
UNIVERSIDADE DA CORUÑA

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

TRABAJO FIN DE GRADO
TFG/GTM/E-36-16

QUE LLEVA POR TÍTULO

**“ INGENIERÍA MARINA:
COMPARATIVA ENTRE MOTORES
DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA
PROPULSIÓN MARINA ”**

DEFENDIDO ANTE TRIBUNAL EN LA SESIÓN DE

JULIO-2016

ADRIÁN QUEIJO FRAGA

DIRECTOR: Felipe Antelo González

TRABAJO FIN DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

631G02455 - TRABAJO FIN DE GRADO

D. FELIPE ANTELO GONZÁLEZ, en calidad de Director, autorizo al alumno D. ADRIÁN QUEIJO FRAGA, con DNI nº 79.340.694-D a la presentación del presente Trabajo de Fin de Grado con el código titulado:

“INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA”

DEFENDIDO ANTE TRIBUNAL EN LA SESIÓN DE

JULIO-2016

Fdo. El Director

Fdo. El Alumno

Felipe Antelo González

Adrián Queijo Fraga

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer, en primer lugar, a mi familia, por su apoyo incondicional y por enseñarme la importancia de formarse académicamente para poder aspirar a un futuro próspero. Ellos me brindaron la oportunidad de estudiar esta carrera, en donde no sólo me he formado académicamente, sino también como persona.

En segundo lugar, a Felipe Antelo, mi tutor en este proyecto, pues la labor que realiza, va más allá del ámbito académico. Su empeño en facilitar la búsqueda de embarques para cualquier alumno y egresado que estudie o haya estudiado la formación necesaria para ejercer el cargo de Oficial de Máquinas de la Marina Mercante en la E.T.S.N.M de A Coruña, es digna de mención y reconocimiento.

Al profesorado de esta escuela, pues cada uno, a su manera, me ha enseñado la importancia de trabajar en equipo, que el esfuerzo siempre viene acompañado de su correspondiente recompensa y que no hay que poner límites a las aspiraciones personales.

A mis compañeros, por ayudarme a superar esta etapa de mi vida. Sin todos vosotros, hoy no sería quien soy.

ÍNDICE

1. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.....	1
1.1 BIBLIOGRAFÍA.....	1
1.1.1 Libros.....	1
1.1.2 Artículos.....	1
1.1.3 Manuales.....	1
1.1.4 Páginas web.....	2
1.2 PROGRAMAS DE CÁLCULO Y DISEÑO UTILIZADOS.....	2
1.3 REFERENCIAS.....	2
1.3.1 Referencias de figuras.....	2
1.3.2 Referencias de tablas.....	3
1.3.3 Referencias de ecuaciones.....	4
1.4 GLOSARIO DE SIGLAS Y ABREVIATURAS.....	4
2. RESUMEN / RESUMO / ABSTRACT.....	7
3. INTRODUCCIÓN.....	9
4. LEGISLACIÓN Y RUTAS MARÍTIMAS.....	11
4.1. CONVENIO MARPOL 73/78.....	11
4.1.1. ÓXIDOS DE NITRÓGENO.....	12
4.1.2. ÓXIDOS DE AZUFRE.....	15
4.1.3. ZONAS ECA.....	15
4.2. RUTAS MARÍTIMAS.....	16
5. COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS.....	19
5.1. SEGURIDAD DE LOS COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS.....	20
5.2. DISPONIBILIDAD Y ADAPTABILIDAD A BUQUES EXISTENTES.....	21
5.3. EFECTOS SOBRE LAS EMISIONES.....	22
5.4. EFECTOS SOBRE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	24
5.5. CONCLUSIONES.....	25
6. EVOLUCIÓN DE LOS MOTORES DIÉSEL.....	27

6.1. INTRODUCCIÓN HISTÓRICA DE LOS MOTORES DIÉSEL MARINOS...	27
6.2 MOTORES DIÉSEL DE CONTROL MECÁNICO	29
6.2.1 <i>Ciclo Diésel</i>	29
6.2.2 <i>Partes fijas del motor</i>	30
6.2.2.1 Culata.....	30
6.2.2.2 Guías del motor.....	31
6.2.2.3 Stuffing box	31
6.2.2.4 Camisas del cilindro	31
6.2.2.5 Bancada	32
6.2.3 <i>Partes móviles</i>	32
6.2.3.1 Pistón	32
6.2.3.2 Cruceta.....	34
6.2.3.3 Biela	34
6.2.3.4 Cigüeñal	34
6.2.3.5 Volante de inercia	35
6.2.3.6 Turbocompresor.....	35
6.2.3.7 Válvula de escape.....	37
6.2.4 <i>Sistema de lubricación del motor</i>	39
6.2.5 <i>Sistema de refrigeración del motor</i>	40
6.2.6 <i>Sistema de aire de arranque</i>	41
6.2.7 <i>Suministro de combustible</i>	41
6.2.8 <i>Elementos del circuito de inyección de combustible</i>	44
6.2.8.1 Inyectores de combustible.....	44
6.2.8.2 Bomba de inyección.....	46
6.2.8.3 Regulador.....	47
6.2.8.4 Eje de camones	50
6.2.8.5 Transmisión de giro entre el cigüeñal y el eje de camones.....	50
6.3 MOTORES DIÉSEL DE CONTROL ELECTRÓNICO.....	51
6.3.1 <i>Motores lentos controlados electrónicamente de MAN Diesel & Turbo</i>	
52	
6.3.1.1 Sistema de inyección de combustible	53
6.3.1.2 Válvula de escape.....	55
6.3.1.3 Aceite hidráulico.....	56

6.3.1.4	Sistema de aire de arranque	56
6.3.1.5	Sistema de control	57
6.3.2	<i>Motores lentos de control electrónico de Wärtsilä</i>	57
6.3.2.1	Unidad de colectores comunes	58
6.3.2.2	Unidad de Control de Inyección	58
6.3.2.3	Inyección de combustible	59
6.3.2.4	Válvula de escape	59
6.3.2.5	Suministro de aceite de control, aceite hidráulico y fuelóleo a alta presión	59
6.3.2.6	Sistema de control	60
6.3.3	<i>Sistemas de reducción de óxidos de nitrógeno</i>	60
6.3.3.1	Técnicas basadas en agua	61
6.3.3.1.1	Emulsión de agua y combustible	61
6.3.3.1.2	Inyección directa de agua	62
6.3.3.1.3	Inyección estratificada de agua y combustible	63
6.3.3.1.4	Humidificación del aire de barrido	63
6.3.3.2	Recirculación de gases de escape	65
6.3.3.3	Toberas de los inyectores	66
6.3.3.4	Reducción catalítica selectiva	67
6.4	MOTORES DUALES	68
6.4.1	<i>Tanques de almacenamiento de gas natural</i>	68
6.4.2	<i>Regasificación del LNG</i>	70
6.4.2.1	Regasificación con propano	70
6.4.2.2	Regasificación con vapor	76
6.4.2.3	Regasificación con vaporizador de combustión sumergida	77
6.4.2.4	Regasificación con vapor y glicol	77
6.4.2.5	Samsung Fuel Gas Storage and Supply System	78
6.4.3	<i>Motores duales de MAN</i>	80
6.4.3.1	Sistema de suministro de combustible	82
6.4.3.2	Inyectores de gas	85
6.4.3.3	Inyectores de combustible diésel piloto	86
6.4.3.4	Circuito de combustible del motor	86
6.4.3.5	Sistemas de seguridad	89
6.4.3.6	Riesgos de usar gas a alta presión en la sala de máquinas	89

6.4.4	<i>Motores duales de Wärtsilä</i>	91
6.4.4.1	Inyectores de gas	91
6.4.4.2	Inyectores de diésel	92
6.4.4.3	Unidad elevadora de presión	92
6.4.4.4	Evaporador.....	92
6.4.4.5	Tuberías de gas	93
6.4.4.6	Unidad de la válvula de gas (GVU)	93
6.4.4.6.1	Seguridad	93
6.4.4.6.2	Control de la presión	93
6.4.4.6.3	Mantenimiento e inertado de las líneas de alimentación de gas	94
6.4.4.6.4	Limitaciones al diseño y localización de la GVU en el buque.....	94
7.	COMPARATIVA DE MOTORES	95
7.1.	COMPARACIÓN DE SFOC	95
7.2.	CONSECUENCIAS ECONÓMICAS DE INSTALAR MOTORES DUALES	98
8.	CONCLUSIONES	103
9.	PLANOS	104

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 4.1.1.1 Niveles máximos de emisiones de NO _x	14
- Figura 4.1.3.1 Actuales y futuras zonas ECA.....	16
- Figura 4.2.1 Principales rutas marítimas a nivel mundial.....	16
- Figura 6.2.8.1.1 Corte vertical de un inyector.....	45
- Figura 6.2.8.2.1 Corte vertical de una bomba de inyección.....	47
- Figura 6.2.8.3.1 Corte vertical de un regulador mecánico-hidráulico.....	49
- Figura 6.3.1.1.1 Corte vertical de una bomba de inyección de un motor de control mecánico fabricado por MAN Diesel & Turbo	55
- Figura 6.4.2.1.1 Captura de pantalla del cálculo de caudales de propano y agua necesarios para mantener las condiciones de operación preestablecidas	73
- Figura 6.4.2.1.2 Variación del caudal de gas natural con la modificación de la temperatura de descarga del agua salada	74
- Figura 6.4.2.1.3 Variación de la temperatura de salida del gas natural del vaporizador de LNG, al modificar la temperatura de descarga del agua salada	75
- Figura 6.4.2.1.4 Aumento del caudal de agua salada al modificar la temperatura de descarga de la misma	76
- Figura 6.4.2 .5.1 Tanque de almacenamiento de combustible con estructura Lattice	79
- Figura 6.4.3.1.1 Corte vertical de un compresor de gas natural para suministrar combustible gaseoso a los motores duales lentos de MAN	83
- Figura 6.4.3.2.1 Corte vertical de un inyector de gas para motores ME-GI	86
- Figura 7.1.1 Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del MAN 6S60	96
- Figura 7.1.2 Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del MAN 9S90	96
- Figura 7.1.3 Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del Wärtsilä RT-flex50	97

- Figura 7.1.4 Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del Wärtsilä W-X7297
- Figura 7.1.5 Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del Wärtsilä W-X9298
- Figura 7.2.1 Comparación de costes de combustible entre el motor MAN 6S60ME y el 6S60ME-GI100
- Figura 7.2.2 Comparación de costes de combustible entre el motor Wärtsilä W-X72 y el W-X72DF101

ÍNDICE DE TABLAS

- Tabla 4.1.1.1 Normas Tier y fecha de entrada en vigor13
- Tabla 4.1.2.1 Contenidos máximos de azufre en combustible.....25
- Tabla 4.2.1 Tráfico por el estrecho de Malaca.....18
- Tabla 5.1 Precio de varios combustibles fósiles en distintos puntos del mundo19
- Tabla 5.1.1 Propiedades de los combustibles alternativos aquí estudiados.....21
- Tabla 5.3.1 Comparación de los combustibles alternativos respecto a utilización de fuelóleos23

1. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

1.1 Bibliografía

1.1.1 Libros

- A.J. Wharton, CEng, FIMarE; Diesel Engines, 2ª Edición, Editorial Standfor Maritime, London
- Doug Woodyard, Pounders marine diesel engines and gas turbines, 9ª Edición, Editorial Elsevier, Burlington (2009)
- Organización Marítima Internacional, MARPOL 73/78 (2002)

1.1.2 Artículos

- Zincir and Deniz, 2014; MAN, 2015; Yao et al., 2008; Bromberg, 2008; Demirbas, 2010; Heywood, 1988; Huang et al., 2007; FTA, 1994; Sroka, 2007; Herdzik, 2011; Cheenkachorn et al., 2013; El Gohary et al., 2014^a
- Jiehui Li, Bingbing Wu, Gongping Mao, Research on the performance and emission characteristics of the LNG-diesel marine engine, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Volume 27, Part 2, November 2015, Pages 945-954, ISSN 1875-5100
- Shinji Egashira, LNG Vaporiser for LNG Re-gasification Terminal, Kobelco Technology Review (2013)
- Per Helge Madesn, Tore Lunde; Regasification modules for onboard applications offer multiple benefits (2012)

1.1.3 Manuales

- Burckhardt Compression; LABY-GI Compressors
- MAN Diesel & Turbo; LNG carriers with ME-GI Engine and High Pressure Supply System (2014)
- MAN Diesel & Turbo, ME-GI dual fuel MAN B&W engines (2014)
- MAN Diesel & Turbo, Tier III two-stroke technology (2012)
- MAN Diesel & Turbo, MAN B&W 70-60 ME-GI/-C-GI-TII
- Wärtsilä; New two-stroke marine diesel engines from Wärtsilä (2011)
- Wärtsilä, Building the largest common-rail engines (2004)

- Wärtsilä, Wärtsilä low-speed dual-fuel solution (2014)

1.1.4 Páginas web

- <http://www.indetailmagazine.com/en/article/the-wartsila-gas-valve-unit-enclosed-design-gvu-ed-for-marine-applications/1/2013/>
[último acceso 11/06/2016]
- https://www.shipcs.com/eng/ocean/regas_function.aspx [último acceso 19/06/2016]
- <http://www.imo.org/es/OurWork/Paginas/Home.aspx> ; sección lo que hacemos [último acceso 27/06/2016]
- <http://tecnologia-maritima.blogspot.com.es> [último acceso 09/04/2016]
- <https://www.wingd.com/en/products/> [último acceso 10/07/2016]
- <http://www.marinediesels.info> [último acceso 25/06/2016]
- <https://www.shipcs.com/eng/Index.aspx> [último acceso 02/07/2016]

1.2 Programas de cálculo y diseño utilizados

- EES (versión 9.902)
- AutoCAD 2015

1.3 Referencias

1.3.1 Referencias de figuras

- Figura 4.1.1.1: : Página web
<http://tecnologia-maritima.blogspot.com.es/2013/03/contro-de-emisiones-en-motores-marinos.html> [acceso 15/01/2016]
- Figura 4.1.3.1: Ole Groulef Vestergaard, Comparing Wet and Dry Exhaust Gas Cleaning Systems, Sección 2, página 25 (2013)
- Figura 4.2.1: Página web
<https://people.hofstra.edu/geotrans/eng/ch1en/appl1en/maritimeroutes.html>
[acceso 17/01/2016]
- Figura 6.2.8.1.1: A.J. Wharton, CEng, FIMarE; Diesel Engines, 2ª Edición, Editorial Standfor Maritime, London
- Figura 6.2.8.2.1: A.J. Wharton, CEng, FIMarE; Diesel Engines, 2ª Edición, Editorial Standfor Maritime, London

- Figura 6.2.8.3.1: A.J. Wharton, CEng, FIMarE; Diesel Engines, 2ª Edición, Editorial Standfor Maritime, London
- Figura 6.3.1.1.1: Página web
http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/electronic_engine.htm [acceso 04/04/2016]
- Figura 6.4.2.5.1: Página web
http://www.kaist.ac.kr/_prog/_board/?code=ed_news&mode=V&no=16823&upr_ntt_no=16823&site_dvs_cd=en&menu_dvs_cd=0601
[acceso 05/07/2016]
- Figura: 6.4.3.1.1: Burckhardt Compression; LABY-GI Compressors
- Figura 6.4.3.2.1: MAN Diesel & Turbo; LNG carriers with ME-GI Engine and High Pressure Supply System (2014)

1.3.2 Referencias de tablas

- Tabla 4.1: Página web
<http://www.bunkerindex.com/prices/index.php> [acceso 02/06/2016]
- Tabla 4.1.1: Zincir and Deniz, 2014; MAN, 2015; Yao et al., 2008; Bromberg, 2008; Demirbas, 2010; Heywood, 1988; Huang et al., 2007; FTA, 1994; Sroka, 2007; Herdzik, 2011; Cheenkachorn et al., 2013; El Gohary et al., 2014^a
- Tabla 4.1.1.1: Página web
[http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx) [acceso 17/01/2016]
- Tabla 4.1.2.1: Página web
[http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Sulphur-oxides-\(SOx\)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Sulphur-oxides-(SOx)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx) [acceso 17/01/2016]
- Tabla 4.2.1: Página web
<http://www.strasselink.com/straits.php> [acceso 18/01/2016]
- Tabla 4.3.1: Zincir and Deniz, 2014; MAN, 2015; Yao et al., 2008; Bromberg, 2008; Demirbas, 2010; Heywood, 1988; Huang et al., 2007; FTA, 1994; Sroka, 2007; Herdzik, 2011; Cheenkachorn et al., 2013; El Gohary et al., 2014^a

- Tabla 6.1.1: MAN Diesel & Turbo: MAN D&W S60ME-C8.5, Sección 2.10, (2014)
- MAN Diesel & Turbo: MAN D&W S60ME-C8.5-GI, Sección 2.10, (2014)
- Tabla 6.1.2: MAN Diesel & Turbo: MAN D&W S90ME-C10.5, Sección 2.10, (2014)
- MAN Diesel & Turbo: MAN D&W S90ME-C10.5-GI, Sección 2.10, (2014)
- Tabla 6.1.3: Página web
<https://www.wingd.com/en/products/rt-flex50-d/> [acceso 01/07/2016]
- Página web
<https://www.wingd.com/en/products/rt-flex50df/> [acceso 01/07/2016]
- Tabla 6.1.4: Página web
<https://www.wingd.com/en/products/w-x72/> [acceso 01/07/2016]
- Página web
<https://www.wingd.com/en/products/w-x72df/> [acceso 01/07/2014]
- Tabla 6.1.5: Página web
<https://www.wingd.com/en/products/w-x92/> [acceso 01/07/2016]
- Página web
<https://www.wingd.com/en/products/w-x92df/> [acceso 01/07/2016]

1.3.3 Referencias de ecuaciones

- Michael J. Moran, Howard N. Shapiro; Fundamentos de termodinámica técnica, 2ª Edición, Editorial Reverte, Barcelona (2012)

1.4 Glosario de siglas y abreviaturas

- °C: Grado centígrado
- \$: Dólares estadounidenses
- ATEX (Directiva): Directiva de seguridad para aparatos a usar en Atmósferas Explosivas
- CFD: Computational Fluid Dynamics
- CO: Monóxido de carbono
- CO₂: Dióxido de carbono
- CPMM: Comité de Protección del Medio Marino
- DNV: Det Norske Veritas
- ECA: Exhaust controlled area

- EES: Engineering Equation Solver
- EGR: Exhaust gas recirculation
- ELFI: Electronic fuel injection
- ELGI: Electronic gas injection
- ELWI: Electronic window
- FIVA: Fuel injection valve actuator
- g: Gramo
- GVU: Gas valve unit
- IFO: Intermediate fuel oil
- IGF (Código): Código internacional de seguridad para buques que utilicen gas natural u otros combustibles con bajo punto de inflamación
- K : Kelvin
- kg: Kilogramo
- kW: Kilowatt
- kWh: KiloWatt/hora
- LII: Límite de inflamabilidad inferior
- LIS: Límite de inflamabilidad superior
- LNG: Liquefied natural gas
- LNG/C: Liquefied natural gas carrier
- m: Metro
- m³: Metro cúbico
- MARPOL: Marine pollution
- MC: Mechanical control (hace referencia, principalmente, a la serie de motores diésel de dos tiempos controlados mecánicamente fabricados por MAN Diesel & Turbo)
- MCR: Maximum continuous rating
- MDO: Marine diesel oil
- MGO: Marine gas oil
- ME: Electronic control (Hace referencia, principalmente, a la serie de motores diésel de dos tiempos controlados electrónicamente fabricados por MAN Diesel & Turbo)
- ME-GI: Serie de motores lentos de dos tiempos controlados electrónicamente de inyección de gas natural

- ME-LGI: Serie de motores lentos de dos tiempos controlados electrónicamente de inyección de gases derivados del petróleo
- MGO: Marine gas oil
- MJ: Megajulio
- MW: Megawatt
- n: Revolución por minuto
- NO_x: Óxidos de nitrógeno
- OMI: Organización Marítima Internacional
- Ro-Ro: Roll on-Roll off
- rpm: Revolución por minuto
- TBN: Total base number
- SCM: Sistema de control del motor
- SCR: Selective catalytic reduction
- SECA: Sulphur exhaust controlled area
- SFOC: Specific fuel oil consumption
- SO_x: óxidos de azufre
- ton: Tonelada métrica
- tons; Toneladas métricas
- UCC: Unidad de control del cilindro
- UCI: Unidad de control de inyección
- UCM: Unidad de control del motor
- UD: Uso diario (Referido a los tanques de uso diario)
- VLCC: Very large crude carrier
- WECS: Wärtsilä Engine Control System

2. RESUMEN / RESUMO / ABSTRACT

Resumen

Las normas internacionales para la reducción de la contaminación atmosférica por parte de los motores marinos son cada vez más estrictas. Esto ha llevado a los fabricantes de los motores marinos lentos a buscar combustibles alternativos. En este trabajo se muestran las modificaciones que han sufrido estos motores a lo largo del tiempo y, al final del mismo, se ha calculado la variación de los costes de operación de un buque en cuanto a consumo de combustible se refiere.

Resumo

As normas internacionais para a redución da contaminación atmosférica por parte dos motores mariños son cada vez máis estritas. Isto provocou que os fabricantes dos motores mariños lentos a buscar combustibles alternativos. Neste traballo móstranse as modificacións que sufriron estes motores ó longo do tempo e, ó final do mesmo, calculouse a variación dos custos de operación dun buque en canto a consumo de combustible se refire.

Abstract

The emissions levels allowed for marine engines are been reduced by international regulations. This has led low speed engines manufacturing to search alternative fuels. At this research are shown the changes which have been made on marine engines for the last century and, on the last point, it has been quantified the cost connected with the increase of fuel consumed by dual fuel engines.

3. INTRODUCCIÓN

El convenio MARPOL 73/78 que regula las emisiones máximas permitidas por un motor marino en su Anexo VI, ha sido modificado dos veces en poco más de una década. Cada modificación que se le ha hecho ha ido encaminada a reducir dichos valores, con el fin de que la flota mercante sea más respetuosa con el medio ambiente. Para la reducción de óxidos de nitrógeno se han propuesto, entre otras medidas, la utilización de sistemas de post-tratamiento de gases de escape o la inyección de agua en el cilindro, entre otros. Sin embargo, para reducir la emisión de óxidos de azufre, el único método existente, a día de hoy, es utilizar combustibles con menor contenido en azufre. Hace unos pocos años, varios fabricantes de motores marinos han diseñado motores que pueden operar con combustibles líquidos y gaseosos. En el cuarto punto de este trabajo, se explican las razones por las cuales, el combustible gaseoso seleccionado por la mayoría de fabricantes de motores marinos lentos es el gas natural.

A continuación se explicaran cuáles son las partes más importantes de un motor marino lento de dos tiempos controlado mecánicamente, así como los circuitos de refrigeración, lubricación, combustible o aire de arranque, siendo esta explicación precedida por una breve introducción histórica de los motores en el ámbito de la propulsión marina. Con el objetivo de facilitar la comprensión de la explicación de los circuitos de combustible, refrigeración y lubricación, se aportan planos realizados en AutoCAD, elaborados por el autor de este trabajo.

Los límites de emisiones de NO_x propiciaron la aparición de motores controlados electrónicamente, los cuales pueden adaptar no solo la cantidad, sino el momento de la inyección de combustible, y permiten también realizar inyecciones intermitentes de combustible. El objetivo de estos motores es reducir la emisión de los óxidos de nitrógeno a razón de mejorar las combustiones a cargas medias del motor. La mayor reducción de emisiones de gases dañinos para el medio ambiente, se consigue a media carga, ya que los motores controlados mecánicamente, están optimizados para operar en un régimen comprendido entre el 75-90% del MCR, con lo cual, en estos puntos, logran combustiones de gran calidad. La mayoría de las modificaciones que son necesarias para que un motor

diseñado con control mecánico pueda ser controlado electrónicamente, tienen relación con el sistema de inyección de combustible, y con las válvulas de escape.

La reciente aparición de los motores duales de dos tiempos se ha desencadenado principalmente por el precio de los combustibles derivados del petróleo, con bajo porcentaje de azufre, puesto que, a día de hoy, el gas natural es un combustible más económico que estos. Las diferencias más notables entre un motor diésel controlado electrónicamente y un motor dual, están relacionadas, igualmente, con el sistema de suministro de combustible y el sistema de suministro del mismo. Todas estas diferencias entre los motores diésel controlados mecánicamente y los controlados electrónicamente, y también las diferencias entre los motores controlados electrónicamente y los motores duales están explicadas en este trabajo.

La forma de almacenamiento de gas natural, en cuanto a economía de espacio se refiere, es almacenarlo en estado líquido. Sin embargo, este método obliga a regasificar el gas antes de suministrarlo a los motores. También se explican varios métodos de regasificación de gas natural en este trabajo, señalando las diferencias entre los mismos y aportando planos realizados por el autor de esta investigación en el programa AutoCAD.

Una vez explicadas las diferencias entre los diferentes diseños de motores, se muestra una comparación entre los consumos específicos de distintos motores. Con el objetivo de facilitar la comprensión de estos datos, los datos se muestran en tablas elaboradas en el programa Microsoft Excel. Desgraciadamente no se ha dispuesto de datos de consumos específicos en distintos rangos de carga de motores diésel controlados mecánicamente, por lo que esta comparación se limita a los motores diésel controlados electrónicamente y a los motores duales.

Finalmente, se realiza un estudio cuantitativo sobre la variación de costes de operación entre motores diésel controlados electrónicamente y motores duales, en cuanto a consumo de combustible se refiere.

4. LEGISLACIÓN Y RUTAS MARÍTIMAS

4.1. Convenio MARPOL 73/78

El Convenio Internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973, modificado por el Protocolo de 1978, más conocido como MARPOL 73/78, nace tras varios accidentes marítimos, en los que se vieron involucrados buques mercantes, principalmente petroleros. Estos accidentes provocaron que algunos países se concienciaran de la necesidad de dictar unas normas a cumplir, a nivel internacional, tanto en el diseño de los buques como en su operación, para reducir el impacto de los buques en el medioambiente marino. Actualmente, MARPOL 73/78 se compone de los siguientes puntos:

- Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973.
- Protocolo de 1978, relativo al Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973.
- Protocolo I: Disposiciones para formular los informes sobre sucesos relacionados con sustancias perjudiciales.
- Protocolo II: Arbitraje.
- Protocolo de 1997 que enmienda el Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973, modificado por el Protocolo de 1978.
- Anexo I de MARPOL 73/78: Reglas para prevenir la contaminación por hidrocarburos.
- Anexo II de MARPOL 73/78: Reglas para prevenir la contaminación por sustancias nocivas líquidas transportadas a granel.
- Anexo III de MARPOL 73/78: Reglas para prevenir la contaminación por sustancias perjudiciales transportadas por mar en bultos.
- Anexo IV de MARPOL 73/78: Reglas para prevenir la contaminación por las aguas sucias de los buques.
- Anexo V de MARPOL 73/78: Reglas para prevenir la contaminación por las basuras de los buques.
- Anexo VI de MARPOL 73/78: Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques.

- Información adicional, donde se incluyen interpretaciones unificadas de algunos anexos, el estado jurídico de MARPOL 73/78 o futuras enmiendas, entre otros apartados.

Es el Anexo VI el que desemboca que los fabricantes de motores marinos tengan que adaptar sus productos para que cumplan con una legislación internacional con respecto a los óxidos de nitrógeno. Todo buque de arqueo bruto igual o superior a 400 toneladas y todas las torres de perforación y otras plataformas, fijas o flotantes, se sujetan a las limitaciones impuestas por este anexo.

4.1.1. Óxidos de nitrógeno

En dicha legislación, se limitan los niveles de NO_x y SO_x contenidos en los gases de escape de todo buque mercante, en lo cual influye tanto el combustible utilizado por el motor que propulsa el buque, como la calidad de sus combustiones.

En lo que respecta a los óxidos de nitrógeno NO_x , las limitaciones de MARPOL se aplican a:

- Todo motor diésel con una potencia de salida superior a 130 kW, instalado a bordo de un buque construido el 1 de Enero del año 2000 o posteriormente.
- Todo motor diésel con una potencia de salida superior a 130 kW, que haya sido objeto de una transformación importante el 1 de Enero del año 2000 o posteriormente.

Se encuentran exentos de dichas limitaciones los siguientes equipos:

- Los motores diésel de emergencia, los motores instalados a bordo de botes salvavidas ni a ningún dispositivo o equipo previsto para ser utilizado únicamente en caso de emergencia.
- Los motores instalados a bordo de buques que estén solamente dedicados a realizar viajes dentro de las aguas sometidas a la soberanía o jurisdicción del Estado cuyo pabellón están autorizado a enarbolar, a condición de que

tales motores estén sometidos a otra medida de control de los NO_x establecida por la Administración.

Los límites a los NO_x impuestos por la Organización Marítima Internacional (OMI), a través del Comité de Protección del Medio Marino (CPMM), se han actualizado a lo largo de su tiempo de aplicación. Hasta el día de hoy se han desarrollado 3 normativas que imponen límites de NO_x, cada una más restrictiva que la anterior. Dichas normas son la Tier I, Tier II y Tier III.

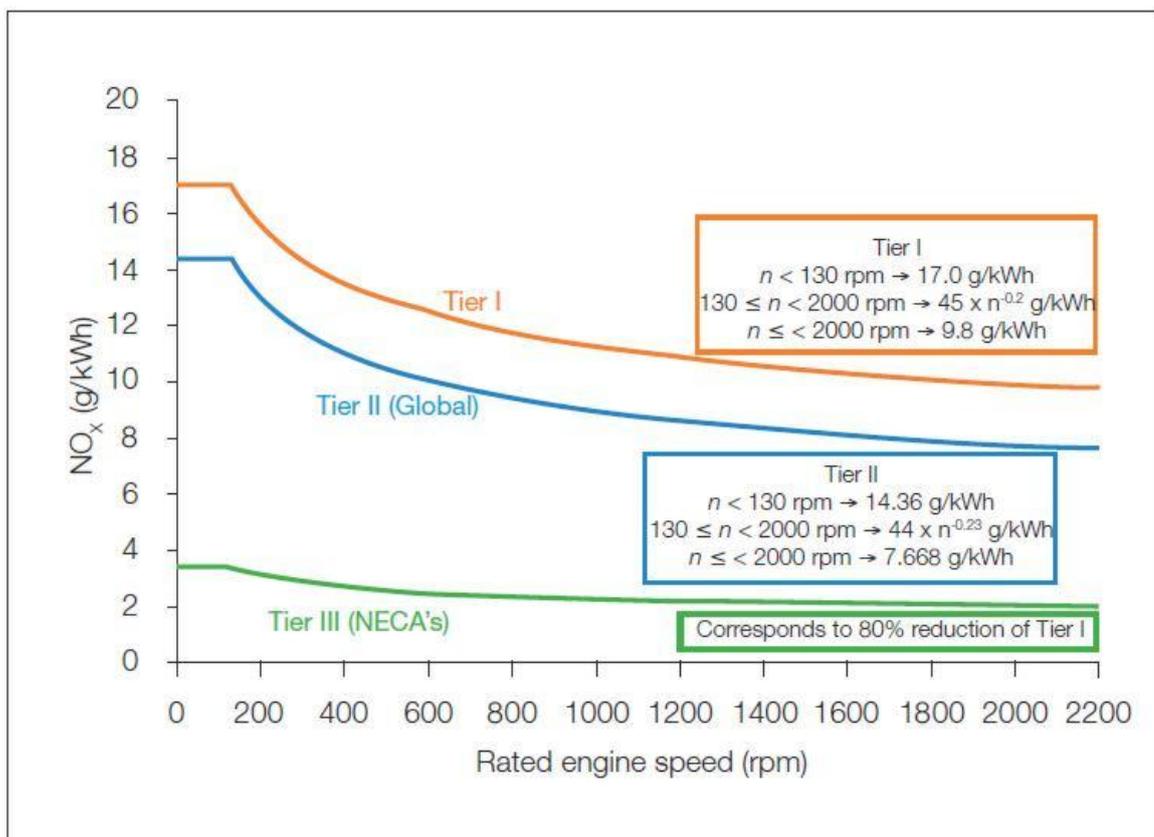
A continuación se muestran dichos límites en la Tabla 4.1.1.1:

Tier	Año de construcción del buque o posterior	Límite total de emisiones por ciclo (g/kWh)		
		N<130	130>n<2000	n≥2000
I	1 de Enero del 2000	17	$45*n^{(-0,2)}$	9,8
II	1 de Enero del 2011	14,4	$44*n^{(-0,23)}$	7,7
III	1 De Enero del 2016	3,4	$9*n^{(-0,2)}$	2

Tabla 4.1.1.1: Normas Tier y fecha de entrada en vigor

A pesar de que en la tabla se indica que la norma Tier III entró en vigor el 1 de Enero del presente año en Áreas de Control de Emisiones (ECA), dicha fecha ha sido pospuesta hasta el 1 de Enero del año 2021; lo que significa que los motores instalados en un buque a partir de dicha fecha, tendrán la obligación de cumplir con la normativa Tier III. En la Figura 4.1.1.2 visualizamos en una gráfica como se han reducido las emisiones límite al implantarse las diferentes normativas. Podemos ver como la Tier II supuso una disminución leve de las emisiones, con respecto a la Tier I; sin embargo, la Tier III, supone una reducción muy drástica en las emisiones de NO_x permitidas, lo cual ha supuesto una dificultad difícil de superar para los fabricantes de motores. De hecho, los fabricantes han ampliado el espectro de combustibles a utilizar para sus motores, con el fin de cumplir con la normativa Tier III. El combustible elegido por los fabricantes de motores con el

fin de cumplir esta normativa, y que seguramente esté llamado a ser el sustituto de los fueles residuales como combustibles marinos por excelencia, es el gas natural. Sin embargo, el gas natural, debido a ciertas propiedades físico-químicas necesita de temperaturas mayores en el cilindro para inflamarse. La solución adoptada por algunos de los fabricantes de motores marinos más extendidos actualmente, ha sido utilizar fuel residual o diesel como combustibles piloto. Si los NO_x emitidos por los motores instalados en los buques mercantes superan los límites a los que se encuentren sometidos, la Administración puede aprobar su funcionamiento siempre que los gases de exhaustación de los motores pasen a través de un sistema destinado a reducir las emisiones de NO_x antes de ser liberados a la atmósfera, y tras dicho tratamiento si deben de cumplir con la normativa vigente.



IMO NO_x limits

Figura 4.1.1.1: Niveles máximos de emisiones de NO_x

4.1.2. Óxidos de azufre

En lo referente a los SO_x, las normas que ha impuesto la OMI y que han estado o están en vigor, se muestran en la Tabla 4.1.2.1.

Fuera de zonas ECA establecidas para el control de SO _x y partículas sólidas	Dentro de zonas ECA establecidas para el control de SO _x y partículas sólidas
4,5% en masa hasta el 1 de Enero de 2012	1,5% hasta el 1 de Julio de 2010
3,5% en masa a partir del 1 de Enero de 2012	1% a partir del 1 de Julio del
0,5% desde el 1 de Enero de 2020	0,1% desde el 1 de Enero de 2015

Tabla 4.1.2.1: *Contenidos máximos de azufre en combustible*

Las restricciones mostradas en la Tabla 4.1.2.1 solo restringen el contenido del azufre en el combustible. Sin embargo, dicho contenido puede ser más elevado siempre que el buque disponga de sistemas destinados a reducir el contenido de SO_x en los gases de escape, tras lo cual dichos gases tengan unos niveles de óxidos de azufre inferiores a un límite preestablecido por la OMI, y el buque disponga de la autorización de la Administración pertinente.

4.1.3. Zonas ECA

En la Figura 4.1.3.1 podemos ver las actuales zonas ECA y las zonas que se pueden incorporar en un futuro. En las zonas ECA del Mar del Norte y del Mar Báltico, a día de hoy solo se controlan los niveles de emisiones de óxidos de azufre, lo que se conoce como SECA. En las zonas ECA de Norteamérica y en las aguas estadounidenses del Mar Caribe se controlan los niveles de SO_x, NO_x y partículas sólidas.

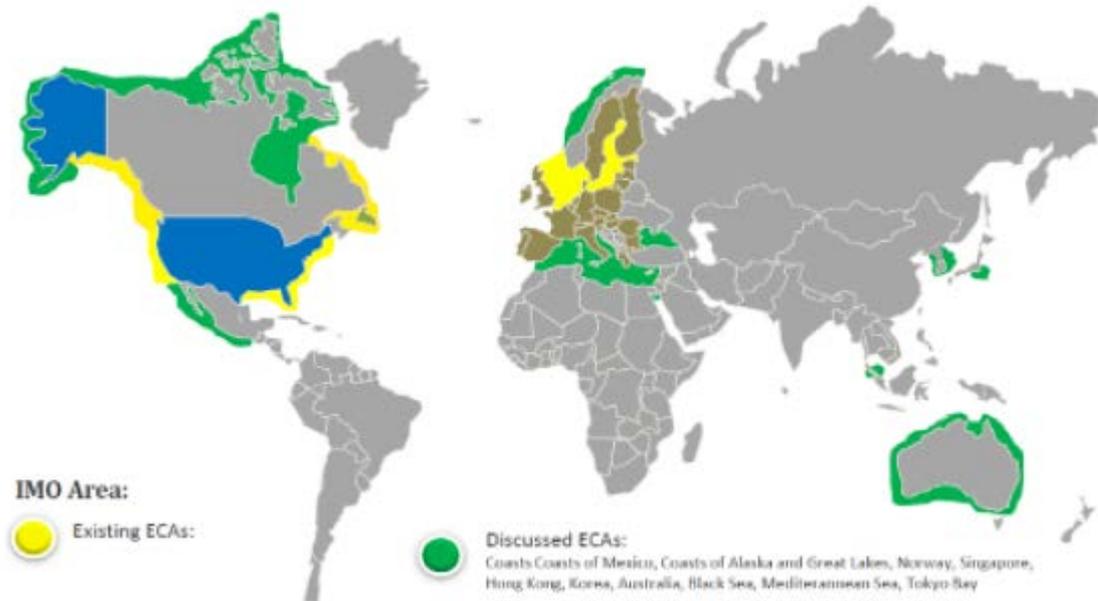


Figura 4.1.3.1: Actuales y futuras zonas ECA

4.2. Rutas Marítimas

Algunas de las principales rutas marítimas, se inician o terminan en puertos situados en Zonas ECA. En la Figura 4.2.1 podemos observar un gran número de rutas marítimas existentes, y la densidad de tráfico marítimo que las recorre.



Figura 4.2.1: Principales rutas marítimas a nivel mundial

En la Figura 4.1.3.1 se resaltan posibles futuras zonas ECA, entre las que podemos resaltar el Mar Mediterráneo, Costa de Corea del Sur, parte de la costa

este japonesa y costa oeste mejicana. Resalto estas zonas debido a la densidad de tráfico marítimo que surca esas aguas. En el año 2015, el flujo de mercancías que cruzaron el Canal de Suez fue de cerca de 823 millones de toneladas, de las cuales 27,5 millones corresponden a gas natural licuado y 428,7 millones corresponden a mercancía transportada en contenedores. Los buques que transportaron estas mercancías, surcaron aguas del Mar Mediterráneo, y de definirse esta zona como ECA, dichos buques tendrían que cumplir con las normativas anticontaminación diseñadas para estas zonas; lo cual conlleva a modificaciones en los motores principales de una importante cantidad de estos buques.

Por el Canal de Panamá transitaron 229,1 millones de toneladas, de las cuales 38,9 millones corresponden a mercancías transportadas en contenedores, y 5,2 corresponden a gas licuado. Dichas cifras de gas licuado engloban tanto mercancías transportadas en buques LNG como LPG; sin embargo el aumento de tráfico entre los años 2014 y 2015 para este tipo de mercancía sufrió un incremento del 62%. Un alto porcentaje de estas mercancías tiene como destino u origen actuales zonas ECA. Además el Canal de Panamá ha inaugurado su ampliación el día 26 de Junio, lo que aumenta el número de buques que cruzarán del Océano Atlántico al Pacífico, y viceversa, incrementando así el flujo de mercancías por esta ruta de navegación.

En lo que respecta al Estrecho de Malaca, podemos ver en la Tabla 4.2.1, como casi un tercio de los buques que utilizaron esta ruta de navegación marítima en el año 2014 son portacontenedores, y aproximadamente un 5,8% son buques LNG.

Tipo de buque	2009	2010	2011	2012	2013	2014
VLCC	4221	4333	4539	4732	4825	5225
Buque tanque	16398	16247	16233	17345	18296	19335
LNG	3330	3579	3830	4014	4248	4658
Carga general	8560	8445	7996	7950	7613	7126
Portacontenedores	22310	24806	25552	24639	24658	24615
Carga a granel	11186	11642	10851	11678	12658	12695
Ro-Ro	2394	2624	2545	2980	2998	3194
Pasajeros	1250	1071	877	861	1063	1169
Otros	1710	1386	1115	1278	1614	2037
Total	71359	74133	73538	75477	77973	80055

Tabla 4.2.1: *Tráfico por el estrecho de Malaca*

5. COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS

Las cada vez más restrictivas medidas anticontaminación a las que se ven sometidos los buques mercantes tienen como consecuencia que los combustibles utilizados en los buques sean de mayor calidad, con el consecuente aumento de precio de los mismos y de los costes de operación de los buques. En la Tabla 5.1, podemos ver el precio de distintos combustibles a fecha del 2 de Junio de 2016, en distintos puertos alrededor del mundo. El precio indicado se refiere a \$ por cada tonelada de combustible.

Puerto	IFO 380 (3,5% S)	IFO 180 (3,5% S)	MDO (2% S)	MGO (1,5% S)	MGO (0,1% S)
Houston	223	315	-	-	465
Santos	246,5	268	-	624,5	-
Rotterdam	226,5	252	-	-	438
Fujairah	242,5	282,5	-	472	-
Kaohsiung	266	273	555	570	-

Tabla 5.1: Precio de varios combustibles fósiles en distintos puntos del mundo

Se observa como el precio del combustible con bajo contenido en azufre es mucho mayor al de un combustible residual, lo que encarece el precio del transporte marítimo. En consecuencia, se hace necesario encontrar un combustible alternativo que pueda suplir a los actuales, y que cumpla las normativas anticontaminación, y al mismo tiempo, pueda abaratar costes a las navieras.

Deniz y Zincir, en su estudio “Environmental and economical assessment of alternative fuels”, analizan varios combustibles alternativos al diesel y los fueles residuales. Dichos combustibles analizados son el metanol, el etanol, el gas natural, y el hidrógeno. Estos combustibles son comparados entre ellos en diferentes categorías, entre las que se resaltan la seguridad de dichos

combustibles, su disponibilidad a lo largo del globo y las reservas existentes del mismo, la adaptabilidad a los buques existentes, su efecto sobre las emisiones del motor y sobre los componentes de la cámara de combustión. Se procede a explicar en mayor detalle cada uno de los términos mencionados.

5.1. Seguridad de los combustibles alternativos

Comenzamos por la seguridad de los combustibles. En la Tabla 5.1.1 podemos observar diferentes propiedades de los combustibles analizados. Las densidades están indicadas en condiciones de presión atmosférica y $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ para el gas natural, y a igual presión y $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el caso del hidrógeno. En estas condiciones, ambos fluidos se encuentran en estado líquido. Sin embargo, si se produce una fuga de cualquiera de ellos, debido a su baja temperatura de ebullición a presión atmosférica, se vaporizarían inmediatamente, y por diferencias de densidades, ascenderían, evitando la formación de bolsas de gas natural o hidrógeno en el local en que se produzca la fuga. Por el contrario, el metanol y el etanol son combustibles líquidos, que en caso de fuga, formarían un charco de material combustible. En lo referente a la temperatura de auto-ignición, la más alta es la del hidrógeno, siendo este el combustible más seguro en este aspecto, de entre los fluidos analizados, aunque sin embargo, es el que presenta más facilidad para formar mezclas combustibles, debido a su mayor rango entre el LII y el LIS, y necesita un espacio de almacenamiento muy superior a los demás combustibles, para una misma cantidad de masa.

Por otra parte, el gas natural tiene un poder calorífico superior al diésel y a los fueles residuales, por lo que podríamos reducir el consumo específico del motor, y debido a su elevado calor específico, reduce la temperatura máxima dentro del cilindro, reduciendo la producción de NO_x .

El metanol y el etanol, tienen un poder calorífico muy inferior al diésel, con lo que aumenta de manera notable el consumo específico, y como además tiene menor densidad, aumenta el espacio necesario para almacenar combustible para una misma travesía, con respecto a utilizar diésel.

Propiedad	Diésel	Metanol	Etanol	GNL	Hidrógeno
Densidad (kg/m ³)	833-881	798	794	450	74
Temperatura de auto-ignición (K a 1 bar)	530	743	635	810	858
Límites de inflamabilidad (% volumen)	0,7-5	6-36	3-19	4-16	4-75
Relación másica aire-combustible estequiométrica	14,5	6,5	9,1	17,2	34,3
Poder calorífico (MJ/kg)	42,5	20,1	27	46- 50,2	119,9
Velocidad de llama	30	50	41	380	265-325
Temperatura de llama (K y a 1 bar)	2327	2163	2193	2233	2318
Número de Octano	30	109	109		130
Número de Cetano	40-55	<5	8		-
% de carbono	85	38	52		0
% de hidrógeno	15	12	13	25	100
% de oxígeno	0	50	35	0	0
% de azufre	<350 ppm	0	0	0	0

Tabla 5.1.1: Propiedades de los combustibles alternativos aquí estudiados

5.2. Disponibilidad y adaptabilidad a buques existentes

En lo referente a la disponibilidad a lo largo del globo, entre los combustibles alternativos, el gas natural es el que presenta mayor número de puntos de descarga. Asimismo, en buques gaseros, motores que permitan quemar gas

natural, pueden utilizar el boil-off de la carga como combustible, siempre que lo permita el chárter.

Atendiendo a la adaptabilidad de estos combustibles a los buques existentes, el metanol y el etanol necesitan adaptar los tanques de combustible de los que disponga el buque a las condiciones requeridas por estos dos combustibles. Igualmente, es necesario instalar unas bombas de trasiego para este combustible, unas bombas de alta presión, e inyectores y las correspondientes bombas de inyección.

El hidrógeno puede ser producido a bordo por electrólisis alcalina, lo que evita hacer bunker en puerto, ahorrando espacio en el barco, puesto que la carga de las plantas se puede adaptar a la demanda del motor principal. Sin embargo, puede ser recomendable disponer de un tanque de almacenamiento de hidrógeno, para amortiguar las fluctuaciones de carga del motor. Para producir hidrógeno a bordo se necesita, o bien un equipo de generación de agua destilada, o bien disponer de un tanque para almacenar agua destilada, cargada en puerto, a partir de la cual separar el oxígeno y el hidrógeno. Asimismo, se necesitan células de electrólisis alcalina para la producción del hidrógeno, tuberías de doble pared, ventilación del espacio y modificar el motor para adaptarlo a las propiedades de combustión de este elemento.

5.3. Efectos sobre las emisiones

Se procede a analizar el efecto de los distintos combustibles sobre las emisiones. En la Tabla 5.3.1 resumo los efectos de los distintos combustibles alternativos sobre este parámetro. Las emisiones de los distintos combustibles son comparadas respecto a las emisiones que produciría el mismo motor quemando diésel.

Áreas de investigación	Tipos de combustible		
	Metanol & Etanol	Gas natural	Hidrógeno
Emisiones de dióxido de carbono	Aumentan	Disminuyen	Disminuyen
Emisiones de óxidos de nitrógeno	Disminuyen	Disminuyen	Disminuyen
Emisiones de óxidos de azufre	Disminuyen	Disminuyen	Disminuyen
Emisiones de monóxido de carbono	Aumentan	Aumentan	Disminuyen
Emisiones de partículas sólidas	Disminuyen	Disminuyen	Disminuyen
Emisiones de hidrocarburos	Aumentan	Aumentan	Disminuyen
Consumo específico de combustible al freno	Aumentan	Disminuyen	Disminuyen
Eficiencia térmica al freno	Disminuyen	Aumentan	Aumentan

Tabla 5.3.1: Comparación de los combustibles alternativos respecto a utilización de fuelóleos

En el caso del gas natural y del hidrógeno, las emisiones de CO₂ disminuyen, como es lógico, dado que el gas natural contiene un pequeño porcentaje de carbono, inferior al que posee el diésel, y en el caso del hidrógeno, no contiene carbono en su composición. Los óxidos de nitrógeno disminuyen en el caso de los cuatro combustibles, debido a las menores temperaturas máximas producidas en el cilindro. Cabe destacar, sin embargo, que para el caso concreto del hidrógeno, dicha temperatura máxima depende de la carga que se le demande al motor, pudiendo aumentar las emisiones de NO_x a altas cargas.

Los SO_x disminuyen para todos los combustibles alternativos, dado que la concentración de azufre en estos combustibles es inferior a la concentración que encontramos en un diésel. Las emisiones de CO aumentan para todos los combustibles excepto para el hidrógeno, que no contiene carbono en su composición. Para el metanol, etanol y gas natural, dado que si contienen

carbono en su composición, y por las propiedades de combustión de estos fluidos, producen mayores emisiones de CO. Estos combustibles tienen peor difusividad en el aire que el hidrógeno, lo que provoca que puedan quedar regiones en las que no se alcance la temperatura suficiente para que se inflame la mezcla, o la mezcla aire-combustible se encuentre fuera de los límites de inflamabilidad, lo cual provoca mayores emisiones de monóxido de carbono por combustión deficiente, a la vez que aumenta las concentraciones de hidrocarburo sin quemar en el escape.

Como ya se ha dicho anteriormente, a consecuencia del menor poder calorífico del metanol y etanol, aumenta el consumo específico, y por tanto, se reduce la eficiencia térmica. En el caso del gas natural, el consumo específico se reduce ligeramente, y en el caso del hidrógeno, el consumo específico se reduce notablemente.

5.4. Efectos sobre la cámara de combustión

Se evalúa en este punto, un aspecto fundamental de un combustible, el efecto que provoca en una cámara de combustión, que repercute tanto en la vida útil del propio motor como en su disponibilidad, aspecto, este último, tan o incluso más importante que el anterior.

El metanol y el etanol afectan a la estructura molecular del aceite, lo que acorta los períodos de cambio del mismo. A mayores, el metanol incrementa la viscosidad del aceite. Estos efectos provocan una lubricación insuficiente de válvulas de escape, de sus asientos y de los aros del pistón, lo que puede derivar en desgastes acelerados de la camisa. Todos estos aspectos disminuyen no solo la disponibilidad del buque y la vida útil de estos componentes, sino que aumentan los costes de mantenimiento.

En cuanto al hidrógeno, debido a su elevado poder calorífico y alta velocidad de llama, provoca un incremento muy brusco de la temperatura en la cámara de combustión, lo que aumenta el estrés térmico al que se ven sometidos sus componentes, reduciendo su vida útil, y aumentando los costes de mantenimiento.

Por último, el gas natural posee un poder calorífico ligeramente superior al del diésel, su combustión no daña los componentes de la cámara de combustión en mayor proporción de lo que lo haría el combustible diésel, y al no contener azufre, reduce la corrosión al no producir SO_x .

5.5. Conclusiones

Vistos estos argumentos, se justifica la elección del gas natural como combustible alternativo al diésel, dado que es un combustible seguro, con una alta disponibilidad y con reservas suficientes para varias décadas. A mayores, se pueden adaptar motores diésel existentes a su operación con gas natural, sin grandes costes, no desgasta el equipo en mayor proporción que el diésel, y cumple con las normativas anticontaminación.

6. EVOLUCIÓN DE LOS MOTORES DIÉSEL

6.1. Introducción histórica de los motores diésel marinos

Ha pasado poco más de un siglo desde la botadura del Selandia, uno de los primeros buques transoceánicos propulsados por un motor. A principios del Siglo XX, la turbina de vapor copaba el mercado como fuente principal de energía de los buques mercantes. Estos primeros buques transoceánicos propulsados por motores iniciaron la etapa de decadencia de las turbinas de vapor como medio de propulsión de los buques mercantes. En 1920, únicamente el 4% del tonelaje mundial de buques mercantes se servía de motores para propulsar sus buques, mientras que en 1939, al comienzo de la Segunda Guerra Mundial, apenas el 40% del tonelaje mundial mantenía las grandes calderas y turbinas de vapor en su sala de máquinas. Obviamente, algunos de estos primeros motores fracasaron, algunos incluso, necesitaron ser sustituidos por turbinas de vapor incluso antes de que el buque realizase su viaje inaugural. A lo largo del tiempo, la potencia de los motores se ha aumentado desde unos modestos 300 kW en el caso de algunos de los primeros motores allá por la primera y segunda década del siglo pasado, hasta más de 90 MW en el caso de los motores actuales más potentes.

Muchos de los primeros motores instalados en buques operaban según el ciclo diésel de un motor de cuatro tiempos. A finales de los años 20, los motores de dos tiempos con pistones simple y doble efecto empezaron a sustituirlos, al ser estos, más simples, adaptarse mejor a grandes potencias e implicar una menor inversión inicial.

Los primeros motores utilizaban aire a presión para inyectar el combustible en las cámaras de combustión, y no fue hasta la segunda y tercera década del Siglo XX cuando este sistema entró en decadencia, a favor de la inyección de combustible presurizado sin aire. Este primer sistema consumía un alto porcentaje de la potencia producida por el motor, para accionar un compresor refrigerado por agua. El aire comprimido se almacenaba en una botella, desde donde se enviaba a una válvula que le permitía entrar en la cámara de combustión. En el trayecto

entre la salida de la botella y la válvula de entrada al cilindro, el aire arrastraba al combustible y lo dividía en finas gotas.

En la tercera y cuarta década del Siglo XX, muchos ingenieros diseñaban motores con diferentes componentes que aumentaban la presión del aire de admisión, con el objetivo de asegurarse una correcta alimentación de aire, optimizando así la eficiencia del motor. Para realizar esta tarea, se emplearon compresores de baja presión accionados por el cigüeñal o incluso con compresores independientes al motor. A finales de la cuarta década del siglo pasado, se utilizó por primera vez un turbocompresor en los motores marinos, con lo cual, en vez de servirse de parte de la potencia del motor o de otro equipo para aumentar la presión del aire de barrido, se utiliza parte de la energía de los gases de escape, que de otra forma se tirarían directamente a la atmósfera, para accionar una o más turbinas, que a su vez accionan sus respectivos compresores.

Una ventaja más que poseen los motores es la de poder quemar combustibles residuales, que son más económicos, reduciendo los gastos de operación del buque. Este logro no se consiguió hasta mediados de siglo, momento en el cual se dispuso de lubricantes capaces de neutralizar los productos ácidos de la combustión de estos combustibles de peor calidad.

Con el paso del tiempo, los motores vieron impulsado su desarrollo hacia una reducción de los regímenes de giro, y hacia diámetros de cilindro superiores, resultando en un menor consumo específico de combustible.

Con la llegada de las restrictivas normas medioambientales, los ingenieros encargados de diseñar los motores, se enfocaron en crear motores más eficientes y más respetuosos con el medio ambiente. Algunos de los métodos utilizados para alcanzar este objetivo son la utilización de SCR, encargados de tratar los gases de escape de los motores antes de liberarlos a la atmósfera, la emulsión de combustibles y agua, la inyección de agua en el cilindro, que reduce la temperatura máxima en su interior, etc...

Hasta hace pocos años, los motores disponían de control mecánico para abrir y cerrar las válvulas de escape (en caso de que el motor disponga de ellas) o accionar las bombas de inyección de combustible. Actualmente, los motores se

diseñan para ser controlados electrónicamente, permitiéndoles adaptarse a cada condición de operación, resultando ser más eficientes y más respetuosos con el medio ambiente, reduciendo asimismo la masa del motor.

6.2 Motores diésel de control mecánico

Los motores que se describirán a continuación, son motores de combustión interna alternativos, que funcionan según el Ciclo Diésel para motores que dos tiempos. Estos motores utilizan la energía liberada por determinadas sustancias (combustibles) cuando se les somete a procesos de oxidación rápida, como fluido de potencia que transmite su energía al cigüeñal del motor, a través de distintos componentes de este. Estas máquinas térmicas suprimen la necesidad de utilizar un fluido de trabajo intermedio, como es el caso de las turbinas de vapor, y pueden quemar combustibles residuales, sin comprometer su vida útil, a diferencia de las turbinas de gas. Asimismo, el rendimiento de estas máquinas térmicas es mayor, necesitando menos combustible para una misma potencia requerida, reduciendo los costes de operación del buque.

6.2.1 Ciclo Diésel

Los motores dos tiempos diésel siguen el ciclo termodinámico Diésel de dos tiempos. Se describe dicho ciclo:

- El émbolo está situado en el punto muerto inferior. En dicha posición, la válvula o lumbreras de escape están abiertas, dejando que salgan del cilindro los gases de escape, lo que favorece, ya que las lumbreras de admisión están abiertas, una renovación de la atmósfera del cilindro.
- El émbolo en su carrera ascendente, obstruye las lumbreras de admisión, cortando el flujo de aire fresco hacia el interior del cilindro. Como la válvula o lumbreras de escape todavía están abiertas, parte del aire fresco puede fugarse hacia el colector de escape.
- El émbolo sigue en su carrera ascendente, y se cierra la válvula de escape o se obstruyen las lumbreras de escape (dependiendo de la configuración del motor), continuando la carrera de compresión y aumentando la temperatura en el interior del cilindro.

- Se inyecta combustible en el cilindro unos grados antes de que el émbolo llegue al punto muerto superior. Este ángulo que se forma entre el punto en que comienza la inyección y el punto muerto superior se denomina avance a la inyección, y varía en función del combustible utilizado y la cantidad de combustible inyectado, siendo mayor cuanto peor es la calidad del combustible o cuanto mayor es la cantidad de combustible inyectado.
- Unos grados después de inyectarse el combustible, se inflama este debido a la alta temperatura causada por la compresión del aire. La combustión comienza antes de que todo el combustible se encuentre ya en el cilindro.
- El émbolo comienza su carrera descendente cuando se sigue quemando combustible. La reducción de la presión en el cilindro provocada por el aumento del volumen en el que ocurre la combustión, es compensada por el aumento del volumen de los gases de combustión.
- Se completa la combustión y el pistón sigue descendiendo, debido a la fuerza ejercida por los gases de la combustión.
- Antes de destapar las lumbreras de admisión, se abre la válvula de escape, evacuando los gases de escape del cilindro, reduciendo así la presión en este. Cuando se destapan las lumbreras de admisión, la presión en el cilindro debe ser inferior a la presión en el colector de admisión, forzando así la renovación de la atmósfera del cilindro con aire fresco.
- El émbolo sigue su camino descendente, destapando las lumbreras de admisión, y entrando aire limpio en el cilindro, fenómeno favorecido por la corriente de gases de escape que abandonan el cilindro.
- El émbolo llega de nuevo al punto muerto inferior, y comienza de nuevo el ciclo.

6.2.2 Partes fijas del motor

6.2.2.1 Culata

La culata forma parte de la cámara de combustión. Debe sellar la parte superior de la cámara de combustión, evitando la pérdida de aire y gases a alta presión y temperatura. Además debe alojar la válvula de escape, los inyectores, la válvula de aire de arranque y la válvula de alivio. A mayores, se le debe de mecanizar

unos conductos que permitan la circulación de un fluido refrigerante (generalmente agua dulce tratada químicamente).

El material del que está fabricadas una culata debe conducir bien el calor, para mantener la culata a una temperatura que conserve en buen estado el material del que está compuesta, y tener un coeficiente de expansión térmico similar al de la camisa del cilindro. La culata se fija al bloque motor mediante pernos y tuercas, que son apretadas hidráulicamente, para garantizar la estanqueidad entre las dos piezas.

6.2.2.2 Guías del motor

Dichas guías solo se necesitan en motores de cruceta. Son guías de deslizamiento vertical que mantienen en la misma posición con respecto al cilindro, en toda la carrera del pistón. Los patines de las guías están unidos a los extremos de la cruceta. Las guías del motor están lubricadas para reducir el rozamiento entre las guías y los patines.

6.2.2.3 Stuffing box

La función del stuffing box es la de aislar el extremo inferior del cilindro y el colector de admisión del cárter, para prevenir la contaminación del aceite de lubricación por residuos de la combustión, partículas de metal o gases de combustión que puedan pasar a la parte inferior del cilindro por fallo de los aros del pistón. El vástago del pistón pasa a través del stuffing box, y para sellar el espacio entre el vástago y este elemento, se utiliza un juego de juntas metálicas y de anillos rascadores.

6.2.2.4 Camisas del cilindro

Las camisas del cilindro se sitúan entre el bloque motor y el pistón. El diseño de las camisas está optimizado para alargar los periodos entre operaciones de mantenimiento de las mismas. La parte superior de las mismas debe ser capaz de soportar todo el peso de la camisas. El ajuste entra la camisa y el bloque motor tiene un margen muy reducido, con el fin de minimizar vibraciones y de evitar fugas del agua de refrigeración de las mismas, tanto entre la camisa y la culata, como entre la camisa y la parte inferior del motor.

Están fabricadas en una aleación de hierro con un alto porcentaje de carbono que se estructura en forma esferoidal, para reducir el coeficiente de rozamiento, y pequeños porcentajes de otros materiales, tales como vanadio, cromo o titanio. Estos elementos dotan a la camisa de propiedades tan importantes como alta resistencia a la corrosión o dureza. Asimismo, el cromo puede depositarse en una estructura porosa, en la cual se puede depositar aceite, mejorando la lubricación entre la camisa y los aros del pistón.

El espesor de la camisa debe ser el menor posible, para favorecer la refrigeración de la misma, y al mismo tiempo, debe conferirle a la camisa la resistencia suficiente para soportar las altas presiones y temperaturas interiores. El espesor se puede reducir en la parte inferior de la camisa, ya que esta zona soporta presiones de inferior valor. Asimismo, se pueden necesitar juntas en la parte externa de la camisa, con lo que se mejora la estanqueidad. Cerca de la parte más baja de la camisa, se mecanizan las lumbreras de admisión. En el caso de flujo cruzado o flujo en lazo, se deben mecanizar las lumbreras de escape también.

6.2.2.5 Bancada

La bancada es la parte del motor que soporta todo el peso de las demás partes, y debe proporcionarles un soporte estable y fuerte. Directamente sobre ella se asientan los cojinetes principales y el bloque motor. Debe transmitir las fuerzas a las que está sometido el motor a la estructura del barco, y también recoge el retorno de aceite que lubrica o refrigera la mayoría de partes del motor. Mediante los “tie bolts” mantenemos unida y compacta la bancada con el resto de la estructura del motor.

6.2.3 Partes móviles

6.2.3.1 Pistón

La función del pistón es la de comprimir el aire del cilindro y transmitir la energía de la combustión a la biela, en un movimiento alternativo. El material de fabricación de los pistones es similar al de las camisas. Podemos dividir el pistón

de un motor de dos tiempos cruceta en tres partes: la cabeza del pistón, el vástago y la faldilla.

La cabeza del pistón está en contacto con los gases de combustión, por lo que debe de poseer una gran resistencia al estrés térmico, a la flexión, debido al gran diámetro de estos pistones, y a las variaciones de fuerza al que se ve sometida. En los grandes motores de dos tiempos, la cabeza del pistón debe de poseer conductos internos por los que pueda circular un fluido refrigerante. La forma superior de la cabeza del pistón es cóncava, lo que confiere un espacio eficiente para la combustión. El material de fabricación de esta pieza suele ser una aleación de acero con cromo y molibdeno.

En los laterales de la cabeza del pistón encontramos las cajeras de los aros del pistón. Las cajeras se mecanizan en el lateral del pistón, y su superficie se recubre con una fina capa de cromo, para aumentar la dureza de su superficie, reduciendo el desgaste de las mismas, y alargando los períodos de mantenimiento. Cada cabeza de pistón suele disponer de un anillo de fuego, que es el que se encuentra más cerca de la parte superior de la cabeza, que evita que se pierda presión del interior del cilindro hacia espacios situados más abajo; a continuación se encuentran dos o tres anillos de compresión, cuya misión es similar a la primera y, por último, un anillo rascador, que elimina el exceso de aceite sobre la pared interior de la camisa. Los anillos deben de tener una superficie dura y ser elásticos a altas temperaturas de trabajo.

El vástago del pistón se une a la cabeza del pistón mediante soldadura. Su superficie está tratada para reducir el coeficiente de fricción y aumentar su dureza.

La faldilla consiste en un cilindro de corta longitud, alrededor del cual lleva un anillo de bronce. Todo el conjunto está unido al vástago del pistón mediante espárragos y tuercas. Su función varía en función de la configuración del flujo del aire y gases a través del cilindro. En los antiguos motores con flujo cruzado o en lazo, la función de la faldilla era la de tapar las lumbreras de escape y admisión cuando la cabeza de pistón se encontraba en posiciones superiores a dichas aberturas. En los motores con lumbreras de admisión y válvula de escape, sin

embargo, la faldilla tiene un largo ligeramente superior a la cabeza de pistón, y su función es estabilizar a esta, evitando que en ningún momento la cabeza del pistón roce o impacte con la camisa, lo que podría provocar daños graves en esta última.

6.2.3.2 Cruceta

Cada pistón dispone de una cruceta, que une el vástago del pistón con el pie de biela. A través de la unión entre la cruceta y las guías del motor, conseguimos que el vástago del pistón se mueva sólo verticalmente. Puesto que la cruceta une el vástago del pistón con el pie de biela, y entre el pie de biela y la cruceta existe movimiento relativo, la cruceta necesita de un cojinete. Se utiliza un cojinete para cada "pin" de la cruceta, con un hueco central, por el que se hace pasar el vástago del pistón, y donde se asegura a la parte inferior mediante una tuerca. Otro cojinete es necesario para la unión entre el pie de biela y la cruceta.

6.2.3.3 Biela

La biela es la encargada de transmitir el movimiento del vástago del pistón al cigüeñal. Además, la biela transforma el movimiento alternativo del pistón en un movimiento transversal a la longitud del motor. Consta de dos extremos, el pie de biela está unido a la cruceta, y la cabeza de biela está unida al cigüeñal. Cada pistón dispone de una biela. En la actualidad, todos los grandes motores diésel de dos tiempos se montan en línea. Debido a la elevada masa de las bielas, estas deben estar perfectamente unidas, tanto en su extremo superior como en el inferior, y a que con el motor en marcha, dichos elementos cuentan con grandes fuerzas inerciales.

6.2.3.4 Cigüeñal

El cigüeñal es el encargado de convertir el movimiento semi-alternativo de cada una de las bielas, en un movimiento de rotación con un giro uniforme en toda su longitud. Todas las bielas están unidas al cigüeñal, con la misma distancia entre todas ellas.

El cigüeñal es un conjunto de manivelas, unidas entre ellas mediante forjado. Cada manivela del cigüeñal, está a su vez, formada por dos manivelas, unidas

mediante un pin. Dicho pin pasa por dentro de la cabeza de una biela, uniendo así ambos elementos. Al unir todas las manivelas, conseguimos unir toda la potencia producida en cada cilindro en un único elemento, el cigüeñal, y de ahí transmitir toda esa potencia al elemento que se desea accionar, una hélice, con o sin la intermediación de una reductora.

En los motores que estén diseñados con disposición en “V”, cada muñequilla del cigüeñal va unida a dos bielas, mientras que en la configuración en línea, cada muñequilla va unida a una biela.

El material con el que se fabrica un cigüeñal debe poseer una alta dureza, alta resistencia a la fátiga y alta resistencia a la torsión. Los grandes motores de dos tiempos, debido a la longitud de su cigüeñal, hacen preferible fabricar el cigüeñal en varias secciones, que se unirán posteriormente mediante una brida. El material a usar y los métodos de fabricación los dicta la Sociedad de Clasificación del buque.

El cigüeñal dispone de un cojinete principal entre cada muñón, que soportan las fuerzas radiales de las masas móviles del motor. Los casquillos de los cojinetes están fabricados, en general, de Babbitt. Dicho material es muy blando, por lo que ante un defecto de lubricación del cojinete, se daña el casquillo antes que el cigüeñal o la cabeza de biela.

El cigüeñal también dispone de un cojinete de empuje, que soporta las fuerzas axiales a las que se ve sometido el cigüeñal.

6.2.3.5 Volante de inercia

En el caso de motores lentos de dos tiempos, la principal función de este elemento es la de poder girar el cigüeñal con el motor detenido, cuando sea necesario durante el mantenimiento del motor. Dicho giro se realiza acoplado un pequeño engranaje, que se acciona mediante una palanca de forma manual.

6.2.3.6 Turbocompresor

El turbocompresor es un elemento que aprovecha parte de la energía que aún poseen los gases de escape, para aumentar la presión del aire de barrido,

aumentando así su densidad, y por lo tanto, la masa de aire que entra en el cilindro, permitiendo de esta forma quemar más combustible, aumentando la potencia del motor, sin necesidad de aumentar su tamaño. Consta de dos partes, una turbina de simple etapa y flujo radial, que usa los gases de escape como fluido de potencia, y un compresor de simple etapa y flujo radial, accionado por la turbina. El equipo dispone de dos sellos laberínticos, uno entre el compresor y cojinete de empuje, y otro entre el cojinete de empuje y la turbina. A dichos sellos laberínticos se le suministra aire de la descarga del compresor, para evitar que el aceite de lubricación del turbo pase al compresor o a la turbina. Los dos elementos están montados en el mismo eje, por lo que giran al mismo régimen.

El compresor aspira aire de la sala de máquinas, lo comprime, y lo descarga. A la salida del compresor, el aire de barrido no solo ha aumentado su presión (aumentando su densidad), sino que también ha aumentado su temperatura, lo que reduce los efectos del aumento de presión. Para disminuir este efecto, el aire de barrido es refrigerado en el enfriador de aire de barrido, donde se regula su temperatura. Si reducimos poco su temperatura en el enfriador, entrará menor masa de aire al cilindro, pero si enfriamos demasiado el aire de barrido, someterá a los componentes internos del cilindro a un mayor estrés térmico.

Los turbocompresores giran en cualquier régimen de carga del motor. Si un motor dispone de dos o más turbocompresores trabajando en paralelo, estos deben estar sincronizados. En caso contrario, un turbocompresor podría enviar una mayor masa de aire a un determinado número de cilindros, lo que provocaría una desestabilización dentro de las potencias entregadas por cada cilindro, pudiendo dañar el motor.

Existen dos formas diferenciadas en las que puede trabajar un turbo: en sistema de pulsos o en sistema de presión constante; los cuales se describen a continuación.

Se comienza describiendo el sistema de pulsos. En este sistema, la turbina es accionada mediante los pulsos generados durante la salida de los gases de escape de un cilindro. Estos gases de escape forman ondas de presión en el colector de escape. Esta corriente de gases de escape llega a las toberas de la

turbina, donde el gas caliente a baja velocidad y alta presión se transforma a sus salidas en gas a menor presión y alta velocidad, accionando la turbina. Es fundamental mantener unos diámetros del colector de escape reducidos, y no conducir a los gases de escape por conductos con curvas pronunciadas para conservar lo mejor posible los pulsos, en el trayecto entre la salida de los gases de escape del cilindro y su entrada en las toberas de la turbina. Se debe disponer, al menos, de un colector de escape por cada tres cilindros. Acoplar más cilindros en un mismo colector, provoca una interferencia entre los pulsos de los gases de escape de un cilindro y los de los demás, disminuyendo la eficiencia de la turbina. Sin embargo, cuantos menos cilindros envíen sus gases de escape a una turbina, menor será el rendimiento de esta. En sistemas más recientes, un convertor de pulsos permite conectar mayor número de cilindros a una misma turbina, incrementando el rendimiento de la misma, y por tanto, el rendimiento del motor.

La ventaja que posee este sistema sobre el sistema de presión constante, es que responde en mayor brevedad de tiempo, acortando los tiempos de reacción del motor cuando este está arrancando o cuando el buque está maniobrando, situación, esta última, en la cual se le exigen al motor respuestas rápidas.

Por otra parte, en el sistema de presión constante, todos los cilindros están conectados a un mismo colector de escape. Esto desencadena que el fluido que llega a la entrada de las toberas de la turbina lo haga a una presión constante, elevando el rendimiento de la turbina. Sin embargo, este sistema provoca que los turbos necesiten mayor tiempo de respuesta que el sistema de impulsos, provocando asimismo, que el motor tarde en responder en operaciones como maniobras. Este problema se ha minimizado al usar un sistema de compresores eléctricos, que operan en situaciones donde se le exige poca carga al motor. Este sistema también se acciona si, por algún problema, cae la presión en el colector de aire de barrido por debajo de un valor predeterminado. Descargan el aire a la salida de los turbocompresores, a través de válvulas antirretorno.

6.2.3.7 Válvula de escape

En los motores lentos de dos tiempos, se suele disponer de una válvula de escape por cilindro, situada en el centro de la culata. Las válvulas son del tipo de

vástago, también llamadas de asiento. Las guías para las válvulas están alojadas en las culatas. Deben disponer de un sistema que las mantenga perfectamente cerradas aun cuando las fuerzas de los gases de escape tiendan a abrirlas, o que también evita que se formen depósitos sobre el asiento de la válvula, que llegado a un punto pueda provocar fugas de gases calientes o el quemado de los asientos, reduciendo la potencia de un cilindro. Las válvulas de escape de los motores de dos tiempos más antiguos se actuaban directamente por el eje de camones.

La superficie de las válvulas de escape está recubierta por una fina capa de estelita, que reduce la corrosión en las válvulas cuando el motor quema combustibles residuales, con altos niveles de azufre. Las válvulas también pueden ser fabricadas en Nimonic con un alto porcentaje de níquel, material que proporciona un bajo coeficiente de rozamiento y una alta resistencia a la corrosión y a las altas temperaturas.

Las válvulas de los motores de dos tiempos, están refrigeradas, debido a las altas temperaturas que pueden tener en el escape, sobre todo con el uso de combustibles residuales, lo que alarga la vida útil de las válvulas.

Las válvulas de escape también suelen disponer de un sistema que les permite rotar varios grados cada vez que se abren, con el fin de que una parte de la válvula apoye siempre en el mismo lugar del asiento. Esto favorece la evacuación de calor y la reducción de daños por apoyar la válvula siempre en el mismo punto del asiento. Esta acción se puede realizar mecánicamente o neumáticamente. En el método mecánico, se debe disponer de un sistema que gire la válvula, lo que, aunque consume una cantidad de energía despreciable respecto a la producida por el motor, se podría ahorrar con el método descrito a continuación. En el método neumático se le añaden unas aletas a la válvula para que sean los propios gases de escape los que giren la válvula al salir del cilindro. Este método también simplifica el motor, al suprimir un método mecánico que se dedique exclusivamente a rotar las válvulas.

Es fundamental mantener correctamente regladas las válvulas, es decir, mantener la correcta separación entre el vástago de la válvula y el balancín.

Actualmente, los motores diésel de control mecánico disponen de válvulas de escape accionadas hidráulicamente, las cuales eliminan las varillas de empuje y los balancines. Estos elementos son sustituidos por un sistema hidráulico que se describe a continuación. Un pistón correspondiente a una bomba hidráulica es forzado a estar en continuo contacto con el camón correspondiente de la válvula de escape. Cuando el camón eleva el pistón, este manda aceite a alta presión a un pistón hidráulico, que desciende, abriendo la válvula de escape. Cuando el camón permite que el pistón de la bomba descienda, se reduce la fuerza ejercida sobre el pistón hidráulico, reduciéndose la fuerza que provocó la apertura de la válvula, la cual vuelve a su posición de reposo, es decir, cerrada, debido a la acción opuesta de un muelle neumático. El aire de este muelle neumático es repuesto continuamente para mantener el sistema funcionando correctamente en todo momento.. Este método posee ventajas respecto al anterior, ya que reduce el peso del motor, permite colocar el eje de camones en el lugar más indicado y reduce inercias y vibraciones.

6.2.4 Sistema de lubricación del motor

El sistema de lubricación está destinado a reducir las fuerzas de fricción, aumentando así el rendimiento del motor, y también a alargar la vida útil de los componentes. Los motores dos tiempos de cruceta trabajan con cárter seco. Un sistema de lubricación típico es el siguiente. El sistema dispone de bombas de baja y alta presión, y enfriadores de aceite redundantes. Tenemos un tanque de aceite del motor situado en el doble fondo. Las bombas de baja presión aspiran el aceite del tanque, pasando por un filtro situado en la aspiración del tanque (filtro de baja presión). La aspiración de la bomba situada en el tanque, no está en el punto más bajo de este, con el fin de evitar que la bomba aspire agua o lodos que pueda contener el aceite. A la salida del tanque, el aceite es refrigerado en un enfriador con agua salada. Seguidamente, el aceite pasa por un filtro de alta presión. Aquí se divide el circuito, parte del aceite se dirige a los cojinetes principales. De los cojinetes principales, el aceite pasa al cigüeñal a través de unos agujeros calibrados, y de ahí, al pié de biela, y a través de otros agujeros calibrados, a la cabeza de biela. Desde aquí, el aceite de lubricación vuelve al tanque de aceite de lubricación. La tubería de retorno debe penetrar en el aceite,

y no encontrarse cerca de la aspiración del mismo, con el objetivo de reducir la aireación y las fluctuaciones en la aspiración de la bomba.

En el caso de pistones refrigerados, a la salida de los filtros de alta presión, una bomba eleva la presión de una parte del aceite a un valor predeterminado. El aceite entra por la parte baja del pistón, y es conducido a través de unos tubos telescópicos hasta la cabeza del pistón y a continuación retorna al depósito. Con las bombas de alta presión también lubricamos el turbocompresor.

El sistema también dispone de un equipo de depuración de aceite, que lo mantiene en las mejores condiciones posibles, alargando los períodos de mantenimiento. El aceite es aspirado del tanque, pasa por un filtro y por un calentador, que eleva su temperatura a unos 80 °C. A continuación, el aceite es tratado en una depuradora de aceite, donde se le separa el agua e impurezas sólidas que pueda contener. El motor dispone de un sistema de pre-lubricación, que reduce las fuerzas de fricción en el arranque del mismo. En el Plano nº 1, realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de lubricación.

6.2.5 Sistema de refrigeración del motor

El sistema de refrigeración del motor tiene como objetivo mantener los componentes del mismo a una temperatura apropiada, que preserve la calidad de los materiales y no reduzca en exceso la eficiencia térmica.

A continuación se describe el circuito de refrigeración de un motor tipo. Se describe a continuación el sistema. El agua dulce es aspirada por una bomba de circulación. Parte del agua es impulsada hacia el circuito de alta temperatura, destinado a refrigerar las camisas y las culatas de los cilindros; otra parte circula a través del enfriador de aire de carga y del enfriador del aceite. Seguidamente, el agua puede circular por un evaporador de un generador de agua dulce, si el barco dispone del mismo, y el operador así lo desea. A continuación, el agua procedente del circuito de alta temperatura y la procedente del circuito de baja temperatura se mezclan. La proporción de la mezcla es regulada por una válvula de apertura variable, que aumenta o restringe el paso en función de la señal que reciba de un sensor. El agua dulce entra en el enfriador, donde cede calor al agua

salada. El agua salada es aspirada por las tomas de mar, impulsada por las correspondientes bombas de agua salada, entra en el enfriador de agua dulce del motor, generalmente a contraflujo y se descarga de nuevo al mar. El circuito de agua dulce se encuentra a mayor presión que el circuito de agua salada, con el objetivo de evitar fugas de agua salada hacia el circuito de agua dulce, lo que contaminaría el agua, y aumentaría la corrosión del motor. El agua dulce debe estar tratada para que mantenga un pH y algunos componentes que podrían causar corrosión dentro de unos parámetros predeterminados. En el Plano nº 2, realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de refrigeración.

6.2.6 Sistema de aire de arranque

El arranque de los grandes motores marinos de dos tiempos se realiza con aire a alta presión. El sistema de aire de arranque recibe aire seco y limpio a una presión de, por lo general, 30 bar. Cuando se acciona la válvula principal de arranque, esta abre, permitiendo que el aire a alta presión pase a través de una válvula antirretorno y un cortafuegos (el cual evita que gases a alta presión y temperatura circulen en sentido contrario por este sistema si, por ejemplo, la válvula de aire de arranque de un cilindro se abre por una anomalía). De aquí, el aire puede ir bien a un distribuidor, que alimenta cada cilindro con aire de arranque en su debido momento, o bien se alimenta todas las válvulas de arranque, si estas son controladas por un sistema externo al motor por el sistema de control del motor. Cuando el aire a alta presión entra en un cilindro, fuerza a este a iniciar su carrera descendente, y esto se sucede en todos los cilindro, hasta alcanzar un régimen que permita lograr la suficiente temperatura en el interior de los cilindros que inflame el combustible. Cuando el motor alcanza el régimen mínimo de giro, se detiene la alimentación de aire de arranque.

6.2.7 Suministro de combustible

Los buques almacenan combustible en varios tanques distribuidos en el doble fondo, alrededor de la salad de máquinas. En el caso de utilizar combustibles residuales, debemos mantener los tanques a una determinada temperatura, con el objetivo de mantener el combustible con una viscosidad que permita trasegarlo.

Además, manteniéndolo a una temperatura óptima, evitamos que se adhiera en exceso a las paredes del tanque.

Dependiendo del combustible utilizado, podremos encontrar agua o depósitos en el fondo de los tanques. Los fueles residuales contienen, por lo general, mayor cantidad de impurezas. Para alimentar los motores, debemos tratar el combustible para que cumpla unos parámetros establecidos por el fabricante. El combustible que se quiere consumir, debe de pasar, en primer lugar, del tanque de almacenamiento en el doble fondo, al tanque de sedimentación, operación realizada con bombas centrífugas. Antes de la aspiración de la bomba se dispone de dos filtros en paralelo, que evitan que las impurezas de mayor tamaño lleguen a la bomba, reduciendo así la posibilidad de daño a la misma. El tanque de sedimentación también está calefactado, para fomentar la separación por diferencia de densidades del agua y residuos sólidos del combustible. Los residuos son purgados a intervalos más o menos regulares (en función del porcentaje de agua que posea el combustible).

Del tanque de sedimentación, dirigimos el combustible a través de una depuradora de combustible, pasando previamente por un filtro (se dispondrán dos filtros en paralelo), donde se le retirará el agua y otros residuos sólidos que aún pueda contener. A la salida de la depuradora, el combustible es almacenado en los tanques de uso diario. El caudal que puede tratar la depuradora depende del combustible a tratar. En el caso de combustibles residuales, el caudal es menor que si el fluido a tratar es un diésel marino, por ejemplo . Además, algunos combustibles deben de llegar a la depuradora a una temperatura predeterminada por el fabricante, con el fin de que la depuradora pueda tratar al fluido de forma óptima. Para estos casos, la depuradora contará de un calentador para tratar el combustible.

Los tanques de uso diario también deben estar dotados de un sistema de calefacción, si en ellos se va a almacenar fueles residuales, y también disponen de una válvula de purga en la parte baja del tanque. Si usamos combustibles destilados, como el gasóleo, no necesitaremos dicho sistema de calefacción. Se suele disponer de un tanque de uso diario para fuel u otros combustibles pesados (en caso de utilizarlos) y un tanque de uso diario para combustibles destilados. En

el caso de utilizar combustibles de buena calidad, dispondremos igualmente de dos tanques de uso diario.

Para seleccionar el tanque del que queremos aspirar, con el fin de alimentar los motores principales y auxiliares, se dispone de una válvula de tres vías, la cual permite utilizar un combustible u otro, en función de las necesidades. Para arrancar equipos siempre se utiliza el combustible de mejor calidad, por motivos técnicos, y cuando la planta ya esté arrancada, se utiliza el combustible de menor calidad, por motivos económicos. Esto puede variar por ejemplo, en caso de navegar por zonas ECA, donde quizás se necesite cambiar de combustible, si el que se usa en navegación normal no cumple los requisitos necesarios. Tras seleccionar el tanque del que se desea aspirar, el combustible pasa a través de un caudalímetro, y entra, a continuación, en un tanque de mezcla el combustible aspirado de tanques con el retorno de combustible.

A continuación, la mezcla del combustible proveniente de los tanques de uso diario y del combustible de retorno del motor, pasa nuevamente por un filtro (se disponen de dos en paralelo) y a su salida, es aspirado por las bombas de baja presión. A la salida de cada uno de estos dos filtros, se dispone de un calentador que eleva la temperatura del combustible hasta la temperatura de inyección del mismo. Seguidamente el combustible pasa por un viscosímetro, con el fin de controlar que su valor sea el correcto. En caso de que la viscosidad del combustible fuese demasiado alta o demasiado baja, podría dañar la bomba de inyección y el inyector. Por último, el combustible entra en la bomba de inyección, y de ahí, sale a presión de inyección hacia los inyectores. Los retornos de combustible tanto de la bomba de inyección como de los inyectores, son dirigidos hacia el tanque de mezcla, pasando previamente por las correspondiente válvulas de presión contante, que reducen la presión del fluido a la presión del combustible proveniente de los tanques. En el Plano nº 3, realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de suministro de combustible.

6.2.8 Elementos del circuito de inyección de combustible

En este apartado se enumerarán y describirán tanto los elementos por los que circula el combustible como los elementos que regulan cuando y cuanto combustible se suministra al motor.

6.2.8.1 Inyectores de combustible

Los inyectores de combustible son los encargados de atomizar el combustible en la cámara de combustión. El diseño de los inyectores es similar para la mayoría de este tipo de motores. Consisten en una válvula anti retorno de aguja, que se mantiene en posición cerrada debido a la acción de un muelle, y que se abre al recibir una onda de presión proveniente de la bomba de inyección de combustible. Al abrirse la válvula de aguja, el combustible pasa a través de una tobera, la cual lo atomiza en la cámara de combustión.

La tobera de un inyector va alojada en su correspondiente soporte, y mediante una tuerca de retención se evita que se mueva. Dentro del cuerpo de la válvula se encuentra el muelle que mantiene a la válvula de aguja en su posición de reposo, es decir, cerrada. La fuerza a la que se somete el muelle se regula con una tuerca de compresión, regulándose así la presión de inyección, y adaptándolo a las características del motor. En la Figura 6.2.8.1.1 podemos ver los elementos que componen a un inyector.

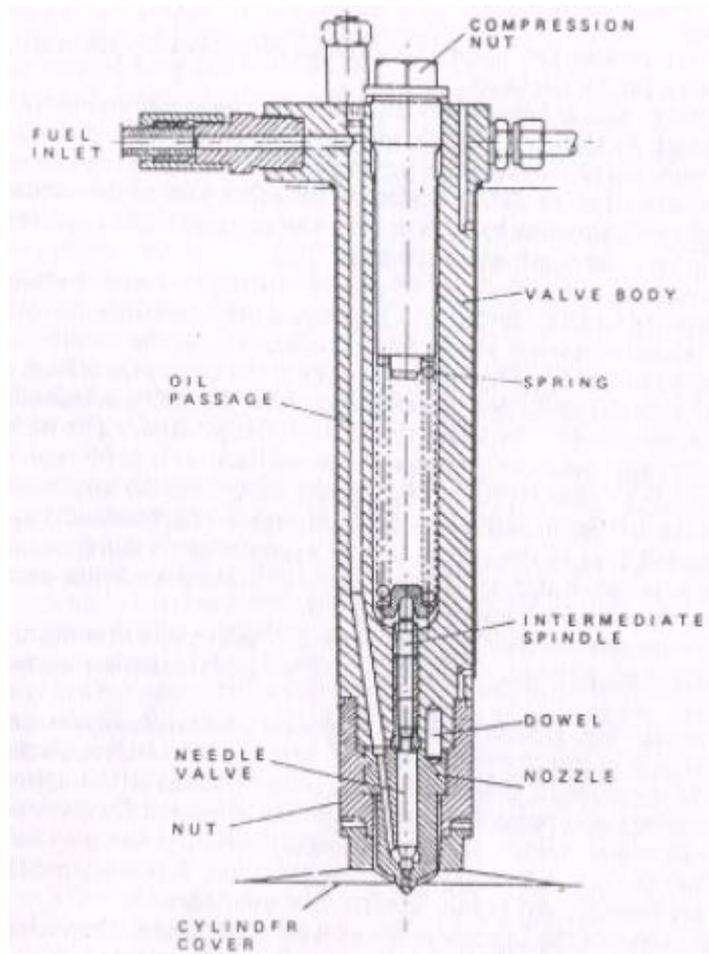


Figura 6.2.8.1.1: Corte vertical de un inyector

Cuando se utilizan fueles pesados como combustible, los inyectores necesitan refrigerarse para impedir que se produzcan depósitos de carbón, debido a que la temperatura de atomización de estos combustibles es elevada. Dichos depósitos pueden obstruir las toberas, impidiendo una correcta inyección de combustible. Se puede utilizar agua o aceite como refrigerante de los inyectores, pero debido a la alta probabilidad de mezcla del fluido refrigerante con el combustible, se prefiere el aceite. En consecuencia de la alta probabilidad de contaminación del aceite de refrigeración, este circuito será independiente. El combustible que retorna al tanque es forzado a circular por unos canales internos del cuerpo de la válvula con el fin de asegurar una temperatura correcta de operación en cualquier momento. En los grandes motores de dos tiempos, normalmente se utilizan tres inyectores, que se sitúan simétricamente alrededor de la válvula de escala, la cual está colocada en el centro de la culata.

6.2.8.2 Bomba de inyección

La misión de las bombas de inyección es suministrar el combustible al inyector a la correcta presión de inyección, y en la cantidad correcta de combustible necesario. La bomba dispone de una aspiración, una descarga, y un retorno de combustible. La presión se eleva mediante la compresión del combustible en un cilindro, mediante un émbolo de simple efecto de carrera fija accionado por un camón. Para recuperar la posición de reposo del émbolo, se dispone de un muelle. Para regular la cantidad de combustible inyectado, el émbolo tiene mecanizado una ranura helicoidal. Esta ranura permite adelantar o retrasar la inyección de combustible, en función de los grados que esté girado el émbolo. Para girar el émbolo, la bomba dispone de una cremallera, que transmite su movimiento al émbolo a través de un piñón externo al émbolo. Dicho piñón dispone de unas guías que aseguran que tanto el piñón como el émbolo giren como si fuesen una única pieza.

En la Figura 6.2.8.2.1 se puede ver una bomba de inyección. La bomba funciona como sigue. El émbolo se encuentra en la parte más baja del recorrido, de forma que la aspiración de combustible está abierta, entrando así combustible en el cilindro. El retorno se encuentra cerrado por el émbolo, y la válvula de descarga se encuentra también cerrada. Cuando el camón impulsa el émbolo, comenzando así la carrera de compresión, llega un punto en el que se tapa la aspiración, mientras la descarga y el retorno permanecen cerrados. Al llegar a un punto de la carrera, se descubre el retorno de combustible, y dado que la presión en el cilindro es superior a la presión en el conducto de retorno, parte del combustible aspirado por la bomba regresa a los tanques de combustible. Cuando la presión en el cilindro vence la presión a la que se somete la válvula de descarga, esta última se abre, dejando circular combustible hacia los inyectores. Cuando el émbolo comienza a descender, se reduce la presión en el interior del cilindro, y se cierra la válvula de descarga, cortando el suministro de combustible al inyector. Cuando el émbolo descubre la aspiración de combustible, entra combustible a la bomba, y el ciclo se repite.

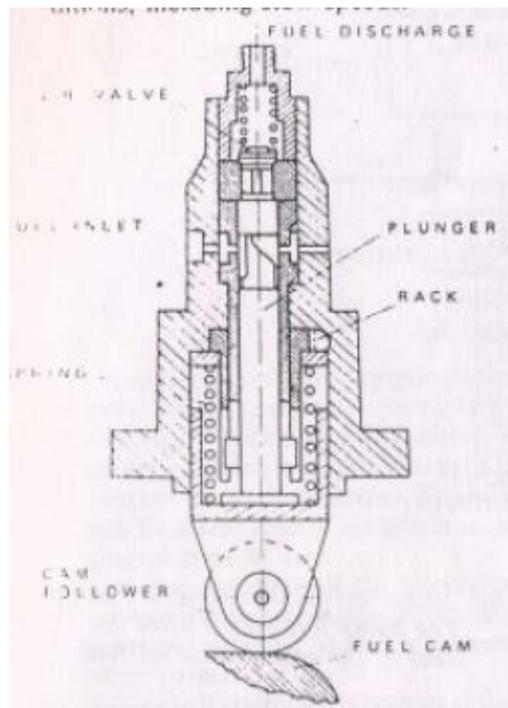


Figura 6.2.8.2.1: Corte vertical de una bomba de inyección

Como se observa en la Figura 6.2.8.2.1, si se gira el émbolo en el sentido horario, se alcanza antes la presión que necesaria para abrir la válvula de descarga, puesto que se descubre más tarde el retorno de combustible. De esta forma, se aumenta el avance a la inyección de combustible, y se inyecta más combustible al cilindro del motor. La cremallera que regula el ángulo del émbolo es controlada por el regulador.

6.2.8.3 Regulador

El regulador es el elemento encargado de controlar la velocidad del motor actuando sobre la cantidad de combustible que se inyecta en los cilindros. Existen dos tipos de reguladores, los que mantienen el motor a la velocidad deseada por el operador, denominándose reguladores isócronos; y los que regulan la cantidad de combustible a inyectar a diferentes velocidades, denominándose estos reguladores de velocidad variable. Podemos clasificar a los reguladores de velocidad en función de si actúan con principios mecánico-hidráulicos o electrónicos.

Se comenzará describiendo los reguladores mecánico-hidráulicos. Dichos reguladores constan de un servo pistón que actúa sobre las cremalleras de todos

las bombas de inyección. El aceite hidráulico de dicho servo pistón se toma bien del sistema de lubricación del motor, o bien de un sistema independiente, donde una bomba accionada por el motor eleva la presión del fluido al valor adecuado. La última opción cuenta con la ventaja de usar un aceite específico y limpio, garantizando la mayor sensibilidad. El servo pistón es accionado por un sistema de pesos flotantes de igual masa, dispuestos de forma simétrica alrededor de un eje. Dicho eje gira solidario al motor.

Cuando el motor aumenta su velocidad, los pesos tienden a subir debido a la fuerza centrífuga, desplazando así el pistón de compensación y la válvula del pistón hacia arriba, provocando que parte del aceite que accionaba el “buffer piston” hacia la derecha, se vaya por el retorno de aceite, reduciendo así la presión ejercida sobre el pistón de fuerza, el cual retrocede, actuando sobre las cremalleras de las bombas, las cuales inyectan menos combustible al motor. De esta forma, se reduce la velocidad del motor.

Si, por el contrario, la velocidad del motor se reduce, los pesos tienden a bajar, debido a que poseen una menor fuerza centrífuga, haciendo descender el pistón de compensación y la válvula del pistón, comunicando la entrada de aceite a presión con la cámara situada a la izquierda del “buffer piston”, forzando así al “buffer piston” a desplazarse hacia la derecha, aumentando la presión ejercida sobre el pistón de fuerza, el cual avanza, actuando sobre las cremalleras de las bombas, haciendo llegar más combustible a los inyectores.

En la Figura 6.2.8.3.1 podemos ver un regulador de velocidad de tipo isócrono mecánico-hidráulico, como el descrito en los párrafos anteriores.

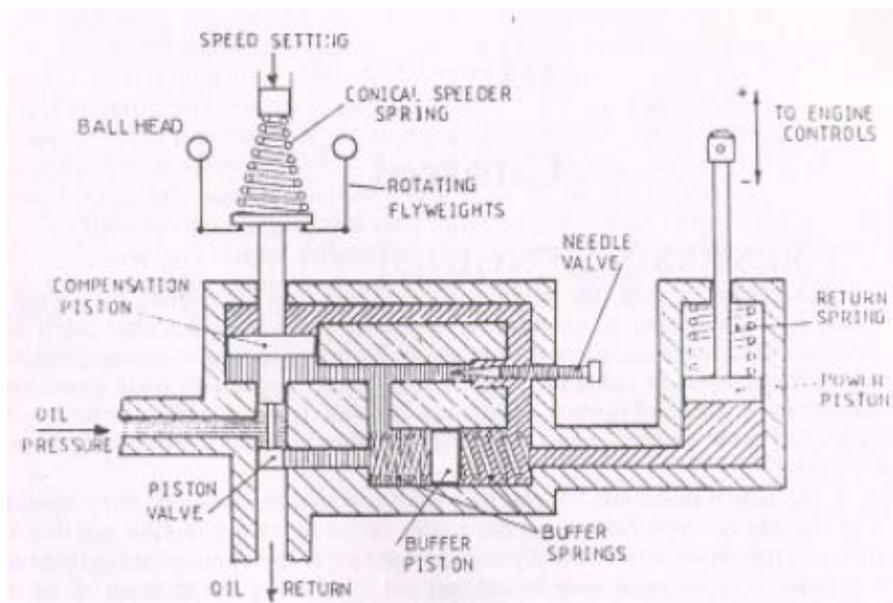


Figura 6.2.8.3.1: Corte vertical de un regulador mecánico-hidráulico

En el caso de los reguladores electrónicos, estos están compuestos por un comparador, al que le llegan dos entradas, una de las señales corresponde al “set point”, y la otra corresponde a la velocidad real del motor. Las señales que recibe el comparador son eléctricas, por lo que debemos situar un transductor entre el motor y el comparador. De esta forma, a la entrada del transductor llega la señal en forma de velocidad angular, y a la salida del transductor, dicho valor se expresa por medio de tensión. El comparador solo dispone de una salida, conectada a un actuador. El actuador recibe la señal de salida del comparador y regula la posición de las cremalleras de las bombas.

Para terminar, los reguladores isócronos se aplican principalmente en motores que accionan alternadores, donde se necesita una frecuencia y una tensión constantes.

En el caso de tener más de un motor conectado a un mismo eje de salida, necesitaremos que la velocidad y la carga a la que está sometido cada motor sea la misma, para lo cual, el regulador de uno de los dos motores actuará como “master”, y el del otro motor actuará como “slaver”. En este caso, es el regulador que actúa como “master” quien decide la posición en la que se deben situar las cremalleras de las bombas. El regulador que actúa como “slaver” posicionará su pistón de fuerza en la posición que le indique el “master”.

6.2.8.4 Eje de camones

El eje de camones es el encargado de actuar tanto la bomba de inyección como la válvula de escape en el momento apropiado. Cada válvula de escape y cada bomba de inyección dispone de un camón para accionarla. El diseño del camón de las válvulas de escape y de las bombas de inyección es distinto, pues el diseño está optimizado para conseguir un motor más eficiente y con menores emisiones.

Los superficie de contacto de los camones está endurecida para soportar las fuerzas de rozamiento. En los motores que constan de un gran número de cilindros, el eje de camones puede estar hecho en piezas de igual medida unidas mediante bridas. El eje de camones debe disponer de los cojinetes necesarios para asegurar un buen contacto entre el camón y el seguidor correspondiente a cada válvula o bomba, y estar perfectamente sincronizado con el cigüeñal; en caso contrario el motor puede sufrir graves daños en el pistón o incluso el cigüeñal.

En los motores de dos tiempos, las válvulas de escape y las bombas de inyección tienen que ser accionadas una vez por cada 360° girados por el cigüeñal, por lo que los engranajes del eje de camones y el correspondiente instalado en el cigüeñal deben tener el mismo número de dientes.

6.2.8.5 Transmisión de giro entre el cigüeñal y el eje de camones

Para transmitir el giro del cigüeñal al eje de camones se disponen de dos sistemas, un sistema de engranajes que conecte el cigüeñal con el eje de camones o bien conectar ambos ejes mediante una cadena o cadenas, dependiendo del par de fuerza que necesite ser transmitido. Así mismo, el sentido de giro del eje de camones debe ser el apropiado.

Este sistema consiste en interponer uno o más engranajes entre el cigüeñal y el eje de camones, para transmitir el momento de giro del primero al segundo. Este método se usó principalmente en motores de media velocidad y con poca distancia entre ambos ejes. En este sistema, se deben disponer de pulverizadores

de aceite de lubricación en las inmediaciones de las zonas de contacto de los engranajes.

Este sistema se usa principalmente en motores lentos, con grandes distancias entre el cigüeñal y el eje de camones. Dicho sistema necesita de un engranaje ajustable en posición, que gire solidario a la cadena y que le suministre la tensión necesaria para la correcta transferencia de movimiento entre ambos ejes. En este sistema también se debe pulverizar aceite sobre la cadena para reducir la fricción entre la cadena o cadenas y los engranajes. Este sistema reduce el peso de los motores y de masas en movimiento, con lo cual la potencia absorbida es menor, aumentando así el rendimiento del motor.

6.3 Motores diésel de control electrónico

Los motores de control electrónico, también denominados motores inteligentes, aparecen con el propósito de construir motores más eficientes, más ligeros y con mayor capacidad de adaptación a cada situación particular. Se basan en el concepto “camshaftless”, es decir, se suprime el eje de camones, por lo que el eje de camones ya no es el elemento que acciona la bomba de inyección ni la válvula de escape. Estos dos elementos pasan a ser controlados electrónicamente en la operación normal del motor. En caso de que falle este control electrónico, el motor dispone de un pequeño eje de camones que pasaría a controlar, ahora sí, la apertura y cierre de la válvula de escape y la inyección de combustible, a modo de seguridad únicamente (en el caso de los motores Wärtsilä).

La válvula de escape y la inyección de combustible pasan a estar accionados por un sistema de aceite hidráulico a alta presión, que se encarga de accionar estos dos elementos. Para poder inyectar combustible en cualquier momento, cada cilindro, o cada conjunto de cilindros, disponen de un recipiente donde se almacena combustible a alta presión, preparado para ser inyectado en el cilindro en cualquier momento.

Para adaptarse a cada condición de carga, los motores controlados electrónicamente necesitan conocer, en tiempo real, las siguientes variables: la presión media indicada de cada cilindro, la presión de compresión, la temperatura de la camisa, la presión máxima interna y el incremento de la presión en relación

con el incremento de temperatura. Estos valores se toman en cada cilindro, y son enviados al sistema de control del motor. El sistema de control compara los valores tomados en tiempo real con los valores predeterminados del fabricante, y toma acciones correctoras, en caso de que los valores recibidos y los predeterminados no sean iguales.

Para alcanzar los valores predeterminados, el sistema de control actúa sobre los siguientes parámetros: válvula de escape, sistema de inyección de combustible, sistema de lubricación del cilindro y sobre el sistema de control del turbocompresor.

Para adaptarse a diferentes condiciones de navegación, el motor dispone de diversos modos, como el modo de ahorro de combustible, el modo de control de emisiones o el modo de protección del motor, entre otros. Cada uno de estos modos está optimizado para una condición de navegación distinta.

A continuación se describe en detalle cómo funciona un motor de control electrónico del fabricante de motores marinos lentos MAN Diesel & Turbo y de Wärtsilä.

6.3.1 Motores lentos controlados electrónicamente de MAN Diesel & Turbo

Los motores de control electrónico de MAN Diesel & Turbo pertenecen a las series ME-C y ME-B. El control electrónico tiene las siguientes ventajas:

- Optimizar cada proceso de combustión.
- Mantener la presión máxima en el interior del cilindro en un amplio rango de potencia.
- Igualar la potencia ofrecida por cada cilindro, de forma que se alarga la vida útil de los componentes del motor.
- Reducir la distancia de frenado del barco, en casos de emergencia.
- Agilizar el aumento de revoluciones del motor, sobre todo en la zona de baja carga, donde los motores MC podían no suministrar la cantidad suficiente de aire de barrido.
- Reducir el régimen mínimo de giro.

- Giro uniforme a bajo régimen.
- El motor se ajusta a la calidad del combustible suministrado.
- Evita que el motor trabaje fuera del diagrama de carga, incluso en las peores condiciones de navegación.
- Alarga los tiempos entre operaciones de mantenimiento.
- El motor consta de un modo de “Bajas emisiones”, bajo el cual, el motor cumple con la normativa Tier II, pero no con la Tier III.

En esta nueva configuración, suprimen los siguientes elementos con respecto a los motores controlados mecánicamente: eje de camones, con sus respectivos engranajes y cadenas de transmisión, las bombas de inyección tipo Jerk y el sistema de control de las válvulas de escape; y los sustituyen por los elementos que se exponen en los siguientes puntos.

6.3.1.1 Sistema de inyección de combustible

En este tipo de motores, la bomba de combustible es accionada por aceite a alta presión, 200 bar. La bomba dispone de las siguientes conexiones: una aspiración de combustible, una descarga de combustible hacia el inyector, un drenaje de combustible, una entrada de aceite a alta presión y una salida de aceite a alta presión. Internamente, la bomba es un sistema simple, consta de un cuerpo, un pistón hidráulico y un “paraguas”. Para la circulación de combustible, la bomba dispone de una válvula de accionamiento rápido (denominada por MAN como “válvula NC”), controlada por el Sistema de Control del Motor.

En la Figura 5.3.1.1.1 observamos las distintas partes de la bomba, a fin de facilitar el entendimiento de la misma. Se explica el funcionamiento de la bomba partiendo de que el émbolo de la bomba se encuentra en el punto más alto, es decir, está mandando combustible a alta presión al inyector. Conmuta la válvula NC, volviendo a posición de reposo, en la cual se obstruye la alimentación de aceite a alta presión al émbolo hidráulico, y permitiéndole retornar hacia el depósito de aceite, y reduciendo así la presión en esta cámara, vaciándola. Como el émbolo, en su parte superior, está en contacto con combustible a alta presión, recibe una fuerza que lo fuerza a descender. Al iniciarse el descenso, se abre la válvula de aspiración de combustible, llenando el cilindro de combustible en toda

la fase descendente del pistón. Cuando la válvula NC conmuta de nuevo, permite la entrada de aceite a una presión de 200 bar hacia el pistón hidráulico, el cual inicia su fase ascendente, al tiempo que se cierra la válvula de aspiración de combustible. En consecuencia, se envía combustible a alta presión hacia el inyector. Cuando la válvula NC conmuta de nuevo, se inicia de nuevo el proceso. La carrera de la bomba de combustible es variable, adaptándose a las condiciones de funcionamiento del motor. El combustible es un líquido, y por tanto, posee un factor de compresibilidad muy bajo, por lo que se alcanza la presión de inyección con un rango de recorrido mínimo.

El paraguas antes mencionado tiene la función de actuar de junta estanca entre la parte de combustible y de aceite, evitando así que, en caso de que se produzca fuga de combustible alrededor del émbolo hacia otras partes del interior de la bomba, el combustible contamine al aceite. Ese combustible es extraído de la bomba a través del drenaje.

El inyector de este tipo de motores funciona exactamente igual que el descrito en el punto anterior, donde se ha explicado el funcionamiento de un motor controlado mecánicamente. Cuando la presión de alimentación de combustible vence la fuerza del muelle que mantiene cerrada la válvula de aguja, esta abre, y se inyecta combustible en el motor. Cuando la presión del combustible ejerce menor presión sobre la válvula de aguja que el muelle, esta se cierra, y se detiene la inyección de combustible en la cámara de combustión. El inyector dispone de un retorno de combustible, por donde el combustible que no se ha inyectado en el cilindro vuelve al tanque de uso diario, o bien a un tanque intermedio donde se mezcla con el combustible proveniente del tanque de UD.

En la Figura podemos ver unos pequeños depósitos de aceite presurizados por nitrógeno a 95 bar. La función de estos depósitos es almacenar aceite a una presión suficiente para accionar las bombas de combustible durante el arranque, en caso de fallo de la bomba eléctrica de aceite.

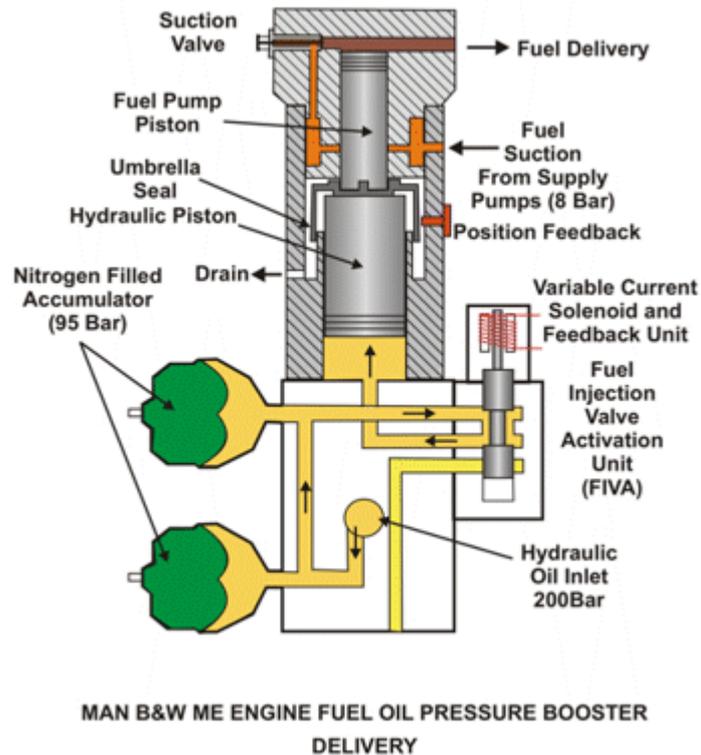


Figura 6.3.1.1.1: Corte vertical de una bomba de inyección de un motor de control mecánico fabricado por MAN Diesel & Turbo

Debido a la gran presión a la que se encuentra sometido el aceite de control, el tiempo que transcurre entre la apertura de la válvula NC y la inyección de combustible en el cilindro es prácticamente despreciable. Este sistema permite adaptar no solo la cantidad de combustible inyectada modificando la carrera de la bomba, sino que permite adaptar el avance a la inyección e incluso realizar varias inyecciones de combustible en la misma carrera del pistón del motor, optimizando así la combustión para una gran variedad de situaciones. En el caso de los motores controlados mecánicamente, el avance, estas variables suelen estar optimizadas para el rango de 80-90% de la carga del motor.

6.3.1.2 Válvula de escape

La válvula de escape es accionada de una forma similar, con el mismo aceite hidráulico que las bombas de combustible. En estos motores, la acción que realiza el camón de la válvula de escape en los motores MC, es sustituido por el sistema de aceite hidráulico a presión de 200 bar, y el vástago del émbolo pasa a

estar unido a un pistón hidráulico. Para la circulación de aceite disponemos de una válvula de accionamiento rápido (válvula NC).

Se procede a explicar el funcionamiento. Cuando conmuta la válvula NC y deja fluir aceite a 200 bar hacia el pistón hidráulico, este se acciona, accionando al mismo tiempo un émbolo, el cual comprime aceite. Este aceite ejerce fuerza sobre la válvula de escape, venciendo la fuerza opuesta del muelle neumático y abriendo la válvula. Al conmutar de nuevo la válvula NC, se corta el suministro de aceite a 200 bar al pistón servo hidráulico. De esta manera, este aceite que se encontraba a 200 bar retorna hacia el depósito de aceite de lubricación. En consecuencia, el émbolo del aceite que acciona la válvula de escape vuelve a la posición inicial. Al reducirse la fuerza sobre la válvula, el muelle neumático la devuelve a su posición de reposo. Para amortiguar las aperturas y los cierres de la válvula, esta dispone de un damper.

6.3.1.3 Aceite hidráulico

El aceite hidráulico a alta presión (200 bar) que se utiliza para el control de las bombas de inyección y de las válvulas de escape se obtiene del circuito de lubricación del motor. Previo a la aspiración de la bomba del aceite de control, que es accionada por el propio motor. El aceite de lubricación pasa por un filtro que garantiza que el aceite esté libre de impurezas.

Dado que la bomba de aceite de control es accionada por el motor, en el momento del arranque, esta bomba no puede suministrar aceite a alta presión. Para esta situación, el sistema dispone de una pequeña bomba eléctrica de alta presión.

6.3.1.4 Sistema de aire de arranque

A diferencia de los motores MC, en los cuales se dispone de un distribuidor de aire de arranque para cada válvula de aire de arranque, en los motores ME, las válvulas de aire de arranque son accionadas por válvulas solenoides, lo que permite controlar con mayor exactitud la alimentación de aire al cilindro.

6.3.1.5 Sistema de control

El SCM dispone de dos Unidades de Control del Motor (a fin de tener una redundancia de equipos), que recibe los datos de presión media indicada, presión máxima del cilindro, temperatura de escape, etc... de cada cilindro (datos suministrados por la Unidad de Control del Cilindro), y en función de dichos datos acciona las válvulas rápidas NC del sistema de aceite de control para mantener el motor trabajando en los parámetros correctos.

El SCM se compone además de un terminal de control local y de una interfaz para una aplicación de control externa del sistema.

La UCM está conectada, además de a la UCC y al sistema de aceite de control, sistema de control de planta, al sistema de seguridad y supervisión y al sistema de alarmas. Es el encargado de controlar la velocidad del motor, en relación a la velocidad seleccionada por el operario; proteger el motor; optimizar la combustión para cada condición de trabajo y realizar las secuencias de arranque, parada y revertir el giro del motor.

La UCC está conectada a los sensores de temperatura de gases de escape, al sensor de presión media indicada, al sensor de temperatura de camisa, al sensor de presión del colector de aire de barrido, y a todos los demás sensores de los que dispone cada cilindro, con el objetivo de suministrarle esa información a la UCM, para que esta pueda optimizar las condiciones de operación del motor.

6.3.2 Motores lentos de control electrónico de Wärtsilä

Los motores de dos tiempos lentos controlados electrónicamente de Wärtsilä pertenecen a la serie RT-Flex. Las ventajas de los motores de la gama RT-Flex respecto a los MC son similares a la de los MAN Diesel & Turbo:

- Operación sin humos en cualquier rango de carga del motor.
- Reducción del régimen de giro mínimo del motor, hasta 7 rpm.
- Reducción del consumo específico a cargas medias.
- Mayor tiempo entre operaciones de mantenimiento.
- Menores costes de mantenimiento.
- Menor peso del motor.

- Elevado índice de fiabilidad.

La tecnología “common rail” ha sido probada durante más de dos décadas, desde que en los años 80, Sulzer inició un proyecto de desarrollo de motores controlados electrónicamente.

Al igual que los motores de dos tiempos lentos controlados electrónicamente de MAN, suprimen el eje de camones, con sus respectivos engranajes que transmiten el movimiento del cigüeñal al eje de camones, las bombas de inyección tipo Jerk y el sistema de control de las válvulas de escape; y los sustituyen por los elementos que se exponen en los siguientes puntos. Los motores diésel lentos de dos tiempos controlados electrónicamente, cumple con la norma Tier II, pero no con la Tier III, a no ser que los gases de escape se sometan a un tratamiento antes de liberarlos a la atmósfera.

6.3.2.1 Unidad de colectores comunes

La unidad de colectores comunes está compuesta por un colector de fuelóleo caliente presurizado a 1000 bar, un colector de aceite de control presurizado a 200 bar y un tercer colector para el aceite hidráulico, también presurizado a 200 bar. La unidad de colectores comunes está situada en la plataforma más elevada del motor.

El colector del combustible dispone una fina capa de aislante térmico, y del sistema de precalentamiento del colector, todo con el objetivo de mantener los fuelóleos pesados en óptimas condiciones para su inyección en los cilindros.

6.3.2.2 Unidad de Control de Inyección

La Unidad de Control de la Inyección regula el avance a la inyección y la cantidad de combustible inyectado. Cada cilindro dispone de una unidad de este tipo. La UCI acciona las válvulas electro-hidráulicas (una válvula por cada inyector) en función de las órdenes recibidas por el SCM patentado por Wärtsilä, denominado WECS.

6.3.2.3 Inyección de combustible

Cuando la UCI acciona una válvula de control mediante el aceite de control, que se encuentra presurizado a 200 bar, se abre la válvula de aguja del inyector, valiéndose de aceite hidráulico, presurizado también a 200 bar. Dicho aceite hidráulico actúa sobre un pistón hidráulico que está unido a la válvula de aguja. Este es el mecanismo de apertura de dicha válvula. Cuando la UCI acciona de nuevo la válvula de control, se permite la salida del aceite que ha actuado sobre el servo pistón de la válvula de aguja, que recupera su posición de reposo debido a la acción contraria de un muelle.

Cada cilindro cuenta con tres inyectores. La UCI controla cada inyector individualmente. Si bien es cierto que los inyectores suelen operar en procesos idénticos, en situaciones determinadas, pueden inyectar diferente cantidad de combustible y con diferente avance a la inyección. A bajas cargas, como en el caso de maniobra, el motor anula uno de los inyectores. Este inyector se alterna en cada ciclo. Incluso a velocidades de giro muy bajas, el motor opera únicamente con un inyector por cilindro. Esto permite que el motor pueda operar hasta a 7 rpm con un régimen de giro regular.

6.3.2.4 Válvula de escape

El accionamiento de las válvulas de escape de los motores Wärtsilä se realiza de forma análoga que en los motores MAN ME, proceso descrito anteriormente, en el punto 6.3.1.2.

6.3.2.5 Suministro de aceite de control, aceite hidráulico y fuelóleo a alta presión

Las bombas que suministran el aceite de control, el aceite hidráulico y fuelóleo a alta presión son accionadas por el cigüeñal.

En el caso de la bomba de alta presión de combustible, se trata de una bomba multilobular. El caudal de combustible de la bomba se varía mediante una válvula de paso variable situada en la aspiración de la bomba. Esta bomba gira a mayor régimen que el cigüeñal, para lo cual dispone de un engranaje intermedio

multiplicador, situado entre el engranaje que gira solidario al cigüeñal y el engranaje que acciona la bomba.

El aceite de control es suministrado por dos bombas eléctricas, la cual alimenta de aceite a alta presión las válvulas de control de las UCI y los pistones hidráulicos de las válvulas de escape.

El aceite de servo se suministra mediante bombas de placas oscilantes, la cual lo fuerza a pasar por un filtro de 6 micrómetros antes de llegar a las bombas de inyección y a las válvulas de escape.

El aceite de control y el aceite del servo se toman del sistema de lubricación del motor. Todas las tuberías de fuelóleo y aceite a alta presión tienen una doble pared, con lo que se permite controlar cualquier fuga.

6.3.2.6 Sistema de control

El sistema de control del motor se conoce como WECS. Recibe todos los valores de la UCI y también el ángulo de giro del cigüeñal. Es el que decide cómo y cuándo se accionan las válvulas de control de la inyección y cuando abren y cierran las válvulas de escape. Para esto, compara los datos en tiempo real de cada cilindro (presión media indicada, presión máxima del cilindro, temperatura interna máxima, etc...) y los compara con los datos predeterminados. Si los valores difieren, el sistema toma las medidas correctoras apropiadas.

Para el diseño de la gama RT-Flex, Wärtsilä ha priorizado, ante todo, diseñar un motor que posea la más alta fiabilidad y que opere de forma segura en todo momento.

En caso de fallo del WECS, la inyección de combustible y la apertura de la válvula de escape se controla mediante un pequeño eje de camones, que le da la señal a las válvulas de control correspondientes.

6.3.3 Sistemas de reducción de óxidos de nitrógeno

La generación de NO_x se ve beneficiada por los siguientes factores:

- Elevadas temperaturas máximas dentro del cilindro.

- Elevado tiempo de residencia de los gases de escape a alta temperatura.
- Prolongados tiempos de expansión de la combustión.
- Gran cantidad de oxígeno libre tras la combustión.

El tercer factor mencionado es la razón por la que un motor lento produce mayor cantidad de NO_x que un motor rápido. La gran mayoría de los métodos de reducción de NO_x están basados en los siguientes factores:

- Elevada temperatura al comienzo de la ignición, lo que resulta en menores retardos de la misma.
- Menor avance a la inyección e inyección más corta.
- Optimización de la atomización y de la cámara de combustión, facilitando así una mezcla homogénea de aire y combustible.

Los métodos más investigados en cuanto a la reducción de NO_x están relacionados con métodos basados en agua, en la humidificación del aire de carga, la recirculación de los gases de escape, mejora del diseño de los inyectores y tratamientos post-combustión; los cuales se desarrollan a continuación.

6.3.3.1 Técnicas basadas en agua

En este punto se explican cuatro métodos distintos basados en agua para reducir los óxidos de nitrógeno, los cuales se basan en el alto calor específico del agua. Los métodos a desarrollar son:

- Emulsión de agua y combustible.
- Inyección directa de agua.
- Inyección estratificada de agua y combustible.

6.3.3.1.1 Emulsión de agua y combustible

La inyección en el cilindro de una emulsión de agua dulce y combustible reduce la generación de NO_x , por lo general, en un 1% por cada 1% de agua en el combustible. Dicha emulsión de agua y combustible se realiza a bordo de los buques, y en el caso de los fuelóleos más pesados, el porcentaje de agua admitido llega, aproximadamente, al 30% de agua en combustible.

La emulsión de agua y combustible se puede realizar de forma continua, durante el funcionamiento del motor, o a intervalos. La proporción máxima de agua en combustible se determina por la viscosidad de la mezcla generada, lo que repercute en el buen o mal funcionamiento de las bombas de inyección, elemento fundamental en el circuito de combustible.

La utilización de este método requiere de una adaptación del eje de camones, en el caso de los motores controlados mecánicamente, y un diseño específico de las toberas de inyección. En el caso de los motores controlados electrónicamente, el SCM debe ser programado adecuadamente para trabajar con combustible emulsionado con agua.

Este método supone una inversión moderada de capital para adaptar los buques existentes a este método, y se traduce en un aumento de combustible no demasiado alto y en una reducción moderada de los NO_x a través de la utilización de un sistema compacto.

6.3.3.1.2 Inyección directa de agua

En este sistema, el agua y el combustible son inyectados directamente en el cilindro, a través de toberas separadas. Wärtsilä, uno de los fabricantes que ha incluido este método en el diseño de algunos de sus motores, ha diseñado un inyector con dos válvulas de aguja diferentes, una para el agua dulce y otra para el combustible. Este sistema permite inyectar el agua y el combustible en ángulos distintos del cigüeñal, lo que permite que el agua se inyecte en el momento adecuado.

Este método reduce la temperatura máxima en el cilindro al absorber calor sensible (antes y después de la evaporación) y latente (durante el proceso de evaporación). La inyección del agua se realiza antes de la inyección de combustible, refrigerando así el espacio de la cámara de combustión, y reduciendo en consecuencia la temperatura máxima en el cilindro.

La inyección de agua reduce la generación de NO_x en la misma medida que la inyección de amoníaco, y siendo el primer fluido respetuoso con el medio ambiente.

El circuito del agua dulce de inyección es el siguiente. Una bomba de baja presión, que garantiza un flujo continuo y estable de agua a la bomba de alta presión, aspira el agua del tanque de agua dulce, a través de un filtro, que elimina posibles residuos sólidos. Esta bomba de alta presión eleva la presión del agua dulce a una presión comprendida entre 210 y 400 bar, en función del tipo de motor, a un colector común, el cual suministra el agua a alta presión a todos los cilindros.

Este sistema dispone de una parada de emergencia automática en el caso de que se produzca un flujo demasiado alto de agua, una pérdida en circuito o que se quede obstruida la válvula de aguja de un inyector.

La relación de agua y combustible inyectado está en torno a 0,4-0,7 g de agua por cada gramo de combustible inyectado, y la reducción de NO_x generados varía entre 4 y 7 g/kWh, dependiendo del tipo de motor, su régimen de carga y el combustible utilizado. La eficiencia de este método se ve acrecentada cuanto mayor es la potencia de salida, y cuando el motor trabaja a regímenes superiores al 40% del MCR.

Wärtsilä ha demostrado la eficacia de este método en motores de su gama RT-Flex, demostrando la adaptabilidad de este sistema a los motores lentos de dos tiempos.

6.3.3.1.3 Inyección estratificada de agua y combustible

Este método ha sido utilizado por Mitsubishi Heavy Industries en un motor de la gama UEC (gama de motores marinos lentos de dos tiempos). El sistema está basado en la inyección de agua y combustible en una secuencia determinada en la cámara de combustión. La reducción de los NO_x es proporcional a la cantidad de agua inyectada.

6.3.3.1.4 Humidificación del aire de barrido

Este sistema consiste en pulverizar agua caliente en el aire de barrido, antes de que este entre en el cilindro, aumentando así la humedad absoluta del mismo, e incrementando el calor específico del aire de barrido, lo que resulta en menores temperaturas al final de la etapa de compresión. Para calentar el agua

pulverizada, este sistema utiliza parte del agua del circuito de refrigeración como fuente de calor, al tiempo que reduce el caudal de agua salada necesaria para refrigerar el circuito de agua dulce. La capacidad de agua inyectada en el combustible ha podido ser aumentada con la introducción del anillo anti pulido en los pistones.

Tanto los fabricantes Wärtsilä como MAN han implementado este sistema en algunos de sus motores de cuatro tiempos. La primera compañía ha desarrollado este sistema en colaboración con la compañía Marioff Oy. Este sistema inyecta agua, en la corriente de aire procedente del turbocompresor a una temperatura de unos 200 °C, y a una velocidad de unos 75 m/s, mediante unas toberas diseñadas específicamente para este propósito. Las partículas de agua inyectada, de tan solo unas micras de diámetro, se evaporan de forma casi instantánea, absorbiendo calor del aire de carga, reduciendo su temperatura. Este sistema eleva la cantidad de agua en el aire hasta unos valores máximos de 60 gramos por cada kilogramo de aire de carga.

El sistema de MAN se basa en la inyección de vapor de agua destilada en la corriente de aire de carga procedente del compresor. Sin embargo, también es posible producir agua destilada a partir del agua salada, aportando calor del agua de refrigeración, y reduciendo la presión en el evaporador destinado a tal efecto. Al reducir la presión en este equipo, se reduce la temperatura de saturación, eliminando la necesidad de usar otra fuente distinta de calor. El agua destilada producida es inyectada en la corriente de aire de carga, mientras que la salmuera generada es descargada al mar. Este sistema reduce significativamente los costes de operación.

El principio de funcionamiento de estos sistemas es el mismo que el del agua emulsionada, con la diferencia de que estos sistemas permiten introducir mayor cantidad de agua en el cilindro, pudiendo reducir, en mayor medida, la temperatura máxima del cilindro.

La inyección de agua en la corriente de aire reduce el consumo de aceite, apenas aumenta el consumo de combustible y reduce los depósitos en la cámara de

combustión, en el circuito de los gases de escape y en la turbina del turbocompresor.

6.3.3.2 Recirculación de gases de escape

Este método está basado en reducir la cantidad de oxígeno que entra al cilindro, mediante la desviación de una parte de los gases de escape hacia la entrada de aire en el cilindro. Esta fracción de gases de escape que son desviados hacia la admisión, refrigerados y limpiados, como paso previo a la mezcla con el aire limpio. La reducción de los NO_x se consigue mediante la reducción de la cantidad de oxígeno libre al finalizar la combustión y al aumentar el contenido de humedad y de dióxido de carbono (ambos derivados del proceso de combustión) del aire de barrido. El dióxido de carbono, al igual que el agua, aumenta el calor específico del aire de barrido, reduciendo la temperatura máxima de combustión.

Los fabricantes MAN y Wärtsilä han implementado este sistema en algunos de sus motores, pero en configuraciones distintas.

MAN opta por recircular parte de los gases de escape del colector de escape hacia el colector de barrido. En este recorrido, los gases pasan por una cámara, en donde se les inyecta agua. Esta agua permite que se separen los residuos sólidos contenidos en los gases de escape y también los óxidos de azufre. Los gases de escape limpios, pasan a través de una válvula de paso variable (el paso se adapta a las condiciones de funcionamiento del motor, y es controlado por el SCM), y son aspirados por un compresor eléctrico que los descarga en la corriente de aire limpio procedente del compresor. La mezcla de aire limpio y gases de escape se refrigeran en el enfriador del aire de barrido y son aspirados por los cilindros.

Wärtsilä, por el contrario, prefiere utilizar una especie de EGR interno para sus motores lentos de dos tiempos. El concepto es el que sigue. Reduciendo la altura de las lumbreras de admisión, se reduce el flujo de aire entrante en el cilindro, reduciendo el caudal de gases de escape salientes. En consecuencia, cuando comienza la carrera de compresión, parte de los gases de escape permanecen en el cilindro.

Wärtsilä ha combinado este EGR interno con la inyección directa de agua para maximizar la reducción de NO_x . Esta combinación ha sido denominada por el fabricante finlandés de motores como WaCoReG (derivado de Water-Cooled Residual Gas, o en español, gases de escape refrigerados por agua). La posibilidad de condensación de ácidos contenidos en los gases de escape sobre las superficies metálicas es reducida, pues la temperatura tanto de las superficies como de los gases de escape es relativamente elevada. En este proceso, la inyección de agua en el cilindro se produce antes, ya que se incrementa, como se acaba de decir, la carga térmica a la que es sometido el motor. El sistema de Wärtsilä cuenta con los beneficios adicionales de reducir el tamaño de los turbocompresores, pues el caudal de aire limpio es menor, a la vez que se incrementa la carrera de expansión del pistón, al reducir la altura de las lumbreras.

6.3.3.3 Toberas de los inyectores

El diseño de las toberas de los inyectores también influye en la formación de óxidos de nitrógeno, en la concentración de hidrocarburos inquemados en los gases de escape, en la concentración partículas sólidas en dichos gases y en los depósitos de la cámara de combustión.

El aumento de las presiones medias en los cilindros, requiere de un mayor área de flujo a través del inyector. Esto ha desencadenado que en un principio, los fabricantes hayan aumentado el volumen de la cámara generada entre el asiento de la válvula de aguja y la salida de la tobera. El aumento del volumen de esta cámara aumenta el riesgo de goteo de combustible en el cilindro, lo que aumenta los residuos enumerados en el primer párrafo de este apartado. El fabricante MAN ha diseñado, para reducir estos inconvenientes, inyectores con un menor volumen de esta cámara (que en sus volúmenes más acrecentados llega a ocupar 1690 mm^3) hasta los 520 mm^3 , y más recientemente, ha diseñado unos inyectores que prácticamente eliminan esta cámara para su gama de motores de dos tiempos de carrera larga.

6.3.3.4 Reducción catalítica selectiva

La reducción catalítica selectiva es un tratamiento que se realiza sobre los gases de escape cuando estos ya han abandonado el cilindro, y permite reducciones en los niveles de los óxidos de nitrógeno de hasta el 90% del total generado dentro de los cilindros.

El proceso consiste en mezclar los gases de escape con una mezcla de urea y agua (por lo general, 40% de urea y 60% de agua), antes de que los gases de escape circulen a través de un catalizador. El amoníaco reacciona con los óxidos de nitrógeno (y con el oxígeno libre, en caso de existir) para producir nitrógeno elemental y agua. La misión del catalizador es, simplemente, acelerar el proceso. Para que el catalizador opere en condiciones óptimas, la temperatura de los gases de escape a su paso por este elemento, debe estar comprendida entre los 290 y los 450 °C.

La mezcla agua-urea, al entrar en contacto con los gases de escape a alta temperatura, provoca la descomposición de la urea en CO₂ y amoníaco. El amoníaco reacciona con los NO_x para producir nitrógeno elemental y agua. Además, parte de los hidrocarburos y hollín presentes en los gases de escape, se oxidan a reaccionar con el oxígeno, reduciendo el contenido de los mismos en los gases de escape a su salida a la atmósfera.

La temperatura mínima de los gases de escape a su paso por el catalizador viene determinada por el contenido en azufre del combustible. A temperaturas demasiado bajas, el amoníaco reacciona con los óxidos de azufre produciendo depósitos de sulfato de azufre. Por el contrario, si la temperatura de los gases de escape a su paso por el catalizador es demasiado elevada, se acelera la degradación del catalizador.

Las posibilidades de que se produzcan fugas de amoníaco a la atmósfera son bajas, incluso durante variaciones del régimen de carga del motor o ante una repentina caída de presión.

La cantidad de urea inyectada a los gases de escape varía, principalmente con la velocidad de giro y el régimen del motor. Para adaptar la cantidad correcta de

urea a inyectar, se tienen en cuenta los dos parámetros que se acaban de indicar, y además, se miden los niveles de NO_x a la salida del catalizador. Una cantidad de urea insuficiente desencadena una reducida tasa de conversión catalítica. Sin embargo, una cantidad excesiva, conlleva a un contenido en amoníaco demasiado elevado a la salida del catalizador, que además de ser negativo para el medio ambiente, incrementa los costes de operación del sistema.

La temperatura requerida por el SCR, en motores de dos tiempos exige que estos sean instalados entre el colector de escape y el turbocompresor.

De media, un SCR consume unos 15 kg de urea en polvo por cada hora transcurrida y por cada MW de potencia del motor.

6.4 Motores duales

Los motores duales de los fabricantes MAN Diesel & Turbo y Wärtsilä permiten utilizar dos tipos de combustible, a saber, gas natural y diésel. Los motores pueden operar en “Modo sólo diésel” y en “Modo de mínimo consumo de combustible diésel”. En el “Modo de mínimo consumo de combustible diésel”, la relación gas-diésel que se inyecta al cilindro puede variar en función de las necesidades del motor. La gama de motores duales MAN incluye modelos que operan con gases licuados del petróleo, en vez de con gas natural; sin embargo, en este trabajo solamente se estudiarán los motores duales que utilizan gas natural y diésel. Los sistema de ambos fabricantes se analizan a continuación.

6.4.1 Tanques de almacenamiento de gas natural

El gas natural puede ser almacenado tanto refrigerado en estado líquido, como comprimido en estado gaseoso. Almacenarlo en estado líquido posee la ventaja de economizar el espacio. Este es un factor de gran importancia en barcos que puedan ser reconvertidos para usar gas natural como combustible para propulsión, puesto que en estos casos, se instalarán, por lo general, tanques en cubierta adaptados a su almacenamiento, y el espacio en cubierta es un bien escaso, que requiere ser aprovechado eficientemente. Este sistema también parece el más indicado para buques que poseen motores de gran potencia, debido al alto consumo de combustible, que requiere de una gran capacidad de

almacenaje de combustible, o en buques que realizan largas travesías, como pueden ser viajes transoceánicos, donde el buque debe disponer de combustible suficiente para navegar entre el puerto de partida y el puerto de destino sin necesidad de atracar en puerto para repostar.

Sin embargo, almacenar el combustible bajo presión, en estado gaseoso suprime la necesidad de regasificar el combustible para su suministro a los motores, método que requiere de gran cantidad de energía. Este sistema puede ser aplicado en pequeños barcos que no requieran grandes cantidades de combustible para almacenado a bordo, como pueden ser buques de cabotaje o pequeños barcos de recreo, puesto que simplifica el circuito de combustible, y suprime el sistema de regasificación, ahorrando espacio en el buque.

Comenzaremos mencionando las características de los tanques para el almacenamiento del gas natural en estado líquido. A día de hoy, la gran parte de los tanques de almacenamiento de LNG en buques distintos de buques LNG, poseen forma cilíndrica, y están aislados térmicamente. En ellos, el gas natural se carga en estado líquido, y se mantiene en este estado debido al aislante situado entre la pared interna y externa del tanque. Sin embargo, siempre se puede generar algo de vapor debido a la transferencia de calor desde el exterior. Dicho vapor puede ser despreciado, puesto que, aún en el caso de estar el buque amarrado en puerto, con un único auxiliar arrancado, el vapor generado en un día sería inferior a la cantidad de combustible consumida por el motor. Dichos tanques se pueden instalar tanto en zonas libres de cubierta, como sobre el fondo, como si fueran un tanque independiente Tipo C integrado dentro del casco.

A día de hoy, la Sociedad de Clasificación DNV ha aprobado el diseño de un tanque de almacenamiento de LNG en estado líquido, con configuración prismática, que permite optimizar el espacio.

En el segundo sistema, el gas se transporta a temperatura ambiente a alta presión en recipientes esféricos o cilíndricos. Puesto que el espesor de pared del recipiente se incrementa rápidamente conforme se aumenta el diámetro del mismo, el volumen que se puede almacenar en una sola botella es reducido. La densidad es muy baja en relación a su transporte en estado líquido. Este sistema,

en consecuencia, se puede adaptar a pequeños barcos de recreo y, sobre todo, en ámbito terrestre, a automóviles o camiones.

6.4.2 Regasificación del LNG

Cuando se almacena el LNG en estado líquido, este requiere ser regasificado antes de enviarlo a los motores. A continuación se describen los distintos métodos de regasificación existentes a día de hoy, explicando únicamente los métodos usados en buques.

6.4.2.1 Regasificación con propano

En este sistema se pueden distinguir tres circuitos diferentes: el circuito de gas natural, el circuito de propano y el circuito de agua salada. A continuación se explica el funcionamiento del sistema dividiéndolo en estos tres circuitos.

El gas natural en estado líquido es aspirado de los tanques de combustible, y es enviado hacia el vaporizador de LNG (calentador de tipo placas). En el vaporizador de LNG, el gas natural entra en estado líquido y sale en estado gaseoso, debido al calor cedido por el propano. A la salida del vaporizador, el gas natural se encuentra a una temperatura de unos $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para ajustar esta temperatura a la temperatura de alimentación del motor se utiliza un Trim, que no es más que un calentador de tubos y carcasa, donde se calienta el gas natural desde los $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta la temperatura de admisión del compresor. Para cumplir tal objetivo, se utiliza agua salada. A la salida del Trim, el gas natural regasificado es enviado a la admisión del compresor.

El circuito de propano opera a una presión de 3 bar, que apenas varía a lo largo de todo el circuito. La bomba que posee este circuito cumple la función de hacer circular el propano y vencer las pequeñas pérdidas de presión del fluido al circular por el circuito. La bomba aspira el propano del tanque de propano, y lo descarga hacia el evaporador de propano, donde el propano absorbe calor del agua salada. El propano, a la salida del evaporador de propano, es una mezcla bifásica con un elevado título de vapor, y se encuentra a la temperatura de saturación, que es de $-14,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ y con un título de 0,7 (dicha temperatura y título dependen de la temperatura del agua salada en la aspiración). El propano se dirige ahora hacia el

vaporizador de LNG, en donde se subenfía unos pocos °C, que varían en función de la composición del LNG a regasificar. A la salida del vaporizador de LNG, el propano se deposita en el tanque de propano.

El agua salada es aspirada del mar. Parte del flujo se dirige hacia el evaporador de propano y otra parte hacia el Trim (intercambiador de calor para ajustar la temperatura de salida del gas natural). La temperatura de descarga del agua salada es controlada continuamente, pues la variación de temperatura entre la aspiración y la descarga está sometida a la legislación vigente en cada punto del mundo. En el Plano nº 4, realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de regasificación con propano.

El utilizar un fluido intermedio como el propano entre el agua salada y el LNG, reduce el riesgo de congelación del agua salada al entrar en contacto con un fluido a que se encuentra a una temperatura inferior a la temperatura de solidificación del agua salada.

La relación de caudales de gas natural y de propano es de 3 kg de propano por cada kg de gas natural que circula por el vaporizador de LNG. Dicha cifra sale de aplicar un simple Balance de Energía en el vaporizador, despreciando la transferencia de calor entre el exterior y el sistema de estudio. Para calcular la masa de propano en por cada kg de gas natural, aplicamos el Balance de Energía para Sistemas Abiertos en régimen estacionario:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=0}^l \dot{m}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{c_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum_{i=0}^l \dot{m}_s \left(u_s + p_s v_s + \frac{c_s^2}{2} + g z_s \right) \quad 6.4.2.1.1$$

Los subíndices vc son las siglas de “volumen de control”. El subíndice “e” indica que dicha propiedad se mide a la entrada en el volumen de control, y el subíndice “s” indica que dichas propiedades se miden a la salida del volumen de control.. Adaptamos ahora la Ecuación 6.4.2.1.1 a este caso particular. En dicho caso, al operar en régimen estacionario, se anula el término $(dE_{vc})/dt$. Como se ha dicho anteriormente, no se tiene en cuenta la transferencia de calor entre el sistema de estudio y el universo, por lo que se anula el término \dot{Q}_{vc} . En un intercambiador de calor tampoco se realiza trabajo, por lo que $\dot{W}_{vc} = 0$. Los términos “ $u+p*v$ ” pueden, y en este caso son substituidos por la entalpía específica “h”. Las energías

cinéticas $\frac{c^2}{2}$ y potenciales gz también se desprecian en un intercambiador de calor. De esta forma, la Ecuación 5.4.2.1.1 se transforma en una ecuación más simple, la Ecuación 6.4.2.1.2:

$$\sum_{i=0}^i \dot{m}_e * h_e = \sum_{i=0}^i \dot{m}_s * h_s \quad 6.4.2.1.2$$

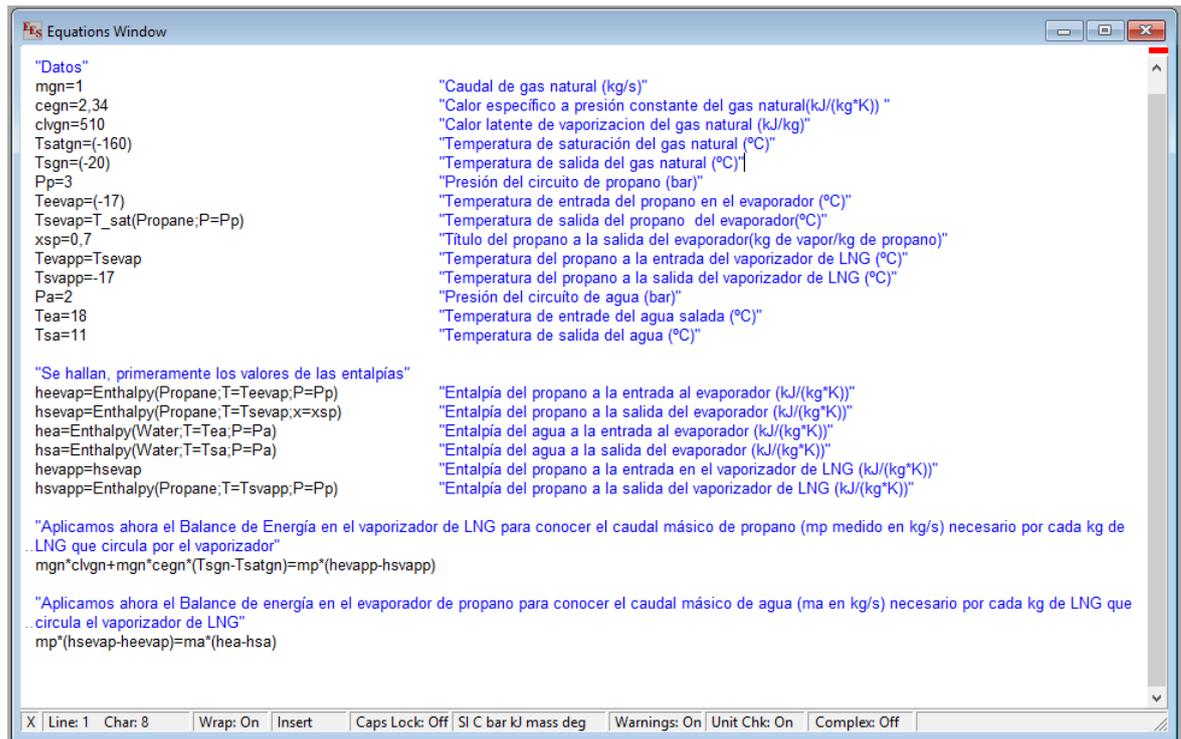
la Ecuación 6.4.2.1.2 puede ser transformada, de forma que se facilite su aplicación a sistemas cuyos fluidos que lo cruzan, posean propiedades que varíen según su composición. Se hace referencia, de esa manera, a que la entalpía del gas natural varía según la composición de dicho gas, que no es fija, puesto que depende de su procedencia. Transformamos, de esta forma, la ecuación anterior en la Ecuación 6.4.2.1.3:

$$\sum_{i=0}^i \dot{m}_e * c_p * T_e = \sum_{i=0}^i \dot{m}_s * c_p * T_s \quad 6.4.2.1.3$$

En esta última ecuación, el término c_p se refiere al Calor específico a presión constante. Se utiliza el calor específico a calor constante puesto que la presión en el intercambiador se mantiene constante (salvo una caída de presión despreciable para este cálculo). Para este caso particular, la ecuación resultante, es la Ecuación 6.4.2.1.4:

$$\dot{m}_{gn} * c_{lvgn} + \dot{m}_{gn} * c_{pgn} * (T_{sgn} - T_{egn}) = \dot{m}_p * (h_{evapp} - T_{svapp}) \quad 6.4.2.1.4$$

La temperatura de saturación para el gas natural a presión atmosférica tiene un valor aproximado de -160 °C. El valor del c_p para el gas natural es de 2,34 kJ/(kg*K). Dicho valor es un promedio, puesto que como se ha dicho anteriormente, este valor varía dependiendo de la composición del gas natural.



```

"Datos"
mgn=1
cegn=2,34
clvgn=510
Tsatgn=(-160)
Tsgn=(-20)
Pp=3
Teevap=(-17)
Tsevap=T_sat(Propane,P=Pp)
xsp=0,7
Tevapp=Tsevap
Tsvapp=-17
Pa=2
Tea=18
Tsa=11

"Caudal de gas natural (kg/s)"
"Calor específico a presión constante del gas natural(kJ/(kg*K))"
"Calor latente de vaporización del gas natural (kJ/kg)"
"Temperatura de saturación del gas natural (°C)"
"Temperatura de salida del gas natural (°C)"
"Presión del circuito de propano (bar)"
"Temperatura de entrada del propano en el evaporador (°C)"
"Temperatura de salida del propano del evaporador(°C)"
"Titulo del propano a la salida del evaporador(kg de vapor/kg de propano)"
"Temperatura del propano a la entrada del vaporizador de LNG (°C)"
"Temperatura del propano a la salida del vaporizador de LNG (°C)"
"Presión del circuito de agua (bar)"
"Temperatura de entrada del agua salada (°C)"
"Temperatura de salida del agua (°C)"

"Se hallan, primeramente los valores de las entalpías"
heevap=Enthalpy(Propane,T=Teevap,P=Pp)
hsevap=Enthalpy(Propane,T=Tsevap,x=xsp)
hea=Enthalpy(Water,T=Tea,P=Pa)
hsa=Enthalpy(Water,T=Tsa,P=Pa)
hevapp=hsevap
hsvapp=Enthalpy(Propane,T=Tsvapp,P=Pp)

"Entalpía del propano a la entrada al evaporador (kJ/(kg*K))"
"Entalpía del propano a la salida del evaporador (kJ/(kg*K))"
"Entalpía del agua a la entrada al evaporador (kJ/(kg*K))"
"Entalpía del agua a la salida del evaporador (kJ/(kg*K))"
"Entalpía del propano a la entrada en el vaporizador de LNG (kJ/(kg*K))"
"Entalpía del propano a la salida del vaporizador de LNG (kJ/(kg*K))"

"Aplicamos ahora el Balance de Energía en el vaporizador de LNG para conocer el caudal másico de propano (mp medido en kg/s) necesario por cada kg de
LNG que circula por el vaporizador"
mgn*clvgn+mgn*cegn*(Tsgn-Tsatgn)=mp*(hevapp-hsvapp)

"Aplicamos ahora el Balance de energía en el evaporador de propano para conocer el caudal másico de agua (ma en kg/s) necesario por cada kg de LNG que
circula el vaporizador de LNG"
mp*(hsevap-heevap)=ma*(hea-hsa)

```

Figura 6.4.2.1.1: Captura de pantalla del cálculo de caudales de propano y agua necesarios para mantener las condiciones de operación preestablecidas

Como se ve en la Figura 6.4.2.1.1, este cálculo se ha resuelto en el programa EES, puesto que dicho programa permite realizar gráficas para visualizar como varía una o más propiedades en función de distintos valores de entrada de otra propiedad.

De la misma forma, se halló que por cada kg de gas natural que circula por el vaporizador, deben circular 28,6 kg de agua por el evaporador de propano, para mantener los parámetros anteriormente comentados.

Asimismo se estudió como, manteniendo el caudal másico de propano y la temperatura de salida del gas natural del vaporizador, varía el caudal másico de gas natural al modificar la temperatura de salida del agua. Este caso podría representar una situación en la cual, la variación de temperatura entre la aspiración y descarga del agua esté sometida a una legislación más estricta. Dicho estudio se representa en la Figura 6.4.2.1.2:

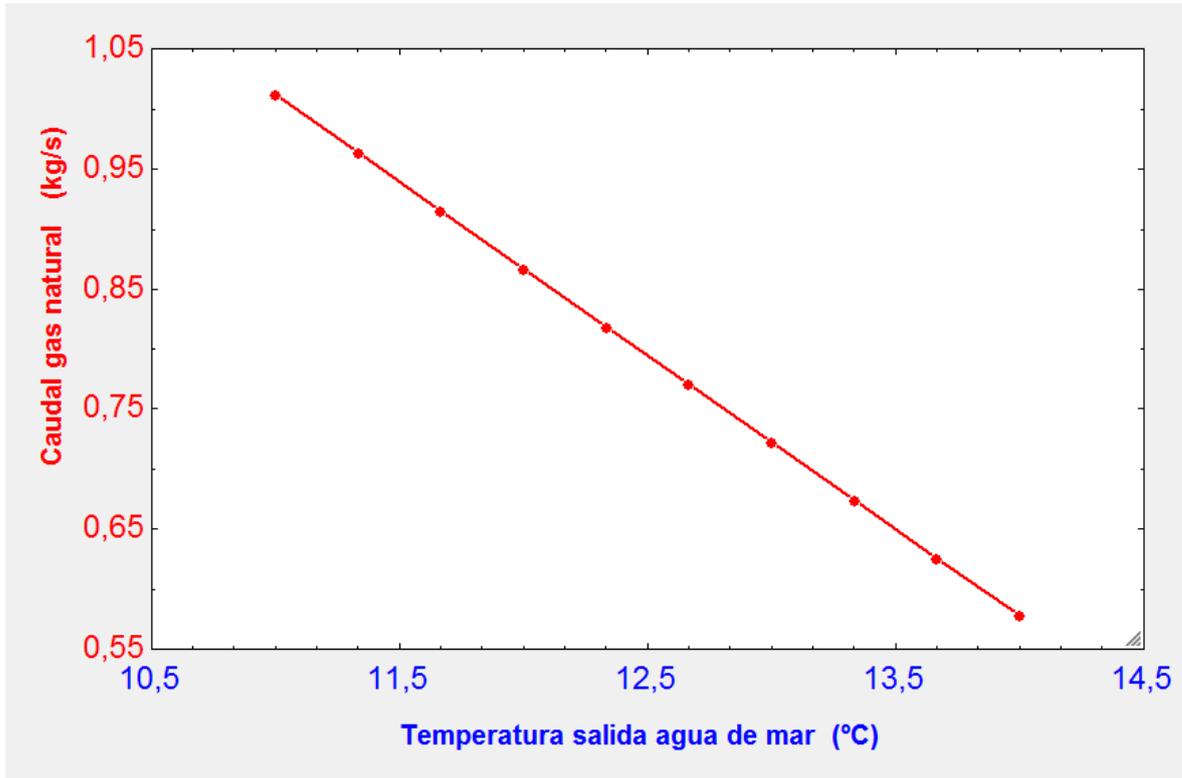


Figura 6.4.2.1.2: Variación del caudal de gas natural con la modificación de la temperatura de descarga del agua salada

Se puede observar como al aumentar la temperatura de salida del agua desde los 11 °C hasta los 14 °C, el caudal de gas natural se reduce desde 1 kg/s hasta los 0,58 kg/s. A continuación se muestra como, manteniendo constantes todos los datos salvo la temperatura de salida del agua, varía la temperatura de salida del gas natural del vaporizador de LNG:

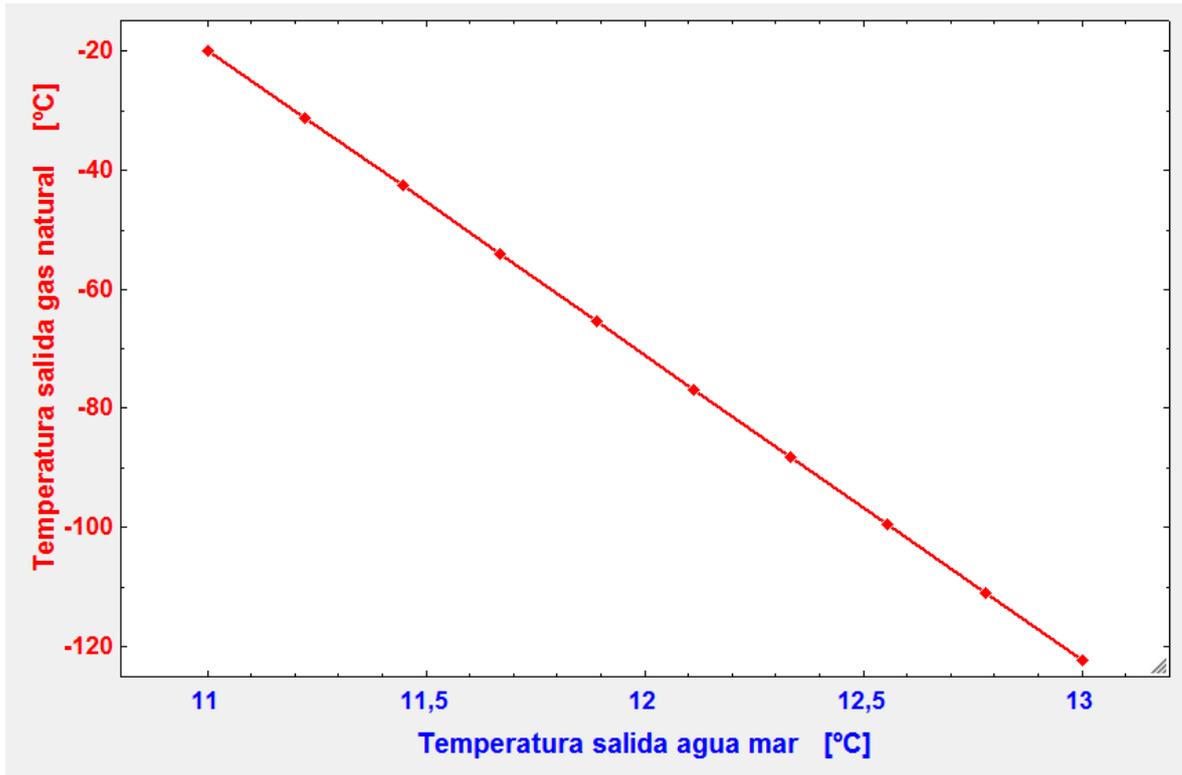


Figura 6.4.2.1.3: Variación de la temperatura de salida del gas natural del vaporizador de LNG, al modificar la temperatura de descarga del agua salada

En estas gráficas se observa la influencia que tiene la variación de las temperaturas de entrada y salida del agua salada; visto lo cual se comprende que una solución a esto podría ser instalar los motores que accionan las bombas de agua salada con un variador de frecuencia para adaptar el caudal de estos dos fluidos a la temperatura este parámetro o, una solución más económica, sería instalar una válvula de paso variable, que comunique la aspiración de la bomba con la salida, o con la descarga al mar. En la última Figura de este apartado se muestra como variaría en este caso el caudal de agua salada, al modificar al igual que antes, la temperatura de salida del agua salada, para mantener constante el caudal de gas natural y su temperatura de salida del vaporizador:

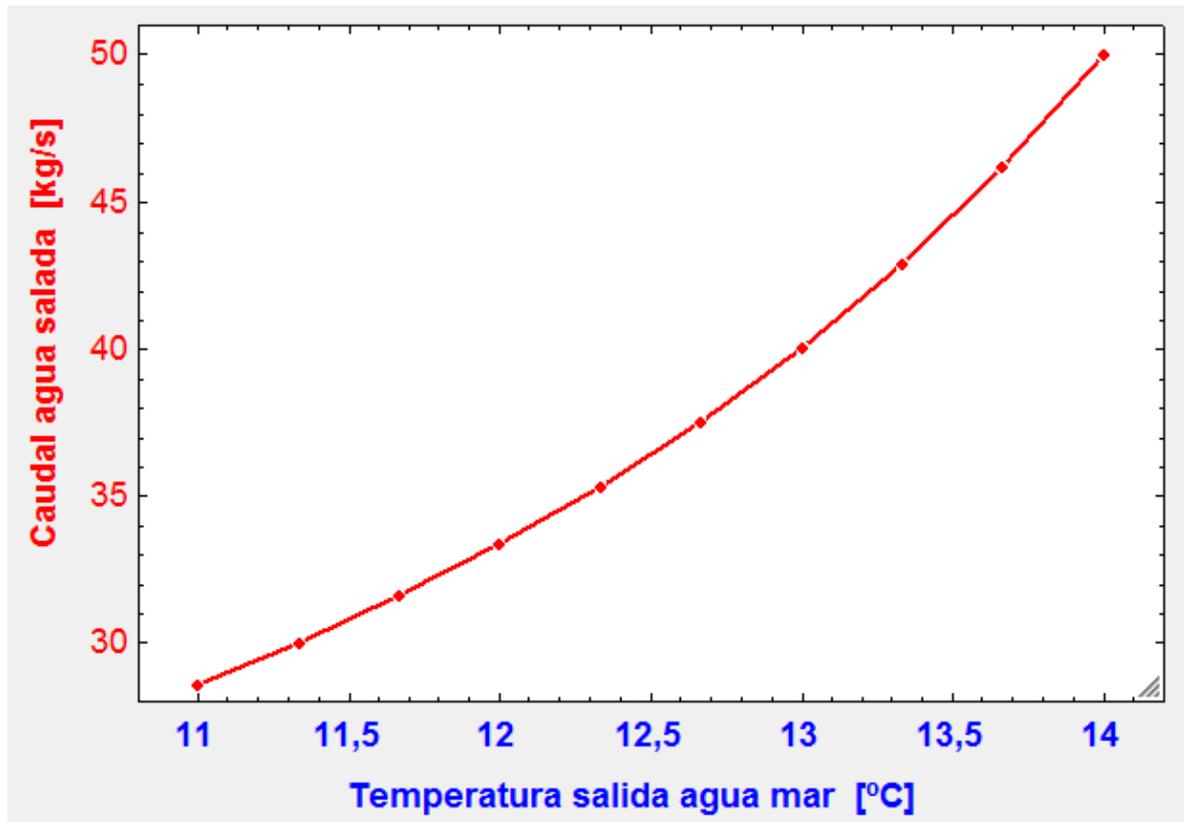


Figura 6.4.2.1.4: Aumento del caudal de agua salada al modificar la temperatura de descarga de la misma

6.4.2.2 Regasificación con vapor

En este sistema, se utiliza vapor atemperado o desrecalentado como elemento calorífico para la regasificación del gas natural. El vapor cede calor al LNG directamente, en un intercambiador de tubos y placas. Dicho intercambiador posee unos baffles que optimizan la transferencia de calor al evitar gradientes de temperatura radiales. Este sistema es más simple que el explicado en el apartado anterior y permite regasificar LNG en lugares donde no se permita utilizar agua salada como fluido calorífico, sin embargo posee varios inconvenientes de importancia, a saber:

- Necesita consumir parte de la carga (en caso de un buque LNG/C) o de combustible para generar vapor, en una cantidad de unas 2,5 toneladas por cada 100 toneladas de gas natural regasificado.
- El material de construcción del intercambiador se ve sometido a un alto estrés térmico, puesto que por un lado circula LNG a $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ y por el otro vapor a temperaturas superiores a $250\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Se adapta con lentitud a variaciones en las condiciones de operación.
- Aumenta la contaminación atmosférica

Este sistema puede ser una alternativa para buques gaseros LNG que utilicen turbinas de vapor como medio de propulsión, puesto que están continuamente generando vapor, salvo que se pare completamente la planta como en el caso de entrar a dique seco, sin embargo, para un buque de otro tipo que utilice LNG para alimentar sus motores, no es un sistema indicado, puesto que como se ha comentado, no se adapta bien a variaciones en la demanda de carga. En el Plano nº 5, realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de regasificación con vapor.

6.4.2.3 Regasificación con vaporizador de combustión sumergida

En este sistema, los gases de combustión de LNG calientan agua, que sirve como fluido intermedio entre los gases de combustión y el LNG, para regasificar este último. La cámara de combustión se encuentra sumergida en el propio agua. Los gases de combustión salen de la cámara de combustión al exterior, pasando a través del agua, cediendo calor sensible a esta. En el agua también está sumergido un entramado de tubos, a través de los cuales circula el gas natural. Es un método que se usa, principalmente, en plantas regasificadoras de tierra, como sistema de emergencia, o como sistema alternativo en caso de encontrarse parado uno de los vaporizadores principales, por operación de mantenimiento, por ejemplo. Al igual que el sistema anterior, consume una gran cantidad de gas para permitir operar la planta. En el Plano nº 6, realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de regasificación con vaporizador de combustión sumergida.

6.4.2.4 Regasificación con vapor y glicol

Este sistema utiliza vapor como fluido calorífico, pero no cede el calor directamente al LNG, sino que utiliza una mezcla de agua y glicol (funcionando en circuito cerrado) como fluido intermedio. Este sistema reduce el estrés térmico del material del vaporizador, en comparación con el segundo sistema aquí explicado, en donde el vapor cedía calor directamente al LNG. Además, en caso de producirse una fuga en el vaporizador, y verse contaminado el fluido calorífico,

únicamente habría que substituir la mezcla agua glicol, y no todo el agua que circule por la caldera. A mayores, en caso de contaminarse el fluido calorífico, este no para por la caldera, eliminando así el riesgo de explosión en los tubos de la caldera por combustión del gas natural. Asimismo, el sistema puede reaccionar con mayor agilidad a cambios en la demanda de gas regasificado, al contar con la posibilidad de variar el flujo de agua-glicol que circula por el vaporizador, o el vapor que va al calentador de agua-glicol. En el Plano nº 7, realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de regasificación con agua-glicol.

6.4.2.5 Samsung Fuel Gas Storage and Supply System

Este sistema cuenta con uno o más tanques de almacenamiento de combustible de configuración cilíndrica, un vaporizador, para lo cual existen dos sistemas, uno de alta presión y otro de baja, y las líneas de suministro al motor.

Samsung ofrece dos tanques diferentes (y tiene un tercer diseño bajo desarrollo) para adaptarse a las preferencias de sus clientes. Los tres tanques pertenecen al Grupo C de la IMO para tanques de transporte de gases de baja temperatura de ebullición. Un primer diseño cuenta con carcasa simple, utilizando como aislante espuma de poliuretano, un segundo tipo de tanques posee doble carcasa, y utiliza perlita y vacío como medios aislantes. El tercer diseño, que está bajo desarrollo por Samsung, es similar a un diseño fabricado por Lattice-Technology.

Dichos tanques son prismáticos, permitiendo aprovechar de manera eficiente el espacio. Además, en el caso de los tanques fabricados por la compañía Lattice, el espesor del material permanece inalterable aunque se aumente el tamaño del tanque. Su diseño está basado en una forma simple, con tanques fabricados en módulos que se acoplan fácilmente unos a otros, lo que permite que, en caso de necesitar un tanque de mayores dimensiones, simplemente se fabrican varios módulos y se unen. Los tanques no requieren de una barrera secundaria, y la generación de boil off es baja, debido a la estructura interna del tanque. A mayores, la instalación del aislante del tanque es sencilla, y permiten almacenar tanto LNG, CNG o LPG. Esta compañía surcoreana ya ha fabricado tanques con una presión de trabajo de 6 bar y una capacidad de 5000 m³, aprobados por las

instituciones AIP, KR, ABS y DNV-GL. En la Figura 6.4.2.5.1 podemos ver de forma gráfica la configuración de estos tanques:

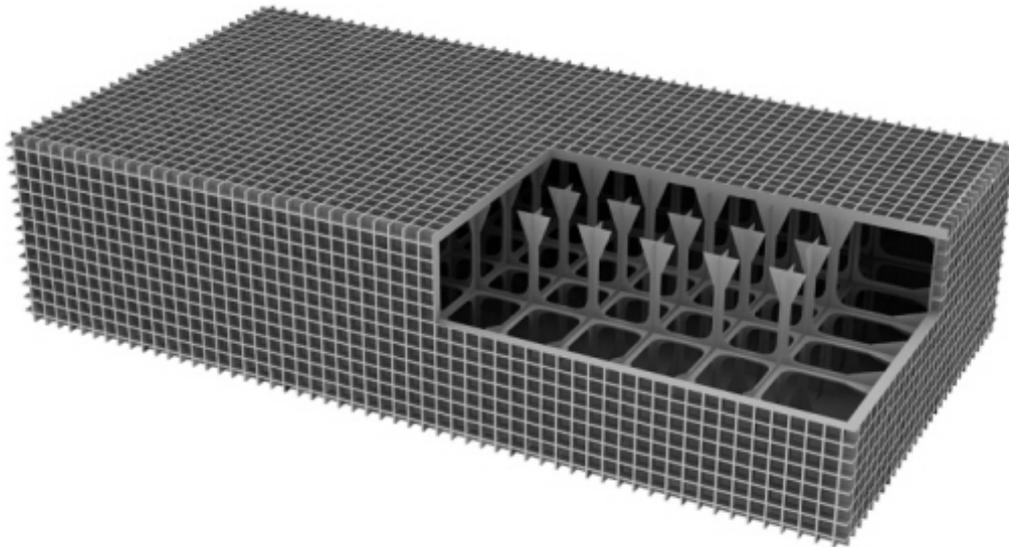


Figura 6.4.2.5.1: Tanque de almacenamiento de combustible con estructura Lattice

El acero utilizado por Samsung para fabricar sus tanques es una aleación de acero con un contenido de níquel que varía entre un 5 y un 9%, dependiendo de la carga a almacenar, y tiene otro material, un acero con un alto porcentaje de Manganeso bajo desarrollo. La presión se mantiene en el tanque mediante un sistema diseñado con ese fin.

Como se ha comentado unos párrafos más arriba, Samsung ofrece dos alternativas, un patín de regasificación a alta presión, y un patín de regasificación a baja presión.

El patín de alta presión dispone de dos bombas, una arrancada y otra en stand-by, con presiones de descarga comprendidas entre 250 y 305 bar. El vaporizador de alta presión recibe líquido a $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$ y lo descarga a $20\text{-}30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Su configuración es de carcasa y tubos, o PCHE.

El patín de baja presión dispone de 2 bombas, una arrancada y otra en stand-by, que elevan la presión del LNG a 5-7 bar. Las bombas son de tipo pozo profundo. El vaporizador de baja presión, al igual que el de alta, recibe líquido a $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$ y lo descarga a $20\text{-}30\text{ }^{\circ}\text{C}$. el intercambiador es de carcasa y tubos.

Como fluido calefactor se utiliza una mezcla de agua y glicol al 50%. Esta mezcla dispone de dos bombas centrífugas, al igual que el resto de bombas, una arrancada y otra en stand-by. El circuito dispone de un tanque de expansión con un volumen de 10 litros, y el glicol es calefactado en un intercambiador de placas.

Este sistema dispone, como es lógico de medios suficientes para realizar un repostaje seguro. Dispone de una línea de alimentación de LNG, una línea de retorno de boil off a tierra, un sistema de purgado con nitrógeno y una bandeja de goteo bajo las bridas de conexión. En el Plano nº 58 realizado en AutoCAD por el autor de este trabajo, se representa este circuito de regasificación de Samsung.

6.4.3 Motores duales de MAN

La investigación sobre los motores duales de MAN se inició en la década de 1980, y en el año 1992 MAN instaló su primer motor dual estático de media velocidad en una instalación terrestre en Hundested, y llegó a acumular más de 40000 horas de servicio, Dinamarca. En el año 1994 Esta compañía instaló su primer motor dual de baja velocidad, también estacionario, que ofrece una potencia máxima de 40 MW, en Chiva, Tokio. Este último motor lleva acumuladas más de 20000 horas de servicio. Debido a las normativas medioambientales cada vez más restrictivas que afectan a las emisiones de los motores marinos, hace unos años, la compañía MAN decidió continuar la investigación sobre los motores lentos duales con el fin de adaptarlos a su funcionamiento en el medio marino.

El resultado de esta investigación se recoge en las gamas ME-GI y ME-LGI. La primera utiliza como combustibles gas natural y combustible diésel, mientras que la segunda permite quemar metanol, etanol, gases licuados del petróleo y dimetil éter junto con un combustible diésel. Como se ha dicho en el párrafo, en este trabajo únicamente se analizara el sistema de funcionamiento de la gama ME-GI. Esta gama de motores nace para cumplir las restricciones medioambientales más exigentes hasta la fecha, en relación a las emisiones de los motores, la norma Tier III.

Estos motores pueden operar en dos modos diferentes: “Modo sólo diésel” o “Modo de mínimo consumo diésel” . El “Modo sólo diésel” permite que en caso de no disponer de gas para utilizar como combustible, el funcionamiento del motor no

se vea afectado. El “Modo de mínimo consumo diésel”, el motor utiliza una pequeña fracción de diésel, de entre el 5% y el 8% del combustible total inyectado, en función de la calidad del combustible diésel, para inflamar el gas. Este bajísimo porcentaje de diésel inyectado permite mantener una combustión de mayor eficiencia y unas emisiones de gases nocivos menores, sea cual sea la situación de navegación. El motor solo puede operar en el “Modo de mínimo consumo diésel” si así lo selecciona el operador en Panel Principal de Operación del Gas.

A consecuencia del bajo contenido en azufre del gas natural, MAN Diesel & Turbo recomienda el uso de un aceite para lubricación de cilindros con un valor de TBN de 40, en el caso de operar habitualmente en el “Modo de mínimo consumo diésel”. Para usuarios que operen frecuentemente en “Modo sólo diésel”, se recomienda utilizar un aceite de lubricación de cilindros con un TBN igual a 70 cuando el motor opere en este modo, y utilizar otro aceite con las características antes dichas cuando el motor opere en el “Modo de mínimo consumo diésel”. Para esto se requieren dos tanques de aceite de lubricación de cilindros, y cambiar el tanque de suministro en función del modo en el que opere el motor.

Si el motor opera en un régimen inferior al 30% del MCR, el motor cambia automáticamente a “Modo sólo diésel”, pues el motor no es capaz de garantizar una combustión estable del gas.

MAN ha apostado por un suministro de gas natural a alta presión para sus motores duales, con inyección directa. Esta presión de suministro de gas no es fija, varía según la demanda a la que se ve sometido el motor. Abarca desde una presión de suministro mínima de 150 bar (manométrica) a una presión de suministro máxima de 250 bar (también manométrica). Dicha presión se ve incrementada de forma lineal desde los 150 barg hasta los 250 barg, en el rango del 45% al 100% del rango de trabajo continuo máximo (MCR). Por debajo del 45% del MCR, la presión de alimentación de gas se sitúa en los 150 barg, y por encima del 100% del MCR, la presión de suministro se mantiene en los 250 barg. Para evitar daño en el motor, la presión de alimentación de gas no debe de sobrepasar los 300 bar bajo ningún concepto. La temperatura de alimentación del gas al motor es de 45 °C.

Los motores duales de MAN necesitan ser controlados electrónicamente, y cualquier motor de las gamas ME-C y ME-B pueden ser modificados a la gama ME-GI. Por este hecho, a continuación se enumeran los elementos que diferencian a las gamas ME-C y ME-B de los ME-GI.

Añadir que si el motor está funcionando en Modo de mínimo consumo diésel, y por cualquiera que sea la razón, el suministro de gas se interrumpe, el motor cambia automáticamente a Modo sólo diésel sin pérdida de potencia aparente.

6.4.3.1 Sistema de suministro de combustible

Para el suministro de gas a alta presión, MAN ha seleccionado un compresor alternativo de cinco etapas fabricado por Burckhardt Compression, de la serie LABY-GI Compressor. El compresor es accionado por un motor eléctrico mediante acoplamiento directo. El compresor es el encargado de aspirar vapor de gas natural, y comprimirlo a la presión requerida por el motor, descargándolo hacia el acumulador de gas. A continuación se enumeran las principales características de este compresor.

La presión máxima de descarga de este compresor es de 350 bar, y está diseñado para aspirar gas a presión atmosférica, y a temperatura variable. La temperatura de entrada más baja permitida es de -160 °C, y la temperatura máxima de aspiración es de 45 °C. El caudal mínimo es de 4 toneladas métricas por hora, y el caudal máximo de descarga es de 8 toneladas métricas. La potencia máxima consumida por el compresor es de 4 MW, girando a 520 rpm. Sus dimensiones son 5,6-2,2-4,8 m (largo-ancho-altura).

Los pistones de las tres primeras etapas de compresión disponen de cierres laberínticos para evitar la fuga de gas hacia los elementos situados más abajo. El bajo coeficiente de rozamiento de los pistones conlleva a una larga vida útil de estos componentes. Los pistones de las etapas cuatro y cinco (etapas de alta presión) disponen de aros lubricados, para sellar y evitar cualquier fuga de gas. En la Figura 6.4.3.1.1, podemos ver el diseño de este compresor.

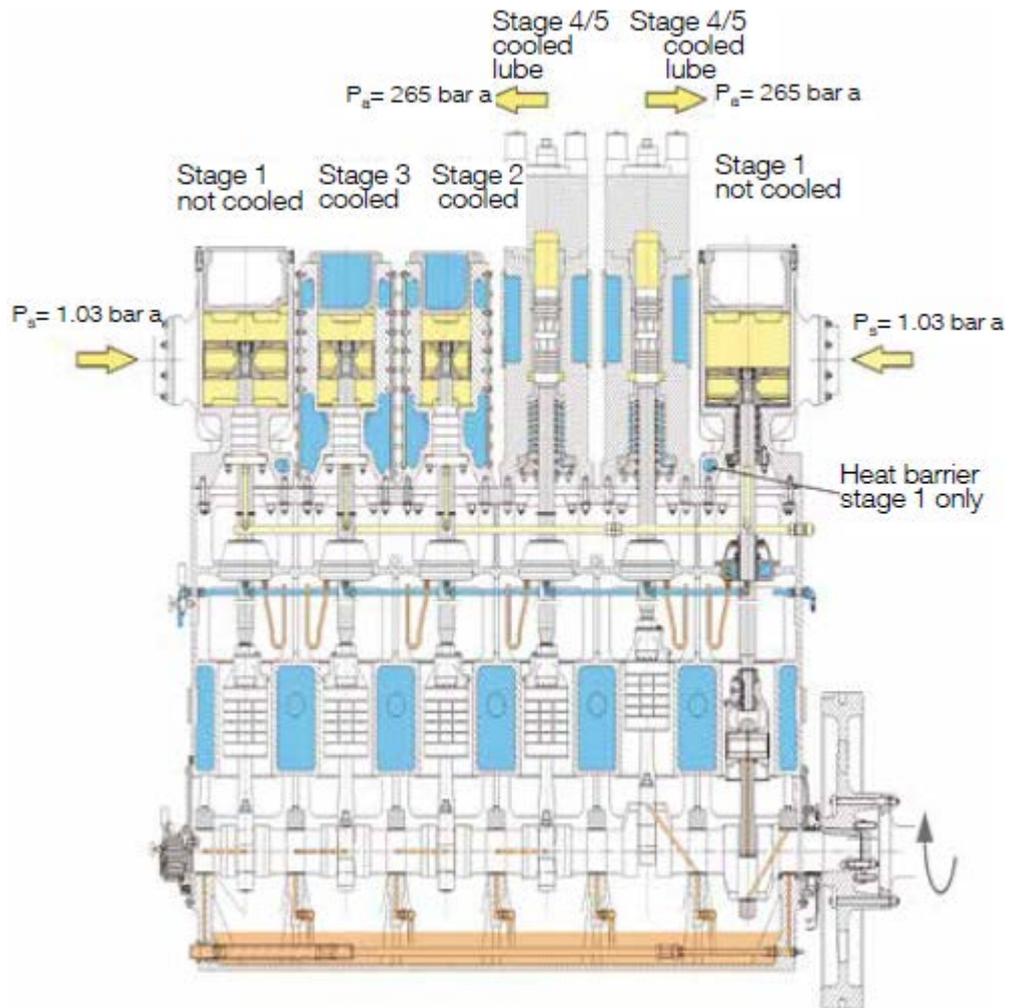


Figura 6.4.3.1.1: Corte vertical de un compresor de gas natural para suministrar combustible gaseoso a los motores duales lentos de MAN

Este compresor está especialmente diseñado para buques gaseros LNG, donde la temperatura de aspiración de gas varía en función de si el buque va en carga o en lastre, si el buque está calentando tanques o enfriándolos, etc. Además, este modelo dispone de una primera etapa diseñada para recibir gas del vaporizador forzado en buques LNG (la primera por la derecha en la Figura).

Ninguna de las dos primeras etapas está refrigerada, sin embargo, el bloque del compresor si dispone de una barrera térmica. Esta barrera térmica consiste en un flujo de una mezcla de agua y glicol, que absorbe el estrés térmico generado por la succión de gas a muy baja temperatura. El resto de etapas si están refrigeradas.

Todos los pistones son de doble efecto. Las 3 primeras etapas disponen de un pistón independiente para cada una (la primera etapa dispone de un pistón para recibir gas de vaporizador forzado y otro para recibir vapor procedente de tanques). Sin embargo, en las otras dos etapas, el gas descargado de la etapa 4, pasa a través de unos canales internos a la etapa 5 (del mismo pistón).

Los cilindros de las dos etapas uno, están fabricados en una aleación de acero con un 35% de níquel, material con un coeficiente de dilatación térmico realmente bajo. Esto se debe a las bajas temperaturas del gas en estas dos etapas. Los pistones de estas etapas están fabricados en una fundición de una aleación de acero y níquel, con deposición en estructura laminar de grafito.

Cada etapa del compresor dispone de un intercooler para refrigerar el gas, de forma que se reduzca su volumen específico, y aumente así la eficiencia del equipo. Dichos enfriadores son del tipo carcasa y tubos. El intercooler dispuesto entre la primera y la segunda etapa es by-paseado cuando la temperatura de descarga de la primera etapa es inferior a -80°C . Los enfriadores situados entre las etapas uno y dos, dos y tres y entre la cuatro y la cinco disponen de una válvula de paso variable, que permite regular el caudal a través del enfriador, o incluso by-pasear por completo el enfriador. Estos by-pass permiten adaptar la presión de descarga del compresor a las necesidades del motor.

Entre las etapas 3 y 4, se dispone de unas válvulas antirretorno, para evitar el retorno del gas, y separar las etapas no lubricadas de las lubricadas.

A la salida de cada etapa del compresor, se dispone de una válvula de seguridad, que permite aliviar posibles sobrepresiones que dañen los componentes del compresor.

Cada etapa dispone de sensores de presión y temperatura para poder monitorizar las alarmas y la parada de emergencia del compresor.

Para buques distintos de buques LNG, el gas natural se puede almacenar en tanques refrigerados o en tanques presurizados. En el primer caso, el gas natural necesita ser regasificado, para lo cual existen distintos sistemas. Después del regasificador, el vapor debe de pasar por un demister que separe las partículas de

líquido de la corriente de gas que se dirige al compresor. Otra opción es elevar la presión del líquido a la presión requerida por el motor, y después regasificarlo, lo cual consume menos energía, aumentando la eficiencia del sistema.

6.4.3.2 Inyectores de gas

Cada cilindro dispone de dos inyectores de gas natural. Dichos inyectores son significativamente distintos a los inyectores de combustible diésel, como se puede ver en la Figura 6.4.3.2.1.

Estos inyectores se mantienen cerrados por la acción de un muelle, y la válvula de aguja se abre mediante la acción de aceite hidráulico. En consecuencia de las bajas fuerzas de cohesión de los gases, en relación a los líquidos, es probable que una fracción de combustible se fugue entre las distintas piezas del inyector.

Para evitar que el gas se mezcle con el aceite hidráulico, produciendo un desgaste acelerado del mismo, junto con un mayor riesgo de explosión, se utiliza un aceite de sellado entre el gas y el aceite hidráulico. La presión del aceite de sellado es de entre 25 a 50 bar mayor que la presión del gas en el inyector.

Para extraer el posible gas fugado dentro del inyector, el propio inyector cuenta con un conducto que comunica con el sistema de ventilación de las tuberías de gas. Además, el propio inyector dispone de un detector de partículas de hidrocarburos para detectar gas en el conducto del inyector que se acaba de citar. En caso de detectarse gas en este conducto, se corta la alimentación de gas a los inyectores, y se purga todas las líneas de ventilación de gas con nitrógeno a una presión de 9 bar.

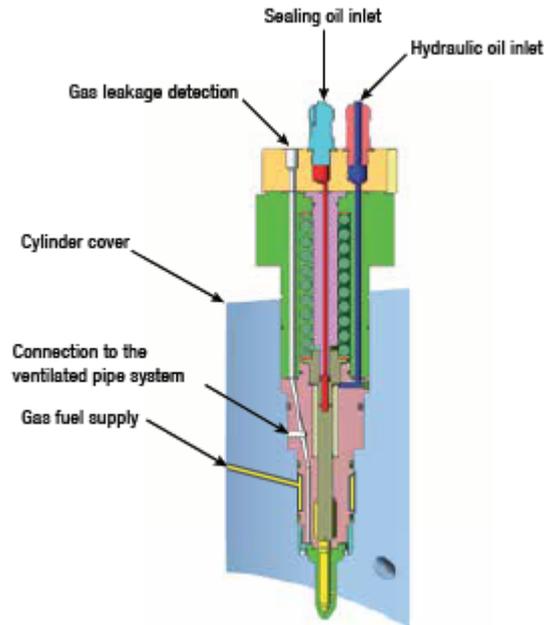


Figura 6.4.3.2.1: Corte vertical de un inyector de gas para motores ME-GI

6.4.3.3 Inyectores de combustible diésel piloto

Cada cilindro dispone de dos inyectores de combustible piloto. Dichos inyectores son similares a los de las gamas ME. Únicamente difieren en la tobera, la cual está optimizada para que el motor opere en Modo de mínimo consumo diésel, principalmente. A pesar de esto, los inyectores funcionan de forma precisa incluso en con el motor al 100% del MCR en Modo sólo diésel. Si el operador desea operar de forma habitual el motor en Modo sólo diésel, MAN Diesel & Turbo aconseja cambiar las toberas de los inyectores piloto, lo que permite aumentar la eficiencia del motor alrededor de un 1%.

6.4.3.4 Circuito de combustible del motor

Para analizar el circuito de combustible del motor, lo dividiremos en dos secciones. Una primera sección, en donde se explicara el circuito del combustible diésel, y una segunda sección donde se explicara el circuito de gas.

Comenzamos por la primera sección, el circuito de combustible diésel. El circuito de diésel está compuesto por una bomba de baja presión de alimentación, una bomba de inyección de alta presión, dos inyectores de combustible, una válvula ELFI (salvo la bomba de baja presión, el resto de componentes se enumeran por

cada cilindro del motor) y las líneas de suministro y retorno de combustible diésel. La línea de suministro de combustible a la bomba de inyección dispone de una válvula antirretorno, para evitar que parte del combustible a alta presión vuelva hacia la bomba de baja presión. La línea de retorno dispone de una válvula de presión constante, que reduce la presión del combustible hasta los valores adecuados. Además se dispone de una línea de alimentación y retorno de aceite hidráulico. Su funcionamiento es muy similar el de los motores ME de MAN.

El SCM actúa sobre la válvula ELFI para controlar la inyección de combustible. Dicha válvula es actuada por aceite de control, y retorna a la posición de reposo por acción de un muelle. Es una válvula de tres vías y tres posiciones. En la posición de reposo, la válvula permite el retorno del aceite hidráulico desde la bomba de inyección de combustible diésel al tanque de aceite. En la segunda posición, la válvula no permite la circulación del aceite hidráulico, y en la última posición, la válvula ELFI (siglas inglesas de inyección de combustible electrónica) permite la entrada de aceite hidráulico a alta presión a la bomba de inyección de combustible (o FIVA, siglas inglesas de actuador de la válvula de inyección de combustible).

Cuando el motor va a inyectar combustible en el cilindro, el SCM actúa sobre la ELFI, situándola en su tercera posición, en la cual se suministra Aceite hidráulico a la FIVA, cuyo pistón hidráulico comienza su carrera de compresión. Se cierra la válvula antirretorno de combustible de la línea de suministro de diésel a la bomba de inyección. Se eleva la presión del diésel a valores de entre 800 a 900 bar, enviándolo hacia los inyectores piloto. Cuando la fuerza que ejerce el combustible vence a la fuerza del resorte que mantiene la válvula de aguja del inyector cerrada, esta abre, y comienza la inyección de combustible en el cilindro. Cuando el SCM desea detener la inyección de combustible diesel, actúa de nuevo sobre la FIVA, situándola en la posición de reposo, en la cual, el aceite hidráulico que se encuentra en la FIVA, retorna al tanque de aceite. Al reducirse la presión sobre la FIVA, se reduce la presión del combustible, deteniéndose la inyección, y el pistón hidráulico de la bomba de inyección retorna a su posición de reposo. La cámara de combustible se llena a través de la línea de suministro de combustible. El combustible se mantiene circulando en todo momento. Cuando la bomba de

inyección está en reposo, el combustible no utilizado vuelve al tanque a través de la línea de reposo. Cuando la bomba de inyección está en reposo, la FIVA sitúa a la ELFI en su segunda posición, en la cual no se permite la circulación de aceite hidráulico a través de la misma.

La línea de combustible gaseoso está compuesta por una válvula ELGI (siglas inglesas de válvula de inyección electrónica de gas), dos inyectores de gas por cada cilindro, la línea de alimentación de gas, una válvula ELWI por cada cilindro (siglas inglesas de ventana electrónica de corte de gas), un acumulador de gas que alimenta todos los inyectores de gas, y una válvula de ventana, y el circuito de alimentación y retorno de aceite hidráulico (dicho aceite es el mismo que el que acciona la bomba de inyección de combustible diésel, y está presurizado a 300 bar).

La válvula ELWI actúa como una seguridad de la válvula de ventana. Su única función es mantenerla en una posición concreta, bien permitiendo el paso de combustible a través de la válvula de ventana o bien impidiéndolo. La válvula de ventana es la encargada de permitir el paso de gas desde el acumulador de gas hacia los inyectores. En operación normal del motor (con el motor consumiendo gas), la alimentación de gas a los inyectores es continua.

La inyección de gas en el cilindro se controla mediante la válvula ELGI, la cual está controlada por el SCM. Es una válvula de tres vías y tres posiciones. En la primera posición (posición de reposo) se permite el retorno de aceite hidráulico desde el inyector hacia el depósito de combustible. En la segunda posición, no se permite la circulación del aceite, u en la tercera posición se permite el flujo de aceite hidráulico hacia el inyector.

Se procede a explicar el funcionamiento del circuito. Si el motor detecta que no hay ninguna fuga de combustible, y tras seleccionar el operario el Modo de mínimo consumo diésel, el SCM conmuta la válvula de ventana, de forma que se permite el paso de gas hacia los inyectores. Cuando SCM del motor desea inyectar combustible, actúa sobre la válvula ELGI, situándola en su tercera posición, permitiendo el paso de aceite hidráulico a 300 bar hacia el inyector de gas, abriendo la válvula de aguja del mismo, e inyectando gas en el cilindro. Si el

SCM quiere mantener la inyección de combustible, accionara la válvula ELGI, situándola en la segunda posición, manteniendo la válvula de aguja del inyector abierta. Para dejar de inyectar combustible en el cilindro, se sitúa la válvula ELGI en su primera posición, permitiéndole al aceite retornar desde el inyector al depósito.

En el “Modo de consumo mínimo de diésel”, se comienza a inyectar gas ligeramente antes que el combustible diésel, y su inyección termina después que la del diésel.

6.4.3.5 Sistemas de seguridad

Pas tuberías de gas de alta presión disponen de una doble pared, a fin de evitar la fuga de gas en la sala de máquinas, si se perforara la tubería interior. Por el espacio generado entre las dos tuberías circula un gas inerte, por lo general nitrógeno, a fin de no formar mezclas inflamables en caso de fuga de gas. Por el espacio libre entre la tubería interior y la tubería exterior se hace circular aire a inferior presión que el combustible y que la presión reinante en la sala de máquinas, de forma que se evita cualquier fuga hacia el local de máquinas. El aire que se hace circular por este espacio se toma del exterior, en un punto donde el aire esté limpio, y se renueva unas 30 veces por hora. En caso de producirse una fuga de gas en cualquier punto del circuito, se corta el suministro del mismo y se purgan todas las líneas y conductos con gas inerte.

6.4.3.6 Riesgos de usar gas a alta presión en la sala de máquinas

La compañía alemana, consciente del riesgo de utilizar gas a alta presión como combustible, consideró oportuno realizar un estudio sobre las consecuencias de una fuga de gas debida a la rotura total de una tubería de gas natural. Dicho estudio fue realizado por la Sociedad de Clasificación noruega Det Norske Veritas, a razón de su amplia experiencia en la industria Offshore.

Para averiguar las consecuencias que tendría una rotura total de una tubería de doble pared de gas a alta presión, con la consecuente fuga del fluido y una posterior explosión e incendio, DNV empleó el programa de simulación CFD. Al programa se le establecieron los siguientes parámetros: volumen de la sala de

máquinas, la posición de los componentes más representativos de la instalación, el caudal de aire de ventilación, la localización de la tubería de gas y la localización de la sala de control. En el análisis se simularon varios escenarios hipotéticos, para averiguar la influencia de los parámetros de entrada.

En la realidad, al detectarse una fuga de gas, se accionan las válvulas de corte de suministro de gas, cerrándose, e impidiendo que la fuga de gas se alargue en el tiempo. Dicha situación también se tuvo en cuenta en el estudio.

DNV concluyó que, aun en el peor de los escenarios posibles, es decir, con la rotura total de la tubería de gas (pero con la actuación de las válvulas de corte de suministro de gas), ningún local situado fuera de la sala de máquinas se vería afectado, incluidos los tanques de combustible situados en el doble fondo; por lo que el fuego no se puede propagar.

Sin embargo existe el riesgo, aunque muy poco probable, de que fallen dichas válvulas de corte de gas, por lo que DNV aconsejó tomar las siguientes precauciones:

- Las tuberías de doble pared se situarán tan lejos como sea posible de los mamparos críticos, como los mamparos de tanques de combustible o cuadros de conexiones eléctricas
- En caso de que el sistema de alarmas de incendios detecte fuego en la sala de máquinas, se cortará de inmediato el suministro de gas a los motores, y pararán los ventiladores de la sala de máquinas, bloqueando igualmente las entradas de aire.
- Cuando el motor se encuentre operando en “Modo de mínimo consumo de diésel”, no se permitirá llevar a cabo ningún trabajo pesado con la grúa de la Sala de Máquinas.
- El emplazamiento de los sensores de hidrocarburos situados en la Sala de Máquinas se estudiará en profundidad, a fin de localizar la posición idónea de los mismos.
- Si falla la ventilación de la Sala de Máquinas, se cortará automáticamente el suministro de gas a los motores.

- La variación de la temperatura del gas debe de ser absorbido por la tubería.

Para un mayor conocimiento sobre la localización de los equipos en el buque, DNV y la compañía MAN contaron con la colaboración del astillero Hyundai Heavy Industries.

6.4.4 Motores duales de Wärtsilä

Los motores de dos tiempos, lentos de Wärtsilä pertenecen a la gama X-DF. Operan en un ciclo Otto, a diferencia de los ME-GI de MAN que operan en ciclo Diesel. Para esto, inyectan gas a baja presión en la carrera de compresión, y utilizan una cantidad muy pequeña de un combustible piloto como fuente de ignición del gas. Estos motores, al igual que los ME-GI cumplen con la norma Tier III sin necesidad de un post-tratamiento de los gases de escape. Wärtsilä también suministra, a los clientes que así lo deseen, todos los componentes necesarios para el almacenamiento de gas a bordo, para permitir que buques distintos a los gaseros LNG también puedan utilizar este fluido como combustible.

Al igual que los motores de la serie ME-GI, pueden operar en Modo sólo diésel o en Modo de mínimo consumo diésel. A continuación se describen los elementos que los diferencian de los motores controlados electrónicamente, descritos en el Punto 6.4.2 de este trabajo.

6.4.4.1 Inyectores de gas

Para la inyección de gas en los cilindros, cada cilindro dispone de dos inyectores de gas, acoplados al lateral de la camisa, en posiciones opuestas de la misma. Los inyectores se disponen perpendicularmente a la camisa. Para poder inyectar el gas, las camisas se mecanizan, de forma que una parte del inyector pueda pasar a través de dicho agujero. La unión entre el inyector y la camisa está perfectamente sellada para evitar cualquier posible fuga de gas y de aire.

Los inyectores están situados a media carrera del cilindro, y la inyección de combustible se realiza momentos después de que la cabeza del pistón haya obstruido las lumbreras de admisión. La presión de inyección de gas es, en todo momento, inferior a 16 bar.

6.4.4.2 Inyectores de diésel

A diferencia de los motores de la gama RT-Flex, los motores duales de Wärtsilä reducen el número de inyectores de diésel de tres a dos; los cuales están especialmente diseñados para trabajar, principalmente, como inyectores de combustible piloto.

La cantidad de combustible piloto inyectada en Modo sólo gas es inferior al 1% del combustible total inyectado. Al inyectar el diésel en el cilindro, este se quema, al igual que en un Ciclo Diesel, sin embargo, la energía desprendida se utiliza para inflamar la mezcla aire-gas, y no para empujar el pistón hacia abajo. La energía liberada por la combustión de este combustible piloto es mucho mayor que la liberada por cualquier bujía.

6.4.4.3 Unidad elevadora de presión

La unidad elevadora de presión aspira el gas líquido del tanque, y aumenta su presión. Dicho líquido a baja presión es enviado al motor, a través del vaporizador, el calentador y la GVU.

6.4.4.4 Evaporador

El evaporador es el elemento encargado de regasificar el gas natural, para poder alimentar el motor. La regasificación de LNG se realiza en un calentador, donde una mezcla de agua y glicol ceden calor al gas natural líquido para su regasificación. A raíz de la gran diferencia de temperaturas (el gas natural entra a unos $-159\text{ }^{\circ}\text{C}$), el caudal másico de agua-glicol debe ser mucho mayor al caudal de gas natural, para evitar la congelación del agua en el circuito.

El sistema también dispone de un calentador, en donde se ajusta la temperatura del gas natural a la temperatura de alimentación del sistema. Este ajuste se puede realizar con agua de refrigeración del motor, de forma que se eleva la eficiencia de la instalación.

6.4.4.5 Tuberías de gas

Las tuberías de gas deben ser de doble pared en toda su longitud, con el fin de contener en el espacio generador entre la tubería interna y la externa, posibles fugas de gas por perforación en la pared de la tubería interna.

6.4.4.6 Unidad de la válvula de gas (GVU)

La unidad de la válvula de gas es la encargada de suministrar al motor (o a cada motor, si se dispone de más de uno) el gas de alimentación a la presión correcta, y de interrumpir el flujo de gas en caso de algún fallo en algún punto del circuito de gas.

La Unidad de la válvula de gas está diseñada de acuerdo a lo establecido en el Código IGF. A continuación se detallan las diferentes funciones que realiza este equipo.

6.4.4.6.1 Seguridad

Uno de los bloques de esta Unidad está destinado a la seguridad de la instalación. El equipo dispone de dos válvulas de cierre rápido situadas en serie, con una válvula de ventilación situada entre ambas. Estas válvulas de cierre rápido se accionan mediante aire a presión. En caso de corte o caída de presión del aire de control de las válvulas, estas cierran y cortan el suministro de gas al motor. Además, se purga con gas inerte el espacio que existe entre las dos válvulas de cierre rápido, y dicho gas es enviado a la atmósfera a través de la válvula de ventilación. En esta situación, el motor pasaría a operar únicamente con combustible diésel.

6.4.4.6.2 Control de la presión

La presión de alimentación varía en función de la carga demandada al motor, por lo tanto, es indispensable que la presión del gas de alimentación sea la correcta en todo momento. Este proceso lo realiza una válvula reguladora de presión, situada a una distancia de unos 10 metros del motor lo que permite una respuesta rápida, a la vez que eficaz y segura.

6.4.4.6.3 Mantenimiento e inertado de las líneas de alimentación de gas

Si es necesario realizar algún trabajo de mantenimiento en el motor o en la GVU, se debe purgar cualquier resto de gas de las líneas de alimentación. La unidad encargada de realizar dicho trabajo, purga las líneas con un gas inerte, por lo general nitrógeno, y el nitrógeno y los restos de gas son venteados a la atmósfera. Es importante recalcar que la masa de gas que se puede enviar a la atmósfera es muy pequeña, con lo que apenas se afecta negativamente al medioambiente.

6.4.4.6.4 Limitaciones al diseño y localización de la GVU en el buque

La GVU se debe instalar en un local especialmente diseñado para ella, y cumplir con las siguientes restricciones:

- Local estanco al gas.
- Todo equipo eléctrico instalado dentro de este espacio debe cumplir con los requerimientos impuestos por la Directiva ATEX para Zona 1.
- Se debe poder bloquear el suministro de aire al espacio.
- El espacio debe disponer de dos puertas de cierre automático que cumplan con la Directiva ATEX.
- Ventiladores redundantes ATEX para el espacio de la GVU, que reduzcan la presión del local respecto a los habitáculos situados a su alrededor.
- Dichos ventiladores deben generar la suficiente depresión en el local, y disponer de tuberías de doble pared tanto en el suministro como en la expulsión de aire.

7. Comparativa de motores

En este apartado se estudiarán los consumos específicos de los motores MAN Diesel & Turbo y Wärtsilä, de control electrónico, tanto diésel como duales. Este estudio tiene la finalidad, primeramente, comparar la diferencia de combustible consumido por un motor diésel de control electrónico y el mismo modelo pero adaptado para quemar diésel y gas natural, de lo largo de un año. En un segundo apartado se realizarán unos cálculos que permitirán, de una forma aproximada, puesto que el precio de los combustibles es variable y fluctúa con las situaciones políticas de los países exportadores e importadores, contabilizar el coste añadido, o el coste ahorrado debido a la utilización de combustibles de mejor calidad.

7.1. Comparación de SFOC

Se procede a comparar el consumo específico de combustible de varios motores de los fabricantes MAN y Wärtsilä en distintos puntos de funcionamiento. Los motores a estudiar son los MAN 6S60ME-C9.5-TII y 6S90ME-C10.5-TII, comparándolos con la misma versión del motor pero de la serie ME-GI; y los Wärtsilä RT-flex50 , W-X72 y W-X92 en versiones diésel y dual. Para hacer estas comparaciones se han elaborado unas tablas en el programa informático Microsoft Excel. Se ha realizado una tabla distinta para cada motor, comparando los consumos específicos de la versión diésel con la versión dual. Para los motores MAN, el valor del SFOC de los motores duales se corresponde con el consumo del motor operando en modo de mínimo combustible diésel, y su valor corresponde a la suma del gas y del combustible piloto. No se ha incluido el dato del SFOC al 100% del MCR y 100% del régimen de giro, pues no se ha dispuesto de dicho dato con el motor operando con gas. El consumo específico de estos motores operando en modo sólo diésel es el mismo que el de la versión diésel en los mismos puntos de funcionamiento. Los datos que aquí se representan se han consultado en documentos suministrados por MAN y Wärtsilä al público.

Se comienza con la versión diésel del primer motor citado, el MAN 6S60ME. Este motor ofrece una potencia máxima de 16080 kW a 97 rpm, con un consumo

específico de 167 g/kWh. El mínimo consumo específico que ofrece este motor es de 161,40 g/kWh al 63% de carga y girando a 92 rpm. En lo referente a la versión dual, el motor ofrece la misma potencia máxima. La máxima reducción de SFOC se produce a regímenes intermedios de carga, donde se llega a reducir en casi 4 g/kWh. El mínimo SFOC lo encontramos a un 63% del MCR, don su valor desciende claramente por debajo de los 160 g/kWh.

	Motor							
	6S60ME-C				6S60ME-C-GI			
%MCR	100,00	90,00	63,00	45,00	100,00	90,00	63,00	45,00
%rpm	100,00	95,00	95,00	95,00	100,00	95,00	95,00	95,00
Potencia (kW)	16080,00	14472,00	10130,40	7236,00	16080,00	14472,00	10130,40	7236,00
rpm	97,00	92,15	92,15	92,15	97,00	92,15	92,15	92,15
SFOC (g/kWh)	167,00	165,40	161,40	164,40	-	164,40	157,60	160,50
Diferencia %	-	-	-	-	-	-0,60	-2,35	-2,37
Diferencia (g/kWh)	-	-	-	-	-	-1,01	-3,80	-3,90

Figura 7.1.1: Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del MAN 6S60

Con el modelo 6S90ME y 6S90ME-GI pasa igual que con el modelo anterior, pero los valores de SFOC difieren ligeramente. Este motor ofrece un máximo de 36600 kW a 84 rpm, con un Consumo de 166 g/kWh. Para el modelo diésel, el mínimo SFOC se encuentra al 63% del MCR y a 95% de la velocidad máxima del motor, donde su valor desciende has poco más de 160 g/kWh. EL motor dual reduce esta cifra al mismo régimen de potencia y giro hasta 157 g/kWh.

	Motor							
	6S90ME-C10.5-TII				6S90ME-C10.5-GI-TII			
%MCR	100,00	90,00	63,00	45,00	100,00	90,00	63,00	45,00
%rpm	100,00	95,00	95,00	95,00	100,00	95,00	95,00	95,00
Potencia (kW)	36600,00	32940,00	23058,00	16470,00	36600,00	32940,00	23058,00	16470,00
rpm	84,00	79,80	79,80	79,80	84,00	79,80	79,80	79,00
SFOC (g/kWh)	166,00	164,40	160,40	163,40	-	163,40	156,90	159,60
Diferencia %	-	-	-	-	-	-0,61	-2,18	-2,33
Diferencia (g/kWh)	-	-	-	-	-	-1,01	-3,50	-3,80

Figura 7.1.2: Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del MAN 9S90

Los motores Wärtsilä duales ofrecen, como se verá a continuación, una reducción del consumo de combustible mucho más amplia que los modelos ofrecidos por MAN, cuando operan en modo de mínimo consumo diésel. Comenzando por el modelo diésel RT-flex50. EL modelo diésel ofrece un SFOC de 169 g/kWh al 100 del MCR, y de 163 cuando el buque navega en lastre con el motor al máximo régimen de giro, desarrollando una potencia de 10470 kW. El modelo dual

aumenta drásticamente el consumo si opera en modo sólo diésel, sin embargo, cuando opera en modo dual, llega a reducir el SFOC hasta valores de 144 g/kWh, reduciendo el consumo de combustible hasta un 14% respecto al modelo diésel.

	Motor							
	RT-flex50-D				RT-flex50-DF			
	R1	R2	R3	R4	R1	R2	R3	R4
Potencia (kW)	10470	7980	8040	6120	8640	7200	6900	5730
rpm	124		95		124		99	
SFOC fuel (g/kWh)	169	163	169	163	182,1			
SFOC gas (g/kWh)	-	-	-	-	142,7	141,6	142,7	141,6
SFOC comb. piloto (g/kWh)	-	-	-	-	1,5	1,8	1,5	1,8
%Diferencia	-	-	-	-	-14,67	-12,02	-14,67	-12,02
Diferencia (g/kWh)	-	-	-	-	-24,8	-19,6	-24,8	-19,6

Figura 7.1.3: Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del Wärtsilä RT-flex50

La comparación de los dos motores que siguen, concluyen con los mismos resultados que el RT-flex50. Para el modelo W-X72, el diseño diésel, que ofrece 21660 kW a 84 rpm, el SFOC tiene un valor de 167 g/kWh. Dicho valor se reduce si el buque navega en lastre a toda máquina, ofreciendo el motor una potencia de 16200 kW con un consumo específico de 160 g/kWh. Este motor ofrece la posibilidad de aumentar la velocidad del motor, sin aumentar la potencia ofrecida, en cuyo caso su SFOC se reduce a 166 g/kWh. El modelo dual no dispone de este punto de su diagrama de trabajo conocido como R1+ (en el caso del modelo diésel). Su régimen de giro máximo es de 89 rpm, y la máxima potencia ofrecida por este motor es de 19350 kW, consumiendo 143,10 g/kWh. De esta cantidad, 0,8 g/kWh corresponde al combustible piloto, y el resto al gas natural. En el caso del Punto R2, en el cual el motor desarrolla máxima potencia con el buque navegando en lastre, el SFOC se reduce a 141,30 g/kWh, 1g/kWh corresponde al combustible piloto y el resto al gas natural.

	Motor							
	W-X72				W-X72DF			
	R1/R1+	R2/R2+	R3	R4	R1	R2	R3	R4
Potencia (kW)	21660	16200	17040	12720	19350	16110	15000	12480
rpm	84/89		66		89		69	
SFOC fuel (g/kWh)	167/166	160	167	160	180			
SFOC gas (g/kWh)	-	-	-	-	142,30	140,30	142,30	140,30
SFOC comb. piloto (g/kWh)	-	-	-	-	0,80	1,00	0,80	1,00
%Diferencia	-	-	-	-	-14,00	-11,69	-14,31	-11,69
Diferencia (g/kWh)	-	-	-	-	23,38/22,6	-18,70	-23,90	-18,70

Figura 7.1.4: Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del Wärtsilä W-X72

Para cerrar este apartado, estudiamos el caso del modelo W-X92. Este motor, en u versión diésel, desarrolla una potencia máxima de 77400 kW a 80 rpm y con un SFOC de 166 g/kWh, cuando el buque navega en lastre, y desarrolla una potencia máxima de 55800 kW al mismo régimen de giro con un SFOC de 159 g/kWh. En su versión dual, el consumo a máxima potencia desarrollada con el buque en carga, equivale a 141,90 g/kWh, 0,5 g/kWh corresponden a combustible piloto, y el resto a gas natural. En estas condiciones, el motor desarrolla una potencia de 63840 kW. Cuando el buque navega en lastre, la máxima potencia desarrollada por el motor es de 53160 kW, logrando dejar el valor del SFOC en 140,10 g/kWh.

	Motor							
	W-X92				W-X92DF			
	R1	R2	R3	R4	R1	R2	R3	R4
Potencia (kW)	77400	55800	67800	48840	63840	53160	55860	46500
rpm	80				70			
SFOC fuel (g/kWh)	166	159	166	159	178,9			
SFOC gas (g/kWh)	-	-	-	-	141,40	139,50	141,40	139,50
SFOC comb. piloto (g/kWh)	-	-	-	-	0,50	0,60	0,50	0,60
%Diferencia	-	-	-	-	-14,00	-11,89	-14,52	-11,89
Diferencia (g/kWh)	-	-	-	-	1,03	-18,90	-24,10	-18,90

Figura 7.1.5: Comparación de SFOC en distintos puntos de funcionamiento de las versiones diésel y dual del Wärtsilä W-X92

Se ha podido comprobar como el fabricante MAN ha conseguido reducciones de SFOC que sobrepasan escasamente el 2%, mientras que Wärtsilä, por su parte, ha logrado reducir el consumo de sus motores más de un 14%, en las condiciones más favorables.

7.2. Consecuencias económicas de instalar motores duales

En este apartado se estudiara el impacto económico que conlleva operar con motores duales, en lugar de hacerlo con motores diésel. El estudio se limitará únicamente, a los costes derivados del consumo de combustible. Para llevar a cabo este estudio, se necesitan conocer dos datos, uno es el consumo de combustible, y el segundo dato corresponde al coste del mismo. Este estudio lo aplicaremos a los motores que hemos comparado en el punto anterior. Se supondrán 4 situaciones distintas. La primera corresponde a un buque que no navegue por zonas ECA, el segundo un buque que navegue por zonas ECA el 33% del tiempo de navegación, la tercera, un buque que navegue por zonas ECA un 67% del tiempo de navegación, y la última situación corresponderá a un buque

que navegue por zonas ECA continuamente. El combustible consumido que se calculará equivaldrá al consumido en navegación por un buque en el período de un año. Como tiempo de navegación supondremos 10 meses (de 30 días cada uno). Descontaremos, de esta forma, 65 días, dado que un buque puede realizar varadas en dique seco para reparaciones, realiza maniobras de entrada y salida de puerto, con el tiempo correspondiente de carga y descarga, y puede estar fondeado, esperando poder entrar a puerto o cruzar un canal, entre otros motivos. Como el consumo específico se mide en kWh, es conveniente expresar el período de tiempo de navegación a horas, valiéndonos de la Ecuación 7.2.1, resultando un total de 7200 horas.

$$\text{horas} = 10 \text{ meses} * 30 \frac{\text{días}}{\text{mes}} * 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \quad 7.2.1$$

Una vez obtenemos el dato del tiempo, sólo nos falta conocer el valor de los combustibles. Fuera de zonas ECA, la mayoría de los motores son alimentados con fuel, y dentro de estas zonas, con un MGO de bajo contenido en azufre. El precio de estos combustibles se expresa en \$/ton (en este caso, el precio que se ha consultado se expresa en \$ por cada tonelada métrica). El coste de una tonelada de un IFO 360 es de 250 \$/ton, y para el MGO es de 520 \$/ton. El precio del LNG se suministra como \$ por la cantidad de LNG cuya energía de combustión equivale a la combustión de una tonelada de un IFO 360, y por otra parte, realizando la misma equivalencia respecto a la energía liberada por una tonelada de MGO. Conociendo el poder calorífico (inferior o superior) de un MGO y de un LNG tipo, podremos calcular el precio de una tonelada de LNG. Un MGO tipo posee un PCI de 42,7 MJ/ton, y un LNG tipo posee un PCI de 48,6 MJ/ton. El término x de la Ecuación 7.2.2, expresa la fracción, en tanto por uno, de las toneladas de LNG que equivalen a una tonelada de MGO, en cuanto a energía calorífica liberada se refiere. Dicho término X posee un valor de 0,88.

$$\text{masa MGO} * \text{PCI MGO} = X * \text{masa LNG} * \text{PCI LNG} * 10^{-6} \quad 7.2.2$$

Una cantidad de LNG que libere la misma energía que una tonelada de un MDO tiene un precio de 233 \$ [13]. Por lo tanto, aplicando la Ecuación 7.2.3 podemos

calcular el precio de una tonelada de LNG. Por tanto, el coste de una tonelada de LNG es de 265 \$.

$$233 \$ = 1 \text{ tonelada de LNG} * X$$

7.2.3

Se supondrá que, durante la navegación, los motores operan ligeramente por debajo del 100% del MCR. Se comienza calculando el combustible consumido por el motor 6S60ME diésel. El motor desarrollará 14472 kW al 90% del MCR y al 95 de las rpm máximas. Con el buque navegando en la primera situación, es decir, fuera de zona ECA permanentemente, el buque consumirá fuel. Con el buque navegando en zona ECA, el motor consumirá MGO.

$$\text{Tons combustible} = \text{SFOC} * n^{\circ} \text{ horas funcionamiento} * \text{Potencia desarrollada}$$

7.2.4

El motor 6S60ME-GI navegará continuamente en modo de mínimo consumo diésel, en las mismas condiciones de carga que el modelo diésel.

En la Figura 7.2.1 se observan las diferencias de costes para los motores MAN 6S60. En el escenario 1, los costes aumentarían en 210 mil \$ al año, mientras que en el escenario 4, los costes se reducen a la mitad.

	Motor				
	6S60ME				6S60ME-GI
	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 4	
Toneladas de IFO 360 consumidas	17234,00	11547,00	5687,00	-	1113,00
Toneladas de MGO consumidas	-	5687,00	11547,00	17234,00	-
Toneladas de LNG consumidas	-	-	-	-	16016,00
Coste (millones de \$)	4,31	5,84	7,43	8,91	4,52
Diferencia (millones de \$)	0,21	-1,32	-2,91	-4,39	-

Figura 7.2.1: Comparación de costes de combustible entre el motor MAN 6S60ME y el 6S60ME-GI

Se procede a hacer los mismos cálculos para los motores de Wärtsilä W-X72. Supondremos que tanto el motor diésel como el dual operarán continuamente en el punto R3 (correspondiente a cada motor). Al igual que el motor MAN 6S60ME-GI, el W-X72DF operará constantemente con gas natural (pues resulta negativo hacerlo de otra forma). Los resultados se pueden observar en la Figura 7.2.2. Se comprueba que, en el caso de los motores Wärtsilä, los costes se reducen

notablemente al instalar un motor dual, logrando un ahorro de un 20% en lo que a combustible se refiere, en el peor de los escenarios.

	Motor				
	W-X72				W-X72DF
	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 4	
Toneladas de IFO 360 consumidas	20489,00	13728,00	6761,00	-	86,00
Toneladas de MGO consumidas	-	6761,00	13728,00	20489,00	-
Toneladas de LNG consumidas	-	-	-	-	15368,00
Coste (millones de \$)	5,12	6,95	8,83	10,65	4,10
Diferencia (millones de \$)	-1,02	-2,85	-4,73	-6,55	-

Figura 7.2.2: Comparación de costes de combustible entre el motor Wärtsilä W-X72 y el W-X72DF

8. CONCLUSIONES

Los motores diésel han sufrido cambios a lo largo de su historia, con el objetivo de hacerlos más eficientes y, desde hace unos años, también han reducido sus emisiones, para adaptarse a las normativas vigentes. El gas natural es un combustible alternativo apropiado, en cuanto a reducir las emisiones de SOx se refiere, debido a que este combustible apenas contiene azufre en su composición. Respecto a los NOx, el gas natural facilita su reducción, pero sus emisiones de este componente siguen siendo altas.

Dado que el gas natural es, al igual que el petróleo, un combustible fósil y, sobre todo, si las normativas de reducción de contaminación continúan su tendencia y siguen reduciendo los límites de NOx y SOx, posiblemente los fabricantes de motores se vean obligados a buscar, de nuevo, otra fuente de energía alternativa. Sin embargo, a corto plazo, se sitúa como el mejor candidato para sustituir al fuel como combustible marino mayoritario.

Los motores duales de MAN aunque no logran la reducción de SFOC de los motores duales de Wärtsilä, tiene a su favor el ofrecer una tecnología consolidada en plantas de generación de energía eléctrica terrestres. Por su parte, Wärtsilä, oferta una tecnología que promete una notable reducción de costes de operación del motor, pero sin poder garantizar, a día de hoy, que sus motores no vayan a reducir la disponibilidad de los buques, por fallos o avería en sus motores.

La evolución de los motores marinos se ha traducido en motores cada vez más complejos, que necesitan de personal cualificado para su operación y mantenimiento. Quizás este hecho provoque que las navieras inviertan, aunque sea ligeramente, la tendencia actual a contratar a personal con menor formación por el simple hecho de ahorrar en salarios, y demanden, de nuevo, tanto oficiales como subalternos con alta formación que, aunque más costosos en lo que a salario se refiere, con total seguridad, devuelven esa inversión a las navieras operando eficientemente sus buques y reduciendo los costes por avería y aumentando la disponibilidad de los buques, aumentando los beneficios de la empresa a medio y largo plazo.

**“TITULO: INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE
MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA
PROPULSIÓN MARINA”**

PLANOS

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

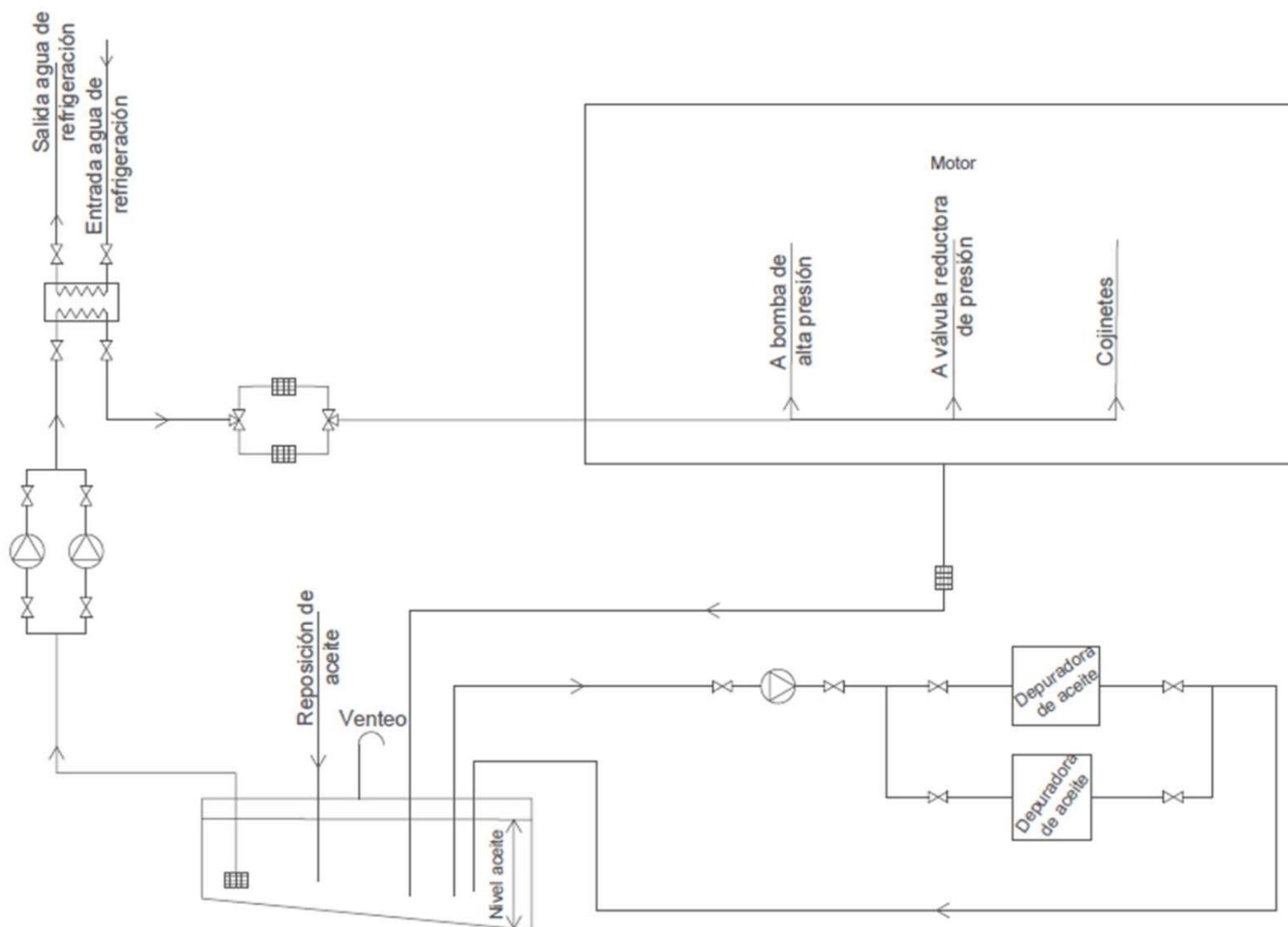
ENERGÍA Y PROPULSIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

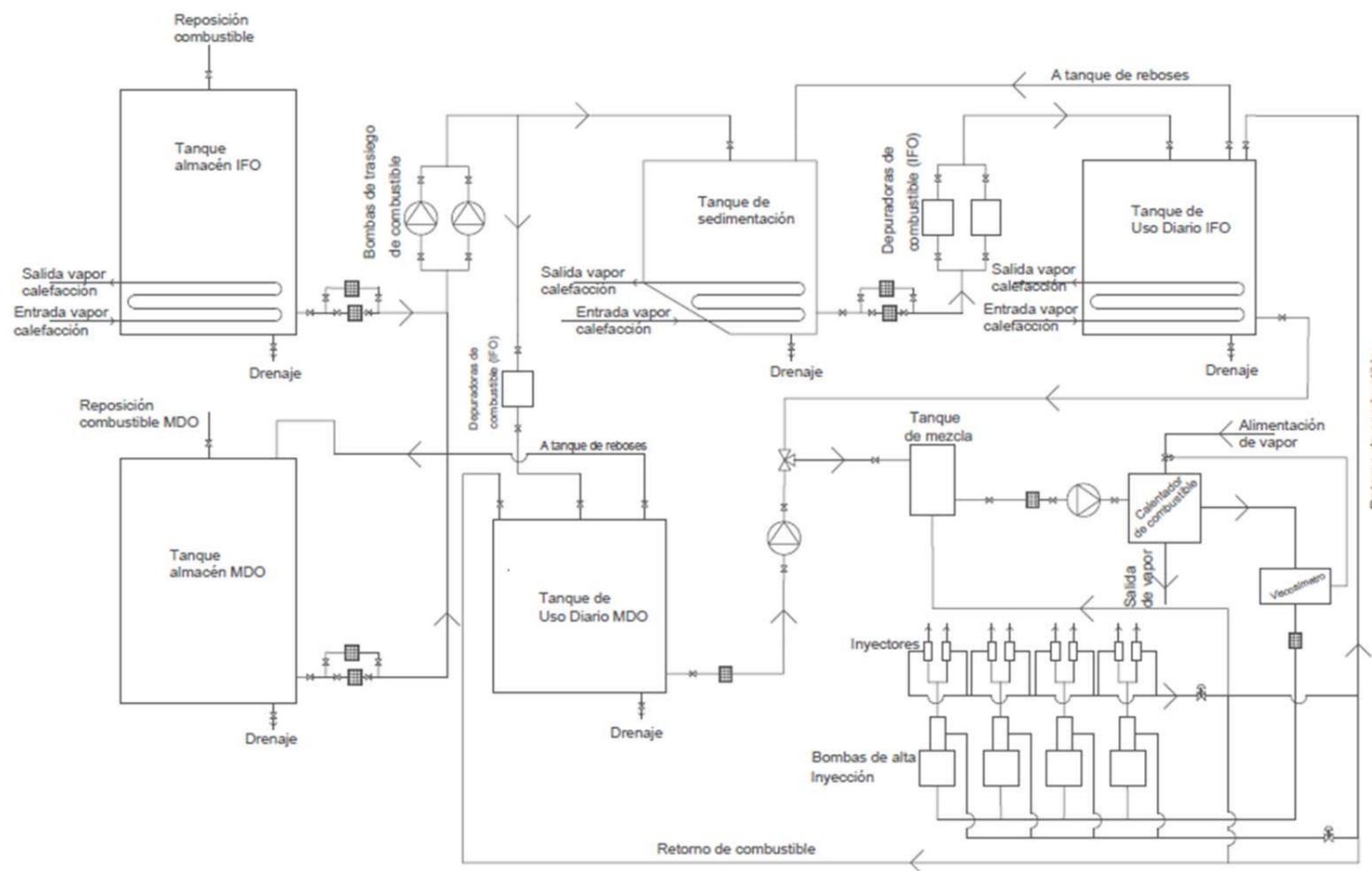
FECHA: Julio-2016

AUTOR: El alumno

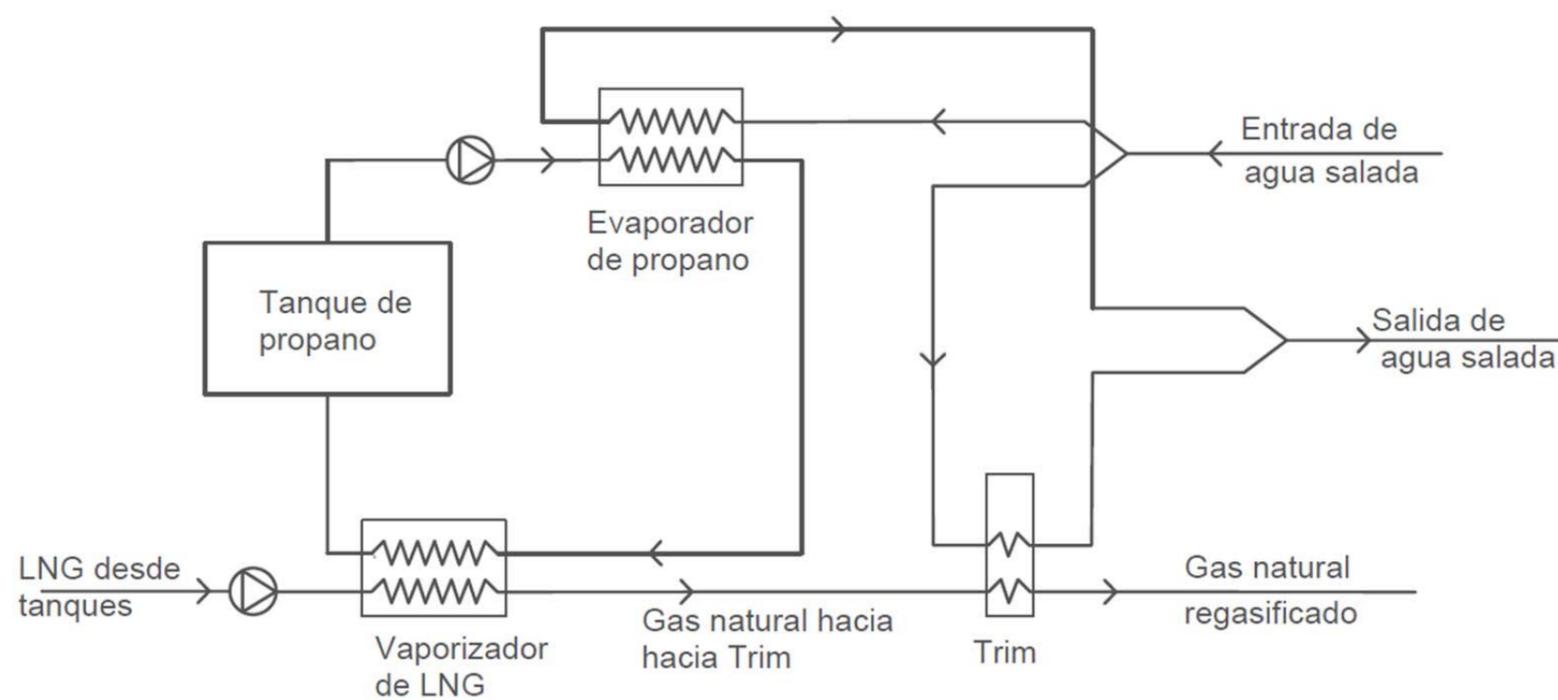
Fdo.: Adrián Queijo Fraga



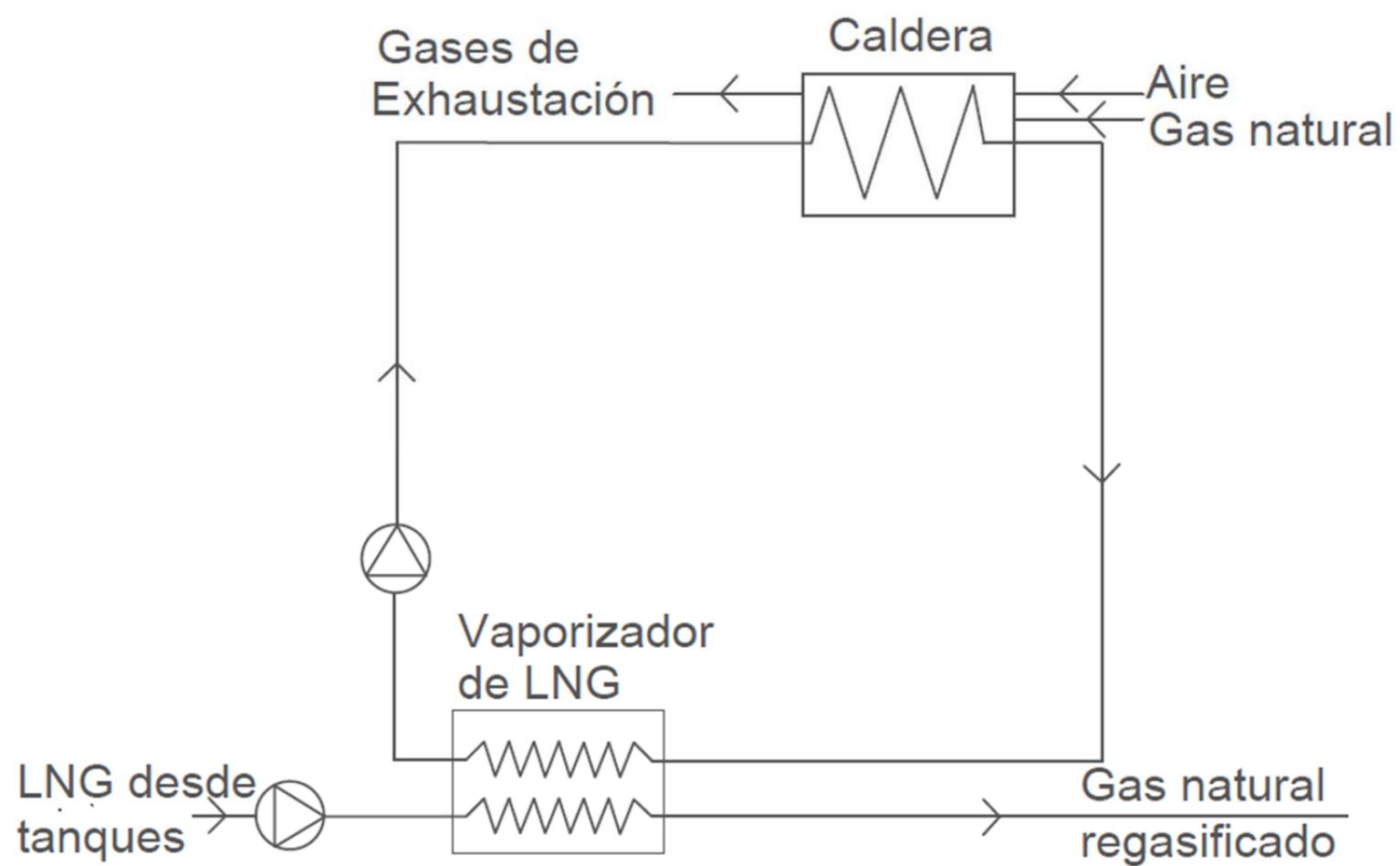
<p>ETS DE NÁUTICA Y MÁQUINAS TECNOLOGÍAS MARINAS – ENERGÍA Y PROPULSIÓN</p>		<p>TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E-36-16</p>
<p>TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA</p>		
<p>TÍTULO DEL PLANO: CIRCUITO DE LUBRICACIÓN DE UN MOTOR LENTO DE DOS TIEMPOS</p>		<p>FECHA: 21-07-2016</p>
<p>AUTOR: ADRIÁN QUEIJO FRAGA</p>		<p>ESCALA: -</p>
<p>FIRMA:</p>		<p>PLANO Nº: 1</p>



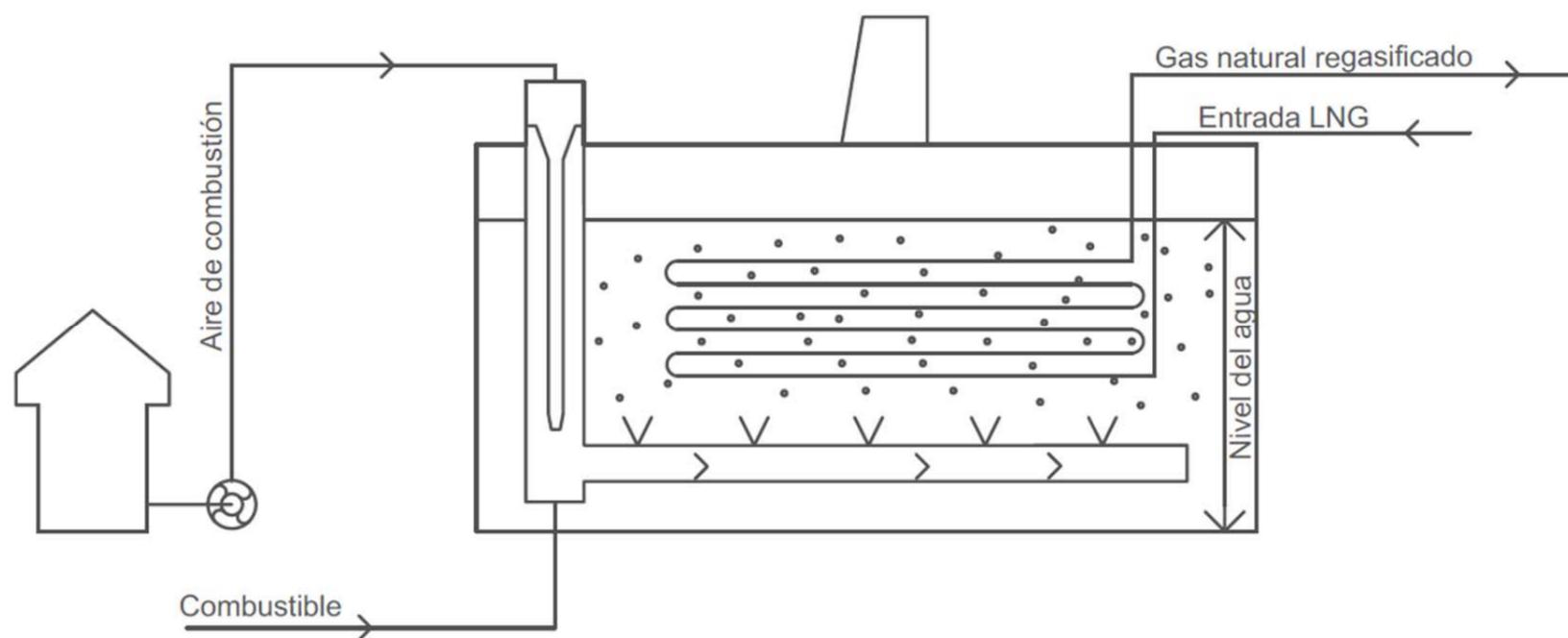
<p>ETS DE NÁUTICA Y MÁQUINAS</p> <p>TECNOLOGÍAS MARINAS – ENERGÍA Y PROPULSIÓN</p>		<p>TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO:</p> <p>TFG/GTM/E-36-16</p>
<p>TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO:</p> <p>INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA</p>		
<p>TÍTULO DEL PLANO:</p> <p>SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE DE UN MOTOR LENTO DE DOS TIEMPOS</p>		<p>FECHA:</p> <p>21-07-2016</p> <p>ESCALA: -</p>
<p>AUTOR:</p> <p>ADRIÁN QUEIJO FRAGA</p>	<p>FIRMA:</p>	<p>PLANO Nº:</p> <p>3</p>



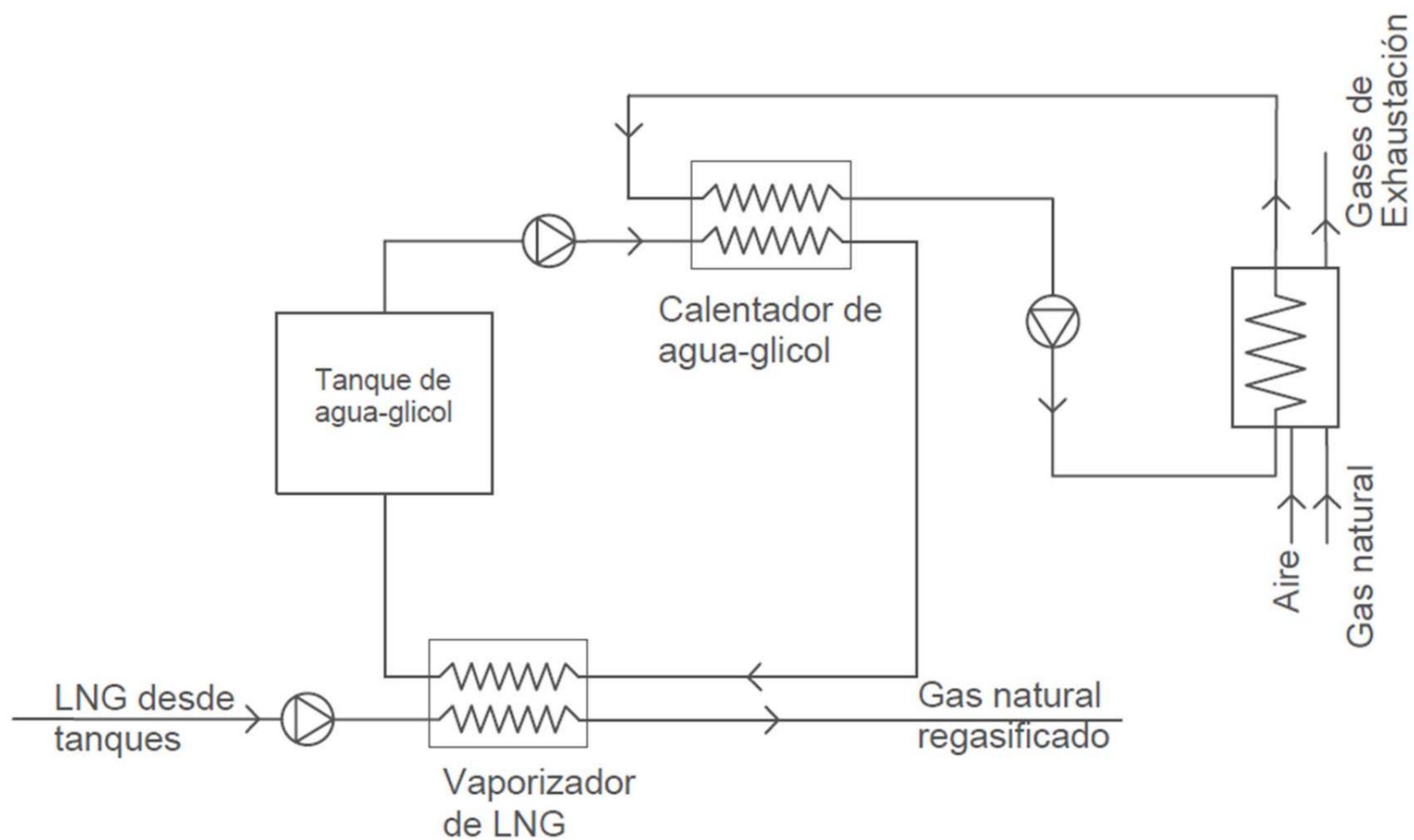
ETS DE NÁUTICA Y MÁQUINAS		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E-36-16
TECNOLOGÍAS MARINAS – ENERGÍA Y PROPULSIÓN		
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA		
TÍTULO DEL PLANO: SISTEMA DE REGASIFICACIÓN CON PROPANO		FECHA: 21-07-2016
		ESCALA: -
AUTOR: ADRIÁN QUEIJO FRAGA	FIRMA:	PLANO Nº: 4



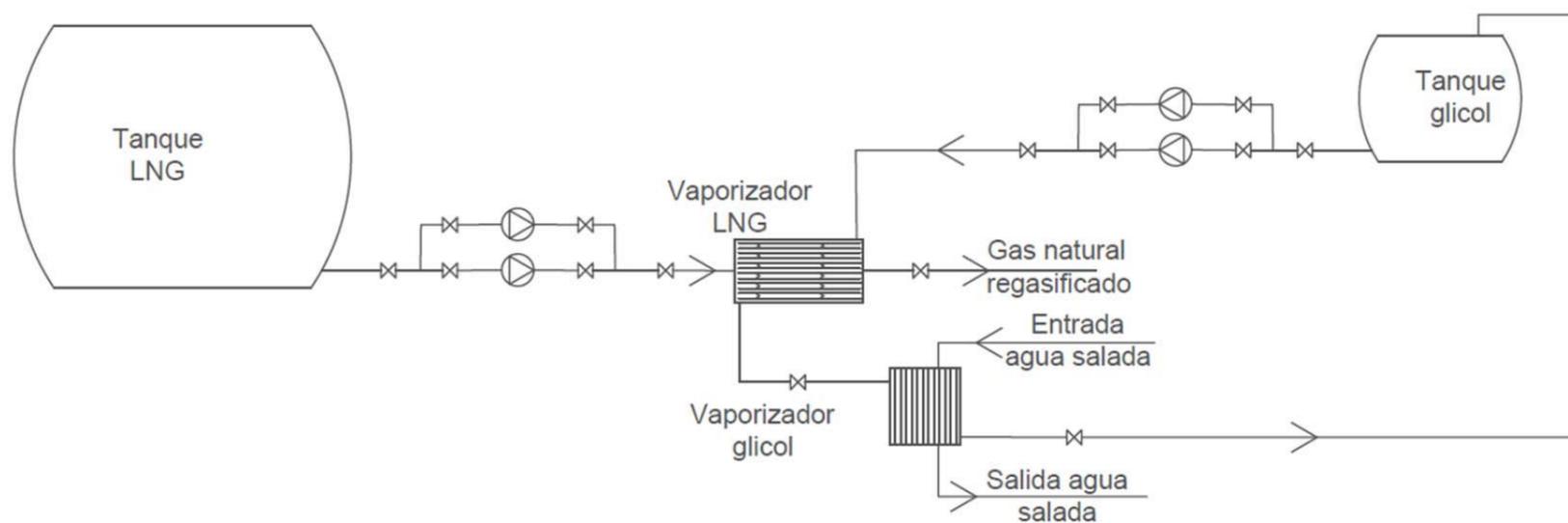
ETS DE NÁUTICA Y MÁQUINAS TECNOLOGÍAS MARINAS – ENERGÍA Y PROPULSIÓN		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E- 36-16
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA		
TÍTULO DEL PLANO: SISTEMA DE REGASIFICACIÓN CON VAPOR		FECHA: 21-07-2016 ESCALA: -
AUTOR: ADRIÁN QUEIJO FRAGA	FIRMA:	PLANO Nº: 5



ETS DE NÁUTICA Y MÁQUINAS TECNOLOGÍAS MARINAS – ENERGÍA Y PROPULSIÓN		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E- 36-16
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA		
TÍTULO DEL PLANO: SISTEMA DE REGASIFICACIÓN CON CÁMARA DE COMBUSTIÓN SUMERGIDA		FECHA: 21-07-2016 ESCALA: -
AUTOR: ADRIÁN QUEIJO FRAGA	FIRMA:	PLANO Nº: 6



ETS DE NÁUTICA Y MÁQUINAS TECNOLOGÍAS MARINAS – ENERGÍA Y PROPULSIÓN		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E- 36-16
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA		
TÍTULO DEL PLANO: SISTEMA DE REGASIFICACIÓN CON VAPOR Y GLICOL		FECHA: 21-07-2016 ESCALA: -
AUTOR: ADRIÁN QUEIJO FRAGA	FIRMA:	PLANO Nº: 7



ETS DE NÁUTICA Y MÁQUINAS TECNOLOGÍAS MARINAS – ENERGÍA Y PROPULSIÓN		TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E- 36-16
TÍTULO DEL TRABAJO FIN DE GRADO: INGENIERÍA MARINA: COMPARATIVA ENTRE MOTORES DIÉSEL Y DE GAS NATURAL PARA PROPULSIÓN MARINA		
TÍTULO DEL PLANO: SISTEMA DE REGASIFICACIÓN CON SISTEMA SAMSUNG		FECHA: 21-07-2016 ESCALA: -
AUTOR: ADRIÁN QUEIJO FRAGA	FIRMA:	PLANO Nº: 8