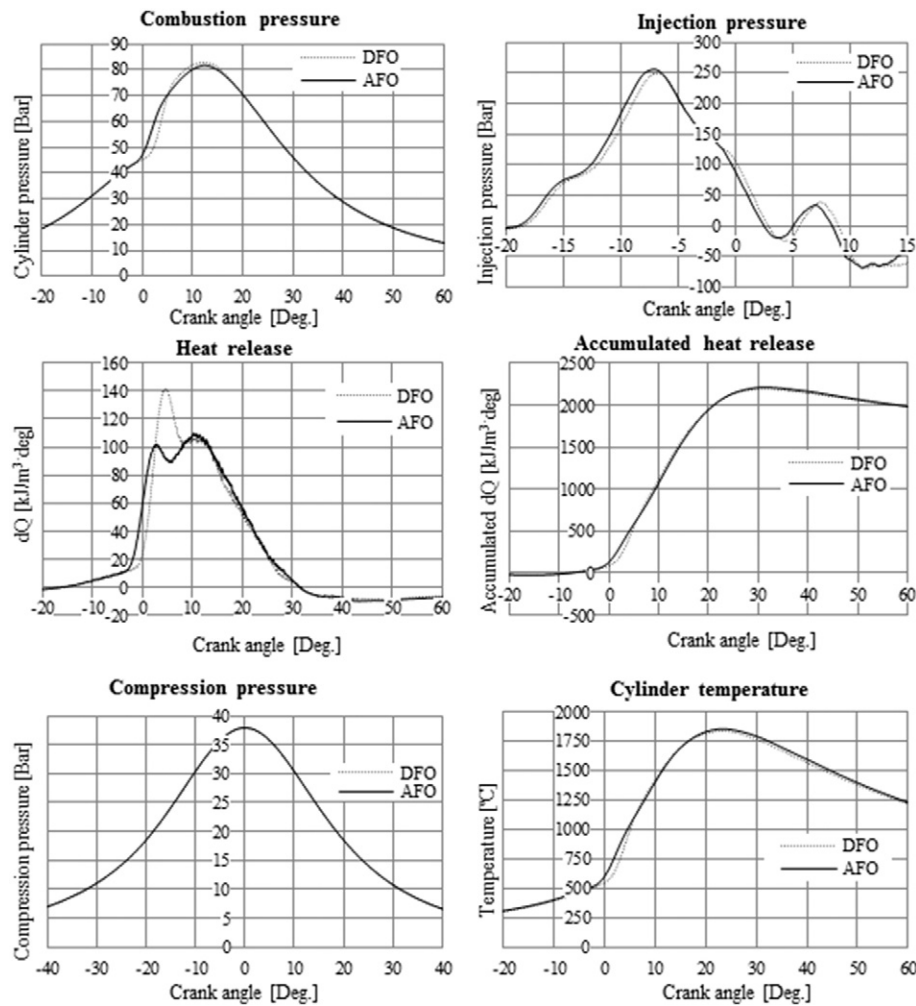


Fig. 5. Combustion performance and injection pressure characteristics with advanced injection timing.

The specific fuel consumption (SFOC) is lower when burning alternative fuel. Nonetheless, that difference could change depending on the injection timing condition. The greater the delay of the injection timing, the greater SFOC difference between both fuel types. Regarding the energy efficiency, considering that AFO's heating value is higher than DFO's, the specific energy consumption is slightly higher for alternative fuel with the delayed injection timing condition; in contrast, advanced injection timing will provide improved specific energy consumption (SEC) for distillate fuel oil. Therefore, the fuel consumption and energy efficiency are not significantly better compared with a distillate fuel; its level of improvement will depend on the injection timing applied. Thus, these energy efficiency results could be highly dependent on each engine condition. As the literature review shows, alternative fuel research studies are mainly focused on biofuel assessments. According to some authors, biodiesel fuels present higher SFOC because of their lower heating value; they require more fuel to be injected into the combustion chamber to output the same power [33]. In addition, other authors show an important SFOC reduction when the injection timing is advanced by 10 degrees with mahua biodiesel [34]. In contrast, various authors show specific fuel consumption increases with different biodiesels types and blends [23,35].

The alternative fuel (AFO) presents lower combustion pressure and roughness and thus produces lower NO_x emissions. By advancing the injection timing, the NO_x will increase, but the smoke and particle formation will decrease. This timing adjustment will be

unfeasible in engines operating with DFO because they are already adjusted to the NO_x emission limit. In the case of biofuels, some author results show higher NO_x emissions with biofuel blends. The higher the percentage of biofuel in the blend, the higher the NO_x emissions [31,36].

In contrast, by advancing the injection timing, CO emissions are considerably reduced; likewise, CO emissions are higher for AFO. CO emissions depend on several factors, such as the chemical structure, fuel homogeneity, burning time, combustion temperature and amount of air in combustion, the last of which is the most important parameter; when the amount of O_2 reaches the maximum value, the CO decreases to the minimum value [37]. Despite this, such a high amount of CO emissions and high difference between both fuels, combined with some anomalous values of performance parameters, suggests that the engine performance may be improved; this suggests adjusting the injection timing, thus advancing the start of injection. Nevertheless, CO emissions are not considered to be an important issue in marine applications because they will be oxidized to CO_2 in a short period; regardless, they are an indirect evaluation parameter of poor combustion performance. Likewise, the IMO rules do not limit the hydrocarbon emissions, so in this study it has not been considered necessary to measure. Although the highest CO emission values suggest that hydrocarbon emissions would also increase; the comparison with residual fuels in FIA FC-100 combustion analyser have shown that combustion performance is better with AFO than with residual fuel. Hence, we could expect fewer problems associated with bad combustion using the AFO.

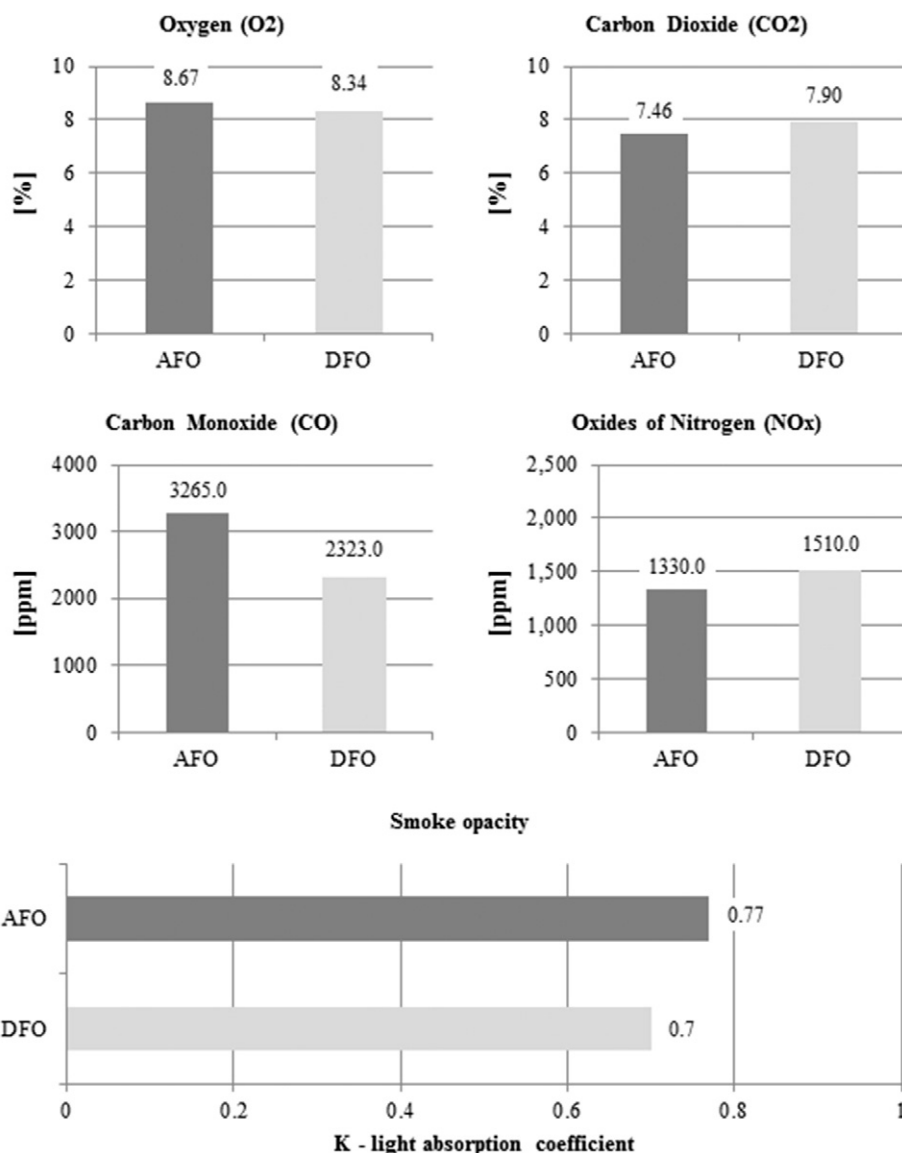


Fig. 6. Emission results and smoke opacity values with advanced injection timing.

5. Conclusions

Although biofuels have dominated research on new fuels in recent years, their complications in marine applications have prompted researchers to focus on mineral origin waste oils as alternative fuels for marine engines.

Medium-speed engines are usually able to burn residual heavy fuel oils; the viscosity value accepted in medium-speed engines is higher than that in high-speed engines.

AFO must be warmed to a higher temperature to achieve an acceptable viscosity level to guarantee the correct performance of the injection systems. However, the combustion results suggest that AFO has a mixture of very light components that ignite swiftly in the combustion phase, and additional heavy components that are more difficult to burn and delay the end of combustion, provoking a long post-burning period. Hence, the results suggest that medium-speed engines are more suitable to burn AFO than heavy fuel oils.

The combustion results show that the alternative fuel has worse combustion performance than distillate fuel but better than that of residual heavy fuel oils; however, it emits more smoke and particles than DFO. Advanced injection timing is advised to drastically reduce CO emissions but increase NO_x emissions. In both cases, AFO emits

less NO_x than DFO. The fuel consumption and energy efficiency are not significantly better with AFO; the level of improvement depends on the injection timing applied; the more advanced the injection timing, the greater the reduction of specific fuel consumption. Considering the recycled origin of the AFO, the life cycle carbon footprint is also improved considerably.

The present contribution shows the suitability of mineral origin alternative fuel for marine medium-speed diesel engines commonly used, for example, in fishing vessels; the alternative fuel obtained from recycled lubricating oil (AFO) meets the minimum environmental regulatory requirement from IMO to be used on board ships (NO_x emissions are not increased); however, the present work is the first screening and extensive sea trials on real engines within real operation conditions are required in order to establish the whole suitability of the alternative fuel. Extended tests with medium speed engine in laboratory and on board a ship are considered as future works.

Acknowledgements

The work presented in this contribution has been sponsored by the European Fisheries Fund (expedient number GV 351BI20090037). Thanks are extended to the Department of Thermal Engineering and

Nautical and Naval Machines of the University of the Basque Country (UPV/EHU) and to the Elsevier Language Editing Services. This paper is contribution no. 774 of AZTI (Marine Research Division).

References

- [1] I. Rojon, T. Smith, On the Attitudes and Opportunities of Fuel Consumption Monitoring and Measurement within the Shipping Industry and the Identification and Validation of Energy Efficiency and Performance Interventions, 2014.
- [2] O.C. Basurko, G. Gabiña, Z. Uriondo, Energy performance of fishing vessels and potential savings, *J. Clean. Prod.* 54 (2013) 30–40.
- [3] R.D. Reitz, Directions in internal combustion engine research, *Combust. Flame* 160 (2013) 1–8.
- [4] IMO, Third IMO Greenhouse Gas Study, International Maritime Organization, 2014.
- [5] H. Lindstad, G.S. Eskeland, H. Psarafitis, I. Sandaas, A.H. Strømman, Maritime shipping and emissions: a three-layered, damage-based approach, *Ocean Eng.* 110 (2015) 94–101 (Part B).
- [6] Cummins, Meeting the next challenge: IMO tier II and III, 2011 in <https://marine.cummins.com>.
- [7] C.-Y. Lee, H.L. Lee, J. Zhang, The impact of slow ocean steaming on delivery reliability and fuel consumption, *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, 76, 2015, pp. 176–190.
- [8] O.C. Basurko, Z. Uriondo, Condition-based maintenance for medium speed diesel engines used in vessels in operation, *Appl. Therm. Eng.* 80 (2015) 404–412.
- [9] A. Murphy, K. Pazouki, Exhaust gas emissions from regional shipping: mitigating technologies and emission prediction. The Royal Institution of Naval Architects, International Conference on the Environmentally Friendly Ship 2012, pp. 77–86.
- [10] G. Gabiña, O.C. Basurko, E. Notti, A. Sala, S. Aldekoa, M. Clemente, Z. Uriondo, Energy efficiency in fishing: are magnetic devices useful for use in fishing vessels? *Appl. Therm. Eng.* 94 (2016) 670–678.
- [11] S. Jain, S. Deshmukh, Experimental investigation of Magnetic Fuel Conditioner (M.F.C) in I.C. engine, *J. Eng.* 2 (2012) 27–31.
- [12] G.R. Kannan, R. Anand, Effect of injection pressure and injection timing on DI diesel engine fuelled with biodiesel from waste cooking oil, *Biomass Bioenergy* 46 (2012) 343–352.
- [13] Y.C. Chung, H.C. Chen, Y.T. Shyu, J. Hua, Temperature and water effects on the biodegradation for marine fuel oil, *Fuel* 79 (2000) 1525–1532.
- [14] T. Schleicher, R. Werkmeister, W. Russ, R. Meyer-Pittroff, Microbiological stability of biodiesel–diesel–mixtures, *Bioresour. Technol.* 100 (2009) 724–730.
- [15] K. Naima, A. Liazid, Waste oils as alternative fuel for diesel engine: a review, *J. Pet. Technol. Altern. Fuels* 4 (3) (2013).
- [16] IMO, Report of the Marine Environment Protection Committee on its Fifty-eighth Session, 2008.
- [17] ISO, ISO 8217 Petroleum Products – Fuels (Class F) – Specifications Of Marine Fuels, in: International Organization for Standardization, 2010.
- [18] <http://www.viscopedia.com/calculator/astm-d341-viscosity-temperature-extrapolation/>.
- [19] M. Mani, C. Subash, G. Nagarajan, Performance, emission and combustion characteristics of a DI diesel engine using waste plastic oil, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 2738–2744.
- [20] L. Xing-cai, Y. Jian-guang, Z. Wu-gao, H. Zhen, Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol–diesel blend fuel, *Fuel* 83 (2004) 2013–2020.
- [21] M. Vermeire, J. Spencer, W. Ang, Bench Beste Techniques to Assess the Efficacy of Marine Fuel Additives to Improve Combustion, CIMAC Congress, Vienna, Paper No. 139, 2007.
- [22] A. Takeda, The Ignition and the Combustion Quality by FIA of Actual MFO and the Countermeasure Against the MFO with Inferior Quality, CIMAC Congress, Vienna, Paper No. 199, 2007.
- [23] A.K. Agarwal, D.K. Srivastava, A. Dhar, R.K. Maurya, P.C. Shukla, A.P. Singh, Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine, *Fuel* 111 (2013) 374–383.
- [24] M. Mani, G. Nagarajan, Influence of injection timing on performance, emission and combustion characteristics of a DI diesel engine running on waste plastic oil, *Energy* 34 (2009) 1617–1623.
- [25] M. Mani, G. Nagarajan, S. Sampath, Characterisation and effect of using waste plastic oil and diesel fuel blends in compression ignition engine, *Energy* 36 (2011) 212–219.
- [26] M. Shahabuddin, A.M. Liaquat, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, M. Mofijur, Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel, *Renew. Sust. Energy. Rev.* 21 (2013) 623–632.
- [27] M.E. Tat, J.H.V. Gerpen, The kinematic viscosity of biodiesel and its blends with diesel fuel, *J. Am. Oil Chem. Soc.* 76 (1999) 1511–1513.
- [28] O. Arpa, R. Yumrutas, A. Demirbas, Production of diesel-like fuel from waste engine oil by pyrolytic distillation, *Appl. Energy* 87 (2010) 122–127.
- [29] K. Naima, A. Liazid, Waste oils alternative fuel for diesel engine: a review, *J. Petrol. Technol. Altern. Fuels* 4 (3) (2013).
- [30] C. Chang, P. Farrell, A Study on the Effects of Fuel Viscosity and Nozzle Geometry on High Injection Pressure Diesel Spray Characteristics, SAE International, Paper 970353, 1997.
- [31] D.C. Rakopoulos, Heat release analysis of combustion in heavy-duty turbocharged diesel engine operating on blends of diesel fuel with cottonseed or sunflower oils and their bio-diesel, *Fuel* 96 (2012) 524–534.
- [32] K. Steernberg, S. Gorget, The Effects of Changing Oil Industry on Marine Fuel Quality and How New and Old Analytical Techniques can be Used to Ensure Predictable Performance in Marine Diesel Engines., CIMAC Congress, Vienna, Paper No. 198, 2007.
- [33] M. Canakci, Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel, *Bioresour. Technol.* 98 (2007) 1167–1175.
- [34] H. Raheman, S.V. Ghadge, Performance of compression ignition engine with mahua (*Madhuca indica*) biodiesel, *Fuel* 86 (2007) 2568–2573.
- [35] C. Sayin, M. Ilhan, M. Canakci, M. Gumus, Effect of injection timing on the exhaust emissions of a diesel engine using diesel–methanol blends, *Renew. Energy* 34 (2009) 1261–1269.
- [36] A. Yasar, M. Bilgili, S. Yildizhan, The influence of diesel–biodiesel–alcohol blends on the performance and emissions in a diesel engine, *Int. J. Sci. Technol. Res.* 1 (2015).
- [37] O. Arpa, R. Yumrutas, Ö. Kaşka, Desulfurization of diesel-like fuel produced from waste lubrication oil and its utilization on engine performance and exhaust emission, *Appl. Therm. Eng.* 58 (2013) 374–381.

Performance of marine diesel engine in propulsion mode with a waste oil-based alternative fuel

Gorka Gabiña^{a*}, Leopoldo Martín^b, Oihane C. Basurko^c, Manuel Clemente^d, Sendoa Aldekoa^d,
Zigor Uriondo^b

^aAZTI – Txatxarramendi ugarte z/g, 48395 Sukarrieta, Spain.

^bDepartment of Thermal Engineering, University of the Basque Country UPV/EHU, Alameda Urquijo s/n 48013 Bilbao, Spain.

^cAZTI – Herrera Kaia, Portualdea z/g, 20110 Pasaia, Spain.

^dNautical and Naval Machines, University of the Basque Country UPV/EHU, María Díaz de Haro 68, 48920 Portugalete, Spain.

***Corresponding author:** Gorka Gabiña. Contact: ggabina@azti.es.

Telephone: +34 667 174 373; Fax: +34 946572555.

Email addresses: leopoldo.martin@ehu.eus; obasurko@azti.es; manuel.clemente@ehu.eus; sendoa.aldecoa@ehu.eus; zigor.uriondo@ehu.eus.

Abstract

Marine diesel engines are one of the most representative fossil fuels consumers on the planet. These engines are responsible for a large amount of air pollutants, including greenhouse gas emissions. This concern led to the adoption of new regulations and policies for shipping, which involved more intensive restrictions for airborne emissions. This scenario, in addition to the finite fossil fuel reserves, the fluctuating price of fossil fuel and its share of the annual costs of ships, has boosted the development of new alternative fuels for marine diesel engines from traditional ones. It is known that waste oils are one of the most abundant residues generated within the industry. This study assesses the technical suitability of an alternative fuel oil, obtained from recycled waste automotive lube oil, in comparison with traditional fuels, complying with the ISO 8217 for distillate fuel oils. The alternative fuel was tested on a full scale marine diesel engine test bench, simulating real operating conditions for marine diesel engines and electric diesel generators in steady loads. To this end, the engine was cooled with sea water and coupled to a hydraulic brake, which allowed tests to be undertaken in different engine loads and propulsion modes, such as controllable and fixed pitch propeller propulsion systems. The results demonstrated that the alternative fuel burns rapidly but with a delay at the end of combustion, which should be expected for this type of fuel. Additionally, the energy efficiency of the diesel engine is comparable to the distillate fuel commonly used by the fishing fleet; however, due to its higher heating value, the alternative fuel presents lower fuel consumption. According to the emissions, the alternative fuel exhibits lower NO_x and CO₂ emission levels but slightly higher CO emissions and smoke opacity levels than common fuels, with the sulphur content in the fuel below the maximum level being allowable by more stringent marine rules. Hence, waste oil-based alternative fuel oils are acceptable for use in marine diesel engines operated on-board a ship under real conditions and meet the rules applicable to marine environments for burning fuel oils.

Highlights

- Waste oil-based alternative fuel was tested under simulated real conditions.
- Alternative mineral fuel was obtained from recycled automotive lubricating waste oil.
- Real performance of a marine diesel engine on-board a ship was simulated on a test bench.
- Fixed and controllable pitch propulsion modes were tested for this alternative fuel.
- Fuel consumption, combustion and injection, and derived emissions were monitored.

Keywords:

waste oil, mineral alternative fuel, marine diesel engine, fix and controllable pitch propulsion, combustion performance, exhaust emissions

1. INTRODUCTION

Despite being immersed in the de-carbonisation era, shipping is still heavily dependent on fossil fuels. However, diesel engines are considered as outstanding power plants due to its fuel efficiency, strength and durability [1]. Marine diesel engines burn approximately 60 million barrels of crude oil every year [2]. This represents an annual emission of almost one thousand million tonnes of CO₂ equivalents, more than 20 million tonnes of NO_x, more than 10 million tonnes of SO_x and more than one million tonnes of particulates [3]. The seaborne trade is worth in the order of 9.84 billion tonnes of volume (data from 2014) and is one of the few players that maintained a steady growth in the recent economic crisis [4]. In addition, according to global estimates, the trend is upwards for the forthcoming years. Therefore, air pollution and its effect on climate change will worsen unless new alternative fuels or energy efficient measures are widely implemented.

For decades, the maritime sector has tried to develop environmentally friendly strategies [5], such as the development of alternative fuels [6, 7], hybrid propulsion [8, 9], energy auditing [10], engine waste heat recovery [11, 12], speed and voyage optimisation [13, 14], and slow steaming and wind-powered propulsion [15, 16], as shown in the series of conferences on Low Carbon Shipping and Shipping in Changing Climate [17]. Biodiesels have been considered as a potential substitute for conventional marine fuels. Large and exhaustive research has been undertaken that focuses the combustion and engine performance on broad biodiesel types and blend configurations [18-20] and injection characteristics [21], mainly for inshore applications. In contrast, the use of biodiesel in shipping or fishing alike presents more challenging conditions than land-based uses due to its higher density and viscosity compared with distillate fuel oils and long term storages in humid environments, which could lead to stability problems. These challenges have hampered the progress of biodiesel use in shipping [22]. Likewise, other difficulties include biodiesel's feedstock costs dependence [23] and higher production, the incompatibility with some plastic and metallic materials for fuel feeding systems, low temperature fluidity and the high quantity of biomass feedstock required to cope with a representative fleet [24].

One of the solutions for shipping is to use mineral origin alternative oils, such as recycled waste oils. Waste oils are abundant residues with the production of 24 million metric tonnes a year [25]. The recovery of valuable energy content coproducts, such as waste plastics, waste cooking oils, or waste lube oils may represent an important feedstock for energy conversion plants [26]. However, contributions on mineral origin waste oils concerning their application in diesel engines are less abundant than plant origin fuels.

Marine fuel specifications are determined by the ISO 8217 regulation [27, 28]. The IMO (International Maritime Organization) has intensified its maritime environmental regulations with restrictions on fuels (maximum sulphur content 0.1% for fuels beginning 2015 within the Emission Control Areas and a cap of 0.5% beginning 2020 globally); shipping operations (the control of greenhouse gas emissions through the reduction of CO₂ emissions via energy efficiency measures, such as, Ship Energy Efficiency Management Plan, Energy Efficiency Design Index and Energy efficiency Operational Index); and diesel engines (NO_x emissions restrictions for marine diesel engines with Tier III regulation for new ships beginning 2016 in NO_x Emission Control Areas) [29, 30].

By 2020, 10% of the transport fuel in European countries is required to come from renewable sources such as biofuels. Moreover, fuel suppliers must reduce the CO₂ emissions intensity of the European fuel mix by 6% in comparison to 2010 [31, 32]. In addition, the Paris Agreement has recently set out a global action plan to keep the increment of the global average temperature well below 2°C [33].

This study assesses the suitability of a waste oil-based alternative fuel (now onwards “alternative fuel oil”, AFO) for real scale marine diesel engines. Different propulsion systems were simulated and different engine loads were considered. Engine efficiency and performance properties, combustion and injection patterns and emission characteristics were assessed. All tests were carried out with the AFO and a distillate fuel oil (DFO) to compare the suitability between both fuels. This contribution is the follow up to a precedent contribution, which assessed the suitability of the same waste-oil for a laboratory scale small high speed single cylinder diesel engine test (presented in Gabiña et al., 2016) [34].

2. MATERIALS AND METHODS

Engine tests were carried out on a 400 kW multi-cylinder diesel engine test bench adapted to simulate the real performance of a marine diesel engine on board a ship. The engine, Baudouin DNP 12ST, was coupled to a hydraulic brake, Zollner Kiel model 6N29, to manage the engine load and brake-power. The test bench was cooled with sea water, thus, sea water was pumped from the sea, to refrigerate the brake and the engine's cooling systems.

The engine was configured to have two independent fuel circuits. One was used for a conventional distillate fuel oil (DFO), the other for the AFO. Based on Gabiña et al., 2016, the AFO was preheated between 65 and 70°C to reduce its viscosity and to avoid jeopardising the injection process of the engine and supply the fuel oil to the engine with a viscosity value accepted by most engine manufacturers. The key physical and chemical properties of the AFO and DFO are density at 15 °C for the AFO and (DFO): 850.30 kg/m³ (836.60 kg/m³) and viscosity at 40 °C: 20.80 mm/s² (2.90 mm/s²). All details are shown in Gabiña et al., 2016 [34]. The test bench lay-out is shown in Fig. 1.

FIGURE 1

The diesel engine is a 12-cylinder turbocharged 4-stroke V-type engine. The cylinders are aligned on two separate planes, 6 cylinders per plane with a centred direct injection pump. The mechanical characteristics of the engine are indicated in Table 1 and its monitoring is represented in Fig. 2. The engine performance was monitored by different sensors and instruments to control and assure the correct functioning of the whole system (Table 2).

TABLE 1

FIGURE 2

TABLE 2

Two cylinders (1 and 7) were mechanised for installing the combustion pressure sensors and their respective injection pipes were drilled for the installation of the injection sensors. The results were obtained from cylinder 1 data, while data from cylinder 7 were used for verifying the validity of the results. Combustion pressure, rate of heat release and injection pressure were represented based on the crank angle position.

According to the energy efficiency assessment, specific fuel consumption (SFOC), specific energy consumption (SEC) and engine energy efficiency (EEE) parameters were calculated. EEE was calculated by the following Equation 1, where Power out is the measured Brake Power in kilowatts, the LHV is the Low Heating Value of the fuel and FOC represents the diesel engine's fuel mass consumption per hour.

$$EEE [\%] = \frac{\text{Energy out [kJ]}}{\text{Energy in [kJ]}} = \frac{\text{Power out [kW]} \times 3,600}{LHV \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \times FOC \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]} \times 100 \quad [1]$$

Two different engine propulsion conditions were simulated during the tests: the controllable pitch propeller propulsion (CPP) and the fixed pitch propeller propulsion (FPP). In CPP mode, the engine speed is kept constant while the load changes, and in FPP mode both load and speed change according to what is called the “propeller's law”. Both conditions represent the main propulsion modes in a commercial vessel fleet. In addition, CPP condition tests also represent the diesel auxiliary engines (electric genset). As listed in Table 3 each engine condition represents a test cycle. Four tests were carried out per cycle, each at different engine loads, i.e., 25%, 50%, 75% and 100%, which is the maximum load for the same test type for both cycles.

TABLE 3

Under these trials, combustion properties (combustion pressure, heat release and accumulated heat release and cylinder temperature trends) and emissions characteristics (CO₂, CO, NO_x and smoke opacity) were studied. Likewise, engine parameters were assessed. Engine performance was studied at 50%, 75% and 100% engine loads for both cycles and injection performance was only assessed at 75% for both cycles.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Combustion characteristics

The maximum combustion pressure for the AFO was slightly lower (4-7%) than the DFO and occurred later (Fig. 3). According to the heat release, the pressure gradient was considerably lower for the AFO, especially from 25% to 75% engine loads (Fig. 4) at the premixed combustion phase. However, during the diffusion-controlled combustion phase, the AFO showed a slightly higher heat release value than the DFO, whereas accumulated heat release was higher for the DFO (Fig. 5). Nevertheless, it was found as a general trend that the combustion period started a little earlier and ended a little later with the AFO. Thus, the combustion duration was longer for the AFO (10-17%).

FIGURE 3

FIGURE 4

FIGURE 5

According to the combustion process, the results were similar to those found elsewhere [34] for smaller single cylinder and high-speed marine diesel engines burning the same AFO. However, the performance differences are not so pronounced in the slower medium speed engines. In contrast, this finding was not corroborated in other studies using mineral origin alternative waste oils. For example, tests with waste plastic oil showed different combustion performances [35]: waste plastic oil's cetane number was lower than distillate fuel and its combustion pressure and heat release trended higher, but unlike the AFO, the starting point using distillate fuel occurred earlier.

3.2 Engine performance

Table 4 lists the engine performance and combustion results with FPP50-100 and CPP50-100 engine test types. The exhaust gas temperature was slightly higher in all the engine test types using AFO (0-3%), but the suction air manifold pressure was marginally higher for the DFO (0-1%). The fuel consumption was higher for the DFO (2-5%) and in terms of specific fuel consumption, the AFO presented lower values than the DFO (0-6%) as found also by Arpa, Yumrutaş and Argunhan [36], who used waste lube oil in a four-cylinder diesel engine, despite the difference being higher in the cited article. In contrast, some authors showed opposite effects

with biodiesel such as butanol biodiesel blends [37] and *Jatropha* methyl ester diesel blends [38].

TABLE 4

According to the specific energy consumption, excluding the FPP50 test type, the rest of the tests presented higher values for the AFO (0-2%). The engine energy efficiency was higher for the DFO in the FPP50 test type (3%), but the difference between both fuels for the rest of the test types was negligible. However, Pugazhivadivu and Jeyachandran [39] showed a higher engine efficiency difference between diesel fuel and waste frying oil origin fuel: the waste frying oil needed to be preheated due to its high viscosity and the more temperature the alternative fuel had, the more engine efficiency was obtained. In the same way, Karabektas [40] demonstrated higher thermal efficiency values for biodiesel (rapeseed oil methyl) tested in a turbocharged engine, where the biodiesel presented a lower net heating value and a higher cetane number.

Considering the propulsion system configuration, FPP or CPP, the fixed pitch propeller propulsion showed higher engine efficiency than the controllable pitch propulsion system at the same engine brake power point.

3.3 Injection performance

Fig. 6 represents the injection pressure trace for CPP75 and FPP75 test types. The maximum injection pressure was 2% higher when burning the AFO and occurred insignificantly later than the DFO. In the case of the AFO, the injection pressure trace did not clearly show the start of injection point. In any case, the pressure trace showed that the injection process started earlier and ended later than when using the DFO. In the same way, Lešnik, Vajda, Žunič, Škerget and Kegl [41] demonstrated that at high engine loads and a higher biodiesel blend ratio, the start of injection occurred earlier and the end of injection occurred later than with diesel fuel oil.

FIGURE 6

The starting injection point was undetectable when observing the injection pressure trace. Nonetheless, it could be concluded that although the maximum injection pressure was 2% higher when burning the AFO and occurred significantly later than in the case of the DFO, the injection process started earlier and ended later with the AFO.

3.4 Emissions characteristics

Fig. 7 represents the specific values of noxious emissions for both fuels within the whole engine tests. In the case of CO₂ emissions, differences between both fuels within CPP tests were insignificant except for the CPP50 test where tests using AFO emitted 5% less than with DFO. Regarding the FPP test type, the AFO emitted less than the DFO in all the cases (2-5%). An opposite trend was observed by the carbon monoxide (CO) emissions: AFO emissions were 6% higher in FPP tests and similarly for CPP tests at high engine loads. In contrast, some authors showed an important CO reduction with soybean oil and coconut origin biodiesel and a slight increment of CO₂ emissions [42, 43].

FIGURE 7

The most significant differences between AFO and DFO were observed with NO_x emissions. In both FPP and CPP test types, NO_x emissions were considerably lower with AFO, (17% and 13%, respectively). The decrement of cylinder pressure and temperature leads to a NO_x emissions reduction [44]. The same trend was detected when using diethyl ether-diesel blend [45], which was in contrast to experiments with n-butanol diesel blends and fish and waste cooking oil-based alternatives fuels, where the higher the blend ratio, the higher the NO_x emission [46, 47]. Lowering NO_x emissions would allow for optimising the injection timing for a better engine efficiency that meets NO_x limits and reduces the fuel oil consumption of the engine.

Smoke opacity results are presented in Figure 8. In all cases, light absorption coefficient values were lower for the DFO. The differences for the CPP-type tests were, on average, approximately 30%. Higher values were obtained for the FPP-type tests, principally at lower engine loads where the maximum difference was up to 50% between both fuels. Tüccar, Özgür and Aydın [48] measured smoke opacity with diesel, micro algae oil and butanol blend fuel. The study showed that the higher butanol ratio, the less smoke opacity was observed. In addition, at higher engine loads, the smoke opacity was reduced. On the other hand, Qi, Geng, Chen, Bian, Liu and Ren [49] demonstrated lower smoke opacity for biodiesel (soybean crude oil) at different engine speeds and full load (FPP) but showed similar smoke opacity values compared with the present contribution.

FIGURE 8

4. CONCLUSIONS

Waste lube oil-based alternative oil was burned in a marine multi-cylinder and turbocharged diesel engine. The engine accepted the waste oil-based alternative fuel (AFO) well from a marine emission regulation limits and combustion point of view. The combustion and injection results suggest that AFO has a mixture of light and additional heavy components that helps the AFO to ignite rapidly but delays the end of combustion. However, differences were insignificant using AFO with respect to a distillate diesel fuel (DFO); moreover, injection timing adjustment could advance the end of combustion.

The AFO presented a lower fuel mass consumption than the DFO due to its higher low heating value. However, the energy efficiency of the engine was almost the same for both fuels.

The AFO emitted considerably less NO_x than DFO. NO_x is the only regulated emission limited in maritime environment that is generated by the engine. CO₂ emissions were lower for the AFO, whereas CO emissions were slightly higher for the AFO but remained at relatively low levels. Smoke opacity was higher for the AFO but such a difference would not be a cause for concern.

The waste lube oil origin alternative fuel tested in this study was suitable for use in medium-speed marine diesel engines. However, full scale trials in a marine environment are required to establish the entire suitability of one alternative fuel to be employed in marine diesel engines. This study replicates the real operation conditions of a marine diesel engine in stationary conditions on a test bench where controllable and fixed pitch propeller (CPP and FPP) as well as diesel generator (auxiliary engine) operation modes have been tested. The results prove the suitability of the engine in a near real operation but not at full scale operational conditions, even though this was an extended research of the initial study that used a small single-cylinder diesel engine.

Currently, the larger the test engine, the smaller the differences between both fuels. Results suggest it is suitable to carry out further experiments with medium-speed diesel engines in real operational conditions, such as on board a fishing vessel, which can operate in FPP or CPP propulsion system modes. Thus, extended tests on board a fishing vessel are being considered for future work.

ACKNOWLEDGEMENTS

The work presented in this contribution has been sponsored by the European Fisheries Fund (expedient number GV 351BI20090037). Acknowledgements are extended to the Department of Thermal Engineering and Nautical and Naval Machines of the University of the Basque Country (UPV/EHU) and to the Elsevier Language Editing Services. This paper is contribution n° XXX of AZTI (Marine Research Division).

REFERENCES

- [1] R. Lee, J. Pedley, C. Hobbs, Fuel Quality Impact on Heavy Duty Diesel Emissions:- A Literature Review, SAE Technical Paper 982649, (1998).
- [2] R.D. Reitz, Directions in internal combustion engine research, Combustion and Flame, 160 (2013) 1-8.
- [3] IMO, Third IMO Greenhouse Gas Study. , International Maritime Organization, (2014).
- [4] UNCTAD, Review of Maritime Transport, United Nations Conference on Trade and Development, (2015).
- [5] A. Bows-Larkin, T. Smith, P. Wrobel, Shipping in changing climates, Marine Policy, (2016).
- [6] C. Raucci, C. McGladea, T. Smitha, K. Tanneberger, A framework to evaluate hydrogen as fuel in international shipping, Shipping in Changing Climates Conference, (2014).
- [7] C. Raucci, T. Smitha, N. Sabbioa, D. Argyrosb, Evaluating scenarios for alternative fuels in international shipping, Low Carbon Shipping Conference, (2013).
- [8] J. Buckingham, Mapping the Hybrid Solution Space, Shipping in Changing Climates Conference, (2014).
- [9] I. Whitelegg, R. Bucknalla, Electrical Propulsion in the Low Carbon Economy, Low Carbon Shipping Conference, (2013).
- [10] O.C. Basurko, G. Gabiña, Z. Uriondo, Energy performance of fishing vessels and potential savings, Journal of Cleaner Production, 54 (2013) 30-40.
- [11] S. Suárez de la Fuente, A.R. Greig, Making shipping greener: ORC modelling under realistic operative conditions, Low Carbon Shipping Conference, (2013).
- [12] S. Suárez de la Fuente, D. Roberge, A.R. Greig, Safety and CO2 emissions: Implications of using organic fluids in a ship's waste heat recovery system, Marine Policy, (2016).
- [13] R. Lu, T. Cui, O. Turan, E. Boulougouris, Speed management for energy efficient shipping, Shipping in Changing Climates Conference, (2015).
- [14] R. Lu, O. Turan, E. Boulougouris, Voyage optimisation: prediction of ship specific fuel consumption for energy efficient shipping, Low Carbon Shipping Conference, (2013).
- [15] N. Rehmatulla, S. Parker, T. Smith, V. Stulgis, Wind technologies: Opportunities and barriers to a low carbon shipping industry, Marine Policy, (2015).

- [16] S. Mander, Slow steaming and a new dawn for wind propulsion: A multi-level analysis of two low carbon shipping transitions, *Marine Policy*, (2016).
- [17] UCL Energy Institute, Low Carbon Shipping and Shipping in Changing Climates Annual Conference.
- [18] D.C. Rakopoulos, Heat release analysis of combustion in heavy-duty turbocharged diesel engine operating on blends of diesel fuel with cottonseed or sunflower oils and their bio-diesel, *Fuel*, 96 (2012) 524-534.
- [19] A. Yasar, M. Bilgili, S. Yildizhan, The Influence of Diesel-Biodiesel-Alcohol Blends on the Performance and Emissions in a Diesel Engine, *International Journal of Scientific and Technological Research*, 1 (2015).
- [20] T. Schleicher, R. Werkmeister, W. Russ, R. Meyer-Pittroff, Microbiological stability of biodiesel–diesel-mixtures, *Bioresource Technology*, 100 (2009) 724-730.
- [21] G.R. Kannan, R. Anand, Effect of injection pressure and injection timing on DI diesel engine fuelled with biodiesel from waste cooking oil, *Biomass and Bioenergy*, 46 (2012) 343-352.
- [22] Y.C. Chung, H.C. Chen, Y.T. Shyu, J. Hua, Temperature and water effects on the biodeterioration for marine fuel oil, *Fuel*, 79 (2000) 1525-1532.
- [23] G. Knothe, L.F. Razon, Biodiesel fuels, *Progress in Energy and Combustion Science*, 58 (2017) 36-59.
- [24] C.-Y. Lin, Strategies for promoting biodiesel use in marine vessels, *Marine Policy*, 40 (2013) 84-90.
- [25] K. Naima, A. Liqid, Waste oils alternative fuel for diesel engine: A review, *Journal of Petroleum Technology and Alternative Fuels*, 4 (3) (2013).
- [26] A. Singhabhandhu, T. Tezuka, The waste-to-energy framework for integrated multi-waste utilization: Waste cooking oil, waste lubricating oil, and waste plastics, *Energy*, 35 (2010) 2544-2551.
- [27] IMO, Report of the Marine Environment Protection Committee on its fifty-eighth session, (2008).
- [28] ISO, ISO 8217 Petroleum products - fuels (class F) - specifications of marine fuels, in: International Organization for Standardization, 2010.
- [29] H. Lindstad, G.S. Eskeland, H. Psaraftis, I. Sandaas, A.H. Strømman, Maritime shipping and emissions: A three-layered, damage-based approach, *Ocean Engineering*, 110, Part B (2015) 94-101.

- [30] Cummins, Meeting the Next Challenge: IMO Tier II and III, in, <https://marine.cummins.com>.
- [31] EU, Renewable Energy Directive (2009/28/EC) European Commission, (2009).
- [32] EU, Fuel Quality Directive (2009/30/EC), European Commission, (2009).
- [33] UNFCCC, Adoption of the Paris Agreement, Framework Convention on Climate Change, (2015).
- [34] G. Gabiña, L. Martín, O.C. Basurko, M. Clemente, S. Aldekoa, Z. Uriondo, Waste oil-based alternative fuels for marine diesel engines, *Fuel Processing Technology*, 153 (2016) 28-36.
- [35] M. Mani, G. Nagarajan, S. Sampath, An experimental investigation on a DI diesel engine using waste plastic oil with exhaust gas recirculation, *Fuel*, 89 (2010) 1826-1832.
- [36] O. Arpa, R. Yumrutaş, Z. Argunhan, Experimental investigation of the effects of diesel-like fuel obtained from waste lubrication oil on engine performance and exhaust emission, *Fuel Processing Technology*, 91 (2010) 1241-1249.
- [37] N. Yilmaz, F.M. Vigil, K. Benalil, S.M. Davis, A. Calva, Effect of biodiesel–butanol fuel blends on emissions and performance characteristics of a diesel engine, *Fuel*, 135 (2014) 46-50.
- [38] B.S. Chauhan, N. Kumar, H.M. Cho, A study on the performance and emission of a diesel engine fuelled with *Jatropha* biodiesel oil and its blends, *Energy*, 37 (2012) 616-622.
- [39] M. Pugazhivadivu, K. Jeyachandran, Investigations on the performance and exhaust emissions of a diesel engine using preheated waste frying oil as fuel, *Renewable Energy*, 30 (2005) 2189-2202.
- [40] M. Karabektas, The effects of turbocharger on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel, *Renewable Energy*, 34 (2009) 989-993.
- [41] L. Lešnik, B. Vajda, Z. Žunič, L. Škerget, B. Kegl, The influence of biodiesel fuel on injection characteristics, diesel engine performance, and emission formation, *Applied Energy*, 111 (2013) 558-570.
- [42] O. Özener, L. Yüksek, A.T. Ergenç, M. Özkan, Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, *Fuel*, 115 (2014) 875-883.
- [43] A.M. Liaquat, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, I.M.R. Fattah, M.A. Hazrat, M. Varman, M. Mofijur, M. Shahabuddin, Effect of Coconut Biodiesel Blended Fuels on Engine Performance and Emission Characteristics, *Procedia Engineering*, 56 (2013) 583-590.

- [44] M. Karabektas, G. Ergen, M. Hosoz, Effects of the blends containing low ratios of alternative fuels on the performance and emission characteristics of a diesel engine, *Fuel*, 112 (2013) 537-541.
- [45] D.C. Rakopoulos, C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis, A.M. Dimaratos, Characteristics of performance and emissions in high-speed direct injection diesel engine fueled with diethyl ether/diesel fuel blends, *Energy*, 43 (2012) 214-224.
- [46] L. Siwale, L. Kristóf, T. Adam, A. Bereczky, M. Mbarawa, A. Penninger, A. Kolesnikov, Combustion and emission characteristics of n-butanol/diesel fuel blend in a turbo-charged compression ignition engine, *Fuel*, 107 (2013) 409-418.
- [47] R. Behçet, R. Yumrutaş, H. Oktay, Effects of fuels produced from fish and cooking oils on performance and emissions of a diesel engine, *Energy*, 71 (2014) 645-655.
- [48] G. Tüccar, T. Özgür, K. Aydın, Effect of diesel–microalgae biodiesel–butanol blends on performance and emissions of diesel engine, *Fuel*, 132 (2014) 47-52.
- [49] D.H. Qi, L.M. Geng, H. Chen, Y.Z. Bian, J. Liu, X.C. Ren, Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil, *Renewable Energy*, 34 (2009) 2706-2713.

Table 1. BAUDOUIIN DNP12ST multi-cylinder engine characteristics.

| Engine parameter | Value | Units |
|-----------------------|----------|---------------------|
| Maximum speed | 1,500.00 | rpm |
| Indicated power | 400.00 | kW |
| Compression ratio | 14:1 | - |
| Diameter | 150.00 | mm |
| Stroke | 150.00 | mm |
| Crank length | 300.00 | mm |
| Fuel injection timing | - 29.00 | ° ATDC ^a |
| Suction valve opening | - 39.00 | ° ATDC |
| Suction valve closing | 45.00 | ° ABDC ^b |
| Exhaust valve opening | - 51.00 | ° ABDC |
| Exhaust valve closing | 42.00 | ° ATDC |

Key:

^a ATDC: After Top Dead Centre.

^b ABTC: After Bottom Dead Centre.

Table 2. Instrumentation equipment used for the measurement of engine performance parameters and engine test bench

| Engine parameter | Unit | Measure equipment | Accuracy |
|--|----------------|---|---|
| Torque | kNm | SENEL SX3 load cell | ±0.015% |
| Engine speed | rpm | HAMLIN hall type inductive proximity sensor | Total error: <2% over the operating voltage and temperature range |
| Top dead centre (TDC) | ° | HAMLIN hall type inductive proximity sensor | Total error: <2% over the operating voltage and temperature range |
| Crank angle (CA) with respect to TDC | ° | AVL TDC encoder | ±0.1° CA |
| Injection pressure | bar | PBC 118 A02 piezotronics charge pressure sensor | Sensitivity: 0.1pC/psi (maximum pressure: 50,000 psi) |
| Cylinder pressure | bar | KISTLER 6013CA piezoelectric pressure sensor with external load amplifier | Sensitivity: 21 pC/bar (maximum pressure: 250 bar) |
| Manifold pressure | bar | GE DRUCK PTX7517 pressure transmitter (4-20 mA signal) | Pressure range: 0-1 bar. |
| Fuel and oil pressure | bar | KELLER PA21Y pressure transmitter (0-10 V signal) | Pressure range: 0-5 bar. |
| Cooling water pressure | bar | KELLER PA21Y pressure transmitter (0-10 V signal) | Pressure range: 0-2 bar. |
| Air intake temperature | °C | Type K thermocouple | ±0.4% |
| Temperature of inlet air to cylinders | °C | Type K thermocouple | ±0.4% |
| Exhaust gas temperature | °C | Type K thermocouple | ±0.4% |
| Fuel temperature | °C | Type K thermocouple | ±0.4% |
| Water cooling temperature (engine inlet and outlet) | °C | Type K thermocouple | ±0.4% |
| Water cooling temperature (oil heat exchanger inlet and outlet) | °C | Type K thermocouple | ±0.4% |
| Oil temperature | °C | Type K thermocouple | ±0.4% |
| Atmospheric conditions (T, P, % Hr) | °C bar % | HD2001.1 meteorological station | T: ±0.3% (0-70°C) P: ±0.5 mbar (25°C) Hr: ±1.5% (0-90%Hr,15-35°C) |
| Exhaust gases emissions (CO, CO ₂ , NO _x) | ppm | TESTO 350XL MARITIME exhaust gas emissions analyser | According to MARPOL Annex VI and NO _x technical code |
| Smoke opacity | - | KE 3400 Smoke opacimeter | Light absorption (K): 0.01 ml (range 0-20 ml). Opacity: 0.1% (range 0-100%) |
| Fuel consumption | kg/h | KRAL OME13 flow metre with temperature correction | ±0.1% (range 5 ~ 785 kg/h) |
| Engine test bench performance | - | Agilent 34970A data acquisition unit | 6 ½ digits multimeter accuracy. 600 readings/s per channel. 250 channels/s. |
| Engine performance | - | Dewe 2600 high frequency signal acquisition unit | ±0.02% of reading. Data throughput 80 MB/s. |
| Combustion performance analysis | - | AVL Concerto Combustion Analyser software | - |
| Injection performance analysis | - | Dewesoft data processing software | - |

Table 3. Engine tests cycles.

| Test cycle | Test type | Engine speed [RPM] | Engine power [kW] |
|-----------------|--------------------|-----------------------|----------------------|
| E2 ^a | CPP25 ^d | 1500 ^f | 100 ^f |
| | CPP50 | 1500 | 200 |
| | CPP75 | 1500 | 300 |
| E3 ^b | FPP25 ^c | 970 | 100 |
| | FPP50 | 1190 | 200 |
| | FPP75 | 1350 | 300 |
| E2&E3 | P100 ^e | 1500 | 400 |

Keys:

^a E2 cycle: Constant engine speed and variable engine speed. Gensets and marine engines with controllable pitch propeller propulsion system.

^b E3 cycle: Variable engine speed and power. Marine engines with fixed pitch propeller propulsion system.

^c FPPXX: Fixed pitch propeller test mode, where XX is the percentage (%) of the engine load.

^d CPPXX: Controllable pitch propeller test mode, where XX is the percentage (%) of the engine load.

^e P100: Full load (100%) test mode. Maximum engine speed and power.

^f Theoretical values. Real values were measured during the tests.

Table 4. Engine performance and combustion results with FPP50-100 and CPP50-100 engine test types.

| Parameter | Units | CPP50 | | FPP50 | | CPP75 | | FPP75 | | P100 | |
|--|--------|-----------|-----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------|----------|
| | | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO |
| Fuel temperature | °C | 23.84 | 66.26 | 23.64 | 65.07 | 19.70 | 63.27 | 21.52 | 65.80 | 24.04 | 68.61 |
| Atmospheric temperature | °C | 23.20 | 24.90 | 20.70 | 22.90 | 21.90 | 24.70 | 20.70 | 24.10 | 22.50 | 24.10 |
| Atmospheric pressure | mbar | 1012.30 | 1012.60 | 1014.60 | 1017.20 | 1018.60 | 1015.0 | 1012.10 | 1017.30 | 1012.30 | 1004.70 |
| Atmospheric humidity | % | 43.00 | 42.80 | 47.90 | 51.60 | 44.80 | 47.80 | 38.20 | 47.40 | 34.00 | 31.90 |
| Exhaust gas temperature | °C | 395.27 | 396.11 | 486.71 | 495.17 | 438.73 | 441.04 | 505.57 | 519.25 | 569.01 | 573.96 |
| Engine speed | RPM | 1,500.44 | 1,499.17 | 1,495.42 | 1,497.78 | 1,190.76 | 1,187.52 | 1,346.58 | 1,330.04 | 1,483.00 | 1,500.86 |
| Load cell | kg | 237.32 | 235.98 | 359.18 | 353.47 | 295.01 | 297.82 | 389.05 | 388.23 | 450.93 | 449.07 |
| Engine power | kW | 201.59 | 200.25 | 304.03 | 299.70 | 198.80 | 200.10 | 296.38 | 292.19 | 378.53 | 381.48 |
| Fuel consumption | kg/h | 45.38 | 43.61 | 64.52 | 63.32 | 44.52 | 42.93 | 64.85 | 61.85 | 80.66 | 77.71 |
| Specific fuel consumption | gr/kWh | 230.56 | 221.70 | 214.76 | 214.05 | 226.18 | 216.88 | 228.43 | 215.07 | 216.19 | 205.72 |
| Specific energy consumption ^a | kJ/kWh | 10,360.21 | 10,342.08 | 9,650.24 | 9,985.21 | 10,163.39 | 10,117.23 | 10,264.50 | 10,032.80 | 9,714.49 | 9,596.63 |
| Energy efficiency | % | 35.61 | 35.43 | 37.77 | 36.52 | 35.79 | 35.97 | 36.63 | 36.45 | 37.61 | 37.89 |
| Manifold pressure ^b | bar | 1.26 | 1.25 | 1.50 | 1.49 | 1.24 | 1.24 | 1.44 | 1.43 | 1.70 | 1.70 |
| P _{max} combustion | bar | 75.52 | 71.36 | 69.28 | 64.52 | 93.11 | 88.39 | 92.87 | 88.98 | 104.42 | 99.69 |
| Pmax combustion position | ° ATDC | 2.40 | 4.80 | 5.50 | 4.80 | 5.60 | 6.80 | 5.30 | 6.70 | 7.80 | 7.90 |
| SOC ^c | ° ATDC | -15.56 | -12.31 | -12.48 | -12.73 | -12.74 | -16.82 | -13.28 | -13.54 | -13.35 | -22.22 |
| EOC ^c | ° ATDC | 48.87 | 37.72 | 51.00 | 67.87 | 46.45 | 56.86 | 33.59 | 51.44 | 50.38 | 54.22 |
| I05 ^d | ° ATDC | -7.63 | -9.47 | -9.45 | -9.41 | -9.95 | -9.55 | -10.39 | -10.47 | -10.19 | -10.14 |
| I10 | ° ATDC | -2.75 | -8.46 | -8.67 | -8.41 | -8.95 | -7.13 | -9.45 | -9.18 | -8.75 | -6.99 |
| I50 | ° ATDC | 4.60 | 0.37 | -1.02 | 2.50 | 0.77 | 3.06 | -0.16 | -0.61 | 1.98 | 4.25 |
| I90 | ° ATDC | 17.17 | 14.86 | 18.84 | 23.75 | 15.82 | 18.75 | 13.45 | 16.32 | 17.46 | 20.76 |
| Combustion duratione | ° | 24.80 | 24.33 | 28.29 | 33.16 | 25.77 | 28.30 | 23.83 | 26.79 | 27.65 | 30.90 |

Key:

^aLow Heating Values [3]: LHV: 44,935.00 kJ/kgK for DFO, and LHV: 46,649.00 kJ/kgK for AFO.

^b Manifold pressure (in absolute values).

^c Start of combustion (SOC) is considered when the heat release trace becomes positive before its maximum and the end of combustion (EOC) is considered when the heat release trace becomes negative after its maximum.

^d IXX: mass burned fraction, where XX is the percentage (%) of the burned fraction.

^e Combustion duration: I90 - I05

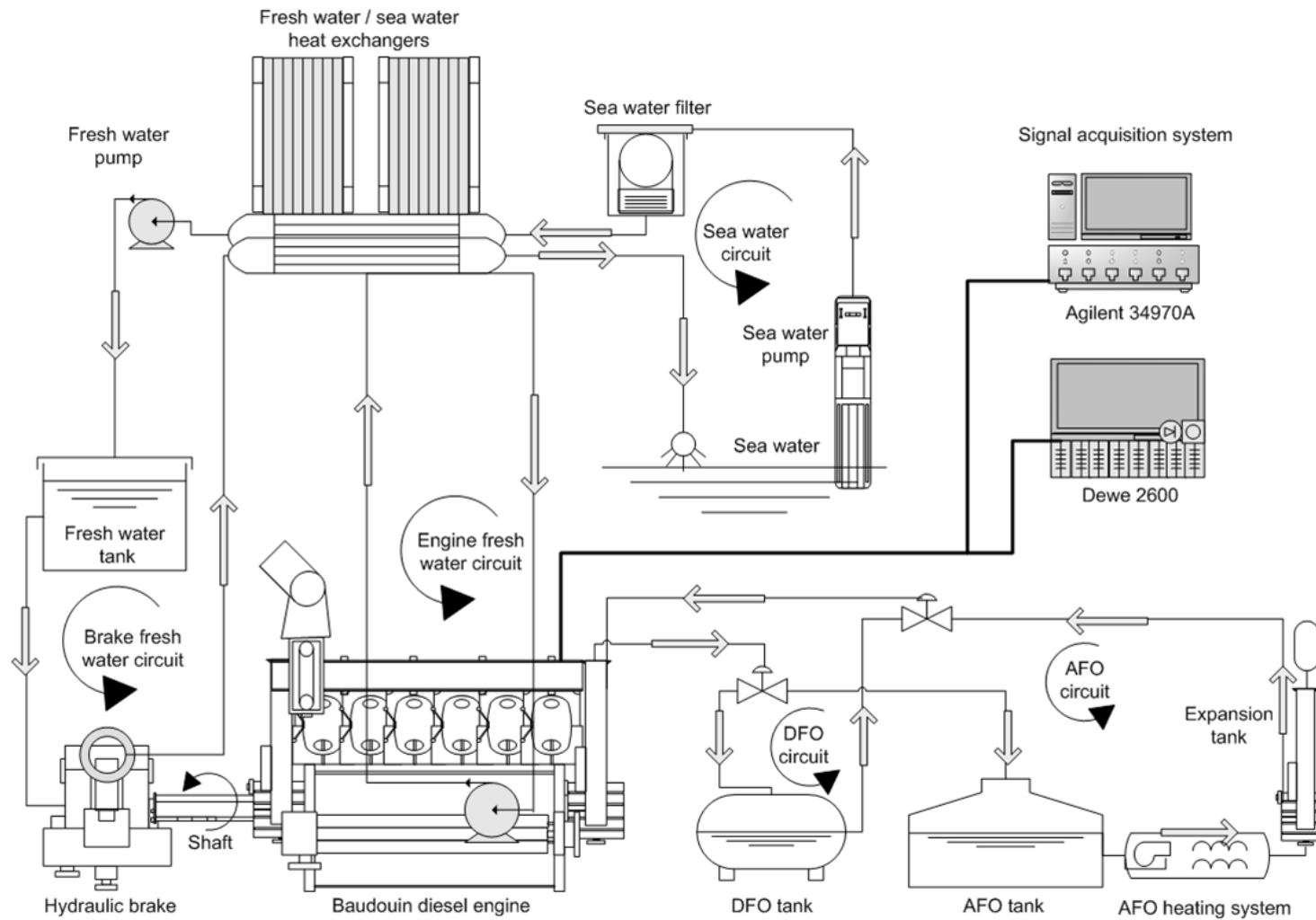


Figure 1. Engine test bench lay-out and principal components.

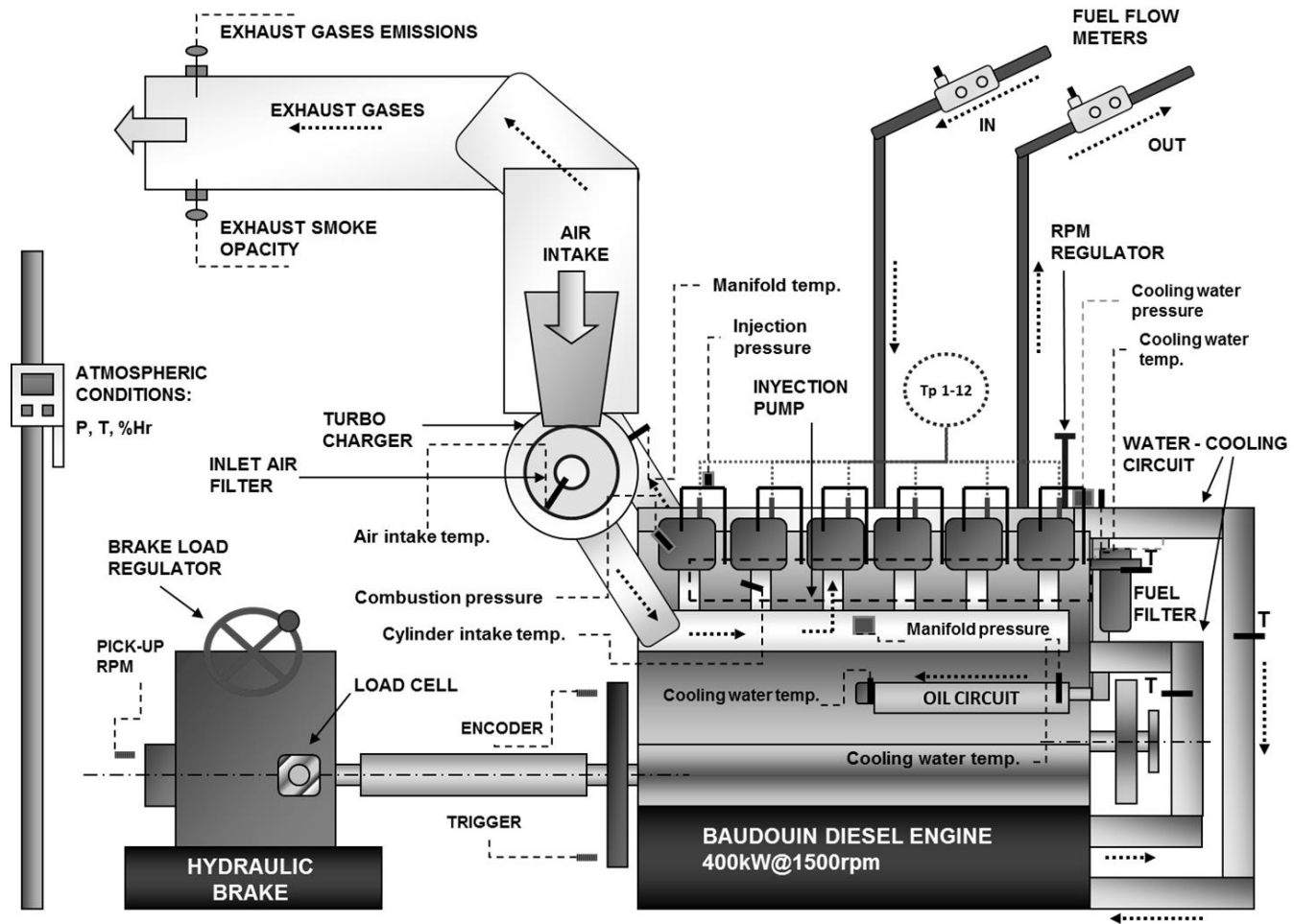


Figure 2. Representation of the engine monitoring.

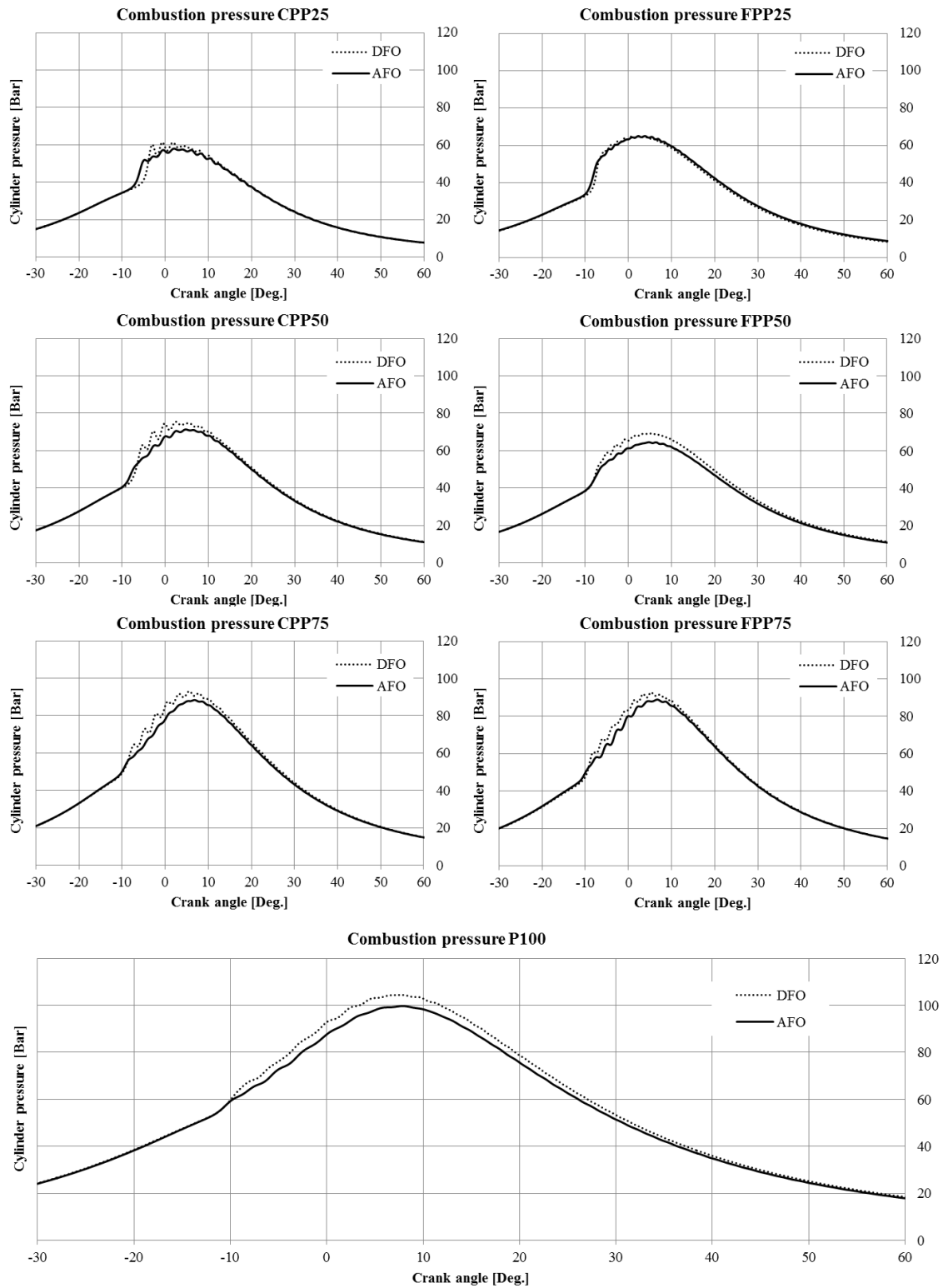


Figure 3. Combustion pressure traces for all the tests with DFO and AFO fuels.

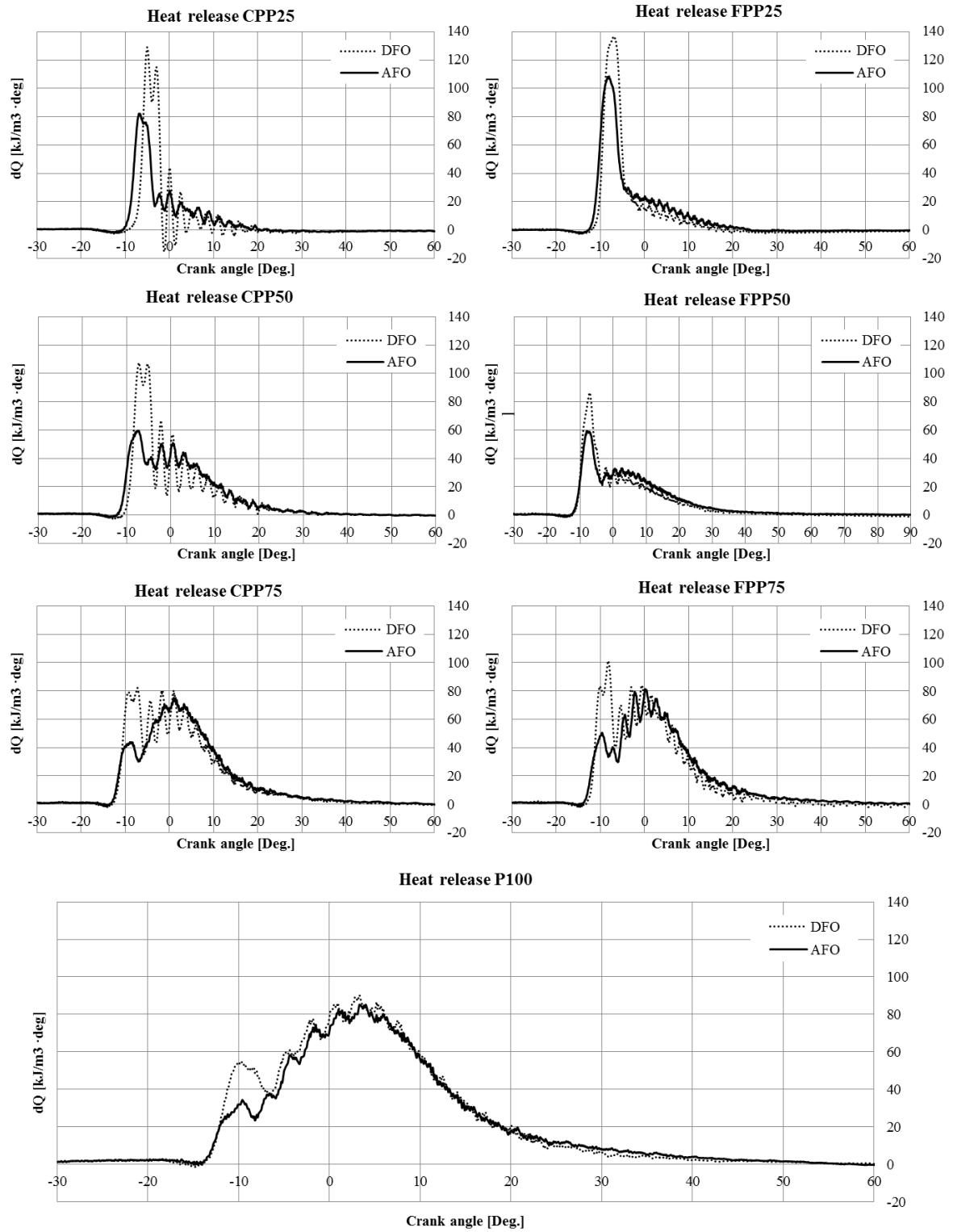


Figure 4. Heat release traces for all the tests with DFO and AFO fuels.

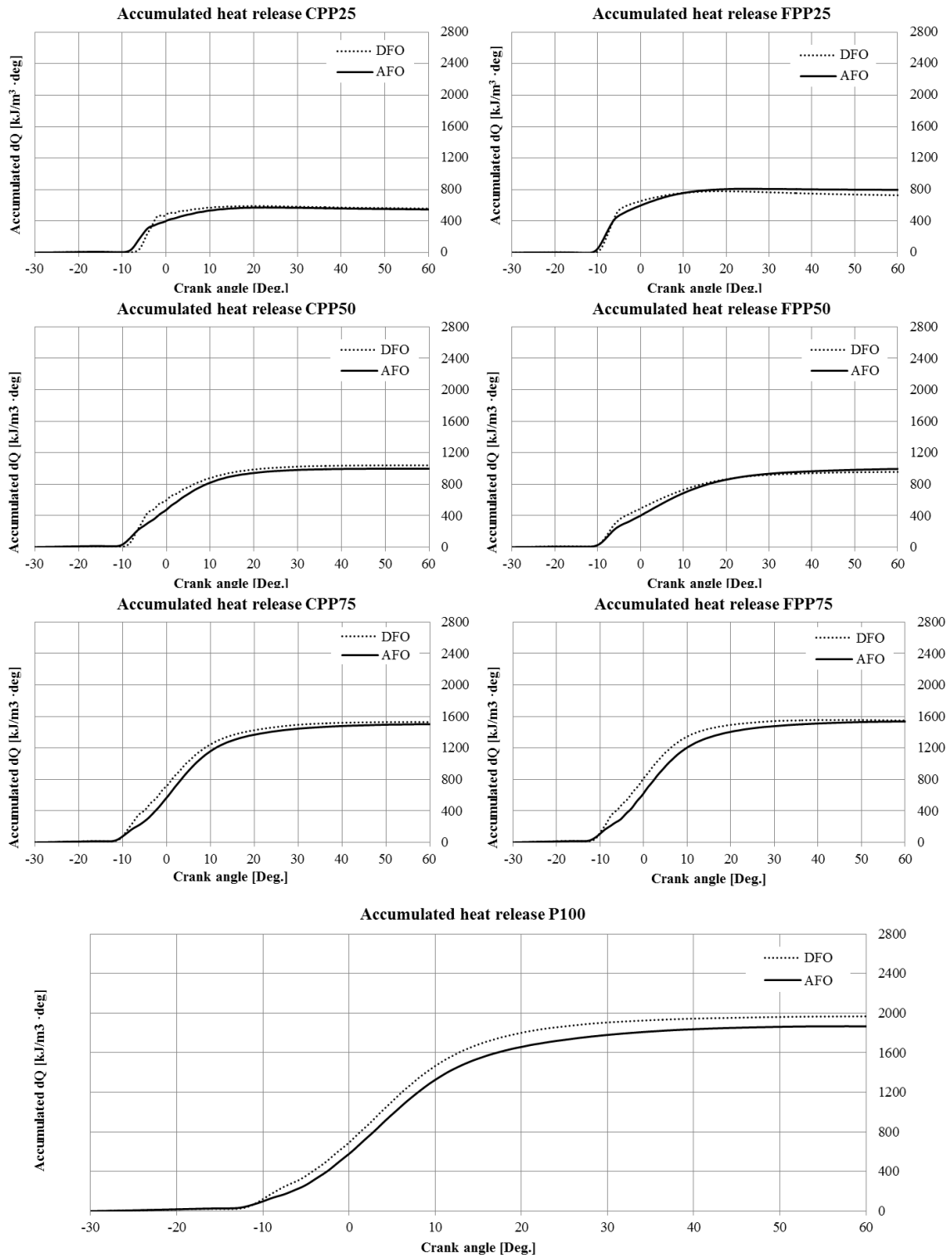


Figure 5. Accumulated heat release traces for all the tests with DFO and AFO fuels

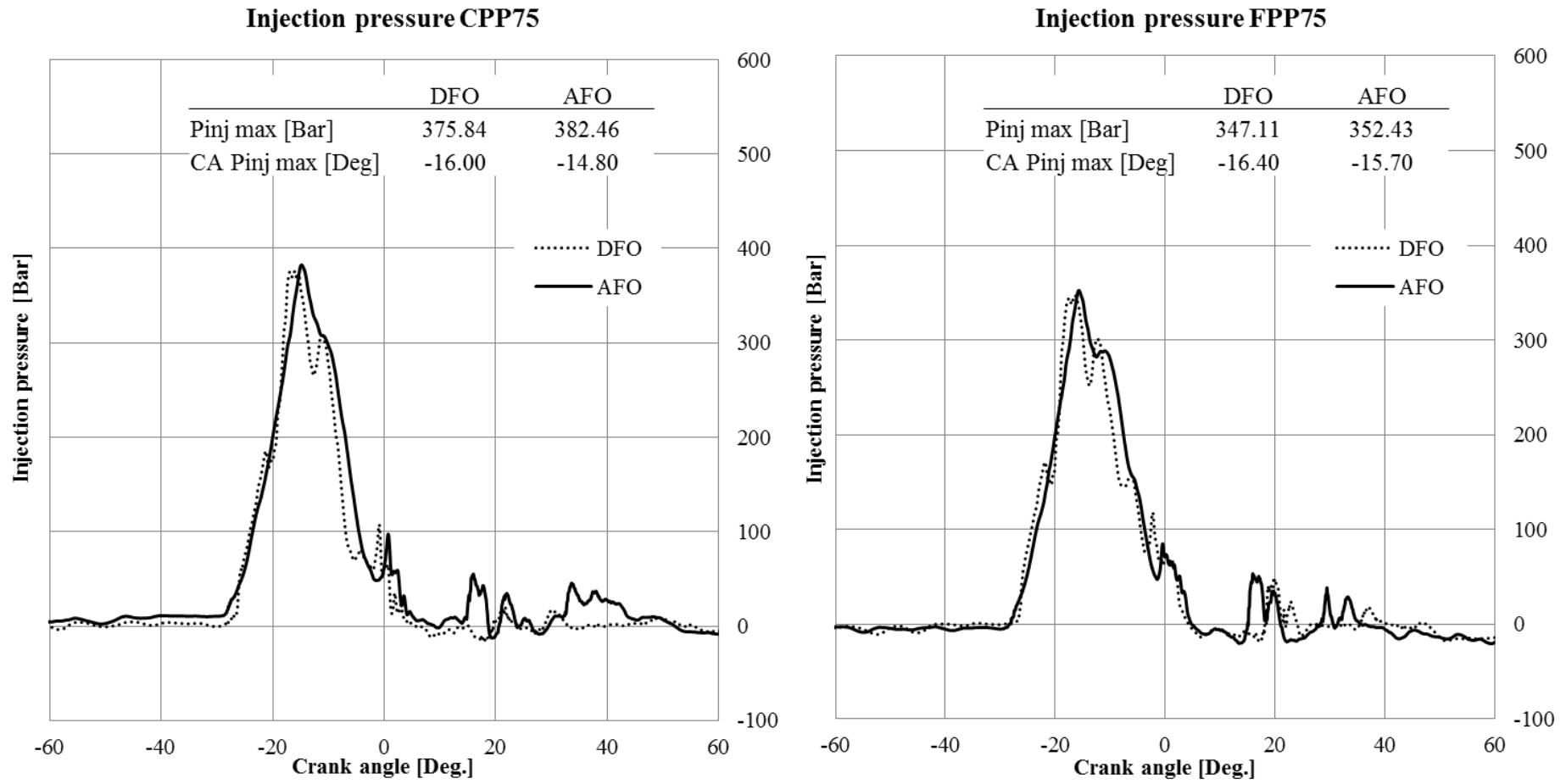


Figure 6. Injection pressure traces, maximum pressure and position for CPP75 and FPP75 engine test types.

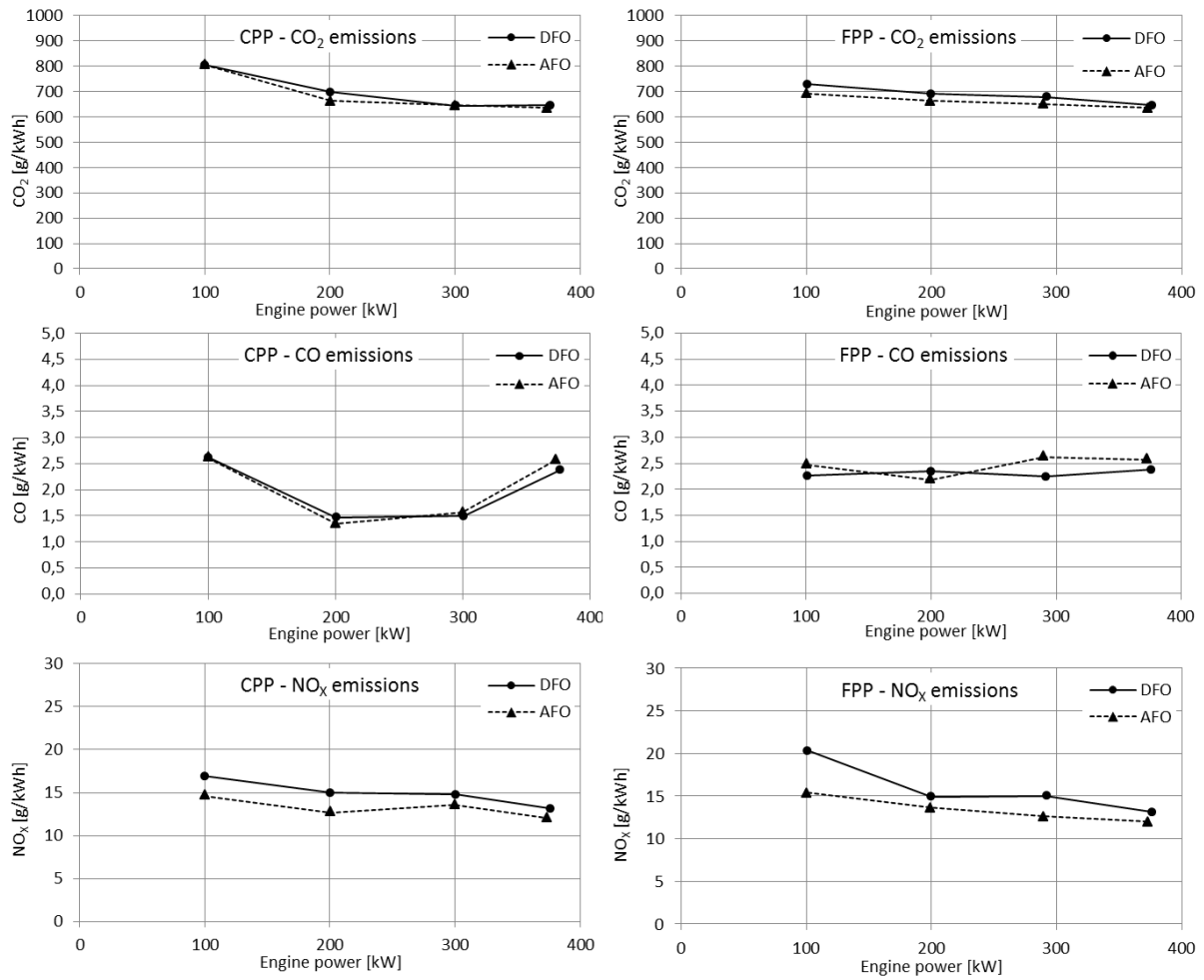


Figure 7. Specific values for CO₂, CO and NO_x emissions according to the engine cycles and test types.

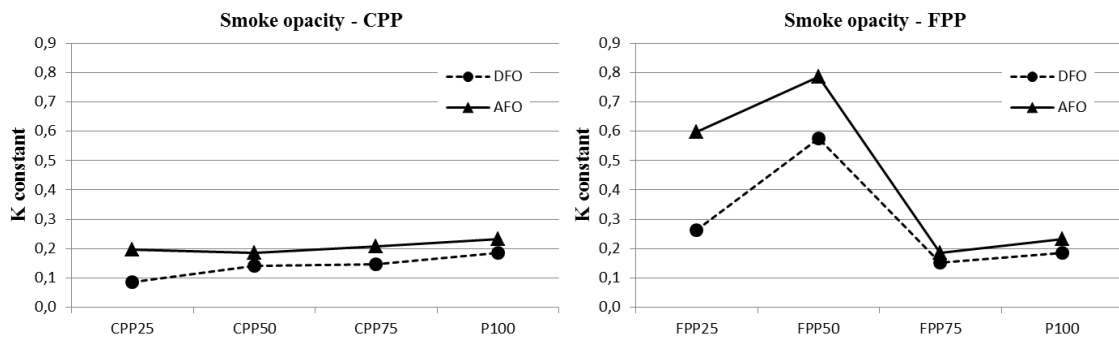


Figure 8. Smoke opacity, represented by the light absorption coefficient (K), for DFO and AFO and different test types.

Medium-speed marine diesel engines: Could they operate on oil-based waste fuels? Case study: Bottom-trawl fishing vessel

Zigor Uriondo^{a*}, Gorka Gabiña^{b*}, Oihane C. Basurko^c, Manuel Clemente^d, Sendoa Aldekoa^d, Leopoldo Martin^a

^aDepartment of Thermal Engineering, University of the Basque Country UPV/EHU, Alameda Urquijo s/n 48013 Bilbao, Spain.

^bAZTI—Txatxarramendi ugarteia z/g, 48395 Sukarrieta, Spain.

^cAZTI—Herrera Kaia, Portualdea z/g, 20110 Pasaia, Spain.

^dDepartment of Nautical and Naval Machines, University of the Basque Country UPV/EHU, María Díaz de Haro 68, 48920 Portugalete, Spain.

***Corresponding author:** Gorka Gabiña. Contact: ggabina@azti.es

Telephone: +34 667 174 373; Fax: +34 946572555.

Email addresses: zigor.uriondo@ehu.eus; obasurko@azti.es; manuel.clemente@ehu.eus; sendoa.aldecoa@ehu.eus; leopoldo.martin@ehu.eus.

Abstract

The high-fuel dependency of the shipping industry and its corresponding pollutant emissions need to be addressed within the new de-carbonisation era. Concurrently, the waste-to-energy concept arises to drive sustainable initiatives for energy production. In that sense, in the present study, the feasibility of an alternative fuel oil (AFO) based on recycled-waste lubricating oil was assessed. Tests were conducted on board a bottom-trawler fishing vessel, under real operating conditions. The fishing activity was monitored, and the engine performance, the combustion and injection properties, and the emissions characteristics were studied. The vessel performance when operating on the AFO was compared with that when operating on standard distillate diesel oil (DFO). The results showed that the AFO required preheating up to 70 °C owing to its higher viscosity value, which is 1.9 times higher than the allowed by the ISO 8217 standard for distillate fuels. Therefore, a heating module was installed on board the vessel to ensure optimal performance with the AFO. The fuel consumption was slightly lower for the AFO; however, owing to its higher low-heating value, the engine efficiency was higher when using the DFO. The AFO presented lower combustion pressure than the DFO and a longer combustion period; however, its ignition process occurred earlier. The results suggested that the AFO contained light components which caused the early ignition of the fuel, as well as heavy components, which delayed the end of the combustion. The NO_x emissions were considerably reduced with the AFO by 15%; the CO₂ emissions were slightly reduced as well; however, CO emissions were higher for the AFO by 15%. By operating under the usual conditions while burning the AFO throughout a year, the vessel would consume 8 t of fuel less, and would emit 21 t of greenhouse gases less. The vessel burnt a total of 40,000 L of AFO, for approximately 300 h, without any operational issue. The results demonstrate that the distillate fuel obtained from lubricating oil is suitable for marine medium-speed engines and enables satisfactory performance.

Highlights

- A waste oil-based alternative fuel was tested under real operational conditions.
- Alternative mineral fuel was obtained from recycled-waste lubricating oil.
- Fuel consumption, combustion and injection, and generated emissions were monitored.
- Forty thousand litres of AFO fuel were consumed on board with no failures detected.
- Fishing vessel with medium-speed diesel engine could operate with waste oil fuel.

Keywords:

waste oil, mineral alternative fuel, medium-speed diesel engine, fishing vessel, engine performance, exhaust emissions.

1. Introduction

Fossil fuels are the largest energy sources worldwide; however, they tend to become depleted [1]. Waterborne transportation is highly fossil-fuel dependent; in the past years, the seaborne trade volumes reached approximately 10×10^{12} t per year, and presents a growth tendency, despite the crisis context [2, 3]. Marine diesel engines consume 60×10^6 t barrels of crude oil in a year [4], implying additional emissions of 961×10^6 t of greenhouse gas, 20.9×10^6 t of NO_x , 11.3×10^6 t million tonnes of SO_x , and 1.4×10^6 t of particles in the atmosphere [5]. In this context, the lack of prevention measures may cause an increase of 20–60% of greenhouse emissions by the year 2050 [6]. Thus, being aware of this situation, the International Maritime Organization (IMO) has dictated several environmental measures and restrictions for maritime transport [3, 7, 8].

Moreover, fuel price is one of the main concerns of the shipping industry. The fuel price is volatile. The crude-oil barrel price depends on operational costs; however, it principally depends on external factors, such as structural geopolitical matters which directly influence the fuel market [9]. Considering the data we obtained from other sources [10], within the past 14 years, the mean value of the barrel price corresponds to \$71.86, with a standard deviation of $\pm \$29.61$ and a variance of \$5.44 which represents a dispersion of 7.5%, thus, a high variability. The fuel cost may represent 60–70% of the total operational costs of the vessel [11]. In the case of fishing vessels, which are equipped with high- and medium-speed diesel engines, the fuel cost may represent 50% of the total operational costs of the vessel [12]. Regarding large fishing vessels, annually, a tuna freezer fleet may consume a total amount of 3 billion litres of fuel [13], and a bottom-trawl vessel may consume approximately 1 million litres of fuel [12]. Practically, the entire fuel burnt in fishing vessels is high-quality distillate diesel oil. It is expected that the IMO regulation on sulphur content will increase the distillate-oil demand in the marine environment, which would consequently lead to an increase in the price of the marine distillate diesel oil.

Furthermore, fishing fleets need to address certain factors that may compromise their future sustainability. The discard ban dictated by the new European Fisheries Common Policy [14-18] may negatively affect their economic activity, particularly the economic activity of the bottom-trawl fleet [15, 19]. Therefore, the limitations imposed on fishing fleets in terms of profits and alternative solutions may lead to the minimisation of operational costs, such as fuel costs, in order for them to remain sustainable [15].

Considering the above-mentioned facts, through the present study, we aim to assess the possibility of reducing the cost of fuel for the fishing sector through the use of an alternative fuel. In the past decades, several research works have been focused on biofuels [20-24]. In a similar manner, several engine and emissions tests have been conducted with such alternative fuels [25-27];

however, the studies that have been conducted in real conditions are scarce [28]. In addition, biodiesel fuels present severe difficulties regarding their use in a ship, i.e. storage problems, fuel stability problems under moisture conditions, and feedstock limitations; thus, the use of biodiesel fuels is not guaranteed in the near future [29, 30].

In the present study, we assessed a recycled-waste lubricating oil. Its principal difference with distillate fuels is its high viscosity [31]. Practically, the alternative fuel oil (AFO) may be considered as a low-viscosity heavy fuel. Fishing vessels are principally equipped with four-stroke engines, high-speed and small (100–500 kW) engines, and medium-sized medium-speed (500–5,000 kW) engines. The present study is focused on medium-speed diesel engines. Owing to their combustion properties and adaptability characteristics, they are able to burn several types of fuels, such as heavy fuels, distillate fuels, and gas fuels at dual cycles [32]. In addition, research works on mineral-origin alternative fuels maybe found; however, they are less than those on biodiesel fuels. There are fuels obtained from lubricating oils [33-36], pneumatic tyre wheels [37-40], and plastic recycled oils [41-44]. Residual oil is the main waste product generated worldwide (24 million tonnes), and waste lubricating oils represent 60% of the aforementioned waste oils [35]. Their management is highly complex and expensive [45, 46]; therefore, to recycle and to reuse them is the optimal waste management practice. The circular economy is a new concept that considers waste as an element that is worth transforming into a new, able product. Furthermore, biofuels may be generated from recycled waste [47, 48].

In the present work, we assessed the suitability of an AFO generated from waste lubricating oils. The injection, combustion, engine performance, and emission characteristics were studied in actual operating conditions. All tests were conducted on board a fishing vessel in normal operation. The work represents the culmination of a series of works related to the feasibility of using an alternative fuel for marine diesel engines, which had been tested with different equipment at different laboratory conditions [31] and marine diesel engines [49].

2. Material and Methods

The suitability of the AFO was studied for medium-speed diesel engines; for the testing, 40,000 L of the AFO were burnt. In a similar manner, the standard distillate fuel oil (DFO), which is commonly used in the vessel, was burnt in the same engine and vessel continuously, and both fuel performances were compared. The AFO was produced from recycled-waste lubricating oil from automotive applications. The physiochemical characteristics are listed in Table 1.

TABLE 1

The engine employed for the test was a four-stroke marine diesel engine, currently used on board a bottom-trawl fishing vessel. The tests were conducted under real operation conditions. The fishing vessel operates non-stop, for six days per week (144 h/trip), and for 42 fishing trips a year. The main engine of the vessel which is used for ship propulsion and energy generation consisted of a four-stroke, direct injection, turbo-compressed, and water-cooled diesel engine, namely the YANMAR 8N21A-UN; it has eight cylinders in line and an independent plunger-and-barrel type injection pump, one per cylinder. The engine meets the IMO NO_x Tier I emissions limit. The propulsion system consisted of a fixed-pitch propeller (FPP). The vessel and engine characteristics are listed in Table 2.

TABLE 2

Two fuel circuits were fixed on board; there was one for the testing of the AFO and another for the normal DFO (Figure 1). To overcome the challenges which would occur from the high viscosity of the AFO [31], a fuel heating module with a temperature and viscosity control unit was installed. Thus, AFO was heated prior to being burnt in the engine.

FIGURE 1

A fuel booster unit was manufactured and installed on board. The AFO was pumped from the daily tank to the booster unit. The AFO was heated with two heating resistances, and was then delivered to the recirculation and de-aeration tank. The fuel circulated within the booster unit until it reached the appropriate temperature (which was set at 65–75 °C) for the viscosity setting in the control unit ($< 14 \text{ mm}^2/\text{s}$). Then, the AFO circuit would manually open, hence allowing the AFO to be burnt in the diesel engine. A de-aeration tank was used to eliminate the formation of bubbles from the heated fuel and the injection process, thus preventing the entrance of fuel and air bubbles into the injection system. The engine pump suctioned fuel from the de-aeration and circulating tank, and the excess fuel returned to the de-aeration tank. In this manner, only the consumed AFO was required to be heated. The entire AFO piping was covered with an insulating rubber to maintain the fuel temperature at the setting point, until it entered the engine.

In contrast, the DFO fuel circuit remained the same; to the only difference was that two 3/2-way manual valves were installed in the inlet and outlet of the diesel engine to alternate between both fuels. This ensured that the engine would not lose propulsion owing to lack of fuel. The process of alternating from one fuel to the other was carried out with caution in order to avoid the contamination of the fuels. After the alternation between the fuels has been completed, prior to obtaining engine performance data, the engine was kept running with the selected fuel for a prolonged period.

Despite the fact that the vessel was powered by three diesel generators (two Guascor diesel generators of 515 kW at 1,500 rpm and one Volvo diesel generator of 59 kW at 1,500 rpm) and a shaft generator (100 kW), the AFO fuel was burnt only within the main engine.

The propulsion system of the vessel was fully monitored with the equipment listed in Table 3. The signals (Table 4) were acquired with the National Instruments (NI) CompacDAQ-9172; the GESTOIL system developed by AZTI [12] for low-speed acquisition signals (0.1 Hz), and the DEWE-2600 acquisition unit for high-speed acquisition signals (500 Hz). All low-speed acquisition signals were treated and managed through the LabVIEW software. Cylinder 2 was monitored with combustion and injection pressure sensors; for the measurement of the combustion pressure, the indicator valve was used; for the measurement of the injection pressure, a specially machined high-pressure fuel-injection pipe was used. Global positioning systems data, which were recorded with the same frequency as the other low-speed variables, were analysed and mapped using the QGIS program. The injection patterns were analysed with the Dewesoft software, and the combustion characteristics were assessed via the AVL Concerto combustion analysis software. The emissions were calculated via the carbon balance method indicated in the IMO Annex VI Technical Code [50].

TABLE 3

TABLE 4

The vessel operated with the AFO for a period of 270 h (11 days), with and without research personnel on board; in total, 40,000 L of AFO were burnt during the experiments. This represents nearly 4% of the total annual fuel consumption of the vessel. When the researchers were on board, two types of engine and propulsion tests were conducted during the sea trials on board the fishing vessel: (a) engine and propulsion tests in steaming mode, during the trip to the fishing area, at different engine loads; the same tests were conducted for both fuels, and (b) tests during the normal operational condition of the fishing vessel, during the fishing periods and steaming from one fishing area to another fishing area. During the second testing procedure, the AFO was mainly burnt. We aimed to analyse the continuous use of the AFO; however, the DFO was also used for a short period to perform comparison tests regarding the fuel performance. Figure 2 shows the procedure of the tests. The AFO required a certain amount of time to reach the acceptable temperature and viscosity during the preheating process; thus, the main engine always started and stopped using the DFO fuel.

FIGURE 2

a) Engine and propulsion tests

Tests were conducted during the first steaming trip to the fishing zone. The engine and propulsion tests were conducted with the engine set in the E3 cycle mode (FPP), according to Annex VI of MARPOL 73/78 [50]. The shaft generator was disconnected during the tests to avoid any fuel consumption apart from the fuel demands of the propeller. Table 5 presents the E3 engine test mode. The engine load was controlled via the engine speed. The data logging was initialised when the engine performance was stabilised, which was at approximately 5–10 min after beginning of each engine regime point. The duration of the tests for each point was 30 min. The combustion process, the injection characteristics, the engine performance, and the engine efficiency were assessed. The tests were conducted using the AFO and DFO at the same proportions.

TABLE 5

b) Normal operational condition during fishing activity

In contrast, additional tests were conducted during the fishing operation, under real operational conditions. Two operations were assessed: (a) the bottom-trawl fishing activity, and (b) the steaming period from one fishing zone to next fishing zone. The shaft generator was disconnected when the vessel was in steaming mode. During the tests, the principal assessment was focused on the engine performance, the engine efficiency, the combustion process, and the emissions characteristics. The AFO was burnt during the greatest part of the duration of the experiments, with the aim to obtain the AFO characteristics, as well as to assess its compatibility after long-term use.

The results, which were obtained by Basurko, Gabiña and Uriondo [12], were transported to the fuel consumption and emission patterns of the same fishing vessel to compare the two fuels.

3. Results

According to vessel operations, the steaming period from the departure from the port to the first fishing zone lasted approximately 12 h. During that period, the vessel navigated at 11 kn, at its maximum engine speed (800 rpm) and at 70–80% of the engine maximum load. When the vessel arrived at the fishing area, the engine started operating at the idling point for 15 min; meanwhile, the otter-boards and the net were hauled. Then, the fishing process was initialised, which involved trawling the net over the seabed. Under these conditions, the vessel was operating at 3 kn, the engine load was 65–75% of the engine maximum load, and the engine speed was 75–95% of the engine nominal speed. This is the normal operational pattern; however, depending on the external environmental conditions, the vessel and engine conditions may slightly differ. The fishing period lasted for an average of 3 h. Next, the vessel stopped, the engine started operating in idle, and the

net was retracted; the retracting operation lasted for approximately 15 min. Then, the vessel steamed at maximum engine speed towards the next fishing area for 15 min; following that, the net was hauled again to coincide with the next fishing period. Finally, the last route toward the destination port was followed while maintaining the same vessel and engine conditions, as in the first steaming period of the trip. The last route duration depends on the fishing areas which have been selected for the fishing activity; therefore, the distance from the last fishing area to the destination port may vary.

a) *Engine and propulsion tests*

At the first screening, the shaft power curve (for all working points) was obtained for both fuels (Figure 3). As can be seen, the curves of the obtained results are quite far apart from the theoretical power curve for an FPP when the vessel is in steaming condition. This particular trend in light propellers is typical for FPPs in trawling vessels. The propeller is designed to withstand net-towing conditions, whereas the real shaft-power curve approaches the theoretical curve because of the increased load from the net. The difference between the two fuels was minimal; therefore, the working points of both fuels were comparable.

FIGURE 3

The engine performance parameters are listed in Table 6. The first important parameter to be studied corresponds to the AFO viscosity. Considering the lineal relation between fuel temperature and viscosity, the optimum viscosity value found for AFO was $T_{AFO} = 72 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

TABLE 6

The specific fuel consumption was slightly lower for the AFO fuel (3–4%), whereas the DFO presented a lower low heating value than that of the AFO. Therefore, although the specific fuel consumption is different, the engine energy efficiency was nearly the same for both fuels. The remaining parameters did not present significant differences between the two fuels.

The combustion and injection pressure curves (50%, 75%, and 100% representative points) are shown in Figure 4, as well as the maximum pressure (P_{max}) and the position ($Pos P_{max}$). The maximum combustion pressure is higher for the DFO (1–5%); nevertheless, as the engine load becomes higher, the pressure difference becomes less. Furthermore, the maximum pressure position presents a non-uniform trend; at low loads, the maximum pressure occurs earlier when the engine was burning the AFO; however, the contrary trend can be observed for energy loads from 50% to the maximum load.

In addition, the injection pressure trends are shown in Figure 4. The data are related to the first route of the fishing groups at the beginning of each fishing trip, from the port until the first trawl;

the maximum injection pressure (P_{max}) and the position ($Pos P_{max}$) are indicated in the diagrams. The maximum injection pressure is higher when the engine was burning the AFO (1–8%) (Figure 4); the higher the engine load is, the higher the pressure difference. On the other hand, a non-uniform trend may be observed regarding the maximum injection pressure position, with negligible differences between the curve of the AFO and that of the DFO. In addition, the injection starting point was slightly delayed with the AFO, which means that effective fuel entrance into the combustion chamber was delayed with use of the AFO.

FIGURE 4

b) Normal operational conditions during fishing activity

The AFO consumption was predominant during the tests, as can be observed in Figure 5.

FIGURE 5

The engine performance parameters for the normal operational condition during the fishing activity are listed in Table 7. The energy efficiency of the engine was similar for both fuels, albeit with the AFO, the instantaneous fuel consumption was slightly lower, due to the lower low-heating value of the DFO. The remaining parameters followed a similar trend for both fuels (Table 7).

TABLE 7

Figure 6 shows the combustion pressure and heat release trades, the burnt mass fraction ($I\%$), the start of combustion (SOC), and the end of combustion (EOC) for both fuels. The SOC was considered when the heat release curve reached positive values from the negative values. The DFO presented higher combustion pressure in the fishing and the steaming periods. Subtle differences were found in the combustion process, with a slightly longer process for the AFO. According to the heat release of the combustion process, before the maximum combustion pressure occurred, more energy was released with the DFO therefore, the difference between the curves of the two fuels was greater during steaming period.

FIGURE 6

The specific values of the emissions are listed in Table 8. When the engine operated with the AFO, CO₂ emissions were slightly lower; however, the engine produced 15% more CO emissions than when burning the DFO. The NO_x emissions were considerably less when using the AFO (less by 15%).

TABLE 8

Energy audit results obtained by Basurko, Gabiña, and Uriondo [12] in a previous research work using the same vessel, enabled to study the fuel consumption and emissions for the duration of year and to compare both fuels. According to the aforementioned study, the trawl fishing trip lasted for approximately six days (134 ± 10.5 h); the trawling period represents 78.2% (93 ± 8.7 h) of the total time, and the remaining is the steaming period. Within a year, the vessel typically completed approximately 40–42 fishing trips. Considering those values, the annual fuel consumptions were calculated for both fuels, and they are listed in Table 9.

TABLE 9

The total annual main engine fuel consumption (considering that the shaft generator was disconnected) for both fuels is 661,835.76 kg for the DFO and 653,733.36 kg for the AFO. Thus, using the AFO led to a lower fuel consumption by 8,120.4 kg. The relation between CO₂ emissions and fuel mass consumption is $(3.017 \pm 0.037):1$ for the DFO and $(3.022 \pm 0.034):1$ for the AFO. Hence, CO₂ emissions would be reduced by 20,928.44 kg per year.

4. Discussion

Waste oil-based fuel was tested in a medium-speed marine diesel engine on board a bottom-trawl fishing vessel. An important milestone has been achieved through this study, where exhaustive sea trials were conducted with the alternative fuel on board the vessel, under real operational conditions. Depending on the aspects to be measured, assessed, or controlled, any official sea trial on board a ship must comply with certain standards and requirements in order for it to be officially validated [51, 52]; however, we did not consider these tests as official trials to be catalogued by a classification organisation. The trials must be considered within a scientific study frame, through which the vessel activity was monitored without technical interventions in the fishing operation.

The AFO required heating before entering the engine to reach the appropriate viscosity for the injection process. The additional fuel circuit contained the preheating module and a viscosity measurement unit with a control cabinet of the electric resistances for the measurement of the required viscosity value. The viscosity values obtained during the tests did not harm the medium-speed engine because they were either acceptable for that particular engine type, according the engine manufacturer instructions, or very close to the values specified by the engine maker (< 14 mm²/s).

The AFO was preheated via two resistances; thus, the internal energy demand of the vessel was increased. There are certain studies in which the fuel preheating process had been improved by recovering the waste heat from the exhaust gases of the engine [53-55]; other researchers have

used thermal buffers, which were fed the heat from the exhaust gases to maintain the fuel tanks warm [56]. Considering the temperature range of the AFO, cylinder jacket cooling fresh water could be used in such processes to reduce the on-board energy consumption. Considering the limited period of the trials, the cooling-water modification was discarded and electrical heaters were used. To reduce energy consumption, certain upgraded processes were determined through thermo-economic analysis, in which energy procedures were suggested for improvement, such as fuel heating or alternative fuel generation processes [57, 58].

Security aspects must be also considered when any conventional and alternative fuel is stored aboard or transported via a ship. No failures were detected on board. To contain any vapour generated from the AFO preheating process, an expansion tank was installed. Moreover, the flashpoint is one of the parameters that should be studied. The AFO flashpoint value is quite high (310 °C) [31] compared with that of the DFO (68 °C) or to that of a heavy fuel oil (60 °C) [59]. The Safety of Life At Sea (SOLAS) convention has determined the minimum flashpoint value for a fuel that would be used in ships without any particular safety measures at 60 °C [60]. In addition, this applies when two or more fuels are blended, because the fuel which contains the lowest flashpoint determines the flashpoint value of the fuel blend [61]. Hence, there are no problems associated with flammability issues during the operation with the AFO.

The maximum combustion pressure is slightly higher in all tests for the DFO. Other researchers, found opposite fuel trends [62]. They tested a blend formed by recycled cooking oil and methanol. Their biodiesel blend presented a higher maximum combustion pressure than that of a common diesel fuel. The biodiesel presented higher viscosity than the common diesel fuel; however, it was four to five times lower than that of the AFO (from mineral origin). The AFO required preheating before its use, which involved an increment of its compressibility; owing to this fact, the start of the injection would occur earlier for the DFO fuel than for the AFO fuel. Thus, the DFO maximum combustion pressure was higher and it released more heat in a shorter period. The AFO has a shorter ignition delay compared with that of the DFO, as has been shown in our previous study [31]; in other research studies, it has been observed that the higher the cetane number is, the earlier the maximum pressure point will occur [63, 64], thus causing a decrease in the maximum combustion pressure and heat release rate of the fuel.

In addition, there are other researchers who reported that the combustion pressure of diesel fuels is higher compared with that of biodiesel fuels [65]. Shahabuddin, Liaquat, Masjuki, Kalam, and Mofijur [66] tested a high-viscosity biodiesel fuel with a higher cetane number and a shorter ignition delay than a conventional diesel fuel. This is very similar to the AFO. The results suggest that a higher cetane number may involve an advance in the ignition process; however, a higher

viscosity difference may suggest a lower combustion pressure than that of a conventional diesel fuel.

The combustion pressure is directly related to the cylinder temperature, and therefore, to exhaust emissions. As the cylinder pressure becomes higher, the cylinder temperature increases. The cylinder temperature, the oxygen concentration, and the residence time at high cylinder temperatures are essential parameters to determine the NO_x emission formation [35, 67]. Past studies regarding the AFO in smaller-size and higher-speed engines reported higher differences in combustion pressure and temperature values than those which have been reported in the present study, which implies higher differences in NO_x emissions [31, 49]; however, for larger-bore and lower-speed engines, the NO_x differences between the fuels were reduced. Overall, NO_x emissions were always found to be lower when using the AFO. The NO_x emissions are the only regulated emissions in the maritime environment which are generated owing to the internal combustion process in diesel engines [7]. In relation to the present study, the NO_x reduction should not be generalised to other alternative fuel studies; the results found in the literature are diverse. On the one hand, regarding biofuels, certain researchers reported that the alternative fuel presented higher NO_x emissions than a conventional diesel fuel [68-70]; however, other researchers have reported lower NO_x emissions [71, 72]. On the other hand, regarding mineral-origin alternative fuels, opposite trends were found in the literature, as well, i.e. Wang and Ni [33] reported higher NO_x emissions with a diesel-like fuel from waste lubricating oils; they detected higher combustion pressures for the alternative fuel. Furthermore, Mani, Nagarajan, and Sampath [73] reported higher NO_x emissions with a diesel-like fuel obtained from plastic recycled oil. On the contrary, Devaraj, Robinson, and Ganapathi [74] demonstrated the reduction of NO_x emissions with the use of a fuel which was composed of plastics recycled oil and a diethyl-ether blend (5–10%).

The combustion process quality can be determined via the measurement of CO emissions. Higher oxygen content and higher carbon fractions in the fuel promote the formation of CO [75]. However, in terms of biodiesel fuels, the trend is not uniform; certain researchers have reported lower CO emissions with biodiesel fuels [68, 69]. On the contrary, others have obtained higher values of CO emissions compared with those of a conventional diesel fuel [76]. The AFO presents higher levels of carbon fractions than the DFO, and its combustion process involves a larger amount of oxygen; thus, the AFO emitted a larger amount of CO, as observed during the tests. Moreover, the AFO presents longer combustion periods, which could be a source of unburnt products, thus facilitating the formation of CO owing to incomplete oxidation.

Recently, CO₂ emissions have become more relevant to the maritime environment [77, 78]; additionally, the fuel consumption is directly related to the CO₂ emissions (1 t of marine diesel

fuel corresponds to 3.026 t of CO₂. [7]). The relation between CO₂ emissions and fuel consumption is $(3.017 \pm 0.037):1$ for the DFO and $(3.022 \pm 0.034):1$ for the AFO. The results suggest that the lower fuel consumption of the AFO involves lower CO₂ emissions for the AFO fuel compared with DFO fuel.

The engine performance parameters present similar trends for both fuels, except for the engine fuel consumption, which is lower using the AFO. The type of fuel may affect the engine fuel consumption. The same tendency was observed by Arpa, Yumrutaş, and Argunhan [79] with a different recycled-waste oil-based fuel; however, in terms of energy, the low heating value (LHV) of the fuel must be considered. The AFO presents a higher LHV than the DFO and therefore, the engine energy efficiency becomes equal for both fuels. Based on this fact, other researchers reported the same tendency for a biodiesel fuel, nevertheless with a lower LHV than that of a conventional diesel fuel [80]. Thus, the LHV of the fuel is an essential parameter to be known for the assessment of engine energy efficiency.

Regarding the previous research studies which were conducted with two different diesel engines (the Minsel of 5 kW at 3,000 rpm [31] and the Baudouin of 400 kW at 1,500 rpm [49]) and the present work which involved a larger-size and slower marine diesel engine (the Yanmar of 1,030 kW at 800 rpm), the differences between the combustion characteristics of the two fuels was minimised when the engine size increased; however, the nominal engine speed has diminished. Medium-speed engines are better-equipped to burn heavy fuels; thus, most medium-speed engines mostly burnt lower-quality, higher-emissions, and lower-cost heavy fuels [81].

In addition, the activity data and energy consumption balance of the vessel under real conditions becomes essential for the objective evaluation of the implementation of an alternative fuel which would replace the existing one, such as a conventional diesel fuel. In the present work, a previous energy audit on board the bottom-trawl fishing vessel was used to compare the application of the AFO with that of the DFO during a one-year period [12]. In this study, we present a difference of 8 t of fuel in terms of fuel consumption during the course of one year, between the AFO and the DFO. The AFO presented lower fuel consumption, which directly leads to less CO₂ emissions (20 t). However, no similar works are currently available for comparison and discussion in the literature; this emphasises the innovative philosophy of the present research work. In addition, our research study is essential for performing an economic assessment [82] on board a vessel which operates on an alternative fuel; this assessment would be determined by the fuel price [83-85].

5. Conclusions

Extensive sea trials were conducted on board a fishing vessel (bottom trawler) which was equipped with a medium-speed diesel engine. The contribution complements our two previous research studies which were conducted with the aim to determine the technical feasibility of a waste oil-based alternative fuel. The key of the work matched the innovative drive of this research study; its purpose involved the use of the AFO on board a fishing vessel under real operational conditions without modifying their normal activity. No alterations or engine failures were detected. The following points highlight the conclusion of the study:

- It was necessary to preheat the AFO up to 70 °C prior to its entering the engine to reduce the viscosity and to guarantee the appropriate performance of the injection system.
- The AFO fuel presented higher low-heating value, despite presenting lower fuel consumption than that of the DFO. In energy terms, the energy efficiency of the engine was similar for both fuels. The remaining engine performance parameters, such as the manifold pressure and the exhaust gas temperatures, did not present important deviation between the two fuels.
- The maximum combustion pressure was lower for the AFO and occurred later in the cycle. The combustion started earlier; however, it ended later than the combustion of the DFO. The results suggest that the alternative fuel may be composed of light and volatile components that help to advance the ignition; nonetheless it also contains heavy components which delay the end of the combustion.
- In almost all cases, the start of injection of the AFO was delayed compared with that of the DFO. The AFO presented higher compressibility than the DFO owing to its higher temperature (70 °C).
- The AFO presented slightly lower CO₂ emissions and higher CO emissions (15%), which is not of real concern in the marine environment owing to its relatively fast oxidation to CO₂. The NO_x emissions are the only regulated maritime emissions from ships, and the AFO produced a lower amount of such pollutant emissions, with a reduction of approximately 15%.
- This conclusion suggests the possibility of advancing the injection timing for the AFO while complying with not exceeding the internationally established NO_x emissions limits. An advance of the injection timing could improve the engine thermal efficiency.
- The energy audit results suggested that the bottom-trawl fishing vessel will consume approximately 8 t of fuel less, and will emit 20 t of CO₂ less, using the AFO while operating under the same conditions.

For larger and slower engines, the differences between the combustion characteristics of the two fuels become minimised. The vessel selected for the study was equipped with a Yanmar N21 type of engine which can burn heavy fuels of a viscosity of up to 700 cSt in generator-mode

applications, with a few modifications in the injection system and the engine exhaust valves. Therefore, in the present study, we conclude that medium-speed marine diesel engines are better-suited to burn the AFO.

During our research study, the vessel operated on the AFO for a total of 270 h, burning more than 40,000 L of fuel. This accounts for approximately 4% of the total annual fuel consumption of the vessel. The work can be considered a representative study to conclude that it is technically feasible for the AFO to be used in a medium-speed marine diesel engine in terms of combustion, emissions, and performance, with minor or no adjustments in the engine. However, changes in the reliability of the diesel engine operation with a new type of fuel were not possible to be assessed within only 270 h of operation. The positive results of the study encourage further research in terms of increasing the time of use of the AFO under real conditions and minimising the uncertainty associated to engine reliability and service life. In addition, with the aim to complete the entire AFO fuel feasibility study, certain future works would complement the present technical assessment, such as an economic and life-cycle assessment of the fuel and an economic feasibility study on its entire implementation.

In this work, we attempt to reduce the fuel-dependency of the shipping industry and of the fishing sector, in particular. Our aim follows the circular economy concept, which is to transform a non-useful waste material into a new useful product, re-introducing it into the market, and closing its life cycle. In that sense, recycled-waste lubricating oil, following its after-treatment, was used as an alternative diesel fuel; even being of mineral origin, its recycled source reduces its carbon footprint considerably.

ACKNOWLEDGMENTS

The work presented in this study has been sponsored by the European Fisheries Fund (expedient number GV 351BI20090037). Acknowledgements are extended to the Department of Thermal Engineering and the Department of Nautical and Naval Machines of the University of the Basque Country (UPV/EHU) and to the Elsevier Language Editing Services. This paper is contribution n° XXX of AZTI (Marine Research Division).

REFERENCES

- [1] S. Shafiee, E. Topal, When will fossil fuel reserves be diminished?, *Energy Policy*, 37 (2009) 181-189.
- [2] UNCTAD, Review of Maritime Transport, in: U.N. Publication (Ed.), United Nations Conference on Trade and Development, 2015.
- [3] Ø. Buhaug, J.J. Corbett, Ø. Endresen, V. Eyring, J. Faber, S. Hanayama, D.S. Lee, D. Lee, H. Lindstad, A.Z. Markowska, A. Mjelde, D. Nelissen, J. Nilsen, C. Pålsson, J.J. Winebrake, W. Wu, K. Yoshida, Second IMO GHG Study 2009, in: International Maritime Organization (IMO), London, 2009, pp. 240.
- [4] R.D. Reitz, Directions in internal combustion engine research, *Combustion and Flame*, 160 (2013) 1-8.
- [5] IMO, Third IMO Greenhouse Gas Study, in: International Maritime Organization, 2014.
- [6] S. Haji, T. Smith, N. Sabio, L. Mangset, Bridging the shipping gap: 2 degrees pathways and carbon pricing, in: Shipping in Changing Climates Conference: Provisioning the future, Liverpool, UK, 2014.
- [7] IMO, Report of the Marine Environment Protection Committee on its 59th Session, in, 2009.
- [8] H. Lindstad, G.S. Eskeland, H. Psaraftis, I. Sandaas, A.H. Strømman, Maritime shipping and emissions: A three-layered, damage-based approach, *Ocean Engineering*, 110, Part B (2015) 94-101.
- [9] M.I. Khan, Falling oil prices: Causes, consequences and policy implications, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 149 (2017) 409-427.
- [10] Expansión, Precio del petróleo OPEP por barril, in, www.datosmacro.com.
- [11] I. Rojon, T. Smith, On the attitudes and opportunities of fuel consumption monitoring and measurement within the shipping industry and the identification and validation of energy efficiency and performance interventions, in: University College London, UCL Energy Institute, 2014.
- [12] O.C. Basurko, G. Gabiña, Z. Uriondo, Energy performance of fishing vessels and potential savings, *Journal of Cleaner Production*, 54 (2013) 30-40.
- [13] P. Tyedmers, R. Parker, Fuel Consumption and Greenhouse Emissions from Global Tuna Fisheries. A preliminary assessment, in: ISSF Technical Report 2012-03, 2012.
- [14] R. Prellezo, R. Curtin, Confronting the implementation of marine ecosystem-based management within the Common Fisheries Policy reform, *Ocean & Coastal Management*, 117 (2015) 43-51.
- [15] J. Batsleer, A.D. Rijnsdorp, K.G. Hamon, H.M.J. van Overzee, J.J. Poos, Mixed fisheries management: Is the ban on discarding likely to promote more selective and fuel efficient fishing in the Dutch flatfish fishery?, *Fisheries Research*, 174 (2016) 118-128.
- [16] FAO, Report of the technical consultation to develop international guidelines on bycatch management and reduction of discards. Rome, 6–10 December 2010, in: FAO fisheries and aquaculture report, 2010, pp. 32p.
- [17] S. Villasante, C. Pita, G.J. Pierce, C.P. Guimeráns, J.G. Rodrigues, M. Antelo, J.M.D. Rocha, J.G. Cutrín, L. Hastie, U.R. Sumaila, M. Coll, To land or not to land: How do stakeholders perceive the zero discard policy in European small-scale fisheries?, *Marine Policy*, 71 (2016) 166-174.
- [18] S. Sigurðardóttir, E.K. Stefánsdóttir, H. Condie, S. Margeirsson, T.L. Catchpole, J.M. Bellido, S.Q. Eliassen, R. Goñi, N. Madsen, A. Palialexis, S.S. Uhlmann, V. Vassilopoulou, J. Feekings, M.-J. Rochet, How can discards in European fisheries be mitigated? Strengths,

- weaknesses, opportunities and threats of potential mitigation methods, *Marine Policy*, 51 (2015) 366-374.
- [19] N. Alzoriz, L. Arregi, B. Herrmann, M. Sistiaga, J. Casey, J.J. Poos, Questioning the effectiveness of technical measures implemented by the Basque bottom otter trawl fleet: Implications under the EU landing obligation, *Fisheries Research*, 175 (2016) 116-126.
- [20] L.C. Meher, D. Vidya Sagar, S.N. Naik, Technical aspects of biodiesel production by transesterification—a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10 (2006) 248-268.
- [21] J.V. Gerpen, Biodiesel processing and production, *Fuel Processing Technology*, 86 (2005) 1097-1107.
- [22] F. Ma, M.A. Hanna, Biodiesel production: a review, *Bioresource Technology*, 70 (1999) 1-15.
- [23] M. Balat, H. Balat, Progress in biodiesel processing, *Applied Energy*, 87 (2010) 1815-1835.
- [24] A. Dufey, Biofuels production, trade and sustainable development: emerging issues, 2006.
- [25] Z. Utlu, M.S. Koçak, The effect of biodiesel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions, *Renewable Energy*, 33 (2008) 1936-1941.
- [26] A.S. Ramadhas, C. Muraleedharan, S. Jayaraj, Performance and emission evaluation of a diesel engine fueled with methyl esters of rubber seed oil, *Renewable Energy*, 30 (2005) 1789-1800.
- [27] E. Alptekin, Emission, injection and combustion characteristics of biodiesel and oxygenated fuel blends in a common rail diesel engine, *Energy*, 119 (2017) 44-52.
- [28] European Biofuels Technology Platform, <http://www.biofuelstp.eu/shipping-biofuels.html>, in.
- [29] Y.C. Chung, H.C. Chen, Y.T. Shyu, J. Hua, Temperature and water effects on the biodeterioration for marine fuel oil, *Fuel*, 79 (2000) 1525-1532.
- [30] K. Kolzwan, M. Narewski, Alternative fuels for marine applications, *Latvian Journal of Chemistry*, No 4 (2012) 398-406.
- [31] G. Gabiña, L. Martin, O.C. Basurko, M. Clemente, S. Aldekoa, Z. Uriondo, Waste oil-based alternative fuels for marine diesel engines, *Fuel Processing Technology*, 153 (2016) 28-36.
- [32] A.A. Reda, J. Schnelle-Kreis, J. Orasche, G. Abbaszade, J. Lintelmann, J.M. Arteaga-Salas, B. Stengel, R. Rabe, H. Harndorf, O. Sippula, T. Streibel, R. Zimmermann, Gas phase carbonyl compounds in ship emissions: Differences between diesel fuel and heavy fuel oil operation, *Atmospheric Environment*, 94 (2014) 467-478.
- [33] X. Wang, P. Ni, Combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with diesel-like fuel from waste lubrication oil, *Energy Conversion and Management*, 133 (2017) 275-283.
- [34] S.S. Lam, R.K. Liew, A. Jusoh, C.T. Chong, F.N. Ani, H.A. Chase, Progress in waste oil to sustainable energy, with emphasis on pyrolysis techniques, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53 (2016) 741-753.
- [35] K. Naima, A. Liqid, Waste oils alternative fuel for diesel engine: A review, *Journal of Petroleum Technology and Alternative Fuels*, 4 (3) (2013).
- [36] A. Demirbas, M.A. Baluabaid, M. Kabli, W. Ahmad, Diesel Fuel From Waste Lubricating Oil by Pyrolytic Distillation, *Petroleum Science and Technology*, 33 (2015) 129-138.
- [37] P.T. Williams, Pyrolysis of waste tyres: A review, *Waste Management*, 33 (2013) 1714-1728.

- [38] S.T. Kumaravel, A. Murugesan, A. Kumaravel, Tyre pyrolysis oil as an alternative fuel for diesel engines – A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60 (2016) 1678-1685.
- [39] W.-C. Wang, C.-J. Bai, C.-T. Lin, S. Prakash, Alternative fuel produced from thermal pyrolysis of waste tires and its use in a DI diesel engine, *Applied Thermal Engineering*, 93 (2016) 330-338.
- [40] S. Frigo, M. Seggiani, M. Puccini, S. Vitolo, Liquid fuel production from waste tyre pyrolysis and its utilisation in a Diesel engine, *Fuel*, 116 (2014) 399-408.
- [41] S.L. Wong, N. Ngadi, T.A.T. Abdullah, I.M. Inuwa, Current state and future prospects of plastic waste as source of fuel: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50 (2015) 1167-1180.
- [42] B.K. Sharma, B.R. Moser, K.E. Vermillion, K.M. Doll, N. Rajagopalan, Production, characterization and fuel properties of alternative diesel fuel from pyrolysis of waste plastic grocery bags, *Fuel Processing Technology*, 122 (2014) 79-90.
- [43] B. Kunwar, H.N. Cheng, S.R. Chandrashekar, B.K. Sharma, Plastics to fuel: a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54 (2016) 421-428.
- [44] G. Lopez, M. Artetxe, M. Amutio, J. Bilbao, M. Olazar, Thermochemical routes for the valorization of waste polyolefinic plastics to produce fuels and chemicals. A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 73 (2017) 346-368.
- [45] W.-T. Tsai, An analysis of used lubricant recycling, energy utilization and its environmental benefit in Taiwan, *Energy*, 36 (2011) 4333-4339.
- [46] V. Kapustina, J. Havukainen, T. Virkki-Hatakka, M. Horttanainen, System analysis of waste oil management in Finland *Waste Management & Research*, 32 (2004) 297-303.
- [47] R. Santagata, M. Ripa, S. Ulgiati, An environmental assessment of electricity production from slaughterhouse residues. Linking urban, industrial and waste management systems, *Applied Energy*, 186, Part 2 (2017) 175-188.
- [48] C. Vega-Quezada, M. Blanco, H. Romero, Synergies between agriculture and bioenergy in Latin American countries: A circular economy strategy for bioenergy production in Ecuador, *New Biotechnology*.
- [49] Z. Uriondo, G. Gabiña, O. Cabezas, M. Clemente, S. Aldekoa, L. Martin, Performance of marine diesel engine in propulsion mode with a waste oil-based alternative fuel, *Fuel*, (Unpublished results).
- [50] IMO, Report of the Marine Environment Protection Committee on its 58th session, in, 2008.
- [51] GL, Guidelines for Sea Trials of Motor Vessels, in, Germanischer Lloyd SE, Rules for Classification and Construction. VI Additional Rules and Guidelines, 2012.
- [52] F. Aschcroft, Guide for Sea Trials (Progressive speed, maneuvering, and endurance), in, SNAME, Technical and Research Bulletin, 2015.
- [53] M. Grljušić, V. Medica, G. Radica, Calculation of Efficiencies of a Ship Power Plant Operating with Waste Heat Recovery through Combined Heat and Power Production, *Energies*, 8 (2015) 4273-4299.
- [54] W.-K. Tien, R.-H. Yeh, J.-M. Hong, Theoretical analysis of cogeneration system for ships, *Energy Conversion and Management*, 48 (2007) 1965-1974.
- [55] G. Shu, Y. Liang, H. Wei, H. Tian, J. Zhao, L. Liu, A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19 (2013) 385-401.
- [56] F. Baldi, C. Gabriellini, F. Melino, M. Bianchi, A Preliminary Study on the Application of Thermal Storage to Merchant Ships, *Energy Procedia*, 75 (2015) 2169-2174.

- [57] C.R. Coronado, C.E. Tuna, R. Zanzi, L.F. Vane, J.L. Silveira, Development of a thermoeconomic methodology for optimizing biodiesel production. Part II: Manufacture exergetic cost and biodiesel production cost incorporating carbon credits, a Brazilian case study, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29 (2014) 565-572.
- [58] E.F.d. Mora, C. Torres, A. Valero, Thermoeconomic Analysis of Biodiesel Production from Used Cooking Oils, *Sustainability*, 7 (2015) 6321-6335.
- [59] F. Jiménez Espadafor, M. Torres García, J. Becerra Villanueva, J. Moreno Gutiérrez, The viability of pure vegetable oil as an alternative fuel for large ships, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 14 (2009) 461-469.
- [60] C.-Y. Lin, Effects of Biodiesel Blend on Marine Fuel Characteristics for Marine Vessels, *Energies*, 6 (2013) 4945-4955.
- [61] D.-g. Li, H. Zhen, L. Xingcai, Z. Wu-gao, Y. Jian-guang, Physico-chemical properties of ethanol–diesel blend fuel and its effect on performance and emissions of diesel engines, *Renewable Energy*, 30 (2005) 967-976.
- [62] K. Nantha Gopal, A. Pal, S. Sharma, C. Samanchi, K. Sathyanarayanan, T. Elango, Investigation of emissions and combustion characteristics of a CI engine fueled with waste cooking oil methyl ester and diesel blends, *Alexandria Engineering Journal*, 53 (2014) 281-287.
- [63] J.I. Ciria, Estudio de la combustión en motores diesel, in: W. Iberica (Ed.).
- [64] C.G. Villamar, S.J. Fygueroa, M.J. Martín, Influencia de algunos parámetros sobre el ciclo de un motor de encendido por compresión, *Información Tecnológica*, 20 (1) (2009) 67-72.
- [65] G. Churchill, C. Srinivasan, Experimental Investigations on Combustion and Emission Characteristics of Biodiesel Blends in CI Engines, *International Research Journal of Engineering and Technology*, 4 (2017).
- [66] M. Shahabuddin, A.M. Liaquat, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, M. Mofijur, Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21 (2013) 623-632.
- [67] C. Sayin, M. Ilhan, M. Canakci, M. Gumus, Effect of injection timing on the exhaust emissions of a diesel engine using diesel–methanol blends, *Renewable Energy*, 34 (2009) 1261-1269.
- [68] M. Cardone, M. Prati, V. Rocco, M. Seggiani, A. Senatore, S. Vitolo, Brassica carinata as an Alternative Oil Crop for the Production of Biodiesel in Italy: Engine Performance and Regulated and Unregulated Exhaust Emissions, *Environmental Science & Technology*, 36 (2002) 4656-4662.
- [69] J. Krahl, G. Knothe, A. Munack, Y. Ruschel, O. Schröder, E. Hallier, G. Westphal, J. Bünger, Comparison of exhaust emissions and their mutagenicity from the combustion of biodiesel, vegetable oil, gas-to-liquid and petrodiesel fuels, *Fuel*, 88 (2009) 1064-1069.
- [70] I. Taymaz, M. Sengil, Performance and emission characteristics of a diesel engine using esters of palm olein/soybean oil blends, *International Journal of Vehicle Design*, 54 (2010) 177-189.
- [71] M. Lapuerta, O. Armas, R. Ballesteros, J. Fernández, Diesel emissions from biofuels derived from Spanish potential vegetable oils, *Fuel*, 84 (2005) 773-780.
- [72] S. Fernando, C. Hall, S. Jha, NO_x reduction from biodiesel fuels, *Energy Fuels*, 20 (2006) 376–382.
- [73] M. Mani, G. Nagarajan, S. Sampath, Characterisation and effect of using waste plastic oil and diesel fuel blends in compression ignition engine, *Energy*, 36 (2011) 212-219.

- [74] J. Devaraj, Y. Robinson, P. Ganapathi, Experimental investigation of performance, emission and combustion characteristics of waste plastic pyrolysis oil blended with diethyl ether used as fuel for diesel engine, *Energy*, 85 (2015) 304-309.
- [75] E. Buyukkaya, Effects of biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, *Fuel*, 89 (2010) 3099-3105.
- [76] G. Fontaras, G. Karavalakis, M. Kousoulidou, T. Tzankiozis, L. Ntziachristos, E. Bakeas, S. Stournas, Z. Samaras, Effects of biodiesel on passenger car fuel consumption, regulated and non-regulated pollutant emissions over legislated and real-world driving cycles, *Fuel*, 88 (2009) 1608-1617.
- [77] IMO, Guidelines for voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator (EEOI), in, 2009.
- [78] IMO, Interim guidelines on the method of calculation of the Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships, in, 2009.
- [79] O. Arpa, R. Yumrutaş, Z. Argunhan, Experimental investigation of the effects of diesel-like fuel obtained from waste lubrication oil on engine performance and exhaust emission, *Fuel Processing Technology*, 91 (2010) 1241-1249.
- [80] M. Karabektas, The effects of turbocharger on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel, *Renewable Energy*, 34 (2009) 989-993.
- [81] H. Nowruzi, P. Ghadimi, M. Yousefifard, A Numerical Study of Spray Characteristics in Medium Speed Engine Fueled by Different HFO/n-Butanol Blends, *International Journal of Chemical Engineering*, 2014 (2014).
- [82] S. Usón, A. Valero, L. Correas, Energy efficiency assessment and improvement in energy intensive systems through thermoeconomic diagnosis of the operation, *Applied Energy*, 87 (2010) 1989-1995.
- [83] C. Azar, K. Lindgren, B.A. Andersson, Global energy scenarios meeting stringent CO2 constraints—cost-effective fuel choices in the transportation sector, *Energy Policy*, 31 (2003) 961-976.
- [84] T.E. Notteboom, B. Vernimmen, The effect of high fuel costs on liner service configuration in container shipping, *Journal of Transport Geography*, 17 (2009) 325-337.
- [85] U. Sumaila, L. Teh, R. Watson, P. Tyedmers, D. Pauly, Fuel price increase, subsidies, overcapacity, and resource sustainability, *ICES Journal of Marine Science*, 65 (2008) 832-840.

TABLE 1. Physical and chemical properties of the AFO compared with those of the DFO.

| Parameter | Units | AFO | DFO |
|---------------------------------|--------------------|----------|----------|
| Density at 15 °C | kg/m ³ | 850.3 | 836.6 |
| Viscosity ¹ at 40 °C | mm ² /s | 20.8 | 2.9 |
| Flashpoint | °C | 310.0 | 68.0 |
| Cetane number | - | 56.8 | 53.0 |
| Low heating value | kJ/kg·K | 46,649.0 | 44,935.0 |
| Sulphur content | ppm | 58.0 | 22.0 |
| Carbon content | % | 85.9 | 86.2 |
| Hydrogen content | % | 14.1 | 13.6 |
| Nitrogen content | % | < 0.1 | < 0.1 |

Key: ¹ Viscosity at 100 °C, AFO: 4.2 mm²/s

TABLE 2. Vessel and engine main characteristics.

| Concept | Description | Value | Units |
|-------------------------|-------------------------------|---|-------|
| Vessel | Home Port | Ondarroa (northern Spain, NE Bay of Biscay) | - |
| | Ship Capacity (gross tonnage) | 432 | GT |
| | Total length | 39 | m |
| | Hull material | Steel | - |
| | ICES fishing areas | Vb, VI, VII, VIIIa, VIIIb, VIIIId, and VIIIe | - |
| Engine | Maximum Continuous Rating | 1,030 | kW |
| | Nominal speed | 800 | rpm |
| | Cylinder diameter | 210 | mm |
| | Stroke | 290 | mm |
| | Cylinder capacity | 80.30 | L |
| | Piston mean speed | 7.73 | m/s |
| | Compression ratio | 15.5:1 | - |
| | Maximum combustion pressure | < 18.14 | MPa |
| Effective mean pressure | 1.923 | MPa | |

TABLE 3. Principal instrumentation equipment used for the monitoring of the vessel and the propulsion system.

| Parameter | Units | Equipment | Accuracy |
|--|--------------------------------|---|--|
| Shaft Power | kW | Binsfeld fix torque meter, TorqueTrak Revolution | Range: ± 500 micro-strains Linearity d: $\leq 0.05\%$ (full scale) |
| Engine speed | rpm | Hall-type inductive proximity sensor | Total error: $< 2\%$ of operation voltage |
| Top Death Centre | $^{\circ}$ | Hall-type inductive proximity sensor | Total error: $< 2\%$ of operation voltage |
| Crank angle | $^{\circ}$ | Hall-type inductive proximity sensor | Total error: $< 2\%$ of operation voltage |
| Injection pressure | bar | Piezoelectric pressure sensor PBC118A02 | Sensitivity: 0.1 pC/psi (max. pressure: 50,000 psi) |
| Cylinder pressure | bar | Piezoelectric pressure sensor KISTLER6013CA with charge amplifier | Sensitivity: 21 pC/bar (max. pressure: 250 bar) |
| Manifold pressure | bar | Pressure transmitter GE DRUCK PTX7517 (4–20 mA) | Pressure range: 0–2.5 bar |
| Fuel viscosity | mm ² /s | BROOKSFIELD 100TSY 230 AST- | $\pm 2\%$ |
| Fuel temperature | $^{\circ}\text{C}$ | K-type thermocouple | $\pm 0.4\%$ |
| Exhaust gases temperature | $^{\circ}\text{C}$ | K-type thermocouple | $\pm 0.4\%$ |
| Exhaust gases temperature (T/C inlet manifold) | $^{\circ}\text{C}$ | K-type thermocouple | $\pm 0.4\%$ |
| Exhaust gases temperature (T/C outlet) | $^{\circ}\text{C}$ | K-type thermocouple | $\pm 0.4\%$ |
| Air intake temperature to cylinders | $^{\circ}\text{C}$ | K-type thermocouple | $\pm 0.4\%$ |
| Engine oil temperature | $^{\circ}\text{C}$ | K-type thermocouple | $\pm 0.4\%$ |
| Atmospheric conditions (T—temperature; P—pressure; RH—relative humidity) | $^{\circ}\text{C}$, bar, % | Weather station HD2001.1 | T: $\pm 0.3\%$ (0–70 $^{\circ}\text{C}$) P: ± 0.5 mbar (25 $^{\circ}\text{C}$) RH: $\pm 1.5\%$ (0–90% Hr, 15–35 $^{\circ}\text{C}$) |
| Exhaust gas emissions (CO, CO ₂ , NO _x) | ppm | Exhaust gases analyser TESTO 350L MARITIME | MARPOL Annex VI and NO _x emissions technical code. |
| Fuel consumption | L/h | KRAL OMG20 Flowmeters | $\pm 0.1\%$ (range 15.3–2295.0 kg/h) |

TABLE 4. Principal signals acquired for engine and vessel monitoring.

| System | Channel | Signal | Parameter | Units | |
|------------|---------|---------------------|---|---------------------------|----|
| CompactDAQ | T01 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 1 | °C | |
| | T02 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 2 | °C | |
| | T03 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 3 | °C | |
| | T04 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 4 | °C | |
| | T05 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 5 | °C | |
| | T06 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 6 | °C | |
| | T07 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 7 | °C | |
| | T08 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature – Cyl. 8 | °C | |
| | T09 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature - T/C ¹ Cyls. 1234 | °C | |
| | T10 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature - T/C Cyls. 5678 | °C | |
| | T11 | K-type thermocouple | Exhaust gas temperature - T/C out | °C | |
| | T12 | K-type thermocouple | Air temperature —T/C in | °C | |
| | T13 | K-type thermocouple | Air temperature—Cyl in | °C | |
| | To01 | Analogic (4–20 mA) | Shaft torque | kNm | |
| | To02 | Analogic (4–20 mA) | Shaft speed | rpm | |
| | To03 | Analogic (4–20 mA) | Shaft spin direction | - | |
| | P01 | Analogic (4–20 mA) | Air manifold pressure—T/C out | bar | |
| | V01 | Analogic (4–20 mA) | Fuel viscosity | mm ² /s | |
| | T01 | Analogic (4–20 mA) | Fuel temperature | °C | |
| | Dp01 | Analogic (4–20 mA) | Pressure difference—air filter | bar | |
| | Dp02 | Analogic (4–20 mA) | Pressure difference—air cooler | bar | |
| | TH01 | Analogic (0–10 Vdc) | Atmosphere pressure | mbar | |
| | TH02 | Analogic (0–10 Vdc) | Atmosphere humidity | % | |
| | TH03 | Analogic (0–10 Vdc) | Atmosphere temperature | °C | |
| | GESTOIL | G01 | NMEA (RS232) | Vessel-speed over ground | kn |
| | | G02 | NMEA (RS232) | Vessel-course over ground | ° |
| G03 | | NMEA (RS232) | Vessel global position—latitude | ° ' " | |
| G04 | | NMEA (RS232) | Vessel global position—longitude | ° ' " | |
| G05 | | Digital (0–24 Vdc) | Engine speed | rpm | |
| G06 | | Digital (0–24 Vdc) | Fuel flow—engine in | l/h | |
| G07 | | Digital (0–24 Vdc) | Fuel direction—engine in | - | |
| G08 | | Digital (0–24 Vdc) | Fuel flow—engine out | L/h | |
| G09 | | Digital (0–24 Vdc) | Fuel direction —engine out | - | |
| G10 | | PT100 | Fuel temperature—engine in | °C | |
| G11 | | PT100 | Fuel temperature—engine out | °C | |
| DEWE-2600 | DEWE01 | Analogic (pC) | Cylinder pressure—Cyl 2 | bar | |
| | DEWE02 | Analogic (pC) | Injection pressure—Cyl 2 | bar | |

Key: ¹T/C: Turbocharger

TABLE 5. E3 engine test mode for the YANMAR 8N21A-UN engine, (1,030 kW at 800 rpm).

| E3 engine cycle | | | | | | |
|---------------------------|-----|-----|-----|-----|-------------|------------------|
| Engine speed ¹ | 100 | 91 | 80 | 63 | 52 (Idling) | % |
| | 800 | 728 | 640 | 504 | 420 | rpm ¹ |
| Engine power | 100 | 75 | 50 | 25 | 10 | % |

Key:

¹Theoretical values

TABLE 6. Engine performance parameters for all engine test points and both fuels.

| | Idling | | 25% | | 50% | | 75% | | 100% | | Units |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------------------|
| | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | DFO | AFO | |
| Engine speed | 420 | 414 | 552 | 552 | 600 | 600 | 696 | 699 | 792 | 792 | rpm |
| Shaft power | 100.64 | 95.83 | 222.82 | 216.36 | 283.90 | 285.66 | 445.92 | 451.81 | 660.98 | 661.74 | kW |
| Engine power ¹ | 103.75 | 98.79 | 229.71 | 223.05 | 292.68 | 294.49 | 459.71 | 465.78 | 681.42 | 682.21 | kW |
| Vessel speed | 5.42 | 5.99 | 7.29 | 7.32 | 7.86 | 7.81 | 9.23 | 9.11 | 10.53 | 10.69 | kn |
| Fuel mass consumption (FOC) | 30.57 | 26.79 | 57.47 | 54.07 | 70.79 | 68.99 | 104.04 | 101.85 | 144.85 | 141.89 | kg/h ⁵ |
| Fuel specific consumption (SFOC) | 294.64 | 271.17 | 250.18 | 242.41 | 241.87 | 234.27 | 226.32 | 218.66 | 212.57 | 207.99 | g/kWh |
| Engine energy efficiency (EEE) | 27.19 | 28.46 | 32.02 | 31.84 | 33.12 | 32.94 | 35.40 | 35.29 | 37.69 | 37.10 | % |
| Manifold pressure ² | 1.03 | 1.03 | 1.11 | 1.10 | 1.18 | 1.18 | 1.42 | 1.43 | 1.86 | 1.87 | bar |
| Viscosity ³ | - | 20.99 | - | 17.63 | - | 13.69 | - | 12.73 | - | 12.70 | mm ² /s |
| Fuel temperature ³ | 15.18 | 63.55 | 14.88 | 67.28 | 14.82 | 69.80 | 14.65 | 71.13 | 14.61 | 69.50 | °C |
| Cylinder exhaust gases temperature ⁴ | 266.47 | 266.50 | 332.42 | 327.15 | 333.58 | 332.41 | 338.80 | 338.57 | 341.58 | 339.80 | °C |
| Manifold (T/C in) gases temperature 1-2-7-8 | 322.38 | 389.24 | 430.55 | 431.64 | 467.82 | 461.49 | 491.09 | 493.86 | 491.35 | 491.09 | °C |
| Manifold (T/C in) gases temperature 3-4-5-6 | 309.36 | 379.69 | 413.70 | 417.49 | 442.95 | 438.80 | 468.35 | 464.51 | 473.37 | 470.51 | °C |
| T/C gases (out) temperature | 301.78 | 381.67 | 390.02 | 405.88 | 426.57 | 425.07 | 441.06 | 440.93 | 410.54 | 409.19 | °C |

Key:

¹ Gear efficiency 97%.² Absolute pressure.³ Fuel temperature: DFO fuel temperature was measured at the inlet flowmeter; however, the AFO was measured at the viscometer. The viscosity was only monitored for the AFO.⁴ All cylinders mean value.⁵ Fuel density considered: 0.845 kg/l (17 °C)

TABLE 7. Engine performance parameters during fishing activity.

| Parameter | Fishing (Trawling) | | Steaming | | Units |
|---------------------------------------|--------------------|-----------|-----------|-----------|--------------------|
| | DFO | AFO | DFO | AFO | |
| Fuel type | DFO | AFO | DFO | AFO | - |
| Engine speed | 690.90 | 689.22 | 792.41 | 791.59 | rpm |
| Shaft power | 573.49 | 568.43 | 655.20 | 665.75 | kW |
| Engine power | 631.35 | 628.47 | 675.47 | 686.34 | kW |
| Vessel speed | 4.04 | 4.04 | 10.51 | 10.62 | kn |
| Fuel consumption | 136.42 | 134.40 | 146.28 | 145.74 | kg/h |
| Specific fuel consumption | 216.07 | 213.84 | 216.56 | 212.34 | g/kWh |
| Low heating value | 44,935.00 | 46,649.00 | 44,935.00 | 46,649.00 | kJ/kg |
| Specific energy consumption | 10,252.02 | 10,536.90 | 9,731.07 | 9,905.30 | kJ/kWh |
| Engine energy efficiency | 37.1 | 36.1 | 37.0 | 36.3 | % |
| Manifold pressure | 1.70 | 1.71 | 1.87 | 1.91 | bar |
| Viscosity | - | 14.75 | - | 15.90 | mm ² /s |
| Fuel temperature | 14.25 | 70.89 | 16.26 | 73.62 | °C |
| Cylinder exhaust gas temperature | 373.02 | 375.15 | 345.86 | 347.88 | °C |
| Manifold (in) gas temperature 1-2-7-8 | 535.45 | 534.89 | 493.79 | 495.76 | °C |
| Manifold (in) gas temperature 3-4-5-6 | 514.12 | 517.91 | 476.13 | 476.70 | °C |
| T/C gases (out) temperature | 463.72 | 462.38 | 411.06 | 409.86 | °C |

TABLE 8. Specific values of the exhaust gas emissions

| Operation | Fuel | CO ₂ [g/kWh] | CO [g/kWh] | NO _x [g/kWh] |
|--------------------|------|-------------------------|------------|-------------------------|
| Fishing (Trawling) | AFO | 646.60 | 0.96 | 7.81 |
| Fishing (Trawling) | DFO | 651.80 | 0.82 | 8.97 |
| Steaming | AFO | 649.20 | 0.46 | 7.83 |
| Steaming | DFO | 661.61 | 0.38 | 9.01 |

TABLE 9. Annual fuel consumption estimations for both fuels.

| Parameter | Route period | | Fishing period | | Units |
|---------------------------|--------------|------------|----------------|------------|-----------|
| | DFO | AFO | DFO | AFO | |
| Trip duration | 26.1 | 26.1 | 93.3 | 93.3 | h/trip |
| Inst. fuel consumption | 146.28 | 145.74 | 136.42 | 134.4 | kg/h |
| Fuel consumption per trip | 3,817.91 | 3,803.81 | 12,727.98 | 12,539.52 | kg/trip |
| Number of trips per year | 40 | 40 | 40 | 40 | trip/year |
| Total annual consumption | 152,716.32 | 152,152.56 | 509,119.44 | 501,580.80 | kg/year |

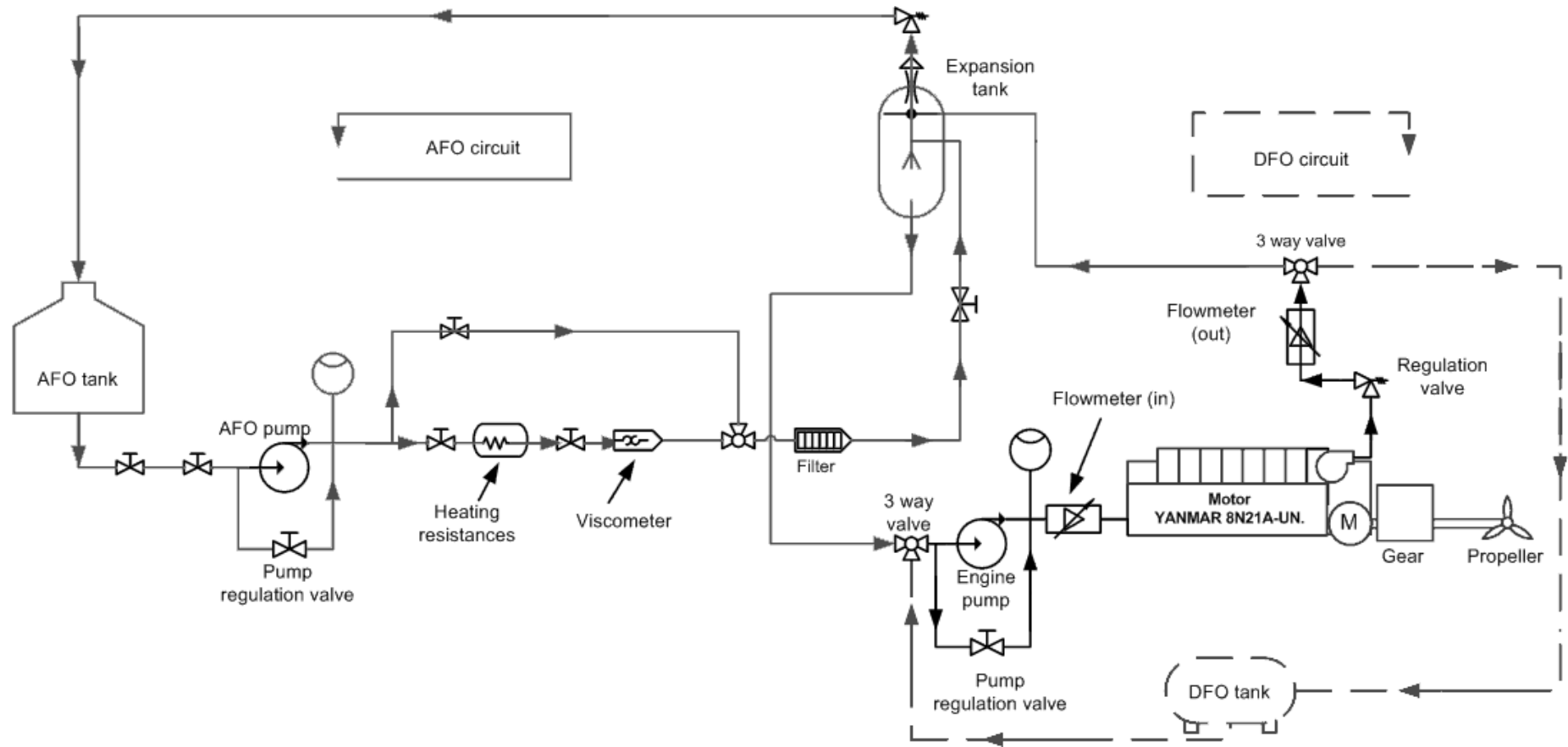


FIGURE 1. Installation of the AFO and DFO fuel circuits on board of the fishing vessel.

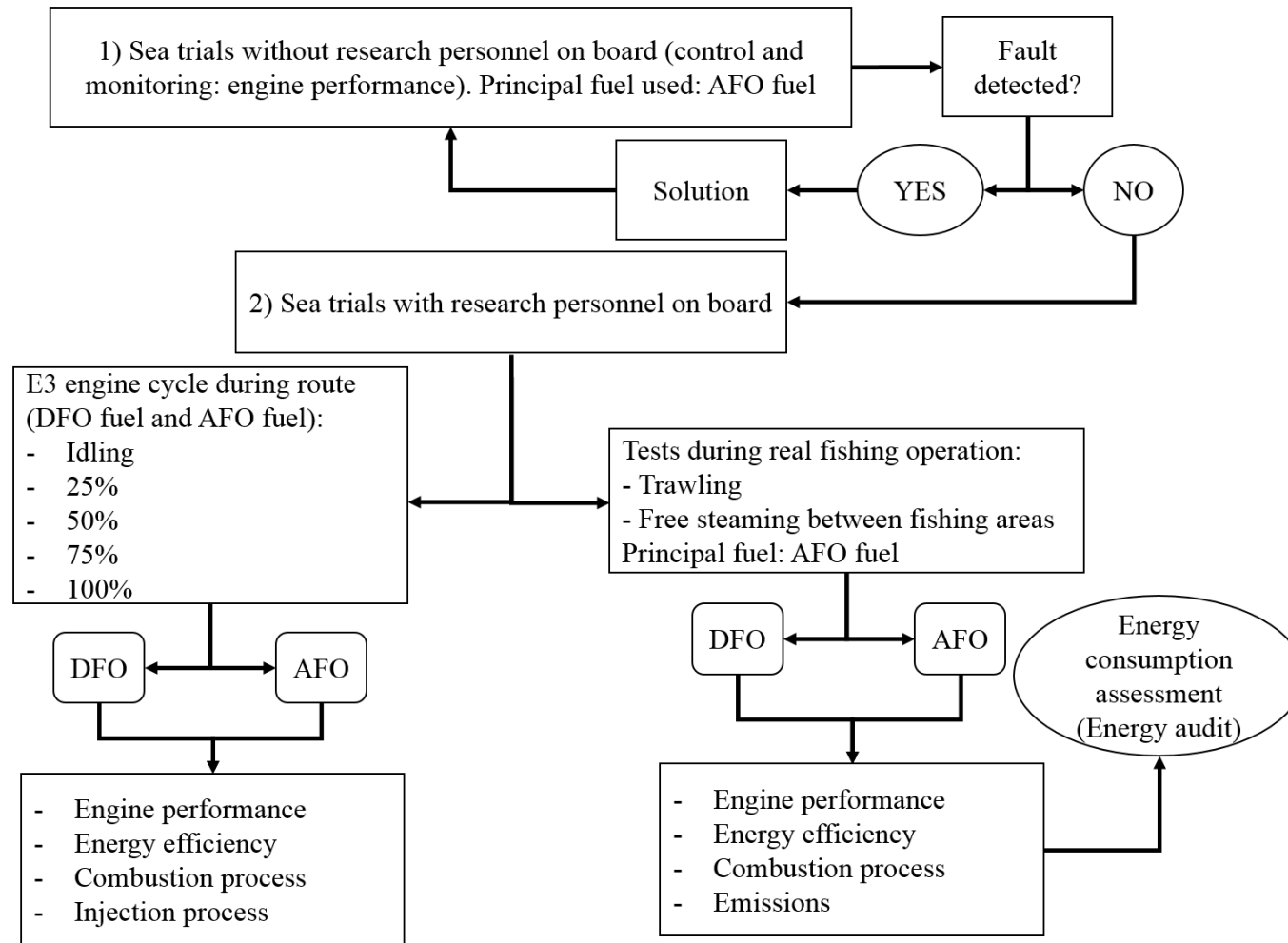


FIGURE 2. Flowchart of the general methodology of the sea trials.

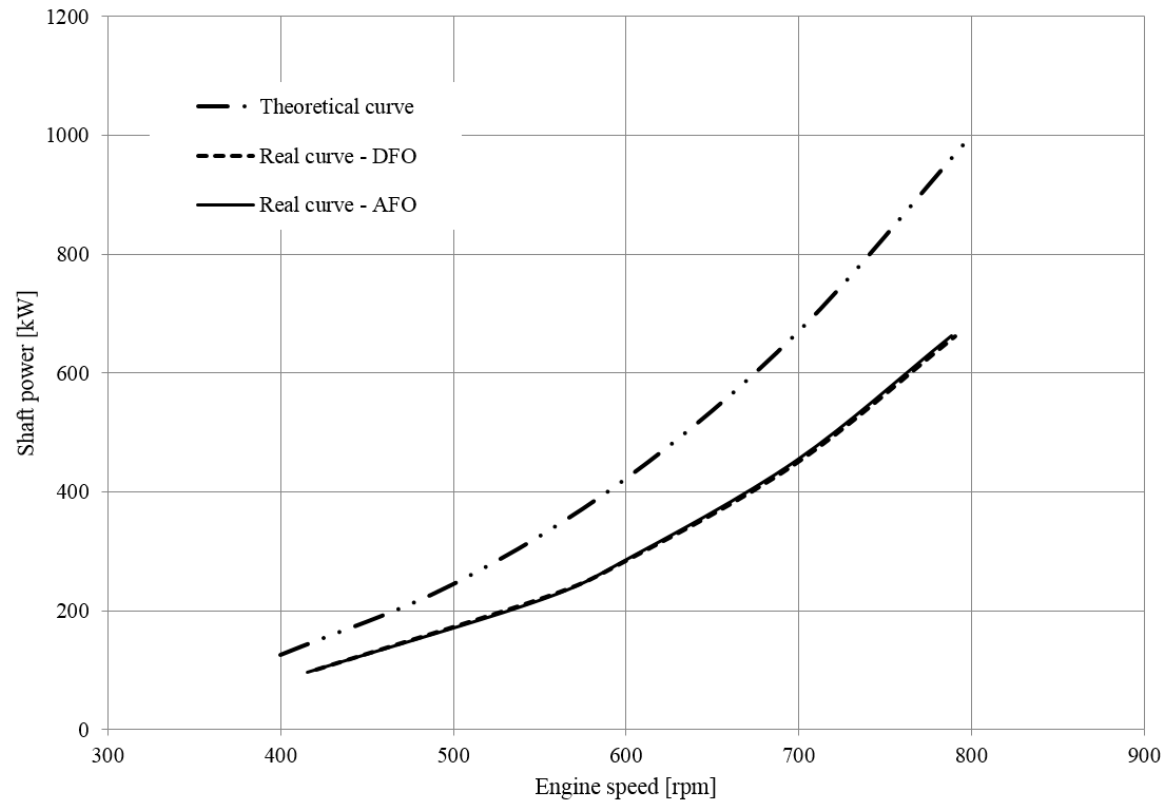


FIGURE 3. Shaft power curves (theoretical and real curves)

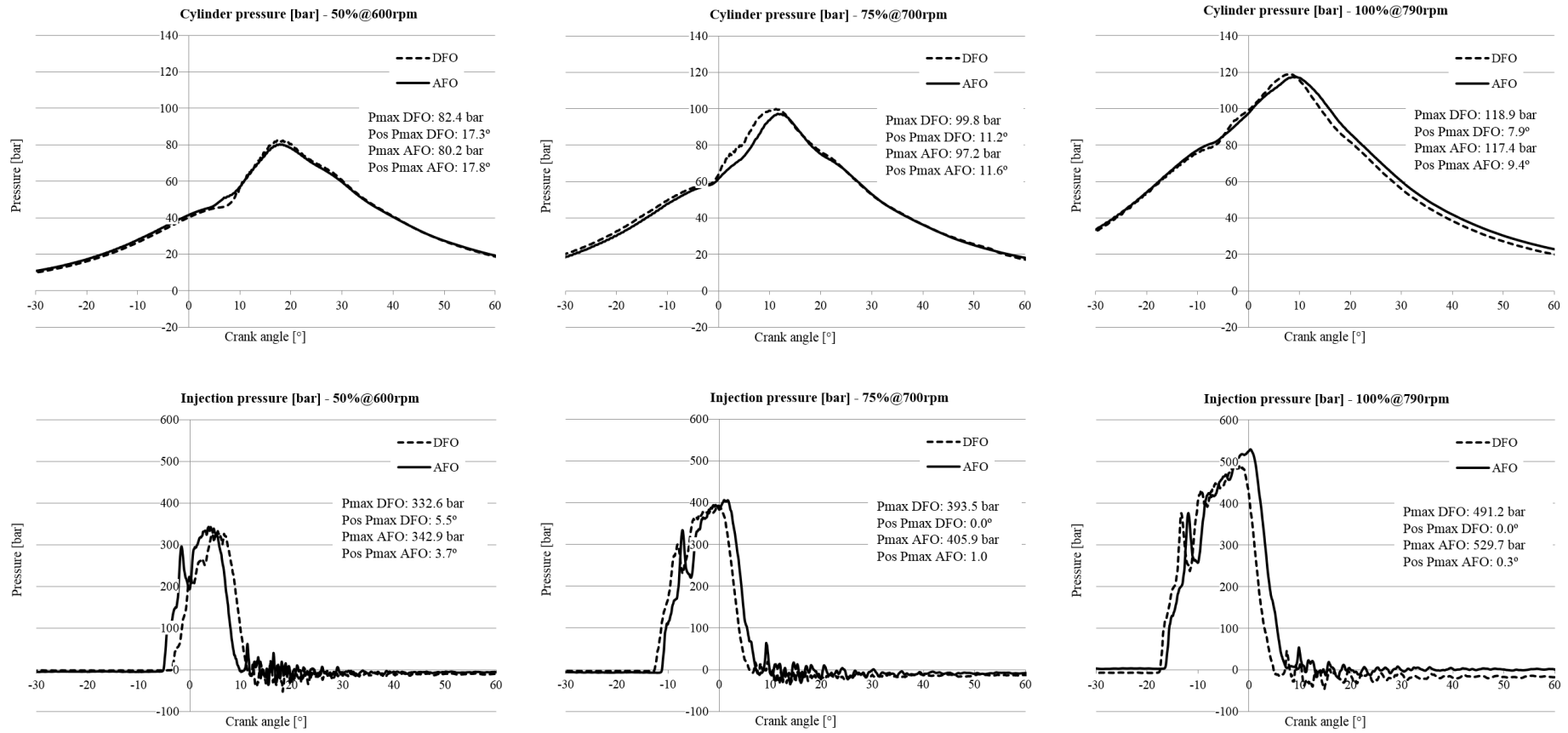


FIGURE 4. Combustion and injection pressure trends during engine and propulsion tests.

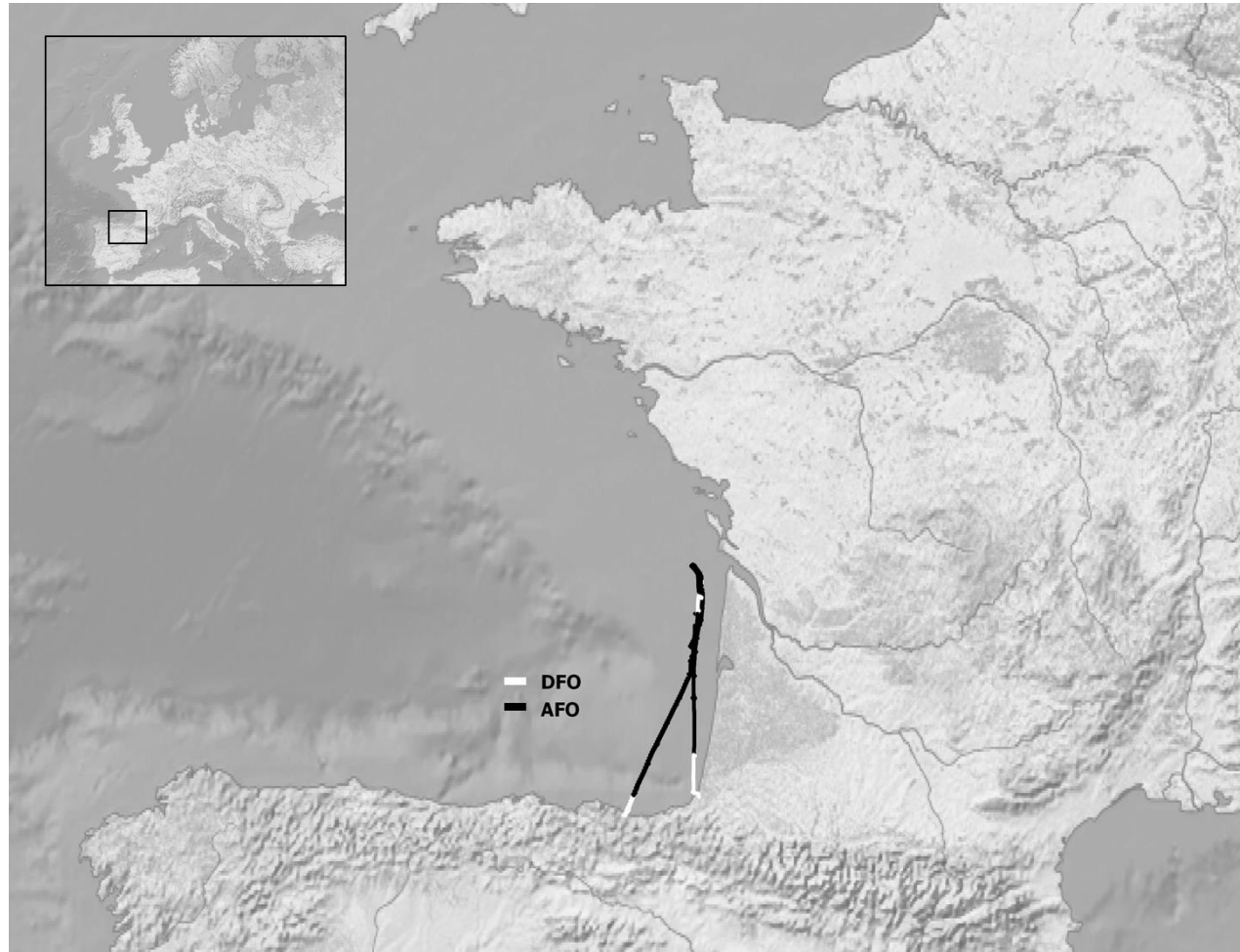


FIGURE 5. Representation of one fishing trip track using the AFO and the DFO.

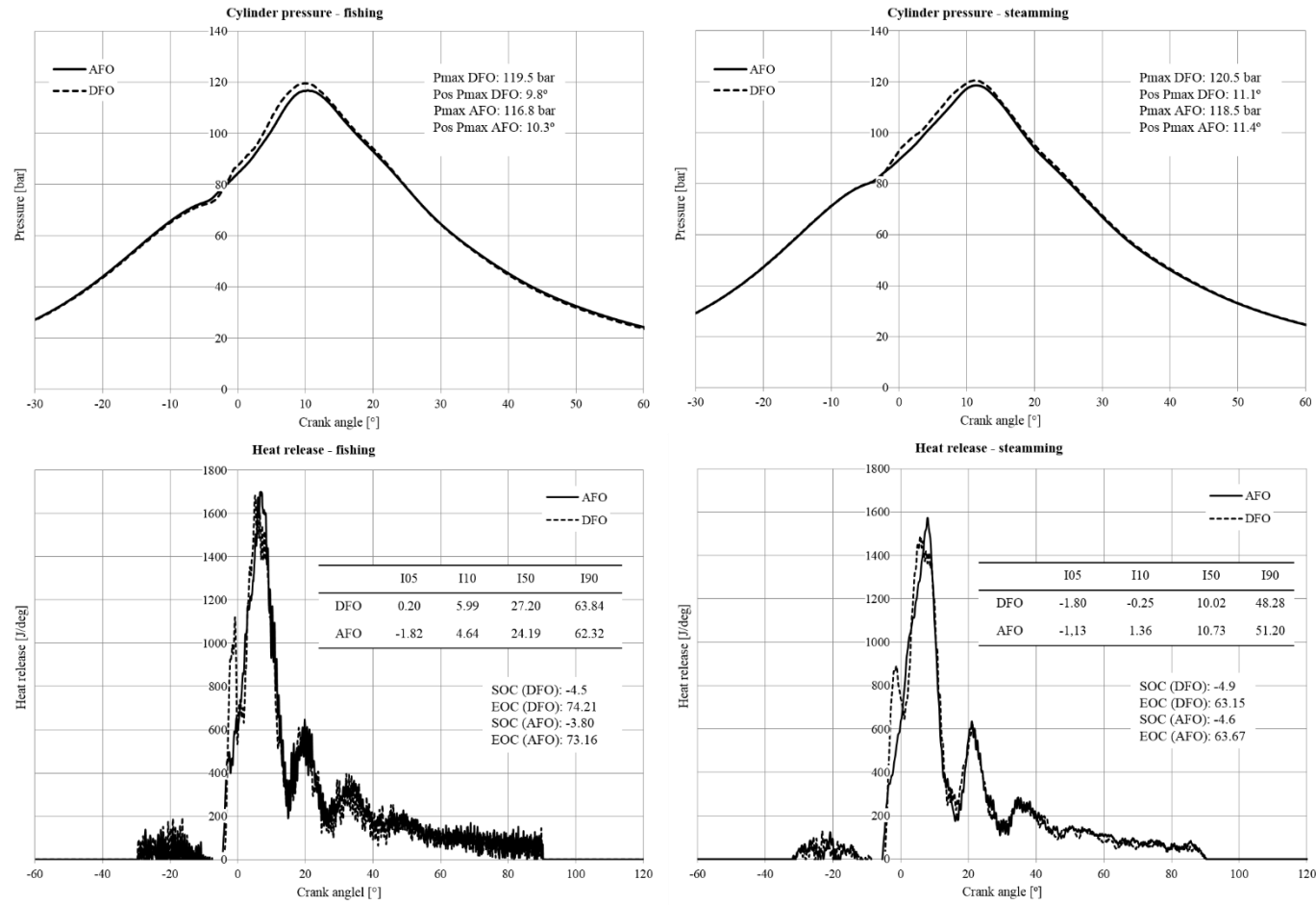


FIGURE 6. Combustion pressure and characteristics and the heat release trades during the fishing operation.