



Universidad de Oviedo

Programa de Doctorado en Ingeniería Náutica,
Marina y Radioelectrónica Naval

Tesis Doctoral

***Reaprovechamiento energético de
Motor Diésel Marino mediante
Generadores Termoeléctricos***

Luis Alfonso Díaz Secades

Gijón, 2023



Universidad de Oviedo

Justificación

Considerando que el transporte marítimo genera el 2,89 % de las emisiones antropogénicas totales y que la mayor parte de las emisiones de gases de efecto invernadero derivadas del transporte marítimo provienen de los motores diésel instalados en los buques, la recuperación de calor residual es una línea de investigación relevante que puede conseguir incrementar la eficiencia de la máquina y disminuir las emisiones. En este trabajo se presenta un estudio sobre los sistemas de recuperación de calor residual dedicados al motor marino mediante el uso de generadores termoeléctricos. En primer lugar, se revisó el estado del arte para evaluar el grado de implantación de los sistemas de recuperación de calor. A continuación, se planteó un análisis energético y exergético específico para buques en servicio, aplicándolo al motor caso de estudio. Seguidamente, se construyó un prototipo de captador termoeléctrico que fue instalado en el motor caso de estudio. Por último, y con el objetivo de maximizar el calor residual recuperado, se diseñó un sistema de recuperación de calor combinado el cual integra diversas tecnologías, optimizadas cada una de ellas para recuperar los diferentes grados de calor. La tesis presenta un planteamiento y estructura adecuados que permite alcanzar los objetivos planteados en la misma.

El doctorado Luis Alfonso Díaz Secades ha completado un total de 100 horas de formación transversal, completando con un exceso de 20 horas las 80 que se exigen en el programa de doctorado de Ingeniería Náutica, Marina y Radioelectrónica Naval, concretamente, ha realizado los cursos programados en la formación transversal de la Universidad de Oviedo: “Introducción al MATLAB”, “Divulgación científica: técnicas y mecanismos para mejorar la comunicación de la investigación”, “Iniciación a la edición y procesamiento de textos en Latex. Primera parte: Utilización de plantillas y edición básica.”; “X Jornadas doctorales 2021” y “XI Jornadas doctorales 2022”.

Por todo ello, la Comisión Académica del Programa de Doctorado en Ingeniería Náutica, Marina y Radioelectrónica Naval de la Universidad de Oviedo acuerda la presentación de la presente tesis doctoral a la Comisión de Doctorado

Gijón, 28 de marzo de 2023

Presidente de la Comisión Académica del Programa de Doctorado

Fdo.: Jose Manuel Cuetos Megido

Contra la presente Resolución, podrá interponer recurso de alzada ante el Rectorado, en el plazo de un mes, a partir del día siguiente al de la presente notificación, de conformidad con el art. 122 de la Ley 39/2015, de 1 de octubre, de Procedimiento Administrativo Común de las Administraciones Públicas

SR. LUIS ALFONSO DÍAZ SECADES



Universidad de Oviedo

Programa de Doctorado en Ingeniería Náutica,
Marina y Radioelectrónica Naval

Tesis Doctoral

***Reaprovechamiento energético de
Motor Diésel Marino mediante
Generadores Termoeléctricos***

Por:

Luis Alfonso Díaz Secades

Presentada en cumplimiento de los requisitos para la obtención del
Grado de Doctor

Directores de Tesis:

Prof. Dr. D. Rubén González Rodríguez

Prof. Dra. Dña. Noelia Rivera Rellán

Gijón, 2023

A mi padre.

In loving memory of Brian Race.

A Sara.

Agradecimientos

La elaboración de este trabajo ha sido posible gracias a la contribución de varias personas a las que quiero expresar mi más sincera gratitud.

En primer lugar, agradecer a mis directores de tesis el Dr. D. Rubén González Rodríguez y la Dra. Dña. Noelia Rivera Rellán por toda la dedicación, ideas y motivación que durante estos años me han ofrecido.

Seguidamente, quisiera agradecer especialmente a todas las personas que colaboraron para que esta investigación saliera adelante. Gracias a Alejandro Hompanera Prieto por abrirme la puerta al buque Cristina Masaveu y las gestiones para poder conseguir los componentes para finalizar el prototipo. Asimismo, agradecer a Alberto González Fernández y toda la tripulación del Cristina Masaveu que me permitieron entrar en su casa y prestaron ayuda en todo momento. La elaboración del prototipo no hubiera sido posible sin la inestimable ayuda del Dr. D. Ángel Reguero Huerga, Marcelino Riera Baragaño y Víctor Merayo Fernández. Gracias por vuestro tiempo y dedicación.

También me gustaría extender mi gratitud al coordinador del Programa de Doctorado en Ingeniería Náutica, Marina y Radioelectrónica Naval, el Dr. D. José Manuel Cuetos Megido, y al Director del Departamento de Ciencia y Tecnología Náutica, el Dr. D. Jesús Ángel García Maza, por toda la ayuda prestada para allanar este camino. Extiendo este agradecimiento a todos los compañeros de la Escuela Superior de Marina Civil de Gijón que siempre me han hecho sentir como en casa.

Por supuesto, agradecer a todas las personas que forman parte del grupo Clases con Impacto de MediaLab en donde tanto he aprendido. En especial agradecer al Dr. D. Ramón Rubio García toda la ayuda prestada para el diseño de este documento.

En último lugar, un agradecimiento especial a mis compañeros doctorandos Verónica, Deva y Fernando con los que he compartido cafés y preocupaciones. El camino se hizo mucho más fácil con vosotros cerca.

Resumen

Dentro de las actividades humanas que contribuyen al cambio climático se encuentra el transporte marítimo, el cual genera el 2,89 % de las emisiones antropogénicas totales. El 90 % del tráfico internacional de mercancías se realiza por vía marítima y la tendencia es creciente, lo cual significa que esta contribución aumentará. Sabido esto, la Organización Marítima Internacional ha ido adoptando diversas resoluciones para la descarbonización del sector, con el objetivo de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero de la flota mundial en un 50 % para el año 2050, en comparación con 2008.

La Conferencia de las Naciones Unidas sobre Comercio y Desarrollo calcula que flota mercante mundial se compone de 102 899 buques, cuya edad media es de 21,9 años. Esto implica que, para reducir realmente el impacto ambiental del transporte marítimo, las medidas para la descarbonización no pueden ser aplicadas únicamente a buques de nueva construcción.

La mayor parte de las emisiones de gases de efecto invernadero del buque provienen del motor diésel. El incremento de la eficiencia del motor marino, para reducir el consumo de combustible y, por ende, las emisiones de gases, plantea la necesidad de realizar grandes inversiones para obtener mejoras menores. En la actualidad, la recuperación de calor residual es una línea de investigación relevante debido a que puede conseguir mayores incrementos en la eficiencia del motor, utilizando menos recursos.

En este trabajo se presenta un estudio sobre la recuperación de calor residual de un motor diésel marino mediante el uso de generadores termoeléctricos. Las celdas de efecto Seebeck poseen características interesantes para la instalación en entornos marinos, como son alta fiabilidad y bajo mantenimiento.

Los resultados obtenidos permitieron analizar la cantidad de calor real disponible para la recuperación en el bloque del motor caso de estudio y la viabilidad de la reutilización de dicha energía térmica mediante el efecto termoeléctrico, así como sus factores limitantes. Además, teniendo en cuenta que los focos de calor presentes en el motor marino son de diferente grado y una sola tecnología no es capaz de maximizar la recuperación, se estudió la integración de la tecnología termoeléctrica en sistemas de recuperación energética complejos.

La tesis doctoral se divide en cuatro apartados. En primer lugar, se revisó el estado del arte mediante un análisis bibliométrico y posterior revisión sistemática de la literatura relacionada con la recuperación de calor en motores marinos. A continuación, se planteó un análisis energético y exergético específico para buques en servicio, aplicándolo al motor caso de estudio. En tercer lugar, se trabajó en la recuperación del calor residual disponible mediante generadores termoeléctricos. Para ello se construyó un prototipo que fue instalado en el motor caso de estudio y probado durante diversos viajes. Por último, y con el objetivo de maximizar el calor residual recuperado a la vez que se reducen las emisiones, se diseñó una propuesta de sistema de recuperación de calor combinado, el cual integra diversas tecnologías optimizadas para recuperar los diferentes grados de calor. Para esta propuesta se realizó un estudio paramétrico y de la mejora de los indicadores de eficiencia energética aplicables al buque.

Palabras clave: motor marino; eficiencia energética; recuperación de calor; generadores termoeléctricos.

Abstract

Maritime transport is found among the human activities that contribute to climate change. The industry generates 2.89 % of total anthropogenic emissions. Over 90 % of international trade is carried by sea and the trend is growing, which means that polluting emissions contribution will increase. Being aware of this, the International Maritime Organization has been adopting several resolutions for the decarbonization of the maritime sector, with the aim of a 50 % reduction in greenhouse gas emissions by 2050, compared to 2008.

The United Nations Conference on Trade and Development Currently estimates that the world merchant fleet consists of 102 899 ships, with an average age of 21.9 years. In order to truly reduce the environmental impact of shipping, the decarbonization strategy cannot be applied only to new build vessels.

The majority of a vessel's greenhouse gas emissions comes from the diesel engine. Increasing the efficiency of the marine engine, to reduce fuel consumption and thus gas emissions, raises the need for large investments to obtain minor efficiency improvements. Nowadays, waste heat recovery is a relevant line of research as it can achieve further improvements in engine efficiency using fewer resources.

This thesis presents a study on waste heat recovery from a marine diesel engine using thermoelectric generators. Seebeck effect modules have interesting features for their installation in marine environments such as high reliability and low maintenance.

The results obtained are key to analyze the actual amount of heat available for recovery in the case study engine block and the feasibility of reusing this thermal energy by applying the thermoelectric effect, as well as its limiting factors. Furthermore, taking into account that the heat sources present in the marine engine have different qualities and a single technology is not able to maximize the recovery, the integration of thermoelectric technology in a complex energy recovery system was studied.

The PhD dissertation is divided in four sections. First, the state of the art was reviewed through a bibliometric analysis and subsequent systematic review of the literature related to heat recovery in marine engines. Then, a specific energy and exergy analysis for in-service vessels was proposed, applying it to the case study engine. Thirdly, the recovery of available waste heat by means of thermoelectric generators was analyzed. For this purpose, a prototype was built and installed on the case study engine, and tested during several voyages. Finally, in order to maximize the waste heat recovered while reducing emissions, a design of a combined heat recovery system that integrates several technologies to recover different degrees of heat is proposed. For this proposal, a parametric study along an analysis of the energy efficiency indicators applicable to the vessel were conducted.

Keywords: marine engine, energy efficiency, waste heat recovery, thermoelectric generators.

Índice

Resumen.....	v
Abstract	vii
Índice de Tablas.....	xi
Índice de Figuras	xiii
Símbolos y abreviaturas	xvii
1 Introducción	3
1.1 La máquina térmica: motor diésel marino	13
1.2 Recuperación de calor en motores marinos	19
1.2.1 Sistemas de recuperación de calor	19
1.2.2 Sistemas combinados de recuperación de calor	21
1.3 Generación termoeléctrica.....	31
1.3.1 Generación termoeléctrica en la industria naval	37
2. Justificación y objetivos.....	43
2.1 Justificación teórica y tecnológica.....	43
2.2 Justificación económica	45
2.3 Objetivos de la tesis.....	47
3. Materiales y métodos	51
3.1 Normativa.....	51
3.1.1 Convenio SOLAS	51
3.1.2 Convenio MARPOL	52
3.1.3 Plan SEEMP	53
3.1.4 Índices de eficiencia energética	53
3.1.5 Otros convenios anticontaminación	54
3.1.6 Normativa aplicable al estudio del motor diésel marino.....	55
3.2 Eficiencia del motor diésel marino.....	56
3.2.1 Caso de estudio	56
3.2.2 Análisis energético.....	57
3.2.3 Análisis exergetico.....	75
3.2.4 Análisis económico.....	89
3.2.5 Análisis ambiental.....	91
3.3 Recuperación de calor residual mediante generación termoeléctrica	92
3.3.1 Teoría de los efectos termoeléctricos.....	92
3.3.2 Funcionamiento del generador termoeléctrico	102
3.3.3 Construcción del generador termoeléctrico	107
3.3.4 Elaboración de prototipo de captador termoeléctrico	112
3.4 Aplicación en motor caso de estudio	140

3.4.1	Recogida de datos a bordo.....	140
3.4.2	Perfil operacional del buque caso de estudio.....	142
3.4.3	Análisis energético-exergético	145
3.4.4	Aplicación del prototipo de captador termoeléctrico.....	146
3.5	Sistema combinado de recuperación de calor: propuesta.....	153
4.	Resultados y discusión.....	161
4.1	Eficiencia del motor diésel marino: resultados sobre motor caso de estudio	161
4.1.1	Análisis energético	161
4.1.2	Análisis exergético	164
4.1.3	Análisis económico	169
4.1.4	Análisis ambiental	169
4.2	Recuperación de calor residual mediante generación termoeléctrica.....	171
4.2.1	Prototipo: experimentación en taller.....	171
4.2.2	Prototipo: experimentación en motor caso de estudio	176
4.3	Sistema combinado de recuperación: resultados del análisis paramétrico	186
4.3.1	Selección del fluido de trabajo para el ciclo Rankine orgánico.....	186
4.3.2	Influencia del evaporador del ciclo Rankine de vapor	190
4.3.3	Influencia del evaporador del ciclo Rankine orgánico	191
4.3.4	Influencia de los condensadores de los ciclos Rankine de vapor y orgánico.....	192
4.3.5	Generación de agua dulce.....	193
4.3.6	Conversión termoeléctrica.....	194
4.3.7	Eficiencia del sistema combinado	195
4.3.8	Análisis ambiental	196
5.	Conclusiones y líneas futuras.....	201
5.1	Conclusiones	201
5.2	Líneas futuras.....	205
5.2.1	Optimización del rendimiento del captador termoeléctrico.....	205
5.2.2	Reversibilidad del captador termoeléctrico como enfriador de emergencia.....	205
5.2.3	Optimización del sistema combinado de recuperación de calor	205
6.	Referencias	209
7.	Publicaciones.....	237
7.1	Revistas	237
7.2	Congresos.....	237
7.3	Becas y Proyectos	238
7.4	Otros.....	238
8.	Anexo – Temperaturas agua de mar.....	243

Índice de Tablas

Tabla 1.1 - Balance térmico del motor diésel Wärtsilä 6L32 B3 operando con gasóleo [104]	17
Tabla 1.2 - Metodologías empleadas para el análisis bibliométrico de la literatura seleccionada.....	22
Tabla 1.3 - Revistas por número de publicaciones sobre recuperación de calor residual en motores marinos.	25
Tabla 1.4 - Misiones espaciales que equipan generadores termoeléctricos [147]	32
Tabla 3.1 - Contenido en carbono y factor de corrección C_F para combustibles marinos [197].....	53
Tabla 3.2 - Normativa considerada en el análisis energético-exergético.....	55
Tabla 3.3 - Datos técnicos del motor Wärtsilä 6L32 B3 [104].....	57
Tabla 3.4 - Extracto de los datos técnicos sobre consumos específicos declarados por el fabricante [104]....	65
Tabla 3.5 - Disminución del consumo específico del motor de bombas acopladas [104]	70
Tabla 3.6 - Disminución de consumo específico de cada bomba acoplada al 80 %.....	71
Tabla 3.7 - Equipos de medida utilizados para obtener el balance energético	74
Tabla 3.8 - Sensórica del motor utilizada	74
Tabla 3.9 - Composición química del ambiente, estado muerto verdadero [233]	82
Tabla 3.10 - Materiales utilizados como semiconductor P y/o N [283]	109
Tabla 3.11 - Generadores termoeléctricos comerciales acordes a las características deseadas	114
Tabla 3.12 - Características del generador termoeléctrico Marlow TG12-8-01LS [331].....	116
Tabla 3.13 - Características adicionales del generador Marlow TG12-8-01LS según Cózar et al. [317].....	116
Tabla 3.14 - Datos de equipos y cableado para la calibración de la unidad de control de potencia [338].....	120
Tabla 3.15 - Procedimiento de calibración de la unidad de control de potencia	121
Tabla 3.16 - Caracterización de la bombilla utilizada como carga en el prototipo.....	126
Tabla 3.17 - Comparativa de materiales según su voltaje de corrosión [350].....	130
Tabla 3.18 - Comparativa de materiales según su conductividad térmica [352]	131
Tabla 3.19 - Datos recogidos por el sistema de monitorización ARGOS.....	140
Tabla 3.20 - Perfil operacional del buque, año 2020.....	142
Tabla 3.21 - Fluidos de trabajo analizados [365]–[367].....	156
Tabla 4.1 - Resultados del análisis energético aplicado al buque caso de estudio.....	162
Tabla 4.2 - Resultados del análisis exergético aplicado al buque caso de estudio.....	164
Tabla 4.3 - Eficiencias exergéticas y de irreversibilidades a las distintas cargas	168
Tabla 4.4 - Resultados del análisis exergoeconómico	169
Tabla 4.5 - Resultados del análisis ambiental.....	169
Tabla 4.6 - Relación de fuerzas aplicadas al captador termoeléctrico	171
Tabla 4.7 - Carga de batería durante experimentación en taller	173
Tabla 4.8 - Datos comparativos de experimentos en taller y buque	182
Tabla 4.9 - Análisis del indicador EEXI.....	197
Tabla 4.10 - Análisis del indicador CII	197
Tabla 8.1 - Temperaturas agua de mar, boya de Gijón.....	244

Tabla 8.2 - Temperaturas agua de mar, boya de Cabo de Peñas	245
Tabla 8.3 - Temperaturas agua de mar, boya de Estaca de Bares	246
Tabla 8.4 - Temperaturas agua de mar, boya de Villano Sisargas	247
Tabla 8.5 - Temperaturas agua de mar, boya de Cabo Silleiro	248

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Previsión de emisiones de CO ₂ según distintos escenarios	4
Figura 1.2 - Aplicación del indicador EEXI y propuestas de la IMO para su mejora, adaptado de [26].....	6
Figura 1.3 - Comparativa entre sistemas de distribución en AC y DC para un buque petrolero [57]	8
Figura 1.4 - Turbocompresor con alternador acoplado [69]	9
Figura 1.5 - Sistema PrimeServ de MAN para motores 2T [88]	11
Figura 1.6 - Sistema Two Layer Detection propuesto por Wärtsilä [89].....	12
Figura 1.7 - Ciclo de Carnot dibujado en el diagrama p-V [100]	13
Figura 1.8 - Diagramas p-V y T-s del ciclo diésel teórico [98]	14
Figura 1.9 - Sistema de triple pared para la refrigeración de los gases de escape [130].....	20
Figura 1.10 - Recuperación de calor en motor MTU4000 [131]	21
Figura 1.11 - Análisis de coocurrencia de las palabras clave presentes en las publicaciones analizadas	23
Figura 1.12 - Evolución temporal de las palabras clave presentes en las publicaciones analizadas	24
Figura 1.13 - Correlación de nacionalidades del primer autor de las publicaciones analizadas	26
Figura 1.14 - Diagrama de flujo PRISMA 2020 [142]	28
Figura 1.15 - Número de publicaciones de cada tecnología de recuperación de calor estudiada	29
Figura 1.16 - Longitudes de onda frente a densidades energéticas fotovoltaica y termoeléctrica [171]	34
Figura 1.17 - Fabricación de captador termoeléctrico destinado al conducto de gases de escape de motor diésel [176]	35
Figura 1.18 - Prototipo de generador termoeléctrico flexible [181]	36
Figura 1.19 - Sistema de recuperación de calor residual del incinerador propuesto por Liu et al. [184].....	37
Figura 2.1 - Evolución del precio del combustible MGO durante período previo a la entrada en vigor de la regulación IMO 2020 [191].....	43
Figura 2.2 - Evolución del precio del combustible MGO durante el año 2020 [191].....	44
Figura 2.3 - Evolución del precio del combustible MGO durante el año 2021 [191].....	44
Figura 2.4 - Evolución del precio del combustible MGO durante el año 2022 [191].....	45
Figura 3.1 - Buque Cristina Masaveu, activo caso de estudio [205]	56
Figura 3.2 - Esquema del motor y los subsistemas estudiados en el análisis energético externo	59
Figura 3.3 - Calorímetro de barrido diferencial utilizado para la caracterización de fluidos	62
Figura 3.4 - Bomba Bosch perteneciente al motor Wärtsilä W32 [219].....	64
Figura 3.5 - Esquema del motor y los subsistemas estudiados en el análisis energético interno.....	67
Figura 3.6 - Método de la Línea de Willians para determinar la presión media efectiva de fricción [225].....	69
Figura 3.7 - Torsiómetro COT02 instalado en el eje de propulsión del buque Cristina Masaveu [229]	73
Figura 3.8 - Relación entre el porcentaje de exergía química y la relación aire-combustible [234].....	80
Figura 3.9 - Esquema del motor y los subsistemas estudiados en el análisis exergético local	85
Figura 3.10 - Par de metales disimilares [155]	92
Figura 3.11 - Circuito termoeléctrico moderno [265].....	93

Figura 3.12 - Curva de enfriamiento de una celda Peltier [155]	94
Figura 3.13 - Efectos termoeléctricos Seebeck, Peltier y Thomson [272]	95
Figura 3.14 - Flujo de calor en un generador termoeléctrico [278].....	97
Figura 3.15- Comparativa del zT de varios materiales y su variación con la temperatura [285]	98
Figura 3.16 - Densidad de fonones en un conductor sometido a un gradiente de temperatura [289].....	100
Figura 3.17 - Aprovechamiento de calor residual en motor marino mediante generadores termoeléctricos..	101
Figura 3.18 - Comportamiento del termopar ante los efectos Seebeck y Peltier [156]	103
Figura 3.19 - Generador termoeléctrico formado por varios pares P-N [293]	104
Figura 3.20 – Generador termoeléctrico y par P-N junto con el modelo de resistencias térmicas [294]	104
Figura 3.21 - Conductor termoeléctrico, situado dentro de un campo eléctrico [156].....	105
Figura 3.22 - Figuras de mérito en función de la temperatura, materiales tipo N [302]	110
Figura 3.23 - Esquema de instalación del módulo termoeléctrico [373].....	111
Figura 3.24 - Curva V-I y curva P-I.....	118
Figura 3.25 - Curvas V-I y P-I. Los rectángulos azules muestran los ajustes del PWM.....	118
Figura 3.26 - Unidad de control de potencia Victron BlueSolar 75/15	119
Figura 3.27 - Registrador de temperatura T&D TR-71nw [341]	122
Figura 3.28 - Multímetro registrador Fluke 287.....	123
Figura 3.29 - Batería utilizada en el prototipo.....	124
Figura 3.30 - Caracterización de la lámpara utilizada como carga en el prototipo	125
Figura 3.31 - Maleta de adquisición de datos y almacenamiento energético	127
Figura 3.32 - Detalle de la parte trasera de la maleta de captación	128
Figura 3.33 - Esquema eléctrico del prototipo	129
Figura 3.34 - Pruebas de presión del enfriador tras su recepción.....	132
Figura 3.35 - Mecanizado del enfriador para insertar sonda de temperatura	133
Figura 3.36 - Detalle de la plancha de cobre instalada en el captador termoeléctrico.....	134
Figura 3.37 - Fabricación del dispositivo de control de presión	135
Figura 3.38 - Plano de fabricación de los muelles utilizados en el dispositivo de control de presión.....	137
Figura 3.39 - Imanes para la fijación del prototipo al bloque motor	138
Figura 3.40 - Ensamblaje del captador termoeléctrico desarrollado para la tesis.....	139
Figura 3.41 - Distribución de las distintas posiciones de la cremallera durante el año 2020	142
Figura 3.42 - Distribución del índice de cremallera en relación con el consumo de combustible, año 2020.	143
Figura 3.43 - Distribución de velocidades del buque durante el año 2020.....	143
Figura 3.44 - Consumo del motor caso de estudio frente a la potencia entregada	144
Figura 3.45 - Batería durante el proceso de preparación inicial.....	147
Figura 3.46 - Tabla de tensiones según la temperatura y el estado de carga de la batería [359]	147
Figura 3.47 - Rotámetro utilizado para el ajuste del caudal de refrigeración del prototipo	148
Figura 3.48 - Software de monitorización y control de la unidad de control de potencia [360], [361].....	149
Figura 3.49 - Pruebas de taller y puesta en marcha del captador termoeléctrico	150
Figura 3.50 - Captador termoeléctrico instalado en el buque Cristina Masaveu.....	152

Figura 3.51 - Propuesta de sistema de recuperación de calor combinado	153
Figura 3.52 - Procedimiento de selección del fluido de trabajo	155
Figura 4.1 - Relación de las distintas variables del análisis energético externo a las distintas cargas.....	162
Figura 4.2 - Trabajo en el eje frente a calor residual disipado al ambiente	163
Figura 4.3 - Relación entre distribución exergetica en el motor a las diferentes cargas analizadas	165
Figura 4.4 - Trabajo en el eje frente a exergía procedente del calor residual	165
Figura 4.5 - Trabajo en el eje frente a irreversibilidades producidas en el motor.....	166
Figura 4.6 - Distribución de la energía suministrada por el combustible al 75, 80 y 100 % de carga.....	168
Figura 4.7 - Comparativa entre experimentos 1 y 2	171
Figura 4.8 - Comparativa entre experimentos 2 y 4	172
Figura 4.9 - Comparativa entre diferentes gradientes de temperatura (40, 60 y 75 °C).....	173
Figura 4.10 - Comparativa entre tensión con carga conectada y en circuito abierto	174
Figura 4.11 - Perfil operacional viaje 19 a 25 de noviembre de 2022	176
Figura 4.12 - Gradiente de temperatura frente a la tensión en bornes del captador termoelectrico.....	177
Figura 4.13 - Comparativa entre experimentos 1 y 2	178
Figura 4.14 - Comparativa entre experimentos 2 y 3	178
Figura 4.15 - Influencia de la presión y el gradiente de temperatura en la tensión generada en bornes.....	179
Figura 4.16 - Relación entre tensión generada y gradiente de temperatura aplicado, experimentos 1 y 2	180
Figura 4.17 - Densidad de potencia, comparativa entre los experimentos 1 y 4.....	181
Figura 4.18 - Módulo termoelectrico dañado durante la experimentación a bordo	182
Figura 4.19 - Curvas de eficiencia y tensión del TEG utilizado durante la experimentación [331]	183
Figura 4.20 - Puente térmico provocado por el dispositivo de control de presión del prototipo	185
Figura 4.21 - Trabajo recuperable de cada uno de los fluidos de trabajo propuestos	188
Figura 4.22 - Ranking de los fluidos orgánicos analizados	189
Figura 4.23 - Influencia de la presión de evaporación y el sobrecalentamiento del ciclo Rankine en el WHRS	190
Figura 4.24 - Influencia de la presión de evaporación y el sobrecalentamiento del ORC en el WHRS.....	191
Figura 4.25 - Influencia del subenfriamiento en los ciclos RC y ORC en el sistema combinado	192
Figura 4.26 - Influencia de la presión dentro de la cámara y la temperatura del agua en la evaporación.....	193
Figura 4.27 - Influencia del gradiente de temperatura del TEG en su eficiencia exergetica	194
Figura 4.28 - Destrucción de exergía vs. eficiencia exergetica en el WHRS propuesto a las diferentes cargas del motor	195
Figura 4.29 - Reducción de emisiones de CO ₂ y NO _x a las diferentes cargas del motor.....	196
Figura 8.1 - Distribución de temperatura de agua de mar. Ruta Gijón-Northfleet, 2011-2019 [371].....	249

Símbolos y abreviaturas

Latinos

A	Área
B	Diámetro del cilindro
C	Flujo de coste
C _p	Calor específico isóbaro
E	Energía
E _{elec}	Campo eléctrico
Ex	Exergía
F	Factor de Calidad
FdP	Factor de Potencia
g	Aceleración gravitacional
h	Entalpía específica
h _{wos}	Coefficiente de transferencia de calor de Woschni
I _{elec}	Corriente eléctrica
I	Irreversibilidades
J	Densidad de corriente eléctrica
m	Masa
n	Número de moles
N	Revoluciones en el eje
p	Presión
P _{elec}	Potencia eléctrica
Q	Calor
R	Constante de los gases ideales
S	Entropía
T	Temperatura
u	Energía interna
V	Tensión
W	Trabajo
w _{gas}	Velocidad media del gas en el interior del cilindro
Y	Fracción molar
Z	Capital total invertido
zT	Factor de Mérito

Griegos

η	Rendimiento
σ	Desigualdades del sistema
α	Coefficiente Seebeck
π	Coefficiente Peltier
ρ	Resistividad del material
β	Coefficiente Thomson
ϕ	Eficiencia del generador termoeléctrico
ϕ_{mant}	Factor de mantenimiento anual
λ	Conductividad térmica
λ_{Ex}	Eficiencia de las irreversibilidades
ε	Eficiencia exergética
Ω	Resistencia eléctrica

Subíndices

0	Estado inicial / estado muerto
a	Elemento a
ab	Entre elementos a y b
abs	Absorbido
ad	Adiabático
ambient	Ambiente
avoid	Evitables
b	Elemento b
bb	Blow by
block	Bloque motor
C	Carbono (Hollín)
cham	Cámara de combustión
charge.air	Aire de carga
chem	Química
cold	Foco frío
comb	Combustión
cool	Refrigerante
Cycle	Ciclo
electron.diffusion	Difusión de electrones
electrons	Electrones
env.CA	Transferido al ambiente desde el aire de carga
env.LO	Transferido al ambiente desde el aceite
env.manifold	Transferido al ambiente desde el colector de escape

env.tc.casing	Transferido al ambiente desde la carcasa de la turbo
exh.gas	Gas de escape
fr.bear	Fricción cojinetes
fr.pis	Fricción pistones
fr.valv	Fricción válvulas
friction	Fricción
friction.real	Fricción real, sin pérdidas por bombas acopladas
fuel	Combustible
fuel.return	Retorno de combustible
gas	Gas
hot	Foco caliente
heat	Calor residual
in	Entrada
int.rev	Internamente reversible
intr	Intrínsecas
kin	Cinética
leaks.dirty	Fugas sucias de combustible
losses	Pérdidas
lube.oil	Aceite lubricante
mixture	Mezcla
movement	Movimiento de los electrones
N	Semiconductor tipo N
out	Salida
P	Semiconductor tipo P
phonon.drag	Arrastre de fonones
phys	Física
pot	Potencial
products	Productos
reagents	Reactivos
shaft	Eje
starting.air	Aire de arranque
turbo	Turbocompresor
unb	Inquemados
w	Coficiente condiciones climatológicas
w.whr	Trabajo con recuperación de calor residual
wall	Paredes del cilindro
x	Estado X
y	Estado Y

Superíndices

exhaust	Escape
sensible	Sensible

Siglas

AC	Alternating Current
AGM	Absorbent Glass Mat
BDC	Bottom Dead Centre
BDN	Bunker Delivery Note
BWM	Ballast Water Management
CII	Carbon Intensity Indicator
COP	Coefficient of Performance
CRF	Capital Recovery Factor
DC	Direct Current
DCS	IMO Data Collection System
DMA	Marine gas oil (ASTM D2069)
EDP	Engine Driven Pumps
EEDI	Energy Efficiency Design Index
EEOI	Energy Efficiency Operational Indicator
EEXI	Energy Efficiency Existing ship Index
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EPT-EEDI	Electric Power Table for EEDI
FAME	Fatty Acid Methyl Ester
FAT	Factory Acceptance Test
FMEP	Friction Mean Effective Pressure
GT	Gross Tonnage
GWP	Greenhouse Warming Potential
HCFC	Hydrochlorofluorocarbons
HFO	Heavy Fuel Oil
HHV	Higher Heating Value
HT	High Temperature
IAS	Integrated Automation System
JCR	Journal Citation Reports
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
IFO	Intermediate Fuel Oil
IMCO	Inter-governmental Maritime Consultative Organization
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure

IMO	International Maritime Organization
ISO	International Standard Organization
LFO	Light Fuel Oil
LHV	Lower Heating Value
LNG	Liquified Natural Gas
LPG	Liquified Petroleum Gas
LT	Low Temperature
MARPOL	Marine Pollution Convention
MCR	Maximum Continuous Rate
MEPC	Marine Environment Protection Committee
MGO	Marine Gas Oil
MPPT	Maximum Power Point Tracker
OCV	Open Circuit Voltage
ORC	Organic Rankine Cycle
PCU	Power Control Unit
PEC	Purchase Equipment Cost
PM	Particulate Matter
PRISMA	Preferred Reporting Items for Systematic Reviews and Meta-Analyses
PWM	Pulse Width Modulation
ROI	Return Of Investment
RTG	Radioisotope Thermoelectric Generator
RTV	Room Temperature Vulcanization
SAI	Sistema de Alimentación Ininterrumpida
SCADA	Supervisory Control And Data Acquisition
SCR	Selective Catalytic Reduction
SEEMP	Ship Energy Efficiency Management Plan
SPECO	Specific Exergy Costing Method
SOC	State Of Charge
SOLAS	Safety Of Life At Sea
TDC	Top Dead Centre
TEC	Thermoelectric Cooler
TEG	Thermoelectric Generator
TRL	Technology Readiness Level
UNCTAD	United Nations Conference on Trade and Development
UV	Ultravioleta
VLSO	Very Low Sulphur Oil
WHR	Waste Heat Recovery
WLTP	World Harmonized Light-duty Vehicle Test Procedure

Capítulo 1

Introducción

1 Introducción

La temperatura media del planeta ha aumentado en 1,5 °C desde el nivel previo a la Revolución Industrial. El Sexto Informe de Evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático de las Naciones Unidas destaca que 1,3 °C de ese aumento son atribuibles a la influencia humana, y en especial a las emisiones de gases de efecto invernadero [1]. El cambio climático producido por el calentamiento global es un hecho probado que conlleva consecuencias de alto impacto como inundaciones, incremento del nivel del mar y desertificación [2].

Debido a esto, el control de las emisiones de efecto invernadero y la mitigación de los efectos del calentamiento global se han vuelto asuntos prioritarios. Después de acciones como el Protocolo de Kioto, Naciones Unidas aprobó la Agenda para el Desarrollo Sostenible 2030 seguida por la firma del Acuerdo de París, [3]. La Agenda comprende 17 Objetivos de Desarrollo Sostenible que buscan fomentar la prosperidad del planeta y sus habitantes desde el respeto a todos los mencionados. Esta tesis trabaja sobre las líneas marcadas en los objetivos 7 y 13. El objetivo número 7: Energía Asequible y No Contaminante, busca fomentar una energía más sostenible y ampliamente disponible. El objetivo 13: Acción por el Clima, fomenta una contribución activa y determinada para la descarbonización y la lucha contra el cambio climático. Al adoptar la Agenda 2030, la Comisión Europea tiene como objetivo hacer de Europa el primer continente climáticamente neutro para 2050 [4].

Además de estudiar métodos de reducción de CO₂ por razones económicas, otros gases emitidos durante los procesos industriales afectan desde el punto de vista sanitario: las emisiones de CO, SO_x y NO_x representan un riesgo para la salud humana [5].

El sector marítimo no es ajeno a esta problemática. En 2020, solo las importaciones desde China hacia la Unión Europea excedieron los 383 billones de euros [6]. El comercio internacional depende del transporte marítimo para mover el 90 % de las mercancías. A pesar de ser el medio de transporte más masivo, la contribución actual a las emisiones totales de CO₂ de tipo antropogénico es únicamente del 2,89 % [7]. Según la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos, en 2050 la demanda estimada de transporte por mar, en toneladas-kilómetro, se triplicará con respecto a los datos de 2015 [8]. Dicho aumento en el uso del transporte marítimo conllevaría un incremento sustancial de las emisiones, ganando influencia en la contribución al cambio climático. Bach y Hansen analizaron las emisiones actuales y los escenarios que pueden suceder en el transporte marítimo. En el caso de seguir la trayectoria actual, en el año 2050 las emisiones de CO₂ se habrían incrementado en más de un 30 %, respecto a las emitidas en 2018. Para poner de relieve la importancia que tiene la descarbonización del transporte marítimo, compararon los datos anteriores con el escenario propuesto por la Organización Marítima Internacional en el que se permite un calentamiento global de 2 °C (SSP2_RCP2.6) [7]. Este último conseguiría no solo que las emisiones de CO₂ no aumentasen, sino que las reduciría en un 50 %, respecto al año 2018. La Figura 1.1 muestra la comparativa entre los distintos escenarios estudiados.

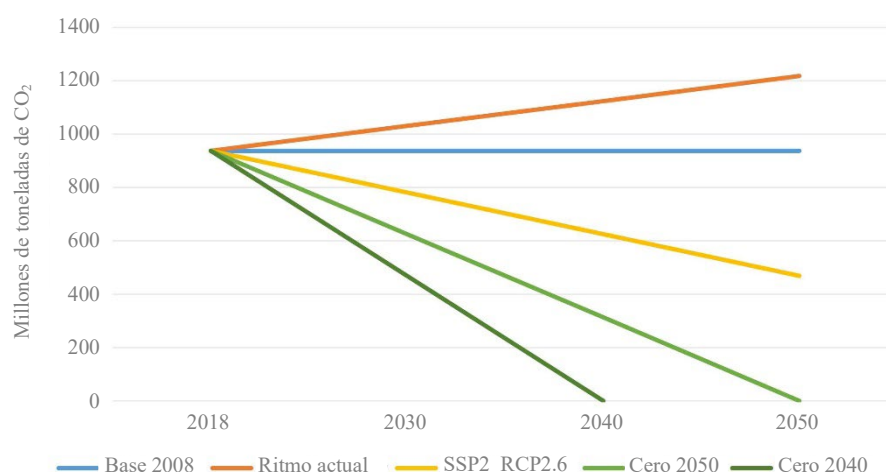


Figura 1.1 – Previsión de emisiones de CO₂ según distintos escenarios.

Los esfuerzos para la descarbonización no sólo deben estar orientados a las nuevas construcciones. De acuerdo con el informe *Review of Maritime Transport 2022* de la Conferencia de las Naciones Unidas sobre Comercio y Desarrollo (por sus siglas en inglés, UNCTAD), la edad media de la flota mercante mundial en 2022 era de 21,9 años. Este estudio, basado en 102 899 buques, pone de manifiesto que también resulta necesario establecer medidas para la optimización energética y descarbonización de buques en servicio [9].

La Organización Marítima Internacional (por sus siglas en inglés, IMO), creada originalmente como IMCO (*Inter-Governmental Maritime Consultative Organization*) en 1948, tiene como principal propósito el proveer los mecanismos de cooperación entre Estados para regular las prácticas relacionadas con aspectos técnicos que afectan a la navegación mercante internacional. Mediante dichos mecanismos aspira a adoptar los más altos estándares en seguridad marítima, eficiencia de la navegación y prevención de la contaminación en el entorno marino [10]. Por ello, la IMO no es ajena a la contaminación emitida por el transporte marítimo y se adhiere a los objetivos planteados en la Agenda 2030. En su estrategia para la lucha contra las emisiones de gases de efecto invernadero, la organización planteó reducir las emisiones de CO₂ del sector en un 40 % para el año 2030, persiguiendo el objetivo de una reducción del 70 % para 2050, en comparación con las emisiones del año 2008 [11].

En el marco regulatorio, la Organización Marítima Internacional se destaca por convenios como:

SOLAS: para la seguridad de la vida humana en el mar (del inglés *Safety of Life at Sea*). Creado en 1914 en respuesta al accidente del Titanic. El convenio especifica diferentes medidas concernientes a la construcción, equipamiento y operación de los buques desde el punto de vista de la seguridad.

MARPOL: creado en 1973 y modificado por el Protocolo de 1978. Tiene como objetivos prevenir la contaminación marina y luchar contra la contaminación. Dicho convenio, ratificado por 156 países, comprende seis anexos para prevenir la contaminación por hidrocarburos, sustancias nocivas transportadas en forma líquida o bultos, aguas sucias y basuras. En 1997 se adoptó el Anexo VI - *Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques*, el cual limita la cantidad de contaminantes presentes en el gas de escape de las máquinas térmicas marinas, incluyendo los óxidos de azufre y de nitrógeno. Este anexo entró en vigor en el año 2005 y ha sido revisado en varias ocasiones, incluyendo el Código Técnico sobre los NO_x en 2008,

aplicable para motores de potencia superior a 130 kW [12]–[15]. A nivel ambiental, las emisiones de gases NO_x destruyen el ozono presente en la estratosfera y, por tanto, juegan un papel protagonista en la destrucción de la capa de ozono. Adicionalmente, las partículas de NO_x se diseminan a lo largo de todo el sistema respiratorio humano, provocando problemas como asma, enfermedades respiratorias e insuficiencia pulmonar [16]. Las enmiendas introducidas durante el 62º Comité de Protección para el Medio Marino (MEPC 62) incluyeron como obligatorio el Índice de Eficiencia Energética de Proyecto (por sus siglas en inglés, EEDI) en buques de nueva construcción y el Plan de Gestión de la Eficiencia Energética del Buque (por sus siglas en inglés, SEEMP) para todos los buques. Se considera que la adopción del SEEMP fue el primer instrumento sobre el cambio climático, jurídicamente vinculante, que puso en marcha la IMO desde la adopción del Protocolo de Kioto. El índice EEDI considera variables como peso muerto, potencia de motores (principales y auxiliares), consumos eléctricos en las distintas operativas (*Electric Power Table for EEDI*) y consumos de combustible específicos, entre otros [11], [17], [18] y está destinado a representar la cantidad de CO_2 emitida por cada tonelada de combustible consumida y milla navegada. Es utilizado como una aproximación uniforme al cálculo de la eficiencia energética durante el diseño y construcción del buque. Diversas publicaciones definen el EEDI como la relación entre el coste ambiental y el beneficio para la sociedad [19].

Existen dos tipos de EEDI: obtenido y prescrito. El obtenido es aquel calculado, específico para cada buque, y verificado por la administración o la sociedad de clasificación pertinente. El prescrito es aquel que se toma como referencia, siendo específico para cada tipo de buque. Un buque de nueva construcción deberá tener un EEDI obtenido menor que aquel prescrito para su grupo [20].

Un parámetro presente en el cálculo del EEDI y que afecta al consumo de combustible es la climatología. Aunque la Resolución MEPC.245 (66) lo tuvo en cuenta e ideó el coeficiente f_w (*Weather factor*), su obtención suele venir dada mediante simulación, no con experiencias reales. La certificación del índice EEDI se produce durante la fase de diseño y es evaluada en las pruebas de mar. Lindstad et al. propusieron revisar el procedimiento al considerar que en su mayor parte, y como indica la norma ISO 19019 – 6.2.3: *Restrictions to the execution of the trials: Thrusters trials should preferably be executed in calm wind and sea conditions, not exceeding Beaufort 3 to 4, Sea State 2 to 3.*, las pruebas de mar se llevan a cabo en condiciones que difieren en gran medida de la realidad operativa de los buques y por tanto es posible que los índices EEDI obtenidos no se correspondan con el perfil de eficiencia real [21], [22].

En octubre de 2016, durante el comité MEPC 70, se decidió reducir el límite al contenido de azufre del combustible de los buques. A partir del 1 de enero de 2020 las cantidades permitidas, según lo establecido en la Regla 14 del Anexo VI, han pasado a ser 0,5 % en general y 0,1 % para las zonas de control de las emisiones (por sus siglas en inglés, ECA) y que ha llevado a las tripulaciones a adquirir experiencia operacional en el uso de dichos combustibles [17], [19].

Debido a la necesidad de acelerar la transición energética, el comité MEPC 76 aprobó nuevas medidas destinadas a valorar la eficiencia energética de los buques existentes y establecer su indicador de intensidad de carbono anual. El índice de eficiencia energética aplicable a los buques existentes (por sus siglas en inglés, EEXI) tiene un método de cálculo muy similar al EEDI, estableciendo ciertas pautas de cálculo numérico para los casos en que no toda la información de construcción está disponible. Debido a esta nueva regulación para

buques en servicio y su implantación en enero de 2023, el estudio desarrollado en esta tesis sobre un buque real cobra especial relevancia [23]–[25]. La Figura 1.2 muestra el esquema de aplicación de la norma y las recomendaciones para el incremento de la eficiencia energética propuestas por la IMO.

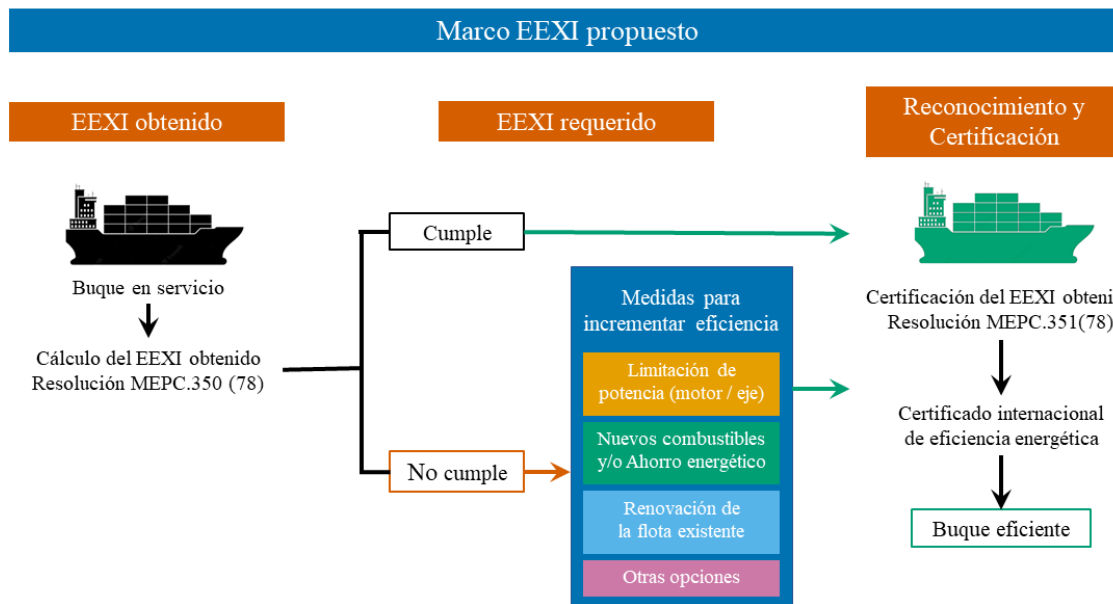


Figura 1.2 - Aplicación del indicador EEXI y propuestas de la IMO para su mejora, adaptado de [26].

Si bien los índices EEDI y EEXI evalúan la eficiencia energética de los buques desde un punto de vista técnico, el Indicador de Intensidad de Carbono (por sus siglas en inglés, CII) se planteó desde el punto de vista operacional. Este indicador relaciona las emisiones de gases de efecto invernadero con la cantidad de carga transportada y la distancia recorrida. De esta relación se obtiene una medida de la eficiencia con la que el buque transporta su carga, en gramos de CO₂ emitido por tonelada de capacidad de carga y milla navegada. En base al valor obtenido, el buque obtiene una clasificación mediante una letra entre A y E, siendo A el caso más eficiente. Los límites para obtener la clasificación se vuelven más estrictos cada año, hasta 2030. En caso de que un buque obtenga una clasificación D durante tres años consecutivos o una clasificación E un único año, deberá poner en práctica un plan correctivo, implementado dentro del SEEMP [18], [20]–[22].

A diferencia de la estrategia inicial de la IMO para reducir los gases de efecto invernadero que toma como base el año 2008, el Indicador de Intensidad de Carbono utiliza como referencia el año 2019. Esto es debido a que este fue el primer año en que la IMO obtuvo datos verificados del Sistema de Recolección de Datos (por sus siglas en inglés, DCS). Utilizar información de años anteriores hubiera introducido un nivel de incertidumbre mayor, al haber tenido que utilizar datos procedentes del Sistema de Identificación Automática.

Durante el comité MEPC 77, se reconoció la necesidad de la descarbonización en el medio marino. Consecuentemente, el objetivo de buques de cero emisiones fue declarado como una prioridad [24]. En la actualidad, la Comisión Europea y Estados Unidos han propuesto conjuntamente la inclusión de información sobre el índice de eficiencia energética del buque (EEXI) y el índice de intensidad de carbono (CII) en el

Sistema de Recolección de Datos. La idea detrás de esta propuesta es mejorar el marco de trabajo del índice CII, el cual será revisado en 2026 [24].

Dentro de las estrategias disponibles para la descarbonización del transporte marítimo, existen cuatro líneas de actuación relevantes:

El uso de combustibles alternativos es uno de los campos con mayor potencial en términos de reducción de emisiones. Esto es debido a que la finalidad es poder seguir utilizando los equipos de propulsión y generación eléctrica ya instalados, pero con emisiones cero o neutras. En la actualidad existen cuatro grandes candidatos a ser el combustible que reemplace a los combustibles pesados: gas natural licuado, metanol, amoníaco e hidrógeno. El gas natural licuado ya es un combustible ampliamente utilizado, en su mayoría en motores de tecnología *dual-fuel* [27], [28]. Aunque se trata de un combustible más limpio que los habituales IFO utilizados en la industria naval, con una reducción de CO₂ respecto a estos de un 25-30 % [29], [30], presenta inconvenientes entre los que cabe destacar el fenómeno conocido como deslizamiento de metano (del inglés, *methane slip*): bolsas de metano avanzan en el circuito de gas del motor, escapando a la atmósfera sin combustión [31]. Esto resulta contraproducente puesto que el potencial de calentamiento global (el índice GWP, del inglés *Greenhouse Warming Potential*, es la medida del calor que puede ser atrapado por un gas de efecto invernadero, en comparación con el gas de referencia, dióxido de carbono) del metano es 30 veces mayor al del CO₂ por lo que el uso del gas natural no se considera como un combustible final sino un elemento de transición [32], [33].

Otro combustible que prácticamente no requiere ninguna adaptación técnica de los motores es el metanol. La reducción de los óxidos de nitrógeno frente a los combustibles habituales es, al igual que el gas natural licuado, del 30 % pero la reducción de la cantidad de CO₂ emitido es variable: el método de producción está basado en procesos electrointensivos por lo que el metanol puede superar los niveles de dióxido de carbono emitidos por los combustibles marinos, o rebajarlos considerablemente si se produce utilizando energías renovables [34], [35]. En la actualidad, la naviera Maersk ha apostado por el metanol como el combustible a utilizar en su ruta hacia el buque de emisiones neutras, encargando la construcción de varios buques con esta tecnología y cerrando acuerdos con gobiernos para instalar centros de producción [36]–[38]. Deniz et al. evaluaron la idoneidad tanto medioambiental como económica del metanol y el etanol como combustibles alternativos concluyendo que aún presentan inconvenientes relacionados con la seguridad, carga de combustible a bordo, rendimiento y desgaste del motor [25].

En tercer lugar, está un combustible que no emite dióxido de carbono, aunque sí óxidos de nitrógeno. Diversos estudios aseguran que el amoníaco puede ser uno de los combustibles marinos del futuro, debido a su potencial para albergar hidrógeno y su relativamente bajo coste de producción [39], [40]. Por el momento el uso de amoníaco en buques comerciales no es posible debido a la falta de tecnología con una madurez suficiente y, además, el aporte a la atmósfera de los NO_x producidos durante la combustión tendría un efecto tremendamente dañino, debido a que su potencial de calentamiento es superior al del CO₂ y tiene la capacidad de formar aerosoles secundarios, nocivos para el medio ambiente [41]–[44]. Una vez solucionados los problemas técnicos se deberá tener en cuenta un último inconveniente: su peligrosidad. Aunque es habitualmente utilizado en refrigeración naval su manejo ha causado víctimas en el pasado [45].

La base del amoníaco como combustible, el hidrógeno, también se ha planteado como opción a la descarbonización. Las emisiones de CO₂ del hidrógeno, al igual que las del metanol, vendrán determinadas por el método de producción y el origen de la fuente de energía utilizada. Por el momento, los problemas de almacenamiento, inflamabilidad y coeficiente de fuga hacen que no sea el más indicado para el transporte marítimo en su forma pura, aunque diversos fabricantes han comenzado a experimentar con mezclas, del tipo 75 % CH₄ – 25 % H₂ (A. Álvarez – Wärtsilä, comunicación personal, 18 de noviembre de 2022).

Por último, en el ámbito académico existen estudios donde se plantea el uso de aceites vegetales solos o combinados con combustible diésel convencional [25], [46]–[52].

La electrificación, con el uso de baterías, conexión a la red de tierra durante las estancias en puerto y sistemas de distribución eléctrica en corriente continua combinados con electrónica de potencia y alternadores de velocidad variable, consigue disminuir pérdidas en gran medida. Estos sistemas resultan convenientes para buques que tienen acceso continuo a puerto, de manera que pueden alimentarse y/o cargar dichas baterías mediante el uso de energías externas calificadas como limpias (eólica, termosolar, fotovoltaica, etc.). Al contrario que en el uso de nuevos combustibles, la electrificación no externaliza únicamente la producción del combustible, sino que lo hace con todo el proceso de producción energética.

El avance en este campo ha sido notable. Khersonsky et al. sitúan como uno de los puntos más importantes el introducir normativa acerca del conexionado a tierra del buque. Hoy en día, la norma IEEE Std. 45 recoge el proceso de estandarización para el conexionado de buques en alta tensión [53]–[55]. Casas comerciales como el astillero holandés DAMEN o el tecnólogo ABB han obtenido resultados de éxito con esta aplicación [56]. Kim et al. compararon los efectos de una distribución en corriente alterna frente a otra en corriente continua en un petrolero. De este estudio resaltaron que, aunque su operación y mantenimiento necesitan de un período de adaptación, la eficiencia energética mejora al implementar una distribución en corriente continua. La Figura 1.3 recoge la conversión realizada [57].

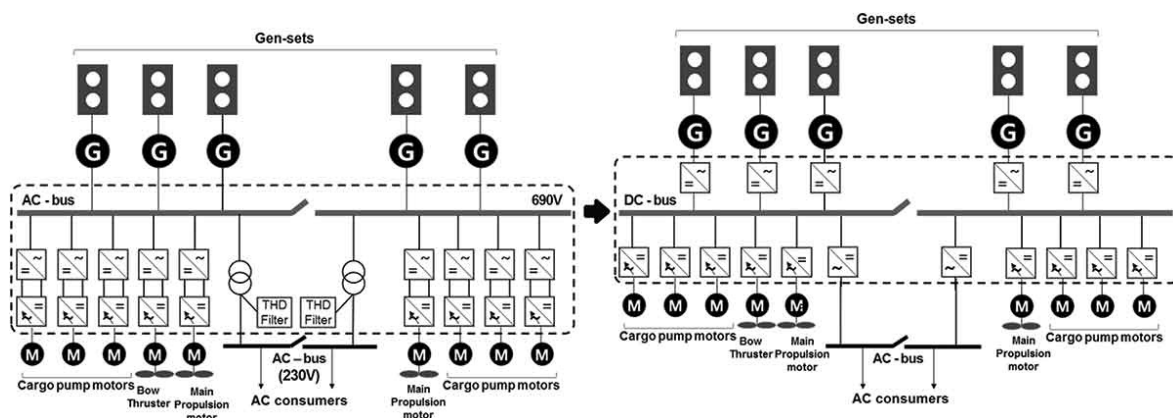


Figura 1.3 - Comparativa entre sistemas de distribución en AC y DC para un buque petrolero [57].

La electrificación del buque es, sin duda, uno de los sistemas de aprovechamiento energético que más atención ha recibido, creando modelos que logran evitar el uso de transformadores, con el consiguiente ahorro de peso e inversión inicial [58]–[60]. Sociedades de clasificación como DNV han desarrollado una serie de

normas específicas para buques híbridos y baterías [61], [62]. Desafortunadamente, también ha habido proyectos no tan exitosos, principalmente relacionados con el efecto *thermal runaway* que produce que la energía eléctrica suministrada a las baterías no se almacene, sino que se convierta en energía térmica por medio de una reacción electroquímica exotérmica, lo que puede originar incendios por combustión simple o deflagración. Estudiar y monitorizar este fenómeno es imprescindible en baterías de litio [61], [63]–[65].

Además de la distribución en corriente continua y el uso de baterías, está el uso de convertidores de frecuencia para la regulación de caudales. El ahorro energético viene dado por las Leyes de Afinidad para bombas y ventiladores con diámetro de impulsor constante. Al disminuir la velocidad del motor eléctrico para ajustar el caudal también disminuye el consumo de corriente eléctrica, lo cual redundaría en un ahorro de combustible. Tanto por este ahorro como por la suavidad del arranque, el convertidor de frecuencia se impone como el método de control de motores eléctricos a bordo.

Combinando las tecnologías de electrificación mencionadas, el astillero asturiano Astilleros Gondán implementó una tecnología de generadores de velocidad variable que alimentan una barra de corriente continua mediante electrónica de potencia en los buques Edda Passat y Edda Mistral. El beneficio de esta instalación se basa en disminuir el consumo de combustible ya desde la base, en el motor diésel. Al utilizar velocidades menores para la misma carga se consigue reducir el consumo frente a su homólogo a revoluciones constantes, tal y como reflejan los estudios de Holmefjord et al. [66]–[68].

Dentro de la electrificación, otro de los avances interesantes es la implementación del generador de alta velocidad. Estudiado tanto en la academia como en la industria (Mitsubishi Heavy Industries), existe la posibilidad de acoplar un generador de alta velocidad al turbocompresor del motor marino. La Figura 1.4, muestra la propuesta de Ono et al.

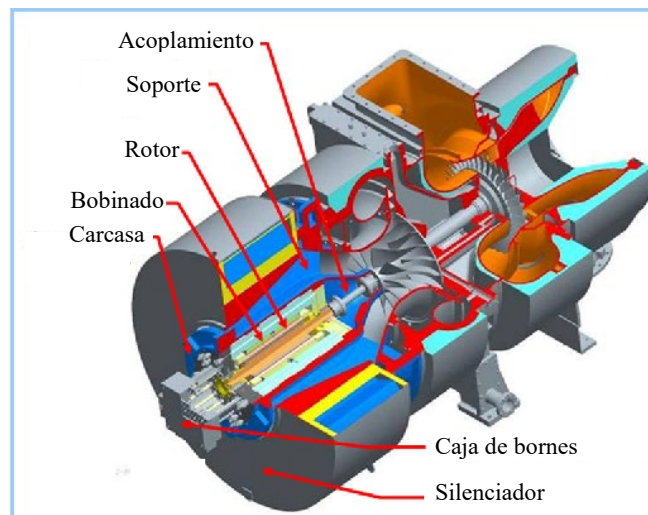


Figura 1.4 - Turbocompresor con alternador acoplado [69].

Debido a las altas y variables revoluciones del turbocompresor se hace imposible conectar dicho generador a barras directamente, debiéndose utilizar electrónica de potencia para adecuar los valores de tensión y frecuencia. De los aquí revisados, resulta uno de los métodos de reaprovechamiento más interesante si se tiene en cuenta que la literatura menciona recuperaciones en el rango de los 400-500 kW [69]–[74].

Otro enfoque a la reducción de emisiones es la optimización del buque mediante sistemas informáticos. El gemelo digital fue definido en 2002 por Grieves como un *Concepto ideal para el control del ciclo de vida del producto desde un punto de vista de optimización técnico-económico*. Hoy en día, el concepto de gemelo digital abarca desde el control de componentes menores de la máquina hasta la organización de repuestos, estimaciones económicas e incluso toma de decisiones sobre el mantenimiento. En función de su complejidad se establecen cuatro niveles [75]:

- Nivel 1 – Pre-gemelo Digital: Modelo virtual del sistema, sin modelo físico.
- Nivel 2 – Gemelo Digital: Modelo virtual con adquisición de datos del modelo físico.
- Nivel 3 – Gemelo Digital Adaptativo: Cuenta con tecnología *Machine Learning* aplicada a las decisiones tomadas por el operador.
- Nivel 4 – Gemelo Digital Inteligente: tecnología *Machine Learning* alimentada por las decisiones del operador y el comportamiento del sistema.

Dichas definiciones y la progresión desde su primera identificación encajan con el concepto Nivel de Madurez Tecnológica (del inglés *Technology Readiness Level*, TRL), mencionado por John Mankins [76]:

- TRL 1 – Principios básicos estudiados.
- TRL 2 – Concepto tecnológico formulado.
- TRL 3 – Prueba de concepto experimental.
- TRL 4 – Tecnología validada en laboratorio.
- TRL 5 – Tecnología validada en un entorno relevante.
- TRL 6 – Tecnología demostrada en un entorno relevante.
- TRL 7 – Demostración de prototipo en entorno operacional.
- TRL 8 – Sistema completo y cualificado.
- TRL 9 – Sistema real probado en un entorno operacional.

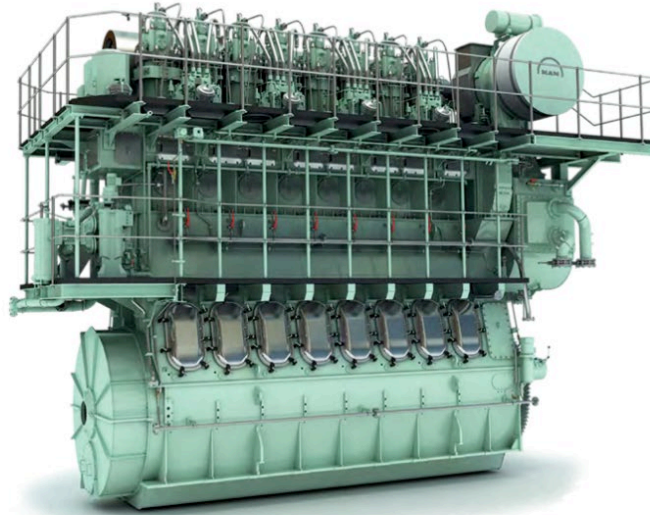
Dependiendo del grado de desarrollo de gemelo digital, existen diferentes niveles que van desde la mera simulación de los posibles estados de la instalación pero sin captación de datos, como podría ser un software para la enseñanza (Kongsberg K-Sim Engine y Wärtsilä ERS 5000), hasta la creación de redes neuronales en las que una cantidad elevada de datos pueda predecir los próximos problemas de la planta, estableciendo así una base de mantenimiento predictivo y de gestión de tiempos muertos que no entorpezcan la operativa comercial del buque [77]–[86].

En la actualidad, hay sistemas de automatización implementados con conexión remota. De esta manera Armador y Fletador pueden monitorizar el buque con lo que puede considerarse un Gemelo Digital de bajo nivel. Un ejemplo de esto es el buque Monte Ulía de la naviera Ibaizabal Tankers el cual tiene sus motores principales permanentemente monitorizados por un equipo técnico del fabricante MAN que vigila todas las variables e indica a los operadores de planta (tripulación de máquinas) los diferentes mantenimientos a realizar en cada momento. La Figura 1.5 describe esta filosofía [87], [88].

Engine balance
 PrimeServ Assist monitors your engine balance by reviewing your cylinder pressures allowing MAN experts to send ad-hoc notifications when possible deviations from the optimal conditions occurs. By constantly surveying the engine balance, we help you control NOx emissions, thermal load and fuel consumption levels, effectively reducing wear on piston rings and liners.



Heavy running
 PrimeServ Assist monitors if your engine is running heavily by continuously evaluating power, revolutions and referencing it to the propeller load curve. This allows MAN experts to send ad-hoc notifications when possible heavy running occurs to avoid thermal overload and to recognize signs of hull or propeller fouling at an early stage. By constantly reviewing heavy running, potential fuel penalties and the overload of engine components can be prevented.



Cylinder condition
 PrimeServ Assist monitors your cylinder lubrication by reviewing your lube oil feed rate for any deviations. This allows MAN experts to send ad-hoc notifications when possible deviations from the optimal conditions occur. By constantly surveying the lube oil feed, we help to ensure correct lubrication at all times and thereby reducing cylinder wear.



Engine control system user settings
 PrimeServ Assist monitors your calculated engine load referencing PMI values. This allows MAN experts to send ad-hoc notifications about possible improvements to the engine control system user settings. By monitoring user settings of for example fuel quality applied (FQA) the engine can perform at is optimal at all times.

Figura 1.5 - Sistema PrimeServ de MAN para motores 2T [88].

Otro ejemplo es el sistema de monitorización y diagnóstico Two Layer Detection de Wärtsilä, mostrado en la Figura 1.6. Este es una combinación de las predicciones creadas por la inteligencia artificial en base a los datos recogidos y la estadística creada por algoritmos que detectan anomalías en el funcionamiento de la maquinaria [89].

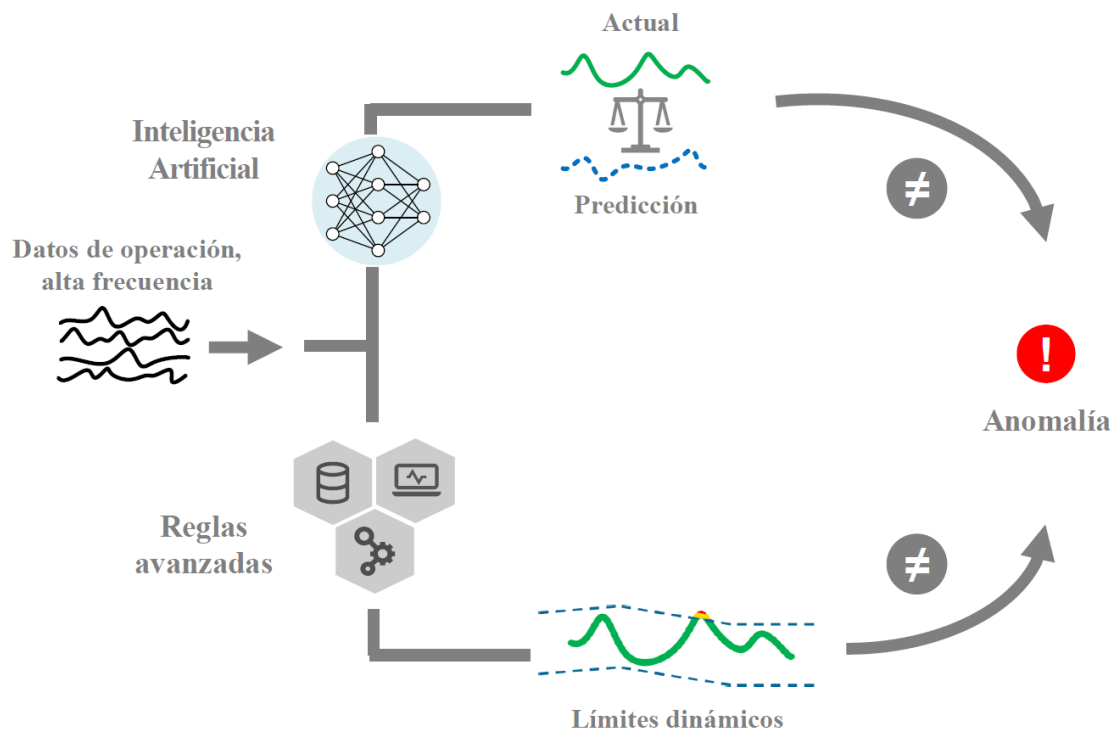


Figura 1.6 - Sistema Two Layer Detection propuesto por Wäertsilä [89].

Una última estrategia para contribuir a la descarbonización es la implementación a bordo de sistemas de generación de energía renovable. Actualmente, buques que realizan pequeños trayectos como la serie Ecolux de Balearia equipan placas fotovoltaicas que cubren parte de la demanda eléctrica a bordo [90], [91]. En buques mercantes de mayor tamaño es factible utilizar la energía eólica, bien con sistemas de vela rígida o control activo de la capa límite mediante succión [92]–[94].

1.1 La máquina térmica: motor diésel marino

El ser humano ha explorado la conversión energética mediante máquinas térmicas desde la Edad Media. En 1673 el holandés Christian Huygens experimentó con cañones dispuestos verticalmente con la finalidad de crear motores de pólvora en los que se buscaba un movimiento rotativo basado en el consumo de energía química [95]. En 1769, James Watt mejoró la eficiencia de la máquina recíproca de Newcomen utilizando vapor para mover los pistones de su motor, consiguiendo así la máquina más eficiente hasta el momento. La literatura señala que dicha eficiencia rondaba el 2 % [96], [97]. En el año 1824 el francés Nicolas Sadi Carnot sienta las bases de la termodinámica en el manuscrito *Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego*. El ciclo de Carnot, representado en la Figura 1.7 mediante el diagrama presión-volumen, es un sistema en el que se suceden cuatro procesos ideales, internamente reversibles: una compresión isoterma, una compresión isentrópica, una expansión isoterma y una expansión isentrópica [98]. Carnot no concibió su ciclo en el diagrama temperatura-entropía, como sí se hace en la actualidad, debido a que el concepto de entropía se desarrolló posteriormente [99].

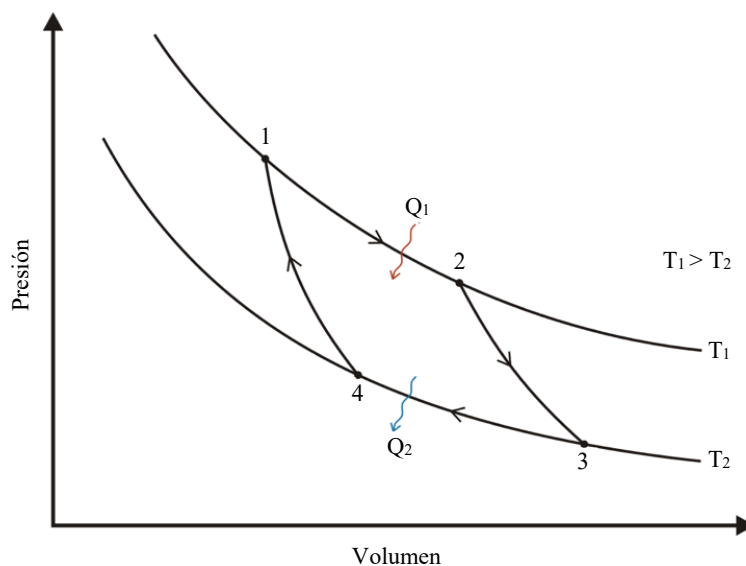


Figura 1.7 - Ciclo de Carnot dibujado en el diagrama p - V [100].

En termodinámica, se describen los ciclos del tipo al de Carnot como ciclos de potencia. El trabajo neto de cada uno de estos ciclos será igual a la transferencia de calor de cada proceso.

$$W_{cycle} = Q_1 - Q_2 \quad (1.1)$$

Donde Q_1 representa la transferencia térmica de energía hacia el sistema desde un foco caliente. El término Q_2 representa la transferencia de calor desde el sistema hacia el foco frío. La eficiencia de un ciclo de potencia puede describirse en función de la cantidad de energía añadida en forma de calor, Q_1 , que se convierte en trabajo neto, W_{cycle} :

$$\eta = \frac{W_{cycle}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (1.2)$$

Del Principio de Conservación de la Energía se deduce que el rendimiento térmico nunca podrá ser mayor a la unidad. Sin embargo, el ciclo de Carnot estableció un techo a la eficiencia, determinando que no toda la energía añadida al sistema se convierte en trabajo, sino que una porción siempre es enviada al foco frío mediante transferencia de calor.

Actualmente los motores marinos de ciclo diésel coexisten con otras tecnologías como son los ciclos Otto y, más recientemente, Miller. En esta tesis el motor caso de estudio seleccionado es un ciclo diésel convencional y, por tanto, se describe únicamente este tipo.

En 1893, Rudolf Diesel tomó las ideas de Carnot junto con las Leyes de la Termodinámica, comenzando a hacer las primeras pruebas de su motor. Más tarde, en 1897, Diesel muestra un motor de 16,93 kW con el que consigue un 16,6 % de eficiencia. Posteriormente, en el año 1902, se botó el submarino francés Aigrette, equipado con el primer sistema diésel y propulsión eléctrica, suministrado por el fabricante MAN. En 1908 se implementarían motores de 89 kW y 300 rpm en los buques Rapp y Schnapp. Esta fue la primera aplicación de motores diésel en buques mercantes [101]. La Figura 1.8 muestra los diagramas presión-volumen y temperatura-entropía del ciclo diésel.

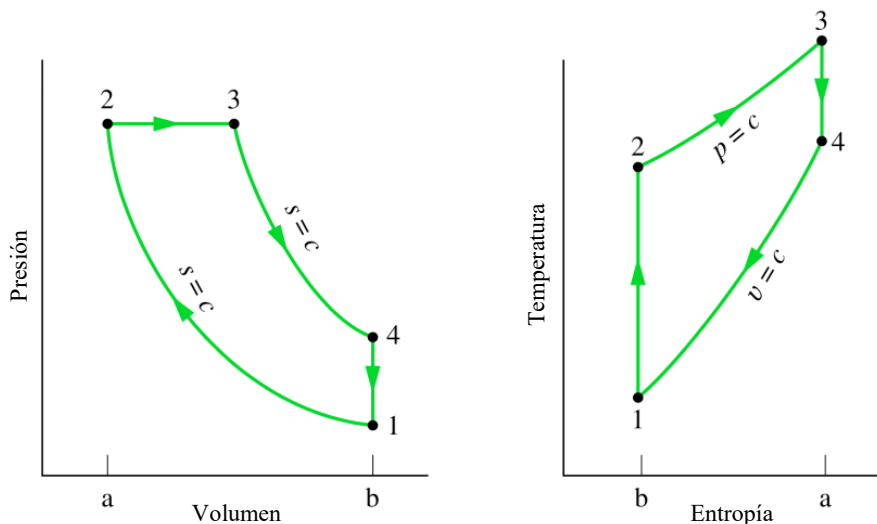


Figura 1.8 - Diagramas p-V y T-s del ciclo diésel teórico [98].

El ciclo diésel de aire estándar sería la base teórica de su máquina, la cual desarrolla su trabajo a presión constante en cuatro procesos diferenciados y reversibles: una compresión isentrópica (1-2), una expansión isóbara (2-3) que corresponde al aporte de calor seguido de una expansión isentrópica (3-4) y finalmente una expansión isocórica (4-1) correspondiente a la disipación de calor [98].

El trabajo realizado por el aporte de calor está definido mediante la Ecuación 1.3:

$$\frac{W_{23}}{m} = \int_2^3 p \cdot \delta v = p_2 \cdot (v_2 - v_3) \quad (1.3)$$

Conocido W_{23} y aplicando el balance de energía para sistemas cerrados se obtiene Q_{23} :

$$m \cdot (u_2 - u_3) = Q_{23} - W_{23} \quad (1.4)$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = (u_3 - u_2) + p \cdot (v_3 - v_2) = (u_3 + p \cdot v_3) - (u_2 + p \cdot v_2) \quad (1.5)$$

siendo la entalpía específica del sistema igual a la suma de la energía interna y el trabajo mecánico aplicado:

$$h = u + p \cdot v \quad (1.6)$$

por tanto, el calor absorbido en el proceso 2-3 será:

$$\frac{Q_{23}}{m} = (h_3 - h_2) \quad (1.7)$$

El proceso de expansión isocórica, 4-1, se da a volumen constante. En este, el calor se cede desde el aire cuando el pistón está en el punto muerto inferior y viene dado por:

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 \quad (1.8)$$

El trabajo producido por el ciclo será el área encerrada dentro del diagrama y su rendimiento térmico vendrá dado por la relación entre el trabajo neto del ciclo y el calor absorbido:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \quad (1.9)$$

En la actualidad, aproximadamente el 90 % de los buques mercantes en servicio equipan uno o más motores de combustión interna para servicios de propulsión [102], [103]. De estos, los modelos comerciales de motores de cuatro tiempos alcanzan hasta un 47 % de eficiencia [46], [104]. Con este rendimiento, menos de la mitad de la energía suministrada por el combustible es transformada en energía mecánica en el eje [104], [105]. El resto de la energía contenida en el combustible es disipada al ambiente, en su mayoría en forma de calor residual [104], [106], [107].

Inicialmente, el rendimiento del motor diésel se estima mediante un análisis energético basado en la Primera Ley de la Termodinámica. En un sistema cerrado sometido a un proceso adiabático entre dos estados, el rendimiento únicamente depende de los estados inicial y final y no del desarrollo intermedio del proceso:

$$E_2 - E_1 = -W_{ad} \quad (1.10)$$

donde la diferencia energética entre dos estados, W_{ad} , es el trabajo neto. En los procesos reales esto no se cumple. Como relata la Segunda Ley de la Termodinámica según la formulación de Clausius: *Es imposible la existencia de un sistema que pueda funcionar de modo que su único efecto sea una transferencia de energía mediante calor de un cuerpo frío a otro más caliente*. Adicionalmente, sugiere que existe un efecto indeseado que produce una transferencia de calor al entorno. En un sistema real, será imposible obtener una transferencia de calor completa desde el foco caliente al foco frío. Asimismo, resultará imposible que el calor del foco caliente produzca únicamente trabajo [108].

Un proceso sería reversible si ambos, sistema y entorno, pueden devolverse exactamente a sus estados iniciales después de que dicho proceso haya tenido lugar. El análisis mediante la Segunda Ley de la Termodinámica es la comparación de los puntos óptimos teóricos con los reales en cada ciclo. Algunos de los procesos irreversibles que aparecen con mayor frecuencia son:

- Transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas.
- Expansión libre de un gas o líquido hasta una presión más baja.
- Reacción química espontánea.
- Mezcla espontánea de sustancias con diferente composición o estado.
- Rozamiento (deslizamiento entre superficies o viscosidad en el seno de un fluido).
- Flujo de corriente eléctrica a través de una resistencia.
- Magnetización o polarización con histéresis.
- Deformación inelástica.

Estos procesos se podrían clasificar en dos grupos: irreversibilidades internas, aquellas que ocurren dentro del sistema; irreversibilidades externas, que serán las que ocurran al interactuar con el entorno [98].

Además de las definiciones de la Segunda Ley de la Termodinámica enunciadas por Clausius y Kelvin-Planck, existe otro corolario conocido como Desigualdad de Clausius. Dicha desigualdad es aplicable a todo ciclo, sin importar el cuerpo con el que intercambia energía mediante transferencia de calor, siempre y cuando existan irreversibilidades internas.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f \leq 0 \quad (1.11)$$

sustituyendo el cero por un factor, σ_{cycle} , que puede interpretarse como una variable que representa la medida de las irreversibilidades presentes se deduce:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f \leq -\sigma_{cycle} \quad (1.12)$$

Donde σ_{cycle} toma los valores:

- $\sigma_{cycle} = 0 \rightarrow$ No se presentan irreversibilidades internas, el ciclo es reversible.
- $\sigma_{cycle} > 0 \rightarrow$ Se presentan irreversibilidades internas.
- $\sigma_{cycle} < 0 \rightarrow$ Es imposible, no se puede producir.

El concepto σ_{cycle} se conoce como entropía y es generada por las irreversibilidades internas presentes en el ciclo. Para la aplicación de la Segunda Ley de la Termodinámica se necesitan los valores de entropía. La ecuación que define su variación se utiliza como base para el cálculo de esta, en función de un valor de referencia seleccionado arbitrariamente.

Para un estado de referencia inicial (x) la variación de entropía respecto al estado final (y) será:

$$S_y = S_x + \left(\int_x^y \delta \frac{Q}{T} \right) \quad (1.13)$$

donde S_x representa el valor de la entropía en el estado de referencia especificado.

Esta fórmula para el cálculo de la entropía del sistema es válida para todos los casos, a excepción de aquellos en los que ocurran reacciones químicas. Entonces resulta necesario trabajar en términos de valores absolutos, determinados a partir de la Tercera Ley de la Termodinámica.

Relacionada la Segunda Ley de la Termodinámica con la existencia de procesos ajenos a la conversión energética principal, se deduce que no toda la energía presente en el foco caliente estará disponible para realizar trabajo. Esa disponibilidad de la energía para realizar trabajo es conocida como exergía. Si bien la energía siempre se conserva o transforma, su potencial de utilización varía. Al igual que la energía, la exergía puede transferirse. Pero al contrario que la primera, la exergía se destruye si se ve afectada por procesos irreversibles.

La Tabla 1.1 muestra las diferentes pérdidas de un motor marino moderno funcionando al 100 % de carga de acuerdo con la norma ISO 15550, desglosadas en los diferentes sistemas donde se evacúa dicha energía térmica.

Tabla 1.1 - Balance térmico del motor diésel Wärtsilä 6L32 B3 operando con gasóleo [104].

Sumidero	Calor disipado (kW)
Agua de Camisas, Agua AT	450
Aire de Carga, Agua AT	798
Aire de Carga, Agua LT	480
Aceite de Lubricación, Agua LT	408
Radiación al ambiente	108

En motores diésel, el combustible contiene una cantidad de energía mucho mayor que el trabajo mecánico obtenido en el eje de la máquina. La energía al principio y al final del proceso sigue siendo la misma, pero su utilidad no: una parte de la energía contenida en el combustible se transforma en trabajo útil (potencia mecánica en el eje) mientras que otra parte ha sido convertida en calor (fuerzas de rozamiento, calor derivado de la combustión, temperatura en los gases de escape, etc.). El calor producido durante la combustión debe ser evacuado puesto que el aumento de temperatura de la máquina puede conllevar mayores pérdidas e incluso inducir fallos catastróficos. La disipación de calor se lleva a cabo mediante intercambiadores de calor en los cuales un fluido actúa de foco frío y recoge el calor presente en partes internas del motor (camisas, culatas, etc.) o en otro fluido de trabajo (aire, aceite). Los mecanismos de transferencia de calor por los que se produce dicha refrigeración son conducción, radiación y convección. Estos pueden darse por separado o combinados.

Las distintas formas por las que la energía química del combustible se transforma en calor son en su mayor parte irreversibilidades. El uso eficiente de la energía pasa por utilizar los recursos de manera que se reduzca la destrucción de exergía. La herramienta para su optimización es el Análisis Exergético. Una vez enumeradas y cuantificadas las causas de destrucción de exergía, el diseñador del sistema podrá priorizar aquellas pérdidas que, bien por su magnitud o bien por la facilidad para ser evitadas, ofrezcan mayores oportunidades de mejora.

El estudio del motor diésel marino desde el punto de vista de la Segunda Ley de la Termodinámica es aún minoritario. Baldi et al. estudiaron primero un buque quimiquero, creando posteriormente un perfil energético y exergético de un crucero operando en el mar Báltico con medidas recogidas durante un año, concluyendo que el potencial ahorro de combustible era de entre un 5 y un 15 % [109]–[111]. Dimopoulos et al. evaluaron las posibilidades de recuperación de calor residual, mediante un análisis exergético combinado con un modelo termoeconómico, de un sistema cuya máquina principal era un motor diésel de dos tiempos, logrando obtener una eficiencia exergética del 38,3 % [112]. Yao et al. propusieron un análisis sobre las destrucciones exergéticas dentro del motor marino, concluyendo que el proceso de combustión es la mayor fuente de irreversibilidades [103]. Las conclusiones presentadas por Yao et al. coinciden con los estudios de Heywood y Villalta sobre la fenomenología de liberación de calor dentro de la cámara de combustión: la temperatura del gas durante el proceso de combustión alcanza los 2500 K (576,85 °C) [113], [114]. Debido a la presencia de sistemas de limpieza en la corriente de gas de escape tales como sistemas de Reducción Catalítica Selectiva (por sus siglas en inglés, SCR) y *scrubbers*, la cantidad de calor residual disponible en esta fuente ha quedado limitada. Es por esto por lo que Korlak comparó la disponibilidad de calor residual recuperable en las diferentes tecnologías que se podrían instalar en motores Tier III concluyendo que aquellos motores que equipan un sistema SCR de baja presión, instalado después del turbocompresor, son los que contienen una mayor cantidad de calor residual en el gas de escape en comparación con otros sistemas como el SCR de alta presión [115]. Calvacanti estudió un motor *dual-fuel* marino usado en un sistema de trigeneración en donde analizó energía, exergía y términos económicos obteniendo las mayores cantidades de exergía en el motor y la caldera de recuperación de gases de escape [116].

1.2 Recuperación de calor en motores marinos

Diversos estudios encaminados a incrementar la eficiencia del motor de combustión interna como modificación del cruce de válvulas, mejora de los turbocompresores e inyección *common rail* han sido implementados en las últimas décadas [117]–[119]. Además de las mejoras mencionadas, la posibilidad de incrementar la eficiencia del motor mediante modificaciones de su funcionamiento es realmente pequeña. Sin embargo, la recuperación de calor residual es una tecnología que posee potencial para incrementar la potencia extraída de la máquina diésel manteniendo el consumo de combustible. Esto hace que las emisiones específicas del motor se reduzcan. Zhemin et al. llevaron a cabo un análisis general sobre los sistemas de Recuperación de Calor Residual (por sus siglas en inglés, WHR) del motor principal del buque [120]. Abdu Ahmed et al. analizaron diferentes sistemas WHR y su viabilidad a la hora de ser instalados en el motor diésel marino, en base a la Segunda Ley de la Termodinámica [121]. Mohd Noor et al. realizaron una revisión extensiva de métodos de recuperación de calor residual donde se incluyó la generación termoeléctrica [122]. La recuperación de calor residual ha sido reconocida en la literatura como una solución técnica efectiva para la mejora del rendimiento de plantas energéticas marinas [123].

1.2.1 Sistemas de recuperación de calor

El concepto de recuperación de calor residual engloba aquellos métodos que buscan reaprovechar parte de la energía transferida desde el combustible al foco frío, en forma de energía térmica. Como se vio anteriormente, una energía térmica a alta temperatura siempre tendrá mayor margen de reaprovechamiento dado que su calidad, exergía, es mayor. A continuación, se describen los métodos de recuperación instalados comercialmente o en fase de estudio y prueba.

Incineración: se nutre del poder calorífico contenido en distintos residuos. Si bien es un equipo con potencial de reaprovechamiento de materias que de otra manera no se utilizarían (basuras, papel, aceites, lodos, etc.), su principal motivo de uso es la reducción de los residuos almacenados a bordo, optimizando el espacio disponible. Aunque no sea una máquina térmica al uso, la recuperación del calor residual disipado por el incinerador es una opción a valorar debido a que la propia regulación requiere que su operación sea a altas temperaturas (850 °C, de acuerdo con MARPOL Anexo VI) [124]–[127] lo cual proporciona energía de alta entalpía.

En los últimos años, autores como Toneatti et al. han planteado diversos estudios en los que el calor contenido en el gas de escape del incinerador se reutiliza [128], [129]. Esto resulta especialmente beneficioso para buques con una alta producción de residuos como los cruceros, pero tiene el inconveniente de que el residuo incinerado no tiene un poder calorífico conocido ni estable.

Desalación: conectados al circuito de agua de refrigeración de alta temperatura del motor, su propósito es generar agua técnica mediante evaporación flash. Es probablemente el equipo de recuperación de calor residual más extendido en el mundo naval.

Producción de vapor: los gases de escape de los motores de combustión tras pasar por el turbocompresor aún poseen energía que puede ser reaprovechada. En los economizadores clásicos, el gas circula por la tubería de escape, calentando agua. Esta técnica produce vapor para los servicios del buque.

Atemperamiento de agua sanitaria: el fabricante de motores MTU implementa un sistema de refrigeración líquida de la tubería de escape, a modo de tercera pared. Este sistema, mostrado en la Figura 1.9, presenta la ventaja de no tener que utilizar aislamiento del tipo lana de roca, recupera un calor de alta calidad y presenta mayor seguridad para el operador al no entrar en contacto directo con la tubería de escape.

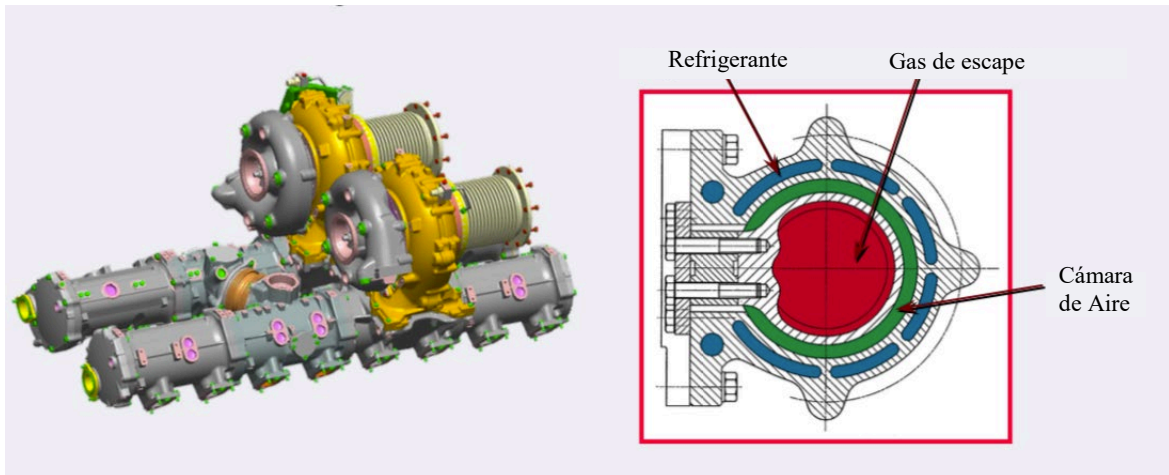


Figura 1.9 - Sistema de triple pared para la refrigeración de los gases de escape [130].

La Figura 1.10 analiza la cantidad de calor recuperable mediante este sistema, en base a su carga. Debido al modo de funcionamiento de los motores de este fabricante y sus relativamente altas temperaturas de escape, el calor que llega a la tubería de evacuación de gases de escape del buque aún contiene energía para instalar un segundo sistema de reaprovechamiento, habitualmente dirigido al circuito de agua caliente sanitaria [131].

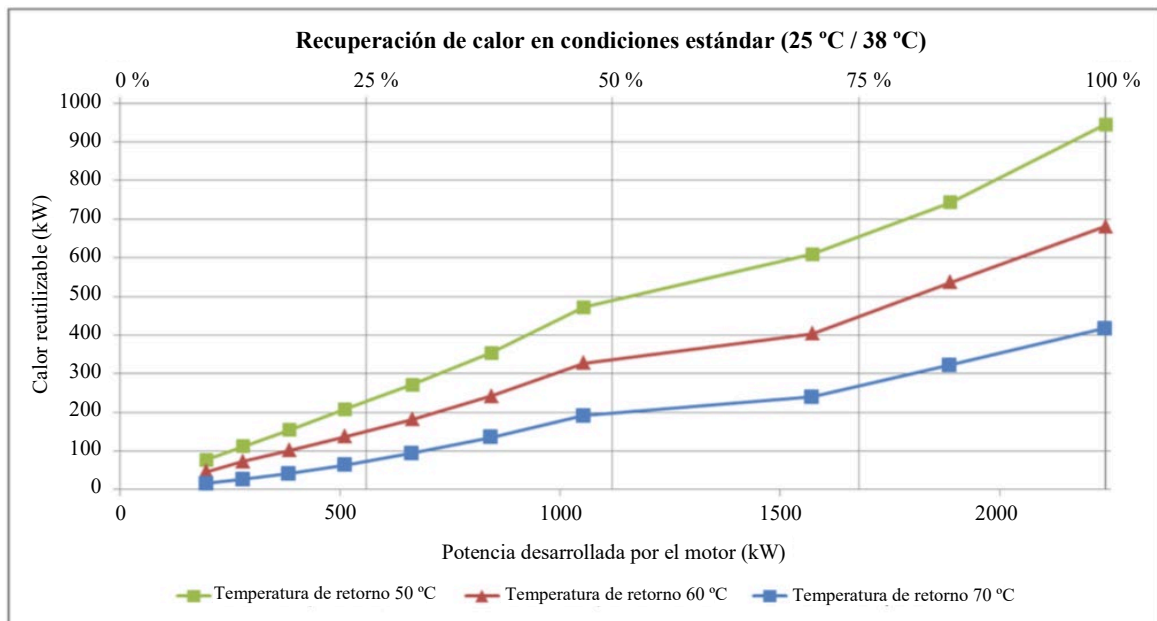


Figura 1.10 - Recuperación de calor en motor MTU4000 [131].

Ciclo Rankine Orgánico: similar a un ciclo Rankine clásico, de vapor de agua, en este caso se utilizan fluidos orgánicos capaces de operar a menor temperatura. Esta técnica consigue reaprovechar energías de media y baja calidad que de otra manera serían desperdiciadas. Como inconveniente: los compuestos basados en hidroclorofluorocarburos son extremadamente dañinos para la capa de ozono. Los gases mencionados habitualmente en la literatura son: R123, R152a y R245fa con unos índices GWP de 77, 124 y 1030, respectivamente. Varios autores han analizado la combinación del motor diésel con un ciclo Rankine Orgánico (por sus siglas en inglés, ORC) [132]–[136]. Ouyang et al. extendieron los estudios sobre ORC sub y supercríticos, combinándolos con ciclos Brayton y Kalina de CO₂ supercrítico [135], [137]. El reto actual se orienta a encontrar fluidos de trabajo que maximicen la recuperación energética y sean a su vez climáticamente neutros.

1.2.2 Sistemas combinados de recuperación de calor

Una vez estudiados los principales sistemas de recuperación de calor por separado, se debe comentar el inconveniente presente en los motores térmicos: las fuentes de calor residual tienen diferentes temperaturas y, por tanto, son energías térmicas de diferente calidad. En general, el problema de los sistemas de recuperación de calor basados en ciclos termodinámicos es que están optimizados para un rango de temperatura determinado. Los ciclos Rankine convencionales en los que se utiliza vapor de agua están orientados a trabajar con fuentes de calor de alta temperatura, aunque si se sustituye el agua por fluidos orgánicos, son capaces de recuperar calor de menor temperatura. El ciclo Brayton también está diseñado para recuperar calor de fuentes de alta temperatura. En caso de ser aplicado a motores marinos, se puede modificar para recuperar calor de fuentes de menor temperatura, utilizando fluidos orgánicos u optando por un ciclo Brayton supercrítico, usando CO₂ como fluido de trabajo. Estos ciclos termodinámicos resultan muy útiles para recuperar el calor residual del motor pero, incluso utilizando fluidos orgánicos, cuando son aplicados a fuentes de calor de baja calidad, la recuperación es menor. Es en este punto donde otros sistemas como la generación termoelectrónica y la desalación

juegan un papel fundamental. Sabido esto, se concluye que para que un sistema de recuperación de calor residual maximice su eficiencia se necesita de una combinación de tecnologías.

Con el objeto de comprender el estado del arte sobre los sistemas de recuperación de calor en motores marinos se llevó a cabo una revisión bibliográfica centrada en los últimos 25 años (período 1998-2022). La razón para estudiar este período es la ratificación del Protocolo de Kioto, en diciembre de 1997 [138].

Esta búsqueda bibliográfica se llevó a cabo en las bases de datos Scopus y Web of Science, arrojando inicialmente 1049 artículos publicados en revistas científicas y actas de congresos. Un primer filtrado para eliminar aquellos documentos no relacionados directamente con el ámbito marítimo redujo el número a 576 documentos de interés.

En primer lugar, se llevó a cabo un análisis bibliométrico con el total de resultados obtenidos después del primer filtrado. Este método de análisis cuantitativo permite identificar de manera rápida las lagunas de conocimiento en la materia. La Tabla 1.2 describe los diferentes aspectos del análisis bibliométrico realizado junto con el método específico.

Tabla 1.2 - Metodologías empleadas para el análisis bibliométrico de la literatura seleccionada.

Análisis	Método
Año de publicación	Estadística descriptiva
Palabra clave	Análisis de coocurrencia y agrupamiento
Revista	Estadística descriptiva
País de procedencia del primer autor	Análisis de coocurrencia y agrupamiento

La primera parte del análisis bibliométrico desveló que antes del año 2007 el interés en la recuperación de calor residual en motores marinos era limitado. El verdadero impulso se produce en el año 2020, cuando aparecen 75 publicaciones relevantes.

El estudio de las palabras clave utilizadas, su coocurrencia y agrupamiento, fue realizado utilizando el software VosViewer [139]. Con esta técnica se aprecia de manera rápida que las palabras clave más utilizadas fueron: “*marine engines*” (282 apariciones), “*energy efficiency*” (208 apariciones) y “*waste heat*” (182 apariciones).

La Figura 1.11 muestra la red de conexiones que tienen las palabras clave utilizadas en las 576 publicaciones analizadas.

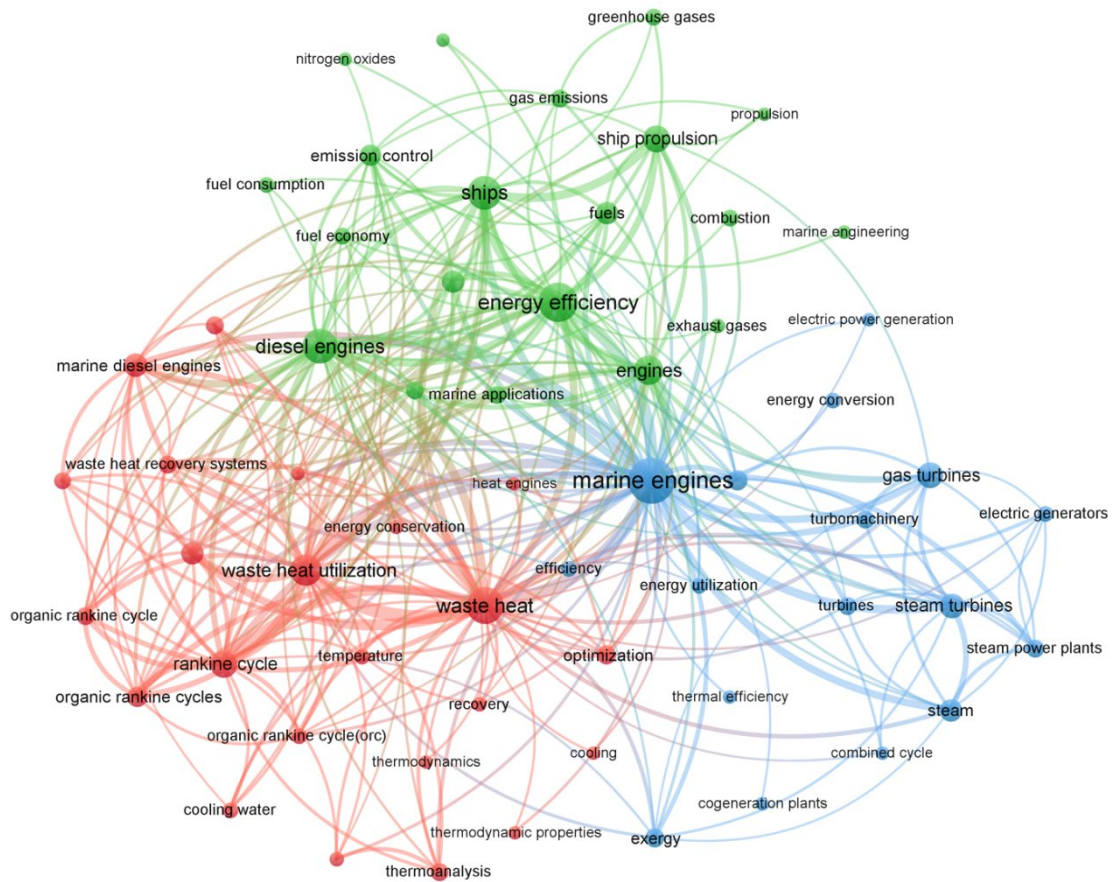


Figura 1.11 - Análisis de coocurrencia de las palabras clave presentes en las publicaciones analizadas.

En la Figura 1.11 se aprecia que existen tres agrupaciones claramente diferenciadas. El grupo rojo pertenece a publicaciones claramente orientadas al reaprovechamiento energético mediante ciclos termodinámicos (en especial Rankine y Rankine orgánico). El segundo grupo, en verde, está relacionado con publicaciones que tratan el tema desde el punto de vista ambiental, su relación con el transporte marítimo y las correspondientes emisiones de gases de efecto invernadero. Por último, el grupo de color azul representa publicaciones orientadas a la producción eléctrica con turbinas de gas y vapor.

Las mismas palabras clave fueron posteriormente analizadas por la fecha de publicación. La Figura 1.12 muestra los resultados obtenidos.

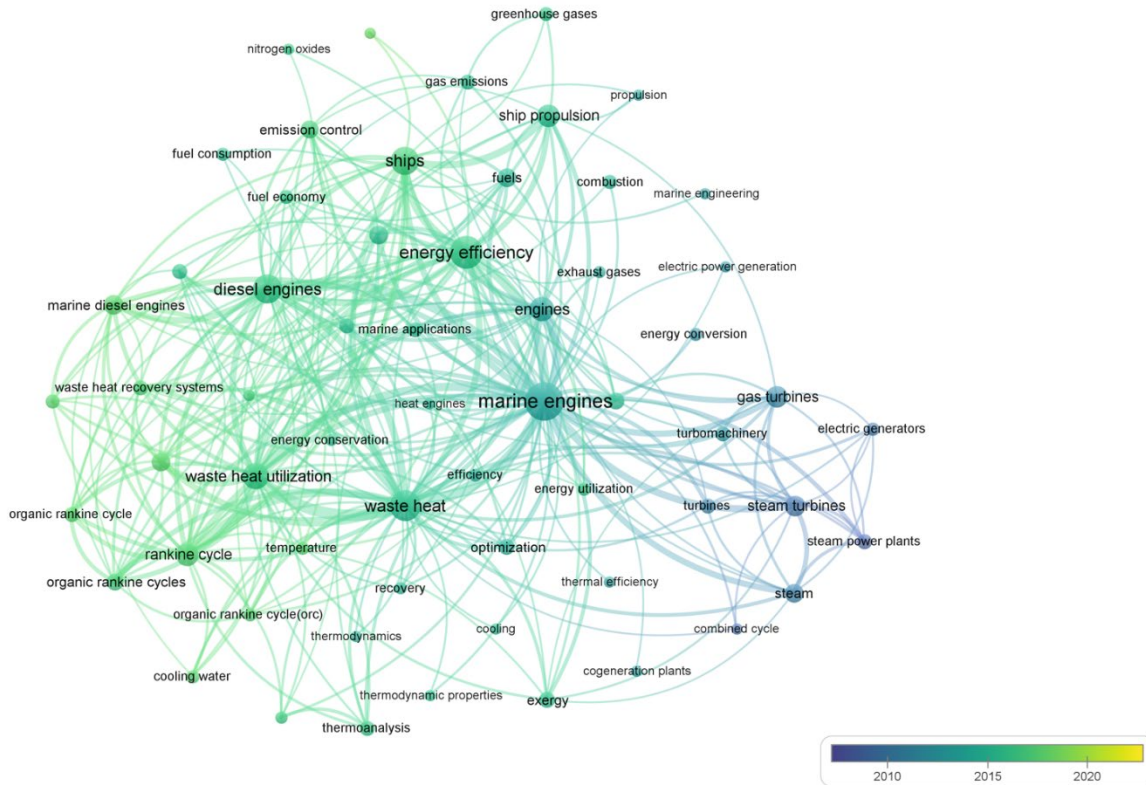


Figura 1.12 - Evolución temporal de las palabras clave presentes en las publicaciones analizadas.

Se puede apreciar que en un principio los conceptos relacionados con la producción eléctrica mediante turbinas de gas y vapor fueron los más estudiados. Dichos temas fueron dejando paso gradualmente a conceptos como la recuperación del calor residual, economía del combustible y el uso de ciclos termodinámicos con fluidos orgánicos.

Tras el análisis de las palabras clave se analizaron los artículos publicados en revistas científicas indexadas en el índice JCR del año 2020. La Tabla 1.3 representa el ranking de las 20 revistas indexadas que más manuscritos dedicados a la recuperación de calor residual en motores marinos han publicado.

Tabla 1.3 - Revistas por número de publicaciones sobre recuperación de calor residual en motores marinos, (n = 229).

Posición	Publicación	ISSN	Artículos	Materia
1	Energy Conversion and Management	2590-1745	46	Thermodynamics; Energy & fuels; Mechanics.
2	Energy	0360-5442	30	Energy & fuels; Thermodynamics
3	Applied Thermal Engineering	1359-4311	18	Energy & fuels; Thermodynamics; Engineering, mechanical; Mechanics
4	Ocean Engineering	0029-8018	15	Oceanography; Engineering, civil; Engineering, ocean; Engineering, marine
5	Journal of Cleaner Production	0959-6526	13	Engineering, environmental; Environmental sciences; Green & sustainable science & technology
6	Journal of Marine Science and Engineering	2077-1312	13	Oceanography; Engineering, marine; Engineering, ocean
7	International Journal of Energy Research	1099-114X	12	Nuclear science & technology; Energy & fuels
8	Applied Energy	0306-2619	11	Energy & fuels; Engineering, chemical
9	Motor Ship	0027-2000	10	*
10	Journal of Engineering for Gas Turbines and power	1528-8919	9	*
11	Polish Maritime Research	2083-7429	8	Engineering, marine
12	Advanced Materials Research	1662-8985	6	*
13	Journal of Marine Engineering and Technology	2056-8487	6	Engineering, marine
14	Naval Architect	0306-0209	6	*
15	Brodogradnja	1845-5859	5	Engineering, marine
16	Environmental Science and Pollution Research	1614-7499	5	Environmental sciences
17	Applied Mechanics and Materials	1662-7482	4	*
18	Journal of Mechanical Science and Technology	1976-3824	4	Engineering, mechanical

Tabla 1.3 - Revistas por número de publicaciones sobre recuperación de calor en motores marinos (continuación).

Posición	Publicación	ISSN	Artículos	Materia
19	Maritime by Holland	2211-3444	4	*
20	Marine Engineers Review	0047-5955	4	*

El último aspecto estudiado en el análisis bibliométrico fue la distribución de las publicaciones en función de la nacionalidad del primer autor. De las 576 publicaciones objeto de estudio se identificaron a los principales países que investigan esta línea: China (90 publicaciones), Estados Unidos (54 publicaciones) e Italia (46 publicaciones). Mediante el software VosViewer se obtuvieron las correlaciones entre países, las cuales dan una idea de las colaboraciones internacionales establecidas en esta materia. La Figura 1.13 muestra dicha correlación.

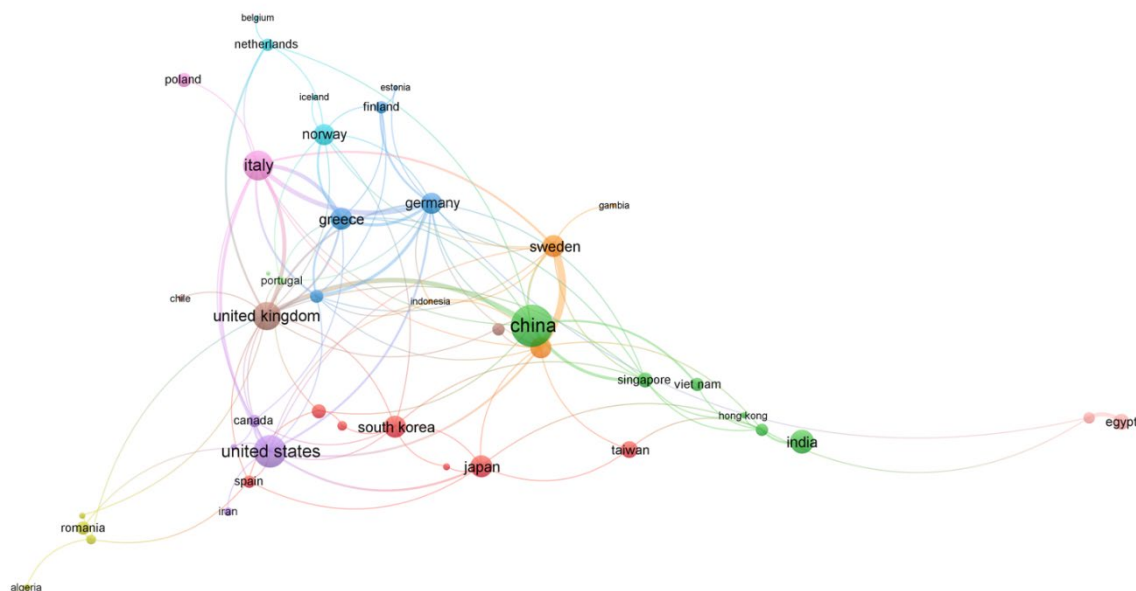


Figura 1.13 - Correlación de nacionalidades del primer autor de las publicaciones analizadas.

El tamaño de la burbuja que representa cada país indica su relevancia, cuantificada mediante el número de publicaciones, mientras que el color distingue las diferentes colaboraciones. La distancia entre burbujas y el grosor de las líneas que las unen muestran el grado de cada colaboración. De este análisis se observa que existen tres grandes grupos: el verde que engloba China, Hong Kong, India, Malasia, Singapur y Vietnam, el grupo rojo que aglutina otros países asiáticos como Corea del Sur, Japón, Taiwán, Bangladesh, Rusia y dos países europeos: España y Ucrania. Por último, existe un tercer grupo con una colaboración no tan intensiva: Estados Unidos, Italia, Reino Unido, Alemania, Suecia y Dinamarca. De este análisis se deduce que los principales actores marítimos lideran la investigación en este campo [140]. Aunque España está presente y colabora con diversos países, no cuenta con estudios relevantes en la materia. Esta carencia se percibe como una razón para explorar esta línea de investigación.

Mediante este análisis bibliométrico, de tipo cuantitativo, se obtuvo el marco temporal, palabras clave, revistas más habituales y nacionalidades predominantes en las publicaciones relacionadas con el reaprovechamiento de calor residual en motores marinos.

A continuación, se procedió a filtrar las publicaciones estudiadas para realizar un análisis de tipo cualitativo. Este análisis se realizó siguiendo el método PRISMA para revisiones sistemáticas [141]. La Figura 1.14 muestra el diagrama de flujo PRISMA 2020 aplicado a la selección de artículos a analizar.

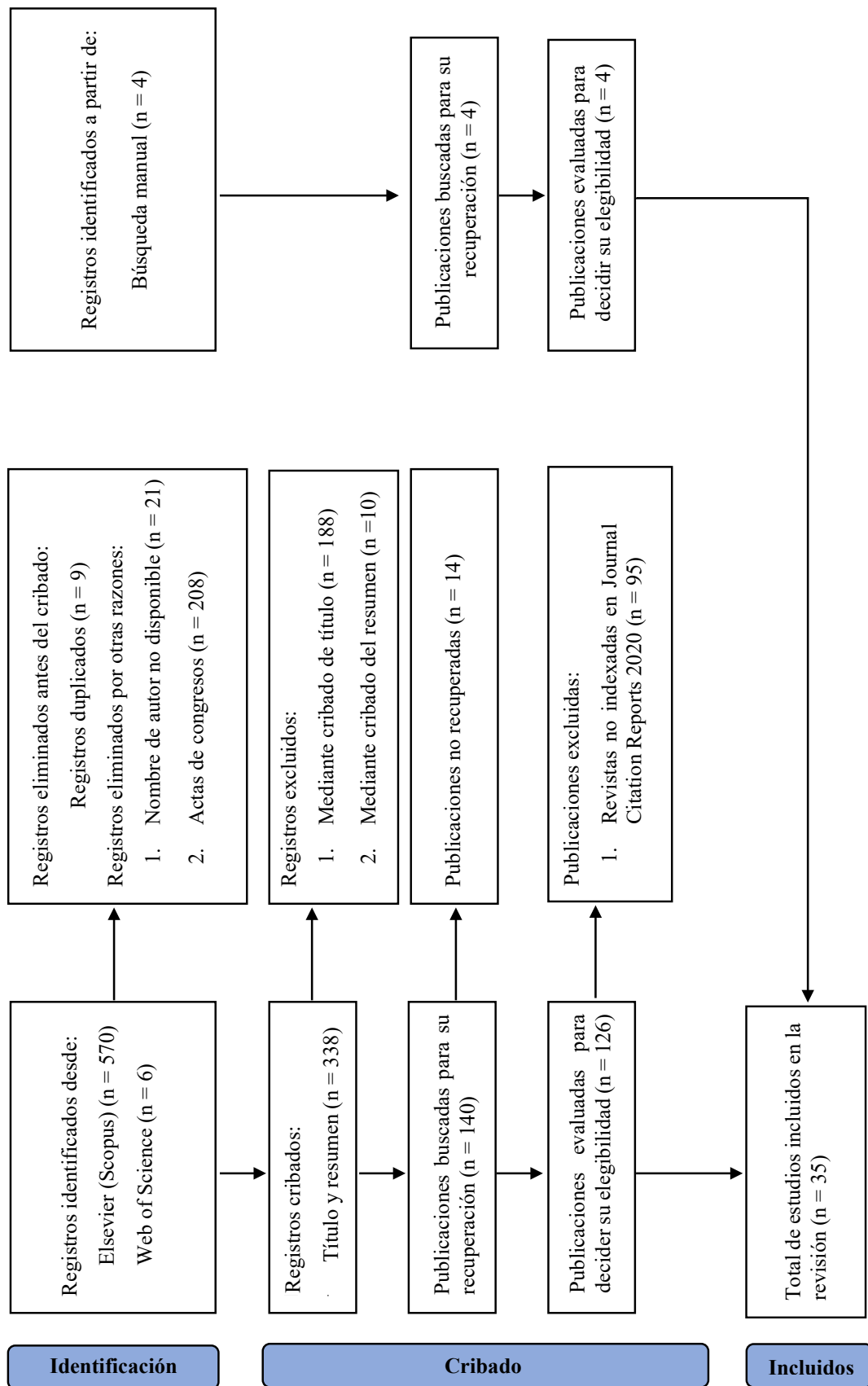


Figura 1.14 - Diagrama de flujo PRISMA 2020 [142].

De las 576 publicaciones utilizadas en el análisis bibliométrico se seleccionaron 35 artículos publicados en revistas indexadas en el índice JCR del año 2020 para la revisión sistemática.

Durante este análisis se identificó que la elección de los sistemas de recuperación de calor va ligada a las temperaturas de las fuentes de calor disponibles. Para categorizar dichas fuentes de calor se utilizó el criterio propuesto por Musharavati y Khanmohammadi [143]:

- Alto grado (temperaturas por encima de 650 °C).
- Medio (temperaturas entre 230 y 650 °C).
- Bajo (temperaturas por debajo de 230 °C).

Aunque en la mayoría de las publicaciones la propuesta estaba basada en la recuperación de calor residual mediante producción eléctrica, en algunos casos se propusieron opciones como la desalación o la utilización en ciclos frigoríficos [135], [144], [145]. Otra de las características remarcables de los estudios analizados en esta fase es la metodología de la investigación. Un gran número de publicaciones estaban basadas en simulación numérica mientras que un menor número de artículos se basaban en casos reales.

Dentro de las publicaciones analizadas mediante el método PRISMA, las tecnologías más estudiadas fueron: ciclo Rankine orgánico, ciclo frigorífico de absorción, ciclo Rankine de vapor y Brayton supercrítico. La Figura 1.15 representa el número de publicaciones que estudia cada una de las tecnologías presentes.

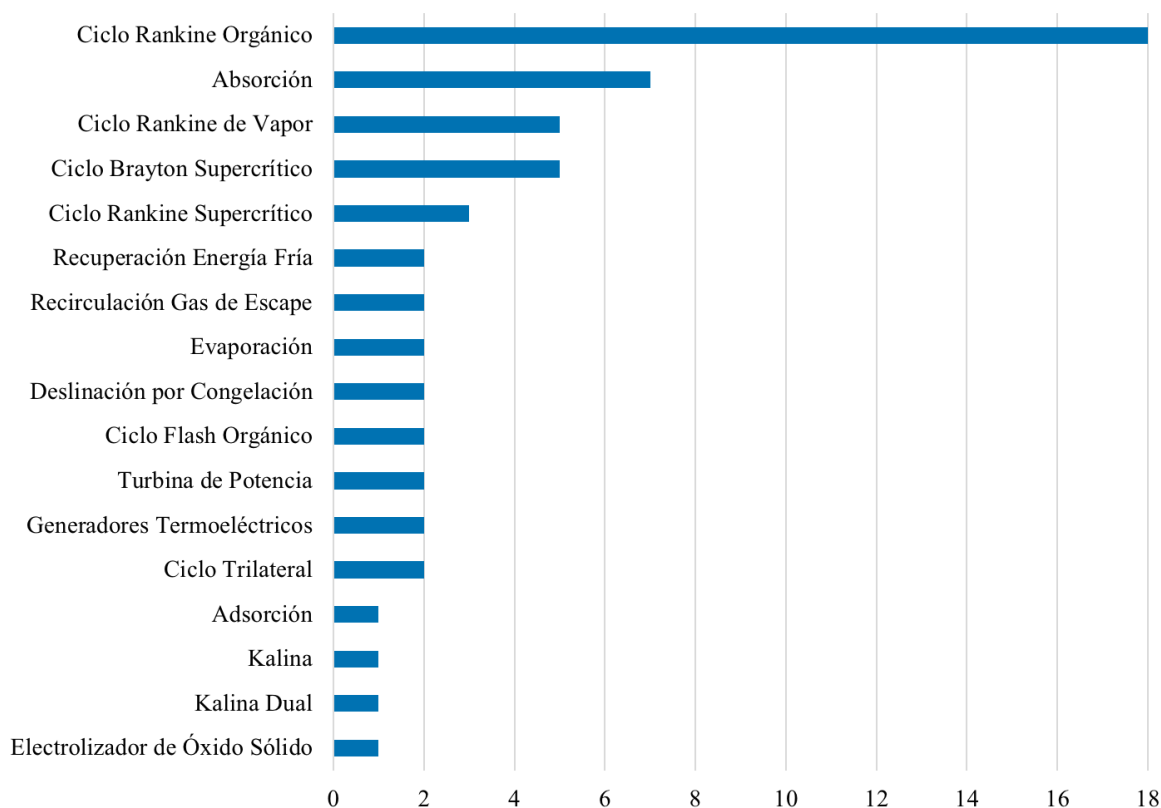


Figura 1.15 - Número de publicaciones de cada tecnología de recuperación de calor estudiada.

El análisis bibliométrico y revisión sistemática de la literatura relacionada con los sistemas combinados de recuperación de calor sirvió para responder tres cuestiones:

1. ¿Qué sistemas de recuperación de calor han sido estudiados y/o aplicados en el ámbito marítimo?
2. ¿Existe alguna laguna en el conocimiento actual que resulte interesante explorar?
3. ¿Cuál de los sistemas estudiados tiene capacidad para implantarse de manera masiva en la industria?

De este estudio se extrajo la conclusión de que la localización más eficiente para la recuperación energética es el conducto de evacuación de los gases de escape, tanto por las soluciones tecnológicas comercializadas [146] como por la cantidad de literatura sobre el tema [147]–[151]. Aunque los sistemas enfocados al reaprovechamiento de la energía contenida en los gases de escape es solución totalmente válida, quedó descartada en esta tesis por ser un concepto ampliamente estudiado.

Otra de las aplicaciones habituales es el reaprovechamiento del calor contenido en el circuito de agua del motor, para la generación de agua técnica [152], [153].

De los 35 artículos seleccionados para la revisión mediante el método PRISMA, 32 de ellos proponen sistemas de recuperación en los cuales se combinan diferentes tecnologías. Esto es debido a los diferentes grados de calidad que presenta el calor residual del motor diésel marino. Este hecho pone de relevancia la importancia de combinar sistemas de recuperación, cada una de ellos optimizado para maximizar la recuperación energética a una temperatura determinada.

Además, esta revisión bibliográfica ayudó a detectar la escasa literatura relacionada con el calor disipado por el bloque del motor marino y las diferentes formas en que sería posible reaprovechar dicho calor. Únicamente cabe mencionar el estudio de Smith et al. donde se aisló un motor con el objetivo de medir las pérdidas por radiación al ambiente, las cuales fueron cuantificadas entre un 10 y un 15 % de la energía aportada por el combustible [154]. Es por esto por lo que se decidió focalizar esta tesis en el estudio del calor disponible en el bloque del motor y los métodos de recuperación apropiados.

1.3 Generación termoeléctrica

El efecto termoeléctrico, que puede ser utilizado para el reaprovechamiento energético, fue descubierto a raíz de las teorías desarrolladas por Seebeck, Peltier y Thomson (Lord Kelvin).

Thomas Johann Seebeck experimentó con la relación de electricidad y calor. En 1821 descubre que en un conductor formado por un bimetálico en donde se aplica temperatura a uno de los extremos aparece un campo magnético. En ese momento Seebeck no explotó las utilidades del efecto y tampoco divulgó que circula corriente por la unión del bimetálico lo cual, al aplicar la Ley de Biot-Savart, que relaciona campos magnéticos con las corrientes eléctricas que los crean, cobra sentido [155]. El efecto Seebeck es la base de la conversión termoeléctrica. El circuito termoeléctrico está formado por dos metales diferentes conectados eléctricamente en serie, pero térmicamente en paralelo. Si dichas uniones se mantienen a temperaturas diferentes aparece una fuerza electromotriz.

Por su parte, Jean Peltier caracterizó el efecto termoeléctrico. En el año 1834, Peltier descubrió experimentalmente que los cambios de temperatura en las uniones heterogéneas de metales dependen del sentido en el que la corriente eléctrica continua circula por el circuito. Además del sentido de circulación, Peltier comprobó que la magnitud de la corriente que circula también influye en la temperatura del sistema ya que este experimenta un efecto que se opone al paso de la corriente [156]. La base teórica del efecto Peltier se utiliza en la actualidad en refrigeradores en los que, en lugar de utilizar un ciclo térmico con gases refrigerantes, produce el enfriamiento mediante módulos termoeléctricos. Dichos módulos son habitualmente conocidos como *Thermoelectric Cooler* (por sus siglas en inglés, TEC). El efecto Peltier cobra relevancia con relación al efecto Seebeck puesto que se le puede considerar como la consecuencia recíproca de este último.

Por último, Thomson experimentó con los flujos de corriente eléctrica y sus reacciones térmicas. En 1851 descubre que un conductor por el cual circula una corriente y en el cual hay una diferencia de temperatura en dos puntos absorberá o emitirá calor. Además, también tuvo en cuenta los estudios de su coetáneo James Prescott Joule. Estos justifican el efecto que lleva su nombre y que describe el fenómeno irreversible por el cual, al circular una corriente eléctrica por un conductor, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los choques constantes que sufren estos con los átomos del material conductor. El movimiento de estos electrones es de por sí desordenado lo cual provoca continuas colisiones que consumen energía cinética y hacen que aumente la temperatura del conductor [155].

De los tres efectos mencionados, el efecto Seebeck cobra especial relevancia en esta tesis. Este genera corriente continua, idónea para su almacenamiento en baterías, pero no para un uso generalizado. Es por ello que, en el desarrollo experimental, el dispositivo de captación deberá incluir electrónica que adecúe el voltaje generado al necesario para la carga de baterías o bien convierta la corriente continua generada en alterna.

Una de las primeras aplicaciones industriales que incorporó la generación eléctrica mediante el efecto Seebeck fue la industria aeroespacial, siendo incluidos por primera vez en el US Navy's Transit navigation satellite en el año 1961 en forma de Generador Termoeléctrico de Radioisótopos (por sus siglas en inglés, RTG). Las naves Voyager I y II, lanzadas en 1977, también fueron equipadas con generadores RTG, debido a su alta fiabilidad. Hoy en día, 45 años después, los sistemas continúan operativos con la única salvedad de una

pérdida de capacidad en la generación, estimada en 7 W anuales. Champier, realizó una revisión de aplicaciones de los TEG en la que enumeró las distintas misiones que han utilizado la generación termoeléctrica y su ciclo de vida. Dicha relación se reproduce en la Tabla 1.4. Resulta interesante observar la amplia duración de los módulos en aplicaciones que carecen de mantenimiento.

Tabla 1.4 - Misiones espaciales que equipan generadores termoeléctricos [147].

Generador RTG	Potencia Inicial (W)	Materiales	Módulos	Misión	Año	Vida útil diseño	Vida útil real (años)
Space Nuclear Auxiliary Power SNAP-3	2,7	PbTe	1	Transit	1961		15
SNAP 19	42,6	PbTe-TAGS	2	Viking 1	1975	90 días	6
			2	Viking 2	1975	90 días	4
SNAP 27	70	PbTe-TAGS	4	Pioneer 10	1972	5 años	30
				Pioneer 11	1973	5 años	22
Multi-Hundred Watt	158	SiGe	3	Apollo 12, 14, 15, 16, 17	1969 – 72	2 años	5 – 8
				Voyager I y II	1977		38 (Aún en operación)
General Power Heat Source	292	SiGe	2	Galileo	1989		14
			3	Cassini	1997		18 (Aún en operación)
			1	Ulysses	1990		21
			1	New Horizons	2006		9 (Aún en operación)
Multi-Mision RTG	110	PbTe-TAGS	1	Curiosity	2011	14 años	Aún en operación

Además de la industria aeroespacial, otras aplicaciones en las que se está estudiando y/o aplicando la recuperación energética mediante efecto Seebeck son:

Plantas industriales y generación eléctrica convencional: las plantas de producción eléctrica basadas en tecnologías de ciclos Rankine, Brayton y Diésel son las más asentadas y comúnmente llamadas convencionales. El principal inconveniente que presentan estas aplicaciones es su bajo rendimiento [157], [158], así como la cantidad de emisiones nocivas en relación a su potencia. Partiendo de esta premisa, se han llevado a cabo diversos estudios para incluir dispositivos de recuperación energética, estando los módulos termoeléctricos entre las opciones consideradas. Principalmente se ha estudiado la extracción de la energía contenida en el gas de escape. Quan et al. estudiaron la viabilidad de recuperar energía mediante un prototipo hexagonal y concluyeron que la influencia de factores como contrapresión del gas en la chimenea, presión de aplicación de los módulos TEG y gradiente de temperatura entre los focos caliente y frío es determinante [159]. Por otro lado, Aranguren et al. propusieron un prototipo con el que reaprovechar el calor generado por una cámara de combustión. Según sus cálculos, el 40 % de la energía de dicha cámara se desprende al ambiente en forma de calor. Mediante un conjunto de 48 TEG lograron generar 21,56 W en una superficie de 0,25 m² lo cual deja entrever que en grandes instalaciones industriales la cantidad de energía residual recolectada puede llegar a ser relevante [160].

Ju-Young et al. y Liang et al. estudiaron la tecnología de generación termoeléctrica junto con otros métodos de reaprovechamiento energético para motores diésel concluyendo que, tras la turbina movida por los gases de escape, el TEG es una de las mejores soluciones de recuperación energética disponibles [161], [162].

Industria Nuclear: la presencia de altas temperaturas en el reactor debe ser controlada por razones de seguridad por lo que el nivel exergético es bajo, pero aun así existen puntos donde podría recuperarse calor, como el condensador y las conducciones de aceite y agua que refrigeran la turbina. Terzi et al. propusieron la recuperación energética mediante efecto Seebeck en las líneas de conducción de fluidos. Sus cálculos exponen una recuperación del 5 % de la energía generada por la planta lo que, en una central con una potencia de 1000 MW, supondría una reutilización de 50 MW. Este resultado da una idea del potencial que alberga esta aplicación [163], [164].

En general, el generador termoeléctrico es un dispositivo que trabaja en estado estático y por tanto no está sujeto a fatiga mecánica, aunque sí que se ve afectado por los cambios de temperatura, y en especial por los excesos. Si la temperatura de diseño no es rebasada, el módulo podría durar varias décadas prácticamente sin mantenimiento, con una leve disminución de la conversión energética. Hatzikraniotis et al. sometieron diferentes TEG a miles de ciclos de calentamiento y enfriamiento, concluyendo que, si bien puede que no se dé un fallo catastrófico, el coeficiente Seebeck disminuye y la resistencia interna aumenta, provocando este envejecimiento una pérdida de potencia [165]. Chan et al. confirmaron la conclusión de Hatzikraniotis, encontrando que a mayor número de ciclos, la fuerza electromotriz generada será menor [166].

En cuanto a la mejora del módulo termoelectrico en sí, las investigaciones están utilizando simulación numérica mediante paquetes de software como paso previo a la construcción de modelos físicos. Bhuiyan et al. utilizaron ANSYS y MATLAB para modelar un TEG y estudiar la variación de sus parámetros operacionales en función del gradiente de temperatura aplicado [167]. Ouyang y Li llevaron a cabo simulaciones en un amplio rango de materiales y temperaturas, teniendo en cuenta los efectos de radiación térmica y el contacto térmico y eléctrico [168]. Wang et al. desarrollaron un modelo numérico para TEG orientados a la recuperación del calor de los gases de escape de automóviles capaz de predecir el total de calor transferido y optimizar el diseño del intercambiador de calor [169]. Kobbekaduwa y Subasinghe utilizaron MATLAB para implementar un modelo capaz de medir el comportamiento termoelectrico de un material desconocido [170].

Energías renovables: los módulos fotovoltaicos, expuestos a una fuente de calor inagotable como es el sol, aprovechan únicamente las radiaciones de luz visible y ultravioleta. Actualmente esta tecnología deja de lado la radiación infrarroja, la cual es justamente la que aprovecha el generador termoelectrico. Tritt et al. y Pourkiaei et al. comprobaron que los puntos de máxima potencia de cada tecnología difieren por lo que la combinación de un módulo fotovoltaico y un módulo termoelectrico en una misma placa es viable e interesante para maximizar la recolección energética, tal y como se muestra en la Figura 1.16 [171], [172].

	Long. Onda	Espectro	%
Fotovoltaica	~200–800nm	UV y luz visible	58
Termoelectrica	~800–3000nm	Infrarrojo	42

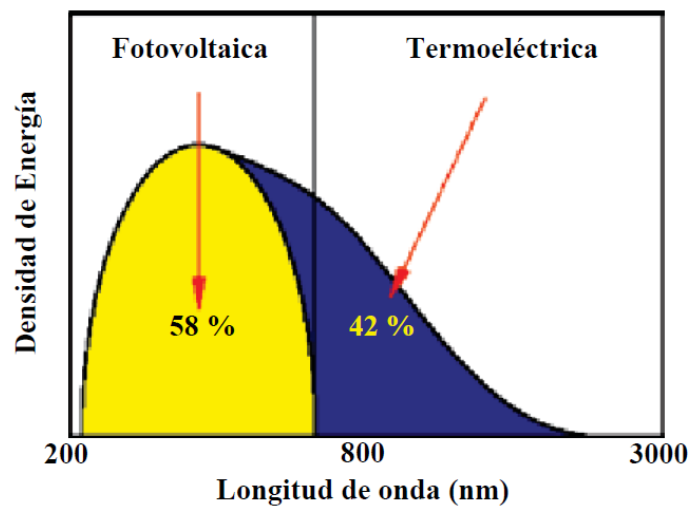


Figura 1.16 - Longitudes de onda frente a densidades energéticas fotovoltaica y termoelectrica [171].

Automoción: Hussain et al. en colaboración con Ford Motor Company estimaron que el calor residual de los gases de escape de uno de sus vehículos era del 21 % a 1500 rpm y un 25 % de carga, lo cual aumentaba hasta el 44 % al alcanzar las 4500 rpm a plena carga [150].

En los últimos años el desarrollo que ha tenido la industria de la automoción ha estado orientado a mejoras en las comunicaciones, la seguridad y la inteligencia artificial. Todos estos adelantos conllevan un aumento del consumo eléctrico que influye el consumo de combustible. Esta mayor demanda energética plantea la necesidad de sobredimensionar el alternador del vehículo, lo cual acarrea un mayor precio inicial y un aumento de peso en el vehículo.

Ante esta realidad, fabricantes e investigadores han estudiado el uso de generadores termoelectricos que puedan cubrir al menos parte de la demanda. La conversión termoelectrica del TEG es de baja eficiencia y necesita de condiciones específicas de instalación y operación para funcionar correctamente [155], [173]. La solución más utilizada ha sido la inclusión de un nuevo tramo en la línea de escape del vehículo donde van contenidos los módulos termoelectricos. Massaguer et al. diseñaron un prototipo compuesto por módulos TEG rodeados por un radiador para la refrigeración. Esta aplicación fue probada bajo el ciclo WLTP, consiguiendo una recuperación de 22,54 kWh [174].

Otras líneas de investigación son críticas con el uso de refrigeración líquida, dado que induce pérdidas energéticas asociadas al bombeo del refrigerante. En este sentido, Aljaghtham et al. propusieron utilizar el flujo de aire creado cuando el vehículo circula, consiguiendo una producción eléctrica de 751 W [175].

Kim et al. desarrollaron un captador compuesto por 40 TEG e instalado en la tubería de gases de escape de un motor rápido. Con el motor a 2000 rpm y una presión media efectiva de 0,6 MPa el sistema consiguió recuperar 119 W. El rendimiento máximo conseguido fue del 2,8 % [176]. La Figura 1.17 muestra el proceso de fabricación de este captador.

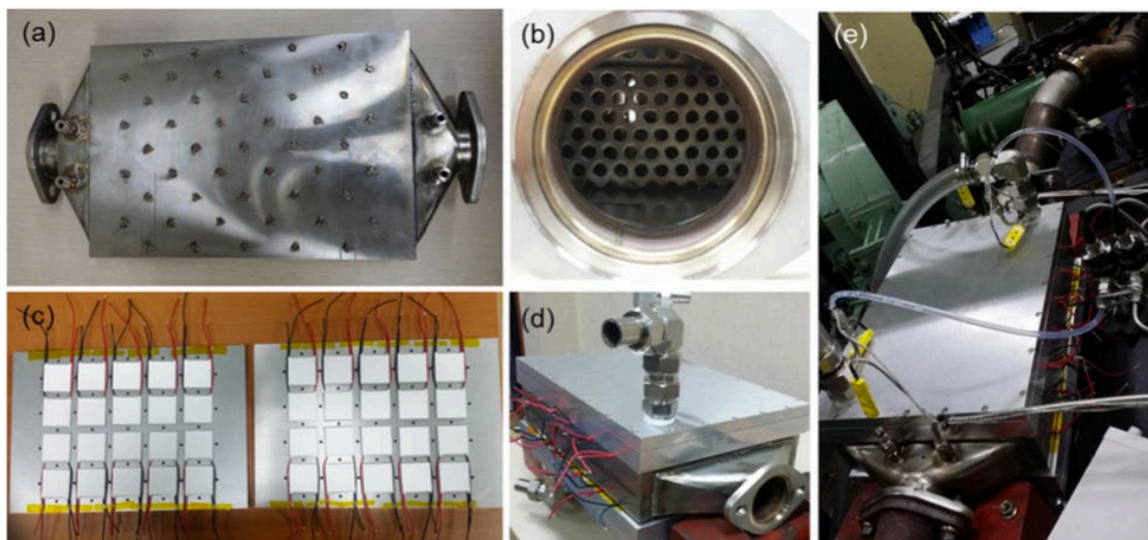


Figura 1.17 - Fabricación de captador termoelectrico destinado al conducto de gases de escape de motor diésel [176].

Teniendo en cuenta la filosofía de uso del automóvil, con continuos cambios de régimen y carga, el uso de la generación termoeléctrica plantea el problema asociado al régimen transitorio, que afecta a la temperatura del motor y del gas de escape. Massaguer et al. estudiaron los efectos del régimen transitorio, concluyendo que existe una dependencia entre la carga del motor térmico y la potencia termoeléctrica generada. Esto, unido a la alta inercia térmica que poseen los TEG, hace que un captador termoeléctrico instalado en un vehículo con grandes cambios de régimen no podrá conseguir el rendimiento de un equipo funcionando de manera estacionaria. Asimismo, los módulos deben estar diseñados para soportar las temperaturas generadas por el gas de escape con el motor a plena potencia mientras que un vehículo medio no circula al máximo durante largos períodos [177].

Aplicaciones domésticas: Goswami et al. propusieron instalar un generador termoeléctrico en una caldera de biomasa con el propósito de recargar la batería de 12 V_{DC} de un pequeño sistema de alimentación ininterrumpida, la cual a su vez podrá alimentar consumidores como una bombilla. Con un gradiente de temperatura de 32,38 °C lograron recargar la batería asociada en un tiempo de 20 minutos [178].

Dispositivos inteligentes: existen dispositivos inteligentes insertados en la vestimenta o llevados como accesorios los cuales tienen una demanda energética mínima, típicamente mW, y tradicionalmente alimentados por pilas o baterías. Eom et al., investigaron la posibilidad de crear un módulo termoeléctrico flexible que pueda ser integrado en la vestimenta, por ejemplo en la correa de un reloj, y así alimentar dicho dispositivo con el calor corporal desprendido por el usuario [179], [180]. La Figura 1.18 presenta un TEG flexible [181].

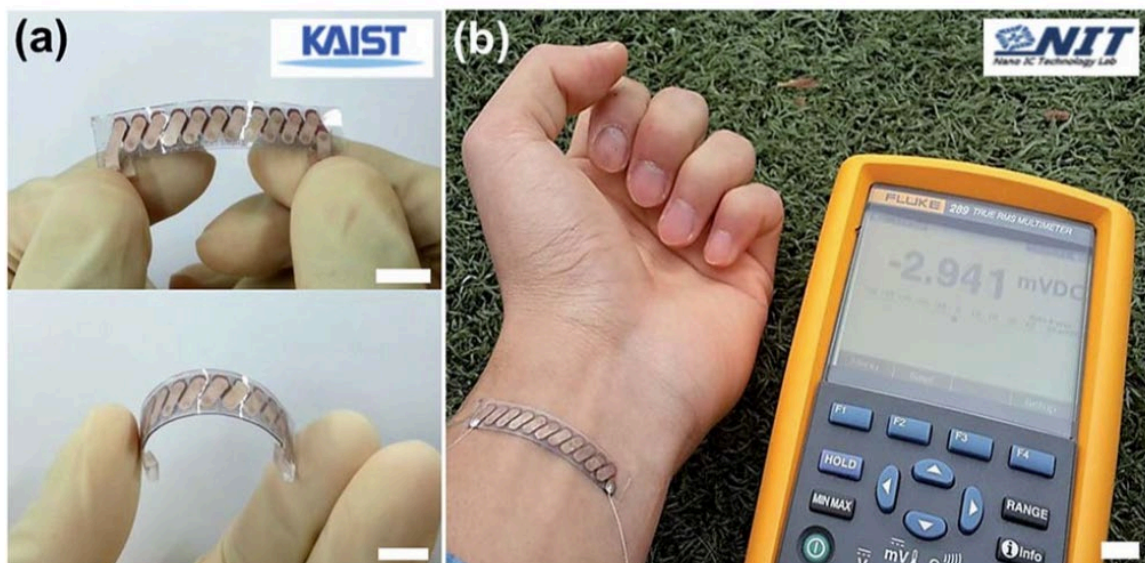


Figura 1.18 - Prototipo de generador termoeléctrico flexible [181].

1.3.1 Generación termoeléctrica en la industria naval

El uso del efecto termoeléctrico en sistemas marinos no es tan amplio como en otras industrias. Kristiansen y Nielsen estudiaron la energía térmica residual en un bulkcarrier tipo, concluyendo que el calor residual producido alcanza los 6,2 MW. De las opciones analizadas, concluyeron que los focos de calor con mayor potencial para instalar módulos termoeléctricos son los motores diésel y el incinerador [182]. En posteriores estudios, Kristiansen et al. exploraron el potencial del incinerador como candidato para la generación termoeléctrica ya que, de media, su incinerador caso de estudio operaba entre 8 y 12 horas al día. Además, debido a que la normativa así lo impone (MARPOL, Anexo VI), el gas de combustión a la salida del incinerador debe estar a temperaturas no inferiores a los 850 °C lo cual, actuando de foco caliente y utilizando el agua de mar como foco frío, crea un gradiente de temperatura superior a los 800 °C [125]–[127]. Kristiansen et al. concluyeron que es posible extraer 38 kW eléctricos de un incinerador de 850 kW térmicos a un precio de 2,7 USD/W, lo cual representa un 4,5 % de la potencia del equipo [183].

Liu et al. llevaron a la práctica la idea de utilizar el incinerador del buque como foco para la generación termoeléctrica instalando módulos TEG en la tubería de conducción del gas de escape, tal y como se aprecia en la Figura 1.19. Con temperaturas de 450 y 520 °C consiguen producciones eléctricas de 776 y 882 W respectivamente, lo cual excede el 4 % de eficiencia [184].

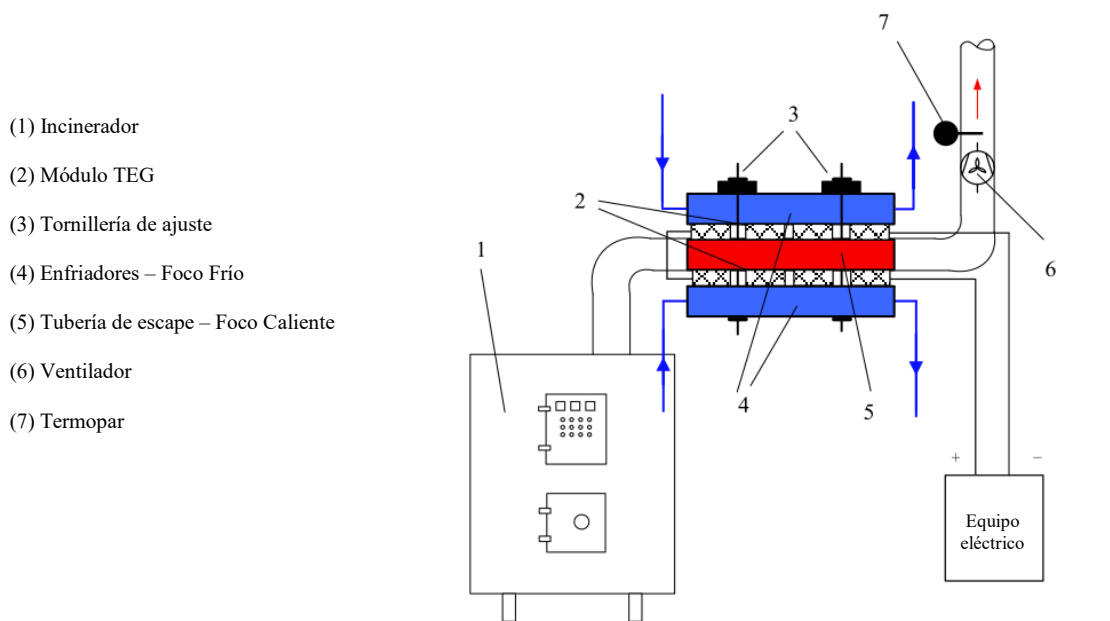


Figura 1.19 - Sistema de recuperación de calor residual del incinerador propuesto por Liu et al. [184].

Otros autores han desarrollado investigaciones en torno al uso del efecto Seebeck en el entorno marino: Chen et al. demostraron mediante simulación numérica la viabilidad del TEG para incrementar el rendimiento de la planta eléctrica del buque [185], por su parte Gude propuso el uso de la conversión termoeléctrica para alimentar una planta desalinizadora [144]. Armenakis et al. propusieron la instalación de módulos termoeléctricos en el interior de los mamparos del casco por debajo de la línea de flotación con el objetivo de aprovechar las temperaturas del mar como foco frío [186]. En cuanto a la reutilización del calor residual disipado por el motor, Zogogianni, Eddine y Joseph propusieron el TEG en sus estudios, aunque centrándose en el calor disipado por el conducto de gas de escape [148], [187]–[189].

Clásicamente, los esfuerzos para recuperar calor residual del motor marino se han centrado en dos fuentes: gas de escape y agua de refrigeración. Esta tesis propone el estudio de una tercera fuente de calor residual: la energía térmica disipada por el bloque motor y sus accesorios.

El método escogido para la recuperación del calor disipado por el bloque motor es la generación termoeléctrica. El motivo por el cual resulta interesante recae en la escalabilidad de la máquina térmica marina: de acuerdo con el estudio realizado por el *Department for Environment, Food and Rural Affairs* británico en 2010, la potencia media instalada a bordo es de 8500 kW [190]. El tamaño del motor marino medio permite tener áreas grandes que facilitan la instalación del sistema.

Para el estudio de la teoría propuesta se realizó, en primer lugar, un análisis desde los puntos de vista de Primera y Segunda Leyes de la Termodinámica. Con los resultados de los análisis energético y exergético se identificaron las pérdidas y los puntos más sensibles para la recuperación de calor. Una vez conocidos dichos puntos y su potencial teórico, se diseñó y fabricó un prototipo de generador termoeléctrico de efecto Seebeck con el que se llevaron a cabo pruebas en un motor marino real. El punto de instalación del prototipo en el motor se decidió teniendo en cuenta dos factores: los puntos más viables para la recuperación energética y las tareas diarias de operación y mantenimiento, evitando su colocación en zonas en las que interfiera con los trabajos habituales. Finalmente se propone una extensión del experimento real mediante un análisis paramétrico de un sistema combinado de recuperación de calor.

Capítulo 2

Justificación y objetivos

2. Justificación y objetivos

Dentro de esta sección se expone el interés en el tema, fundamentando los motivos teóricos, tecnológicos y económicos que justifican este trabajo. Adicionalmente, se exponen los objetivos a conseguir con la tesis.

2.1 Justificación teórica y tecnológica

La actual crisis energética, junto con la implantación de la regulación IMO 2020, han causado que el precio de los combustibles presente una tendencia al alza. Este incremento en los gastos económicos lleva a las navieras a ser las primeras interesadas en encontrar tecnologías más eficientes. Las siguientes gráficas recogen la evolución del precio del Gasoil Marino (por sus siglas en inglés, MGO) en el período de entrada en vigor de la normativa, Figura 2.1; su evolución durante el año 2020, Figura 2.2 y posteriores años 2021 y 2022, Figuras 2.3 y 2.4, respectivamente. En esta tesis se estudia el efecto sobre este combustible debido a que es el que utiliza el buque caso de estudio, pero los efectos económicos sobre otros combustibles como el VLSO son similares. Resulta obvio que los eventos geopolíticos a nivel mundial también han afectado el precio de los combustibles. La caída en precios del combustible MGO entre el período que va del 17 de enero al 5 de junio de 2020 guarda relación con la particularidad que ha tenido a nivel mundial ese año, con el inicio de la pandemia del virus SARS-CoV-2. Asimismo, la subida de precio iniciada el 25 de febrero de 2022 coincide con el inicio de la invasión rusa a Ucrania.



Figura 2.1 - Evolución del precio del combustible MGO durante período previo a la entrada en vigor de la regulación IMO 2020 [191].

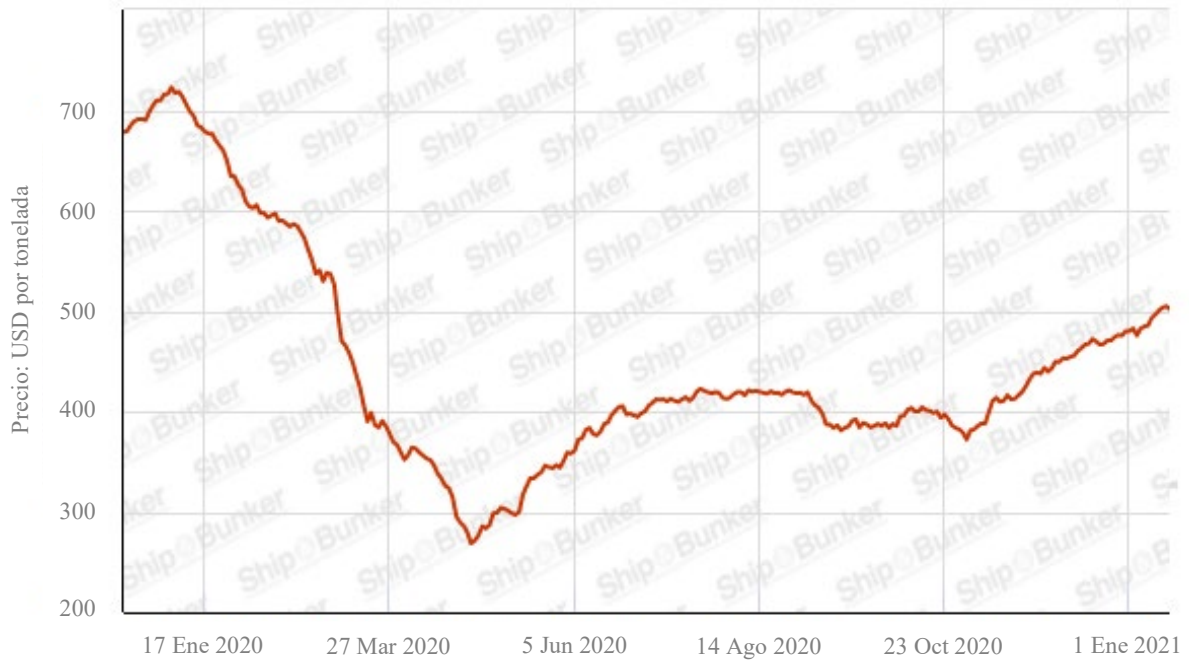


Figura 2.2 - Evolución del precio del combustible MGO durante el año 2020 [191].

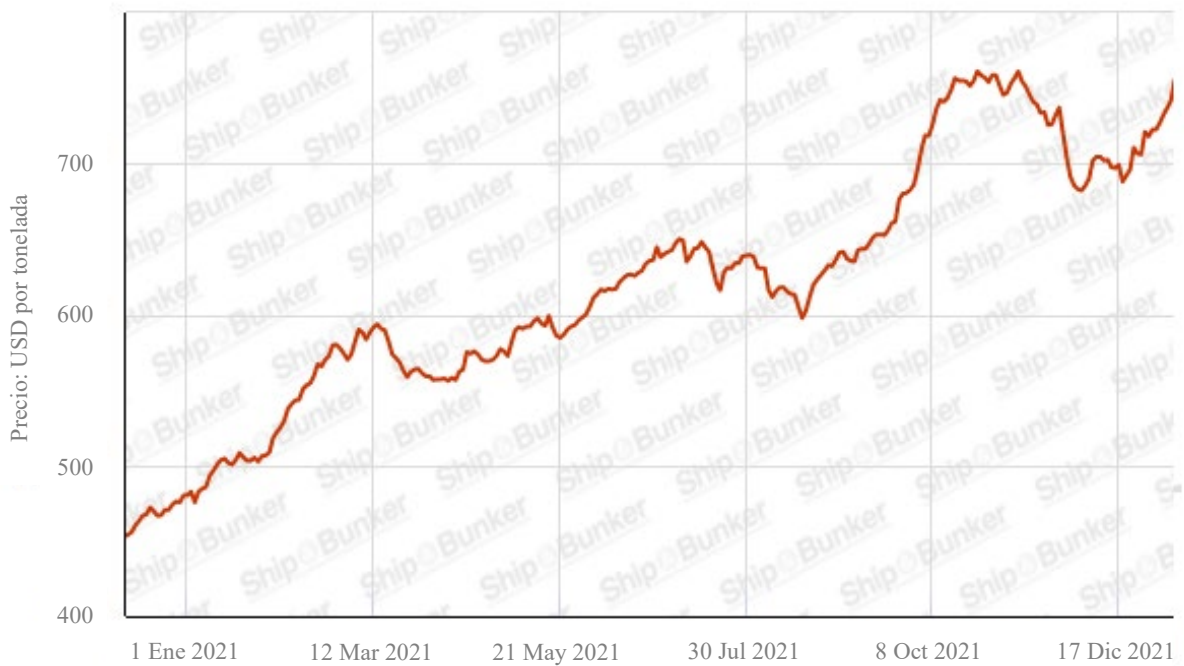


Figura 2.3 - Evolución del precio del combustible MGO durante el año 2021 [191].



Figura 2.4 - Evolución del precio del combustible MGO durante el año 2022 [191].

En la Figura 2.4 se aprecia un aumento súbito del precio del combustible el 25 de febrero, el cual coincide con la invasión de Ucrania por parte de Rusia y las tensiones geopolíticas que generó el hecho a nivel mundial. Es preciso tener en cuenta que el precio del combustible marino no sólo depende de la demanda del mercado sino que también influye la política entre países productores y consumidores.

Tecnológicamente, el uso de la generación termoeléctrica es una aplicación novedosa en el sector marítimo. Aunque ya se ha estudiado el uso de TEG en motores diésel marinos, la novedad de esta investigación radica en comprobar si es posible que el prototipo de captador termoeléctrico desarrollado recupere calor residual del bloque motor y reaprovechar esa energía.

2.2 Justificación económica

Uno de los puntos más observados por las navieras es el beneficio económico. Es por ello que existe un interés en el desarrollo e implantación de tecnologías que, además de ayudar al medio ambiente (ningún modelo de negocio subsistiría sin un planeta que pudiera acogerlo), reduzcan el nivel de gastos. Mediante el aumento de la eficiencia energética, el armador puede ver un aumento de sus beneficios al reducir el consumo de combustible. Como contrapartida, al igual que otras tecnologías que no poseen una madurez tecnológica alta e implantación amplia, la tasa interna de retorno es más bien menor y las amortizaciones se darán a largo plazo.

2.3 Objetivos de la tesis

El **objetivo general** de la investigación es comprobar si los generadores termoeléctricos de efecto Seebeck resultan de interés como sistema de reaprovechamiento energético en motores diésel marinos.

Lo anterior tiene una importancia relevante en el contexto científico y técnico, debido a la necesidad de maximizar el aprovechamiento energético de las máquinas térmicas marinas y con ello reducir los consumos y, por tanto, las emisiones de gases contaminantes. Para alcanzar la conclusión de este objetivo se plantean los siguientes **objetivos específicos**:

- **Análisis energético y exergético del motor diésel:** primeramente, se desarrolla un método de cálculo para estimar los flujos energéticos del motor diésel marino e identificar los porcentajes de energía mecánica obtenida desde el combustible, así como las pérdidas. En segundo lugar, se realiza el análisis exergético el cual estudia las pérdidas previamente identificadas y valora la facilidad que plantea cada una de ellas para ser recuperada, cuantificando dicha cantidad.
- **Reaprovechamiento energético de un motor diésel real mediante captador termoeléctrico:** el calor radiado por el motor diésel marino tiene potencial para alimentar módulos termoeléctricos de efecto Seebeck y reaprovechar dicha energía. Los trabajos publicados hasta ahora se centran en el reaprovechamiento del calor residual del gas de escape, con las desventajas y limitaciones que unas temperaturas tan altas conllevan en los TEG. Siendo el calor radiado por el bloque del motor de una calidad menor que el del gas de escape y conociendo que la producción eléctrica mediante efecto Seebeck viene dada por el gradiente de temperaturas entre focos caliente y frío, si se consigue una diferencia de temperaturas adecuada el TEG podría obtener una producción eléctrica útil. Esta tesis plantea como objetivo el estudio de la recuperación energética de focos de baja temperatura y para la comprobación empírica se elabora un prototipo de captador termoeléctrico. En la parte experimental se cuantifica el gradiente de temperatura disponible y la cantidad de energía reaprovechable en dicho foco.
- **Simulación numérica de sistema de recuperación combinado:** una vez estudiada la energía no utilizada por el motor marino y sabiendo que una única tecnología de recuperación de calor no es capaz de recuperar toda la energía residual se propone una ampliación del sistema de recuperación en la que se combina un ciclo Rankine de vapor, un ciclo Rankine orgánico, desalación y generación termoeléctrica para maximizar la recuperación energética. El estudio paramétrico de esta propuesta se lleva a cabo mediante simulación numérica.

Capítulo 3

Materiales y métodos

3. Materiales y métodos

Dentro de esta sección, se distinguen seis partes diferenciadas. En primer lugar, se analiza la normativa existente, recabando los puntos de especial interés y que deben ser considerados a la hora de desarrollar la metodología. Seguidamente, se estudia el motor diésel, con el objetivo de analizar su rendimiento térmico y la cantidad de calor residual disponible. Además, se identifican los puntos más idóneos para recuperar energía térmica [192]. En la tercera parte, se estudia el generador termoeléctrico, exponiendo su principio de funcionamiento y seleccionando el modelo comercial más idóneo para la aplicación propuesta. A continuación, se describe la elaboración de un prototipo de recuperación de calor residual utilizado para la investigación en el motor caso de estudio. En la quinta parte se plantea la experimentación realizada en la que se aplica el análisis termodinámico al motor caso de estudio y se describen los experimentos a llevar a cabo con el prototipo. Por último, se plantea un análisis mediante simulación numérica que propone una extensión del sistema de recuperación de calor mediante la combinación de los generadores termoeléctricos con varias tecnologías, cada una optimizada para recuperar calor de diferente calidad. Este último punto permite obtener un modelo con el que maximizar la recuperación de la energía térmica disponible.

3.1 Normativa

Gran parte del progreso en cuanto a la eficiencia de buques y propulsores marinos en los últimos años ha venido dado por los cambios impuestos por la regulación medioambiental. En la siguiente sección se refleja la normativa relacionada con eficiencia energética y contaminación a bordo de buques mercantes que es de especial relevancia para esta tesis.

3.1.1 Convenio SOLAS

Dentro del Convenio SOLAS existen dos llamadas significativas para esta tesis:

Capítulo II-2: En el epígrafe relacionado con la protección contra incendios y explosiones se encuentra el punto 15.2.10: *Toda superficie que esté a una temperatura superior a 220 °C y con la que pueda entrar en contacto el combustible debido a un fallo del sistema de combustible se hallará debidamente aislada.* [193].

Inicialmente, esta es una medida de seguridad, principalmente dirigida a evitar incendios ante la rotura de una tubería de combustible y que también está orientada a evitar accidentes de la tripulación. De la lectura de esta regulación se puede deducir que en los motores térmicos instalados a bordo habrá superficies radiando calor a alta temperatura. Dichos focos de calor son de gran utilidad, pero estarán cubiertos por lo que la instalación de sistemas de recuperación en buques en servicio resulta más compleja.

Capítulo IX: establece la necesidad de un *Sistema de Gestión de la Seguridad* en cuya *Parte A* se establecen primeramente los *Principios sobre seguridad y protección del medio ambiente* donde se puede reseñar:

- La protección de la vida humana y del medio ambiente: cumpliendo normas y reglas de seguridad y de los equipos, evitar contaminación del mar y el aire, usar medios y tecnologías respetuosos con el medio ambiente.
- Cumplimiento de la normativa nacional e internacional sobre seguridad y medio ambiente.

Y, en segundo término, los estándares de *Mantenimiento del Buque y el Equipo* en el cual se relata la necesidad de llevar un control de los equipos, realizando un mantenimiento preventivo siempre que sea posible [193], [194]. El uso de elementos de muy bajo mantenimiento, como son los generadores termoelectricos, asegura que el sistema implementado para recuperar energía no supondrá un extra de trabajo a las tripulaciones.

3.1.2 Convenio MARPOL

Para esta tesis, resulta relevante el Anexo VI y en especial las Reglas 13 – *Óxidos de Nitrógeno (Límites de emisión de NO₂ y Código Técnico sobre los NO_x)* y 14 – *Óxidos de Azufre (Contenido de azufre del combustible utilizado a bordo y Zonas de Control de Emisiones, ECA)* puesto que una forma de reducir las emisiones contaminantes de motores térmicos marinos es convertir más energía química en trabajo útil, es decir, reducir las pérdidas. La aplicación de generadores termoelectricos en los motores de combustión tiene como objetivo recuperar energía térmica y reinyectarla al sistema como energía eléctrica útil. Esto redundará en una disminución de las emisiones específicas.

Otras reglas a tener en cuenta son la número 16 – *Incineración a bordo (Gama de temperaturas de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión y límites de funcionamiento)* y número 18 – *Calidad del fueloil (Nota de entrega y muestra del combustible)*. La primera tiene importancia en el caso de implementar un equipo termoelectrico en el incinerador y la segunda en el caso de ser instalados en el motor de combustión.

Uno de los parámetros considerados en este estudio es la cuantificación de la energía recuperada, por ello la importancia de la Regla 18 y la razón para desestimar el estudio del efecto termoelectrico en incineradores: la materia que alimenta la combustión en el incinerador es muy variada y cambiante, por lo que caracterizar su poder calorífico resulta muy complicado, y más garantizar la repetitividad. Sin embargo, el combustible que alimenta los motores debe mantener unos estándares constantes y ceñirse a unos valores determinados (representados en las normas ISO 8216-1:2017 e ISO 8217:2017) que hace que sus propiedades sean predecibles.

3.1.3 Plan SEEMP

El plan de gestión de la eficiencia energética del buque se rige por la Regla 22 contenida en el Capítulo 4 del Anexo VI del Convenio MARPOL y está compuesto de dos partes: la primera orientada a la administración del buque y las operaciones llevadas a cabo (*Ship Management Plan to Improve Energy Efficiency*), mientras que la segunda se centra en las metodologías para recolectar los datos de consumo de combustible en buques de arqueo bruto igual o superior a 5000 GT (*Ship Fuel Oil Consumption Data Collection Plan*).

Para corroborar la implantación del SEEMP y su correcto funcionamiento, se debe llevar a cabo una vigilancia de la eficiencia, de manera cuantitativa. En esta parte entra en juego el Indicador Operacional de la Eficiencia Energética (por sus siglas en inglés, EEOI) elaborado por la IMO como instrumento de vigilancia de carácter voluntario [195], [196].

Antes de plantear la pregunta que desarrolla esta tesis se revisó el SEEMP del buque caso de estudio. El documento propone diferentes estrategias con las que mejorar la eficiencia energética del buque como son: optimización de velocidad y trimado, reducción de la fricción del casco y optimización de la maquinaria. En este último punto, el plan de gestión de la eficiencia energética del buque habla de termorreuperación pero centrándose en el calor contenido en gas de escape, agua de refrigeración y circuito de lubricación.

3.1.4 Índices de eficiencia energética

El tipo de combustible utilizado modifica los indicadores EEDI, EEXI y CII, según refleja la Resolución MEPC.245 (66). En función del contenido en carbono del combustible y las toneladas de CO₂ emitido por cada tonelada consumida, se aplica un factor de corrección para equalizar las distintas evaluaciones. La Tabla 3.1 muestra el factor de conversión C_F que relaciona las toneladas de combustible consumido y las emisiones de CO₂.

Tabla 3.1 - Contenido en carbono y factor de corrección C_F para combustibles marinos [197].

Combustible	Referencia	Contenido de Carbono	C_F
Diesel / Gas Oil	ISO 8217 Grados DMX a DMB	0,8744	3,206
Fuel Oil Ligero (LFO)	ISO 8217 Grados RMA a RMD	0,8594	3,151
Fuel Oil Pesado (HFO)	ISO 8217 Grados RME a RMK	0,8493	3,114
Gas Licuado del Petróleo (LPG)	Propano	0,8182	3,000
	Butano	0,8264	3,030
Gas Natural Licuado (LNG)		0,7500	2,750
Metanol		0,3750	1,375
Etanol		0,5217	1,913

Resulta relevante conocer la existencia de dicho factor y estudiar los tipos de combustibles utilizados durante la experimentación para posteriormente realizar los cálculos de emisiones correctos.

A finales de 2021, la IMO publicó la circular MEPC.1/Circ.896 en la cual se propone el uso de tecnologías innovadoras para la mejora de los índices EEDI y EEXI. De entre las diversas medidas propuestas cabe destacar el uso de sistemas de recuperación de calor residual para la generación de electricidad (Categoría C-1) [198]. Se debe destacar que la propuesta de esta tesis encaja dentro de esta categoría y está especialmente orientada a beneficiar el índice de eficiencia de buques en servicio.

En el caso del CII, este está directamente relacionado con el consumo de combustible y la operativa específica del buque. En concreto, buques autodescargantes como el utilizado como caso de estudio se ven penalizados por este índice dado que las toneladas de CO₂ se incrementan a un ritmo mucho mayor que las millas navegadas. En diciembre de 2022 tuvo lugar la reunión del Comité de Protección del Medio Marino, MEPC 79. En dicha reunión se presentaron propuestas de reforma para las medidas de reducción de gases de efecto invernadero a corto plazo (EEXI y CII), entre las que se encontraba la enmienda a la resolución MEPC.353 (78) que establezca una categoría específica para buques autodescargantes, con su propia línea de referencia. Dichas propuestas serán valoradas durante la reunión MEPC 80, en julio de 2023 [199]–[201].

3.1.5 Otros convenios anticontaminación

Aunque inicialmente pueda parecer lejano, se ha considerado que también es relevante el Convenio Internacional para el Control y la Gestión del Agua de Lastre (del inglés *Ballast Water Management*), adoptado en 2004 y en vigor desde 2017 [202], [203]. El interés para esta tesis radica en que la mayoría de las soluciones comerciales funcionan con elementos de filtrado, bombeo, lámparas UV y/o electrólisis los cuales son sistemas electrointensivos. Equipos de gestión de agua de lastre de talla mediana, con caudales de 250 m³/h, llegan a utilizar hasta 50 kW [204]. Teniendo en cuenta la edad media de la flota mundial, se concluyó que una gran cantidad de buques mercantes en servicio necesitarán de una mayor producción eléctrica. El tratamiento del agua de lastre es, indudablemente, una medida necesaria para preservar los ecosistemas. Pero la inclusión de dichos equipos supone una mayor presión sobre el sistema de generación y distribución eléctrica del buque. Este consumo eléctrico añadido repercutirá directamente en los consumos de combustible de los motores auxiliares del buque. Los generadores termoeléctricos se presentan como una solución de alta fiabilidad y bajo mantenimiento al incremento de la demanda eléctrica a bordo.

3.1.6 Normativa aplicable al estudio del motor diésel marino

Debido a que esta tesis tiene como base equipos industriales cuyos fabricantes han de someterse a normas y certificaciones, se consideró coherente adoptar la normativa pertinente, con el fin de estandarizar criterios y obtener resultados comparables. La Tabla 3.2 expone una relación de la normativa utilizada en los análisis energético y exergético.

Tabla 3.2 - Normativa considerada en el análisis energético-exergético.

Norma	Título
ISO 3046-1:2002	Internal combustion engines. Performance - Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Additional requirements for engines for general use.
ISO 3046-3:2006	Reciprocating internal combustion engines. Performance - Part 3: Test measurements
ISO 8216-1:2017	Petroleum products - Fuels (class F) classification - Part 1: Categories of marine fuels.
ISO 8217:2017	Petroleum products - Fuels (class F) - Specifications of marine fuels.
ISO 15550:2016	Internal combustion engines - Determination and method for the measurement of engine power - General requirements.
ISO 23263:2019	Petroleum products - Fuels (class F) - Considerations for fuel suppliers and users regarding marine fuel quality in view of the implementation of maximum 0.50 % sulfur in 2020.
ISO 50001:2018	Energy management systems - Requirements with guidance for use.

3.2 Eficiencia del motor diésel marino

Uno de los primeros planteamientos que surgen a la hora de evaluar la recuperación energética en un motor diésel marino es la necesidad de conocer la eficiencia de la máquina. En la literatura, se pueden encontrar estimaciones relativas al aprovechamiento energético del motor diésel marino y sus pérdidas, además de modelos matemáticos. Habitualmente, estas evaluaciones se realizan sobre casos ideales o durante las Pruebas de Aceptación del Equipo en Fábrica (por sus siglas en inglés, FAT) cuando todos los componentes están en el mejor estado posible.

Por otro lado, los fabricantes no acostumbran a medir todas las pérdidas sino que, mediante métodos analíticos combinados con mediciones durante sus pruebas particulares, hallan el balance energético aceptando cierto grado de incertidumbre (G. Rizzeto – Wärtsilä, comunicación personal, 26 de septiembre de 2020) y [104].

En esta investigación se utilizó como caso de estudio el motor de un buque en servicio desde el año 2011. Por esta razón lo más preciso fue tomar datos en campo y calcular la eficiencia real de la máquina en el momento actual, en lugar de tomar como válidas las medidas iniciales.

3.2.1 Caso de estudio

Para la elaboración de la tesis se ha contado con la colaboración de Cementos Tudela Veguín, S.A. y su buque, el cementero Cristina Masaveu (número IMO 9443762) mostrado en la Figura 3.1. Dicho buque, de 133,50 metros de eslora y 8291 toneladas de arqueo bruto, está propulsado por dos motores Wärtsilä 6L32 B3 que desarrollan una potencia de 3000 kW cada uno, a 750 rpm. Con dichos propulsores el buque obtiene 14 nudos.



Figura 3.1 - Buque Cristina Masaveu, activo caso de estudio [205].

La información del fabricante del motor está disponible en el documento *Product Guide*. La Tabla 3.3 reseña los datos técnicos más importantes del documento, junto con mediciones tomadas a bordo [104].

Tabla 3.3 - Datos técnicos del motor Wärtsilä 6L32 B3 [104].

Características del motor	
Número de cilindros	6
Tiempos	4
Potencia en eje	3000 kW
Velocidad	750 rpm
Radio del cigüeñal	356 mm
Diámetro	320 mm
Carrera	400 mm
Relación de compresión	16,0
Orden de encendido (sentido de giro horario)	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
Presión máxima de combustión ¹	192 bar
Consumo de combustible al 100 % ¹	206,093 g/kWh

1.- Medida obtenida de forma empírica, en motor caso de estudio.

3.2.2 Análisis energético

El propósito fundamental del motor de combustión es transformar la energía química contenida en un combustible en energía mecánica en el eje. En aplicaciones reales esta transformación no es completa, sino que gran parte de esa energía se transforma en energía térmica la cual ha de ser disipada para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina.

El análisis energético de un ciclo de potencia comienza con el balance energético según el Primer Principio de la Termodinámica:

$$\Delta \dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.1)$$

Donde la energía total del ciclo $\Delta \dot{E}$ es la diferencia entre calor y trabajo, representados por \dot{Q} y \dot{W} , respectivamente. En sistemas abiertos como el motor de combustión se producen además entradas y salidas de masa, así como flujos de calor y trabajo con el exterior [206]:

$$\Delta \dot{E} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{out} \quad (3.2)$$

En el ciclo diésel el rendimiento térmico viene dado por la cantidad de trabajo mecánico generado en el eje en comparación con el calor absorbido, energía química procedente del combustible:

$$\eta = \frac{W_{shaft}}{Q_{abs}} \quad (3.3)$$

donde η es el rendimiento térmico en tanto por uno [98].

Si únicamente se quiere obtener el porcentaje de trabajo realizado respecto a la energía introducida, se pueden obviar todos los procesos internos. Pero en caso de querer optimizar el rendimiento de la máquina mediante la recuperación de calor residual se debe realizar un análisis más exhaustivo.

La energía introducida al motor puede valorarse mediante el concepto Entalpía de Combustión, la cual es una variación de la Entalpía de Formación, que se define como la diferencia entre la entalpía de productos y reactivos en una combustión completa a una temperatura y presión dadas [98]:

$$H_{Comb} = \sum_{Products} n_{out} \cdot h_{out} - \sum_{Reagents} n_{in} \cdot h_{in} \quad (3.4)$$

donde n_{out} y n_{in} son los flujos molares de productos y reactivos, respectivamente.

En el caso de disponer de los datos necesarios para calcular las entalpías de formación de todos los reactivos y productos, esta es la manera de proceder. En la práctica, la composición exacta del combustible utilizado en el buque es generalmente desconocida por lo que, o bien se utiliza un valor general para el combustible dado o bien se caracteriza experimentalmente mediante un calorímetro de bomba con el que obtener el poder calorífico, el cual es igual a la entalpía de combustión.

Existen dos tipos de poder calorífico, el Poder Calorífico Superior (del inglés *Higher Heating Value*, HHV) que se obtiene cuando el agua formada en la combustión es líquida, y el Poder Calorífico Inferior (del inglés *Lower Heating Value*, LHV) el cual se obtiene cuando el agua formada está en estado gaseoso, vapor. Para este estudio se utiliza el poder calorífico inferior.

En el caso que aquí ocupa, el interés del estudio energético viene dado por los siguientes puntos:

- Comparativa entre rendimiento teórico y real de un motor marino operando 5000 horas al año.
- Estimación de la energía recuperable no aprovechada y su cuantificación.
- Identificación del lugar más adecuado para instalar los generadores termoeléctricos, atendiendo a razones técnicas (lugar con mejores condiciones) y operativas (facilidad de operación para la tripulación).

En primer lugar, se establece el convenio de signos a seguir durante todo el análisis de manera que el estudio resulte coherente. La referencia para el convenio de signos se toma de la obra de Moran y Shapiro *Fundamentos de Termodinámica Técnica* [98]:

- $W > 0$: Trabajo hecho por el sistema, cedido.
- $W < 0$: Trabajo hecho sobre el sistema, absorbido.
- $Q > 0$: Transferencia de calor hacia el sistema, absorbida.
- $Q < 0$: Transferencia de calor desde el sistema, cedida.

La transferencia de calor tanto en las partes internas del motor como entre el motor y el ambiente se da como: conducción, convección y radiación, siendo habitual una combinación de estas.

En el caso de motores de combustión no aplican directamente los Principios de Conservación de la Energía y Conservación de la Masa debido a que, por definición, la máquina diésel es un sistema abierto. Es por ello que, para poder realizar el análisis energético con cierta facilidad, se divide el estudio en dos subsistemas:

Externo: Se considera el motor diésel como un sistema abierto que interacciona con el exterior mediante diversos flujos: aire, combustible, gases de escape, agua, aceite, calor y potencia en el eje.

Interno: Se tomó el motor diésel como un volumen de control que, si bien es abierto (inyección de combustible y *blow by* [207]), no interacciona con el exterior sino que únicamente realiza subprocesos internos.

La combinación de ambos subsistemas aporta una visión más general del balance energético total y es resultado del método aplicado por Carreño para la obtención del *Global Energy Balance* [208]. La Figura 3.2 presenta el esquema del motor y sus subsistemas.

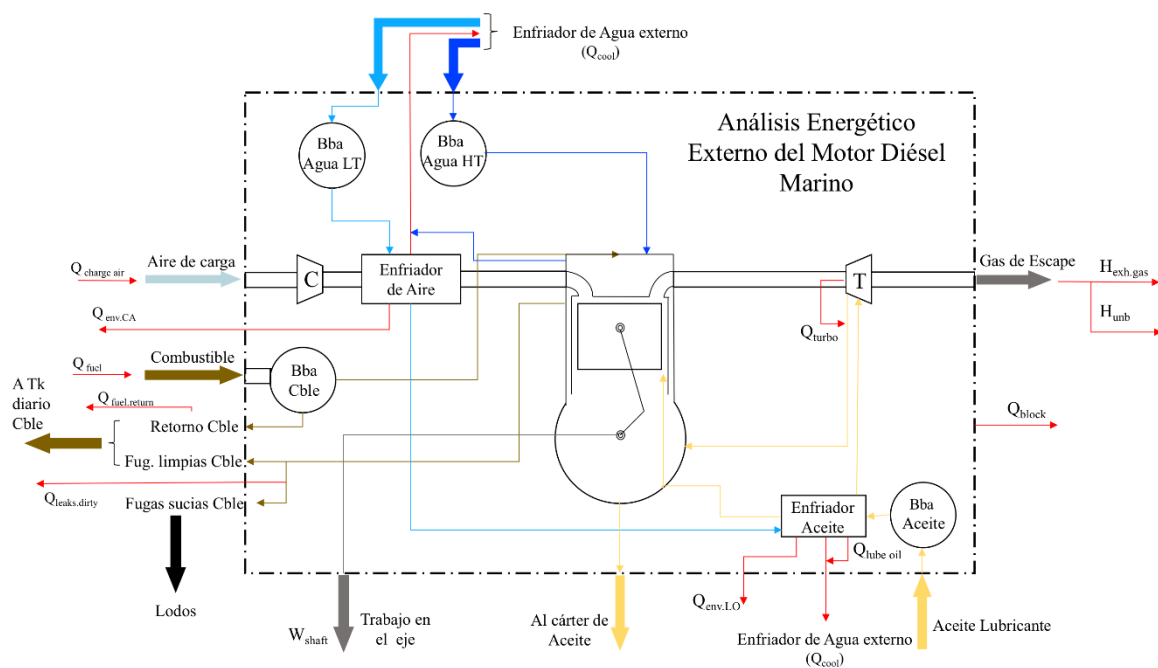


Figura 3.2 - Esquema del motor y los subsistemas estudiados en el análisis energético externo.

En el método para el análisis energético presentado a continuación se asumen las siguientes hipótesis:

- La presión en la cámara de combustión se considera uniforme. La velocidad de los fluidos y la llama son menores que la velocidad del sonido [209], [210].
- Los gases en la cámara de combustión se comportan como gases ideales. Al respecto, Lapuerta et al. deducen que las diferencias entre el fluido gaseoso real (compuesto por aire, vapor de agua, combustible en estado gaseoso y partículas de inquemados) y esta hipótesis son inapreciables [207].
- El ángulo de cigüeñal donde se produce el pico de la presión de combustión coincide con el punto muerto superior del cilindro.

- El calor producido por la combustión produce una radiación difusa: se distribuye uniformemente en todas las direcciones [211].
- La capa de aceite lubricante alrededor de los aros de pistón posee un grosor uniforme en todo el perímetro y se considera como fluido incompresible para cualquier ángulo del cigüeñal [208], [212].
- El calor disipado a través de la carcasa del turbocompresor es despreciable. La energía contenida en el gas de escape entra en la turbina y se divide en cuatro partes: trabajo, calor disipado por el aceite lubricante, calor disipado en la carcasa y calor que permanece en el gas de escape. Además de representar una fracción minúscula, los turbocompresores comerciales presentan su cuerpo cubierto por material aislante por lo que no se podría recuperar dicho calor mediante una aplicación directa sino por medio de modificaciones en el equipo.
- Martín determinó que las presiones generadas en la cámara de combustión son capaces de provocar deformaciones mecánicas de tipo elástico en los componentes, lo cual puede llevar a errores de cálculo en el volumen de la cámara de combustión mayores al 2 %. Se estima que si el motor caso de estudio trabaja con presiones de combustión menores a 200 bar estas deformaciones se pueden obviar [213]. Se conceptualizó el conjunto pistón, aros y camisa como un cuerpo rígido el cual no sufre otras rotaciones, torsiones o deformaciones térmicas internas [212].
- El escape de los gases de combustión por la base del cilindro se da cuando dichos gases son capaces de atravesar el sello laberíntico que forman el pistón y sus aros con la camisa. Este efecto, conocido por su nombre en inglés *blow by*, se da habitualmente en motores con cierto nivel de desgaste. En condiciones normales de operación, un motor marino es constantemente monitoreado mediante la toma de presiones de combustión y se asume que su *blow by* es casi inexistente. En caso de estar presente, debido a la velocidad del flujo de gas y su corta duración en el tiempo, se asume que no es capaz de transferir calor y, por tanto, se estudia como proceso adiabático y se considera despreciable [210].
- Los consumos específicos declarados por el fabricante para el uso de bombas acopladas se tomaron como válidos debido a la dificultad técnica que implica su medición experimental [214].
- La fuerza de rozamiento entre pistones, aros y camisa provoca una pérdida energética disipada en forma de calor, la cual se transfiere completamente al circuito Agua HT que refrigera las camisas. Aunque el pistón está refrigerado mediante aceite, la temperatura de la camisa es menor y por tanto actúa de foco frío que absorbe el calor del foco caliente (aros y pistón). Se aplica la hipótesis que considera resistencias térmicas en serie entre el pistón y el ambiente exterior: Pistón – aceite – aros – aceite – camisa – Agua HT – bloque motor – ambiente [215].
- El trabajo desarrollado por las bombas produce fricción sobre el fluido circulante, lo cual deriva en un ligero aumento de entalpía del fluido, el cual es disipado en el respectivo intercambiador de calor. Se consideró que el caudal de las bombas acopladas es proporcional a las revoluciones del motor [208].

3.2.2.1 Análisis energético externo

El análisis energético externo toma el motor como una *caja negra* en la cual entran y salen flujos, los cuales son objeto de cuantificación. En este sentido, se aplica el Primer Principio de la Termodinámica que se menciona en la Ecuación 3.2, adaptándolo al sistema a estudiar:

$$\begin{aligned} m_{fuel} \cdot LHV = & W_{shaft} + Q_{cool} + Q_{env.lo} + H_{exh.gas} \\ & + Q_{env.ca} + Q_{fuel.return} + Q_{leaks} + H_{unb} + Q_{block} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Donde la primera parte de la igualdad representa la energía aportada al sistema, en forma de energía química siendo m_{fuel} el flujo másico de combustible inyectado en el motor, medido experimentalmente. El parámetro LHV es el Poder Calorífico Inferior. En los análisis llevados a cabo para este trabajo se tomó para el gasoil marino: $LHV = 43\,000$ kJ/kg.

La segunda parte de la igualdad contiene el trabajo realizado, los calores disipados y los flujos entálpicos del sistema siendo W_{shaft} la potencia mecánica realizada por el motor en el eje de salida y Q_{cool} la transferencia de calor total al refrigerante. En el caso de estudio es la suma de calor evacuado por los circuitos: Agua de Alta Temperatura (HT) y Agua de Baja Temperatura (LT) del motor caso de estudio (los acrónimos HT y LT provienen de sus siglas en inglés *High Temperature* y *Low Temperature* respectivamente. Son utilizados así para evitar confusiones con AT que, aunque podría significar *Alta Temperatura*, es habitual para referirse a la *Alta Tensión* en el argot eléctrico, lo mismo para BT [*Baja Temperatura* o *Baja Tensión*]).

El uso de bombas acopladas mecánicamente al motor, cuya regulación de caudal es proporcional a las revoluciones de este, no tiene en cuenta el índice de carga. Especialmente cuando el motor funciona a altas vueltas y baja carga, como podría ser el caso de un motor diésel funcionando como generador eléctrico, el cual debe alcanzar las revoluciones nominales pero puede estar rodando a baja carga; el motor corre el riesgo de estar sobreenfriado. Este exceso de refrigeración puede conducir a un empeoramiento en la atomización del combustible lo que a su vez conllevaría un aumento del consumo específico y, por tanto, las emisiones.

Asimismo, el exceso de enfriamiento afectaría al enfriador de aceite, haciendo que la temperatura de este también disminuya y por tanto su viscosidad aumente, conduciendo a un aumento de las pérdidas por fricción [216]. Dere et al. estudiaron la temperatura de camisas de cilindro en motores marinos concluyendo que, un descenso en la temperatura de la camisa, en este caso provocado por un exceso de refrigeración, podría hacer que la temperatura y, por tanto, la presión de los gases descendiesen también. Un descenso en la presión de los gases de combustión influiría directamente en el trabajo neto que el motor es capaz de producir [217].

La cantidad de calor Q_{cool} se calcula con el flujo másico del agua, su calor específico y la diferencia de temperaturas entre entrada y salida para cada circuito, HT y BT:

$$Q_{cool} = Q_{coolHT} + Q_{coolLT} \quad (3.6)$$

$$Q_{coolHT} = m_{coolHT} \cdot C_{p_{cool}} \cdot (T_{coolHT.out} - T_{coolHT.in}) \quad (3.7)$$

$$Q_{coolLT} = m_{coolLT} \cdot C_{p_{cool}} \cdot (T_{coolLT.out} - T_{coolLT.in}) \quad (3.8)$$

Debido a que el agua de refrigeración utilizada en el motor es tratada con química inhibidora de la corrosión (Unitor Engine Water Treatment 9-108), el calor específico isóbaro (C_p) no coincide con el del agua normal, por lo que se obtuvo mediante la caracterización de una muestra tomada a bordo. Para ello se utilizó un calorímetro de barrido diferencial (Mettler-Toledo TGA/SDTA851, mostrado en la Figura 3.3). Este equipo cuenta con una precisión del $\pm 1\%$.



Figura 3.3 a) Vista general.



Figura 3.3 b) Detalle del crisol.

Figura 3.3 - Calorímetro de barrido diferencial utilizado para la caracterización de fluidos.

Los valores del calor específico isóbaro obtenidos en la primera caracterización estaban en el rango $2,71 - 2,99 \text{ J/g}\cdot^\circ\text{C}$, lo cual no era correcto si se tiene en cuenta que el calor específico isóbaro de una mezcla es la suma algebraica de los C_p de las distintas sustancias que componen la mezcla, en función de su concentración. Sabiendo que el C_p del agua está en torno a $4,18 \text{ J/g}\cdot^\circ\text{C}$ y teniendo en cuenta que la dosis introducida de inhibidor de corrosión es mínima, se repitió la caracterización. En primer lugar, se calibró el calorímetro de barrido mediante la medición de una muestra de agua destilada conocida, obteniendo $4,03 - 4,41 \text{ J/g}\cdot^\circ\text{C}$. Se detectó que el problema de la medición venía dado por la capacidad de sellado del crisol utilizado para depositar la muestra en el calorímetro: este no sellaba correctamente y hacía que parte del agua se evaporase. Una vez solventado se volvió a analizar la muestra de agua con inhibidor de corrosión y se obtuvo un $C_p = 3,90 - 4,19 \text{ J/g}\cdot^\circ\text{C}$. Todas las muestras fueron analizadas con el mismo calorímetro y en el rango de temperaturas $25-75^\circ\text{C}$.

- $\dot{Q}_{lube.oil}$: es la cantidad de calor evacuada al aceite de lubricación desde el motor, el cual se compone del calor que evacúa a su vez el circuito Agua LT del enfriador de aceite, $\dot{Q}_{cool.LT}$, y una fracción de calor que se disipa al ambiente, $\dot{Q}_{env.LO}$:

$$\dot{Q}_{lube.oil} = \dot{Q}_{cool.LT.LO} + \dot{Q}_{env.LO} \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{lube.oil} = \dot{m}_{lube.oil} \cdot C_{p_{lube.oil}} \cdot (T_{lube.oil.out} - T_{lube.oil.in}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{cool.LT.LO} = \dot{m}_{cool.LT.LO} \cdot C_{p_{cool}} \cdot (T_{cool.LT.LO.out} - T_{cool.LT.LO.in}) \quad (3.11)$$

En la práctica, el valor del calor específico isóbaro del aceite utilizado es difícil de obtener desde catálogos ya que los fabricantes no suelen declararlo. Y, aún en el caso de estar disponible, el valor dado será para un aceite nuevo y limpio. Debido a los procesos de combustión presentes en la máquina diésel, la contaminación del aceite con partículas provenientes del combustible y la propia fricción metálica en el interior del motor hacen que dicho calor específico real únicamente sea determinable mediante métodos empíricos. Para ello se siguió el mismo procedimiento que para el agua (muestra a bordo caracterizada en calorímetro de barrido diferencial). Se obtuvo un $C_{p_{lube.oil}}$ de 1,79 a 2,20 J/g·°C en el rango de 25 a 105 °C.

- $\dot{H}_{exh.gas}$: representa el flujo entálpico neto relacionado con los flujos energéticos entrantes y salientes. En la entrada, el motor se alimenta con aire y combustible los cuales se mezclan y combustionan, dando lugar a los gases de escape en la salida. El balance de este flujo entálpico será:

$$\dot{H}_{exh.gas} = \dot{H}_{exhaust} - (\dot{H}_{charge.air} + \dot{H}_{fuel}) \quad (3.12)$$

donde:

$$\dot{H} = \dot{m} \cdot h^{sensible} \quad (3.13)$$

Introduciendo la Ecuación 3.13 en 3.12:

$$\dot{H}_{exh.gas} = \dot{m}_{exhaust} \cdot h_{exhaust}^{sensible} - (\dot{m}_{charge.air} \cdot h_{charge.air}^{sensible} + \dot{m}_{fuel} \cdot h_{fuel}^{sensible}) \quad (3.14)$$

La entalpía sensible de cada componente se obtiene conociendo su calor específico y la diferencia de temperatura existente entre el punto tomado como referencia, en este caso a la entrada del compresor, y la medida en el propio fluido:

$$\begin{aligned} h_{exhaust}^{sensible} &= \int_{T_0}^{T_{exhaust}} C_{p_{exhaust}} dT \\ h_{charge.air}^{sensible} &= \int_{T_0}^{T_{charge.air}} C_{p_{charge.air}} dT \\ h_{fuel}^{sensible} &= \int_{T_0}^{T_{fuel}} C_{p_{fuel}} dT \end{aligned} \quad (3.15)$$

El valor del calor específico del gas de escape a presión constante $C_{p_{exhaust}}$ se obtiene conociendo la composición de los gases que forman la mezcla y sus calores específicos propios. Al desconocer la fracción molar de cada compuesto en el motor caso de estudio, se tomó como válido el valor determinado por Koshy et al. ($C_{p_{exhaust}} = 1,185 \text{ J/g}\cdot\text{°C}$) [218].

- $Q_{env.CA}$: es el calor disipado por el enfriador de aire al ambiente. En el enfriador entra el aire de carga con gran energía térmica, la cual debe disiparse. Dicha disipación se divide entre el circuito Agua LT y el ambiente:

$$Q_{charge.air} = Q_{coolLT.CA} + Q_{env.CA} \quad (3.16)$$

siendo el calor total que el aire de carga disipa:

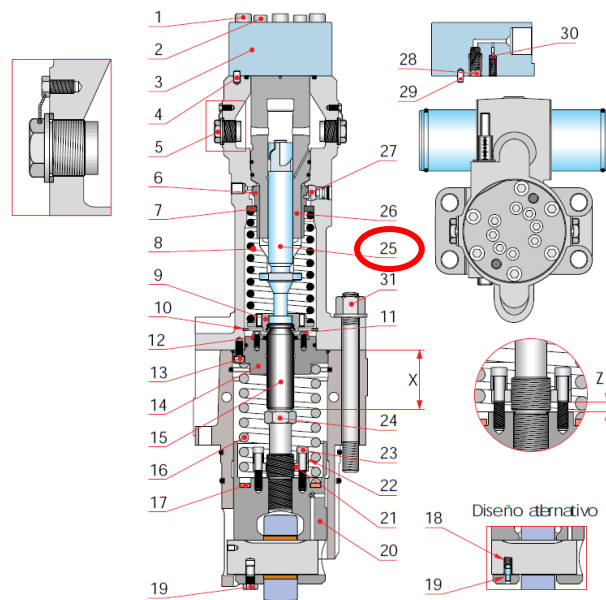
$$Q_{charge.air} = m_{charge.air} \cdot C_{pcharge.air} \cdot (T_{charge.air.out} - T_{charge.air.in}) \quad (3.17)$$

Y $Q_{coolLT.CA}$ el calor evacuado en el enfriador de aire hacia el circuito Agua LT. Esta cantidad de calor se calcula conociendo el flujo másico de aire, su calor específico y la diferencia de temperaturas a la entrada y a la salida del enfriador:

$$Q_{coolLT.CA} = m_{coolLT.CA} \cdot C_{pcool} \cdot (T_{coolLT.CA.out} - T_{coolLT.CA.in}) \quad (3.18)$$

No toda la energía térmica se transfiere desde el aire de carga al circuito Agua LT, sino que una fracción del mismo se disipa al ambiente. Dicha fracción está representada por $Q_{env.CA}$.

- Q_{fuel} : el método de alimentación de combustible utilizado habitualmente en los motores de combustión interna es la conocida como bomba Bosch, la cual posee un pistón con ranura helicoidal que inyecta una parte del combustible que le llega (en función del índice de carga) y rechaza el resto, parte conocida como retorno. La Figura 3.4 muestra el interior de una bomba de inyección de tipo Bosch en donde la referencia 25 corresponde con el pistón con ranura helicoidal (émbolo):



1. Tornillo 2. Tornillo 3. Cabezal 4. Bulón 5. Tapón de erosión 6. Manguito de control 7. Placa de muelle 8. Muelle 9. Soporte del muelle 10. Anillo de retención 11. Tornillo 12. Tapa 13. Tornillo 14. Brida 15. Vástago empujador 16. Muelle 17. Disco de resorte 18. Muelle 19. Tornillo/pasador 20. Taqué 21. Placa de fijación 22. Manguito 23. Tornillo 24. Tornillo de ajuste 25. Émbolo 26. Cilindro 27. Cremallera de combustible 28. Válvula de suministro + muelle 29. Bulón 30. Válvula de alivio de presión + muelle 31. Tuerca

Figura 3.4 - Bomba Bosch perteneciente al motor Wäertsilä W32 [219].

El combustible retorna al tanque diario después de haber pasado por el interior del motor, recogiendo cierta cantidad de calor proveniente de la combustión interna del motor, pero también una parte generada por la bomba Bosch durante la presurización.

Resulta importante cuantificar esta cantidad de calor porque un porcentaje significativo del combustible que entra al motor retorna al tanque. En concreto, el motor sobre el que se realizaron las pruebas opera la mayor parte del tiempo al 80 % de carga. El manual del fabricante contiene los datos sobre el consumo de combustible resumidos en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 - Extracto de los datos técnicos sobre consumos específicos declarados por el fabricante [104].

Wärtsilä 6L32 B3 – 750 RPM – 500 kW / cilindro			
Índice de carga (%)		Consumo	
100		184,7	g/kWh
85		179,7	g/kWh
75		179,1	g/kWh
50		179,8	g/kWh
Fugas limpias al 100 % de carga		6,0	kg/h

De donde se obtuvo el consumo específico teórico al 80 % de carga utilizando las declaraciones al 85 y 75 por ciento y realizando una interpolación lineal:

$$Y = y_a + (x - x_a) \cdot \frac{(y_b - y_a)}{(x_b - x_a)} \quad (3.19)$$

Tomando:

$$x_a - 85 \% \quad y_a - 179,7 \text{ g/kWh} \quad (3.20)$$

$$x_b - 75 \% \quad y_b - 179,1 \text{ g/kWh}$$

se determinó entonces un consumo específico teórico de 179,4 g/kWh para un índice de carga del 80 %. Este consumo específico del motor se cotejó con los datos reales recogidos. Esta comparativa se realizó con el ánimo de evaluar la diferencia entre las cifras de consumo iniciales y las actuales, tras diez años de funcionamiento.

El calor evacuado por el combustible retornado será:

$$Q_{fuel.return} = m_{fuel.return} \cdot Cp_{fuel} \cdot (T_{fuel.return} - T_{fuel.inlet.engine}) \quad (3.21)$$

Donde $m_{fuel.return}$ es el combustible retornado desde el motor hacia el tanque, $T_{fuel.return}$ es la temperatura del mismo a la salida del motor y $T_{fuel.inlet.engine}$ es la temperatura a la que el combustible entra al motor. El parámetro Cp_{fuel} es el calor específico del combustible utilizado.

La instalación experimental utilizada dispone de un caudalímetro en la alimentación y otro en el retorno, así como medidas de las temperaturas por lo que se utiliza el método arriba descrito en lugar del planteamiento original de Carreño et al. [208], [220], los cuales estimaban este calor mediante la utilización de un enfriador de combustible y el análisis del calor recogido por el agua que circulaba por dicho enfriador.

- \dot{Q}_{leaks} : el circuito de combustible, además de la alimentación al motor y los retornos, puede tener fugas. Estas están conducidas y se califican en dos tipos: Fugas Limpias, que son drenadas de las bombas de inyección e inyectores, pudiendo ser reutilizadas sin tratamiento especial y en el motor caso de estudio se envían al tanque de sedimentación para posteriormente volver a ser inyectadas. En segundo lugar, están las Fugas Sucias. Estas últimas son imprevistas y no pueden ser reaprovechadas en el motor por la posible contaminación que puedan contener. Las fugas sucias se recogen en una bandeja y posteriormente se desechan como lodos. El valor introducido en el balance energético por \dot{Q}_{leaks} será:

$$\dot{Q}_{leaks} = \dot{Q}_{leaks.clean} + \dot{Q}_{leaks.dirty} \quad (3.22)$$

desglosando cada tipo de fuga según lo anterior:

$$\dot{Q}_{leaks.clean} = 0 \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{leaks.dirty} = \dot{m}_{leaks.dirty} \cdot C_{p_{fuel}} \cdot (T_{leaks.dirty} - T_{fuel.inlet.engine}) \quad (3.24)$$

donde el flujo másico $\dot{m}_{leaks.dirty}$ se calculó mediante la medida de fugas a bordo (toma de sondas).

- \dot{H}_{unb} : representa la pérdida energética relacionada con los inquemados producidos en el caso de una combustión incompleta. Por definición, la mezcla aire-combustible que utiliza el motor diésel es rica en aire pero los combustibles utilizados en motores marinos son habitualmente del tipo residual lo que favorece la aparición de inquemados [208], [221].

$$\dot{H}_{unb} = (Y_{HC} \cdot LHV_{HC} + Y_{CO} \cdot LHV_{CO} + Y_C \cdot LHV_C) \cdot \dot{m}_{exhaust} \quad (3.25)$$

Donde Y representa la fracción molar de cada compuesto y los poderes caloríficos de HC, CO y C (hollín) son: 42 900, 10 100 y 32 800 kJ/kg respectivamente.

Aunque queda fuera del alcance de esta tesis se debe reseñar que, dentro de la cámara de combustión, la transferencia de calor por radiación desde los gases a las fronteras de la cámara, especialmente a la camisa del cilindro, depende en gran medida de la concentración de inquemados [210]. Resulta interesante conocer la composición de esos inquemados y su distribución espacial dentro de la cámara de combustión puesto que, dependiendo de esta, el tamaño de dichas partículas y su índice refractivo, el porcentaje de calor irradiado será diferente. Además, parte del calor radiado a la superficie metálica de la camisa no se transmitirá al Agua HT, sino que será reflejado [222].

- Q_{block} : cuantifica la transferencia de calor al ambiente debida a los mecanismos de convección y radiación desde el bloque motor y sus accesorios. Este es uno de los parámetros más complicados de medir debido a que se debe aislar el motor de una manera similar a la que hicieron Smith et al., consiguiendo cuantificar las pérdidas transferidas al exterior en un 10-15 % del total de valor $m_{fuel} \cdot LHV$ [154], [220].

$$Q_{block} = m_{fuel} \cdot LHV - W_{shaft} - Q_{cool} - Q_{env.LO} - H_{exh.gas} - Q_{env.CA} - Q_{fuel.return} - Q_{leaks} - H_{unb} \quad (3.26)$$

En la industria, el valor de Q_{block} , se estima utilizando la diferencia entre la energía inicial y el resto de pérdidas (G. Rizzeto – Wärtsilä, comunicación personal, 26 de septiembre de 2020).

3.2.2.2 Análisis energético interno

Para completar el análisis energético del motor de combustión se estudiaron las interacciones en el interior del volumen de control, tomándolo como un sistema cerrado que no realiza intercambios de materia y energía con el exterior. La Figura 3.5 muestra los circuitos presentes en este análisis.

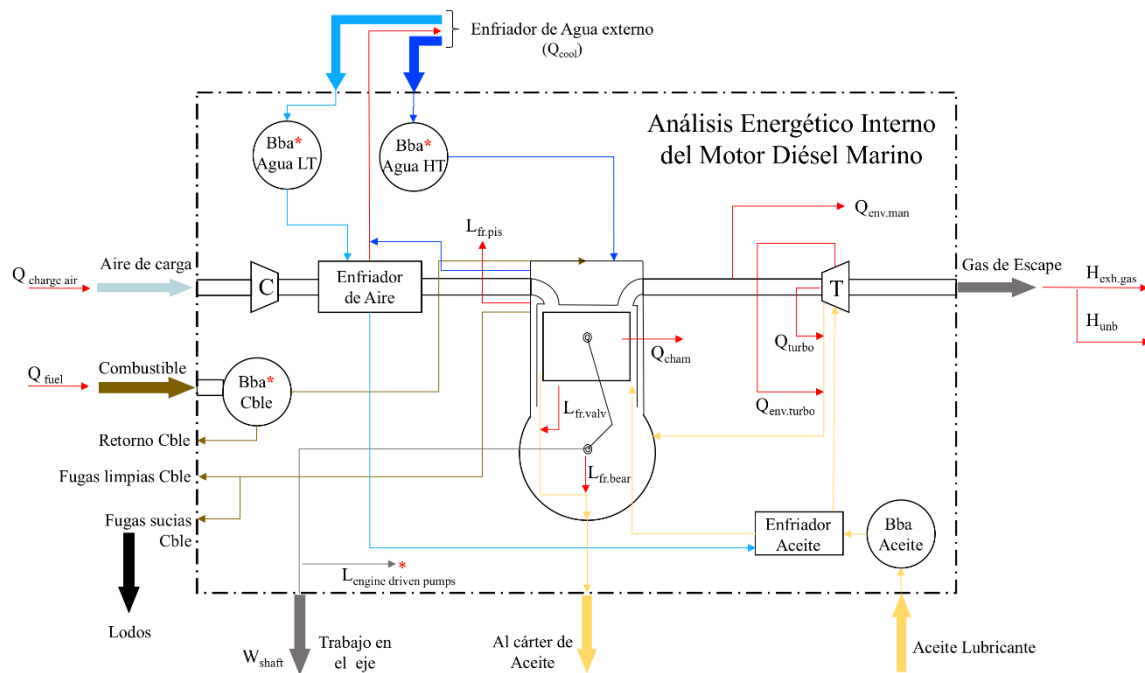


Figura 3.5 - Esquema del motor y los subsistemas estudiados en el análisis energético interno.

La expresión para el análisis energético interno será:

$$m_{fuel} \cdot LHV = W_{shaft} + (L_{friction} + L_{EDP}) + Q_{cham} + Q_{env} + H_{exh.gas} + Q_{env.CA} + H_{unb} \quad (3.27)$$

En donde algunos de los términos incluidos corresponden con los utilizados en el análisis externo, Ecuación 3.5, y otros se incorporan por primera vez. Entre estos últimos están:

- $L_{friction}$: representa las pérdidas provocadas por la fricción de elementos dentro del motor. Aunque puede haber más, las más importantes son: aros de pistón-camisa, cojinetes y árbol de levas-válvulas [223]. Es por ello que $L_{friction}$ se desglosa como:

$$L_{friction} = L_{fr.pis} + L_{fr.bear} + L_{fr.valv} \quad (3.28)$$

La primera de las pérdidas, $L_{fr.pis}$, es la fricción del pistón. Esta se disipa en el agua de refrigeración de camisas, dentro del circuito Agua HT. Las otras dos pérdidas, $L_{fr.bear}$ y $L_{fr.valv}$, corresponden al rozamiento en cojinetes y válvulas las cuales disipan su energía térmica en el aceite de lubricación.

Aunque en la literatura existen esfuerzos dedicados a disminuir estas pérdidas, hay campos en los que aún no se ha encontrado una solución factible. Por ejemplo, la disminución de la presión ejercida por los aros del pistón sobre la camisa haría disminuir $L_{fr.pis}$ (la cual, según Xiuyi et al., puede llegar a significar el 50 % del total de la fricción) pero tendría como consecuencia un aumento de fugas de gas, *blow by* [224].

La determinación experimental de las pérdidas por fricción fue expuesta por Heywood, indicando cuatro métodos de medida [113]:

1. **Medida de FMEP desde IMEP:** La Presión Media Efectiva Indicada (por sus siglas en inglés, IMEP) es obtenida mediante la expresión $\int p \delta V$ aplicada a los ciclos de compresión y expansión en el motor de cuatro tiempos (el diagrama entero en el caso de un motor de dos tiempos). Esta medida requiere la toma de diagramas en el motor con una especial atención a la precisión del ángulo de cigüeñal y su relación con los datos de presión y volumen obtenidos. Heywood describió la necesidad de que la relación presión-ángulo de cigüeñal sea obtenida para cada cilindro. En el caso de la relación volumen-ángulo de cigüeñal da por bueno el cálculo.
2. **Test directo:** Heywood propuso la motorización externa del motor con unas condiciones lo más similares posibles a las de operación. Dentro de esta prueba se incluyen además las pérdidas por accionamiento de las bombas acopladas mecánicamente. Este test, en el caso de motores diésel marinos fuera de fábrica, queda fuera de consideración por la dificultad técnica que conlleva.
3. **Línea de Willians:** una equivalencia aproximada al Test Directo para motores diésel es el estudio de la línea de Willians, la cual muestra la relación entre el consumo y la presión media efectiva. Las pérdidas por fricción se obtienen mediante la extrapolación de la curva al punto de consumo cero lo cual, aunque difícil debido a la pequeña curvatura que suele presentar la línea,

mostró que los valores resultantes están de acuerdo con los obtenidos mediante Test Directo. La Figura 3.6 muestra el cálculo de la fricción mediante el método de la Línea de Willians.

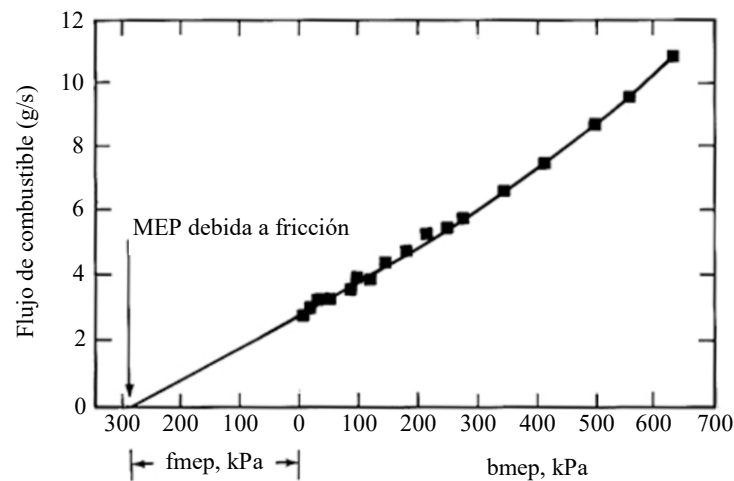


Figura 3.6 - Método de la Línea de Willians para determinar la presión media efectiva de fricción [225].

- Test Morse:** la prueba Morse para un motor de varios cilindros implica la desconexión de cada uno de ellos, manteniendo la velocidad constante. La diferencia de par medida en el eje será equivalente a su producción energética más sus fricciones. Este test, tanto por las protecciones para el *misfiring* que equipan los motores modernos (habitualmente compuesto de una curva de valores típica para las temperaturas de escape a diversos regímenes, donde una desviación acentuada de dicha curva indicaría un *misfiring*, tanto por exceso de combustible [válvula del inyector atascada en posición abierta], como por defecto [válvula del inyector atascada en posición cerrada]), como por el peligro real al que se expone la máquina, queda descartado en este estudio (W. Ramsay – MTU, comunicación personal, 6 de mayo de 2021).

El mismo Heywood determinó que, de los cuatro métodos arriba planteados, únicamente el primero mide particularmente las pérdidas por fricción, midiendo las demás la potencia requerida para la motorización. Existen ciertas razones por las que las pérdidas por fricción y los requerimientos para la motorización difieren [113]:

- Solamente actúa la presión de compresión y no la de combustión sobre el pistón, sus aros y cojinetes. Las cargas de presión menores durante la motorización disminuyen la fricción.
- Las temperaturas de pistón y camisa son menores en la motorización. Esto influye en un cambio en la temperatura del aceite y por tanto en su viscosidad, que aumenta. Además, las holguras entre pistón y camisa durante la operación a menores temperaturas son mayores lo cual disminuye sus fricciones y permite que el *blow by* aumente.
- En el equipo motorizado, el gas presente en el ciclo de escape está más frío y por tanto tiene una mayor densidad que en un motor en combustión. Este hecho puede afectar al trabajo de bombeo necesario para enviar el gas de escape fuera del cilindro.

- En un motor en condiciones de trabajo operativas que sea motorizado externamente, el gas que entra en el cilindro tendrá una transferencia de calor con la camisa y ciertas pérdidas por *blow by* que serán contadas como trabajo neto de fricción, cuando en realidad no lo es.

En esta tesis, el buque experimental cuenta con un torsiómetro para medir el par generado en el eje de propulsión y se conoce el rendimiento mecánico de la reductora por lo que se calculó el par en el eje motor. Conociendo el radio del eje, la presión del aire de arranque y la superficie donde se aplica dicha presión de aire se podrían deducir las pérdidas de fricción utilizando la siguiente expresión:

$$L_{friction} = P_{starting.air} \cdot S_{cylinder} - \left(\frac{M_{shaft}}{radius_{shaft}} \right) \quad (3.29)$$

El valor de $L_{friction}$ contiene además, las pérdidas relacionadas con las bombas accionadas mecánicamente por la distribución del motor. Dichas pérdidas se pueden sustraer utilizando los valores descritos en las Tablas 3.5 y 3.6 y el poder calorífico del combustible:

$$L_{friction} = L_{friction.real} + L_{EDP} \quad (3.30)$$

- L_{EDP} : representa las pérdidas originadas por el accionamiento de bombas acopladas al motor, mediante la distribución. Dichas bombas pertenecen a los circuitos: Aceite, Agua HT, Agua LT y Combustible.

$$L_{EDP} = L_{LO.pump} + L_{pumpHT} + L_{pumpLT} + L_{fuel.pump} \quad (3.31)$$

Para este caso, el fabricante del equipo de estudio provee datos. En las bombas de aceite y combustible, que son de desplazamiento positivo, el consumo declarado en la guía del motor puede variar ligeramente según el ajuste de la válvula de seguridad. En el caso de las bombas de agua, de tipo centrífugo, el fabricante ofrece datos para los diferentes índices de carga (asumiendo que los componentes internos no han sido dañados por cavitación). En ambos casos los datos proporcionados, mostrados en la Tabla 3.5, se asumieron como válidos.

Tabla 3.5 - Disminución del consumo específico del motor de bombas acopladas [104].

Bomba	Disminución del consumo (g/kWh)			
	50 %	75 %	85 %	100 %
Aceite	- 2,7	- 1,7	- 1,5	- 1,3
Agua HT	- 0,9	- 0,6	- 0,5	- 0,4
Agua LT	- 0,9	- 0,6	- 0,5	- 0,4
Combustible	- 0,2	- 0,1	- 0,1	- 0,1

De donde se realizó una interpolación lineal para extraer los consumos correspondientes cuando el motor opera al 80 % de carga. La Tabla 3.6 muestra los valores obtenidos.

Tabla 3.6 - Disminución de consumo específico de cada bomba acoplada al 80 % de carga.

Bomba	Disminución del consumo (g/kWh)
Aceite	- 1,6
Agua HT	- 0,55
Agua LT	- 0,55
Combustible	- 0,1

Conociendo estas cantidades y el poder calorífico inferior del combustible utilizado, se obtiene la energía dedicada a mover cada una de las bombas acopladas.

- \dot{Q}_{cham} : representa la transferencia de calor entre la cámara de combustión y sus paredes (culata, camisa y pistón) las cuales a su vez transmiten una fracción de ese calor al circuito Agua HT, mediante los mecanismos de convección y radiación. Se asume que la combustión, liberación de calor y transferencia de este desde el gas de combustión a las paredes del cilindro ocurre de forma simultánea:

$$\dot{Q}_{cham} = A \cdot h \cdot (T_{gas} - T_{wall}) \quad (3.32)$$

donde A es al área total de pared de cilindro expuesto y h el coeficiente de transferencia de calor formulado por Woschni [113], [226], [227]:

$$h_{wos} = 3,26 \cdot B^{-0,2} \cdot p_{cham}^{0,8} \cdot w_{gas}^{0,8} \cdot T_{gas}^{-0,53} \quad (3.33)$$

siendo B el diámetro del cilindro, p_{cham} la presión de la cámara de combustión, w_{gas} la velocidad media del gas en el interior del cilindro y T_{gas} la temperatura media del gas en el interior del cilindro durante el proceso de combustión. Para este estudio, se utilizó un indicador de presiones digital PREMETS-C.

- \dot{Q}_{env} : compuesto de $\dot{Q}_{env.manifold}$ y $\dot{Q}_{env.tc.casing}$ las cuales representan el calor transferido por el colector de escape y el cuerpo del turbocompresor al ambiente, respectivamente. En la práctica, el calor radiado por estas superficies no resulta útil. El Convenio SOLAS en su Reg. II-2/15.2.10 requiere que todas las superficies por encima de 220 °C las cuales puedan entrar en contacto con una eventual fuga de combustible, aceite lubricante o cualquier otro tipo de aceite inflamable estén aisladas apropiadamente [193]. Esto indica que \dot{Q}_{env} es despreciable puesto que el calor disipado al ambiente una vez estos cuerpos están aislados es mínimo, por debajo de 100 W/m² (A. Cuervo – Suaval, comunicación personal, 16 de diciembre de 2021) y [228].

3.2.2.3 Análisis energético en buque caso de estudio

Tras el análisis de la eficiencia del ciclo diésel de acuerdo con la Primera Ley de la Termodinámica, se establecen los criterios para la experimentación. En la práctica, se registraron los consumos de combustible con caudalímetros a la entrada y salida del motor y la potencia mecánica en el eje mediante torsiómetro.

El buque utilizado para la experimentación, Cristina Masaveu, cuenta con un sistema de monitorización energético instalado el cual aportó datos utilizados en la experimentación. En concreto, el buque cuenta con un torsiómetro modelo COT02, representado en la Figura 3.7, perteneciente al sistema ARGOS del fabricante Cotereña [229].

Los motores principales del buque tienen sus ejes conectados a una reductora común que, según la documentación del fabricante, tiene un rendimiento del 81,56 % [230]. Con esta información y los datos recogidos por el torsiómetro se calculó la potencia en eje del motor estudiado.

Este sistema permite que, tanto Armador como Operador, puedan conocer la eficiencia real del buque al tener datos sobre la energía aportada y la salida neta en forma de trabajo en el eje.



Figura 3.7 a) Torsiómetro COT02



Figura 3.7 b) Torsiómetro instalado sobre el eje de propulsión.



Figura 3.7 c) Detalle del torsiómetro.

Figura 3.7 - Torsiómetro COT02 instalado en el eje de propulsión del buque Cristina Masaveu [229].

El problema que plantea el método de monitorización energética instalado es la ausencia de datos sobre la cantidad de calor producida por el motor y que tiene posibilidad de ser reaprovechada. Es aquí donde se justifica la necesidad de llevar a cabo un análisis energético del sistema previo a la instalación del prototipo.

El análisis propuesto se divide en dos partes con un matiz claro en cada una de ellas: el análisis externo responde a datos experimentales mientras que el análisis interno está basado en magnitudes que no son fácilmente cuantificables empíricamente y por tanto depende de modelos, cálculos y estimaciones.

Una vez obtenido el método de análisis que permita conocer la cantidad de calor disipada por el bloque motor y sus accesorios, enfriadores de aire y aceite, se confeccionó la Tabla 3.7 en la que se describen los medios utilizados en la experimentación.

Tabla 3.7 - Equipos de medida utilizados para obtener el balance energético.

Parámetro	Unidades	Dispositivo	Precisión (%)
Caudalímetro de combustible	g/kWh	VAF PVE005 / 3001 / 16	± 0,1
Cremallera de combustible	mm	TWK IW253 / 40-0.25 KFN-KHN-A21	± 0,25
Par en el eje de propulsión	N·m	Torsiómetro Coterena ARGOS COT02	± 1
Temperaturas	°C	PT-100, 3 hilos	± 0,2
Temperaturas adicionales	°C	Fluke 62 MAX	± 1,5
Presiones de combustión	bar	Lemag PREMET-C	± 1

La Tabla 3.8 recoge la sensórica del motor cuyos datos fueron utilizados en el análisis.

Tabla 3.8 - Sensórica del motor utilizada.

Medida	Sensor
Agua HT - Temperatura entrada motor	TE401
Agua HT - Temperatura salida motor	TE402
Agua LT - Temperatura entrada motor	TE471
Agua LT - Temperatura salida enfriador aire	TE472
Combustible - Temperatura entrada motor	TE101
Aceite - Temperatura entrada motor	TE201
Aceite - Temperatura entrada enfriador	TE231
Aire de arranque – Presión entrada motor	PT301
Aire de carga - Temperatura entrada motor	TE601
Velocidad del motor	ST173

3.2.3 Análisis exergético

La energía utilizada en un sistema puede tener distintas formas y diferente calidad. Por calidad de la energía se entiende la capacidad que esta tiene para realizar cambios en un sistema. Es por ello que una cantidad determinada de energía podrá producir diferentes cantidades de trabajo neto. Esta calidad depende de varios factores, siendo uno de ellos la forma en la que se presenta, pudiendo tener dos tipos: ordenada y desordenada. El tipo ordenado será aquél el cual opera con un 100 % de eficiencia de manera que, independientemente del número de transformaciones, el trabajo neto sea igual a la energía y todo el proceso es reversible.

Dentro de la energía ordenada, es posible considerar dos especies: energía potencial, incluyendo los muelles ideales, y energía cinética, siempre que no contenga turbulencia. En este caso la conversión de energía a trabajo es del 100 %, por lo que dichos sistemas se pueden analizar teniendo únicamente en cuenta el Primer Principio de la Termodinámica.

La energía tipificada como desordenada adopta, entre otras, las formas de energía interna, química o térmica. La energía en forma de turbulencia forma también parte de esta clasificación, pero con la salvedad de que es también un mecanismo con el que la energía cinética, ordenada, pasa a ser desordenada. La energía desordenada no realiza una conversión perfecta, sino que tiene pérdidas y, por tanto, su calidad se ve mermada. Para analizar las fuentes de energía desordenada se recurre al Segundo Principio de la Termodinámica.

Segundo principio de la termodinámica

El valor de trabajo máximo que es posible obtener de las formas de energía desordenada difiere del máximo teórico. Es el segundo principio de la termodinámica quien permite entender los factores que imposibilitan dicha obtención.

Las deducciones a obtener de la aplicación del segundo principio de la termodinámica son:

- Predecir la dirección de los procesos.
- Establecer las condiciones de equilibrio.
- Determinar las mejores prestaciones teóricas de un ciclo.
- Evaluar los factores que no permiten alcanzar el trabajo máximo teórico.

Con estas deducciones, se determinan las mejores prestaciones teóricas de un ciclo. La diferencia entre el trabajo máximo teórico y el que se puede obtener en un ciclo real se puede identificar y cuantificar para analizar dónde están las pérdidas y si cabe la posibilidad de reducirlas o eliminarlas.

Existen ciertas pérdidas en procesos como la combustión que no pueden eliminarse. Un proceso será irreversible cuando, una vez que ha tenido lugar una primera transformación energética, resulta imposible devolver al sistema y al ambiente a sus estados iniciales. Esto concuerda con la formulación de Clausius para el segundo principio de la termodinámica en cuanto a que la transferencia de energía térmica no será neta, sino que tendrá asociados otros procesos que imposibilitan el flujo reverso. Los procesos irreversibles incluyen aquellos mencionados en la sección 1.1. Dependiendo del sistema a evaluar, existirá una o varias irreversibilidades.

Entropía

La entropía es una función de estado extensiva, utilizada para determinar las irreversibilidades de un sistema termodinámico. La variación de entropía en un sistema, de acuerdo con la Desigualdad de Clausius, es siempre positiva [231]:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f \leq 0 \quad (3.34)$$

Siendo δQ el calor intercambiado cuando el sistema está a la temperatura T . El valor de la Ecuación 3.34 puede ser cero si no se presentan irreversibilidades internas, o distinto de cero en el caso de que las haya. Los valores que toma σ_{cycle} , descritos en la sección 1.1, identifican la entropía generada por las irreversibilidades internas durante el ciclo:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f = -\sigma_{cycle} \quad (3.35)$$

De la que deducen la definición de la variación de entropía:

$$\delta S = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int.rev} \quad (3.36)$$

En donde se relacionó el flujo de entropía de un sistema, δS , con el flujo de calor δQ a la temperatura T del sistema. El subíndice *int.rev* indica que la integración de dicha expresión debe realizarse sobre cualquiera de los procesos internamente reversibles que conectan los estados inicial y final.

Dentro de la relación presente entre entropía, calor y temperatura existe el concepto de las ecuaciones $T \cdot \delta S$ las cuales permiten evaluar los cambios en la entropía del sistema utilizando variables más fáciles de medir. Partiendo de la expresión diferencial del balance de energía:

$$\delta Q_{int.rev} = \delta U + \delta W_{int.rev} \quad (3.37)$$

donde el calor, δQ , resulta de la suma de la energía interna, δU , y el trabajo en el ciclo, δW .

El trabajo se expresa como:

$$\delta W_{int.rev} = p \cdot \delta V \quad (3.38)$$

en el cual p representa la presión y δV la expresión diferencial del volumen. Relacionando las Ecuaciones 3.36, 3.37 y 3.38 se obtiene:

$$T \cdot \delta S = \delta U + p \cdot \delta V \quad (3.39)$$

Asimismo, la entalpía es función de la energía interna y el trabajo, tal y como expresa la Ecuación 1.6. Con esto se obtiene la expresión diferencial:

$$\delta U + p \cdot \delta V = \delta H - V \cdot \delta p \quad (3.40)$$

sustituyendo en la Ecuación 3.39:

$$T \cdot \delta S = \delta H - V \cdot \delta p \quad (3.41)$$

Desde el punto de vista analítico, el concepto más interesante es la variación de entropía en un sistema. Esta variación representa el incremento del desorden. Para cuantificar dicha variación se establece un origen de la medición, que será habitualmente el inicio del ciclo. La variación de entropía por unidad de tiempo viene dada por:

$$\frac{\delta S_{system}}{\delta t} = \sum_j \left(\frac{\dot{Q}_j}{T_j} \right) + \sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot S_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot S_{out} + \sigma_{system} \quad (3.42)$$

Donde Q_j es la transferencia de calor al ambiente y T_j la temperatura. Ambos términos se unen para representar el flujo de entropía asociado a dicho flujo de calor. Los términos $\sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot S_{in}$ y $\sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot S_{out}$ corresponden a la entropía del sistema a la entrada y la salida de este, respectivamente. Por último, se incluye el término σ_{system} donde se recoge la generación de entropía en el sistema.

La definición de la entropía y el cálculo de su variación en los diferentes procesos resulta esencial para la aplicación del segundo principio de la termodinámica y el análisis exergético.

Las pérdidas de calor en el bloque del motor han sido clásicamente consideradas como irreversibilidades puras, debido a su tendencia a producir entropía [257]. En esta tesis se pretenden cuantificar como exergía y recuperar las mismas mediante la aplicación del efecto termoeléctrico.

3.2.3.1 Exergía

En función del número de procesos irreversibles involucrados en la conversión energética, la calidad de la energía variará. Para el análisis del motor diésel se deben considerar los diversos aspectos que influyen en la exergía disponible.

Condiciones ambientales y estado muerto

Una característica fundamental del sistema a la hora de llevar a cabo el análisis exergético son las condiciones ambientales. Por condiciones ambientales se usará la definición postulada por Kotas para un equilibrio restringido en donde existe un equilibrio térmomecánico entre el sistema a analizar y el ambiente, lo cual significa que sus valores de presión y temperatura serán iguales. Este equilibrio se conoce como Estado Muerto Restringido e idealmente se considera que el sistema no intercambia materia con el exterior por lo que no tiene que existir equilibrio químico [232].

En cambio si, además de un equilibrio de presiones y temperaturas, el estado muerto requiere que el potencial químico de las sustancias presentes en sistema y ambiente sea igual, entonces se tiene el Estado Muerto Verdadero en el que además se consigue el equilibrio químico entre sistema y ambiente [233]–[235].

Es por esto que para realizar el análisis exergético es crucial definir el estado del sistema a analizar y su ambiente ya que el nivel de exergía resultante depende de ambos. Esta tesis planteó las condiciones ambientales en concordancia con la norma ISO 15550 (Temperatura Ambiente 25 °C, Presión 100 kPa, Temperatura Agua BT 25 °C, Humedad Relativa 30 %) [236].

Al igual que la energía, un flujo exergético se puede desglosar:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{kin} + \dot{E}x_{pot} + \dot{E}x_{phys} + \dot{E}x_{chem} \quad (3.43)$$

Donde el flujo exergético se descompone en flujos cinético, $\dot{E}x_{kin}$; potencial, $\dot{E}x_{pot}$; físico, $\dot{E}x_{phys}$ y químico, $\dot{E}x_{chem}$. Como ya se comentó anteriormente, este estudio asumió que tanto la energía cinética como la potencial son totalmente reversibles y todo su potencial energético resulta aprovechable, por tanto, no son consideradas dentro del cálculo exergético.

Exergía física

El primero de los componentes de la energía desordenada es la exergía física. Kotas define dicho término como *la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando una sustancia es llevada desde su estado inicial al estado muerto restringido, definido este por P_0 y T_0 , mediante un proceso físico el cual únicamente involucra interacciones térmomecánicas con el ambiente* [232].

La diferencia de exergía entre el inicio y el fin de un proceso realizado en un sistema cerrado se analiza en base a sus entalpías y entropías:

$$\Delta \dot{E}x = m \cdot [(h_{out} - h_{in}) - T_0 \cdot (s_{out} - s_{in})] \quad (3.44)$$

Donde h_{out} y h_{in} son las entalpías específicas inicial y final, T_0 la temperatura en estado muerto y $(s_{out} - s_{in})$ la variación de entropía del sistema [237]. Las entalpías inicial y final dependen de la energía interna, la presión y el volumen del sistema:

$$\begin{aligned} h_{in} &= U_{in} + p_0 \cdot V_{in} \\ h_{out} &= U_{out} + p_0 \cdot V_{out} \end{aligned} \quad (3.45)$$

Sustituyendo los valores de entalpía específica de la Ecuación 3.45 en la Ecuación 3.44, se establece la fórmula para la variación de la exergía entre dos estados, dentro de un sistema cerrado:

$$\Delta Ex = (U_{out} - U_{in}) + p_0 \cdot (V_{out} - V_{in}) - T_0 \cdot (S_{out} - S_{in}) \quad (3.46)$$

Donde la variación de exergía viene dada por la diferencia de energía interna entre entrada y salida $(U_{out} - U_{in})$. La expresión $p_0 \cdot (V_{out} - V_{in})$ representa el trabajo útil realizado dentro de las fronteras del volumen de control a la presión de referencia y $T_0 \cdot (S_{out} - S_{in})$ la diferencia de entropía a la entrada y la salida del volumen de control a la temperatura del estado muerto.

Dentro de la exergía física se distinguen dos componentes, el térmico y el mecánico. El componente térmico está relacionado con el flujo de materia que cruza el volumen de control y se determina:

$$Ex^{AT} = \left[- \int_T^{T_0} \left(\frac{T-T_0}{T} \cdot \delta h \right) \right]_p \quad (3.47)$$

El cual es función de las temperaturas inicial y final del flujo (T_0 y T) a la presión inicial del proceso.

El componente mecánico viene determinado por la diferencia de presión entre el flujo de materia y el propio volumen de control:

$$Ex^{AP} = T_0 \cdot (S_{out} - S_{in}) - (h_{out} - h_{in}) \quad (3.48)$$

en donde T_0 es la temperatura ambiente, S representa las entropías de entrada y salida. El conjunto $T_0 \cdot (S_{out} - S_{in})$ representa la porción de transferencia de calor reversible y $(h_{out} - h_{in})$ la diferencia de entalpías originada por el comportamiento real, no ideal, del fluido.

En el caso de los gases ideales, la Ecuación 3.44 para la exergía física pasa a ser:

$$Ex_{ideal.gas} = C_p \cdot (T - T_0) - T_0 \cdot \left[C_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \right] \quad (3.49)$$

siendo C_p el calor específico, T y P la temperatura y presión al final del proceso respectivamente. Las magnitudes T_0 y P_0 representan los valores de temperatura y presión ambiente. El valor de la constante de los gases ideales se consideró $R = 0,2871$ kJ/kg·K.

Exergía química

El concepto de exergía química tiene relación directa con el equilibrio químico. Este ocurre cuando no existen compuestos dentro del volumen de control los cuales sean capaces de interaccionar con el ambiente para producir trabajo. En el caso de los motores de combustión, el equilibrio químico se dará cuando todos los compuestos sean oxidados (CO, H) o reducidos (NO, OH) en reacciones reversibles de modo que se alcance el estado muerto verdadero. Dentro del combustible inyectado en la cámara de combustión (aire + combustible) existen compuestos que no reaccionan químicamente con la atmósfera: O₂, N₂, CO₂ y H₂O.

En la determinación de la exergía física, el estado final del sistema se correspondía con el estado muerto restringido, a presión y temperatura P_0 y T_0 . Este estado final pasa a ser ahora el estado inicial de los procesos que determinan la exergía química siendo el estado final el equilibrio químico.

Distintos autores han evaluado la posibilidad de recuperación del componente químico de la exergía. Van Gerpen et al. concluyeron que la exergía química no está uniformemente distribuida. Por medio de simulaciones de la cámara de combustión utilizando un modelo de dos zonas, en la que en una zona todo el combustible es quemado y en otra queda la mezcla sin quemar, Van Gerpen determinó que existen regiones dentro de la cámara de combustión con una mezcla especialmente rica, la cual es responsable de un gran porcentaje de la exergía química. La diferencia de exergía entre dichas zonas queda patente en la Figura 3.8.

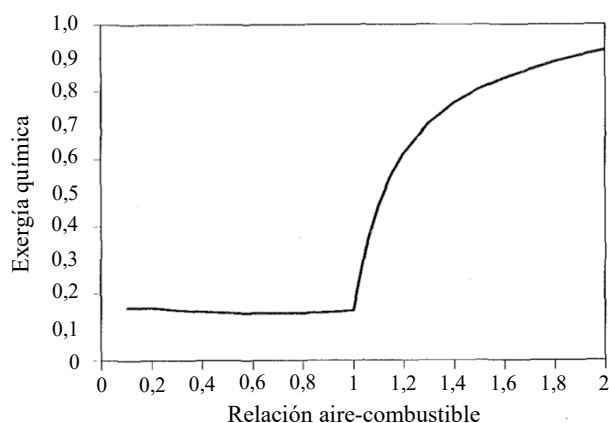


Figura 3.8 - Relación entre el porcentaje de exergía química y la relación aire-combustible [234].

Por otro lado, Van Gerpen mencionó la imposibilidad de utilizar la exergía química para producir trabajo debido a que, en máquinas térmicas, es prácticamente inalcanzable [234], [238], [239]. En la misma línea, Flynn et al. dedujeron que la exergía química disponible para la producción de trabajo es prácticamente inexistente debido a la imposibilidad de recuperación.

Irreversibilidades

El criterio más habitual para analizar el rendimiento de una instalación es el basado en la Primera Ley de la Termodinámica. Sin embargo, el uso de la Segunda Ley de la Termodinámica para hallar la eficiencia del proceso presenta ciertas ventajas. Para un proceso de conversión total se tiene:

$$\sum \Delta Ex_{in} = \sum \Delta Ex_{out} \quad (3.50)$$

En el caso de que la igualdad entre el aporte y la salida planteada en la Ecuación 3.50 no concuerde, existirá un factor complementario I que representa las irreversibilidades del sistema. De acuerdo con la Segunda Ley de la Termodinámica, siempre se cumplirá:

$$I \geq 0 \quad (3.51)$$

Las irreversibilidades siempre son cero o positivas. Esto concuerda con las teorías de Carnot, Clapeyron y Clausius que indican que la entropía aumenta con el tiempo. En el caso de que un proceso no cumpla la Ecuación 3.50 entonces:

$$\sum \Delta Ex_{in} = \sum \Delta Ex_{out} + I \quad (3.52)$$

donde la exergía introducida en el sistema es igual a la suma de la exergía saliente y las irreversibilidades producidas. Asimismo, la eficiencia exergética del proceso se obtendrá:

$$\frac{\sum \Delta Ex_{out}}{\sum \Delta Ex_{in}} \leq 1 \quad (3.53)$$

Woolley et al. definieron la relación presentada en la Ecuación 3.53 como *Recovery Index*, el ratio entre la exergía recuperable y la total, representando así la fracción máxima de energía entrante que es posible

aprovechar [240]. Para motores marinos, Zhu et al. observaron que el rendimiento de un sistema, o sus componentes por separado, puede ser definido por su eficiencia exergética [241].

En el caso de que no existan irreversibilidades en el proceso, el cociente entre el sumatorio de exergías de salida y el de entrada será igual a uno, lo cual indica que el proceso es totalmente reversible. Si el proceso fuera totalmente irreversible el cociente sería cero. Un resultado entre ambos límites expresa, en tanto por uno, el grado de eficiencia exergética del proceso.

Dentro de las irreversibilidades, Kotas desglosó el concepto en intrínsecas y evitables [232]:

$$I = I_{intr} + I_{avoid} \quad (3.54)$$

Como irreversibilidades intrínsecas definió:

Defecto de diseño en la capacidad del equipo de transferencia de calor: enfriadores cuyos flujos corren en paralelo o cuando, incluso cuando los flujos circulan en sentido contrario, la capacidad del intercambiador es inadecuada.

Reacciones químicas incontroladas: cualquier reacción química incontrolada es inherentemente irreversible. Esto tiene interés para este estudio ya que el proceso químico de la combustión es de este tipo.

Razones económicas: en determinados componentes se podría incrementar el rendimiento mediante su sobredimensionamiento, por ejemplo, incrementando la superficie en los intercambiadores. La razón por la que existen dichas irreversibilidades es habitualmente económica debido a que los equipos de mayor talla tienen mayor coste unitario. Ouyang et al. mencionan que es habitual que el incremento de exergía en el sistema pase por incrementar también el coste de este [242]. El término acuñado por Yang et al. *Net Power Index* (W/\$) define el ratio de trabajo útil del sistema frente al coste total de los equipos [136].

Crítica al concepto de exergía

Mora Casal discute en su artículo *Crítica al concepto de exergía* los problemas que presenta el uso de la exergía en análisis termodinámicos. A continuación se describe cómo se atajan dichas cuestiones en este estudio [243].

1. **Notación ambigua:** el primer problema planteado es la falta de notación estándar. Los distintos autores utilizan simbologías particulares ($A, B, E, Ex, e, X, \varphi$). Esta tesis utiliza la notación propuesta por Kotas en su libro *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis* [232].
2. **Estados de referencia ambiguos:** Mora Casal discute la falta de estandarización a la hora de elegir el estado de referencia por los distintos autores. Esta tesis utiliza las condiciones ambientales señaladas en la norma ISO 15550:2016 - *Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — General requirements* [236].
3. **Aplicabilidad a procesos reales:** el tercer problema planteado se relaciona con los conceptos termodinámicos de base, puesto que sigue resultando necesario calcular el rendimiento máximo (Ciclo de Carnot) y realizar mediciones para conocer el rendimiento real de la instalación. Este estudio resuelve este problema realizando mediciones reales.

4. **Redundancia con respecto a otras propiedades:** Mora Casal plantea si realmente este concepto realiza una aportación novedosa. Esta tesis utiliza el análisis exergético debido a que, una vez hecho un análisis energético previo, resulta una herramienta útil para visualizar las ineficiencias.
5. **Inconsistencia entre Exergía y Trabajo perdido:** relaciona el enunciado que dice que la Exergía debe ser positiva con el uso de la máquina frigorífica. No aplica para este estudio.
6. **Aplicabilidad de los resultados del Análisis Exergético:** el problema planteado radica en el hecho de que los resultados del análisis no siempre son aplicables. Este estudio valoró tanto el análisis energético como el exergético debido a su carácter complementario.

3.2.3.2 Análisis exergético del motor diésel

Utilizando el planteamiento anterior, se describen los procesos relacionados con el motor diésel de cuatro tiempos. Este análisis tiene el propósito de evaluar la cantidad de energía útil y disponible para el reaprovechamiento. El estudio se divide en dos partes: una primera global, en la que el motor se toma como un sistema único que interacciona con el ambiente. La segunda parte estudia el motor de manera local, analizando la exergía de los subcomponentes que forman las distintas partes de la máquina.

Con el ánimo de simplificar el proceso de cálculo se asume:

- Las pérdidas de carga en tuberías y colectores son inapreciables.
- El flujo de calor es el estudiado, no existiendo pérdidas adicionales por transferencia de calor.
- La mezcla de gas en la cámara de combustión se comporta como un gas ideal.
- No existe recirculación de gases de escape.
- Las deformaciones inelásticas no existen o son inapreciables.
- Las magnetizaciones o polarizaciones no existen o son inapreciables.

Análisis exergético global

En este análisis se trata la máquina como un único sistema abierto que intercambia masa y energía con el ambiente. Además de las condiciones ambientales previamente descritas, se define la composición final del estado de referencia en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9 - Composición química del ambiente, estado muerto verdadero [233].

Compuesto	Porcentaje
Nitrógeno (N ₂)	75,67
Oxígeno (O ₂)	20,35
Hidrógeno (H ₂)	3,03
Dióxido de Carbono (CO ₂)	0,03
Otros	0,92

Para el cálculo de la variación exergética se utiliza la Ecuación 3.55:

$$\Delta Ex = (E_{out} - E_{in}) + p_0 \cdot (V_{out} - V_{in}) - T_0 \cdot (S_{out} - S_{in}) \quad (3.55)$$

En el análisis exergético global se idealiza el motor de combustión a un volumen de control que admite combustible y aire, liberando gases de escape. De la energía inicial contenida en el combustible y el aire de admisión se obtiene trabajo en el eje y pérdidas, recuperables y no recuperables. La ecuación que rige este balance del flujo exergético global será:

$$Ex_{fuel} + Ex_{charge.air} = W_{shaft} + E_{losses} \quad (3.56)$$

En donde la exergía procedente del combustible Ex_{fuel} se calcula:

$$Ex_{fuel} = Ex_{phys} + Ex_{chem} \quad (3.57)$$

$$\mu_i = Ex_{fuel} \quad (3.58)$$

siendo μ_i la Energía Libre de Gibbs. Las exergías exergía física y química se calculan:

$$Ex_{phys} = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \approx 0 \quad (3.59)$$

$$Ex_{chem} = \left(1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \cdot \left[1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right] \right) \cdot LHV \quad (3.60)$$

En el caso de los motores marinos dependerá del tipo de combustible utilizado. Si se utilizan combustibles pesados, estos se precalientan con el fin de adecuar su viscosidad a la necesaria para la inyección. Este precalentamiento hace que, en referencia a la temperatura del estado muerto, el combustible contenga cierta exergía física. En la práctica, las diferencias de temperatura son pequeñas y no aportan una cantidad de exergía sensible, en comparación con la exergía química. Rakopoulos y Giakoumis determinaron que esta exergía física es menor del 0,2 % de la exergía química y por tanto resulta despreciable [233]. Sabido esto y teniendo en cuenta que el combustible utilizado en el buque caso de estudio, gasóleo DMA, no necesita precalentamiento se consideró la exergía física despreciable.

En la expresión de la exergía química, los términos h , c , o y s son las fracciones molares del hidrógeno, carbono, oxígeno y azufre, respectivamente. En el caso de utilizar un combustible diésel con una formulación del tipo $C_{14,4}H_{24,9}$ se puede tomar la aproximación de Stepanov [244]:

$$\frac{Ex_{chem}}{LHV} = 1,0699 \quad (3.61)$$

Con lo que, conocido el poder calorífico inferior del combustible a utilizar en la prueba, se estimó el valor de la exergía química.

La exergía contenida en el aire de carga será:

$$Ex_{charge.air} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{charge.air.inlet}} \right) \cdot Q_{charge.air} \quad (3.62)$$

obteniendo el calor del aire $Q_{charge.air}$ de la Ecuación 3.17.

Por otro lado, a la salida del volumen de control se tiene trabajo mecánico en el eje. Dentro del cilindro, el trabajo es producido en el tiempo entre el cierre de la válvula de admisión y la apertura de la válvula de escape y se calcula integrando:

$$\frac{\delta W}{\delta \theta} = (P - P_0) \cdot \frac{\delta V}{\delta \theta} \quad (3.63)$$

donde θ representa el ángulo del cigüeñal, P la presión del cilindro, P_0 la presión de referencia y V el volumen instantáneo del cilindro para un determinado ángulo de cigüeñal. En esta tesis, este cálculo se validó con las medidas obtenidas del torsiómetro instalado. Una vez conocidas las exergías de entrada y el trabajo útil se reorganiza la Ecuación 3.56 para conocer las pérdidas del sistema:

$$E_{losses} = (Ex_{fuel} + Ex_{charge.air}) - W_{shaft} \quad (3.64)$$

las cuales se dividen a su vez en dos términos:

$$E_{losses} = Ex_{out} + \dot{I} \quad (3.65)$$

donde Ex_{out} representa la exergía de salida, flujos energéticos recuperables (calor contenido en los gases de escape, agua de refrigeración, calor radiado por el bloque, etc.). El término \dot{I} recopila aquellos procesos en los cuales la pérdida energética no es recuperable (combustión, mezcla, etc.).

Análisis exergético local

El motor diésel, en la conversión energética desde el combustible hasta el trabajo mecánico en el eje, pasa por un número de procesos intermedios. A lo largo de dicha conversión, determinados procesos sufren irreversibilidades. A continuación, se enumeran las pérdidas obtenidas en la Ecuación 3.56:

1. Entradas de exergía desde el ambiente al sistema:
 - 1.1. Combustible.
 - 1.2. Aire de admisión.
2. Salidas de exergía desde el sistema al ambiente:
 - 2.1. Trabajo en el eje.
 - 2.2. Calor evacuado en el agua de refrigeración LT.
 - 2.3. Calor evacuado en el agua de refrigeración HT.
 - 2.4. Calor evacuado en el enfriador de aceite.
 - 2.5. Calor evacuado en los gases de escape.
 - 2.6. Calor evacuado en el enfriador de aire de carga.
 - 2.7. Calor disipado por el bloque motor.
 - 2.8. Irreversibilidades causadas por la reacción de combustión.
 - 2.9. Irreversibilidades causadas por la fricción entre componentes.
 - 2.10. Irreversibilidades causadas por los procesos de mezcla.

La Figura 3.9 muestra los circuitos estudiados en el análisis exergético local.

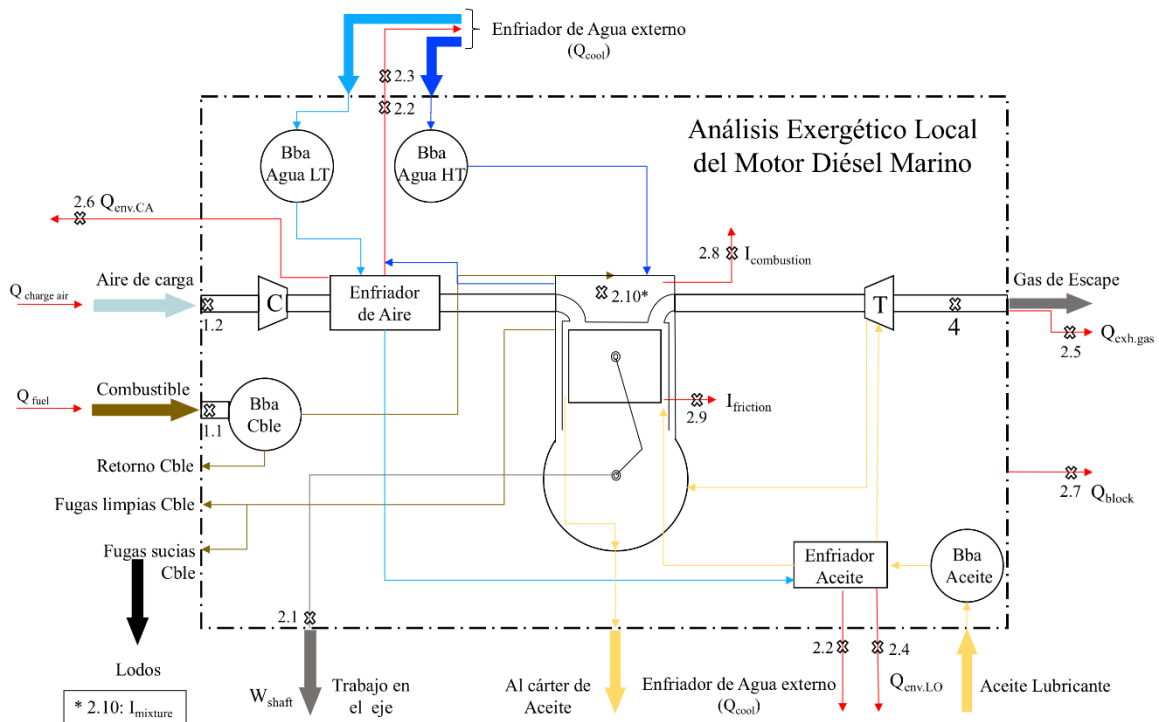


Figura 3.9 - Esquema del motor y los subsistemas estudiados en el análisis exergético local.

Dicho balance exergético local se expresa de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 \dot{Ex}_{fuel} + \dot{Ex}_{charge.air} = & W_{shaft} + \dot{Ex}_{cool} + \dot{Ex}_{env.LO} + \dot{Ex}_{exh.gas} \\
 & + \dot{Ex}_{env.CA} + \dot{Ex}_{block} + \dot{I}_{comb} + \dot{I}_{friction} + \dot{I}_{bb} + \dot{I}_{mixture}
 \end{aligned} \quad (3.66)$$

El cálculo de los tres primeros términos (\dot{Ex}_{fuel} , $\dot{Ex}_{charge.air}$ y W_{shaft}) será el descrito en las Ecuaciones 3.57; 3.62 y 3.63. El resto de términos de la Ecuación 3.66 son analizados a continuación:

- \dot{Ex}_{cool} : exergía que el refrigerante evacúa mediante dos circuitos de agua, HT y LT. En motores diésel marinos en general y para este caso en particular ambos circuitos contienen el mismo fluido. La exergía del Agua HT se calcula:

$$\dot{Ex}_{coolHT} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{coolHT.in}}\right) \cdot \dot{Q}_{coolHT} \quad (3.67)$$

donde el calor cedido al Agua HT es:

$$\dot{Q}_{coolHT} = \dot{m}_{coolHT} \cdot C_{p_{coolHT}} \cdot (T_{coolHT.in} - T_{coolHT.out}) \quad (3.68)$$

Para el Agua LT el cálculo será:

$$\dot{Ex}_{coolLT} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{coolLT.in}}\right) \cdot \dot{Q}_{coolLT} \quad (3.69)$$

donde el calor cedido al Agua LT:

$$\dot{Q}_{coolLT} = \dot{m}_{coolLT} \cdot C_{p_{coolLT}} \cdot (T_{coolLT.in} - T_{coolLT.out}) \quad (3.70)$$

Una vez obtenidos los resultados para cada circuito por separado se obtuvo la exergía total del proceso de refrigeración:

$$Ex_{cool}^{\dot{}} = Ex_{coolHT}^{\dot{}} + Ex_{coolLT}^{\dot{}} \quad (3.71)$$

- $Ex_{env.LO}^{\dot{}}$: el calor evacuado por el aceite, principalmente debido a procesos de combustión y fricción, es a su vez evacuado en su mayoría por el circuito Agua LT en el enfriador de aceite, cuantificado en la Ecuación 3.70. Adicionalmente, una parte del calor contenido en el aceite es transferida al ambiente:

$$Ex_{env.LO}^{\dot{}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{LO.in}}\right) \cdot Q_{env.LO}^{\dot{}} \quad (3.72)$$

siendo el calor disipado por el enfriador de aceite al ambiente el calculado en la Ecuación 3.9.

- $Ex_{exh.gas}^{\dot{}}$: representa la fracción de calor cedida al ambiente por el flujo de gases de escape y de la cual puede obtenerse trabajo útil. El calor cedido será:

$$Q_{exh.gas}^{\dot{}} = m_{exh.gas} \cdot Cp_{exh.gas} \cdot (T_{exh.gas.afterTC} - T_0) \quad (3.73)$$

La exergía contenida en los gases de escape es producida en la cámara de combustión. En este estudio, únicamente se consideró la operación estacionaria del motor, sin transitorios, y las propiedades termodinámicas del fluido se hallaron midiendo presiones y temperaturas.

$$Ex_{exh.gas}^{\dot{}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{exh.gas.afterTC}}\right) \cdot Q_{exh.gas}^{\dot{}} \quad (3.74)$$

- $Ex_{env.CA}^{\dot{}}$: el aire succionado del exterior pasa por el compresor donde incrementa su presión y por tanto su temperatura. Antes de ingresar en la cámara de combustión debe ser enfriado debido a que el calentamiento lleva asociada una disminución de la densidad con respecto a las condiciones de referencia, lo cual implica una disminución del rendimiento volumétrico [245]. La mayor parte de la energía térmica del aire de carga se disipa a través del circuito Agua LT que recorre el enfriador de aire en el motor caso de estudio, pero una fracción se disipa en el ambiente. La energía útil de la fracción de calor transferida al ambiente se calcula:

$$Ex_{envCA}^{\dot{}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{charge.air.in}}\right) \cdot Q_{env.CA}^{\dot{}} \quad (3.75)$$

- $Ex_{block}^{\dot{}}$: el calor radiado por el bloque motor al ambiente, considerado en estudios previos como una irreversibilidad [246], se propone en esta tesis como un proceso exergético del cual se puede extraer una parte de energía útil:

$$Ex_{block}^{\dot{}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{block}}\right) \cdot Q_{block}^{\dot{}} \quad (3.76)$$

- I_{comb} : los procesos termodinámicos que involucran cambios de temperatura están expuestos a generar entropía y, por tanto, a una destrucción de exergía. Rakopoulos y Giakoumis afirmaron que la mayor destrucción de exergía en el motor se da en la combustión y que esta irreversibilidad está directamente relacionada con la duración de la combustión [233]. Razmara et al. propusieron un modelo de control para motores de combustión interna en el cual identificaron las irreversibilidades debidas a la combustión como el mayor destructor de exergía, siendo responsable de un 40 % del total destruido [247]. Posteriormente, Yao et al. confirmaron los estudios de Razmara et al., obteniendo una destrucción exergética debida a la combustión del 36 %. Incluso teniendo en cuenta el buque como un único sistema, Baldi et al. demostraron mediante un análisis energético-exergético holístico que la mayor destrucción exergética total era debida al proceso de combustión del motor diésel [109]. El valor de dicha destrucción se calcula:

$$I_{comb} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{gas}}\right) \cdot \dot{Q}_{cham} \quad (3.77)$$

- $I_{friction}$: las irreversibilidades relacionadas con los procesos de fricción se obtuvieron utilizando la correlación de Chen & Flynn, donde la FMEP multiplicada por el volumen desplazado obtiene el valor de la exergía destruida por la fricción [113]:

$$FMEP = c_1 + c_2 \cdot P_{max} + c_3 \cdot U_p + c_4 \cdot U_p^2 \quad (3.78)$$

las constantes c_1, c_2, c_3 y c_4 se determinan a partir de datos experimentales. El valor de la presión máxima del cilindro y la velocidad media del pistón vienen dados por los términos P_{max} y U_p , respectivamente. La presión máxima fue obtenida mediante mediciones en campo y la velocidad media del pistón mediante cálculo, en base a las revoluciones del motor. En este estudio se utilizó la teoría de Lupul para los diferentes coeficientes c , quien determinó los siguientes valores [248]:

$$c_1 = 0,20; c_2 = 0,004; c_3 = 0,007 \text{ y } c_4 = 0,0008$$

La fricción varía al incrementar la carga o la velocidad del motor y es por ello que el valor FMEP varía con la presión de combustión y la velocidad del pistón. Rosenberg y Heywood confirmaron que las pérdidas por fricción se mantienen prácticamente constantes en valores en torno al 25 % del total durante toda la carga, desde el 15 % MCR, únicamente disminuyendo sensiblemente cuando el motor opera a plena carga [113], [249].

Conocido el valor de FMEP, las irreversibilidades causadas por la fricción se calculan:

$$I_{friction} = FMEP \cdot V_d \quad (3.79)$$

En la práctica, las pérdidas derivadas de la fricción se pueden obtener de las cuatro formas expuestas por Heywood, descritas en la sección 3.2.2.2.

- \dot{I}_{bb} : las pérdidas por *blow by* dependen del estado de conservación del motor, así como su desgaste.

$$\dot{I}_{bb} = \dot{m}_{bb} \cdot h_{bb}^{exhaust} \simeq 0 \quad (3.80)$$

Al ser estudiado como un proceso adiabático, las irreversibilidades ocasionadas por las pérdidas energéticas por *blow by* se consideraron despreciables.

- $\dot{I}_{mixture}$: la mezcla del aire de admisión y combustible contiene dos subprocesos, el químico ya que son dos sustancias heterogéneas y el físico, debido a que las temperaturas y presiones de ambos compuestos son diferentes. Asumiendo que el subproceso químico es inapreciable debido a que el grueso de la reacción a nivel molecular se da durante la combustión y utilizando la relación de Gouy-Stodola para el proceso de mezcla con transferencia de calor [232]:

$$\dot{I}_{mixture} = T_0 \cdot \left(\dot{m}_{charge.air} \cdot [s_{final} - s_{charge.air}] + \dot{m}_{fuel} \cdot [s_{final} - s_{fuel}] - \frac{\dot{Q}_{env}}{T_{env}} \right) \quad (3.81)$$

Para el caso de estudio el ambiente es la cámara de combustión y por tanto el calor fluye desde las paredes del cilindro hacia la mezcla. El valor T_{env} se corresponde con la temperatura de las paredes del cilindro en dicho momento.

Para el análisis del motor caso de estudio instalado en el buque Cristina Masaveu, se obtuvo un perfil operacional, en base a la información recogida de los sistemas de monitorización durante el año 2020.

Además de las medidas recogidas por el sistema de monitorización energética y el IAS del buque, se obtuvieron lecturas de presiones máximas de combustión, diagramas de trabajo y medidas de temperatura manuales, mediante termómetro de infrarrojos. Por último, se tomaron y caracterizaron muestras de agua de refrigeración, aceite y gasóleo.

Una vez realizado el análisis desde los enfoques de Primer y Segundo principios de la termodinámica, se comprobó la eficiencia exergética del equipo mediante los siguientes indicadores:

Eficiencia exergética: relaciona el trabajo útil mecánico con la exergía del combustible aportado:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{shaft}}{\dot{Ex}_{fuel}} \quad (3.82)$$

Eficiencia de las irreversibilidades: definida por Kotas como la relación entre las irreversibilidades que presenta el sistema y la energía suministrada al mismo [232]:

$$\lambda_{Ex} = \frac{\dot{I}_{total}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (3.83)$$

3.2.4 Análisis económico

Para justificar el reaprovechamiento propuesto mediante el análisis exergético, se realizó un estudio económico basado en el método del coste específico de la exergía (del inglés *Specific Exergy Costing Method*, SPECO), propuesto por Moran, Seshadri y Torres [98], [250], [251]. Una vez analizados los flujos exergéticos de entrada y salida al motor diésel, se obtiene el coste:

$$\sum_0 \dot{C}_0 + C_{work} = C_{fuel} + \sum_i \dot{C}_i + \dot{Z} \quad (3.84)$$

Ecuación que para el caso concreto del motor diésel marino se expresa como:

$$C_{work} + C_{exhaust} + C_{heat} = C_{fuel} + \dot{Z} \quad (3.85)$$

Donde \dot{C} representa el flujo de coste, en euros por hora, y \dot{Z} el capital invertido junto con los costes de mantenimiento en los que se incurre:

$$\dot{Z} = \frac{PEC \cdot CRF \cdot \phi_{mant}}{N} \quad (3.86)$$

siendo PEC el coste de compra de los equipos (*Purchase Equipment Cost*) y CRF el factor de recuperación de capital (*Capital Recovery Factor*) el cual es calculado como:

$$CRF = \frac{j \cdot (1+j)^n}{(1+j)^n - 1} \quad (3.87)$$

Siendo j la tasa de interés (tipificada en un 12 %) y n la vida útil de los componentes (estimada en 20 años). El término N representa el número de horas anuales en funcionamiento. El motor caso de estudio trabaja 5000 horas por año. Por último, ϕ_{mant} es el factor de mantenimiento que se consideró, al igual que Sayyaadi y Khanmohammadi, 1,06 [252], [253].

El coste del flujo exergético \dot{C} , se calcula:

$$\dot{C} = c \cdot \dot{Ex} \quad (3.88)$$

Donde c es el coste por unidad de exergía, expresado en euros por kWh, y \dot{Ex} el flujo exergético. Particularizando la Ecuación 3.88 para el motor diésel:

$$c_w \cdot \dot{W}_{shaft} + c_{exh.gas} \cdot \dot{H}_{exh.gas} + c_{heat} \cdot \dot{Ex}_{heat} = c_{fuel} \cdot \dot{Ex}_{fuel} + \dot{Z} \quad (3.89)$$

La aportación de energía al motor mediante el combustible tiene el propósito de obtener trabajo mecánico. El calor residual y la entalpía presente en los gases de escape son subproductos no deseados. Debido a esto se asumió que el coste por unidad de exergía es idéntico:

$$c_{fuel} = c_{exh} = c_{heat} \quad (3.90)$$

Entonces, el coste por unidad de exergía para el trabajo en el eje viene dado por:

$$c_w = \frac{c_{fuel} \cdot \dot{Ex}_{fuel} + \dot{Z} - c_{heat} \cdot \dot{Ex}_{heat} - c_{exh.gas} \cdot \dot{H}_{exh.gas}}{\dot{W}_{shaft}} \quad (3.91)$$

Además, el calor recuperado del bloque motor y los enfriadores es también un subproducto a consecuencia de que el motor no está específicamente diseñado para obtener ese tipo de energía. En este caso la unidad de coste exergético también se asumió igual a la del trabajo en el eje:

$$c_{w.whr} = c_w = c_{ambient} \quad (3.92)$$

La Ecuación 3.88, al reaprovechar la energía de bloque motor y enfriadores, queda:

$$c_w \cdot \dot{W}_{shaft} + c_{ambient} \cdot \dot{C}_{ambient} = c_{fuel} \cdot \dot{Ex}_{fuel} + \dot{Z} - c_{exh.gas} \cdot \dot{H}_{exh.gas} - c_{heat} \cdot \dot{Ex}_{heat} \quad (3.93)$$

Y el coste exergético unitario para el proceso con recuperación de calor residual será:

$$c_{w.whr} \cdot (\dot{W}_{shaft} + \dot{C}_{ambient}) = c_{fuel} \cdot (\dot{Ex}_{fuel} - \dot{H}_{exh.gas} - \dot{Ex}_{heat}) + \dot{Z} \quad (3.94)$$

$$c_{w.whr} = \frac{c_{fuel} \cdot (\dot{Ex}_{fuel} - \dot{H}_{exh.gas} - \dot{Ex}_{heat}) + \dot{Z}}{(\dot{W}_{shaft} + \dot{C}_{ambient})} \quad (3.95)$$

3.2.5 Análisis ambiental

Una de las técnicas para impedir los efectos indeseados de los procesos de conversión energética es la reducción del consumo de combustible. La combustión de la mezcla aire-combustible libera a la atmósfera partículas de CO₂ y otros gases nocivos como CO, SO_x y NO_x. En las proporciones en que se presenta en la naturaleza, el CO₂ no solo no es nocivo sino que resulta necesario para el proceso de fotosíntesis de las plantas [254]. El problema radica en que en la actualidad el CO₂ es el contaminante antropogénico mayoritario, con 36 300 millones de toneladas emitidas a nivel mundial durante el año 2021 [255].

Además del CO₂, existen otros contaminantes que influyen notablemente. Dejando de lado el CO₂, el 90 % de las emisiones contaminantes se concentran en CO, SO_x, NO_x y partículas (PM_{2.5} y PM₁₀). Este hecho es de especial relevancia en los buques mercantes equipados con motores de combustión interna ya que las emisiones de los gases de escape a la atmósfera contienen dichos compuestos.

En el caso del monóxido de carbono, las emisiones en motores diésel son menores que en motores de explosión, pero igualmente a tener en cuenta debido a que concentraciones de 50-100 ppm comienzan a afectar en la salud humana produciendo efectos como somnolencia, dolor de cabeza, vértigo y fatiga [254]. El CO es uno de los grandes contaminantes menos considerado y las ciudades españolas no suelen recoger su medida. Para esta tesis se observaron datos de Gijón, Madrid, Barcelona y Valencia, y ninguna de las cuatro ciudades incluye el CO en sus mediciones de gases contaminantes [256]–[259].

Las emisiones de óxidos de azufre, SO_x, vienen principalmente dadas por la quema de carbones y productos refinados del petróleo que originalmente contengan azufre. Los efectos de estos gases son más notables que en el caso del CO dado que, por ejemplo, para el SO₂ una concentración de 10 ppm ya comienza a afectar a la salud humana, incidiendo sobre el aparato respiratorio [254]. El origen de esta contaminación es conocido por lo que la IMO ha puesto mecanismos de control en marcha, mediante el Anexo VI del Convenio MARPOL. Primeramente se limitó el contenido de azufre en el combustible al 3,5 % en el año 2012, reduciendo ese valor al 0,5 % desde 2020 [260].

En vista de lo anterior, esta tesis ha centrado sus esfuerzos en la observación y reducción de los principales contaminantes: CO₂ y NO_x. Las emisiones de dióxido de carbono al ambiente procedentes de la combustión en motores diésel están en el rango de los 73,3 a 75 g/MJ [261], [262]. Adicionalmente, el fabricante del motor caso de estudio cuantificó en pruebas de banco las emisiones de óxidos de nitrógeno, NO_x, que toman un valor específico de 9,598 g/kWh.

Un incremento en la potencia extraída del motor mientras se mantiene el consumo reducirá las emisiones específicas de la máquina. El calor residual disipado por el bloque motor y sus accesorios es, en definitiva, una porción de combustible quemado pero no aprovechado. Con la recuperación de este calor, las emisiones específicas descienden mientras que se maximiza la potencia extraída de la máquina.

Con el objetivo de cuantificar la reducción de emisiones al aprovechar la energía disipada por el bloque y sus accesorios se calculó primeramente la reducción de emisiones de CO₂ y NO_x teórica, para el caso en que todo el calor residual propuesto como recuperable se reaprovechara.

3.3 Recuperación de calor residual mediante generación termoeléctrica

Una vez analizado el motor diésel marino, y deducido el calor disipado por el bloque motor y sus accesorios, se planteó la recolección de dicha energía térmica residual mediante módulos termoeléctricos. Esto llevó al desarrollo de un prototipo de captador y su instalación en el motor caso de estudio. Si bien el calor disipado por el bloque es una energía de baja calidad (temperaturas en el rango 40-80 °C), el espacio disponible y la facilidad de acceso posicionaron esta opción favorablemente frente a otras con mayores temperaturas, como el conducto de gas de escape.

Añadido a la facilidad para la instalación en el bloque, existe otra razón para no insertar los módulos termoeléctricos en el conducto de gas de escape: hoy día este circuito sufre de una sobrecarga de sistemas. Además de calderas de recuperación, gran número de buques instalan en sus escapes sistemas de reducción y lavado de gases, como SCRs y *scrubbers*, los cuales disminuyen la temperatura del gas y, por tanto, la energía térmica disponible. A la hora de recuperar energía térmica de la corriente de gas de escape se debe tener presente la problemática que plantea la corrosión de punto frío, razón por la cual es habitual que los fabricantes impongan un límite mínimo en la temperatura del gas, en torno a los 140 °C. Por último, la pérdida de carga producida por el prototipo termoeléctrico podría suponer un aumento en el consumo de combustible al tener que vencer el gas de escape una contrapresión excesiva [263].

A la hora de decidir el emplazamiento del prototipo en el propio bloque motor, se valoró en gran medida que el equipo está sujeto a mantenimientos constantes por lo que se evitaron lugares que entorpeciesen las tareas del personal de Máquinas.

3.3.1 Teoría de los efectos termoeléctricos

La conversión termoeléctrica se realiza por medio de diversos efectos físicos, algunos a nivel atómico. Los efectos más relevantes, explicados a continuación, pueden ser estudiados con la forma básica: el par de metales disimilares, mostrado en la Figura 3.10:

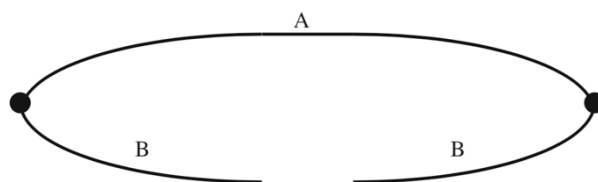


Figura 3.10 - Par de metales disimilares [155].

Efecto Seebeck

El termopar de la Figura 3.10 está formado por dos metales disimilares, conocidos como termoelementos. Estos son asumidos como isentrópicos, están conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. Si los extremos son mantenidos a diferentes temperaturas, el termopar genera una fuerza electromotriz en los bornes del circuito que se expresa:

$$V = \alpha \cdot (T_{hot} - T_{cold}) = \alpha \cdot \Delta T \quad (3.96)$$

Siendo α el coeficiente Seebeck y T_{hot} y T_{cold} las temperaturas de los focos caliente y frío. Para diferencias de temperatura pequeñas, como las tratadas en esta tesis, esta relación es lineal [155], [156], [264]. La Figura 3.11 muestra el esquema de un circuito termoelectrico moderno, evolución del termopar básico.

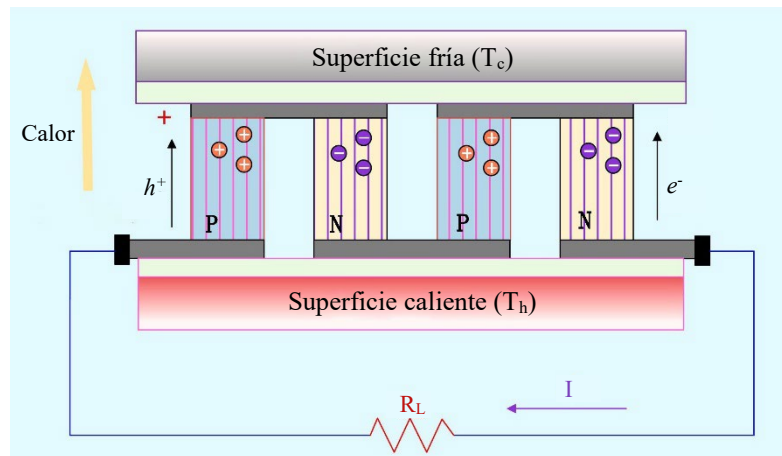


Figura 3.11 - Circuito termoelectrico moderno [265].

El efecto Seebeck puede explicarse por la difusión de los portadores de carga, electrones, desde el foco caliente al foco frío, como resultado del gradiente de temperatura. Por tanto, el coeficiente Seebeck expresa la entropía transportada con una carga, dividida por la carga misma. Para clarificar esto, resulta interesante desglosar el término en dos: el primero representa el cambio neto de entropía en el transportador, el electrón. El segundo término representa la energía transportada en el proceso de transferencia. Es decir, el coeficiente Seebeck resulta la suma de las contribuciones asociadas con la presencia de electrones y su movimiento [156]:

$$\alpha = \alpha_{electrons} - \alpha_{movement} \quad (3.97)$$

A nivel nano estructural, el coeficiente Seebeck depende del número de electrones, su masa efectiva y su temperatura. Es por esto que autores como Mishima et al. sugirieron que la expresión correcta de los coeficientes de transporte termoelectrico debía estar dada en función de la energía de Fermi [266].

La corriente generada por el efecto Seebeck es continua lo cual la hace idónea para su almacenamiento en baterías.

Efecto Peltier

La aplicación de una fuerza electromotriz en bornes del termopar produce un flujo de corriente que crea un calentamiento q en un extremo y un enfriamiento, captación de calor, en el otro. La relación entre la corriente circulante por el circuito y el calentamiento producido dan lugar al coeficiente Peltier:

$$\pi = \frac{I_{elec}}{q} \quad (3.98)$$

El efecto Peltier cobra relevancia con relación al efecto Seebeck puesto que se le puede considerar la consecuencia recíproca de este último. Es habitual encontrar celdas Peltier en pequeños sistemas de refrigeración, aunque se debe destacar que el poder de enfriamiento de dichas celdas será negativo hasta que consiga contrarrestar el calentamiento producido por el efecto Joule. En ambos efectos, Seebeck y Peltier, se considera por convenio la circulación de la corriente en sentido horario como positiva. La Figura 3.12 muestra el rango de efectividad de una celda Peltier.

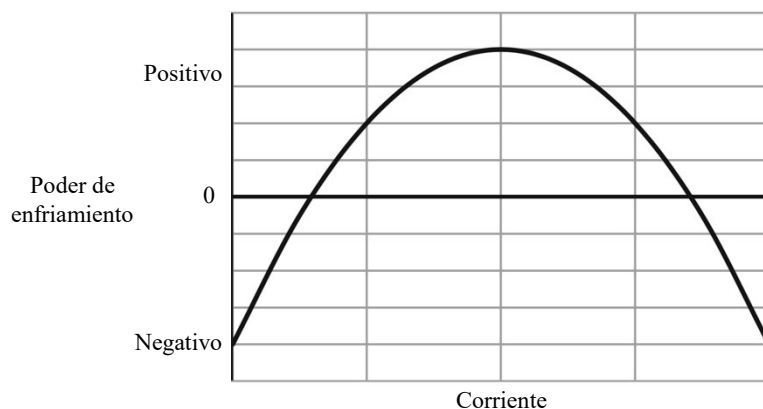


Figura 3.12 - Curva de enfriamiento de una celda Peltier [155].

Efecto Thomson

El efecto Thomson describe la generación de calor reversible que resulta fruto de la circulación de corriente pero a través de un único conductor. Goldsmid lo definió como el calentamiento por unidad de longitud que resulta de la circulación de corriente por un conductor, el cual está sometido a una diferencia de temperatura en sus extremos [155]. Para un conductor homogéneo, la producción de calor será:

$$Q = \rho \cdot J^2 - \beta \cdot J \cdot \frac{\delta T}{\delta x} \quad (3.99)$$

Donde el calor Q emitido o absorbido por el material vendrá dado en función de la resistividad del material, ρ ; su densidad de corriente, J ; el coeficiente Thomson, β y el gradiente de temperatura entre los extremos del conductor estudiado, $\frac{\delta T}{\delta x}$. En el momento en que la corriente cambie de sentido, el segundo término de la Ecuación 3.99 cambiará de signo, pasando a sumar en lugar de restar.

Si el gradiente de temperatura entre extremos es pequeño, la relación responde a la expresión:

$$q = \beta \cdot I_{elec} \cdot \Delta T \quad (3.100)$$

siendo ΔT la diferencia de temperatura entre los extremos del conductor.

El efecto Thomson no está considerado como un efecto termoeléctrico primario y autores de diversas publicaciones lo omiten en sus estudios [267]–[269]. Este efecto tiene un impacto menor en el rendimiento del módulo termoeléctrico, habitualmente dos veces menos que el efecto Joule [270]. Sandoz-Rosado et al. demostraron que despreciar el efecto Thomson al utilizar un coeficiente Seebeck promediado no influyó en el cálculo de la producción eléctrica [271].

La Figura 3.13 presenta una relación entre los tres efectos termoeléctricos más relevantes. Dependiendo de la orientación de la carga y el sentido de circulación de la corriente, el calor es absorbido o liberado.

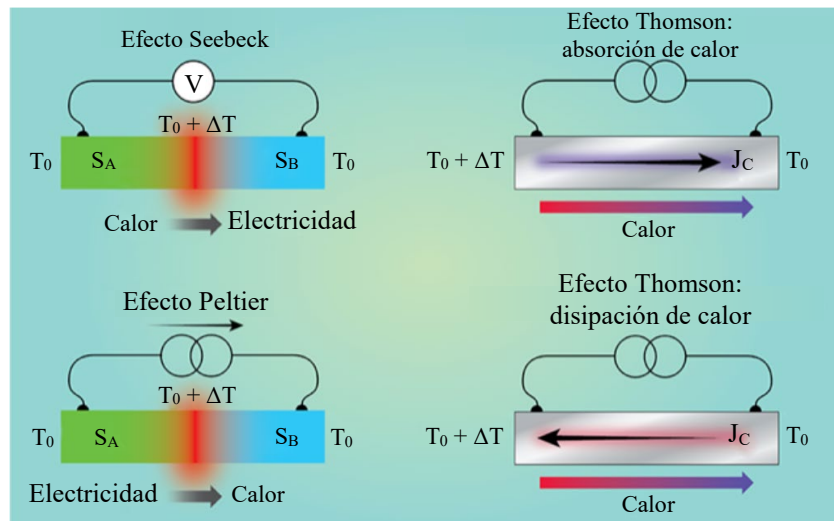


Figura 3.13 - Efectos termoeléctricos Seebeck, Peltier y Thomson [272].

Dentro del efecto Thomson, si el movimiento de las cargas eléctricas no afecta de manera apreciable a la red de la que lo rodea, es decir su efecto es demasiado débil, se aproxima el calor de Thomson al calor específico en condiciones de equilibrio. En caso contrario, cuando el enlace entre electrón y fonón es lo suficientemente fuerte surgirá el efecto conocido como arrastre de fonones (*phonon-drag*).

Efecto Joule

Este efecto se basa en la Ley Joule-Lenz, la cual enuncia que la potencia calorífica generada por un conductor eléctrico es proporcional al producto de su resistencia por el cuadrado de la corriente circulante:

$$\frac{Q}{t} = I_{elec}^2 \cdot \Omega \quad (3.101)$$

donde Q es el calor producido por el conductor y t el tiempo de aplicación de la corriente eléctrica.

La relación entre calor y tiempo se puede expresar como potencia:

$$\frac{Q}{t} = P_{elec} \quad (3.102)$$

$$P_{elec} = I_{elec}^2 \cdot \Omega \quad (3.103)$$

La diferencia de tensión entre dos puntos del conductor crea un campo eléctrico que excita los electrones en la dirección de este campo, dotándolos de energía cinética que posteriormente pasa a ser energía térmica. A diferencia del efecto Peltier, donde el calentamiento generado afecta únicamente al foco caliente del termopar, el efecto Joule produce un calentamiento en todo el conjunto.

En un primer momento podría parecer que los efectos Peltier y Joule son iguales porque ambos producen, a priori, un calentamiento en el conductor como reacción al paso de una corriente eléctrica. La diferencia es que el efecto Joule es irreversible debido a que, como se aprecia en la Ecuación 3.103, depende del cuadrado de la corriente circulante. Esto hace que el resultado sea siempre positivo, independientemente del sentido de la corriente. En cambio, el efecto Peltier depende linealmente de la corriente y por tanto sí se ve influenciado por el sentido de circulación de esta, haciendo que el calor pueda ser cedido o absorbido [273]. Es por esto que el calentamiento producido por el efecto Joule es irreversible y, aunque debe ser tenido en cuenta dentro de los estudios energéticos, no es reaprovechable de la manera que sí lo son el resto de efectos termoeléctricos [274]–[276].

Por otra parte, los efectos Thomson y Joule pueden asemejarse cuando las corrientes circulantes son de pequeño amperaje. El calor tratado por el efecto Thomson es reversible y su emisión o absorción depende del sentido de circulación de la corriente. El efecto Joule, al ser irreversible, siempre será cedido. De esto se deduce que, bajo corrientes de pequeño amperaje y mismo sentido de circulación, los efectos Thomson y Joule se pueden mimetizar. A medida que la corriente circulante sube su amperaje la diferencia se hace perceptible.

Ley de conducción de calor de Fourier

Aunque no es directamente un efecto termoeléctrico, el análisis de las fluctuaciones de temperatura propuesto por Fourier resulta útil para comprender el comportamiento del módulo termoeléctrico. En su obra *The Analytical Theory of Heat*, Fourier enunció que el flujo de calor originado por la conducción térmica es proporcional a la magnitud del gradiente de temperatura y opuesto a este en signo [277]:

$$q_x = -\lambda \cdot \frac{\delta T}{\delta x} \quad (3.104)$$

donde q_x es el vector de flujo de calor, λ la conductividad térmica y $\frac{\delta T}{\delta x}$ el gradiente de temperatura por unidad de longitud. La ley de Fourier proveyó la definición de la conductividad térmica y sentó la base para la determinación de su valor [277].

A modo de resumen, se expone la Figura 3.14. Esta imagen aglutina los principales efectos termoeléctricos que se dan en un generador de efecto Seebeck expuesto a una fuente de calor. En la parte superior derecha se aprecia la energía recuperable.

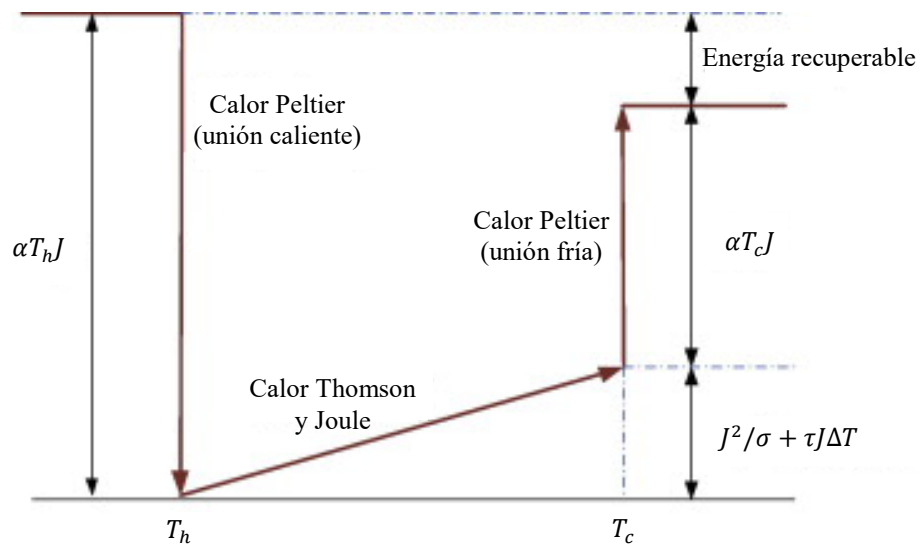


Figura 3.14 - Flujo de calor en un generador termoeléctrico [278].

Observando la Figura 3.14 se deduce que la interacción entre los distintos efectos termoeléctricos, reversibles y no reversibles, es una de las principales razones de la baja eficiencia que presenta este sistema de conversión energética.

Relaciones recíprocas de Onsager

Lars Onsager enunció, en 1931, diversas reciprocidades que expresan la igualdad de determinados flujos y fuerzas en sistemas termodinámicos en los que ocurren dos procesos de transporte irreversibles simultáneamente. Estos pueden ser conducción de calor, conducción eléctrica y difusión.

Onsager demostró sus relaciones recíprocas aplicándolas a la termoelectricidad, justificando de esta manera la reciprocidad entre los efectos Seebeck y Peltier. Dichas relaciones dejarían de cumplirse cuando estén presentes fuerzas de Coriolis o fuerzas magnéticas externas [279], [280].

Relaciones de Kelvin

En la práctica, resulta más sencillo medir el coeficiente Seebeck que el Peltier por lo que, aunque ambos deben ser tenidos en cuenta en los estudios de conversión termoeléctrica, es habitual mostrar el coeficiente Peltier como una equivalencia del Seebeck. Las relaciones de Kelvin, también conocidas como relaciones de Thomson, facilitan la equivalencia entre los coeficientes Peltier y Seebeck.

$$\pi_{ab} = \alpha_{ab} \cdot T \quad (3.105)$$

Asimismo, los coeficientes Seebeck y Thomson se relacionan mediante la siguiente expresión:

$$\frac{\delta \alpha_{ab}}{\delta T} = \frac{\beta_a - \beta_b}{T} \quad (3.106)$$

La validez de estas relaciones ha sido demostrada para los materiales termoeléctricos más comunes y se asumen válidas para todos los materiales utilizados en aplicaciones termoeléctricas comerciales [156].

El factor de mérito en la generación termoeléctrica

El termopar obedece las leyes de la termodinámica por lo que una diferencia de temperaturas mayor entre los focos frío y caliente aumentará la eficiencia de Carnot. En el caso de considerarlo como un elemento ideal, sin pérdida de calor, la eficiencia de este viene definida por la potencia eléctrica vertida en relación con el calor absorbido en el foco caliente. En un módulo termoeléctrico real, además de la energía de entrada respecto a la de salida, se han de tener en cuenta otros factores como: conductividades térmica y eléctrica, y coeficiente Seebeck de los materiales que lo conforman. También se podrían tener en cuenta las resistencias de las uniones del foco frío y el foco caliente, aunque estas últimas se asumen como despreciables frente a la suma de resistencias del termopar [156].

Sabido esto, la eficiencia del módulo termoeléctrico se obtiene:

$$\phi = \frac{I_{elec}^2 \cdot \Omega}{\lambda' \cdot (T_{hot} - T_{cold}) - \frac{1}{2} I_{elec}^2 \cdot R} \quad (3.107)$$

Donde λ' es la conductividad térmica en paralelo y Ω la resistencia eléctrica en serie, ambas referidas al par a-b. En materiales termoeléctricos, las conductividades eléctrica, térmica y el coeficiente Seebeck varían con la temperatura. Esta variación debe ser observada tanto en aplicaciones de generación termoeléctrica como de refrigeración aunque, al influir mínimamente, es habitual utilizar la temperatura media dentro del gradiente de operación [281].

El término conocido como factor de mérito del termopar viene dado por:

$$zT = \frac{\alpha_{ab}^2}{\Omega \cdot \lambda'} \quad (3.108)$$

donde el coeficiente Seebeck de la Ecuación 3.108 es obtenido desde los coeficientes Seebeck individuales de cada material semiconductor (tipo P y tipo N) [282]:

$$\alpha_{ab} = \frac{(\alpha_P \cdot \sigma_P) + (\alpha_N \cdot \sigma_N)}{\alpha_P + \alpha_N} \quad (3.109)$$

Para calificar un generador como de alta eficiencia, el factor de mérito debe ser alto (idealmente $zT > 1$) [283], [284]. El factor de mérito varía con la temperatura. La Figura 3.15 muestra esta variación de zT con la temperatura para diferentes materiales.

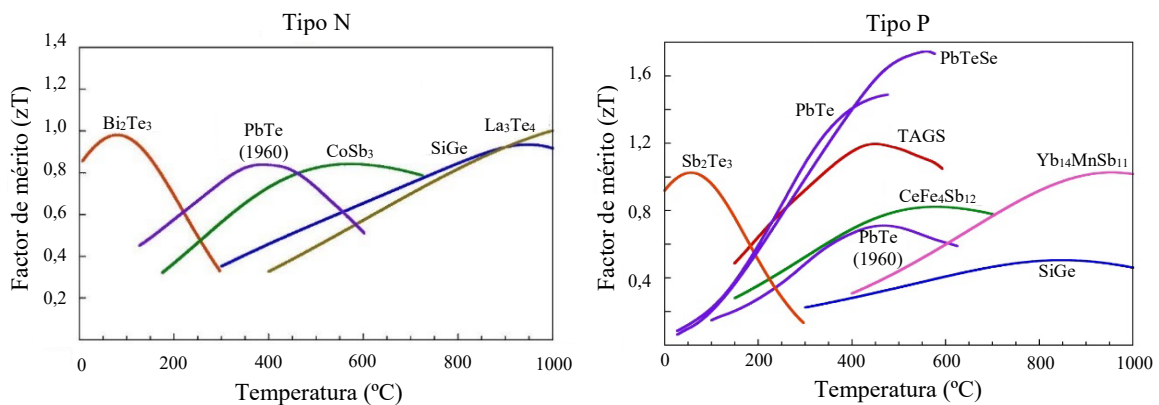


Figura 3.15- Comparativa del zT de varios materiales y su variación con la temperatura [285].

El factor de mérito del módulo termoelectrico puede ser hallado mediante medidas independientes del coeficiente Seebeck y las conductividades térmica y eléctrica, aunque también es posible determinar su valor directamente, siempre que las otras dos sean conocidas. El proceso habitual es medir el coeficiente Seebeck y que la conductividad eléctrica, σ , sea un término conocido. Desde ahí se deduce la conductividad térmica. La resistividad eléctrica, ρ , se relaciona con la conductividad mediante la Ecuación 3.110:

$$\Omega = \rho \cdot \frac{A}{l} \quad (3.110)$$

$$\rho = \frac{1}{\sigma} \quad (3.111)$$

siendo A la sección del conductor y l su longitud. Sustituyendo en la Ecuación 3.108:

$$zT = \frac{\alpha_{ab}^2 \cdot \sigma \cdot T}{\lambda} \quad (3.112)$$

donde el producto del coeficiente Seebeck elevado al cuadrado y multiplicado por la conductividad eléctrica ($\alpha^2 \cdot \sigma$) es conocido como Factor de Potencia Eléctrico [155], [156].

El objetivo a la hora de optimizar un TEG es conseguir que la conductividad térmica sea lo más reducida posible. Esto, a nivel práctico, resulta una tarea compleja de realizar sin afectar a las propiedades electrónicas del material [282].

Efecto termoelectrico a muy bajas temperaturas: arrastre de fonones

Un material ideal a una temperatura determinada contiene electrones libres. En la práctica, en un material termoelectrico real como un metal o un semiconductor, los electrones no se mueven en el vacío, sino que interactúan constantemente, colisionando con la red que forma el material. En el caso de que estas interacciones sean débiles es posible idealizar el concepto de electrones libres. Pero si las interacciones son fuertes, se debe tener en cuenta este efecto, conocido como arrastre de fonones [286]–[289].

En el conductor ideal, donde las interacciones entre electrones y red son débiles, el único mecanismo que hace fluir una corriente eléctrica es que los electrones en la parte caliente del conductor poseen una mayor energía térmica que los situados en la parte fría, y por tanto se crea una difusión electrónica que produce dicha corriente. En este conductor el único efecto contraproducente es la propia difusión y las colisiones con impurezas, que desvían al electrón de su trayectoria original.

Sin embargo, en un conductor real este gradiente de temperatura presentado causará que el flujo de energía a través de la red atómica tenga forma de ondas térmicas, en forma de fonones. Si las interacciones de electrones y red son débiles, la energía de dichas ondas sería despreciable. En materiales reales, las ondas de fonones presentan una tendencia a barrer los electrones a su paso, desde el extremo caliente al frío. En términos generales, este efecto tiene gran dependencia de la temperatura, ganando influencia a medida que esta se reduce. Es por ello que, a temperaturas de 100 K (-173,15 °C) o menos, se pueden observar efectos termoelectricos de mayor magnitud a la esperada que si únicamente se tuvieran en cuenta los efectos primarios [155], [273].

En la sección 3.3.1, se enunció la Ecuación 3.97 en la cual se dividía el coeficiente Seebeck en dos partes: el movimiento del electrón y su transporte. Una vez descritos los conceptos de interacción electrón-retícula (difusión de electrones) y arrastre de fonones (del inglés *phonon-drag*) se especifica:

$$\alpha = \alpha_{electron.diffusion} - \alpha_{phonon.drag} \quad (3.113)$$

Dicha Ecuación 3.113 halla el coeficiente Seebeck con ambos coeficientes, cada uno hallado de forma independiente. Esto significa que el arrastre de fonones no afecta a la difusión de electrones.

La Figura 3.16, muestra un conductor con diferentes temperaturas y densidades de fonones en sus extremos. El conductor, bajo un gradiente de temperatura, posee una densidad de fonones diferente, encontrándose la parte más densa en el extremo caliente y descendiendo a medida que se desplaza hacia el lado frío. Esta caída en la densidad se conoce como transporte difusivo de fonones.

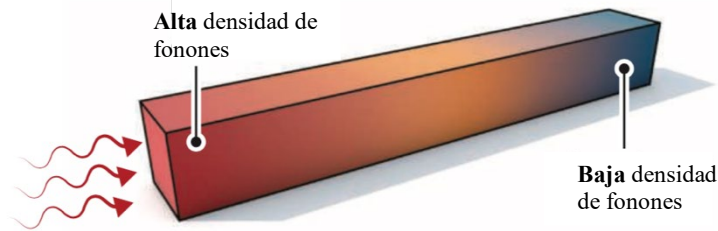


Figura 3.16 - Densidad de fonones en un conductor sometido a un gradiente de temperatura [289].

En el caso de que se dé arrastre de fonones en un material, las relaciones de Thomson para los efectos Seebeck y Peltier se siguen cumpliendo [155].

Efecto termoeléctrico en grandes gradientes de temperatura

Si los materiales termoeléctricos son sometidos a grandes gradientes de temperatura aparecen efectos no lineales. El coeficiente Peltier en un termopar sometido a grandes gradientes de temperatura incluye términos lineales y cuadráticos en proporción a este gradiente. Esto se debe a que dichos gradientes de temperatura reducen la simetría de los cristales internos del material, es decir, modifican sus propiedades [156].

Recuperación del calor residual mediante la generación termoeléctrica

Una vez presentados los efectos asociados a la conversión de energía térmica en eléctrica, se evalúa la cantidad de energía potencialmente recuperable en el motor caso de estudio mediante dispositivos TEG. La Figura 3.17 presenta un flujograma que describe el camino seguido en dicho análisis.

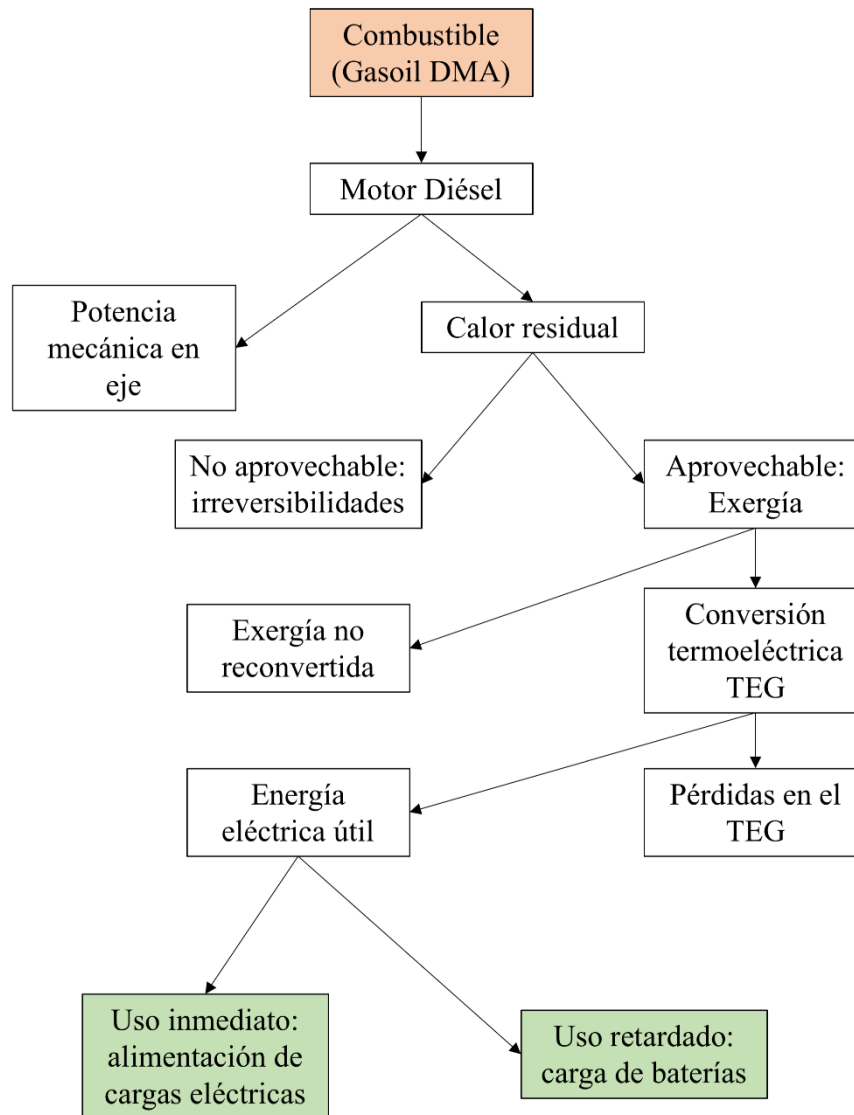


Figura 3.17 - Aprovechamiento de calor residual en motor marino mediante generadores termoeléctricos.

3.3.2 Funcionamiento del generador termoelectrico

Planteados los principios fisicos que sostienen el efecto termoelectrico, se estudio la base tecnologica de los modulos TEG.

Termodinamica y efecto termoelectrico

La termodinamica de la electricidad empieza con los estudios de Thomson y el enunciado de sus relaciones, las cuales conectan los tres efectos termoelectricos principales mediante las leyes de la termodinamica:

$$\frac{\delta\pi}{\delta T} - \alpha - \beta = 0 \quad (3.114)$$

$$\frac{\delta\pi}{\delta T} - \frac{\pi}{T} - \beta = 0 \quad (3.115)$$

De las Ecuaciones 3.114 y 3.115 Thomson deduce sus relaciones, presentadas anteriormente y validas para la termodinamica termoelectrica. Estas relaciones son validas para sistemas en equilibrio, es decir, aplicaciones que unicamente tienen en cuenta el Primer Principio de la Termodinamica. Samoilovich y Korenblit estudiaron estos efectos teniendo en cuenta el Segundo Principio de la Termodinamica y concluyeron que las irreversibilidades no alteran dichas relaciones puesto que, aunque el efecto termoelectrico siempre tiene asociados subprocessos de conductividad electrica y termica, se puede asumir como un sistema en cuasiequilibrio, con un aumento de entropia que tiende a cero [156], [290], [291].

Estructura del generador termoelectrico

A efectos practicos, el generador termoelectrico mas simple puede formarse con un solo termopar. En la actualidad, es habitual que los modulos comerciales esten fabricados con semiconductores dopados con impurezas (tipos P y N). Un semiconductor tipo P esta dopado con impurezas aceptadoras, trivalentes. Los huecos, cuyo numero supera al numero de electrones, son portadores mayoritarios mientras que los electrones, al aparecer en menor cantidad, son portadores minoritarios. Un semiconductor tipo N esta dopado con impurezas donadoras, pentavalentes. En este caso, los electrones superan en numero a los huecos de este tipo de semiconductor por lo que son portadores mayoritarios. A los huecos se les denomina portadores minoritarios [292]. Al juntar dos elementos semiconductores, uno de tipo P y otro de tipo N, se crea la union P-N, base de numerosos componentes electronicos. En lo relativo al efecto termoelectrico, la configuracion habitual de dichos pares se puede observar en la Figura 3.18.

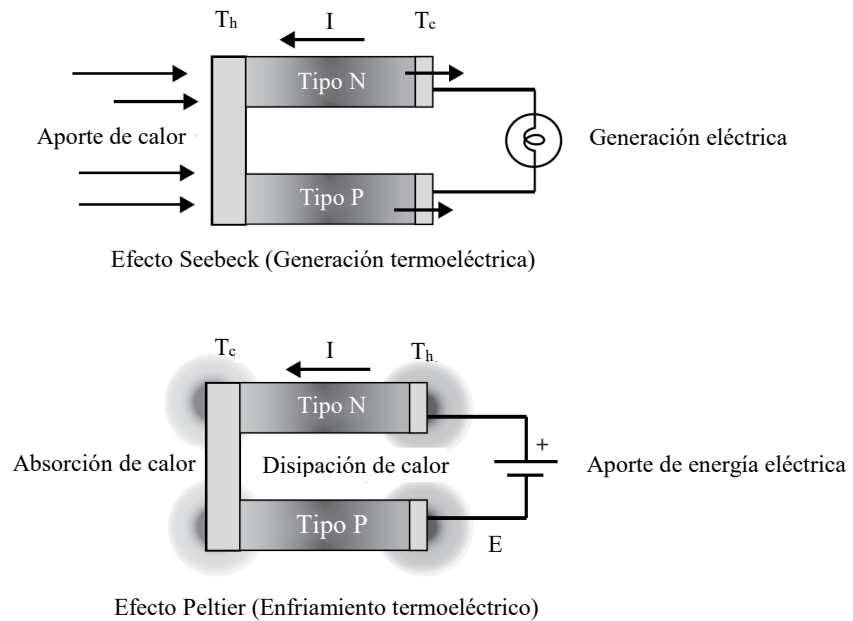


Figura 3.18 - Comportamiento del termopar ante los efectos Seebeck (arriba) y Peltier (abajo) [156].

El TEG más simple sería un único termopar P-N, pero la recuperación energética de una sola unidad resulta demasiado baja. Eom et al. y Kim et al. desarrollaron aplicaciones de termopar único orientadas a dispositivos de uso personal y telas pero esta regeneración energética no es suficiente para aplicaciones industriales [179]–[181]. Debido a esto, es habitual que los módulos comerciales aúnen varios termopares. Esto podría compararse con la generación fotovoltaica en la que dentro de una misma placa se instalan varias celdas. Sabido esto, la propuesta de esta tesis se focalizó en utilizar dispositivos comerciales que aúnan varios termopares P-N. De la misma manera, los niveles de tensión y potencia deseados se alcanzaron combinando varios módulos.

Los pares P-N son conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. En ese momento la resistencia interna del dispositivo pasa a ser la suma de las resistencias de los pares P-N. Esta característica se tuvo en cuenta a la hora de elegir el modelo de TEG para el captador dado que, si bien el voltaje de la serie de pares P-N se verá aumentado al unir varios módulos, la resistencia interna del conjunto también aumenta, lo cual resulta contraproducente.

La Figura 3.19 muestra una construcción de varios pares P-N formando un TEG.

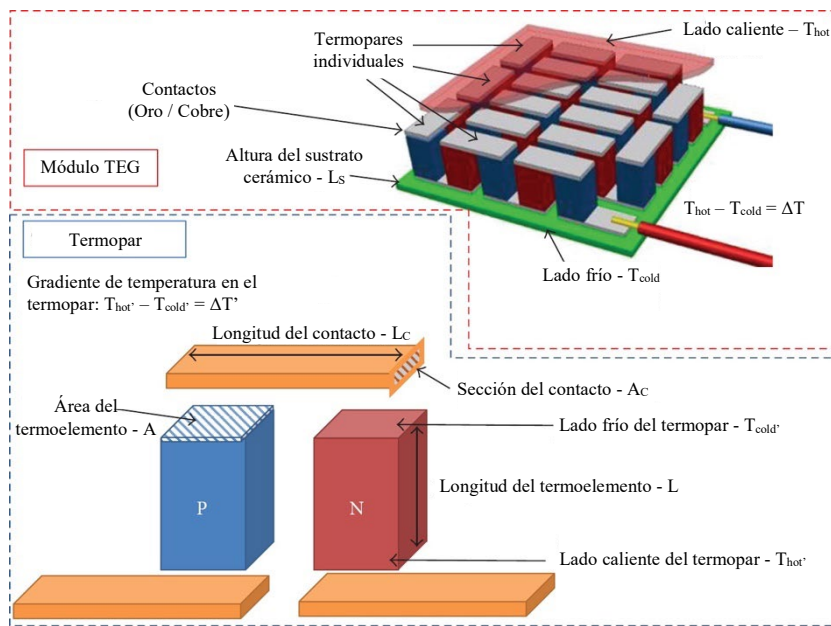


Figura 3.19 - Generador termoeléctrico formado por varios pares P-N [293].

Además de los semiconductores P-N, el TEG contiene las uniones entre pares, habitualmente de cobre, y las placas que conforman las superficies de los focos caliente y frío. A la hora de evaluar el rendimiento del generador se ha de tener en cuenta la resistencia térmica de todos los elementos. A tales efectos Luo et al. desarrollaron un modelo, ilustrado en la Figura 3.20 [294].

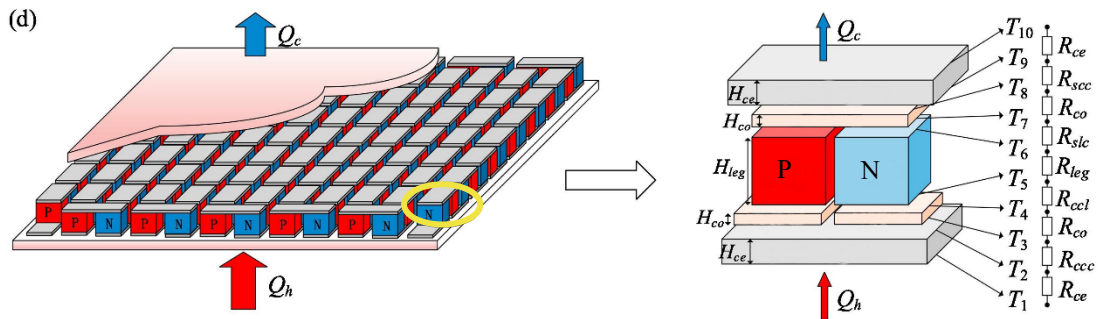


Figura 3.20 – Generador termoeléctrico y par P-N junto con el modelo de resistencias térmicas [294].

Eficiencia de la generación termoeléctrica y compatibilidad

Las ventajas de utilizar generadores de efecto Seebeck en el ámbito marino son varias: no poseen partes móviles y su vida útil está por encima de las tres décadas [147]. Además, no necesitan de mantenimiento específico ni liberan componentes químicos sensibles al ambiente.

Las propiedades de un material termoeléctrico como son el coeficiente Seebeck, la conductividad térmica y la resistividad eléctrica varían con la temperatura [288]. Asumiendo materiales isentrópicos, las densidades de corriente, J y de calor, Q serán positivas cuando fluyan desde el extremo caliente al extremo frío del conductor.

Para el caso del campo eléctrico, el flujo positivo será en la dirección contraria a las densidades de calor y corriente eléctrica. La densidad de corriente se obtiene:

$$J = \frac{I_{elec}}{A} \quad (3.116)$$

El campo eléctrico producido en el TEG será la suma de dos campos diferentes. En primer lugar, el creado por la resistencia eléctrica del conductor:

$$E_{elec} = I_{elec} \cdot \Omega \quad (3.117)$$

siendo E_{elec} el campo eléctrico, el cual combinando las ecuaciones anteriores será:

$$E_{elec} = -\rho \cdot J \quad (3.118)$$

Además, existe un segundo componente generador de campo eléctrico, el efecto Seebeck:

$$E_{elec} = \alpha \cdot \nabla T \quad (3.119)$$

donde ∇T el gradiente de temperatura infinitesimal. El campo eléctrico total será la suma de ambos:

$$E_{elec} = \alpha \cdot \nabla T - \rho \cdot J \quad (3.120)$$

En la Figura 3.21, se pueden observar los diferentes parámetros descritos representados sobre un conductor de material termoeléctrico que está situado dentro de un campo eléctrico.

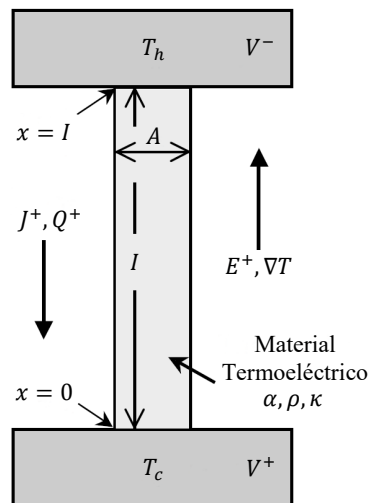


Figura 3.21 - Conductor termoeléctrico, situado dentro de un campo eléctrico [156].

La densidad de calor, Q , en su parte reversible, es transportada mediante el efecto Peltier:

$$Q = \pi \cdot J \quad (3.121)$$

donde el coeficiente Peltier, mediante las relaciones de Thomson, se iguala al coeficiente Seebeck:

$$Q = \alpha \cdot T \cdot J \quad (3.122)$$

El calor relativo a la parte irreversible se obtiene aplicando la Ley de Fourier:

$$Q = \lambda \cdot \nabla T \quad (3.123)$$

y el calor total será, al igual que para el campo eléctrico, la suma de ambos componentes:

$$Q = \alpha \cdot T \cdot J + \lambda \cdot \nabla T \quad (3.124)$$

La potencia eléctrica es el producto del campo eléctrico y la densidad de la corriente eléctrica:

$$P_{elec} = E_{elec} \cdot J \quad (3.125)$$

Un punto importante de la generación termoeléctrica es la dependencia que tiene la eficiencia de la corriente eléctrica circulante. El efecto reversible producido ha de competir con el calentamiento debido al efecto Joule, fenómeno irreversible cuya dependencia de la corriente eléctrica es cuadrática, no lineal como en los efectos reversibles. Esto hace que el generador termoeléctrico se deba optimizar para minimizar las pérdidas debidas a calentamientos irreversibles [156], [295].

El rendimiento de un material termoeléctrico en una aplicación de recuperación de calor residual se expresa como la ratio de energía eléctrica generada entre la cantidad de calor recogida:

$$\eta = \frac{W}{Q} \quad (3.126)$$

En caso de un TEG real compuesto por pares P-N, la eficiencia total será la combinación del rendimiento en uno y otro componente según la expresión:

$$\eta_{paralelo} = \frac{W_P + W_N}{Q_P + Q_N} = \frac{\eta_P \cdot Q_P + \eta_N \cdot Q_N}{Q_P + Q_N} \quad (3.127)$$

A efectos prácticos de la instalación, para evaluar el rendimiento de un TEG comercial e intentar maximizar su rendimiento se debe aplicar la ecuación fundamental de la eficiencia propuesta por Carnot:

$$\eta_{max} = \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{cold}}{T_{hot}} \quad (3.128)$$

de donde se deduce que, para maximizar el rendimiento del captador termoeléctrico, siempre resulta más interesante aumentar el gradiente de temperatura bajando la temperatura del foco frío en lugar de elevar la del foco caliente. Este concepto resultó de interés en esta tesis a la hora de elegir cómo refrigerar el foco frío debido a que estaban disponibles dos métodos: aire a temperatura ambiente y agua. En el diseño del prototipo se seleccionó el medio que produce un mayor enfriamiento (A. Knox – Thermoelectric Conversion Systems, comunicación personal, 10 de febrero de 2021).

3.3.3 Construcción del generador termoeléctrico

Aunque los principios básicos de la construcción de un generador termoeléctrico han quedado sentados en apartados anteriores, existe una serie de características interesantes para el estudio comparativo de los distintos modelos comerciales disponibles.

El primero es la figura conocida como Factor de Potencia, la cual relaciona el coeficiente Seebeck y la conductividad eléctrica:

$$FdP = \alpha^2 \cdot \sigma \quad (3.129)$$

La relevancia de este Factor de Potencia radica en que α y σ son los términos con una mayor dependencia de la concentración de electrones transportadores. Dentro de las variables que componen la figura de mérito existe un tercer componente, la conductividad térmica, la cual está dominada por la contribución de la red de la red y no se ve tan afectada por la concentración de electrones. Aquella concentración de electrones que establezca el máximo factor de potencia de un material estará muy cercana a la que establece el mayor factor de mérito para dicho material.

Otro factor importante es la condición operativa en cuanto a la temperatura a la que el TEG va a ser utilizado. Cada material tiene un rango óptimo de conversión termoeléctrica: algunos materiales alcanzarán este punto óptimo de operación a temperaturas relativamente bajas (Bi_2Te_3 , alrededor de 75 °C) sufriendo un deterioro de sus propiedades al ser expuestos a mayores temperaturas. Otros compuestos no serán capaces de realizar la conversión energética hasta que no se alcance cierto gradiente (el SiGe empieza a estar disponible para generación a partir de 680 °C) [155], [266], [283].

El parámetro observado por excelencia a la hora de seleccionar un TEG es la potencia de salida. Dependiendo del fabricante, el número de pares P-N y su longitud varían. Es por esto que no resulta efectiva una comparativa que se ciña únicamente al número de termopares instalados. El valor de la potencia de salida presenta mayor interés y depende, a su vez, de dos magnitudes: tensión e intensidad.

$$V = \frac{N \cdot \alpha \cdot (T_{hot} - T_{cold})}{1 + 2 \cdot r \cdot \frac{l_c}{l}} \quad (3.130)$$

$$I_{elec} = \frac{A \cdot \alpha \cdot (T_{hot} - T_{cold})}{2 \cdot \rho \cdot (n+1) \cdot \left(1 + 2 \cdot r \cdot \frac{l_c}{l}\right)} \quad (3.131)$$

Siendo N el número de termopares instalados en el interior del TEG, r la relación entre la conductividad térmica del material termoeléctrico y del contacto, l_c el grosor de la capa de contacto y n la relación entre el doble de la resistividad eléctrica de contacto y la conductividad eléctrica del material termoeléctrico.

El valor de n y r puede estimarse utilizando el método propuesto por Gao Min et al. pero, habitualmente, en módulos TEG comerciales toman un valor $n \sim 0,1$ y $r \sim 0,2$ [296].

Conocidas las formulaciones de tensión e intensidad para un módulo TEG, y asumiendo que en el módulo a estudiar la resistencia externa a la que está conectado coincide con su resistencia interna, se determina la potencia de salida:

$$P_{elec} = \frac{\alpha^2}{2 \cdot \rho} \cdot \frac{A \cdot N \cdot (T_{hot} - T_{cold})^2}{(n+1) \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot r \cdot l_c}{l}\right)^2} \quad (3.132)$$

La eficiencia de la conversión termoeléctrica vendrá dada por ϕ :

$$\phi = \frac{\frac{(T_{hot} - T_{cold})}{T_{hot}}}{\left(1 + \frac{2 \cdot r \cdot l_c}{l}\right)^2 \cdot \left[2 - \frac{1}{2} \left(\frac{T_{hot} - T_{cold}}{T_{hot}}\right) + \left(\frac{4}{zT \cdot T_{hot}}\right) \left(\frac{l+n}{l+2 \cdot r \cdot l_c}\right)\right]} \quad (3.133)$$

A modo de síntesis, las diferentes figuras mencionadas en las ecuaciones anteriores se agrupan en tres categorías:

- **Especificaciones:** temperaturas (T_{hot} , T_{cold}), tensión (V), corriente (I_{elec}) y potencia (P_{elec}).
- **Parámetros del material:** propiedades termoeléctricas (α , σ , λ) y de contacto (n , r).
- **Parámetros de diseño:** dimensiones del termoelemento (l , A) y número de termopares instalados (N).

Uno de las tareas más complejas a la hora de diseñar un TEG es la optimización de la longitud del termoelemento [156]. Rowe propuso el llamado Factor de Calidad el cual mide la calidad de fabricación de un módulo según la fórmula [297]:

$$F = \frac{1}{\left(1 + \frac{n}{l}\right) \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot r \cdot l_c}{l}\right)} = \frac{P}{N \cdot \Delta T^2 \left(\frac{\alpha^2}{2 \cdot \rho}\right) \cdot \left(\frac{A}{l}\right)} \quad (3.134)$$

Este factor intenta reflejar la variación que puede existir entre los estándares de fabricación de dos módulos termoeléctricos compuestos del mismo material y operando a la misma temperatura pero contruidos por diferentes fabricantes [297]. Conociendo este factor, uno de los criterios adoptados a la hora de seleccionar el TEG para la experimentación fue el control exhaustivo de las longitudes de los termoelementos por parte del fabricante.

Materiales para el generador termoeléctrico: estudio del Bi_2Te_3

Como se adelantó en la sección anterior, no todos los materiales termoeléctricos pueden realizar la conversión termoeléctrica a cualquier temperatura. Twaha et al. presentaron una comparativa entre los diferentes materiales usados para la construcción de generadores termoeléctricos, que se reproduce en la Tabla 3.10 [283].

Tabla 3.10 - Materiales utilizados como semiconductor P y/o N [283].

Temperatura (°C)	Tipo	Material	zT (Máximo)
< 150	p	Bi_2Te_3	0,8
	n	Bi_2Te_3	0,8
150 – 500	p	Zn_4Sb_3	-
	p, n	PbTe	0,7 – 0,8
	p	TeAgGeSb (TAGS)	1,2
500 – 700	p	$\text{CeFe}_4\text{Sb}_{12}$	1,1
	n	CoSb_3	0,8
700 – 900	p, n	SiGe	0,6 – 1,0
	p	LaTe	0,4

Igualmente, Witting et al. confirmaron que el Bi_2Te_3 y sus aleaciones (Sb_2Te_3 y Bi_2Se_3) son los materiales con mejor figura de mérito a temperatura ambiente, siendo los más utilizados en refrigeradores que aprovechan el efecto Peltier y en generación termoeléctrica de efecto Seebeck, cuando las temperaturas del foco caliente están por debajo de los 200 °C. Este comportamiento viene justificado por su baja conductividad térmica a nivel reticular [298] y su figura de mérito, la cual es máxima en el rango de los 25 y 130 °C.

La Figura 3.22 muestra el Bi_2Te_3 , representado en negro, como uno de los materiales actuales cuyo zT máximo aparece a menores temperaturas [299]–[303].

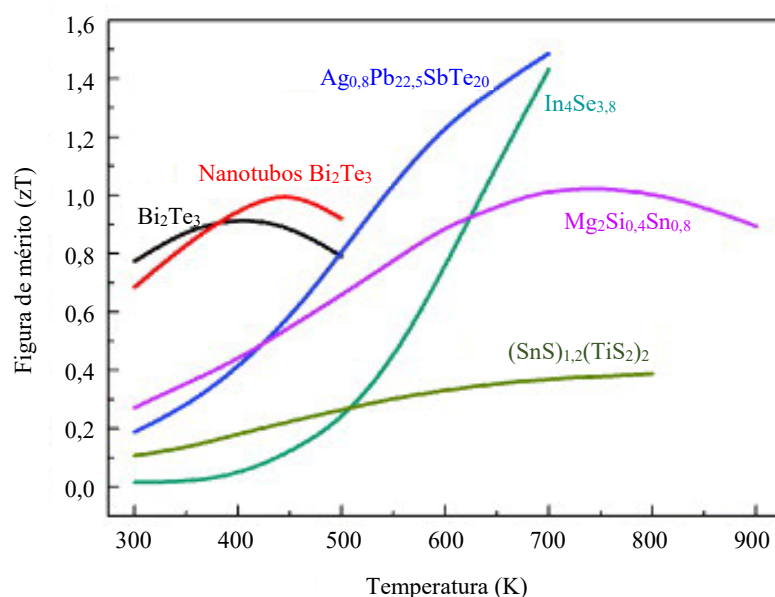


Figura 3.22 - Figuras de mérito en función de la temperatura, materiales tipo N [302].

Además de la temperatura de operación, a la hora de seleccionar el material del TEG se consideraron los siguientes factores:

Abundancia en la naturaleza: en el caso concreto del telurio, se trata de uno de los elementos más escasos del planeta, que incluso entró a formar parte del listado de minerales críticos elaborado por el gobierno de Estados Unidos [304]. Este no es un factor determinante en sí, pero tendrá influencia en el precio del módulo y por ende en el coste de la producción eléctrica.

Rendimiento: relacionado con la temperatura, el factor de mérito será máximo a cierto nivel de temperatura para posteriormente decaer.

Estabilidad del material: el TEG estará sometido a un alto gradiente de temperatura durante gran parte de su vida útil por lo que se espera una operación estable, sin que ocurran procesos de oxidación o sublimación en las condiciones de operación.

Producción escalable: si la finalidad última de la investigación es encontrar un método de recuperación energética que pueda ser utilizado ampliamente, el TEG debe ser relativamente sencillo de producir y escalable. Si su fabricación resulta muy laboriosa el precio será alto y en ciertos sectores dicho reaprovechamiento no cumplirá con el retorno de la inversión esperado [305].

Aunque la lista de materiales termoeléctricos disponibles es más extensa que los mostrados en la Tabla 3.10, como aquellos diseñados como elementos flexibles para ser integrados en la ropa [179]–[181], el análisis de materiales válidos para la recuperación energética en motores diésel objeto de esta tesis no profundizó en ellos. Atendiendo a los criterios de temperatura de operación, disponibilidad comercial y precio, se determinó que el material más adecuado para el experimento era el Bi₂Te₃. Dicho material fue uno de los primeros utilizados en la generación termoeléctrica y sus diferentes aleaciones han pasado del laboratorio a la cadena de producción a lo largo de los años.

Reversibilidad, relación entre efectos Seebeck y Peltier

Sabiendo que los efectos Seebeck y Peltier cumplen las relaciones recíprocas de Onsager se deduce que cualquier módulo termoelectrico puede comportarse como generador eléctrico o como enfriador, dependiendo del modo de trabajo aplicado [279].

Esto resulta de interés por dos motivos: el primero es que el prototipo elaborado podría comportarse como captador energético o enfriador, según la necesidad. En segundo lugar, este hecho se tuvo en cuenta en el proceso de selección del módulo termoelectrico, observando la robustez de su construcción. No todos los módulos comerciales están contruidos para soportar altas temperaturas. Aquellos dedicados en exclusiva a refrigeración (efecto Peltier) están indicados para gradientes de temperatura que no sobrepasan los 70 °C y, por tanto, su degradación con la temperatura es mayor [306], [307].

Además de observar la construcción física del módulo, también se prestó especial atención al conexionado eléctrico. La aplicación propuesta en esta tesis requería que los módulos fuesen cableados contra la superficie en contacto con el ambiente y no contra la cara en contacto con la fuente de calor. Esta construcción asegura que el calor que circula a través del módulo termoelectrico se maximice, lo cual no ocurriría en el caso contrario: un TEG con los cables conectados a la superficie en contacto con la fuente de calor cede una parte de esta energía térmica a través el cableado, sin atravesar el conjunto de termopares (P. Lau – TE Technology, Inc, comunicación personal, 26 de julio de 2021). La Figura 3.23 muestra la recomendación de instalación del fabricante de módulos termoelectricos TEC Solidstate Power Generators.

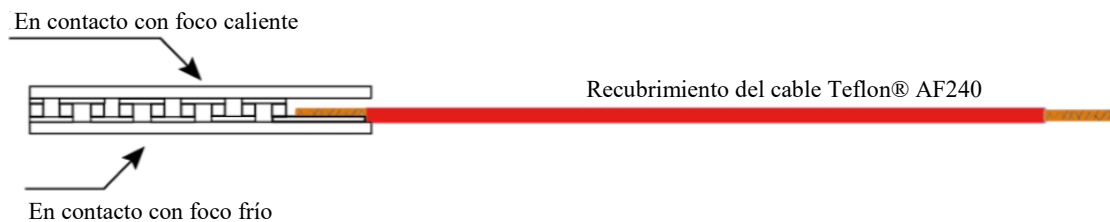


Figura 3.23 - Esquema de instalación del módulo termoelectrico [373].

3.3.4 Elaboración de prototipo de captador termoeléctrico

A continuación, se describen los elementos que conforman el prototipo de captador termoeléctrico elaborado y sus particularidades.

3.3.4.1 Selección del generador termoeléctrico

En este apartado se determina el tipo de módulo termoeléctrico comercial seleccionado para el prototipo fabricado durante esta tesis.

Parámetros que definen el generador termoeléctrico comercial

Los principales fabricantes de módulos termoeléctricos determinan, en sus hojas de características, una serie de parámetros que definen sus productos. Para la selección del TEG más adecuado a la aplicación desarrollada en esta tesis se consideraron los siguientes valores:

- **Diferencial de temperatura:** expresada en grados centígrados, es la diferencia entre las temperaturas del foco caliente y el frío. Este parámetro no depende directamente del TEG pero sí está relacionado, siendo uno de los factores decisivos en su rendimiento.
- **Resistencia AC (27 °C):** es la resistencia interna del generador termoeléctrico. La resistencia de un material cambia con la temperatura y, para operar con precisión, se debe especificar la temperatura al que ha sido medida, por convenio 27 °C. La resistencia interna de estos módulos fluctúa entre 1 y 2 Ohm por lo que la medida con un multímetro no es válida. Se utiliza el método de cuatro hilos (método de Kelvin).
- **Tensión de salida a la carga nominal:** medida en voltios, es la tensión medida en bornes del módulo termoeléctrico cuando su resistencia interna y la externa son iguales.
- **Intensidad de salida a la carga nominal:** medida en amperios, es la corriente que circula por el TEG cuando la resistencia interna del TEG y la externa son iguales.
- **Resistencia externa equivalente a la carga:** medida en ohmios, es la resistencia conectada de manera externa al módulo termoeléctrico cuyo valor es igual a la resistencia interna del TEG. Es en este caso cuando se consigue extraer la máxima potencia del módulo.
- **Potencia de salida a la carga nominal:** medida en vatios, es la potencia extraída del módulo termoeléctrico cuando tiene una carga conectada de valor equivalente a la resistencia interna del TEG. Esta será la máxima potencia que se puede extraer del módulo termoeléctrico.
- **Temperatura máxima del foco caliente:** la máxima temperatura, en grados centígrados, que puede aguantar la superficie en contacto con el foco caliente sin dañarse. Habitualmente viene dada por la resistencia a la temperatura de los materiales que forman el TEG e incluso por el cableado de los terminales.

- **Temperatura máxima del foco frío:** la máxima temperatura, en grados centígrados, que puede aguantar la cara expuesta al foco frío. Puede ser igual o menor que la temperatura máxima del foco caliente y en condiciones de uso habitual no es motivo de preocupación.
- **Tensión a circuito abierto:** por sus siglas en inglés OCV, es la tensión en bornes del módulo termoeléctrico, en voltios, cuando no hay cargas conectadas. La medida es referenciada a un gradiente de temperatura determinado.
- **Flujo de calor:** será la cantidad de calor, en vatios, que el TEG es capaz de absorber. Este parámetro depende de los materiales que componen los pares P-N y su geometría.
- **Densidad de flujo de calor:** en línea con el flujo de calor, es la cantidad de calor por unidad de superficie, en vatios por centímetro cuadrado. Esta medida resulta útil a la hora de comparar los diferentes dispositivos, independientemente de la medida de cada uno.
- **Rendimiento óptimo:** se trata del rendimiento máximo del generador termoeléctrico en función de la energía entrante, se expresa en porcentaje.
- **Máxima compresión del módulo:** la presión de instalación máxima a la que debe instalarse para no sufrir daños. Si el TEG está instalado con una compresión muy baja, las superficies de contacto serán menores. Si la presión excede la resistencia mecánica de los materiales el generador corre el riesgo de fracturarse. Se expresa en MPa.
- **Tamaño:** dimensiones del módulo en largo, ancho y espesor, expresado en mm.
- **Masa:** expresado en gramos. La masa típica de uno de estos módulos ronda los 20 gramos. En una instalación industrial como la experimental no representa un problema. Si la aplicación posee un factor de ocupación alto, entonces sí se debe valorar su influencia.
- **Efectos ambientales:** a la hora de seleccionar el dispositivo termoeléctrico a utilizar se debe tener en cuenta la posible contaminación al aire y al agua. Asimismo, se observa el residuo desechado al finalizar su vida útil.

Generadores termoeléctricos comerciales disponibles

La creación desde cero de un módulo termoeléctrico está fuera del alcance de esta tesis, por lo que se utilizó un dispositivo comercial. La Tabla 3.11 enumera los modelos disponibles en el mercado, que cumplen con las características deseadas.

Tabla 3.11 - Generadores termoeléctricos comerciales acordes a las características deseadas.

Fabricante	Modelo	Referencias
Beijing Huimao Cooling Equipment	TEC1-127/OT125	[308]
Crystal TE	H-288-14-06-L2	[177]
European thermodynamics	GM200-71-14-16	[267]
European thermodynamics	GM250-127-28-10	[267], [309], [310]
Hi-Z	Hz14	[311], [312]
Hi-Z	Hz20	[151], [164], [278], [313]–[315]
Laird	PB23-HT8-12	[316]
Marlow	TG12-8-01	[160], [174], [317]–[320]
Melcor	HT9-3-25	[321]
P&N Tech	TEG-127020	[322], [323]
Peltron	128A0020	[268]
TecTeg	TEG1-12611-6.0	[324]
ThermoGen AB	TEHP1-00816-0,03	[148]
Thermonamic Electronics	TEP1-1264-3,4	[325]
Thermonamic Electronics	TEHP1-1264-0.8	[159]
Watronix	INBC-127.08HTS	[326], [327]
Wise Life Tech	TMH400302055	[328], [329]
Zhujiang Electronics	TGM-199-1,4-0,8	[330]

Selección del generador termoelectrico para la experimentación

La selección final del TEG para esta tesis atendió a dos criterios:

Económico: se valoró el coste de adquisición de los generadores, considerando el precio unitario.

Técnico: orientado a maximizar la eficiencia. Se valoraron los siguientes criterios:

- **Rango de temperaturas:** debido a que los puntos de instalación no superan los 200 °C se buscó un módulo cuya zona óptima de trabajo esté por debajo de esta temperatura.
- **Figura de mérito (zT):** al ser un factor directamente relacionado con la eficiencia del TEG, se buscó el módulo con la figura de mérito más alta posible. También se observó que dicha figura de mérito tenga su punto máximo en el rango de temperaturas correspondientes a las disponibles en el punto de montaje del prototipo.
- **Resistencia interna:** se tuvo en cuenta que fuese la mínima posible puesto que determina tensión e intensidad máximas del dispositivo.
- **Factor de ocupación interno:** el módulo termoelectrico está compuesto de un determinado número de pares P-N que, conectados eléctricamente en serie, consiguen crear un dispositivo de una determinada potencia. Por contra, la conexión serie de dichos pares implica que la resistencia total se corresponde con la suma de sus resistencias individuales. El aumento del número de pares en el TEG, mayor factor de ocupación interno, incrementa su resistencia interna.
- **Calidad de fabricación:** la calidad de los materiales utilizados, así como del montaje de los módulos resulta crucial para maximizar tanto su rendimiento como su vida útil. Por ello, se optó por una marca reconocida dentro del sector que ofrecía tolerancias de fabricación controladas.

Dentro de las opciones comerciales disponibles se decidió que la mejor opción para la propuesta de esta tesis es: **Marlow TG12-8-01LS**. Entre las opciones que ofrece este fabricante, Marlow, se escogió la variante con las características **L** (*Lapped*: la tolerancia en el grosor del módulo es menor, para facilitar instalaciones con varios módulos. Calidad de fabricación superior a otras opciones) y **S** (*Sealed*: sellado con silicona RTV para evitar contactos entre módulos que puedan causar un cortocircuito al entrar en contacto) (S. Corral – II-VI Inc., comunicación personal, 16 de septiembre de 2021). La Tabla 3.12, resume las características principales del TEG seleccionado. Para la aplicación propuesta se consideraron los valores recogidos en la columna *Gradiente de Temperatura 3*.

Tabla 3.12 - Características del generador termoeléctrico Marlow TG12-8-01LS [331].

Característica	Gradiente Temperatura 1	Gradiente Temperatura 2	Gradiente Temperatura 3
Temperatura foco caliente (°C)	230	170	110
Temperatura foco frío (°C)	50	50	50
Eficiencia óptima, η (%)	4,97	4,08	2,39
Potencia óptima (W)	7,95	4,17	1,19
Tensión óptima (V)	5,25	3,65	1,86
Resistencia de carga para η óptimo (Ohm)	3,46	3,20	2,90
Tensión circuito abierto (V)	9,43	6,48	3,27
Corriente circuito cerrado (A)	3,38	2,60	1,48
Resistencia térmica (°C/W)	1,13	1,17	1,20

Adicionalmente a los datos suministrados por el fabricante, se presenta la Tabla 3.13 donde se muestran datos relativos al TEG seleccionado, extraídos del estudio realizado por Cózar et al. [317].

Tabla 3.13 - Características adicionales del generador Marlow TG12-8-01LS según Cózar et al. [317].

Gradiente Temperatura (°C)	Coefficiente Seebeck (mV · °C ⁻¹)	Resistencia eléctrica interna (Ohm)	Resistencia térmica (°C · W ⁻¹)
60	-	2,21	1,20
120	54,00	2,47	1,17
170	52,39	2,77	1,13

Pautas para la aplicación de módulos termoeléctricos en el prototipo

Para validar la hipótesis planteada, se diseñó un prototipo de captador termoeléctrico. Una vez seleccionado el modelo de TEG más adecuado para la aplicación, se estudiaron diversos parámetros a tener en cuenta para la construcción del prototipo:

- **Presión de aplicación:** Eddine et al. demostraron que la presión de aplicación del TEG repercute en la cantidad de energía extraída [148], [332].
- **Gradiente de temperatura aplicado:** este factor depende de la carga del motor y las condiciones de la refrigeración. Es por esto que se incluyó un sistema de monitorización de temperatura.
- **Disposición de módulos TEG:** al igual que en la instalación de captadores fotovoltaicos, se planteó utilizar una matriz en la cual varios módulos se conectaron en serie. Este esquema permitió incrementar la potencia.
- **Factor de ocupación externo:** porcentaje de la superficie disponible para recuperar energía térmica del motor que ocupa el prototipo.

3.3.4.2 Componentes eléctricos

El planteamiento inicial del prototipo elaborado pasa por recargar la batería con la energía recuperada por los módulos termoelectrónicos. Se diseña de este modo debido a que la fuente de calor queda fuera del control del dispositivo y pueden generarse ciertas inestabilidades debidas a los cambios en el régimen de carga, temperatura en el foco frío u otros. El uso de una configuración en la que el TEG alimente una batería y esta sea quién alimenta la carga ofrece mayor estabilidad, amortiguando las fluctuaciones transitorias de la máquina diésel. En el momento en que el dispositivo deja de producir, o la recuperación de calor no es suficiente, la unidad de control de potencia lo detecta y conmuta la alimentación de la carga hacia la batería [333], [334]. Este procedimiento asegura la alimentación constante de la carga conectada, incluso en momentos de baja recuperación energética.

Unidad de Control de Potencia

Debido a que el módulo termoelectrónico está construido con semiconductores, este tiene la habilidad de variar su resistencia interna, por ejemplo, ante variaciones de temperatura. En este caso, la forma de maximizar la recuperación energética del prototipo es mediante la variación de los valores de tensión y corriente del elemento conectado al captador. Esto resultaría imposible conectando una batería directamente por lo que se utiliza la electrónica, que ajusta el Punto de Máxima Potencia (por sus siglas en inglés, MPP). Esta operación podría realizarse manualmente pero no resulta eficiente ni efectivo teniendo en cuenta que una persona tendría que estar pendiente de esta regulación de manera constante y aun así no tendría la rapidez suficiente para realizar los cambios correctamente. Hoy en día la técnica brinda dispositivos electrónicos que implementan algoritmos de Seguimiento del Punto de Máxima Potencia (por sus siglas en inglés, MPPT), los cuales evalúan constantemente el punto de operación de los módulos y cambian los parámetros externos para maximizar su rendimiento [161], [187], [188], [335]. La conversión y acondicionamiento de la corriente generada por el sistema se puede realizar mediante otros sistemas, como la Modulación por Ancho de Pulso (por sus siglas en inglés, PWM). El sistema PWM fue descartado porque, aunque lleva al prototipo a entregar la tensión de carga de la batería, tiene el inconveniente de que no maximiza la recuperación energética tal y como sí lo hace el algoritmo MPPT. La Figura 3.24 muestra una curva tensión-corriente donde se aprecia que tensión y potencia no alcanzan su punto máximo en el mismo instante.

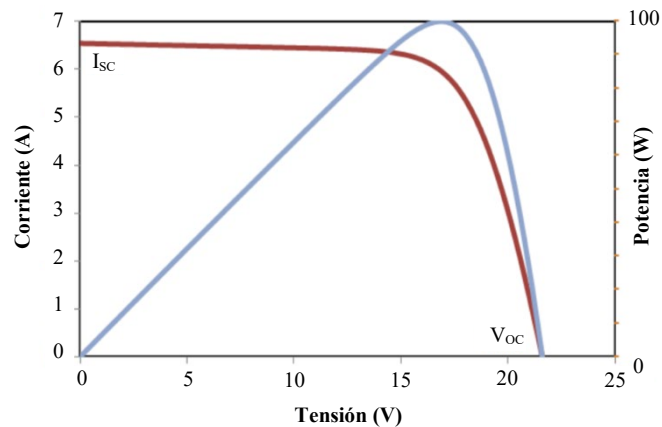


Figura 3.24 - Curva V-I (rojo) y curva P-I (azul).

La máxima potencia es obtenida antes de que el sistema alcance su máxima tensión [336].

Como se puede ver en la Figura 3.25, el funcionamiento del dispositivo en un punto no ideal haría que la recuperación energética no fuera óptima.

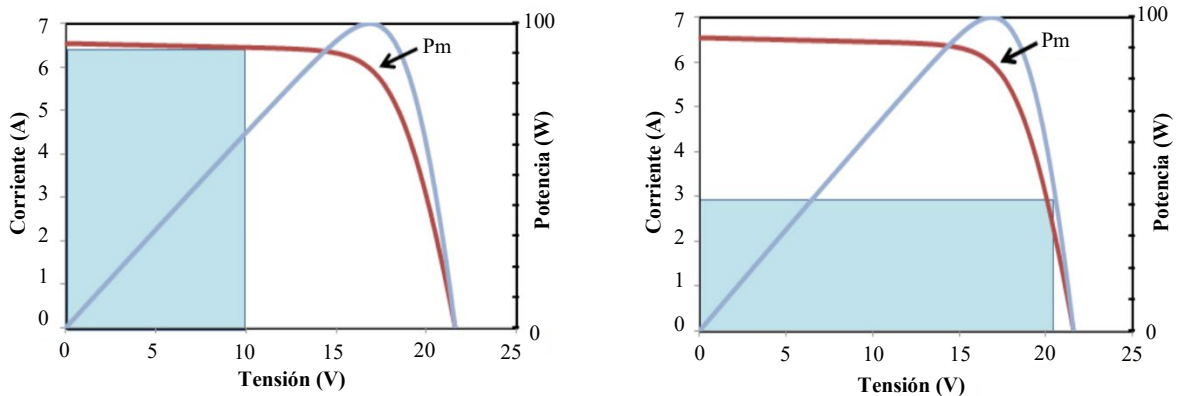


Figura 3.25 - Curvas V-I (rojo) y P-I (azul). Los rectángulos azules muestran los ajustes del PWM, fuera del Punto de Máxima Potencia. El algoritmo MPPT soluciona las carencias que presenta el sistema PWM [337].

Por otra parte, con el ánimo de estandarizar elementos y facilitar la intercambiabilidad, se requirió que la Unidad de Control de Potencia (por sus siglas en inglés, PCU) contase con un rango de tensión de salida ajustable, pudiendo entregar 12, 24 y 36 V_{DC} . Consecuentemente, tanto elementos de corte como cableado fueron dimensionados adecuadamente.

Teniendo en cuenta estos requisitos, se eligió una unidad de control de potencia con algoritmo de seguimiento integrado, del tipo Perturbación y Observación (MPPT P&O). La unidad de control elegida es la BlueSolar 75/15 del fabricante Victron Energy. Dicho dispositivo es capaz de dar una salida de 220 W de potencia a una tensión de 12 V_{DC} y adaptar la corriente eléctrica generada por el captador para cargar una batería y gestionar la alimentación de cargas, al mismo tiempo. La Figura 3.26 muestra la unidad de control elegida.



Figura 3.26 - Unidad de control de potencia Victron BlueSolar 75/15.

Con los datos del fabricante y las temperaturas de los focos de calor disponibles, se estimó una tensión entre bornes de cada módulo de $0,88 V_{DC}$ [331]. Por tanto, se determinó que conectando 21 módulos termoeléctricos en serie se obtienen, de manera teórica, $18,48 V_{DC}$ en circuito abierto. Esta primera aproximación resulta necesaria si se tiene en cuenta que la PCU seleccionada impone que la tensión del generador supere en más de $5 V_{DC}$ la tensión de la batería para iniciar la carga de la misma [338].

Este controlador de la casa Victron ha sido diseñado para la carga de todo tipo de baterías, como el tipo AGM instalado para la experimentación, y soporta una tensión nominal de $75 V_{DC}$ a una corriente máxima de 15 amperios, lo cual está por encima de la potencia máxima teórica del prototipo:

$$I_{inlet.battery} = \frac{P_{maxTEG}}{OCV} \quad (3.135)$$

donde $I_{inlet.battery}$ es la corriente inyectada en la batería, P_{maxTEG} representa la potencia máxima teórica que puede ser extraída del TEG. OCV representa la tensión a circuito abierto entre los bornes del captador.

Según la hoja de características del TEG elegido (Marlow TG12-08-01LS), la potencia máxima extraíble de cada módulo son $7,95 W$ y la tensión a circuito abierto a la máxima potencia $9,43 V_{DC}$. Según esto, el captador podría obtener una potencia total de $167 W$ con una corriente de $1,83$ amperios [331]. La potencia máxima teórica del captador termoeléctrico no supera la admitida por la unidad de control elegida.

La unidad de control seleccionada posee un software para la medida de tensión e intensidad tanto de los TEG como de las baterías y cargas conectadas. Sin embargo, el manual del equipo no refleja los detalles del sistema de medida y no estaba clara la precisión de las medidas almacenadas. Con el objetivo de utilizar las medidas recogidas por la PCU en la experimentación, se consultó con el servicio técnico de la marca, el cual recomendó llevar a cabo una calibración del equipo *in situ* para conocer su precisión e incertidumbre de medida real (C. Quiñones – Victron Energy B.V., comunicación personal, 11 de noviembre de 2021).

Para realizar dicha calibración, se elaboró un procedimiento de calibración y prueba basado en los procedimientos EL-005 - *Procedimiento para la calibración de medidores de energía eléctrica* y EL-009 - *Procedimiento para la calibración de registradores/indicadores* del Centro Español de Metrología [339], [340].

La Tabla 3.14 refleja los datos del equipo a calibrar (PCU), equipo calibrador, dispositivo patrón y condiciones de referencia.

Tabla 3.14 - Datos de equipos y cableado para la calibración de la unidad de control de potencia [338].

Equipo a calibrar	
Marca	Victron
Modelo	BlueSolar 75/15
Número de serie	HQ2131PPXCY
Procedimiento de encendido	Completado antes de comenzar calibración
Equipo calibrador	
Marca	Fluke
Modelo	287
Número de serie	59000215
Precisión	$\pm 0,4 \% V / \pm 0,7 \% I$
Cableado desde calibrador a PCU	
Sección	1,5 mm ²
Longitud	1,2 metros
Bornes marcados	Sí, positivo – rojo / negativo - negro
Equipo patrón	
Marca	AMETEK
Modelo	XG100-15
Número de serie	1444A02796
Precisión	$\pm 0,12 \% V / \pm 0,25 \% I$
Cableado desde PCU a patrón	
Sección	2,5 mm ²
Longitud	10 metros
Bornes marcados	Sí, positivo – blanco / negativo - negro
Condiciones de referencia	
Temperatura ambiente	23,2 °C
Humedad ambiente	47 % RH
Tensión de alimentación	230 V _{AC}
Duración de cada medida	100 segundos

Con el objeto de conseguir una calibración de las medidas que efectúa la PCU se realizaron comprobaciones en cuatro puntos, repitiendo dicha medida cinco veces. Posteriormente se hallaron los errores, error relativo y desviación estándar de la medida. La Tabla 3.15 contiene los valores recogidos durante el procedimiento de calibración.

Tabla 3.15 - Procedimiento de calibración de la unidad de control de potencia.

Medida	Tensión (V)	L _{PCU} (V)	L _{Patrón} (V)	Error Relativo (%)	Media Error Relativo	Desviación estándar
1	1	1	1,023	-2,25		0,2255
2	1	1	1,023	-2,25		0,2255
3	1	1	1,023	-2,25		0,2255
4	1	1	1,0247	-2,41		0,2437
5	1	1	1,0247	-2,41		0,2437
6	5	4,99	5,0363	-0,92		0,1381
7	5	4,97	5,0366	-1,32		0,0462
8	5	4,99	5,0366	-0,93		0,1369
9	5	4,98	5,0366	-1,12		0,0911
10	5	4,99	5,0369	-0,93		0,1358
11	12	11,98	12,022	-0,35	-1,28	0,2215
12	12	11,98	12,023	-0,36		0,2205
13	12	11,98	12,023	-0,36		0,2205
14	12	11,99	12,023	-0,27		0,2302
15	12	11,98	12,023	-0,36		0,2205
16	24	23,71	24,044	-1,39		0,0751
17	24	23,70	24,043	-1,43		0,0873
18	24	23,69	24,038	-0,348		0,0934
19	24	23,69	24,037	-0,347		0,0923
20	24	23,69	24,037	-0,347		0,0923

Este estudio dio como resultado que la unidad de control utilizada durante la experimentación, Victron BlueSolar MPPT 75/10, tiene una precisión de medida de tensión de $\pm 0,2$ V.

Unidad de control de temperatura

Para hallar el gradiente de temperatura aplicado durante la experimentación era esencial conocer las temperaturas de los focos caliente y frío aplicadas a los módulos termoeléctricos. Durante las pruebas de taller la temperatura del foco caliente era ajustable por lo que se podía adecuar a las necesidades. En la experimentación en el buque, el registro de la temperatura del foco caliente, el bloque del motor, aportó un conocimiento real de las temperaturas disponibles y por tanto el grado de recuperación de calor en cada momento. La monitorización del foco frío del TEG presentó interés para controlar el gradiente de temperatura y su estabilidad. El procedimiento utilizado fue controlar las temperaturas mediante un sistema de monitorización y regular el caudal de agua del enfriador, con el objetivo de obtener la mejor temperatura en el foco frío.

El equipo utilizado para el control de temperatura fue un registrador T&D TR-71nw capaz de monitorizar dos canales, mediante el uso de termistores. El registrador fue equipado con dos sondas de temperatura TR-0106 encapsuladas en resina y con una precisión de medida de $\pm 0,3$ °C. La Figura 3.27 muestra el registrador de temperatura y los sensores.



Figura 3.27 - Registrador de temperatura T&D TR-71nw [341].

Aunque en la industria naval las sondas de temperatura RTD son el estándar habitual, en especial las sondas de platino PT100, para este experimento se optó por utilizar termistores. Estos últimos son semiconductores electrónicos con un coeficiente de temperatura de resistencia negativo de valor elevado. Esto significa que, ante cambios de temperatura relativamente pequeños, las variaciones de resistencia serán extremadamente grandes y rápidas. Este tipo de sensores posee una mayor sensibilidad que las sondas de resistencia tipo RTD por lo que garantizan una medida más precisa [342].

Unidad de control de tensión

Además de los valores registrados con el software incluido en la unidad de control, se utilizó una segunda unidad de medida eléctrica. Esto es debido a que la PCU recoge datos históricos de la generación eléctrica, pero no guarda los datos de la tensión que alcanza el prototipo. Para el registro de estos se contó con un multímetro registrador modelo Fluke 287. Este modelo permite configurar el intervalo de medida y recoge los datos en un archivo exportable a MS Excel. La Figura 3.28 muestra el multímetro registrador de tensión.



Figura 3.28 - Multímetro registrador Fluke 287.

El fabricante de este equipo declara que la precisión en la lectura de tensiones es de $\pm 0,4\%$ y para la lectura de corrientes de $\pm 0,7\%$.

Almacenamiento de la energía recuperada

A la salida de la unidad de control de potencia se conectó una batería de 12 V_{DC}. La batería elegida fue del tipo plomo ácido regulada por válvula, con separador de vidrio absorbente, (por sus siglas en inglés, VRLA-AGM) destinada a uso general y libre de mantenimiento, en concreto el modelo UP 7.0-12S del fabricante Master Battery. Esta batería posee una capacidad de 7 Ah (20 h) [343]. La instalación de una batería en el prototipo es de interés como sistema de respaldo, haciendo que el prototipo se pueda comportar como un Sistema de Alimentación Ininterrumpida. En el caso en que el captador no sea capaz de producir la energía suficiente para poder alimentar las cargas conectadas de manera estable y continua, la unidad de control conmuta del generador a la batería, haciendo que la carga continúe operando. En el caso de que la carga deba alimentarse mediante la batería y esta no pueda recargarse, la duración de dicha alimentación será por tiempo limitado. Para la selección de la capacidad de alimentación de cargas a la hora de diseñar el prototipo se consideró el cumplimiento de la Regla 43 – 3.4 del Convenio SOLAS. La configuración se hizo de acuerdo con lo relatado por la sociedad de clasificación del buque, Lloyd's Register (Pt 2, Ch 6, 12 – Baterías) [344]. La Figura 3.29 muestra la batería utilizada, antes de ser instalada en el prototipo.



Figura 3.29 - Batería utilizada en el prototipo.

Carga

Con la idea de construir un modelo que pueda ser utilizado tanto en la experimentación de esta tesis como en futuras investigaciones, se incluyó la posibilidad de alimentar cargas externas. Para el diseño de la salida de carga, se utilizó una lámpara de 12 V_{DC} y 5 W. Se eligió este consumidor por tener un consumo adaptado al orden de magnitud del prototipo. Dicha carga se caracterizó utilizando una fuente de alimentación regulable Kungber 0-30 V_{DC} – 10 A, que permite visualizar y modificar las medidas de tensión y corriente. Dicha fuente de tensión regulable posee una precisión del $\pm 3\%$. La Figura 3.30 muestra la configuración utilizada.



Figura 3.30 a) Configuración utilizada para la caracterización de la carga.



Figura 3.30 b) Carga alimentada a 12,20 V_{DC}.



Figura 3.30 c) Carga alimentada a 13,50 V_{DC}.

Figura 3.30 - Caracterización de la lámpara utilizada como carga en el prototipo.

La Tabla 3.16 recoge las medidas efectuadas y la potencia calculada en base a tensión y corriente.

Tabla 3.16 - Caracterización de la bombilla utilizada como carga en el prototipo.

Tensión (V)	Corriente (A)	Potencia medida (W)	Potencia calculada (W)
12,00	0,365	4,381	4,3800
12,20	0,358	4,369	4,3676
12,50	0,343	4,290	4,2875
13,00	0,328	4,264	4,2640
13,50	0,322	4,349	4,3470
14,00	0,305	4,270	4,2700
14,20	0,304	4,317	4,3168

Otros

Tanto el captador como los elementos de medida, almacenamiento y consumo fueron conectados mediante los elementos de corte y protección adecuados (interruptores magnetotérmicos, curva C). El sistema de captación de datos fue montado en una maleta estanca con el objetivo de que el equipo resistiera las inclemencias propias de la navegación. La Figura 3.31 muestra la maleta que aloja la unidad de control, la batería y el multímetro registrador.



Figura 3.31 - Maleta de adquisición de datos y almacenamiento energético.

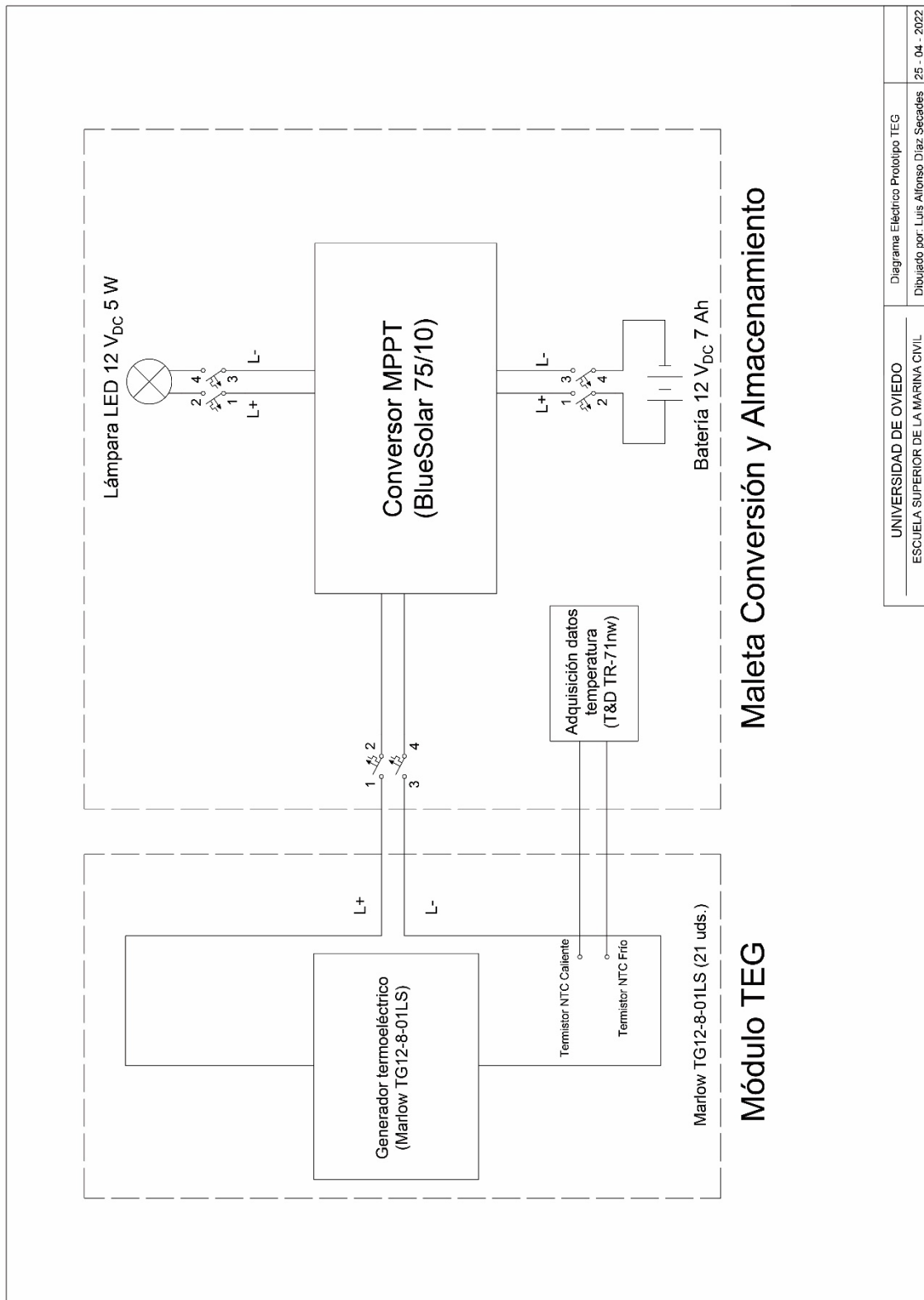
En la Figura 3.32 se puede observar la parte trasera de la maleta donde se instalaron las conexiones para el captador termoeléctrico y la carga.



Figura 3.32 - Detalle de la parte trasera de la maleta de captación.

Instalación eléctrica

El prototipo diseñado se basa en dos dispositivos: un captador termoeléctrico donde se instalaron los módulos Marlow TG12-8-01LS y las sondas para la medición de la temperatura. A este captador se conecta la maleta de adquisición de datos y almacenamiento energético donde se encuentra la unidad de control, la batería, los elementos de corte y la conexión para la carga externa. La Figura 3.33 muestra el plano con la instalación eléctrica del prototipo.



UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA SUPERIOR DE LA MARINA CIVIL	Diagrama Eléctrico Prototipo TEG Dibujado por: Luis Alfonso Díaz Secades	25 - 04 - 2022
--	---	----------------

Figura 3.33 - Esquema eléctrico del prototipo.

3.3.4.3 Componentes mecánicos

Enfriador

La forma de maximizar la generación termoeléctrica pasa por mantener el gradiente de temperatura entre las caras de los módulos TEG lo más alto posible. La transferencia de calor del foco caliente al foco frío incrementa progresivamente la temperatura de este último, hasta el punto de equilibrarse con el foco caliente. Esto daría lugar a una merma en la potencia generada e incluso podría conllevar un daño en el dispositivo. Por estas razones resulta fundamental instalar un elemento disipador de calor en el foco frío del captador.

Se plantearon dos opciones para mantener el gradiente de temperatura: aire forzado, combinando ventilador y disipador de aletas, o circulación de agua.

La solución para la refrigeración del prototipo durante esta investigación pasó por desviar un pequeño caudal de agua de una de las bombas de agua salada, utilizada para refrigerar el enfriador del sistema de aire acondicionado del buque, la cual posee un caudal de 60 m³/h. En este caso, resulta interesante refrigerar el sistema mediante circulación de agua salada debido a que es un bien virtualmente infinito y ya existen instalaciones a bordo para circular el fluido. En el caso del buque experimental, se comprobó que las temperaturas de agua de mar de las zonas por las que habitualmente opera están en el rango de los 15-17 °C (ver Capítulo 8 - Anexo) [345].

A la hora de elegir un equipo de refrigeración que utilice agua salada existen ciertos factores limitantes. Uno de los inconvenientes es la capacidad del agua de mar para producir corrosión-erosión en el acero [346]–[349]. Materiales como cupro-níquel, bronce o acero inoxidable 316L son capaces de soportar en mayor medida la corrosión producida por el agua salada. La Tabla 3.17 muestra los voltajes de corrosión en los materiales mencionados con relación al agua de mar, siendo los valores más cercanos a -1,0 V aquellos que más tienden a la corrosión y los más cercanos a 0, o positivos, los más estables [350], [351].

Tabla 3.17 - Comparativa de materiales según su voltaje de corrosión [350].

Material	Voltaje de corrosión (V)
Acero al carbono	-0,6 a -0,7
Cobre	-0,3 a -0,4
Latón Admiralty	-0,25 a -0,35
Bronce al Estaño	-0,25 a -0,3
CuNiFe 90-10	-0,2 a -0,25
Acero inoxidable 316L	0 a -0,1
Titanio	0,05 a -0,15

Una vez analizada la Tabla 3.17, se dedujo que los mejores materiales son el titanio y el acero inoxidable 316L, que se posicionaron como los más resistentes a la corrosión ejercida por el agua de mar.

El segundo criterio para elegir el material del enfriador fue la conductividad térmica del material. Cuanto más calor sea capaz de disipar el enfriador más sencillo resultará mantener la temperatura en el foco frío. Una mejor conductividad térmica puede significar un caudal de refrigeración menor y, por tanto, una menor energía de bombeo. La Tabla 3.18 presenta las conductividades térmicas de los materiales enumerados en la Tabla 3.17.

Tabla 3.18 - Comparativa de materiales según su conductividad térmica [352].

Material	Conductividad térmica (W/mK)
Acero al carbono	46,02
Cobre	397,48
Latón Admiralty	112,97
Bronce al Estaño	54,39
CuNiFe 90-10	46
Acero inoxidable 316L	13,53
Titanio	20,92

Analizados los datos de la Tabla 3.18 se dedujo que los mejores materiales serían cobre, latón admiralty y bronce al estaño, por ese orden.

Con el objetivo de maximizar la transmisión de calor se eligió el cobre para el núcleo del intercambiador de calor. La carcasa externa del enfriador se fabricó en aluminio debido a su conductividad térmica alta (225,94 W/mK) y menor coste [352]. El flujo de calor en el enfriador se obtiene:

$$\frac{Q}{\Delta t} = \frac{\lambda \cdot A}{e} \cdot (T_{hot} - T_{cold}) \quad (3.136)$$

siendo $\frac{Q}{\Delta t}$ el flujo de calor, λ la conductividad térmica y e el espesor del material.

Se observa que el flujo de calor en el enfriador tiene relación directa con el material utilizado y sus dimensiones. Las dimensiones del enfriador fueron definidas por el área que ocupan los módulos termoeléctricos a instalar.

Las conducciones de entrada y salida al enfriador se realizaron con tubos de polímero, conectados en la descarga de la bomba y a la salida al mar, respectivamente. Para facilitar las distintas operaciones y el mantenimiento se instalaron dos válvulas de corte. Antes de proceder al ensamblaje de los módulos termoeléctricos en el enfriador se llevó a cabo una prueba de estanqueidad. La Figura 3.34 muestra el enfriador durante las pruebas realizadas en el taller.

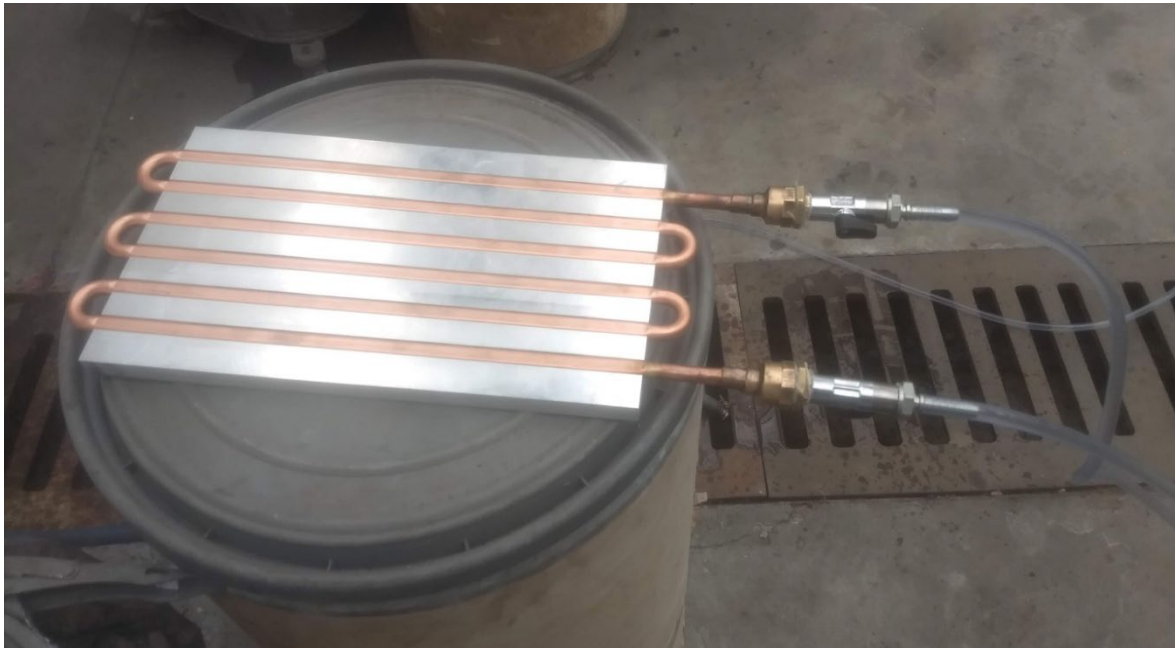


Figura 3.34 - Pruebas de presión del enfriador tras su recepción.

Para la correcta monitorización de la superficie fría de los módulos termoeléctricos se debía colocar una sonda de temperatura en la parte más próxima a los módulos. Para insertar dicha sonda se mecanizó el enfriador. La Figura 3.35 muestra los trabajos de adaptación.



Figura 3.35 a) Fresa utilizada para el proceso.



Figura 3.35 b) Enfriador fijado a la mesa de mecanizado.

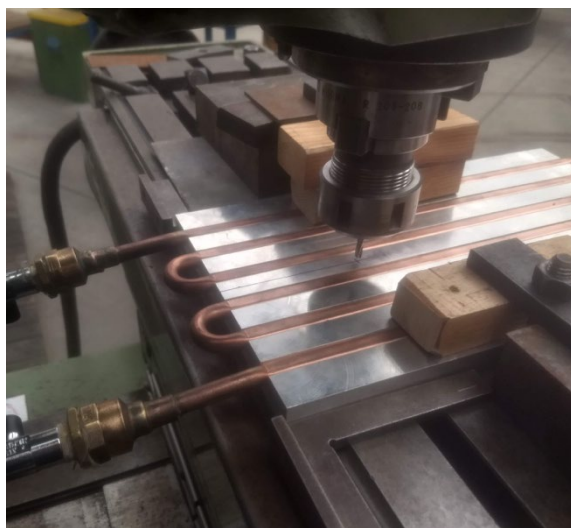


Figura 3.35 c) Comienzo del proceso de mecanizado.



Figura 3.35 d) Resultado final.

Figura 3.35 - Mecanizado del enfriador para insertar sonda de temperatura.

Transmisión de calor entre superficies

Se estima que entre las superficies cerámico-metálicas del TEG, el bloque del motor y el bloque del enfriador, el área de contacto real es mucho menor que el área aparente. Bowden y Tabor demostraron que el área real de contacto ronda el 0,01 % del área aparente y que el factor más influyente para incrementar esta área es la presión de aplicación [353]. Este hecho justifica el control de la presión a la que están sometidas las distintas capas del prototipo. También hace patente la necesidad de aplicar un fluido conductor térmico que aumente el área real, maximizando dichos contactos.

Para cumplir lo anterior se utilizó pasta térmica Arctic MX-4, la cual posee una conductividad térmica alta (8,5 W/mK), que permitió maximizar el flujo de calor, y una conductividad eléctrica baja (resistividad de $3,8 \cdot 10^{13} \Omega \cdot \text{cm}$) que minimizó la posibilidad de un cortocircuito ante un contacto accidental [354], [355].

Con el objeto de homogeneizar la transferencia térmica a lo largo de todo el captador, evitando puntos especialmente fríos o calientes, se instaló una placa de cobre en la superficie caliente del mismo. En el caso de la cara fría, la construcción del enfriador en cobre y aluminio junto con su superficie plana evitaron la necesidad de otro elemento para homogeneizar la temperatura [356]. Con esto se aseguró que el calor recibido por los módulos fuera uniforme, incluso habiendo puntos en la culata del motor con pequeñas diferencias de temperatura. En la Figura 3.36 se muestra dicha plancha, ya instalada en el captador.

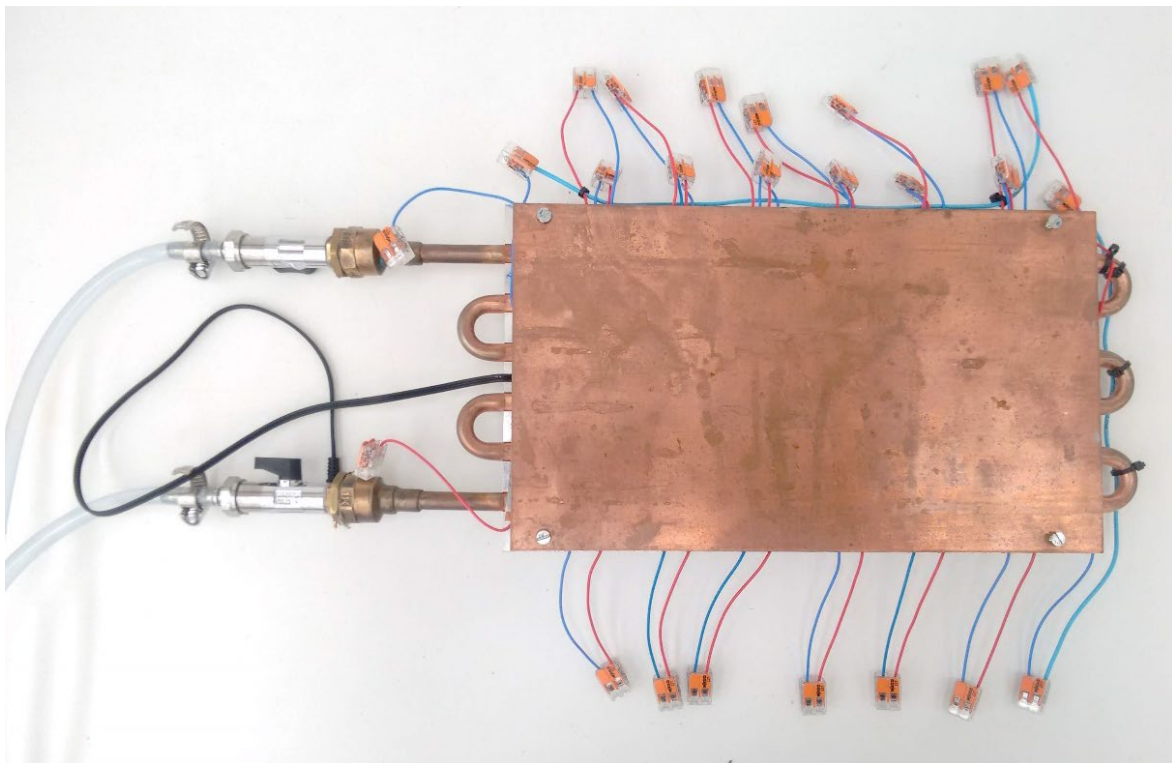


Figura 3.36 - Detalle de la plancha de cobre instalada en el captador termoelectrico.

Control de la presión aplicada

La presión de contacto del TEG es uno de los factores clave a la hora de maximizar el rendimiento del equipo. Se ideó un dispositivo de control de presión para mantener una presión uniforme del captador. El sistema cuenta con muelles de constante elástica conocida ($k = 269,671 \text{ N/mm}$). Una vez en posición se mide la longitud de compresión, obteniendo la fuerza aplicada por cada uno de ellos. Conociendo la superficie de apoyo se obtiene la presión ejercida. La Figura 3.37 muestra el dispositivo durante su fabricación.

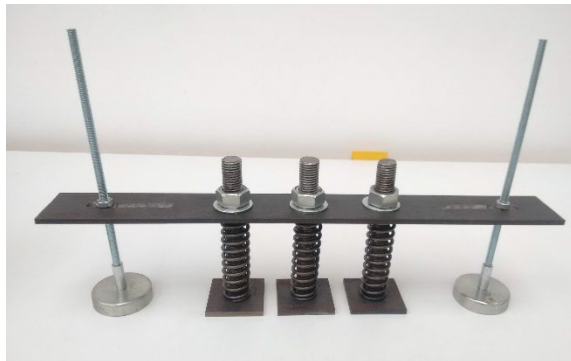


Figura 3.37 a) Presionador del captador termoelectrico.



Figura 3.37 b) Proceso de ajuste del presionador.

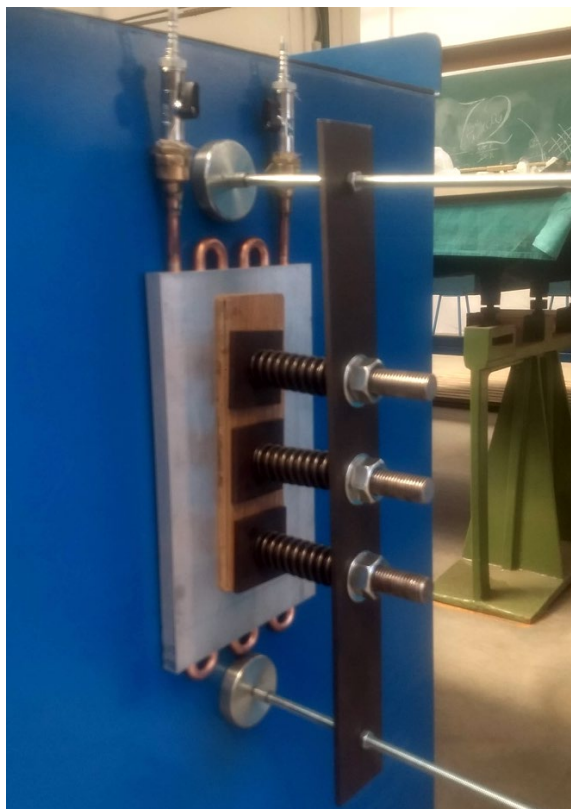


Figura 3.37 c) Pruebas en taller.



Figura 3.37 d) Modificación realizada tras pruebas de ajuste en el buque.

Figura 3.37 - Fabricación del dispositivo de control de presión.

Durante el proceso de diseño y fabricación del prototipo no se encontraron muelles comerciales que cumplieren con las características deseadas, por lo que se decidió calcular el muelle necesario y se pidieron construir *ad hoc* en acero EN 10270-1 SH. El plano de fabricación se representa en la Figura 3.38.

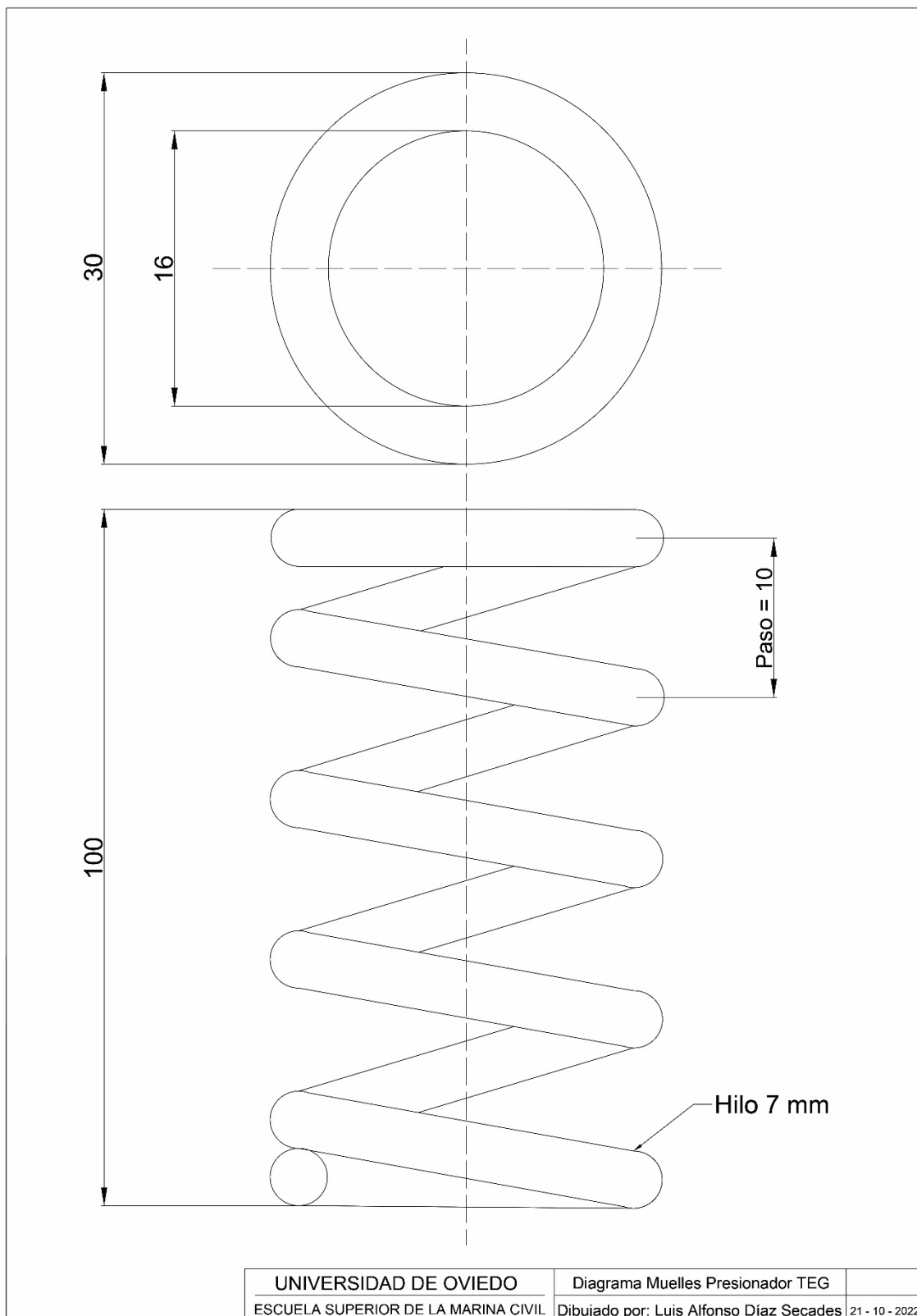


Figura 3.38 - Plano de fabricación de los muelles utilizados en el dispositivo de control de presión.

Para fijar el captador al motor se debían cumplir ciertos requisitos: no se podía mecanizar ninguna superficie del motor ni instalar objetos de manera permanente. Además, el prototipo debía ser desmontable fácilmente con el objeto de no entorpecer las labores de mantenimiento habituales. Para poder garantizar una correcta sujeción del captador y cumplir los requisitos establecidos se optó por utilizar dos imanes fabricados en neodimio N35 de 60 mm de diámetro, con una fuerza de agarre de 100 kg cada uno en sentido longitudinal (2590 Gauss), Figura 3.39.



Figura 3.39 - Imanes para la fijación del prototipo al bloque motor.

Una vez seleccionados todos los componentes y hechas las pruebas y ajustes pertinentes a cada uno de ellos, se procedió al ensamblaje del prototipo. El siguiente conjunto de imágenes, Figura 3.40, muestra los distintos componentes del captador termoelectrico durante el montaje del mismo.

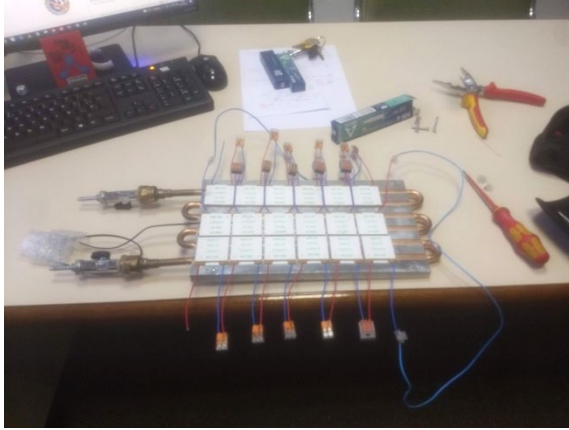


Figura 3.40 a) Montaje del captador TEG (I).

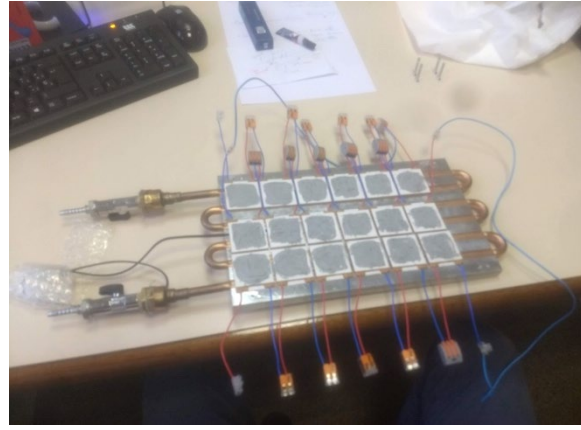


Figura 3.40 b) Montaje del captador TEG (II).

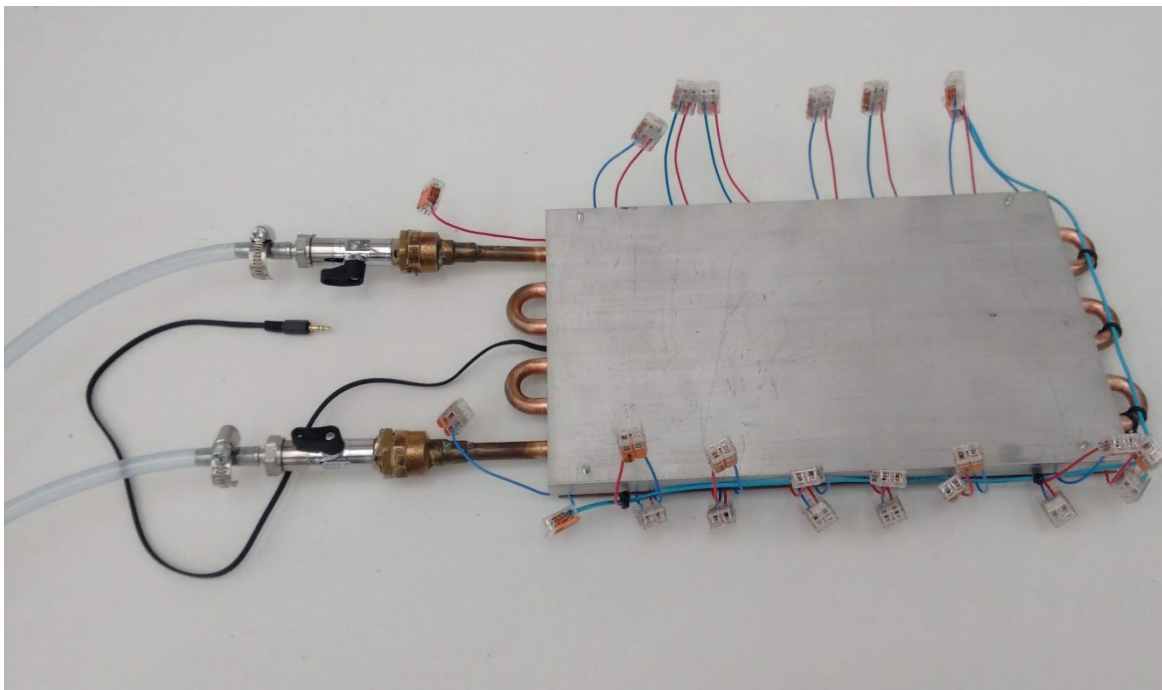


Figura 3.40 c) Aspecto final del captador termoelectrico una vez ensamblado.

Figura 3.40 - Ensamblaje del captador termoelectrico desarrollado para la tesis.

3.4 Aplicación en motor caso de estudio

Una vez sentadas las bases teóricas, se procedió a los estudios de campo. En primer lugar, se recogieron datos del buque caso de estudio con los que realizar el análisis energético-exergético y posteriormente proceder a la experimentación con el captador construido. Con el prototipo se realizaron pruebas funcionales de puesta en marcha en taller y posteriormente se instaló en el buque caso de estudio donde se llevó a cabo la experimentación en caso real. A continuación, se enumeran los pasos llevados a cabo.

3.4.1 Recogida de datos a bordo

El buque caso de estudio equipa en sistema de monitorización energética ARGOS el cual recoge 35 medidas, a razón de una lectura por minuto. Para la elaboración de la tesis se dispuso de los datos generados por este sistema durante todo el año 2020, los cuales fueron procesados mediante MATLAB R2021b. La Tabla 3.19 recoge la relación de parámetros monitorizada por el sistema.

Tabla 3.19 - Datos recogidos por el sistema de monitorización ARGOS.

Parámetro	Unidad
Millas diarias	Millas náuticas
Calado popa	m
Calado proa	m
Consumo acumulado ruta motor auxiliar 1	L
Consumo acumulado ruta motor auxiliar 2	L
Consumo acumulado ruta motor babor	L
Consumo acumulado ruta motor estribor	L
Consumo acumulado ruta motor caldera	L
Consumo auxiliar 1	L/h
Consumo auxiliar 2	L/h
Consumo babor	L/h
Consumo babor	g/kWh
Consumo caldera	L/h
Consumo estribor	L/h
Consumo estribor	g/kWh
Consumo principales	L/milla
Consumo total diario buque	L

Tabla 3.19 - Datos recogidos por el sistema de monitorización ARGOS (continuación).

Parámetro	Unidad
Cremallera babor	mm
Cremallera estribor	mm
Histórico consumo buque	m ³
Par eje de cola	N·m
Paso de hélice	%
Potencia eléctrica auxiliar 1	kW
Potencia eléctrica auxiliar 2	kW
Potencia eléctrica babor	kW
Potencia eléctrica estribor	kW
Potencia eje de cola	kW
Presión aire carga babor	bar
Presión aire carga estribor	bar
Revoluciones eje de cola	RPM
Revoluciones motor de babor	RPM
Revoluciones motor de estribor	RPM
Tiro del buque	t
Velocidad del buque	nudos
Viento	nudos

3.4.2 Perfil operacional del buque caso de estudio

En primer lugar, se analizó el índice de carga habitual del motor mediante la evaluación de la posición de la cremallera. El sistema de monitorización del motor no mide el índice de carga directamente, sino que utiliza este parámetro para determinarlo. Es por ello que resulta el mejor indicador de entre aquellos monitorizados por el sistema. La Figura 3.41 muestra la distribución de las diferentes posiciones durante el año 2020.

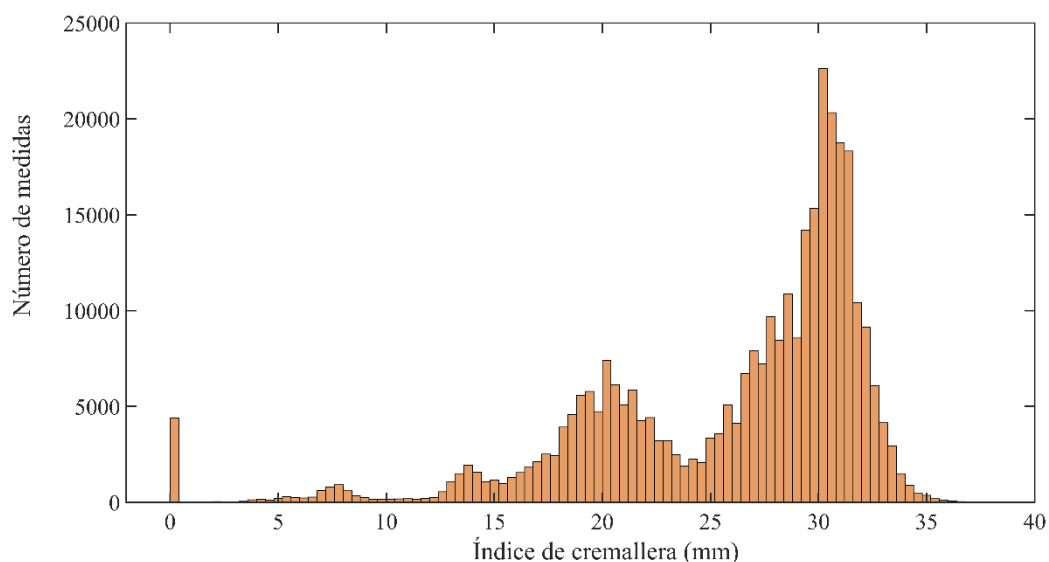


Figura 3.41 - Distribución de las distintas posiciones de la cremallera durante el año 2020.

La Tabla 3.20 resume los tiempos de operación a cada carga.

Tabla 3.20 - Perfil operacional del buque, año 2020.

Índice de cremallera (mm)	Horas de operación	Porcentaje horas de operación (total = 5000 h)
0 – 5	68,296	1,366
5 – 10	46,048	0,921
10 – 15	123,479	2,470
15 – 20	616,839	12,337
20 – 25	764,384	15,288
25 – 30	1635,486	32,710
30 – 35	1745,465	34,909

Otros de los parámetros que arrojó información interesante para la caracterización del motor es el consumo específico, expresado en g/kWh. La Figura 3.42 muestra la relación entre el consumo específico de combustible y el índice de cremallera en base a los datos recolectados.

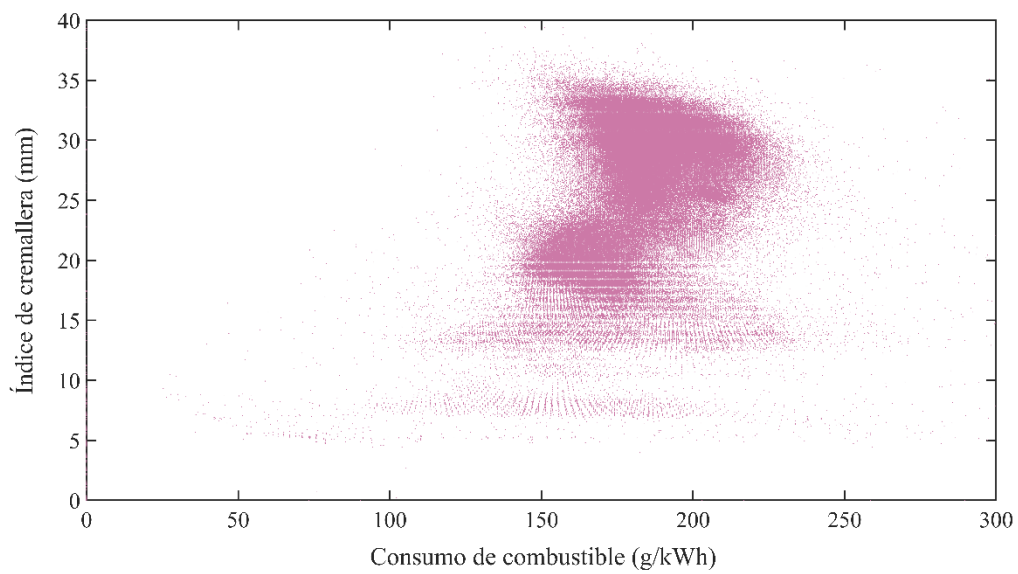


Figura 3.42 - Distribución del índice de cremallera en relación con el consumo de combustible, año 2020.

Dentro de la elaboración del perfil operacional de funcionamiento del buque también resultó interesante estudiar las velocidades habituales del buque, así como la relación entre la potencia del eje y el consumo de los motores. La Figura 3.43 muestra la distribución de velocidades a lo largo del año 2020.

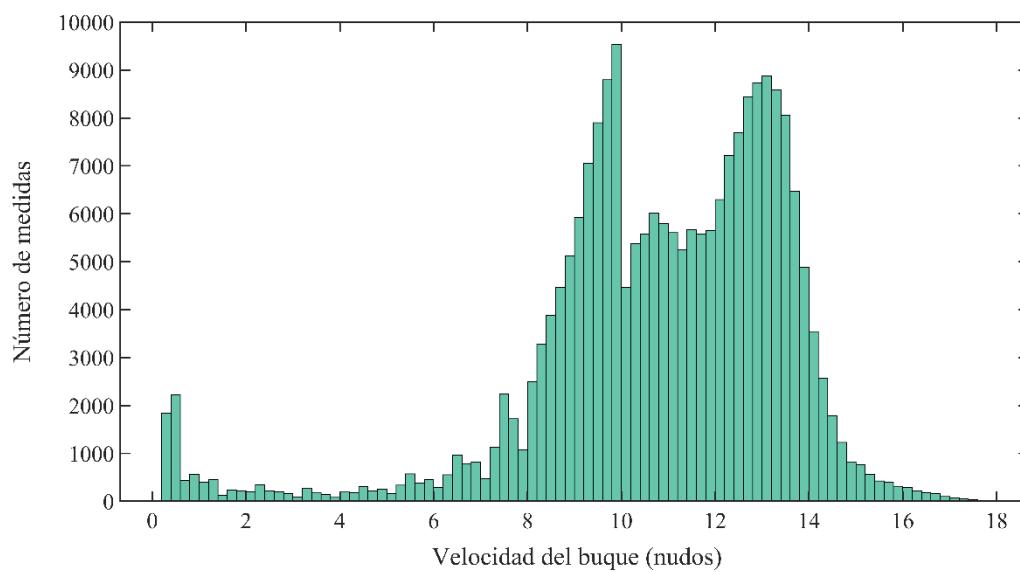


Figura 3.43 - Distribución de velocidades del buque durante el año 2020.

La Figura 3.44 muestra la relación entre el consumo del motor y la potencia entregada por el eje de propulsión a lo largo del año 2020. En la imagen se pueden apreciar diferentes puntos de medida en color rojo. Estos puntos fueron excluidos a la hora de realizar la línea de tendencia dado que se consideraron como medidas falsas o fuera de rango.

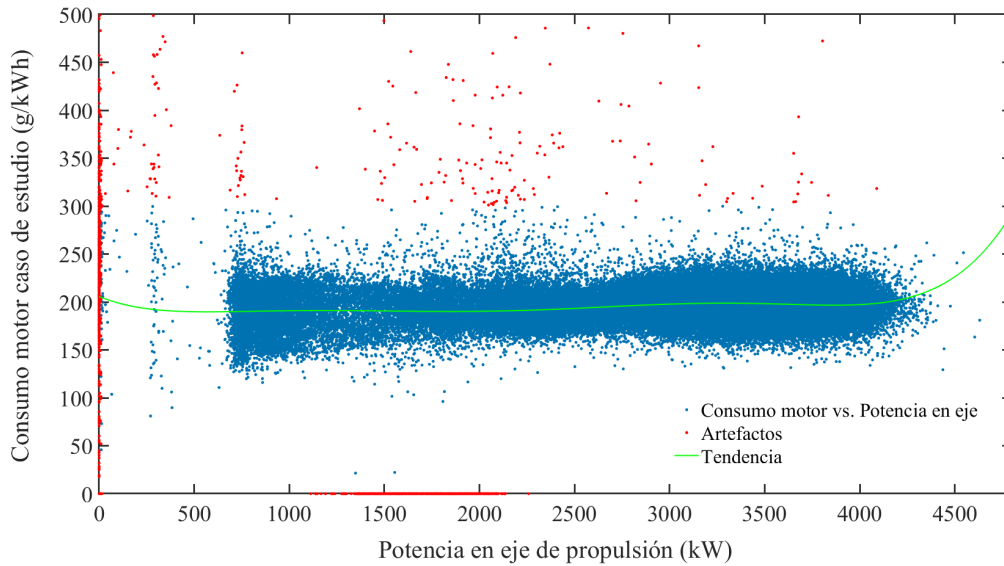


Figura 3.44 - Consumo del motor caso de estudio frente a la potencia entregada.

3.4.3 Análisis energético-exergético

En el primer ensayo, se aplicó la metodología de cálculo desarrollada en base a la Primera y Segunda Leyes de la Termodinámica para valorar el rendimiento real del motor caso de estudio. Para ello, se cruzaron los datos de energía aportada al motor por el combustible, energía mecánica extraída en el eje y energía recuperable desde el calor residual. Se cuantificaron dichos datos para poner en perspectiva el potencial de reaprovechamiento del calor residual disipado por el bloque motor y sus accesorios (enfriadores de aire y de aceite).

Soporte material

En el buque caso de estudio se seleccionó el motor principal de estribor y se obtuvieron datos de este desde las siguientes fuentes:

- Cuaderno de Máquinas.
- Sistema Integrado de Automatización de la Cámara de Máquinas.
- Sistema de Monitorización de Consumos y Registro de Navegación ARGOS.
- Medidas manuales mediante termómetro de infrarrojos.
- Toma de muestras y caracterización de fluidos: aceite, diésel, agua.
- Toma de presiones de combustión mediante lector PREMETS-C.

Período de Experimentación

Se comenzó analizando el grueso de los datos recogidos por el sistema ARGOS durante el año 2020 (correspondiente a 17 265 543 lecturas). Posteriormente se completó el estudio con datos del sistema ARGOS correspondientes a 2021, datos del resto de sistemas y adquisición manual de lecturas puntuales.

Durante el mes de febrero de 2022 se procedió a la toma de muestras de fluidos, provenientes de los circuitos de agua, aceite y combustible, para su posterior caracterización (densidad y calor específico isóbar).

3.4.4 Aplicación del prototipo de captador termoeléctrico

Preparación inicial de la batería

Una de las observaciones que mejor definen la eficacia de la conversión termoeléctrica es el almacenamiento de la energía recuperada en baterías. El método elegido para esta observación fue la comprobación del Estado de la Carga (por sus siglas en inglés, SOC). Para asegurar que el prototipo es capaz de recuperar energía del bloque motor, se comienza el experimento con la batería descargada. Esto, en el caso de baterías AGM como la utilizada en la experimentación, significa que su SOC será del 40 %, no pudiendo descender excesivamente por debajo de ese valor debido a que se corre el riesgo de dañar la batería [174], [357].

La comprobación del porcentaje de carga presente en la batería se llevó a cabo mediante la medida de la tensión en bornes, en circuito abierto, de acuerdo con la norma UNE-EN 50342-1:2016 y las instrucciones del fabricante [358], [359].

En primer lugar, se verificó el correcto funcionamiento de la batería, sometiéndola a una recarga a $14,80 V_{DC}$ a una intensidad correspondiente a cinco veces lo obtenido según la Ecuación 3.137:

$$I_n = \frac{C_n}{20h} \quad (3.137)$$

siendo I_n la corriente nominal de carga y C_n la capacidad nominal de la batería.

La batería elegida, de 7 Ah, tiene una corriente I_n de 0,35 amperios por lo que para la carga inicial se inyectaron 1,75 A. El proceso de carga tuvo una duración de 24 horas a una temperatura de 25 °C. Una vez realizada esta carga inicial se pasó a comprobar la tensión en circuito abierto en las condiciones que dicta la norma UNE-EN 50342-1:2016: *La tensión en circuito abierto, cuando esté completamente cargada, pero después de un periodo mínimo de reposo de 24 h en circuito abierto, debe estar comprendida entre 12,80 V y 13,00 V para las baterías con válvula regulada a 25 °C, a menos que el fabricante indique lo contrario* [358]. La Figura 3.45 muestra el proceso de preparación de la batería.

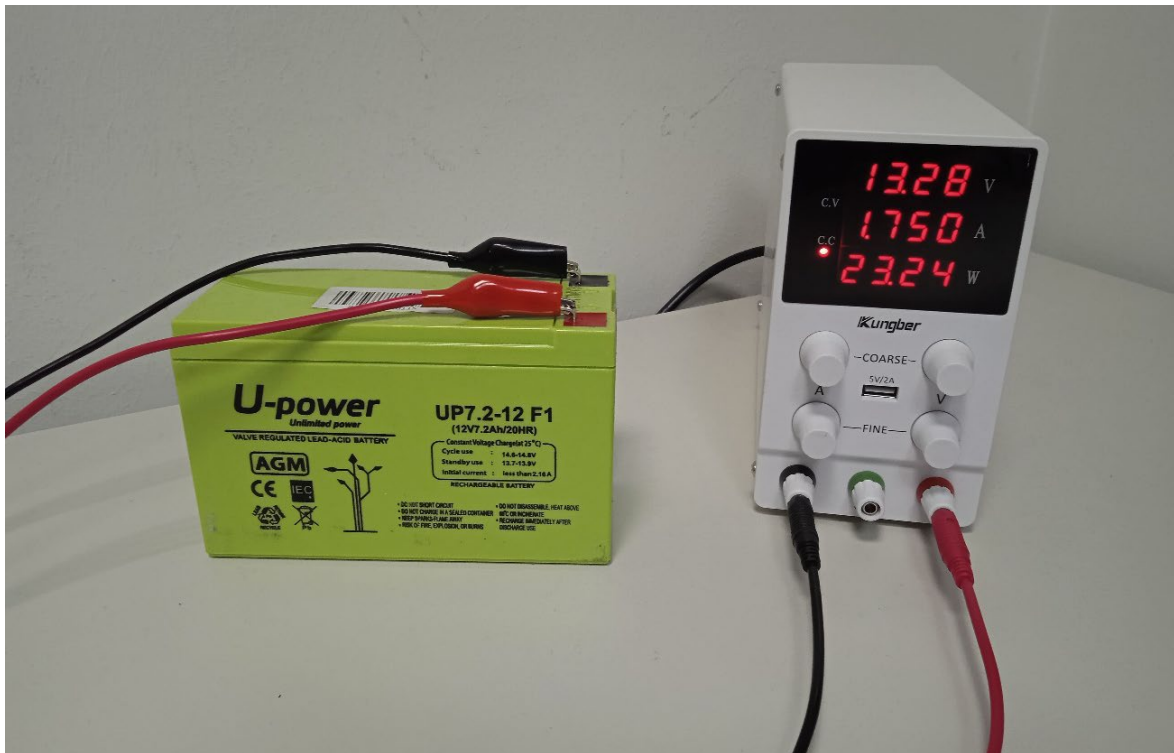


Figura 3.45 - Batería durante el proceso de preparación inicial.

Terminadas las comprobaciones iniciales se procedió a descargar la batería hasta el valor más cercano al 40 % del su SOC. Dicha medida se efectuó utilizando la tabla representada en la Figura 3.46, suministrada por el fabricante de la batería [359]. Teniendo en cuenta que dicha tabla no muestra el valor del SOC al 40 % el valor elegido fue 37,5 %, por ser el más cercano al planteamiento inicial. La temperatura elegida fue 25 °C por ser la más próxima a las condiciones reales del buque, según los registros. La tensión para batería descargada resultante es 12,150 V_{DC}.

Temp °C	U, V.										
-50	12.750	12.630	12.510	12.396	12.282	12.168	12.060	11.952	11.850	11.748	11.646
-45	12.756	12.636	12.516	12.402	12.288	12.174	12.066	11.958	11.856	11.754	11.652
-40	12.762	12.642	12.522	12.408	12.294	12.180	12.072	11.964	11.862	11.760	11.658
-35	12.768	12.648	12.528	12.414	12.300	12.186	12.078	11.970	11.868	11.766	11.664
-30	12.774	12.654	12.534	12.420	12.306	12.192	12.084	11.976	11.874	11.772	11.670
-25	12.780	12.660	12.540	12.426	12.312	12.198	12.090	11.982	11.880	11.778	11.676
-20	12.786	12.666	12.546	12.432	12.318	12.204	12.096	11.988	11.886	11.784	11.682
-15	12.792	12.672	12.552	12.438	12.324	12.210	12.102	11.994	11.892	11.790	11.688
-10	12.798	12.678	12.558	12.444	12.330	12.216	12.108	12.000	11.898	11.796	11.694
-5	12.804	12.684	12.564	12.450	12.336	12.222	12.114	12.006	11.904	11.802	11.700
0	12.810	12.690	12.570	12.456	12.342	12.228	12.120	12.012	11.910	11.808	11.706
5	12.816	12.696	12.576	12.462	12.348	12.234	12.126	12.018	11.916	11.814	11.712
10	12.822	12.702	12.582	12.468	12.354	12.240	12.132	12.024	11.922	11.820	11.718
15	12.828	12.708	12.588	12.474	12.360	12.246	12.138	12.030	11.928	11.826	11.724
20	12.834	12.714	12.594	12.480	12.366	12.252	12.144	12.036	11.934	11.832	11.730
25	12.840	12.720	12.600	12.486	12.372	12.258	12.150	12.042	11.940	11.838	11.736
30	12.846	12.726	12.606	12.492	12.378	12.264	12.156	12.048	11.946	11.844	11.742
35	12.852	12.732	12.612	12.498	12.384	12.270	12.162	12.054	11.952	11.850	11.748
40	12.858	12.738	12.618	12.504	12.390	12.276	12.168	12.060	11.958	11.856	11.754
45	12.864	12.744	12.624	12.510	12.396	12.282	12.174	12.066	11.964	11.862	11.760
50	12.870	12.750	12.630	12.516	12.402	12.288	12.180	12.072	11.970	11.868	11.766
55	12.876	12.756	12.636	12.522	12.408	12.294	12.186	12.078	11.976	11.874	11.772
60	12.882	12.762	12.642	12.528	12.414	12.300	12.192	12.084	11.982	11.880	11.778
ρ sp.gr.	1.3	1.28	1.26	1.24	1.22	1.2	1.18	1.16	1.14	1.12	1.1
SOC %	112.5	100	87.5	75	62.5	50	37.5	25	12.5	0	

Figura 3.46 - Tabla de tensiones según la temperatura y el estado de carga de la batería [359].

Puesta en marcha del prototipo y pruebas en taller

Antes de su instalación a bordo, se efectuaron diversas pruebas en el taller con el ánimo de comprobar el correcto funcionamiento del prototipo y evaluar su rendimiento en un ambiente controlado. A continuación, se describen las pruebas realizadas:

1. Determinación empírica del caudal de agua para refrigeración: utilizando agua sanitaria a 20 °C se ajustó la temperatura del foco caliente a 105 °C y se ajustó el caudal de agua capaz de refrigerar correctamente el prototipo. A la vez se comprobó que el circuito de agua del prototipo fuese estanco, sin fugas. En la Figura 3.47 se muestra el rotámetro utilizado para ajustar el caudal.



Figura 3.47 - Rotámetro utilizado para el ajuste del caudal de refrigeración del prototipo.

2. Comprobación inicial del captador termoeléctrico, aplicando presión de manera gradual: en primer lugar, se calentó el captador termoeléctrico mediante una plancha con termostato bimetalico sin ejercer presión sobre el mismo. Seguidamente se añadió un bloque de 5 kg y se comprobó la reacción del sistema. Una vez estabilizado se añadió un segundo bloque de 5 kg y se repitió la operación. Se comprobaron las tensiones generadas en circuito abierto y conectado a la unidad de control con algoritmo MPPT.
3. Comprobación del captador a la presión efectiva, ejercida por el soporte fabricado: se colocó el presionador y se realizaron pruebas ejerciendo las presiones a experimentar en el motor real (compresión de muelles de 5, 8, 11 y 14 mm). Una vez confirmada la presión más idónea se comprobaron las tensiones generadas a diferentes gradientes de temperatura. Asimismo, se tomaron medidas del captador en circuito abierto y conectado a la unidad de control.

- Recarga de la batería: realizados los experimentos iniciales se conectó la batería y se verificó la alimentación de la misma, así como el tiempo necesario para una carga completa. Se registraron datos a las presiones a experimentar en el motor real (compresión de muelles de 5, 8, 11 y 14 mm).

La monitorización de la batería fue registrada con el programa de monitorización de la unidad de control de potencia, Victron Connect. Este software es capaz de monitorizar datos del generador, batería y consumidores conectados, almacenando un histórico con los datos de los últimos 30 días. La Figura 3.48 muestra una captura de pantalla del registro de datos.

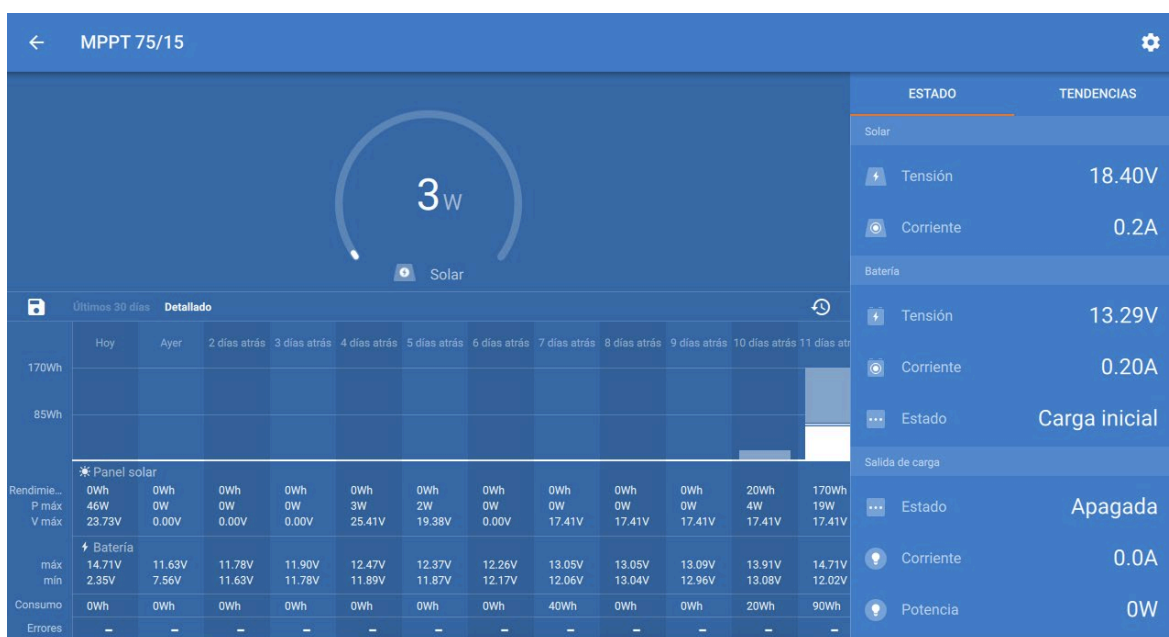


Figura 3.48 - Software de monitorización y control de la unidad de control de potencia [360], [361].

La Figura 3.49 muestra la configuración del conjunto utilizado en la prueba final.



Figura 3.49 - Pruebas de taller y puesta en marcha del captador termoeléctrico.

Pruebas en motor caso de estudio

Una vez el prototipo superó las pruebas de puesta en marcha y taller de manera satisfactoria, fue instalado a bordo. Antes de su puesta en marcha se conectó el circuito de refrigeración a la bomba de agua seleccionada a bordo, con el caudal ajustado en las pruebas en taller.

Durante la primera experimentación hubo problemas relacionados con el mal tiempo que inutilizaron tres de los módulos termoeléctricos del captador. Debido a esto, las pruebas a bordo se realizaron con 18 de los 21 módulos originales. Asimismo, al ser un prototipo, el tamaño del mismo respecto al área disponible en el motor para recuperar calor es pequeño. En concreto, el factor de ocupación externo de los 18 módulos termoeléctricos instalados en el motor W6L32 B3 caso de estudio, el cual tiene un área disponible de 35,81 m², es de 0,1491 %.

Para completar el experimento se utilizaron datos de funcionamiento del motor. El sistema de monitorización energética mide el índice de carga del motor, la potencia extraída en el eje y el consumo de combustible.

Con el ánimo de poder comparar todas las medidas se ajustaron los intervalos de registro de los aparatos de medición a la frecuencia de lectura del sistema ARGOS del motor. Cada experimento constó de 8000 lecturas, a razón de una muestra por minuto. Una vez fijado el generador TEG al bloque motor se procedió a conectar la maleta de captación de datos y almacenamiento energético para registrar datos. En la Figura 3.50 se muestra la configuración a bordo.



Figura 3.50 a) Captador termoeléctrico instalado en el motor.

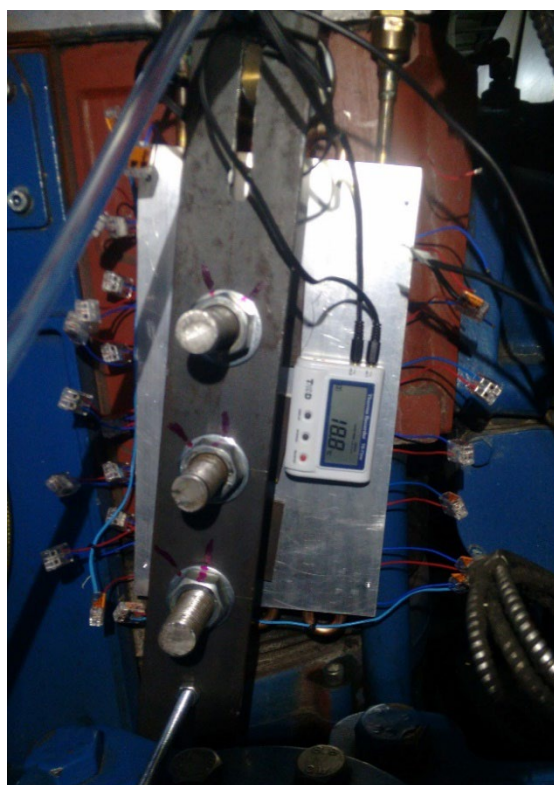


Figura 3.50 b) Captador instalado en el motor.

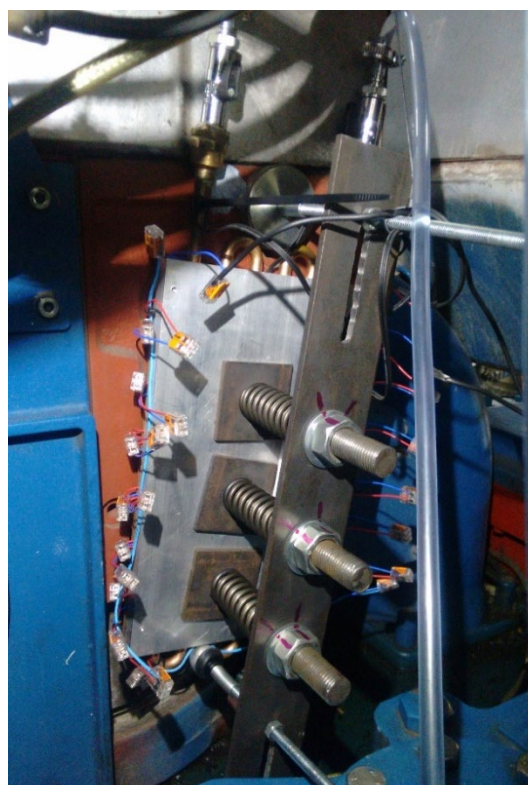


Figura 3.50 c) Captador instalado en el motor (II).

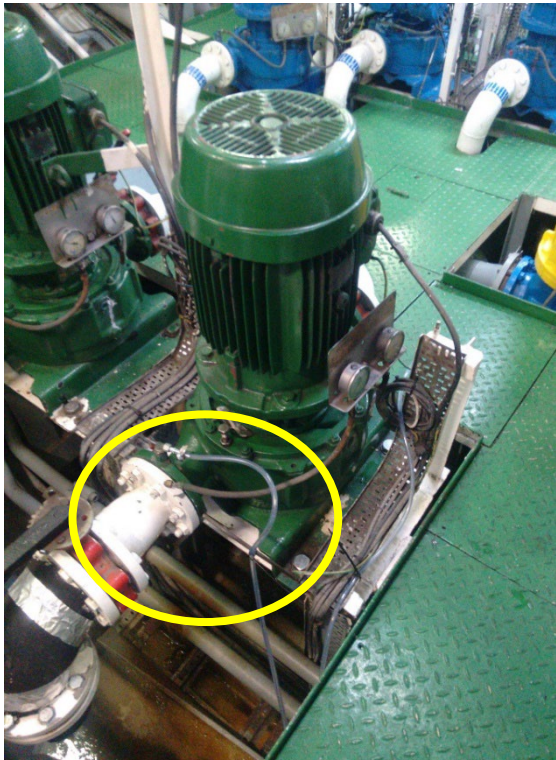


Figura 3.50 d) Conexión al circuito de agua del buque.



Figura 3.50 e) Maleta con PCU, registrador y batería.

Figura 3.50 - Captador termoeléctrico instalado en el buque Cristina Masaveu.

Durante el tiempo a bordo se realizaron cuatro tomas de datos en las que se mantuvo el caudal de agua constante. En cada experimento se varió la presión ejercida por el soporte al captador. La compresión de los muelles empezó siendo leve, con una compresión de 5 mm y se fue incrementando en cada experimento en 3 mm para obtener datos de cuatro niveles de compresión: 5, 8, 11 y 14 mm.

A su vez, se monitorizó la variación de temperatura en ambos focos caliente y frío. Con estos datos se obtuvo el gradiente de temperatura. La tensión generada por el captador fue registrada con el multímetro. Ambos aparatos se coordinaron entre sí y con el reloj del sistema de monitorización del motor para obtener lecturas sincronizadas.

La duración del experimento estaba limitada por la memoria de los registradores de medidas. El monitor de temperatura TR71-nw es el equipo con menor memoria y puede guardar un máximo de 8000 lecturas. Para tratar los datos posteriormente resultaba de interés que todos los equipos registrasen datos con el mismo intervalo por lo que los medidores alojados en el prototipo se configuraron para adaptarse al funcionamiento del sistema ARGOS del buque, no manipulable. Con esto, cada experimento puede tener una duración máxima de 133 horas.

3.5 Sistema combinado de recuperación de calor: propuesta

Con el objeto de ampliar la investigación relacionada con la recuperación de calor en el motor caso de estudio y maximizar esta, teniendo en cuenta las diferentes temperaturas de cada foco, se diseñó una propuesta de sistema de recuperación combinado. Por razones económicas y de viabilidad, el diseño e implantación de un prototipo de esta propuesta excedía el alcance de la tesis por lo que se planteó mediante simulación numérica, utilizando el software MATLAB R2021b junto con la base de datos CoolProp v6.4.1 [362]. La Figura 3.51 muestra el sistema combinado propuesto.

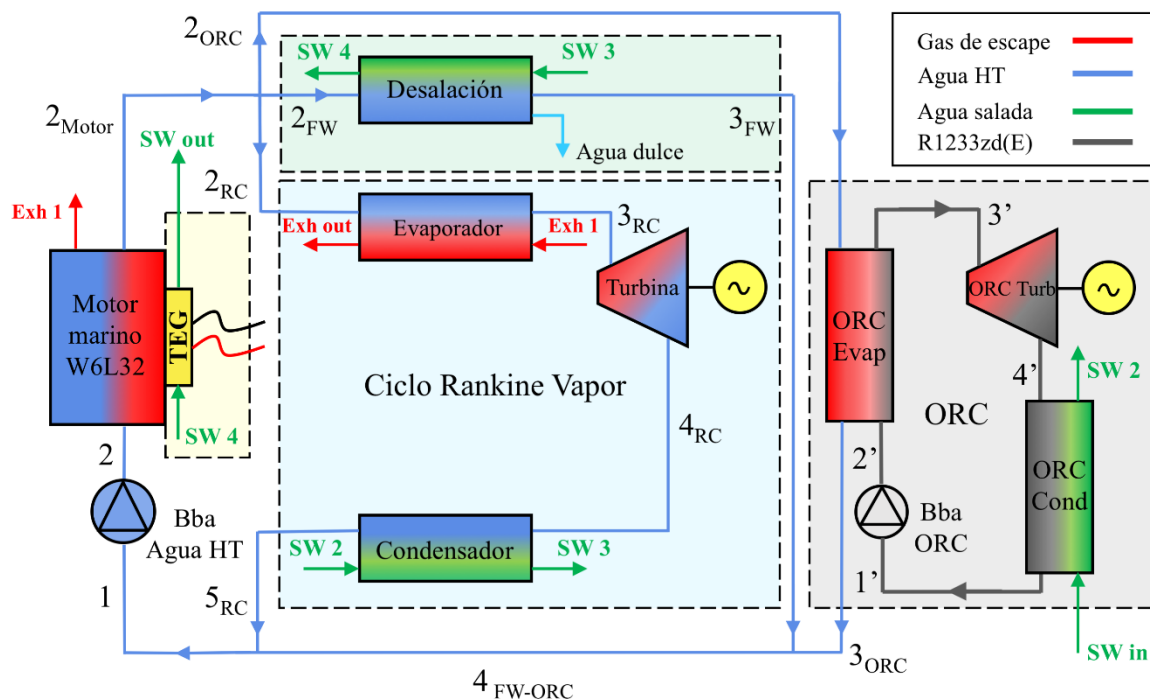


Figura 3.51 - Propuesta de sistema de recuperación de calor combinado.

La propuesta se basó en la utilización de un ciclo Rankine de vapor, un ciclo Rankine orgánico, un conjunto de módulos termoelectricos y un evaporador flash. El ciclo Rankine de vapor recoge el calor del gas de escape del motor utilizando como fluido de trabajo el agua de camisas del motor, lo cual evita añadir peso extra al buque. Esta agua sale del motor con una temperatura de 369,15 K (96 °C) en el caso de estudio. La energía térmica contenida en el gas de escape no es capaz de evaporar todo este caudal de agua y además la extracción de calor está limitada por el fenómeno de corrosión en frío, que comienza a ocurrir cuando la temperatura del gas desciende de los 413,15 K (140 °C) [363]. Es por esto por lo que se aprovecha el evaporador, ya instalado a bordo, que utiliza parte del agua de camisas para producir agua técnica que satisfaga las necesidades del buque. Una vez el ciclo Rankine de vapor y el evaporador han obtenido el caudal de agua necesario para maximizar la extracción de energía térmica del gas de escape y la producción de agua dulce, respectivamente, el remanente se deriva a un ciclo Rankine orgánico.

En el ciclo Rankine orgánico se utiliza el agua de camisas como fuente de calor, evaporando un fluido de trabajo orgánico. Por último, el calor residual radiado por el bloque motor y los enfriadores de aire y aceite es recuperado mediante la aplicación de generadores termoeléctricos. Los cuatro sistemas propuestos utilizan agua salada para su refrigeración. El circuito de agua salada fue diseñado de manera que el agua entrante del exterior fuera ganando temperatura de tal modo que, al entrar en el evaporador, ya estuviese atemperada y la energía presente en la fuente de calor fuera utilizada mayormente para la fase de evaporación, minimizando la etapa de calentamiento previo.

Dentro de la propuesta, tres de los sistemas (Rankine de vapor, Rankine orgánico y generadores termoeléctricos) están orientados a la conversión termoeléctrica mientras que la desalación se focaliza en la producción de agua dulce. Es por ello que, a la hora de comparar los distintos procesos, se utilizó el concepto de producción eléctrica equivalente propuesto por Gude y Nirmalakhandan [364].

En lo referente al ciclo Rankine orgánico, uno de los puntos más importantes a la hora de optimizarlo es la correcta elección del fluido de trabajo. En este caso se recopilaron los fluidos orgánicos estudiados en los artículos que se analizaron durante la revisión bibliográfica y se evaluaron siguiendo el diagrama de flujo mostrado en la Figura 3.52.

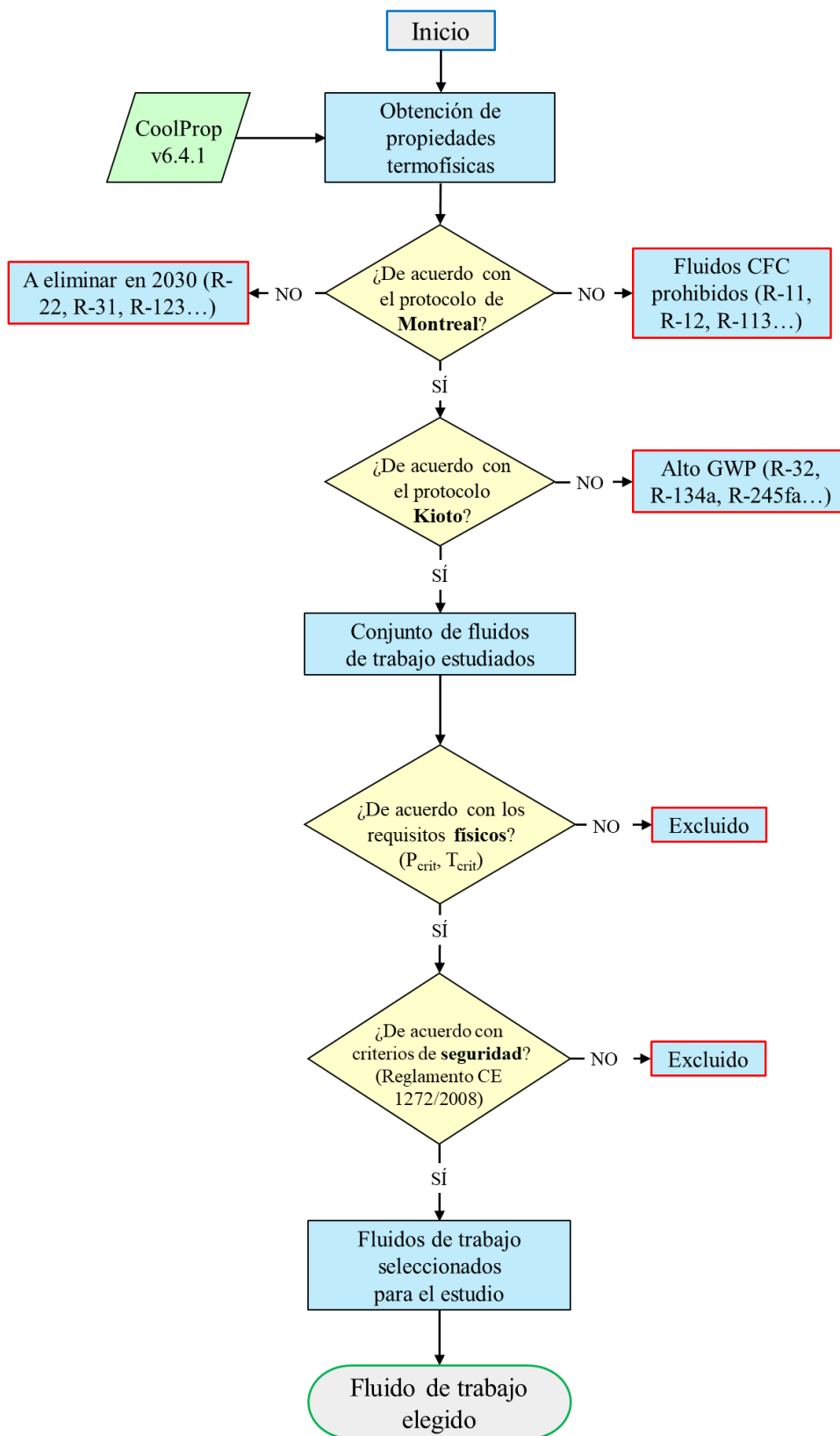


Figura 3.52 - Procedimiento de selección del fluido de trabajo.

Una vez descartados aquellos fluidos de trabajo, que están presentes en la literatura pero que no cumplen con los requisitos ambientales actuales, se obtiene la selección a estudiar. La Tabla 3.21 muestra los fluidos evaluados.

Tabla 3.21 - Fluidos de trabajo analizados [365]–[367].

Fluido de trabajo	T _{crit} (K)	P _{crit} (bar)	ODP	GWP	Seguridad	Toxicidad
Amoníaco	405,400	113,330	0	0	H221	H314 / H335
Ciclohexano	553,600	40,824	0	Muy bajo	H225	H304 / H315
Dimetil éter	400,15	53,7	0	1	H220	-
Hexano	507,820	30,441	0	Muy bajo	H225	H304 / H315
Isobutano	408,15	36,4	0	3	H220	-
n-Pentano	498,15	30,4	0	5	H225	H304 / H336
Propano	369,890	42,512	0	3,3	H220	-
Propileno	364,211	45,550	0	1,8	H220	-
R1233zd(E)	439,6	36,236	0	5,8	-	-
R1234ze(Z)	423,27	35,306	0	1	-	-
R1234yf	367,85	33,8	0	1	H220	-
R161	375,25	50,1	0	13	H221	H335
Tolueno	591,750	41,260	0	3,0	H225	H304 / H315
1,2-Dicloroetano	561,6	52,276	0	3	H225	H315 / H331

Habiendo seleccionado el fluido de trabajo más adecuado para el ciclo Rankine orgánico se procedió al análisis paramétrico del sistema de recuperación combinado. Debido a que la propuesta en su conjunto es novedosa, la validación del modelo no pudo hacerse de manera combinada, sino que se analizó cada subsistema por separado. En el caso del evaporador, el funcionamiento del modelo fue evaluado frente a datos experimentales recogidos en el buque caso de estudio. Para el modelo del subsistema TEG se utilizaron las curvas de rendimiento del fabricante.

El estudio paramétrico evaluó el comportamiento de los subsistemas ante las variaciones en la presión de evaporación, sobrecalentamiento y subenfriamiento en los ciclos Rankine vapor y orgánico, las variaciones en la presión del evaporador y la temperatura de agua salada en desalación y la influencia de las temperaturas de foco caliente y foco frío en el captador termoeléctrico.

Además, se estudió la potencia que es capaz de extraer el sistema, el precio de dicha producción eléctrica, los potenciales ahorros de combustible al implantar el sistema y el recorte en emisiones de gases CO₂ y NO_x. Por último, y debido a su entrada en vigor el 1 de enero de 2023, se estudió el efecto que la implantación de este sistema produciría en los indicadores de eficiencia energética EEXI y CII.

Capítulo 4

Resultados y discusión

4. Resultados y discusión

Dentro de este apartado se recogen los resultados obtenidos en la experimentación. En primer lugar, se exponen y analizan los resultados relacionados con el análisis energético-exergético, continuando en la segunda parte con los relativos a la aplicación del prototipo de captador termoeléctrico en el motor diésel marino. Por último, se exponen los resultados del estudio paramétrico del sistema combinado de recuperación de calor propuesto.

4.1 Eficiencia del motor diésel marino: resultados sobre motor caso de estudio

4.1.1 Análisis energético

El combustible inyectado en el motor contiene energía química. Durante el proceso de combustión, en el interior del motor esta energía se subdivide en dos términos: mecánica y térmica. La primera produce trabajo en el eje del cigüeñal, habitualmente utilizado para servicios de propulsión o generación eléctrica. La energía térmica en cambio es disipada en forma de calor, mayoritariamente al circuito de agua (circuitos Agua LT + Agua HT). Otras fuentes de calor como el generado durante la combustión, la compresión de aire o el incremento de temperatura en el aceite son también recogidas por el circuito de refrigeración en último término. La contribución de otras fuentes como el retorno de combustible y las fugas sucias es menor (1,5100 – 3,1565 y 0,0047 – 0,0094 kW, respectivamente).

El calor radiado al ambiente proviene principalmente de tres fuentes: la carcasa del enfriador de aceite, la carcasa del enfriador de aire y el bloque del motor. Las dos primeras son enfriadas por el circuito Agua LT, aunque no se produce la transferencia de calor completa sino que cierta fracción se disipa al ambiente. Los resultados experimentales muestran que el enfriador de aceite disipa el 3,68 – 6,09 % de la energía contenida en el combustible. Por su parte, el enfriador de aire de carga disipa el 6,16 – 6,35 % de la energía contenida en el combustible. En el caso del bloque del motor, éste toma calor de varias fuentes como son combustión y fricción además de calor disipado por el aceite y el combustible. El calor disipado por el bloque motor al ambiente está en 4,99 – 5,95 % de la energía suministrada. Si estos datos son comparados con la potencia extraída en el eje, entonces el calor disipado por el bloque motor sería del 12,30 – 15,28 %.

La suma de las tres fuentes de calor arriba descritas representa un 14,93 – 18,37 % de la energía inicial suministrada por el combustible diésel. A pesar de ser un porcentaje menor, en el caso de los motores diésel marinos, se debe tener en cuenta el factor de escala que hace que, en el motor caso de estudio, la fracción de calor residual exceda los 295 kW en todas las cargas en las que se llevó a cabo la recolección de datos para el análisis. La Tabla 4.1 resume los resultados obtenidos para cada parámetro a las diferentes cargas.

Tabla 4.1 - Resultados del análisis energético aplicado al buque caso de estudio.

Índice de carga (%)	75	80	100
Análisis energético externo (kJ)			
Combustible	5672,4126	6163,3000	7402,1750
Refrigeración	714,5437	571,6350	714,5437
Aceite	542,2766	709,1309	709,1309
Enfriador de aceite a ambiente	208,8229	375,6772	280,4047
Gas de escape	1838,5817	1988,2508	2580,8821
Aire de carga	681,1241	709,5042	821,2134
Enfriador de aire de carga a ambiente	361,3641	389,7442	455,7734
Retorno de combustible	3,1565	1,5589	1,5100
Fugas sucias de combustible	0,0094	0,0047	0,0047
Inquemados	65,1416	69,6294	84,8609
Bloque motor	295,9343	366,7998	369,0563
Análisis energético interno (kJ)			
Fricción	130,2485	123,4863	119,1763
Bombas acopladas	80,8125	74,7067	79,0167
Cámara de combustión	1918,9724	1999,8842	2325,6322

En la Figura 4.1 se muestran los resultados del balance energético a las diferentes cargas.

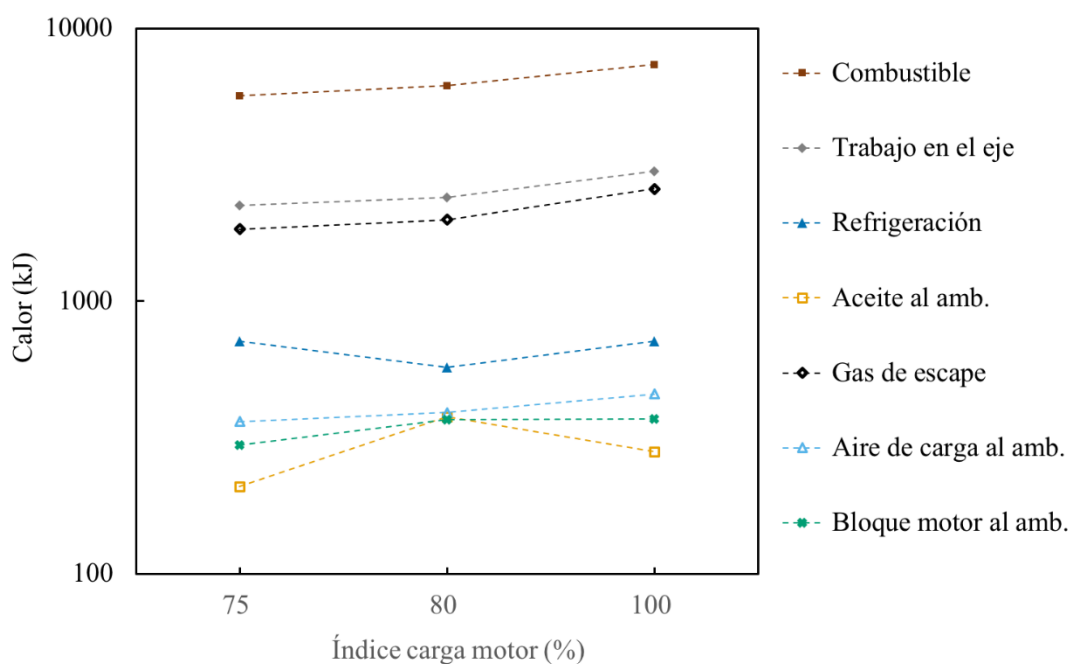


Figura 4.1 - Relación de las distintas variables del análisis energético externo a las distintas cargas.

Se puede observar que la mayor pérdida de calor ocurre en el gas de escape, la cual representa un 32,25 – 34,86 % de la potencia total, seguido de la energía disipada en el circuito de refrigeración (Agua LT + HT) con un 9,27 – 12,59 %. El resto se disipa mayoritariamente en el aceite lubricante y el ambiente.

La Figura 4.2 muestra la cantidad de calor disipado al ambiente frente al trabajo en el eje.

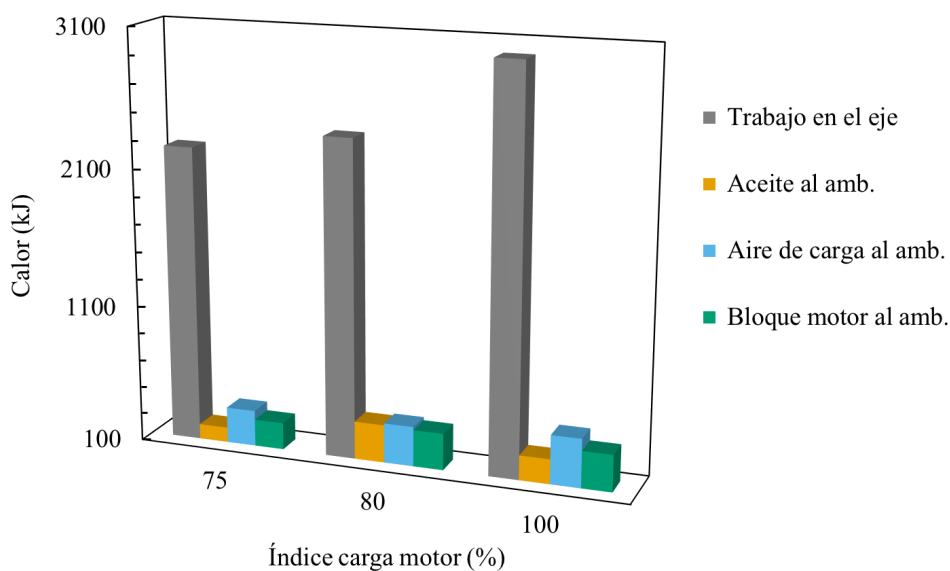


Figura 4.2 - Trabajo en el eje frente a calor residual disipado al ambiente.

En esta gráfica se aprecia claramente que el propósito principal de la máquina diésel es la conversión de energía química en mecánica, la cual es mucho mayor que el calor radiado al ambiente. Aunque el porcentaje de calor disipado es menor, se debe tener en cuenta el factor de escala puesto que los motores marinos tienen una potencia en eje que va desde los cientos a las docenas de miles de kilovatios.

4.1.2 Análisis exerético

El análisis exerético se ha estudiado para los mismos índices de carga que el análisis energético. La mayor parte de la exergía suministrada al motor diésel procede del combustible, con una contribución menor del aire de carga cuando se considera el análisis exerético interno y el aire ya ha pasado por el compresor. En la Tabla 4.2 se resumen los resultados obtenidos a las diferentes cargas. Se observa que la mayor parte de las irreversibilidades están localizadas en puntos específicos del sistema, como es el caso de la cámara de combustión, que representa el 25,44 – 26,71 % del total de exergía suministrada. En el caso de la exergía procedente del calor disipado, esta representa el 2,97 – 3,31 % del total.

Tabla 4.2 - Resultados del análisis exerético aplicado al buque caso de estudio.

Índice de carga (%)	75	80	100
Balance exerético global (kJ)			
Combustible	6068,9142	6594,1147	7919,5871
Aire de carga	243,5993	253,7492	293,7012
Pérdidas	4062,5134	4447,8639	5213,2883
Balance exerético local (kJ)			
Refrigeración	67,9027	56,3185	67,4755
Enfriador de aceite a ambiente	27,3846	47,3520	36,0596
Gas de escape	1099,7058	1170,6635	1259,0679
Enfriador de aire de carga a ambiente	129,2393	139,3893	163,0042
Bloque motor	27,2186	31,4275	36,7775
Combustión	1608,1935	1761,3781	2015,3513
Fricción	0,0020	0,0021	0,0025
Mezcla	38,3342	44,8340	53,7633

En cuanto a la destrucción de exergía, el gas de escape representa la mayor fuente dado que un 38,36 – 42,89 % de la energía recuperable escapa en el gas de escape en forma de calor residual, creciendo este porcentaje a bajas cargas. Parte de este calor ya es recuperado en distintos elementos de reaprovechamiento como los economizadores, pero existe una fracción de calor que no puede ser reaprovechada debido al fenómeno de corrosión en frío. Esto ocurre siempre que se utilicen combustibles con contenido en azufre.

La suma de exergías de los enfriadores de aire y aceite en combinación con el bloque motor representa un total del 2,98 – 3,31 % del total de exergía suministrada por el combustible y un 3,90 – 4,21 % del total de energía recuperable. Los resultados del análisis exerético se presentan en la Figura 4.3.

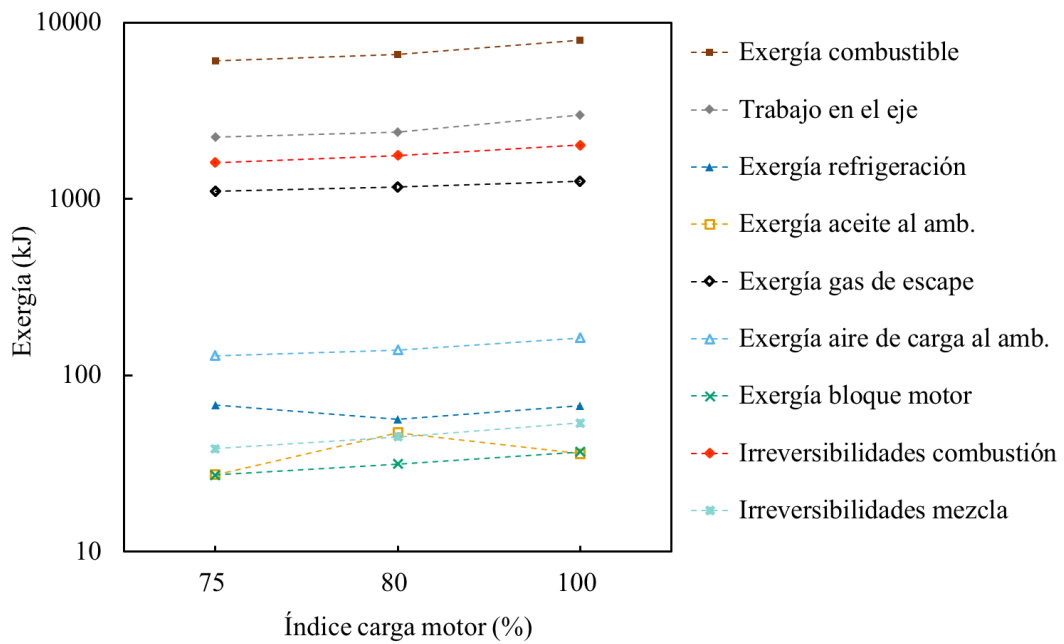


Figura 4.3 - Relación entre distribución exergética en el motor a las diferentes cargas analizadas.

La Figura 4.4 relaciona el total de exergía disponible en el calor residual disipado al ambiente frente al trabajo mecánico en el eje.

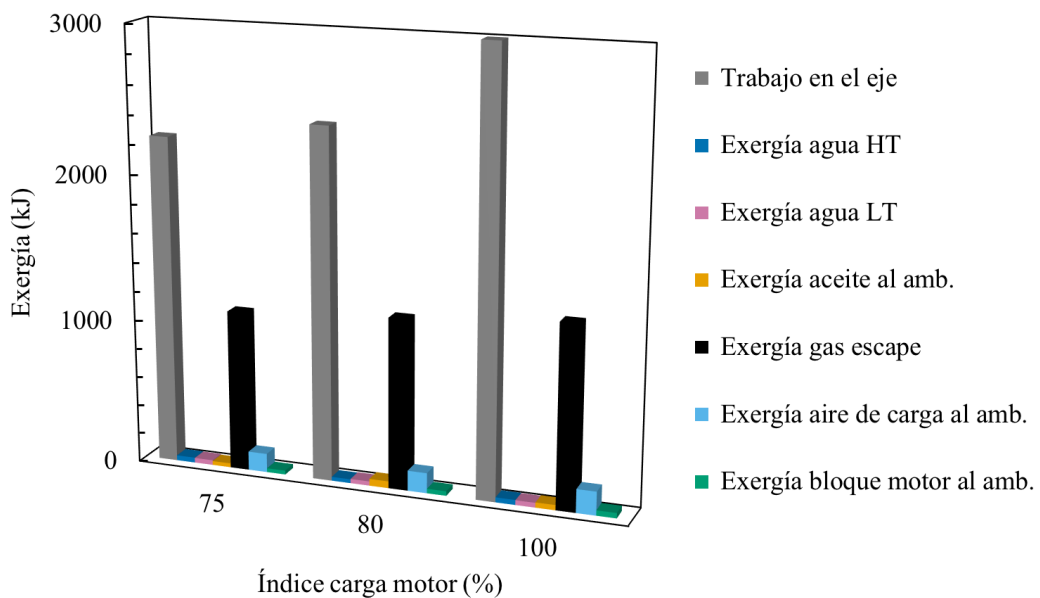


Figura 4.4 - Trabajo en el eje frente a exergía procedente del calor residual.

La exergía disipada es candidata a ser reutilizada para maximizar la eficiencia del sistema. En el caso mostrado en la Figura 4.4, el mayor término corresponde al calor residual contenido en el gas de escape, seguido del que recoge el circuito de refrigeración (Agua LT + HT). La exergía del calor radiado al ambiente desde el bloque motor representa un porcentaje menor, pero es aún recuperable, así como también lo son el disipado por los enfriadores de aire y aceite.

Por contra, la mayor irreversibilidad producida en el motor diésel es la debida al proceso de combustión, contribuyendo de forma residual a los procesos de fricción y mezcla. Estas pérdidas de energía son debidas a procesos irreversibles donde no es posible la recuperación. La Figura 4.5 muestra la relación entre el trabajo en el eje frente a las irreversibilidades producidas, a las cargas analizadas.

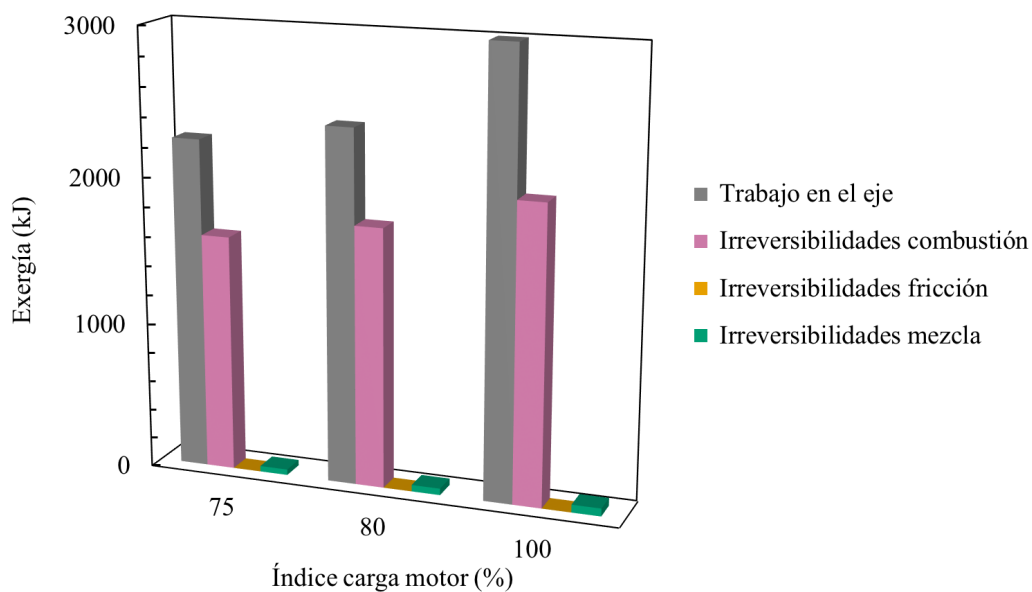


Figura 4.5 - Trabajo en el eje frente a irreversibilidades producidas en el motor.

Si la máquina se considera como un sistema que aglutine trabajo en el eje, exergía e irreversibilidades se puede apreciar, tal y como se muestra en la Figura 4.6, que cada uno de los términos toma una proporción muy similar a las diferentes cargas.

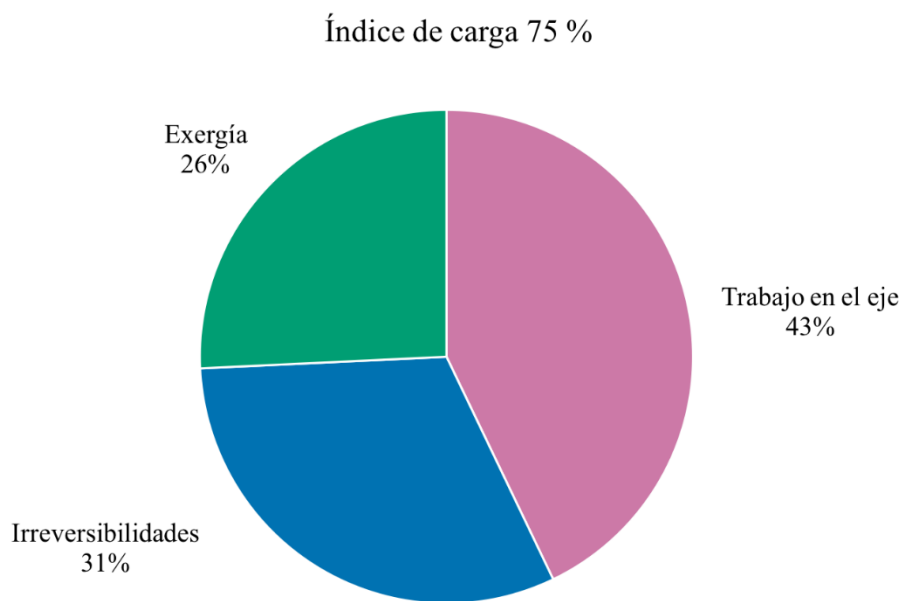


Figura 4.6 a) Distribución de trabajo en el eje, exergía e irreversibilidades con el motor al 75 % de carga.

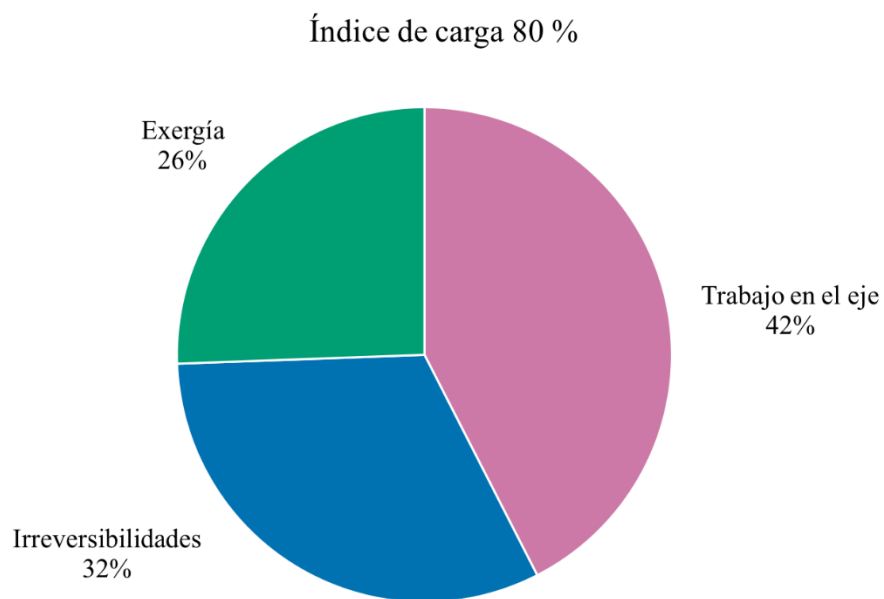


Figura 4.6 b) Distribución de trabajo en el eje, exergía e irreversibilidades con el motor al 80 % de carga.

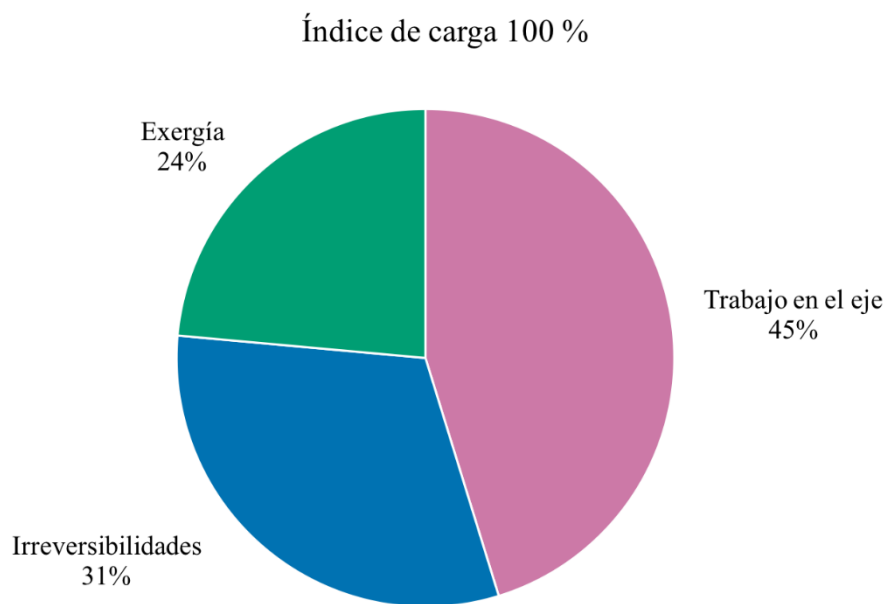


Figura 4.6 c) Distribución de trabajo en el eje, exergía e irreversibilidades con el motor al 100 % de carga.

Figura 4.6 - Distribución de la energía suministrada por el combustible al 75, 80 y 100 % de carga.

Eficiencia del sistema

El rendimiento del motor es expresado con la relación entre el trabajo en el eje entre el total de exergía aportada por el combustible. La eficiencia de las irreversibilidades representa la relación entre estas y la energía térmica proporcionada por el combustible. La Tabla 4.3 muestra los valores obtenidos en el estudio.

Tabla 4.3 - Eficiencias exergéticas y de irreversibilidades a las distintas cargas.

Índice de carga (%)	75	80	100
Eficiencia exergética (%)	37,07	36,40	37,88
Eficiencia irreversibilidades (%)	29,02	29,31	27,95

Los resultados presentados en la Tabla 4.3 muestran que la suma de la potencia mecánica obtenida en el eje y las irreversibilidades da un total de 68,24 – 68,69 %, siendo el resto exergía contenida en forma de calor residual.

En primer lugar, la relación entre trabajo y exergía aportada por el combustible debe ser lo más alta posible puesto que cuanto mayor sea el trabajo mecánico extraído en el eje para una misma cantidad de combustible mayor será su eficiencia, lo cual redundará en una reducción de costes y emisiones de gases nocivos. Por otro lado, se busca que la eficiencia de las irreversibilidades sea la menor posible debido a que esta fracción de energía no puede ser recuperada.

4.1.3 Análisis económico

La utilización del calor residual como fuente energética propicia un incremento de la energía total disponible en una cantidad específica de combustible. De este modo, el coste de explotación de la máquina desciende en función de dicha recuperación. En la Tabla 4.4 se comparan los resultados de una aplicación clásica frente a una aplicación en donde se reaproveche el calor residual. En el buque caso de estudio, los motores operan durante 5000 horas al año, en una media de 13,69 horas al día al 80 % MCR. Si el calor residual disipado por el bloque motor es aprovechado, se produce una reducción de hasta un 8,33 % en el coste diario.

Tabla 4.4 - Resultados del análisis exergoeconómico.

Índice de carga (%)	75	80	100
Coste sin recuperación de calor (€/kWh)	0,0804	0,0812	0,0804
Coste con recuperación de calor (€/kWh)	0,0743	0,0745	0,0746
Ahorro (%)	7,5536	8,3329	7,2884

4.1.4 Análisis ambiental

Además de la reducción en costes, la recuperación del calor residual generado por el motor conlleva una reducción en las emisiones específicas debido a que se extrae una mayor potencia de la misma cantidad de combustible. La Tabla 4.5 recopila la reducción en emisiones específicas de CO₂ y NO_x en el caso de recuperar la exergía asociada a la energía térmica disipada por el bloque y sus accesorios al ambiente.

Tabla 4.5 - Resultados del análisis ambiental.

Índice de carga (%)	75	80	100
Reducción de CO ₂ (g/s)	13,7882	16,3627	17,6881
Reducción de CO ₂ (%)	3,0292	3,3085	2,9779
Emisiones específicas de NO _x solo trabajo eje (g/kWh)	9,9	10	10,1
Total emisiones NO _x , solo trabajo eje (g/h)	22275	24000	30300
Emisiones específicas NO _x , trabajo eje + recuperación (g/kWh)	9,1522	9,1667	9,3639
Reducción de NO _x (%)	7,5536	8,3329	7,2884

De los resultados expuestos en la Tabla 4.5, se aprecia un descenso del CO₂ emitido del 2,97 – 3,31 % y una reducción de las emisiones específicas de NO_x del 7,28 – 8,33 %. Teniendo en cuenta el perfil operacional del buque estudiado, estas cifras se traducen en una reducción mínima de 5306 kg de CO₂ y de 11 041 kg de NO_x por año de operación.

Los costes de operación y las emisiones de gases nocivos están directamente ligados a la eficiencia con la que opere el sistema. Para el caso del motor diésel, la exergía será mayor con la misma cantidad de combustible. El incremento de la energía disponible al aportar la misma cantidad de combustible hace que las emisiones de CO₂ y NO_x no se vean modificadas, dado que se quema la misma cantidad de hidrocarburos. Pero en términos específicos, las emisiones de gases son menores por cada kilogramo de combustible utilizado.

4.2 Recuperación de calor residual mediante generación termoeléctrica

4.2.1 Prototipo: experimentación en taller

Una vez ensamblado el prototipo, se llevaron a cabo diversas pruebas en taller con el ánimo de evaluar su funcionamiento en un entorno controlado. Para los experimentos realizados se dispusieron los mismos ajustes que posteriormente se reproducirían en el buque. Al no depender del sistema de monitorización del buque, y con el ánimo de poder finalizar cada experimento en una jornada, se recogieron 8000 lecturas, pero con una frecuencia de una medida por segundo.

En primer lugar se determinó, de acuerdo a lo dispuesto en la sección 3.4.4, que el caudal del agua necesario para la refrigeración era de 200 L/h. Seguidamente, se completaron cuatro experimentos cuyo objetivo era conocer la influencia que tiene la presión de aplicación de los módulos en la generación eléctrica. Aplicando un gradiente de temperatura de 60 °C, se procedió a realizar cuatro experimentos en los que se comprimieron los muelles 5, 8, 11 y 14 mm, respectivamente. La Tabla 4.6 muestra las fuerzas aplicadas al comprimir los muelles, así como las presiones ejercidas sobre el captador.

Tabla 4.6 - Relación de fuerzas aplicadas al captador termoeléctrico.

Experimento	Compresión de muelles (mm)	Fuerza (N)	Presión ejercida (MPa)
1	5	1348,355	0,13978
2	8	2157,368	0,22365
3	11	2966,381	0,30751
4	14	3775,394	0,39139

La Figura 4.7 muestra la comparativa entre las tensiones generadas en el primer y el segundo experimento.

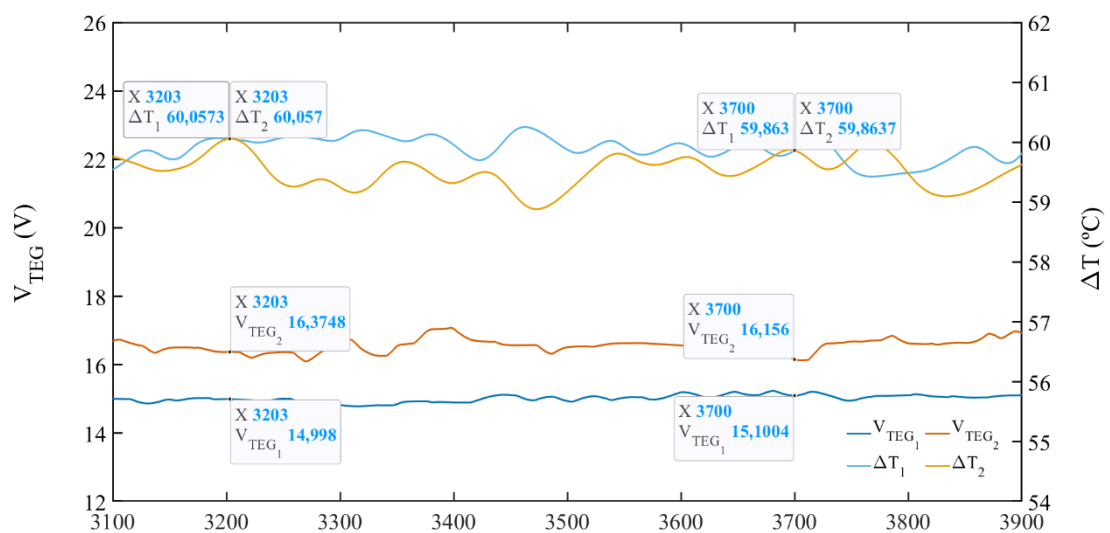


Figura 4.7 - Comparativa entre experimentos 1 y 2.

Como se puede observar en la gráfica anterior, la presión aplicada sobre el captador termoelectrico presenta una notable influencia en la tensión generada por este. El experimento 2, con un gradiente de temperatura ligeramente menor, es capaz de entregar más energía a la batería que el experimento 1. En los puntos seleccionados, lecturas 3203 y 3700, se puede apreciar de manera cuantitativa que, para el mismo gradiente de temperatura, la tensión en el experimento 2 es un 9,18 % superior en el primer caso y un 6,99 % en el segundo. La diferencia en el porcentaje entre las dos medidas viene dada por la inercia térmica que presentan los módulos termoelectricos, y la bajada en el gradiente de temperatura ocurrida en el experimento 2 justo antes del segundo punto.

Con el ánimo de confirmar esta hipótesis se presenta la Figura 4.8, en donde se comparan los datos recogidos en los experimentos 2 y 4.

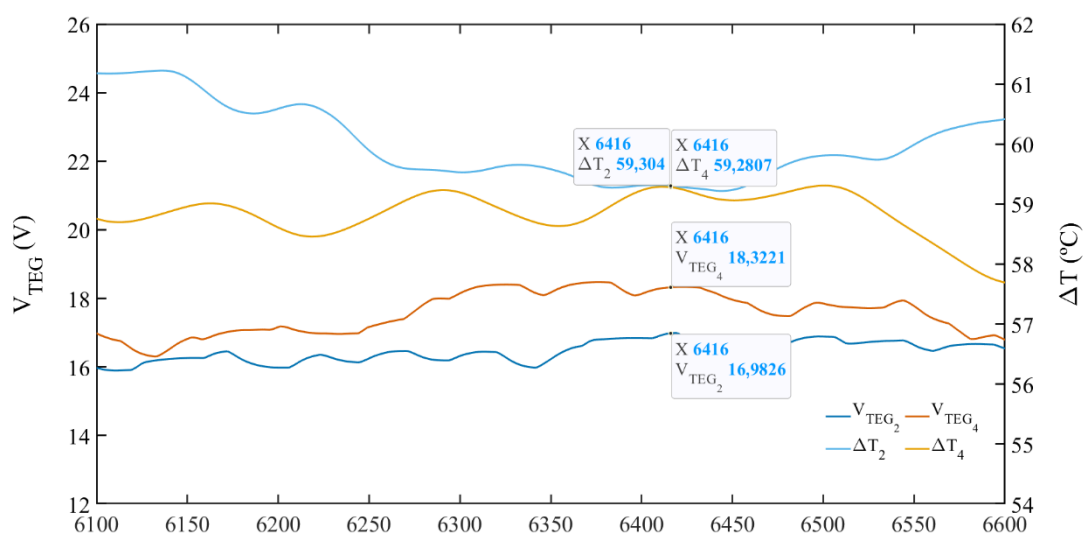


Figura 4.8 - Comparativa entre experimentos 2 y 4.

Al igual que en el caso anterior, el experimento con una mayor presión aplicada sobre el captador genera una mayor tensión. En el caso del punto elegido en la Figura 4.8, lectura 6416, con el mismo gradiente de temperatura el experimento 4 obtuvo una tensión superior al experimento 2 en un 7,89 %. De manera cualitativa, se puede observar que incluso en los extremos de la figura, lecturas 6100 y 6600, donde el gradiente de temperatura en el experimento 2 supera en 2 °C al experimento 4, la tensión obtenida en este último sigue siendo superior.

Durante los experimentos en el taller, la tensión generada fue superior a lo requerido por la unidad de control para arrancar y cargar la batería. La Tabla 4.7 recoge los datos obtenidos de la carga de la batería (para todos los experimentos, la tensión inicial de la batería fue de 12,15 V_{DC}, SOC 37,5 %).

Tabla 4.7 - Carga de batería durante experimentación en taller.

Medida	Compresión de muelles (mm)	Tiempo carga batería (minutos)	Tensión final batería (Vdc)
1	5	10	13,90
2	8	92	14,63
3	11	97	14,64
4	14	93	14,67

Como se puede observar, el primer experimento no logró cargar la batería completamente. El tiempo de carga medido por la unidad de control es tiempo efectivo y únicamente contabiliza los períodos en los que el captador inyecta carga a la batería. Al estar el primer experimento en el límite de los requerimientos para el arranque de la unidad de control, el comportamiento era errático. La unidad de control entraba en fase de carga, conectando la batería con la pertinente caída de tensión y saliendo por encontrarse por debajo de la tensión mínima (un voltio por encima de la tensión medida en la batería). El incremento en la producción eléctrica del resto de casos facilitó que la carga de la batería se produjese de una manera más estable y hasta un nivel similar.

Una vez comprobado que la presión ejercida sobre el captador influye en la energía recuperada, se pasó a estudiar la influencia del gradiente de temperatura en la generación eléctrica. Esto es relevante debido a que el fabricante de los módulos termoelectricos no suministra datos de gradientes por debajo de 60 °C y siempre en situaciones donde el foco frío está a 50 °C, por tanto, trabaja con energías térmicas de mayor calidad. Para ello se seleccionó la presión de aplicación utilizada en el experimento 4, por ser la más favorable y se realizaron otros tres ensayos en los que se aplicaron los siguientes gradientes de temperatura: 40, 60 y 75 °C. La Figura 4.9 muestra los resultados de estos tres experimentos.

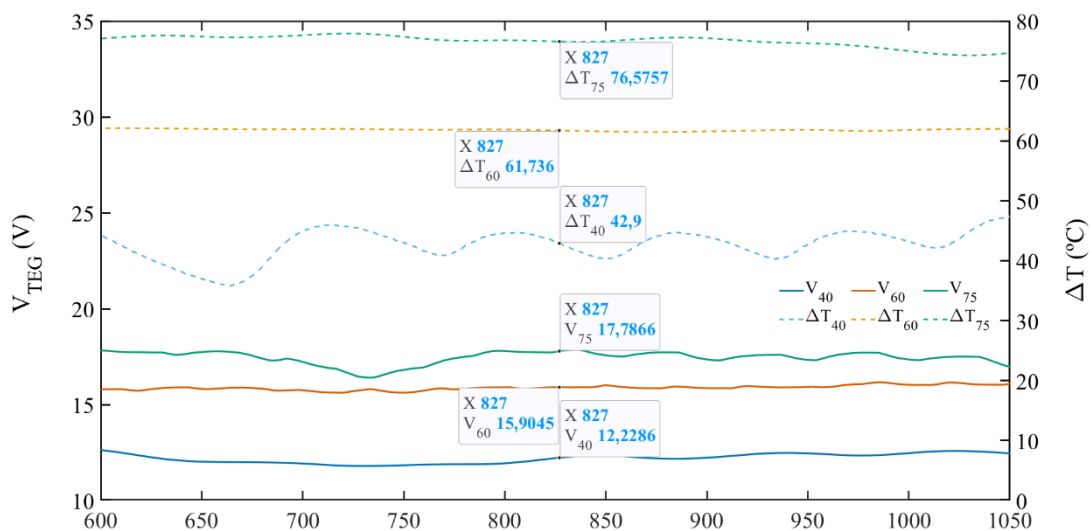


Figura 4.9 - Comparativa entre diferentes gradientes de temperatura (40, 60 y 75 °C).

Aunque se puede observar cualitativamente, se ha incluido un punto, lectura 827, en la gráfica para realizar una comparación cuantitativa. En este punto se observa que el incremento en el gradiente de temperatura entre las caras del captador termoelectrico influye, aumentando la tensión generada al aplicar un mayor gradiente. Para el punto elegido se constata esta afirmación. El gradiente de 60 °C produjo, con respecto del gradiente 40 °C, una tensión un 30,06 % mayor. En el caso del gradiente 75 °C, el aumento de tensión respecto al gradiente 40 °C fue del 45,45 %. Se debe remarcar que este aumento de tensión no es lineal, sino que la pendiente de ascenso desciende ligeramente al aplicar mayores gradientes de temperatura. Esto viene dado por la relación descrita en la Ecuación 3.97 donde el coeficiente Seebeck influye en la tensión generada. Este, de acuerdo con lo descrito en la sección 3.3.2, también varía con la temperatura. La parte del coeficiente Seebeck correspondiente al movimiento de los electrones del material, Ecuación 3.98, se incrementa con la temperatura y hace descender el valor total del coeficiente.

Una vez conocida la influencia de los parámetros físicos en la generación eléctrica, se estudió la influencia que tiene la regulación electrónica que lleva a cabo la unidad de control instalada. Como se describió en la sección 3.3.4.2, la PCU activa la carga de la batería cuando el captador excede en 5 V_{DC} la tensión medida en la batería, manteniéndose conectada a la misma hasta que la tensión del captador desciende por debajo de una tensión 1 V_{DC} por encima de la tensión de la batería. Inevitablemente, la conexión de una carga provoca una caída de tensión en la fuente que, en casos como el del experimento 1, producen la conexión y desconexión constante que imposibilita un proceso de recarga estable. Es por esto que, para finalizar las pruebas en taller, se realizó una experiencia en la que se comparó la tensión en bornes del captador con la unidad de control y la batería, conectadas frente a un experimento con el captador en circuito abierto. Los resultados de esta comparativa se muestran en la Figura 4.10. En ambos casos, la compresión de los muelles y el gradiente de temperatura aplicados fueron los mismos: 14 mm y 60 °C, respectivamente.

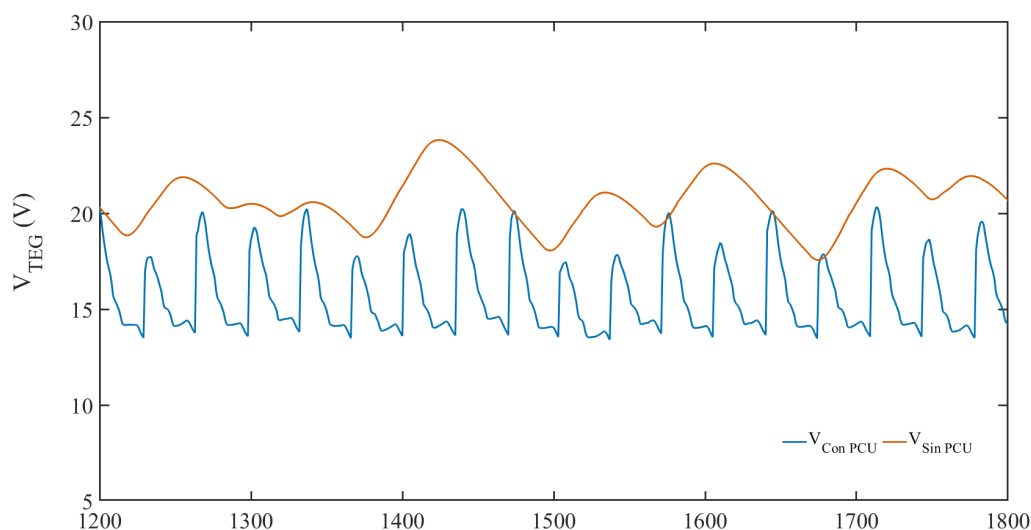


Figura 4.10 - Comparativa entre tensión con carga conectada y en circuito abierto.

En la comparativa de la Figura 4.10 se puede apreciar que la tensión medida fluctúa en ambos experimentos. En el caso del experimento en el que ni la unidad de control ni la carga están conectadas, se aprecia una fluctuación suave en la tensión en bornes del captador. Este efecto responde a la variación del gradiente de temperatura impuesta por la fuente de calor utilizada.

En el caso de la prueba con la unidad de control conectada, además del efecto externo producido por la variación del gradiente de temperatura, se produce una caída de tensión brusca en el momento en que la unidad de control conecta la batería al captador. Si la generación eléctrica del captador es menor, como lo fue en el caso del experimento 1, dicha caída de tensión puede rebasar el límite de desconexión que tiene programado la PCU. Esta desconexión de la carga provoca, a su vez, un aumento brusco de la tensión en bornes del captador, lo que hace que el ciclo inicial se repita. En el experimento realizado, con las condiciones de presión y temperatura ya descritas, se comprobó la influencia de dicho efecto sobre la recarga de la batería obteniendo, de media, pulsos de carga de 26 segundos, seguidos por desconexiones de 3 segundos. Porcentualmente, se concluye que, en las condiciones especificadas, el sistema es capaz de cargar la batería durante un 86,7 % del tiempo que está activo.

4.2.2 Prototipo: experimentación en motor caso de estudio

Una vez finalizadas las pruebas de taller de manera satisfactoria, se trasladó el sistema al buque caso de estudio. El prototipo estuvo instalado en el motor principal de estribor del buque desde el día 26 de octubre hasta el 3 de diciembre de 2022, recogiendo un total de 33 842 muestras, que corresponden a 564 horas de experimentación.

El caudal de agua de refrigeración ajustado durante las pruebas de taller (200 L/h) representa un 0,33 % del caudal total de la bomba utilizada a bordo. Por esta razón el gasto energético asociado a la refrigeración se consideró despreciable.

En primer lugar, se debe mencionar una de las diferencias más reseñables del experimento en el motor frente a las pruebas en taller: las condiciones que fijan el gradiente de temperatura no son manipulables. En el buque, la temperatura del foco caliente viene impuesta por la carga del motor. La Figura 4.11 muestra el perfil operacional de uno de los viajes registrados, en donde se aprecia la relación entre la carga del motor, medida mediante la cremallera de las bombas de combustible, y la temperatura registrada en el bloque.

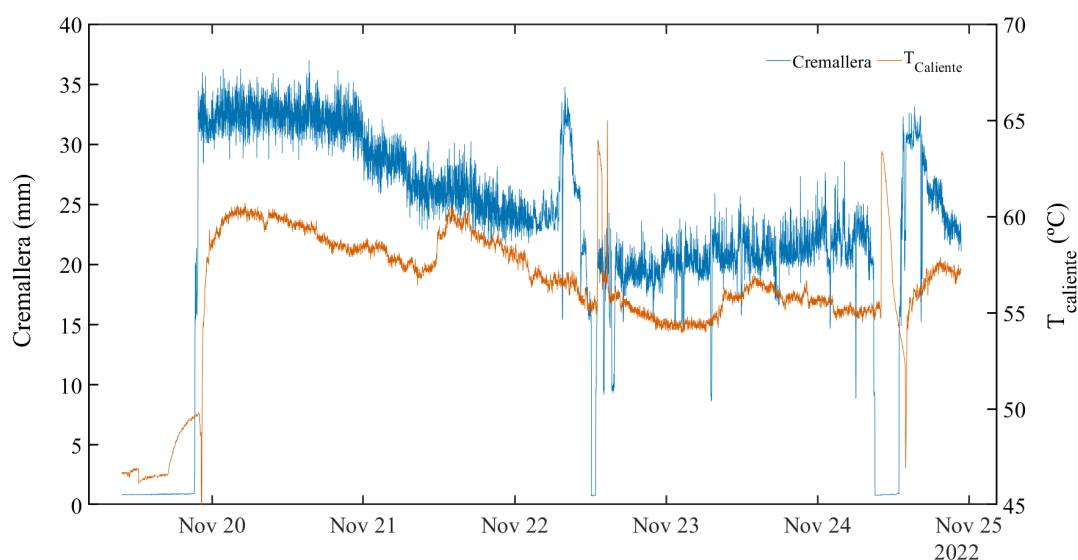


Figura 4.11 - Perfil operacional viaje 19 a 25 de noviembre de 2022.

En la gráfica anterior se puede apreciar la correlación entre el índice de carga del motor y la temperatura del foco caliente del prototipo. Los picos con dirección contraria, que aparecen entre los días 22, 23 y 24, 25 de noviembre, se deben al modo en que funciona el sistema de agua de refrigeración: en el momento en que el motor para, las bombas acopladas dejan de circular agua y se pierde el poder de refrigeración. Asimismo, en el momento en que el motor arranca una gran cantidad de agua a menor temperatura, comienza a circular por el motor y enfría en exceso el bloque. Ambos efectos son transitorios y carecen de relevancia para la experimentación.

La temperatura tomada en el bloque del motor caso de estudio durante los experimentos realizados fue, de media, 58 °C. El foco frío presentó ciertas fluctuaciones, asociadas a la temperatura del agua de mar de las distintas zonas por las que navegaba el buque, pero manteniéndose entre los 18 y 22 °C. Esto proporcionó un gradiente de entre 36 y 40 °C.

La Figura 4.12 muestra la relación entre el gradiente de temperatura registrado durante uno de los experimentos y la tensión entre bornes del captador termoelectrico. La presión de aplicación se mantuvo constante (0,39139 MPa).

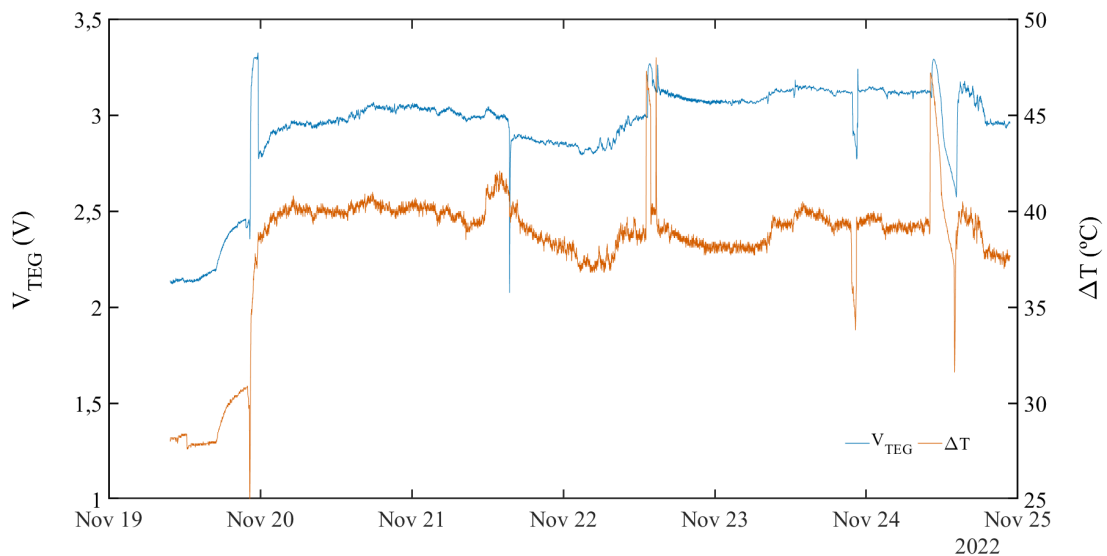


Figura 4.12 - Gradiente de temperatura frente a la tensión en bornes del captador termoelectrico, viaje 19 a 25 de noviembre de 2022.

Este análisis muestra cómo responde el captador termoelectrico al gradiente de temperatura aplicado entre sus caras. Los módulos termoelectricos poseen cierta inercia térmica que produce un pequeño desajuste entre la aplicación de calor y la producción eléctrica [368]. En el caso de que el sistema esté funcionando de manera estacionaria por largos periodos, dicha inercia carece de relevancia y se puede considerar que la tensión generada por el módulo termoelectrico reproduce las variaciones que sufre el gradiente de temperatura de una manera instantánea. Pero a la hora de analizar medidas puntuales se hace necesario tomar este hecho en consideración.

Para evaluar la influencia que tiene la presión de aplicación del captador en la recuperación energética en el caso real, se compararon los diferentes experimentos. La Figura 4.13 muestra la comparativa entre los experimentos 1 y 2 (compresión de muelles 5 y 8 mm, respectivamente).

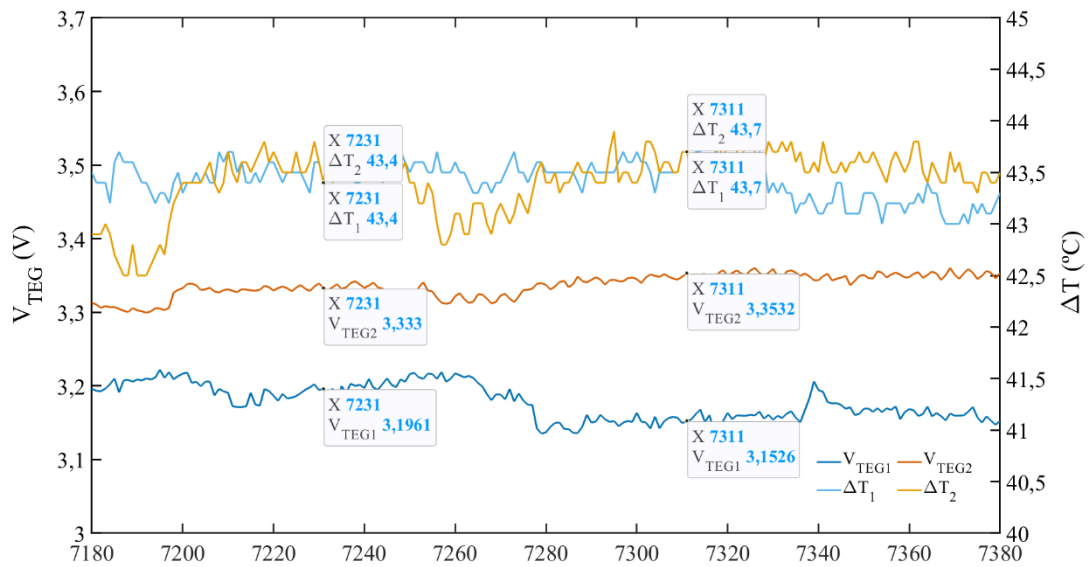


Figura 4.13 - Comparativa entre experimentos 1 y 2.

A la hora de realizar la comparativa, se han buscado dos medidas en las que el gradiente de temperatura sea igual en ambos experimentos. Como se puede apreciar en la primera lectura, 7231, la tensión en bornes del prototipo en el experimento 2 es un 4,29 % mayor que en el experimento 1. En la segunda muestra, 7311, la tensión del experimento 2 es un 6,34 % mayor. Al igual que sucedía en las pruebas de taller, las diferencias entre los porcentajes de mejora obtenidos están relacionados con las fluctuaciones de temperatura en el foco caliente y la inercia térmica de los módulos termoelectricos. Entre las lecturas 7280 y 7311 se observa que el gradiente de temperatura del experimento 1 se mantuvo estable, mientras que el del experimento 2 estaba en ascenso, lo cual motiva una subida de la tensión generada.

Para confirmar estos resultados, la Figura 4.14 compara el segundo experimento con el tercero.

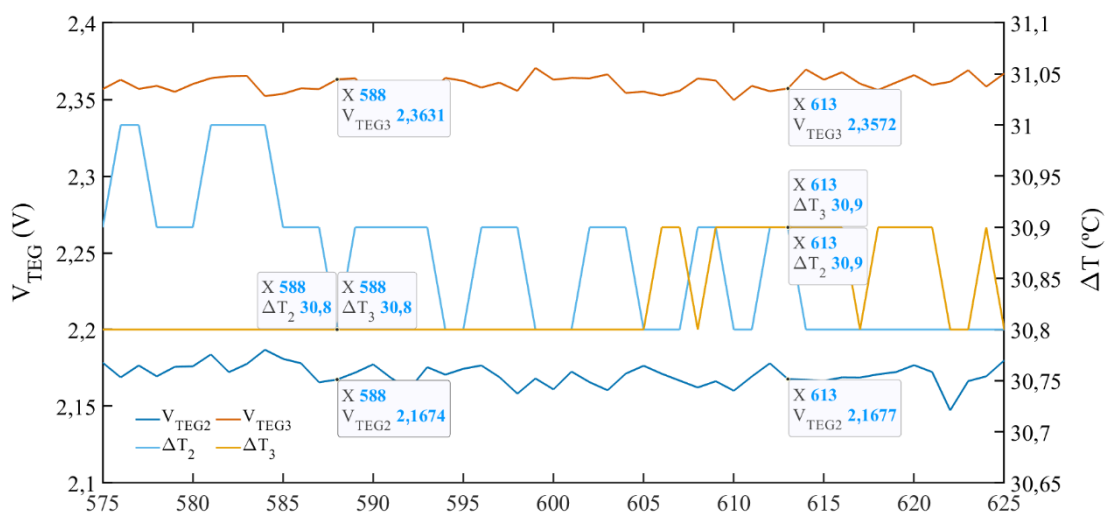


Figura 4.14 - Comparativa entre experimentos 2 y 3.

Utilizando el mismo procedimiento, se buscaron medidas en las que el gradiente de temperatura de ambos experimentos fuera el mismo. Como se puede apreciar, la tensión generada al incrementar la presión ejercida es mayor. En este caso la tensión en bornes del captador en el punto seleccionado, lectura 588, es un 9,03 % mayor en el tercer experimento. Asimismo, la lectura 613 muestra un incremento en la tensión del tercer ensayo del 8,72 %, respecto al segundo experimento. En este caso se puede observar que, al ser la fluctuación de temperatura mucho menor que la mostrada en la Figura 4.13, las diferencias en el porcentaje de mejora entre experimentos son inferiores. Este incremento de la tensión generada en los experimentos 2 y 3 es mayor que los obtenidos en la comparativa entre los ensayos 1 y 2, por lo que se puede concluir que la aplicación de la presión, a diferencia del gradiente de temperatura, tiene una tendencia ascendente.

En relación con lo anterior, la Figura 4.15 muestra una comparativa entre tres de los experimentos realizados a bordo, en la que se muestran las tensiones medias obtenidas frente a los gradientes de temperatura medios en cada prueba.

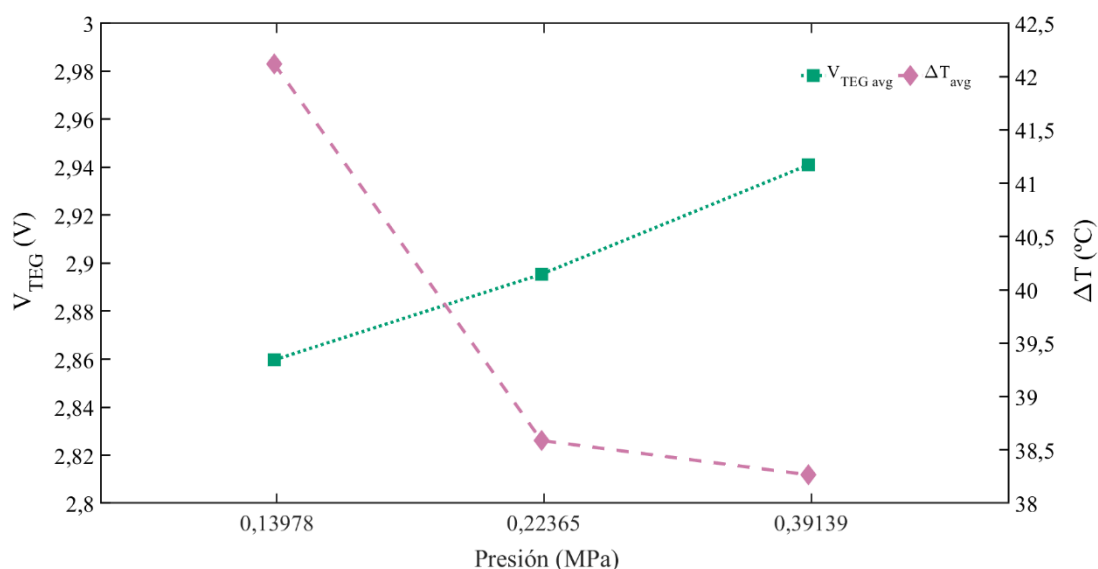


Figura 4.15 - Influencia de la presión y el gradiente de temperatura en la tensión generada en bornes.

Este análisis muestra inequívocamente la tendencia ascendente de la tensión en bornes del captador, incluso cuando el gradiente de temperatura es menor y, por tanto, más desfavorable. Este hecho es interesante y se puede relacionar con las conclusiones obtenidas de las pruebas realizadas en taller, donde se comprobó que el aumento del gradiente de temperatura provocaba un aumento de la tensión generada lineal, pero con cierta tendencia descendente debido a la variación que experimenta el coeficiente Seebeck con la temperatura. Se puede concluir que, en el caso de poder actuar sobre ambos, sería más interesante aumentar la presión de aplicación del captador antes que el gradiente de temperatura. En casos como el del motor real estudiado, en donde el gradiente de temperatura viene impuesto externamente, el ajuste de la presión puede incrementar el rendimiento de la instalación de manera sensible.

Con el ánimo de verificar el incremento en la recuperación energética al aumentar la presión de aplicación del captador, se estudiaron los distintos experimentos comparando, en este caso, la relación entre la tensión en bornes del captador con el gradiente de temperatura de cada uno de ellos. La figura 4.16 muestra este análisis en los experimentos 1 y 2.

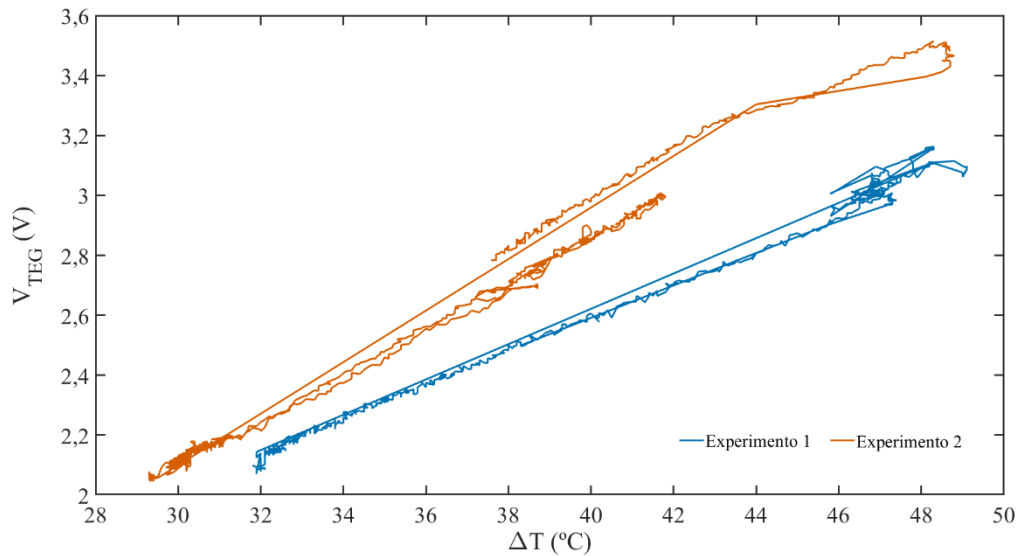


Figura 4.16 - Relación entre tensión generada y gradiente de temperatura aplicado, experimentos 1 y 2.

Con el análisis mostrado en la gráfica 4.16 se demuestra que el aumento de la tensión sigue una línea ascendente en ambos casos, pero con una pendiente mayor cuando se aplica una presión superior. Esto confirma la importancia que tiene el ajuste de la presión a la hora de instalar un captador termoelectrico dedicado a la recuperación energética.

El factor de ocupación del captador del prototipo frente al área del bloque motor es del 0,1491 %. Debido a esto, resulta conveniente estudiar la densidad de potencia obtenida. La Figura 4.17 muestra una comparativa entre las densidades de potencia obtenidas en los experimentos 1 y 4.

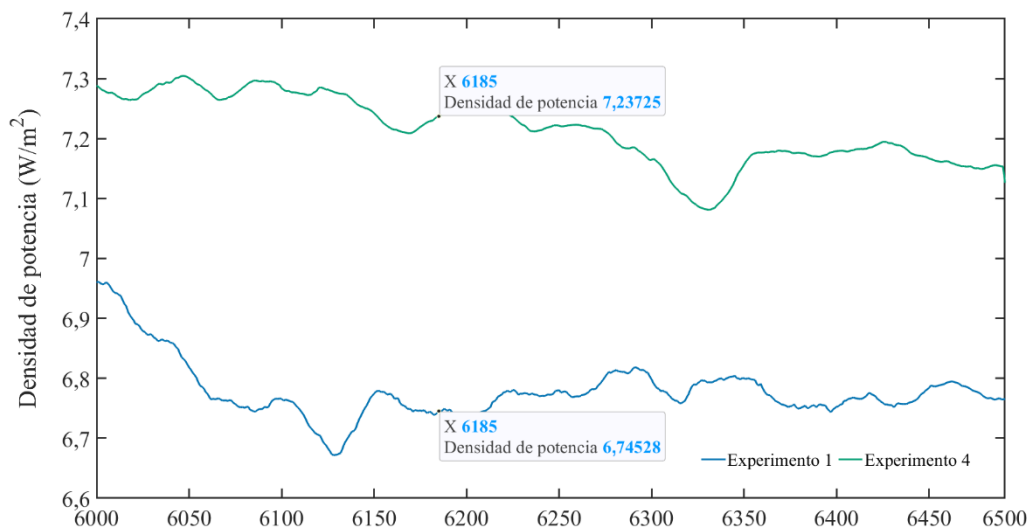


Figura 4.17 - Densidad de potencia, comparativa entre los experimentos 1 y 4.

La Figura 4.17 muestra un fragmento de 500 minutos en ambos experimentos en donde la potencia recuperada se mantiene estable. En la lectura señalada, 6185, se aprecia que la densidad de potencia en el experimento 4, con una mayor presión de aplicación, es un 7,293 % mayor que la del experimento 1. El interés de este análisis viene de la limitación impuesta por el tamaño del prototipo. A semejanza de la energía fotovoltaica, la recuperación energética por medio de generadores termoeléctricos necesita de una cierta área de captación para obtener potencias reseñables.

Análisis de factores limitantes

La generación eléctrica a bordo resultó ser sensiblemente menor a las pruebas realizadas en el taller. Este hecho, junto con la limitación impuesta por la unidad de control para su arranque, dieron lugar a la imposibilidad de recargar la batería durante los experimentos a bordo. A continuación, se analizan los factores que motivaron la disminución de la energía recolectada.

En primer lugar, se debe reseñar el problema sucedido con los módulos termoeléctricos. Debido a las vibraciones del motor y el mal tiempo durante la navegación, los tres módulos de la parte inferior resultaron dañados. Dichos módulos quedaron en circuito abierto, dejando de producir. La Figura 4.18 muestra los daños de uno de los módulos.



Figura 4.18 a) Módulo retirado del captador.

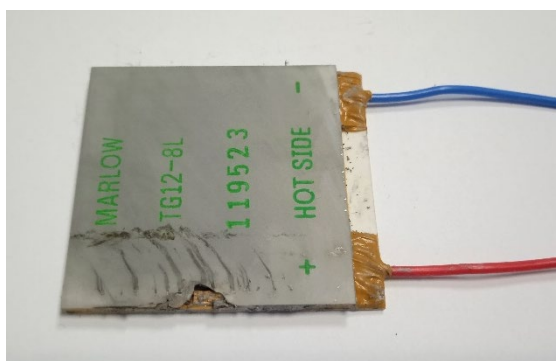


Figura 4.18 b) Módulo dañado tras limpieza.

Figura 4.18 - Módulo termoeléctrico dañado durante la experimentación a bordo.

Al estar conectados eléctricamente en serie, de acuerdo con lo descrito en la sección 3.3.4.2, los módulos en circuito abierto se tuvieron que retirar para poder seguir realizando los experimentos, lo cual afectó a la diferencia de tensión entre bornes del captador. La disminución en el número de módulos redujo en un 14,286 % la potencia de recuperación del captador.

En segundo lugar, se debe tener en cuenta que el flujo de calor disponible para la recuperación en las pruebas de taller era notablemente mayor al aportado por el motor. La Tabla 4.8 muestra una comparativa de los datos de dos experimentos, uno en el taller y otro a bordo, en los que tanto el gradiente de temperatura como la presión de aplicación eran iguales, 40 °C y 0,39139 MPa.

Tabla 4.8 - Datos comparativos de experimentos en taller y buque.

Experimento	Taller	Buque
Potencia térmica fuente (W)	326,809	46,858
Potencia eléctrica TEG (W)	3,189	0,193
Rendimiento (%)	0,976	0,412

Esta mayor energía disponible para la recuperación presente en los equipos del taller hace que ya de por sí la cantidad de energía recuperada sea mayor. Considerando la resistencia interna unitaria del módulo como constante, se concluye que la tensión generada por el captador cuando es expuesto a una fuente de calor de menor potencia disminuye y, con esto, la eficiencia del módulo termoeléctrico, Ecuación 3.108. Además, en el caso de los experimentos mostrados en la Tabla 4.8, se produce una diferencia en el rendimiento del captador. Esta bajada viene motivada por dos factores: primeramente, la fuente de calor del bloque motor posee menos potencia térmica y, por tanto, genera un nivel de tensión menor. Añadido a este problema está el factor limitante de la unidad de control, la tensión necesaria para su arranque. Durante el experimento en el buque no se superó dicho umbral y, por tanto, la unidad de control no pudo llevar al captador a su punto de máxima potencia. Este hecho es relevante ya que, como se puede ver en la Figura 4.19, si la relación entre la resistencia interna del captador y la resistencia externa está desequilibrada (ratio distinta a 1), el rendimiento de los módulos termoeléctricos varía considerablemente.

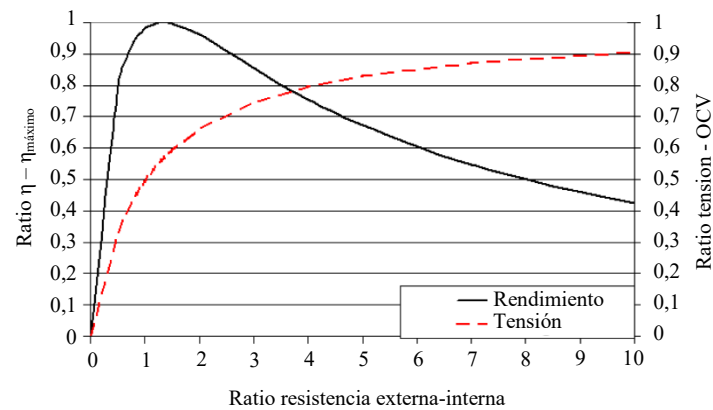


Figura 4.19 - Curvas de eficiencia y tensión del TEG utilizado durante la experimentación [331].

En la Figura 4.19 se observa que la curva de la eficiencia, representada en negro, sólo alcanza el punto de máxima potencia cuando las resistencias interna y externa del módulo termoelectrico se igualan. Al no poder llevar el captador a este punto durante la experimentación a bordo, se produjo una disminución de la potencia recuperada del 57,78 %.

Además de los principales factores que motivan la reducción de potencia observada, se consideraron otras causas adicionales:

Ángulo de inclinación

El prototipo fue concebido y fabricado para que pueda trabajar en múltiples posiciones. Por motivos prácticos, las pruebas de taller se hicieron sobre una superficie horizontal, pero en el buque el prototipo se instaló en posición vertical. La literatura revisada no indica que la eficiencia del generador termoelectrico se vea afectada por el ángulo de inclinación del TEG. Luo et al. realizaron experimentos en los que variaban el ángulo de inclinación de un captador termoelectrico expuesto a una corriente de gas de escape de un motor diésel, determinando que las variaciones observadas en la potencia recuperada correspondían a la influencia del número de Reynolds del fluido, su turbulencia, y no al captador [294]. Asimismo, Araiz et al. llevaron a cabo experimentos en los que colocaron generadores termoelectricos en una chimenea vertical, con una producción eléctrica satisfactoria [318].

Con el objetivo de descartar completamente la influencia del ángulo de inclinación del generador termoelectrico en la merma de su eficiencia se consultó a un experto en la materia. La respuesta obtenida fue que el generador termoelectrico convencional produce lo mismo, independientemente de la posición, pero que se debe prestar atención a los mecanismos de transferencia de calor asociados a cada configuración (G. Jeffrey Snyder – Northwestern University, comunicación personal, 18 de enero de 2023).

Mecanismos de transferencia de calor

En línea con las observaciones recogidas durante el estudio sobre la influencia del ángulo de inclinación se debe reseñar que, si bien las condiciones ambientales de taller y buque eran similares, en el buque el prototipo estaba montado en las cercanías del turbocompresor. Dedicado a este turbocompresor existe un manguerote de ventilación por el cual circula un caudal de aire de 5000 m³/h a una velocidad de 14 m/s. Se realizó la consulta del histórico de temperaturas de aire en las rutas navegadas durante el período de experimentación a bordo, meses octubre a diciembre de 2022, verificando que las temperaturas medias en el exterior fueron inferiores a 12,9 °C para todos los meses. Esto pone de manifiesto que, en contraposición a la recuperación energética mediante el captador, existía una transferencia de calor por convección desde el bloque a la corriente de aire.

El estudio en detalle del efecto de la convección sobre la recuperación energética queda fuera del alcance de esta tesis debido a que no es genérico, sino que atiende a un efecto puntual. Como recomendación general, a la hora de diseñar un sistema comercial se deberá estudiar la zona de aplicación, las corrientes de aire presentes y la turbulencia de las mismas.

Un último factor que influye en la cantidad de calor disponible para la recuperación es el mecanismo de conducción térmica. En el prototipo creado, el dispositivo de ajuste de presión está construido en acero por lo que puede causar una desviación de parte de la potencia térmica desde el foco caliente al foco frío, sin pasar por el captador termoeléctrico. Durante la experimentación en taller, el presionador estaba sujeto a un elemento externo a la fuente de calor y, al no entrar en contacto con el foco caliente, no absorbía energía de este. Contrariamente, en el buque el sistema de fijación se anclaba a la fuente de calor, el bloque motor, mediante imanes y establecía un puente térmico entre el foco caliente y el foco frío. La Figura 4.20 muestra un esquema de este mecanismo de transferencia de calor.

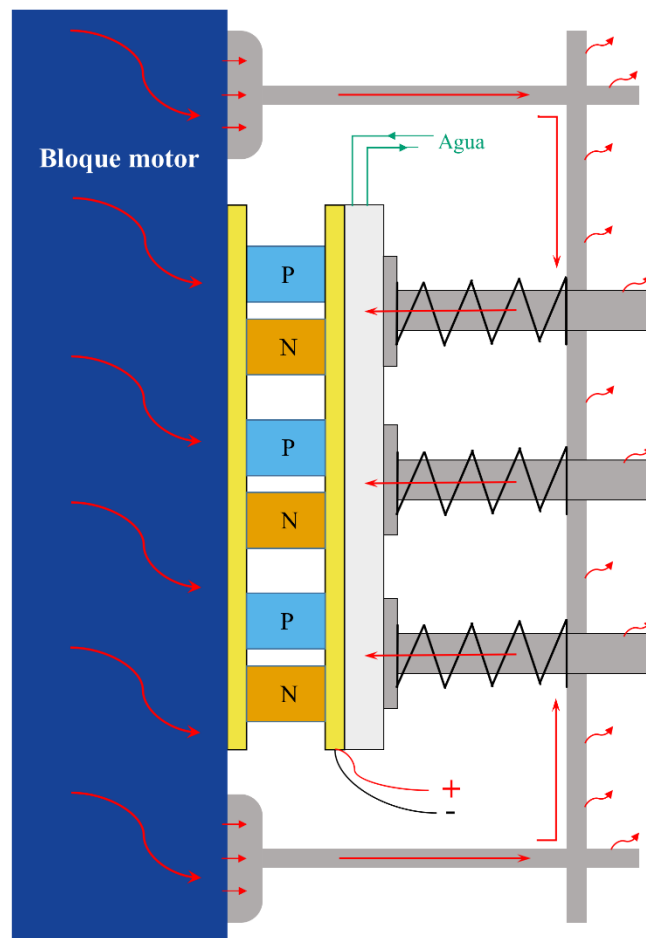


Figura 4.20 - Puente térmico provocado por el dispositivo de control de presión del prototipo.

La conducción de calor se rige por la Ley de Fourier, descrita en la Ecuación 3.105. Siendo el bloque motor la única fuente de calor en contacto con el dispositivo de ajuste de presión, la potencia térmica disipada por este será igual a la potencia térmica absorbida desde su base. Parte del calor absorbido se disipará en el ambiente pero, teniendo en cuenta que la conductividad térmica del aire es considerablemente más baja que las del acero al carbono y el aluminio (ver Tabla 3.18), se prevé que el soporte actúe de puente térmico, transfiriendo ese calor al foco frío, el enfriador, sin haber pasado por el interior del captador termoelectrico. Se estimó que la merma de potencia debido al efecto de puente térmico es responsable de menos del 15 % de la reducción de eficiencia en el captador, pero no se estudió en profundidad durante esta tesis.

4.3 Sistema combinado de recuperación: resultados del análisis paramétrico

Con el objetivo de comprobar el comportamiento y observar los beneficios aportados por el modelo propuesto, se realizó un estudio paramétrico con la propuesta del sistema de recuperación de calor combinado y los datos obtenidos del motor caso de estudio.

4.3.1 Selección del fluido de trabajo para el ciclo Rankine orgánico

Debido a la importancia que tiene el fluido de trabajo del ciclo Rankine orgánico en la recuperación de calor, se buscó el más apropiado. Para ello se analizaron los catorce fluidos expuestos en la Tabla 3.21. Además de tener en cuenta el procedimiento de selección del fluido planteado en la Figura 3.52, se evaluó el trabajo neto que produce cada fluido cuando varían sobrecalentamiento y subenfriamiento. La Figura 4.21 muestra los resultados de este análisis.

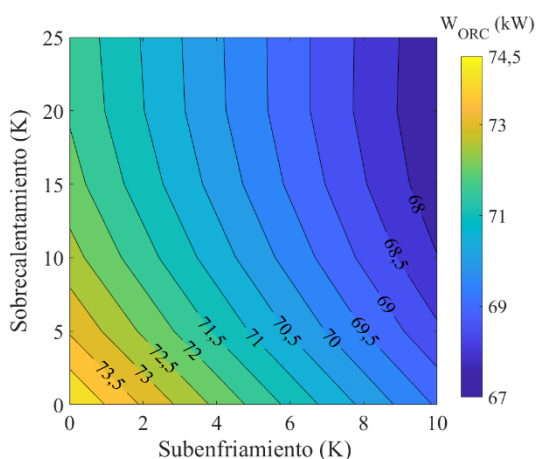


Figura 4.21 a) Amoniaco

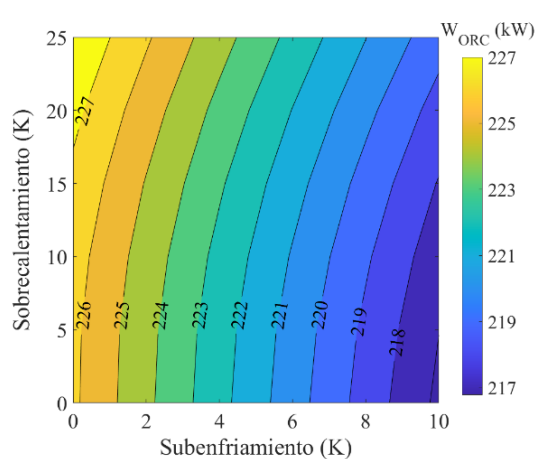


Figura 4.21 b) Ciclohexano

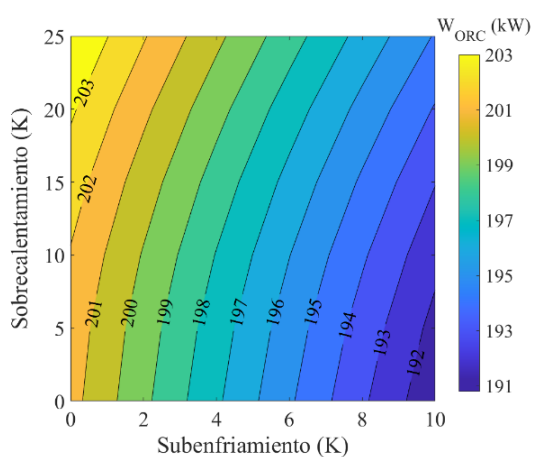


Figura 4.21 c) Hexano

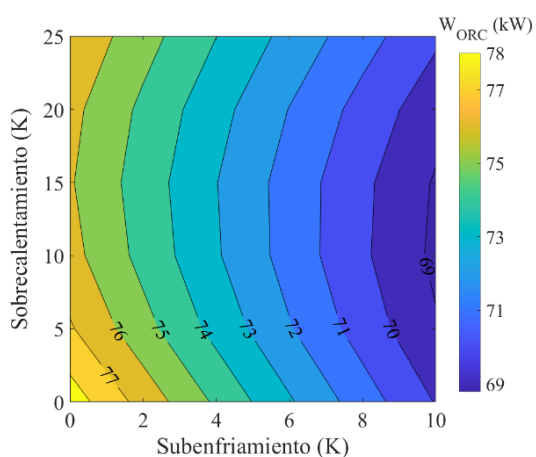


Figura 4.21 d) Propano

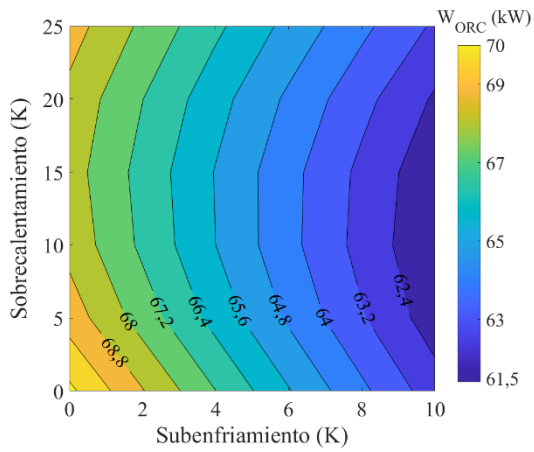


Figura 4.21 e) Propileno

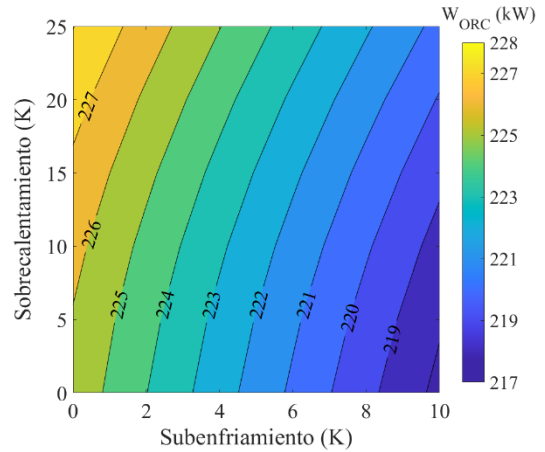


Figura 4.21 f) Tolueno

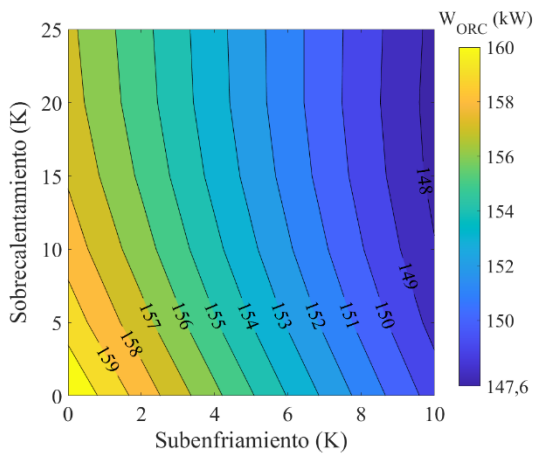


Figura 4.21 g) R1233zd(E)

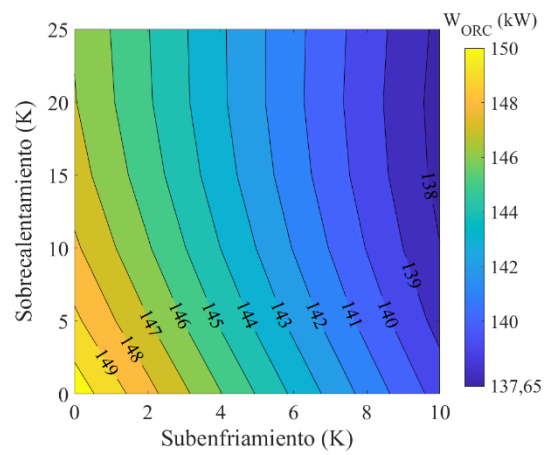


Figura 4.21 h) R1234ze(Z)

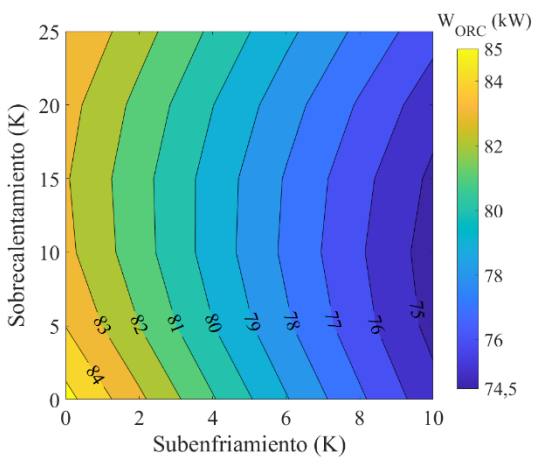


Figura 4.21 i) R1234yf

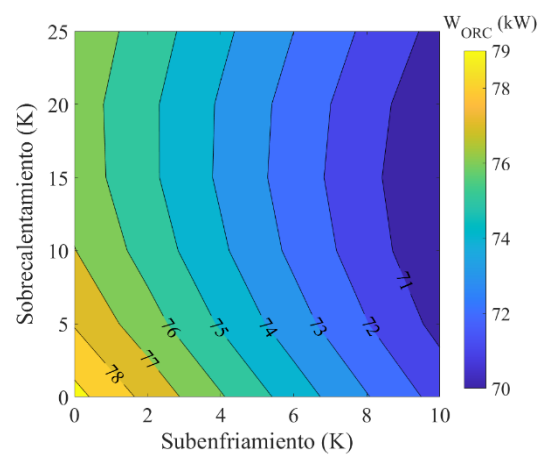


Figura 4.21 j) R161

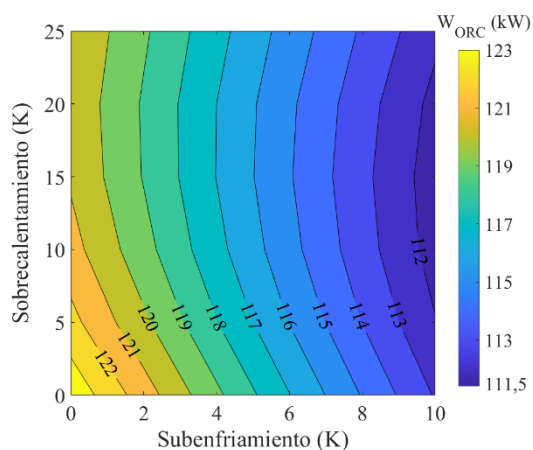


Figura 4.21 k) IsoButano

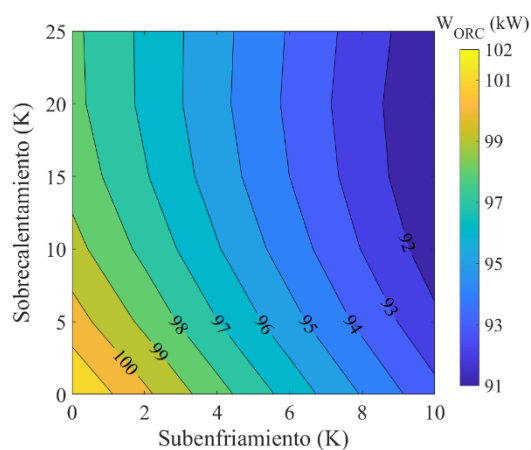


Figura 4.21 l) Dimetil Éter

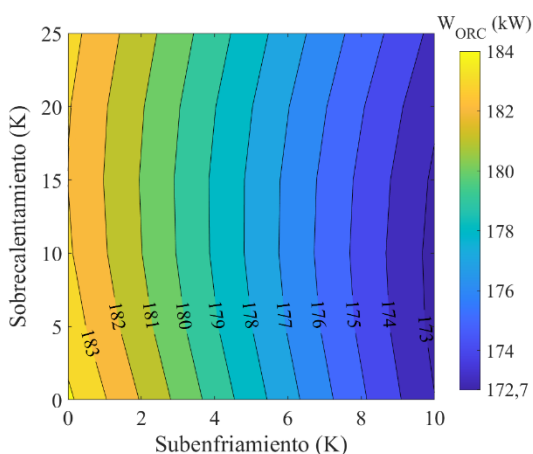


Figura 4.21 m) n-Pentano

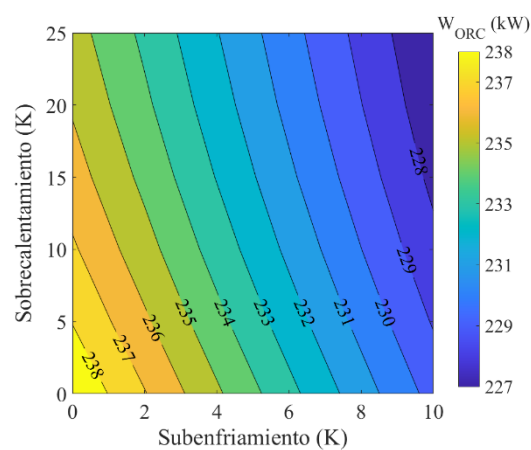


Figura 4.21 n) 1,2-Dicloroetano

Figura 4.21 - Trabajo recuperable de cada uno de los fluidos de trabajo propuestos.

Una vez estudiados los catorce fluidos iniciales se procedió a seleccionar los cinco más apropiados en base a los criterios expuestos en la metodología y al trabajo neto que cada uno es capaz de producir. Aunque fluidos como el ciclohexano, el tolueno o el 1,2-dicloroetano resultan atractivos por su bajo potencial de calentamiento global, se descartaron al no cumplir los requisitos establecidos en la Regulación EC 1272/2008 [369].

Los cinco fluidos elegidos fueron analizados en cuanto a su potencial termodinámico de una manera más exhaustiva, observando producción, irreversibilidades y eficiencias térmica y exergética así como su impacto ambiental, mediante el índice GWP. La Figura 4.22 compara los resultados finales de dicha evaluación. Para elaborar esta figura se utilizó un sistema de puntuación donde el mejor fluido en cada categoría recibía la máxima puntuación (5 puntos) mientras que el peor recibía el mínimo (1 punto).

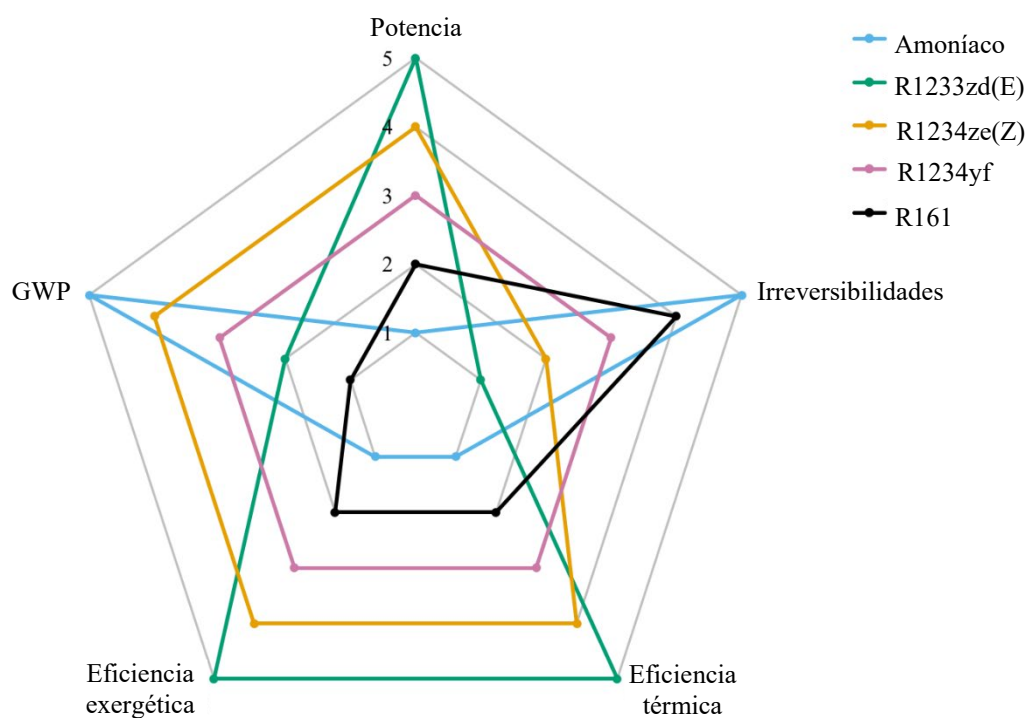


Figura 4.22 - Ranking de los fluidos orgánicos analizados.

De entre los expuestos en la Tabla 3.21, los fluidos de trabajo más apropiados para el diseño propuesto fueron: R1233zd(E), R1234ze(Z) y R1234yf, por este orden. Para la propuesta se eligió el R1233zd(E) puesto que su impacto ambiental no es elevado y además cumple con los criterios físicos y de seguridad.

4.3.2 Influencia del evaporador del ciclo Rankine de vapor

En primer lugar, se analizó la influencia de la presión de evaporación y el sobrecalentamiento en ciclo Rankine de vapor con un subenfriamiento fijo de 2 K. La Figura 4.23 muestra los efectos de estas variaciones en los parámetros termodinámicos.

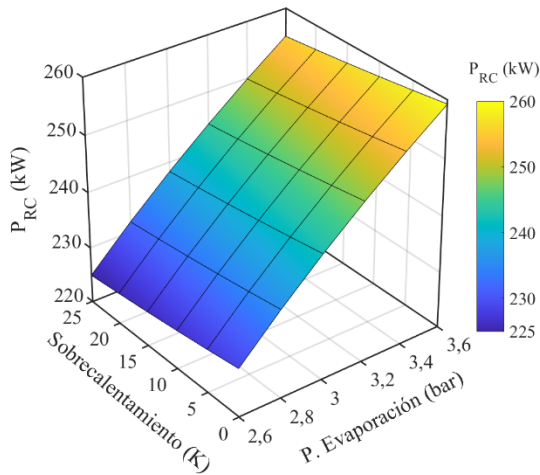


Figura 4.23 a) Potencia extraída RC vapor.

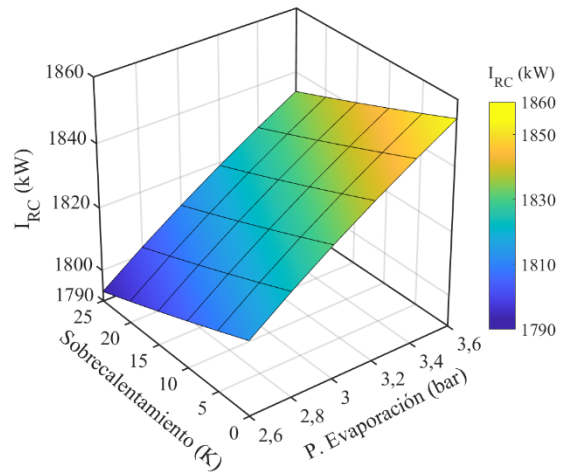


Figura 4.23 b) Destrucción exergía RC vapor.

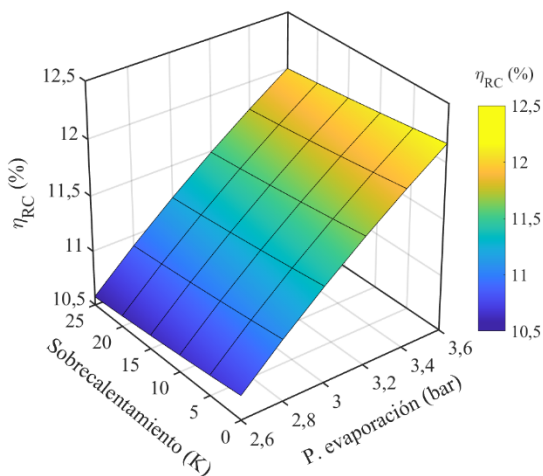


Figura 4.23 c) Eficiencia térmica RC vapor.

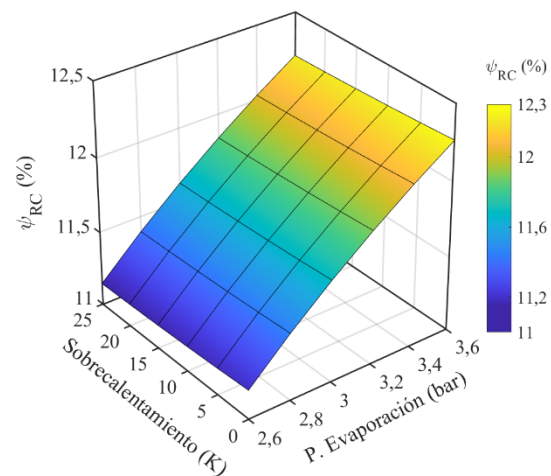


Figura 4.23 d) Eficiencia exergética RC vapor.

Figura 4.23 - Influencia de la presión de evaporación y el sobrecalentamiento del ciclo Rankine en el WHRS.

Al incrementar la presión de evaporación se produce un incremento de los parámetros analizados ya que se produce una mayor cantidad de trabajo en el expansor. En el caso del sobrecalentamiento, su incremento afecta a la recuperación energética negativamente. Esto es debido a que este guarda una relación inversamente proporcional con la masa de agua dedicada al ciclo Rankine vapor. Un mayor sobrecalentamiento hace que una menor cantidad de agua de camisas sea utilizada en el ciclo Rankine y, por tanto, disminuye el trabajo en el expansor. La presión de evaporación tiene mayor influencia que el sobrecalentamiento en la eficiencia exergética del ciclo, aumentando este 1,07 % por cada bar y decreciendo 0,002 % por cada grado Kelvin.

4.3.3 Influencia del evaporador del ciclo Rankine orgánico

Una vez seleccionado el R1233zd(E) como fluido de trabajo para el ciclo ORC, se evaluó la influencia de la presión de evaporación y el sobrecalentamiento con un subenfriamiento fijo de 2 K. La Figura 4.24 muestra los resultados del análisis.

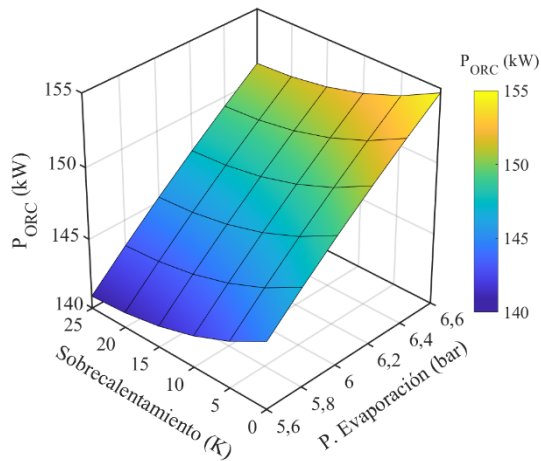


Figura 4.24 a) Potencia extraída ORC.

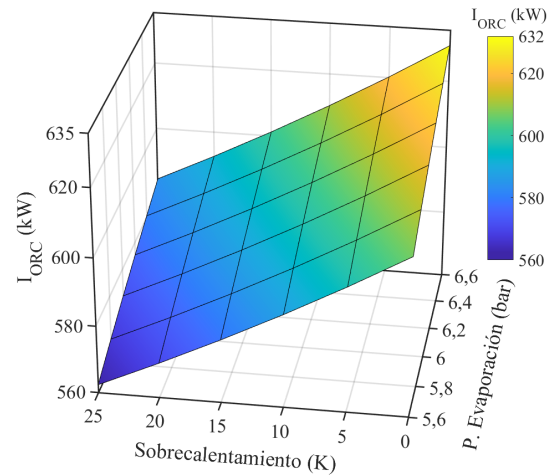


Figura 4.24 b) Destrucción exergía ORC.

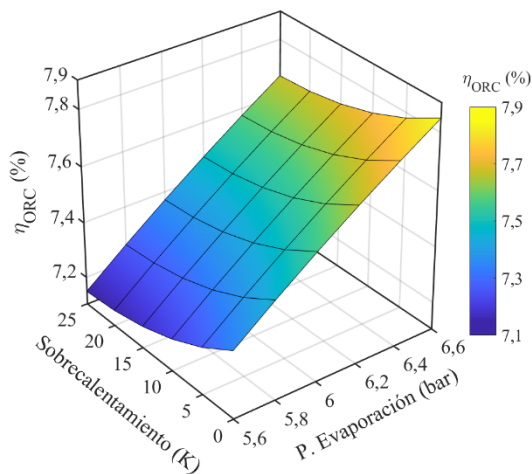


Figura 4.24 c) Eficiencia térmica ORC.

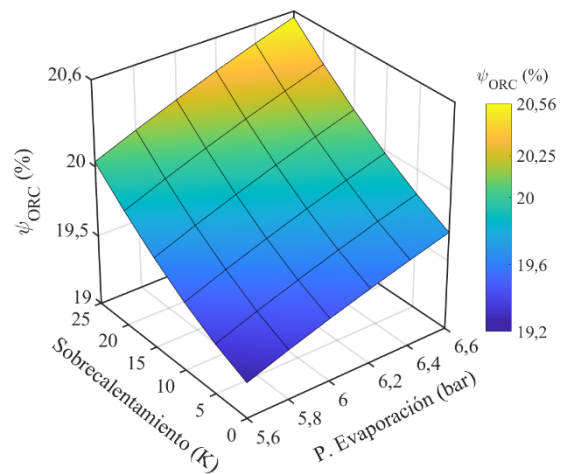


Figura 4.24 d) Eficiencia exergética ORC.

Figura 4.24 - Influencia de la presión de evaporación y el sobrecalentamiento del ORC en el WHRS.

En el ORC, la variación de la presión de evaporación provoca el mismo efecto que en el ciclo Rankine de vapor en términos de recuperación energética pero más sutil en cuanto a eficiencia exergética, aumentando un 0,44 % por cada bar. El aumento del sobrecalentamiento influye negativamente en la recuperación energética y debe evitarse. Aunque la eficiencia exergética aumente, en un sistema de recuperación de calor residual prima la potencia recuperada. En el R1233zd(E), la campana de vapor tiene una pendiente ligeramente positiva en la curva de vapor saturado. Por esta razón, el sobrecalentamiento no es necesario para evitar el vapor húmedo tras la expansión, el cual puede provocar daños mecánicos en la turbina, como sí sucede en el vapor de agua.

4.3.4 Influencia de los condensadores de los ciclos Rankine de vapor y orgánico

El siguiente parámetro estudiado fue la influencia del subenfriamiento en los ciclos Rankine vapor y orgánico. Para ello se fijó una presión de evaporación de 3 bar en el RC vapor y de 6 bar en el ORC. El sobrecalentamiento se estableció en 10 y 6 K para el RC vapor y el ORC, respectivamente. La Figura 4.25 muestra los resultados de este análisis.

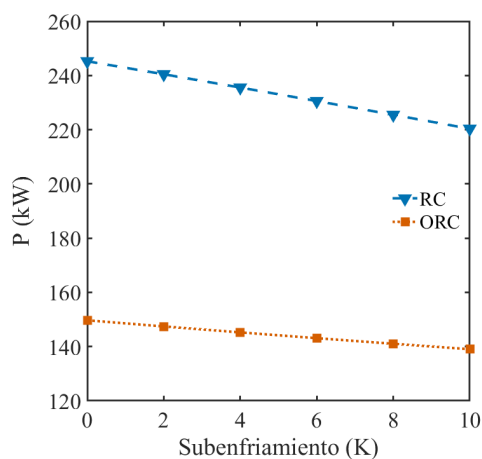


Figura 4.25 a) Potencia extraída.

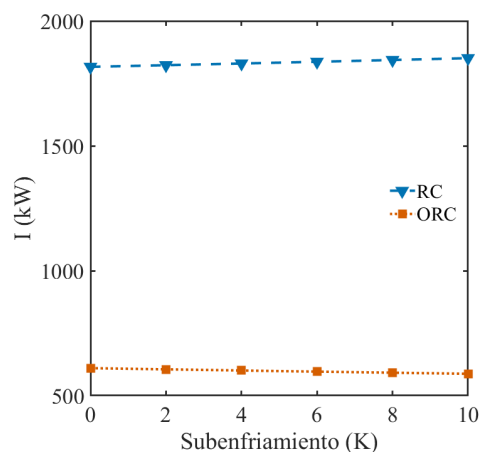


Figura 4.25 b) Destrucción de exergía.

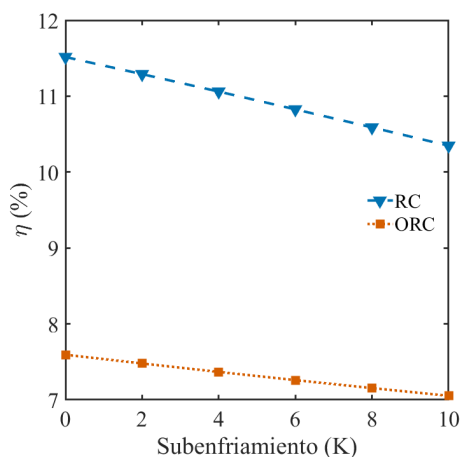


Figura 4.25 c) Eficiencia térmica.

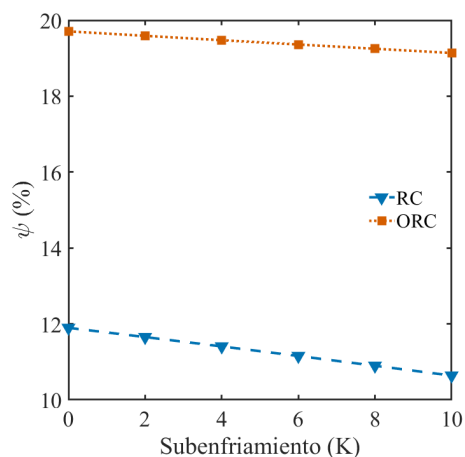


Figura 4.25 d) Eficiencia exergética.

Figura 4.25 - Influencia del subenfriamiento en los ciclos RC y ORC en el sistema combinado.

El aumento del subenfriamiento influye negativamente en la recuperación energética y la eficiencia termodinámica de ambos ciclos ya que provoca que el fluido esté más frío a la entrada del evaporador y necesite un mayor aporte energético para la vaporización. La eficiencia termodinámica del ciclo Rankine de vapor decae a razón de 0,117 % por cada grado Kelvin de subenfriamiento mientras que la del ciclo Rankine orgánico lo hace de manera menos pronunciada, a razón de 0,054 % / K. Además, el ciclo Rankine de vapor aumenta sus irreversibilidades con el subenfriamiento, disminuyendo su eficiencia exergética a razón de 0,125 % / K. En términos generales, el subenfriamiento afecta negativamente.

4.3.5 Generación de agua dulce

El análisis del sistema de desalación se centró en el estudio de la variación de la presión de la campana de evaporación y la temperatura de entrada del agua salada, y como influencia a la producción de agua técnica. La Figura 4.26 muestra la evaluación de la producción de agua dulce en función de la presión de la cámara del evaporador y la temperatura de entrada del agua salada.

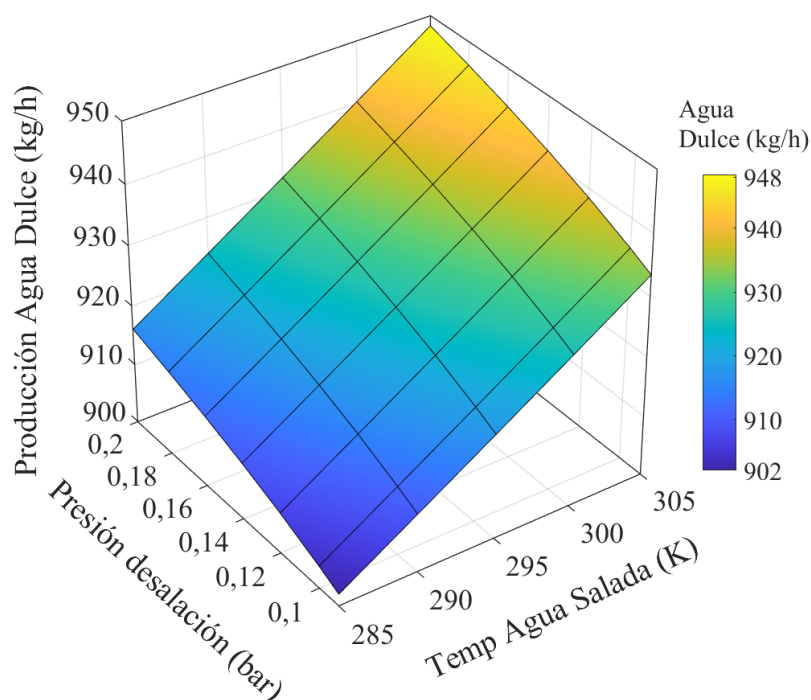


Figura 4.26 - Influencia de la presión dentro de la cámara y la temperatura del agua en la evaporación.

Aunque la temperatura de evaporación del agua es menor a bajas presiones, una mayor presión hace que el calor latente de evaporación sea menor. Es por esto por lo que, cuando la presión en el interior del evaporador alcanza los 0,2 bar, la producción de agua técnica es mayor. En el caso de la temperatura de entrada del agua salada, una mayor temperatura incrementa la ratio de producción de agua dulce. Esto está en línea con las conclusiones arrojadas por Gude y Nirmalakhandan [364]. Teniendo en cuenta que se necesita una menor cantidad de calor para llevar el fluido al punto de ebullición, queda disponible una mayor cantidad de calor para la evaporación.

4.3.6 Conversión termoeléctrica

A la hora de analizar el rendimiento del conversor termoeléctrico se tuvo en cuenta que, debido al tamaño elegido para esta simulación (100 módulos termoeléctricos Marlow TG-12-8-1 LS del tipo utilizado en la parte experimental), la producción eléctrica de los ciclos Rankine vapor y orgánico es muy superior. Por tanto, el mejor parámetro para realizar la comparativa entre sistemas es la eficiencia exergética. La Figura 4.27 muestra la variación de eficiencia exergética al variar las temperaturas del foco caliente y el foco frío del conversor.

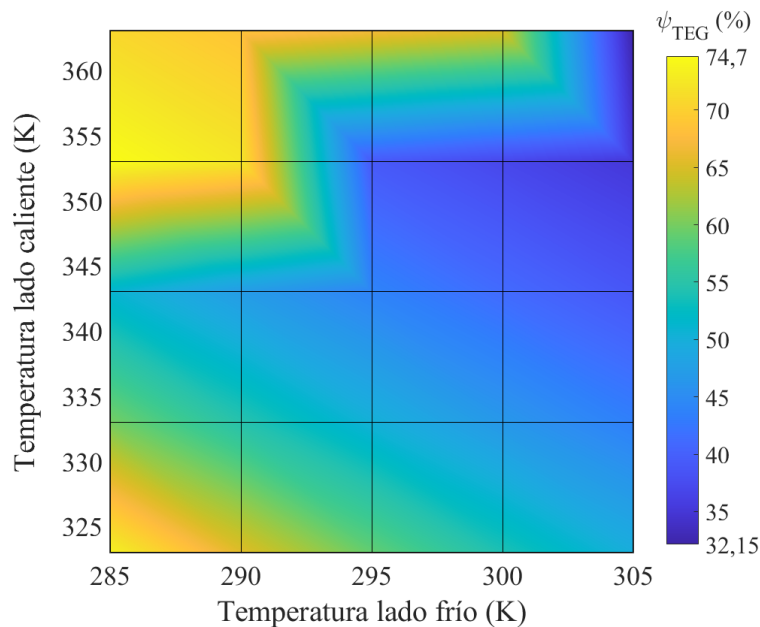


Figura 4.27 - Influencia del gradiente de temperatura del TEG en su eficiencia exergética.

La eficiencia exergética del conversor será mayor cuanto mayor sea el gradiente de temperatura entre las caras de este. Es por ello que la mejor región de trabajo es aquella en la cual la cara caliente tiene una temperatura de 360 K y la cara fría 285 K. Los resultados revelan que hay otra zona de alta eficiencia exergética, cuando el foco caliente está en torno a los 325 K y el foco frío a 285 K. Esto es debido a que la potencia extraída es bastante estable en relación con las irreversibilidades provocadas por el efecto Joule, que aumentan más rápidamente a medida que aumenta la temperatura. En consecuencia, existe esta zona de alta eficiencia exergética en zonas del diagrama con bajas temperaturas en ambos focos. Cuando la temperatura del foco caliente sobrepasa los 343 K la salida de potencia comienza a aumentar lo suficiente como para compensar las irreversibilidades creadas y la eficiencia exergética vuelve a incrementarse.

4.3.7 Eficiencia del sistema combinado

A la hora evaluar la eficiencia del sistema propuesto se eligió utilizar la Segunda Ley de la Termodinámica y estudiar la eficiencia exergética. La Figura 4.28 muestra los resultados de eficiencia exergética e irreversibilidades del sistema de recuperación combinado a las diferentes cargas del motor caso de estudio.

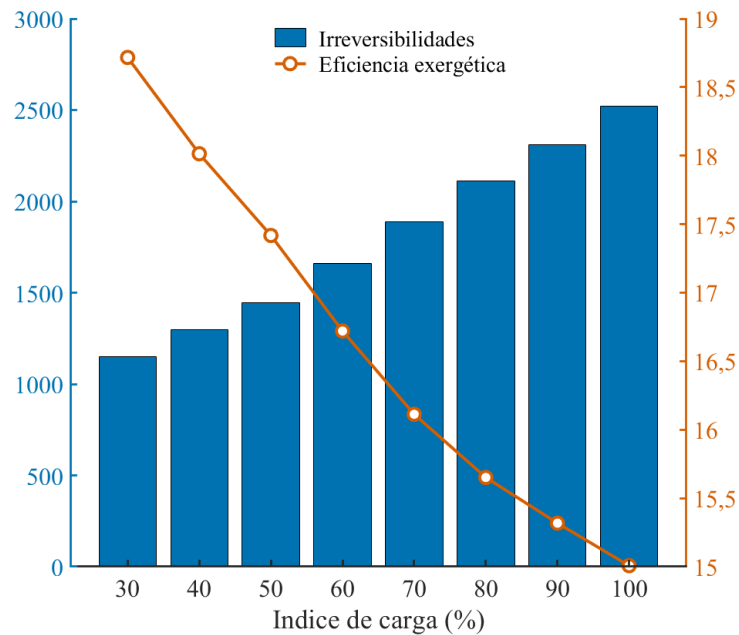


Figura 4.28 - Destrucción de exergía vs. eficiencia exergética en el WHRS propuesto a las diferentes cargas del motor.

Se puede observar que tanto la eficiencia como la destrucción de exergía alcanzan sus mejores valores a bajas cargas del motor. El índice de carga del motor afecta directamente, produciendo baja potencia en el eje de propulsión, pero también bajas irreversibilidades en el sistema de recuperación. Si en lugar de evaluar el rendimiento exergético de manera cuantitativa se realiza de manera porcentual, mediante la eficiencia exergética, se observa que la propuesta para recuperar calor residual del motor maximiza la producción de trabajo útil a bajas cargas. Esta alcanza su máximo cuando el motor opera al 30 % de carga, con un 18,717 % de eficiencia exergética, y desciende hasta el 15,007 % cuando el motor funciona al 100 %. Aunque las irreversibilidades aumenten, para cada índice de carga del motor existe una cantidad de energía que actualmente es disipada al ambiente pero puede ser recuperable mediante el sistema propuesto.

4.3.8 Análisis ambiental

Hoy en día, el gas de escape del motor marino contiene un gran porcentaje de CO₂ y NO_x. Las emisiones de CO₂ están directamente relacionadas con el uso de combustibles derivados del petróleo. Dichas emisiones podrían reducirse drásticamente con el uso de nuevos combustibles. Pero, incluso utilizando nuevas tecnologías como el amoníaco, las emisiones de gases NO_x siguen presentes. Es por esto que la implantación y uso de sistemas de recuperación de calor están indicados tanto para motores convencionales como para nuevas tecnologías de propulsión marina. La Figura 4.29 muestra la reducción de emisiones de gases nocivos que el sistema de recuperación de calor puede conseguir, a las diferentes cargas del motor.

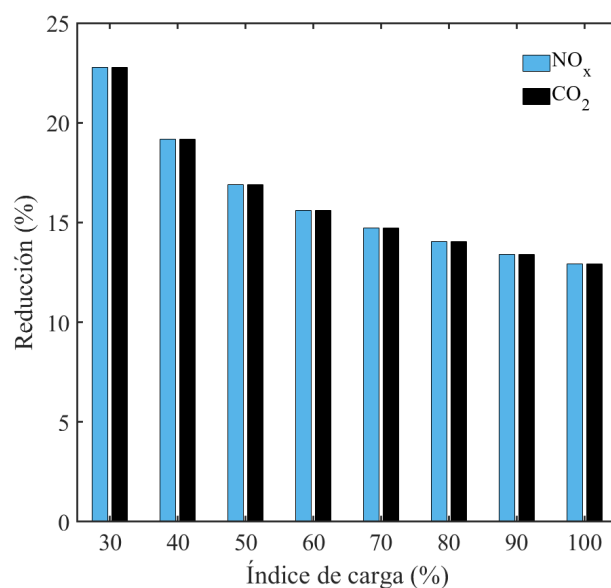


Figura 4.29 - Reducción de emisiones de CO₂ y NO_x a las diferentes cargas del motor.

La reducción de emisiones mostrada está directamente relacionada con el ahorro de consumo de combustible que el sistema de recuperación propuesto consigue. Debido a que el ahorro de combustible es menor a altas cargas, la reducción de emisiones nocivas también es superior en ese rango. La implementación del sistema de recuperación propuesto es capaz de reducir entre un 12,9 y un 22,7 % las emisiones de CO₂ y NO_x. Si este sistema de recuperación fuera implementado en el motor caso de estudio, teniendo en cuenta los datos del perfil operacional de 2020 reflejado en la Tabla 3.20, la disminución de emisiones anual sería de un 15.04 % del CO₂ emitido y un 17.56 % del NO_x. Esto se traduce en una reducción de 2871,98 kg de CO₂ y 50,3 kg de NO_x al día.

Índices de eficiencia energética

La última parte del análisis está dedicada al estudio de los índices de eficiencia energética EEXI y CII y la mejora provocada por el sistema combinado propuesto. Los resultados presentados a continuación son para el buque completo, aplicando el sistema de recuperación a ambos motores principales.

El impacto del sistema de recuperación propuesto en el índice técnico de eficiencia energética para buques ya construidos, EEXI, se muestra en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9 - Análisis del indicador EEXI.

	EEXI obtenido (gCO ₂ /ton·milla)
Buque original	10,6
Buque con sistema de recuperación de calor	9,86

Al aplicar el sistema de recuperación de calor combinado se consigue un ahorro en el consumo de combustible que repercute en el índice EEXI, donde se aprecia una reducción del 6,98 %. Este resultado demuestra que tanto el rendimiento de la máquina, en términos de energía aportada frente a energía utilizada, como el nivel de emisiones nocivas mejora con la implantación del sistema propuesto.

En cuanto al índice operacional de eficiencia energética, CII, la Tabla 4.10 muestra los resultados del índice original del año 2020 junto con el obtenido tras aplicar el sistema de recuperación, así como los índices de referencia.

Tabla 4.10 - Análisis del indicador CII.

	CII obtenido (gCO ₂ /ton·milla)	Calificación CII
CII buque original (2020)	19.102	E
Rating buque con Sistema de recuperación de calor	16.456	C

Los resultados sobre el descenso de consumo de los motores principales del buque, al aplicar el sistema de recuperación combinado junto con el perfil operacional utilizado para el análisis energético y exergético del buque, Tabla 3.20, entregan un Indicador de Intensidad de Carbono un 13,85 % menor. Este descenso es relevante no sólo por el menor impacto del buque en el cambio climático debido al descenso de las emisiones sino porque, a nivel regulatorio, el buque caso de estudio entra dentro de la calificación C y no está penalizado como sí lo estaría si incurre en una calificación D durante tres años consecutivos o en la clasificación E un solo año. El descenso en las emisiones de CO₂ por milla navegada del buque equipado con el sistema de recuperación de calor cumpliría los requisitos establecidos en la resolución MEPC.338 (76) hasta el año 2026 [21].

Capítulo 5

Conclusiones y líneas futuras

5. Conclusiones y líneas futuras

5.1 Conclusiones

Esta tesis ha analizado un motor diésel marino real, instalado en un buque en servicio, con el ánimo de evaluar sus balances energético y exergético, y con ello identificar la cantidad de energía térmica disipada en forma de calor residual. En segundo lugar, se analizó tanto el ahorro económico como la reducción de emisiones específicas de gases nocivos al aprovechar dicho calor, realizando propuestas de recuperación energética en línea con las recomendaciones establecidas en la guía MEPC.1/Circ.896 propuesta por la IMO.

Para llevar a cabo este trabajo se comenzó con una revisión del estado del arte que buscaba dar respuesta a las siguientes preguntas:

1. ¿Qué sistemas de recuperación energética han sido estudiados y/o aplicados en motores marinos?

Aunque durante la revisión bibliográfica se identificaron una veintena de tecnologías de recuperación de calor, los ciclos termodinámicos son los métodos más populares. En concreto, el ciclo Rankine orgánico se posiciona como el sistema más estudiado. Esto es debido a la versatilidad que presenta para adaptarse a las diferentes calidades de energía con la simple variación del fluido de trabajo.

En segundo lugar, los ciclos termodinámicos de recuperación de energía fría también aparecen en la literatura con frecuencia. Aunque resultan muy convenientes para satisfacer las necesidades de refrigeración del buque, están limitados a instalaciones que trabajen con gases licuados que deban ser vaporizados. El caso habitual es el buque con motores LNG.

2. ¿Existe alguna laguna en la literatura en términos de tecnologías no aplicadas o fuentes de calor no utilizadas que sea interesante explorar?

La aplicación del efecto Seebeck dentro del ámbito marítimo ha sido estudiada anteriormente, aunque brevemente. El uso de generadores termoeléctricos para la recuperación del calor residual disipado por el bloque del motor marino es un tema no tratado anteriormente que puede ser relevante por la cantidad de energía térmica disponible y el número de motores instalados en cada buque. Aunque en esta tesis se ha tomado como caso de estudio el motor principal de un buque, los conceptos generales aplican también a motores diésel de grupos electrógenos.

3. ¿Alguno de estos sistemas podría provocar un avance importante para la industria naval?

El sistema que realmente provoque un cambio en el impacto del transporte marítimo será aquel que sea capaz de maximizar la potencia extraída, minimizando las emisiones de gases. Además, debe ser un sistema que pueda adaptarse a las exigencias de la flota en servicio: alta fiabilidad y bajo coste, además de contar con la limitación de espacio a bordo.

Revisada la literatura relacionada con el tema desde la firma del Protocolo de Kioto hasta la actualidad y habiendo concluido que el calor residual disipado por el bloque motor y sus accesorios es una energía con potencial para el reaprovechamiento aún sin explorar, se planteó un análisis energético y exergético específico para buques en servicio. Mediante este estudio se pretendió cuantificar la energía térmica realmente disponible en el bloque motor para la recuperación. Este análisis fue aplicado al motor caso de estudio obteniendo las siguientes conclusiones:

- El calor residual disponible para la recuperación tiene dependencia directa del calor absorbido por el agua de refrigeración y, por tanto, de la química utilizada debido a que modifica su conductividad térmica.
- La energía térmica disipada por el bloque representa entre un 12,3 y un 15,28 % de la potencia mecánica entregada por el eje. A nivel exergético esta relación baja hasta el 4,21 % debido a que, en su mayor parte, el bloque motor es un foco de calor de baja temperatura, con alto nivel de irreversibilidades. Aun así, al 100 % de carga, hay disponibles hasta 36,775 kW de exergía.

Seguidamente, se planteó la aplicación del efecto Seebeck para la recuperación energética en motores marinos. Para validar dicho planteamiento se diseñó un prototipo de captador termoeléctrico que fue instalado en el bloque del motor estudiado. Con este prototipo se recogieron datos sobre la recuperación energética. En vista de los resultados obtenidos durante las pruebas en taller y a bordo, se destacan las siguientes conclusiones:

- La energía térmica de baja calidad disipada por el motor es recuperable mediante el uso de generadores termoeléctricos. La propuesta resulta útil para maximizar la recuperación de calor residual. De esta manera, se puede combinar el efecto Seebeck aplicado en superficies no afectadas por punto 15.2.10 del Capítulo II-2 del SOLAS (superficies con temperaturas superiores a los 220 °C) con tecnologías más extendidas que aprovechan el calor contenido en la corriente de gas de escape.
- La eficiencia de recuperación del calor residual que proporcionan los generadores de efecto Seebeck es sensiblemente menor al que tienen otras tecnologías pero, en el ámbito marino, una alta fiabilidad gana importancia respecto a la eficiencia. El Capítulo IX del SOLAS en sus estándares *Mantenimiento del Buque y el Equipo* destaca la necesidad de controlar el estado de los equipos. El prototipo creado para esta tesis tiene como tareas fundamentales de mantenimiento el control de fugas en el circuito de refrigeración y el reemplazo de las baterías de los sistemas de monitorización. Dichas tareas podrían ser prácticamente eliminadas en un modelo final, garantizando la facilidad de uso y mantenimiento a las tripulaciones.
- A la hora de aplicar el captador a un sistema marino, la construcción debe ser robusta para soportar el ambiente agresivo y las vibraciones, pero a la vez debe contar con elementos que permitan ajustar la presión de aplicación. En motores marinos, donde la temperatura de los focos caliente y frío del captador no es seleccionable por el operador, el ajuste de la presión actúa como el parámetro que regula la producción eléctrica.

- El estudio de los mecanismos de transferencia de calor resulta relevante. Se debe realizar un análisis del emplazamiento para comprobar los efectos adversos de la convección creada por corrientes de aire. Además, el mecanismo de conducción puede provocar una disminución en la eficiencia del captador, debido al establecimiento de puentes térmicos.

Si bien el prototipo construido mejora la eficiencia energética del buque caso de estudio, no es capaz de maximizar la recuperación energética. Debido a las diferentes temperaturas de las fuentes de calor del motor, se necesita de un sistema de recuperación que combine varias tecnologías. Una vez comprobada la viabilidad del captador termoeléctrico de manera empírica se amplió el estudio mediante simulación numérica. Esta simulación fue utilizada para realizar un análisis paramétrico de un sistema combinado el cual integra ciclos Rankine vapor y Rankine orgánico, además de desalación y conversión termoeléctrica de efecto Seebeck. De este estudio cabe destacar:

- Uno de los aspectos más importantes, tanto a nivel de eficiencia energética como de impacto ambiental, es la correcta elección del fluido de trabajo del ciclo Rankine orgánico. Resulta esencial seleccionar un fluido con alto poder de recuperación energética y muy bajo o nulo potencial de calentamiento global. El modelo diseñado permite comparar la eficiencia del sistema cuando se utilizan diferentes fluidos.
- La utilización de un ciclo Rankine de vapor, cuyo fluido de trabajo es el agua de camisas, resulta conveniente puesto que este ciclo consigue capturar la energía térmica residual de alta temperatura, aportando un peso mínimo al buque. Tener en cuenta el espacio y peso disponibles a bordo es indispensable debido a la limitación, sobre todo a la hora de instalar sistemas en buques ya en servicio.
- El sistema de recuperación combinado permite modificar las correlaciones entre diversos parámetros de cada ciclo, como son la presión de evaporación de los fluidos de trabajo y sus temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento. Variando estos parámetros se puede encontrar el punto óptimo de funcionamiento que se ajuste a las características del equipo que actúa como fuente de calor. Para el motor caso de estudio, el sistema presentado logra recuperar una energía equivalente al 14,85 % de la potencia mecánica entregada por el eje, consiguiendo un descenso en las emisiones de gases CO₂ y NO_x de hasta un 22,7 %.

En líneas generales, los beneficios de la aplicación de los objetivos de esta tesis conducen a una mejora del impacto ambiental de los buques que apliquen dichas tecnologías. De acuerdo con el estudio realizado por la Agencia Europea de Seguridad Marítima y Equasis, en el año 2020 existían 64 827 buques de más de 5000 GT en servicio [370]. Este número es de importancia ya que la aplicación del Indicador de Intensidad de Carbono (CII) y posterior elaboración e implementación del plan de mejora, recogido en la parte III del SEEMP, recae sobre dichos buques. Dentro del plan de mejora, encaminado a reducir el CO₂ emitido por el buque por cada milla navegada, encajan los sistemas de recuperación de calor residual. La relevancia científico-tecnológica de los resultados de esta tesis destaca debido al endurecimiento de la regulación: el indicador CII de cada buque deberá ser reducido en un 11 % en el año 2026, en relación con la referencia impuesta en 2019 [21].

5.2 Líneas futuras

La estimación del calor disponible para recuperación en bloque motor y accesorios junto con la creación de un prototipo de generador termoeléctrico para validar el método de recuperación propuesto representa una de las mayores contribuciones a la literatura científica de esta tesis. Estos resultados han sido obtenidos mediante experimentación en un buque real, en servicio, y tienen efecto directo sobre los indicadores energéticos propuestos por la Organización Marítima Internacional.

Sin embargo, es necesario anotar que el prototipo de captador termoeléctrico aún cuenta con margen de mejora, el cual será tratado en futuros estudios. A continuación, se enumeran las líneas futuras identificadas como relevantes.

5.2.1 Optimización del rendimiento del captador termoeléctrico

Existen parámetros cuyo estudio en profundidad podría aumentar la eficiencia de la recuperación del captador fabricado para esta tesis. En concreto, el diseño de la unidad de control y la implementación de un algoritmo MPPT más avanzado podría maximizar la carga de la batería. Asimismo, el uso de baterías de litio podría suponer un avance, debido a su mayor densidad energética. Además de la parte eléctrica y electrónica, se propone el estudio del mecanismo de conducción térmica, estableciendo medidas generales dedicadas a provocar la rotura del puente térmico.

5.2.2 Reversibilidad del captador termoeléctrico como enfriador de emergencia

Conocidas las relaciones recíprocas de Onsanger, aplicables a los efectos Seebeck y Peltier, se deduce que el captador termoeléctrico puede funcionar de manera inversa. Inyectando corriente en el captador se conseguiría que la superficie en contacto con el foco caliente se convierta en un enfriador. Este modo de funcionamiento puede resultar interesante como aplicación de emergencia en tareas de mantenimiento y ante fallos en los que está presente un sobrecalentamiento del equipo.

5.2.3 Optimización del sistema combinado de recuperación de calor

En base a la propuesta creada para esta tesis, se pretende optimizar el fluido de trabajo del ciclo Rankine orgánico y valorar otras técnicas que maximicen la extracción de potencia del calor residual (recalentamiento, ciclos supercríticos). Asimismo, se pretende seguir estudiando la aplicabilidad de los generadores termoeléctricos para la recuperación de calor de baja temperatura y se explorará la recuperación energética del proceso de vaporización del gas natural, con el ánimo de obtener ciclos de refrigeración en aquellos motores *dual-fuel* o LNG. Finalmente, se pretende implementar técnicas de inteligencia artificial que sean capaces de optimizar el punto de funcionamiento del sistema para cada buque en particular.

Capítulo 6

Referencias

6. Referencias

- [1] V. Eyring and N. Gillett, “Chapter 3: Human influence on the climate system,” 2021. doi: 10.1017/9781009157896.005.423.
- [2] H. M. Hanlon, D. Bernie, G. Carigi, and J. A. Lowe, “Future changes to high impact weather in the UK,” *Clim. Change*, vol. 166, no. 3–4, p. 50, Jun. 2021, doi: 10.1007/s10584-021-03100-5.
- [3] United Nations, “United Nations Sustainable Development Sites,” *Sustainable development*, 2015. <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/> (accessed Oct. 04, 2021).
- [4] Dr. Ing. Johan Breukelaar, “The European Green Deal,” *Eur. Comm.*, vol. 53, no. 9, p. 24, 2019, [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52019DC0640&from=EN>.
- [5] H. Lee, D. Park, S. Choo, and H. T. Pham, “Estimation of the Non-Greenhouse Gas Emissions Inventory from Ships in the Port of Incheon,” *Sustainability*, vol. 12, no. 19, p. 8231, Oct. 2020, doi: 10.3390/su12198231.
- [6] Eurostat, “Extra-EU trade in goods - Statistics Explained,” 2021. https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Extra-EU_trade_in_goods (accessed Dec. 20, 2021).
- [7] International Maritime Organization (IMO), “Fourth IMO Greenhouse Gas Study,” *Int. Marit. Organ.*, no. 11, pp. 951–952, 2021.
- [8] International Transport Forum, *ITF Transport Outlook 2019*. OECD, 2019.
- [9] K. Kharroubi and O. S. Söğüt, “Modelling of the propulsion plant of a large container ship by the partition of the cycle of the main diesel engine,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ.*, vol. 234, no. 2, pp. 475–489, 2020, doi: 10.1177/1475090219876515.
- [10] IMO, “Brief History of IMO,” *International Maritime Organization*, 2019. <https://www.imo.org/en/About/HistoryOfIMO> (accessed Feb. 28, 2021).
- [11] International Maritime Organization (IMO), “Interpretation of Initial IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships,” *Int. Marit. Organ.*, vol. 60, no. 1, pp. 195–201, 2019.
- [12] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.272 (69),” 2016.
- [13] International Maritime Organization (IMO), “Nitrogen oxides (NOx) – Regulation 13,” *Air Pollution and GHG Emissions*, 2013. [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)---Regulation-13.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)---Regulation-13.aspx) (accessed Jan. 03, 2022).
- [14] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.177 (58),” 2008.
- [15] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.251 (66),” 2014.
- [16] T. Boningari and P. G. Smirniotis, “Impact of nitrogen oxides on the environment and human health: Mn-based materials for the NO_x abatement,” *Curr. Opin. Chem. Eng.*, vol. 13, no. x, pp. 133–141, Aug. 2016, doi: 10.1016/j.coche.2016.09.004.
- [17] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.305 (73),” no. October, 2018.
- [18] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.336 (76),” 2021.
- [19] International Maritime Organization (IMO), “MEPC.1/Circ.864/Rev.1 21,” 2019.
- [20] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.337 (76),” 2021.

- [21] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.338 (76).” 2021.
- [22] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.339 (76).” 2021.
- [23] International Maritime Organization (IMO), WWF, P. Environment, and CSC, “Reduction of GHG emissions from ships,” 2021.
- [24] International Maritime Organization (IMO), E. Commission, and U. States, “Proposal to include information on ship’s EEXI and CII performance in the IMO Data Collection System (DCS) and to launch a work stream for further amending the IMO DCS.,” 2021.
- [25] C. Deniz and B. Zincir, “Environmental and economical assessment of alternative marine fuels,” *J. Clean. Prod.*, vol. 113, no. X, pp. 438–449, Feb. 2016, doi: 10.1016/j.jclepro.2015.11.089.
- [26] R. Hoenders, “Implementation of IMO’s Initial GHG Strategy: State-of-play,” 2021.
- [27] Balearia, “Balearia presenta en Palma el fast ferry Eleanor Roosevelt, símbolo de su apuesta por la ecoeficiencia y la innovación,” 2021. <https://www.balearia.com/es/sala-prensa/notas-prensa/balearia-presenta-en-palma-el-fast-ferry-eleanor-roosevelt-simbolo-de-su-apuesta-por-la-ecoeficiencia-y-la-innovacion> (accessed Dec. 21, 2022).
- [28] M. Krems, “New Dual-Fuel Engine Launched at SMM,” no. September. MAN Energy Solutions SE, Augsburg, pp. 1–3, 2022.
- [29] D. Stenersen and O. Thonstad, “Report GHG and NOx emissions from gas fuelled engines,” *SINTEF Ocean Rep. OC2017 F-107*, pp. 1–51, 2017, [Online]. Available: <https://midc.be/wp-content/uploads/2018/06/methane-slip-from-gas-engines-mainreport-1492296.pdf>.
- [30] J. Herdzik, “Liquefied Natural Gas – The Future Fuel for Shipping or Cul-de-sac,” *Rocz. Ochr. Środowiska*, vol. 24, pp. 15–25, 2022, doi: 10.54740/ros.2022.002.
- [31] P. Balcombe, D. A. Heggo, and M. Harrison, “Total Methane and CO₂ Emissions from Liquefied Natural Gas Carrier Ships: The First Primary Measurements,” *Environ. Sci. Technol.*, vol. 56, no. 13, pp. 9632–9640, Jul. 2022, doi: 10.1021/acs.est.2c01383.
- [32] T. Grönholm *et al.*, “Evaluation of Methane Emissions Originating from LNG Ships Based on the Measurements at a Remote Marine Station,” *Environ. Sci. Technol.*, vol. 55, no. 20, pp. 13677–13686, Oct. 2021, doi: 10.1021/acs.est.1c03293.
- [33] D. Baresic, T. Smith, C. Raucci, N. Rehmatulla, K. Narula, and I. Rojon, “LNG as a marine fuel in the EU,” *Univ. Marit. Advis. Serv.*, p. 17pp, 2019, [Online]. Available: https://sea-lng.org/wp-content/uploads/2019/01/190123_SEALNG_InvestmentCase_DESIGN_FINAL.pdf%0Ahttps://sea-lng.org/independent-study-reveals-compelling-investment-case-for-lng-as-a-marine-fuel/.
- [34] J. Ellis and K. Tanneberger, “Study on the use of ethyl and methyl alcohol as alternative fuels in shipping,” *Eur. Marit. Saf. Agency*, vol. 46, no. 0, pp. 1–38, 2015.
- [35] R. Radonja, D. Bebić, and D. Glujić, “Methanol and Ethanol as Alternative Fuels for Shipping,” *PROMET - Traffic&Transportation*, vol. 31, no. 3, pp. 321–327, Jun. 2019, doi: 10.7307/ptt.v31i3.3006.

- [36] La Moncloa, “El presidente del Gobierno acuerda con el CEO de Maersk avanzar en los planes de producción en España de combustibles verdes para el transporte marítimo,” 2022. <https://www.lamoncloa.gob.es/presidente/actividades/Paginas/2022/031122-sanchez-ceo-maersk.aspx> (accessed Dec. 21, 2022).
- [37] A.P. Moller, “Designing the future of our customers’ supply chains with carbon-neutral methanol vessels,” 2021. <https://www.maersk.com/news/articles/2021/12/08/designing-the-future-of-our-customers-supply-chains> (accessed Dec. 21, 2022).
- [38] A.P. Moller, “Maersk continues green transformation with six additional large container vessels,” 2022. <https://www.maersk.com/news/articles/2022/10/05/maersk-continues-green-transformation> (accessed Dec. 21, 2022).
- [39] R. Bartnik, Z. Buryn, and A. Hnydiuk-Stefan, “Thermodynamic and economic analysis of effect of heat accumulator volume on the specific cost of heat production in the gas-steam CHP plant,” *Energy*, vol. 230, p. 120828, Sep. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120828.
- [40] D. R. MacFarlane *et al.*, “A Roadmap to the Ammonia Economy,” *Joule*, vol. 4, no. 6, pp. 1186–1205, Jun. 2020, doi: 10.1016/j.joule.2020.04.004.
- [41] I. Chalaris, B. Jeong, and H. Jang, “Application of parametric trend life cycle assessment for investigating the carbon footprint of ammonia as marine fuel,” *Int. J. Life Cycle Assess.*, vol. 27, no. 9–11, pp. 1145–1163, Nov. 2022, doi: 10.1007/s11367-022-02091-4.
- [42] P. T. Aakko-Saksa *et al.*, “Reduction in greenhouse gas and other emissions from ship engines: Current trends and future options,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 94, p. 101055, Jan. 2023, doi: 10.1016/j.pecs.2022.101055.
- [43] C. G. Rodríguez, M. I. Lamas, J. de D. Rodríguez, and A. Abbas, “Possibilities of Ammonia as Both Fuel and NOx Reductant in Marine Engines: A Numerical Study,” *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 10, no. 1, p. 43, Jan. 2022, doi: 10.3390/jmse10010043.
- [44] C. Tornatore, L. Marchitto, P. Sabia, and M. De Joannon, “Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives,” *Front. Mech. Eng.*, vol. 8, Jul. 2022, doi: 10.3389/fmech.2022.944201.
- [45] Corporación de Radio y Televisión Española, “Dos españoles muertos en la explosión de un atunero vigués en Seychelles,” 2022. <https://www.rtve.es/noticias/20220615/explosion-atunero-vigues-seychelles/2384194.shtml> (accessed Dec. 21, 2022).
- [46] Wärtsilä, “Wärtsilä 46DF Product Guide,” Vaasa, 2019. [Online]. Available: www.wartsila.com.
- [47] H. Xing, S. Spence, and H. Chen, “A comprehensive review on countermeasures for CO2 emissions from ships,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 134, no. April, p. 110222, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.rser.2020.110222.
- [48] M. Przybyła and A. Adamkiewicz, “Quantity and Quality of Dual Fuel IC Marine Engine Exhaust Sensible Waste Heat Considering Different Sulphur Content in Fuels,” *E3S Web Conf.*, vol. 137, p. 01045, Dec. 2019, doi: 10.1051/e3sconf/201913701045.

- [49] M. Torres-García, J. F. García-Martín, F. J. Jiménez-Espadafor Aguilar, D. F. Barbin, and P. Álvarez-Mateos, “Vegetable oils as renewable fuels for power plants based on low and medium speed diesel engines,” *J. Energy Inst.*, vol. 93, no. 3, pp. 953–961, Jun. 2020, doi: 10.1016/j.joei.2019.08.006.
- [50] CIMAC WG17 ‘Gas Engines,’ “Impact of Gas Quality on Gas Engine Performance,” *CIMAC Position Pap.*, 2015, [Online]. Available: www.cimac.com.
- [51] J. Boij, P. Zepf, and EUROMOT, “Total Sulphur Levels in Natural Gas with Special Consideration of IC Engines,” vol. 1354, no. 6284937371, 2012, [Online]. Available: www.euromot.eu.
- [52] A. Rimkus, J. Žaglinskis, S. Stravinskas, P. Rapalis, J. Matijošius, and Á. Bereczky, “Research on the Combustion, Energy and Emission Parameters of Various Concentration Blends of Hydrotreated Vegetable Oil Biofuel and Diesel Fuel in a Compression-Ignition Engine,” *Energies*, vol. 12, no. 15, p. 2978, Aug. 2019, doi: 10.3390/en12152978.
- [53] Y. Khersonsky and G. Sulligoi, “Standards for Ships and Oil Platforms: A Review of the Latest from the IEEE and IEC,” *IEEE Ind. Appl. Mag.*, vol. 22, no. 1, pp. 20–27, Jan. 2016, doi: 10.1109/MIAS.2015.2458334.
- [54] IEEE, *IEEE Recommended Practice for Electrical Installations on Shipboard— Systems Engineering*. New York: IEEE Standards Association, 2015.
- [55] IEEE and ICE, *IEC/IEEE 80005-1: Utility connections in port – Part 1: High voltage shore connection (HVSC) systems – General requirements*. 2019.
- [56] ABB, “The step forward Onboard DC Grid,” 2014. [Online]. Available: https://new.abb.com/docs/librariesprovider91/articles/lm00614-onboard-dc-grid-brochure_june2014_1.pdf.
- [57] K. Kim, K. Park, G. Roh, and K. Chun, “DC-grid system for ships: a study of benefits and technical considerations,” *J. Int. Marit. Safety, Environ. Aff. Shipp.*, vol. 2, no. 1, pp. 1–12, Nov. 2018, doi: 10.1080/25725084.2018.1490239.
- [58] Lung-Sheng Yang, Tsorng-Juu Liang, and Jiann-Fuh Chen, “Transformerless DC–DC Converters With High Step-Up Voltage Gain,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 56, no. 8, pp. 3144–3152, Aug. 2009, doi: 10.1109/TIE.2009.2022512.
- [59] J. Snyder, “Battery-hybrid propulsion conversions pay off,” *Riviera*, 2020. <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/battery-hybrid-propulsion-conversions-pay-off-58544> (accessed Feb. 12, 2021).
- [60] Z. X. Xiao, Y. Z. Guan, H. W. Fang, Y. Terriche, and J. M. Guerrero, “Dynamic and Steady-State Power-Sharing Control of High-Efficiency DC Shipboard Microgrid Supplied by Diesel Generators,” *IEEE Syst. J.*, vol. 16, no. 3, pp. 4595–4606, Sep. 2022, doi: 10.1109/JSYST.2021.3111685.
- [61] R. Stoiber and L. O. Valøen, “DNV GL Handbook for Maritime and Offshore Battery Systems The,” 2016, [Online]. Available: www.dnvgl.com.
- [62] DNV-GL, “Technical Reference for Li-ion Battery Explosion Risk and Fire Suppression Partner Group,” *Rep. No. 2019-1025, Rev. 4*, 2019, [Online]. Available: www.dnvgl.com.
- [63] L. Wei, Z. Zhou, and Z. Wang, “Fire Monitoring System for Power Batteries on Ship,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1802, no. 2, p. 022022, Mar. 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1802/2/022022.

- [64] Norwegian Maritime Authority, “Supporting preliminary findings after battery incident,” 2019. <https://www.sdir.no/en/news/news-from-the-nma/supporting-preliminary-report-after-battery-incident/> (accessed Feb. 19, 2021).
- [65] Corvus Energy, “Fire onboard the car-ferry Ytterøyningen: Preliminary investigation results,,” 2020. <https://corvusenergy.com/fire-onboard-the-car-ferry-ytteroyningen-preliminary-investigation-results/> (accessed Feb. 19, 2021).
- [66] M. Solutions, “Variable Speed Generators Sets Offer Advantages for Commercial Shipping,” 2020, [Online]. Available: <https://www.mtu-solutions.com/cn/en/technical-articles/2020/variable-speed-generator-sets-offer-advantages-for-commercial-sh.html#:~:text=Compared to traditional%2C constant speed,density with less installation space.>
- [67] K. E. Holmefjord, L. Husdal, M. de Jongh, and S. Torben, “Variable-Speed Engines on Wind Farm Support Vessels,” *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 8, no. 3, p. 229, Mar. 2020, doi: 10.3390/jmse8030229.
- [68] Astilleros Gondán, “Edda Passat,” 2018. https://www.gondan.com/es/portfolio_page/edda-passat/.
- [69] Y. Yoshihisa, Ono; Keiichi, Shiraishi; Yukio, “Application of a Large Hybrid Turbocharger for Marine Electric-power Generation,” *Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev.*, vol. 49, no. 1, pp. 29–33, 2012.
- [70] D. Gerada, Z. Xu, D. Golovanov, and C. Gerada, “Comparison of electrical machines for use with a high-horsepower marine engine turbocharger,” in *2018 25th International Workshop on Electric Drives: Optimization in Control of Electric Drives (IWED)*, Jan. 2018, vol. 2018-Janua, pp. 1–6, doi: 10.1109/IWED.2018.8321383.
- [71] MAN Diesel & Turbo, “Shaft Generators for Low Speed Main Engines,” p. 47, 2021, [Online]. Available: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/shaft-generators-for-mc-and-me-engines.pdf?sfvrsn=38>.
- [72] D. Gerada, Z. Xu, X. Huang, and C. Gerada, “Fully-integrated high-speed IM for improving high-power marine engines,” *IET Electr. Power Appl.*, vol. 13, no. 2, pp. 148–153, Feb. 2019, doi: 10.1049/iet-epa.2018.5328.
- [73] S. Elsaiah and C. Brady-Alvarez, “A Switched Reluctance Motor Drive System for Future Applications in the Emerged IMPS,” in *2018 North American Power Symposium (NAPS)*, Sep. 2018, pp. 1–5, doi: 10.1109/NAPS.2018.8600583.
- [74] D. Gerada, A. Mebarki, N. L. Brown, C. Gerada, A. Cavagnino, and A. Boglietti, “High-Speed Electrical Machines: Technologies, Trends, and Developments,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 61, no. 6, pp. 2946–2959, Jun. 2014, doi: 10.1109/TIE.2013.2286777.
- [75] M. Grieves and J. Vickers, “Digital twin: Mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems,” *Transdiscipl. Perspect. Complex Syst. New Find. Approaches*, pp. 85–113, 2016, doi: 10.1007/978-3-319-38756-7_4.
- [76] J. C. Mankins, “Technology readiness assessments: A retrospective,” *Acta Astronaut.*, vol. 65, no. 9–10, pp. 1216–1223, Nov. 2009, doi: 10.1016/j.actaastro.2009.03.058.
- [77] G. P. Blair, E. T. Hinds, and R. Fleck, “Predicting the Performance Characteristics of Two-Cycle Engines Fitted with Reed Induction Valves,” in *SAE Technical Papers*, Feb. 1979, pp. 2829–2841, doi: 10.4271/790842.

- [78] D.-J. Cheng, J. Zhang, Z.-T. Hu, S.-H. Xu, and X.-F. Fang, “A Digital Twin-Driven Approach for On-line Controlling Quality of Marine Diesel Engine Critical Parts,” *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, vol. 21, no. 10, pp. 1821–1841, Oct. 2020, doi: 10.1007/s12541-020-00403-y.
- [79] A. A. Malozemov, V. N. Bondar, V. V. Egorov, and G. A. Malozemov, “Digital Twins Technology for Internal Combustion Engines Development,” in *2018 Global Smart Industry Conference (GloSIC)*, Nov. 2018, no. 2, pp. 1–6, doi: 10.1109/GloSIC.2018.8570162.
- [80] P. Zhao *et al.*, “The Modeling and Using Strategy for the Digital Twin in Process Planning,” *IEEE Access*, vol. 8, pp. 41229–41245, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.2974241.
- [81] L. Moroz, M. Burlaka, and V. Barannik, “Application of Digital Twin for Gas Turbine Off-Design Performance and Operation Analyses,” in *AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum*, Aug. 2019, no. August, pp. 1–20, doi: 10.2514/6.2019-3913.
- [82] T. H. J. Uhlemann, C. Schock, C. Lehmann, S. Freiburger, and R. Steinhilper, “The Digital Twin: Demonstrating the Potential of Real Time Data Acquisition in Production Systems,” *Procedia Manuf.*, vol. 9, pp. 113–120, 2017, doi: 10.1016/j.promfg.2017.04.043.
- [83] M. Schluse, M. Priggemeyer, L. Atorf, and J. Rossmann, “Experimentable Digital Twins—Streamlining Simulation-Based Systems Engineering for Industry 4.0,” *IEEE Trans. Ind. Informatics*, vol. 14, no. 4, pp. 1722–1731, Apr. 2018, doi: 10.1109/TII.2018.2804917.
- [84] O. Bondarenko and T. Fukuda, “Development of a diesel engine’s digital twin for predicting propulsion system dynamics,” *Energy*, vol. 196, p. 117126, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117126.
- [85] J. Kraft and S. Kuntzagk, “Engine Fleet-Management: The Use of Digital Twins From a MRO Perspective,” in *Volume 1: Aircraft Engine; Fans and Blowers; Marine; Honors and Awards*, Jun. 2017, vol. 1, doi: 10.1115/GT2017-63336.
- [86] S. Stoumpos, G. Theotokatos, C. Mavrelos, and E. Boulougouris, “Towards Marine Dual Fuel Engines Digital Twins—Integrated Modelling of Thermodynamic Processes and Control System Functions,” *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 8, no. 3, p. 200, Mar. 2020, doi: 10.3390/jmse8030200.
- [87] Ibaizabal Tankers, “Monte Ulia – Ibaizabal Tankers.” <https://www.ibaizabaltankers.com/flota/monte-ulia/> (accessed Feb. 19, 2021).
- [88] MAN Energy Solutions, “PrimeServ Assist - 2 Stroke,” Copenhagen, 2019.
- [89] Wärtsilä, “Data driven operations and maintenance webinar,” Vaasa, 2020. [Online]. Available: www.wartsila.com.
- [90] Astilleros Gondán, “Buque Eco Aqua,” 2017. https://www.gondan.com/es/portfolio_page/eco-aqua/ (accessed Dec. 21, 2022).
- [91] Balearia, “Ficha de buque · Serie Eco · Flota · Balearia,” 2021. <https://www.balearia.com/es/flota/ferry-serie-eco> (accessed Dec. 21, 2022).
- [92] Bound4blue, “Tecnología eSAIL - Propulsión asistida por el viento para buques,” 2021. <https://bound4blue.com/es/esail> (accessed Dec. 21, 2022).
- [93] T. Sasilatha and J. K. Vaijayanthimala, “Hybrid energy system in onboard ship,” in *Innovations and Research in Marine Electrical and Electronics Engineering: Icircmee 2021*, 2022, vol. 2455, p. 050004, doi: 10.1063/5.0100850.

- [94] E. Lindstad, D. Polić, A. Riialand, I. Sandaas, and T. Stokke, “Decarbonizing bulk shipping combining ship design and alternative power,” *Ocean Eng.*, vol. 266, p. 112798, Dec. 2022, doi: 10.1016/j.oceaneng.2022.112798.
- [95] M. Leduc, “Marine Engineering history.” http://www.dieselduck.info/historical/dieselengine/prime_movers.html (accessed Jan. 23, 2021).
- [96] J. Kanefsky and J. Robey, “Steam Engines in 18th-Century Britain: A Quantitative Assessment,” *Technol. Cult.*, vol. 21, no. 2, p. 161, Apr. 1980, doi: 10.2307/3103337.
- [97] B. Encyclopedia, “Energy conversion - Developments of the Industrial Revolution | Britannica.com.” <https://www.britannica.com/technology/energy-conversion/Developments-of-the-Industrial-Revolution> (accessed Feb. 28, 2021).
- [98] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Fourth Edition*, 4th Origin. Hoboken, USA: Wiley & Sons, J, 2005.
- [99] F. Payri and J. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Editorial Reverté, 2011.
- [100] Wikipedia, “Carnot cycle - Wikipedia.” https://en.wikipedia.org/wiki/Carnot_cycle (accessed Feb. 28, 2021).
- [101] D. Stapersma, “Vulcanus versus Selandia,” *Scheepswerktuigkunde*, 1996.
- [102] V. T. Lamaris and D. T. Hountalas, “A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines – Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 4, pp. 740–753, Apr. 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.10.031.
- [103] Z.-M. M. Yao, Z.-Q. Q. Qian, R. Li, and E. Hu, “Energy efficiency analysis of marine high-powered medium-speed diesel engine base on energy balance and exergy,” *Energy*, vol. 176, pp. 991–1006, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.04.027.
- [104] Wärtsilä, “Wärtsilä 32 Product Guide,” Vaasa, 2015. [Online]. Available: www.wartsila.com.
- [105] Winterthur Gas & Diesel, “WinGD - WinGD Engines,” 2021. <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/diesel/x82-b/> (accessed Nov. 08, 2021).
- [106] M. Altosole, G. Benvenuto, U. Campora, M. Laviola, and A. Trucco, “Waste Heat Recovery from Marine Gas Turbines and Diesel Engines,” *Energies*, vol. 10, no. 5, p. 718, May 2017, doi: 10.3390/en10050718.
- [107] Z. Y. Wang, S. Zhou, R. H. Li, C. ling Li, and H. F. Zhang, “Exergetic cost analysis of marine diesel engine waste heat recovery system based on matrix model thermo-economics,” *Adv. Mater. Res.*, vol. 744, pp. 566–570, Aug. 2013, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.744.566.
- [108] I. Dincer and M. A. Rosen, “Thermodynamic fundamentals,” in *Secondary Steelmaking: Principles and Applications*, Elsevier, 2000, pp. 9–45.
- [109] F. Baldi, F. Ahlgren, T.-V. Van Nguyen, M. Thern, and K. Andersson, “Energy and Exergy Analysis of a Cruise Ship,” *Energies*, vol. 11, no. 10, p. 2508, Sep. 2018, doi: 10.3390/en11102508.
- [110] F. Baldi, A. Coraddu, and M. E. Mondejar, *Sustainable Energy Systems on Ships*. Elsevier, 2022.
- [111] F. Baldi and C. Gabriellii, “A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications,” *Energy*, vol. 80, pp. 654–665, Feb. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2014.12.020.

- [112] G. G. Dimopoulos, C. A. Georgopoulou, and N. M. P. Kakalis, “The introduction of exergy analysis to the thermo-economic modelling and optimisation of a marine combined cycle system,” *Proc. 25th Int. Conf. Effic. Cost, Optim. Simul. Energy Convers. Syst. Process. ECOS 2012*, vol. 3, no. June 2012, pp. 222–236, Jun. 2012.
- [113] J. Heywood, “Internal combustion engine fundamentals,” *Choice Rev. Online*, vol. 26, no. 02, pp. 26-0943-26–0943, Oct. 1988, doi: 10.5860/CHOICE.26-0943.
- [114] D. Villalta Lara, “Radiation heat transfer in direct-injection diesel engines,” Universitat Politècnica de València, Valencia (Spain), 2018.
- [115] P. K. Korlak, “Comparative analysis and estimation of amounts of exhaust gas waste heat from the tier iii-compliant dual-fuel low-speed marine main engines,” *Pomorstvo*, vol. 35, no. 1, pp. 128–140, Jun. 2021, doi: 10.31217/p.35.1.14.
- [116] E. J. C. Cavalcanti, “Energy, exergy and exergoenvironmental analyses on gas-diesel fuel marine engine used for trigeneration system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 184, p. 116211, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116211.
- [117] B. Ariani, I. M. Ariana, and M. A. Fathallah, “Effect of natural gas injection timing on combustion performance & methane slip emission of diesel – NG dual fuel engine: An experimental study,” in *AIP Conference Proceedings*, 2019, vol. 2187, p. 020003, doi: 10.1063/1.5138258.
- [118] M. Tadros, M. Ventura, and C. Guedes Soares, “Optimization procedure to minimize fuel consumption of a four-stroke marine turbocharged diesel engine,” *Energy*, vol. 168, pp. 897–908, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.11.146.
- [119] S. Zhou, R. Gao, Y. Feng, and Y. Zhu, “Evaluation of Miller cycle and fuel injection direction strategies for low NOx emission in marine two-stroke engine,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 31, pp. 20351–20360, Aug. 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.06.020.
- [120] J. Zhemin and Y. Yuxin, “Analysis of waste heat utilization of ship main engine,” *E3S Web Conf.*, vol. 165, pp. 1–4, May 2020, doi: 10.1051/e3sconf/202016506027.
- [121] S. A. Ahmed, S. Zhou, M. Orji, S. Abdu, S. Zhou, and M. Orji, “Selection of a waste heat recovery system for a marine diesel engine based on Exergy analysis,” *Int. J. Eng. Res. Africa*, vol. 25, pp. 36–51, Aug. 2016, doi: 10.4028/www.scientific.net/JERA.25.36.
- [122] A. Mohd, R. Che, R. Martinez-botas, and S. Rajoo, “Technologies for Waste Heat Energy Recovery from Internal Combustion Technologies for Waste Heat Energy Recovery from Internal Combustion Engine : A Review,” *Int. Conf. "New Trends Multidiscip. Res. Pract.*, no. November, pp. 1–16, 2015.
- [123] D. V. Singh and E. Pedersen, “A review of waste heat recovery technologies for maritime applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 111, no. X, pp. 315–328, Mar. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2015.12.073.
- [124] International Maritime Organization (IMO), “Shipboard incineration – Regulation 16,” 2020. <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Shipboard-incineration---Regulation-16.aspx> (accessed Feb. 03, 2022).
- [125] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.244 (66),” 2014.
- [126] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.93 (45),” 2000.

- [127] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.76 (40),” 1997.
- [128] L. Toneatti, C. Deluca, A. Fraleoni Morgera, M. Piller, and D. Pozzetto, “Waste to Energy Onboard Cruise Ships: A New Paradigm for Sustainable Cruising,” *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 10, no. 4, p. 480, Mar. 2022, doi: 10.3390/jmse10040480.
- [129] L. Toneatti, C. Deluca, A. Fraleoni-Morgera, and D. Pozzetto, “Rationalization and optimization of waste management and treatment in modern cruise ships,” *Waste Manag.*, vol. 118, pp. 209–218, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.wasman.2020.08.018.
- [130] MTU, “Safer, Cooler and Quieter Engine Rooms,” Friedrichshafen, 2020.
- [131] MTU, “Heat Recovery 16V 4000 M63L,” Friedrichshafen, 2015.
- [132] Y. Durmusoglu, T. Satir, C. Deniz, and A. Kilic, “A Novel Energy Saving and Power Production System Performance Analysis in Marine Power Plant Using Waste Heat,” in *2009 International Conference on Machine Learning and Applications*, Dec. 2009, pp. 751–754, doi: 10.1109/ICMLA.2009.34.
- [133] S. Mondal, S. Datta, and S. De, “Auxiliary power through marine waste heat recovery using a CO₂-organic cascading cycle,” *Clean Technol. Environ. Policy*, vol. 22, no. 4, pp. 893–906, May 2020, doi: 10.1007/s10098-020-01831-0.
- [134] T. Ouyang, G. Huang, Z. Su, J. Xu, F. Zhou, and N. Chen, “Design and optimisation of an advanced waste heat cascade utilisation system for a large marine diesel engine,” *J. Clean. Prod.*, vol. 273, p. 123057, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.123057.
- [135] Z. Su *et al.*, “Green and efficient configuration of integrated waste heat and cold energy recovery for marine natural gas/diesel dual-fuel engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 209, no. February, p. 112650, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112650.
- [136] M.-H. Yang and R.-H. Yeh, “Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery,” *Energy*, vol. 82, pp. 256–268, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.01.036.
- [137] T. Ouyang, Z. Wang, G. Wang, Z. Zhao, S. Xie, and X. Li, “Advanced thermo-economic scheme and multi-objective optimization for exploiting the waste heat potentiality of marine natural gas engine,” *Energy*, vol. 236, p. 121440, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121440.
- [138] Z. Occhipinti and R. Verona, “Kyoto Protocol (KP),” in *Climate Action*, 2019, pp. 605–617.
- [139] N. J. van Eck and L. Waltman, “Software survey: VOSviewer, a computer program for bibliometric mapping,” *Scientometrics*, vol. 84, no. 2, pp. 523–538, Aug. 2010, doi: 10.1007/s11192-009-0146-3.
- [140] United Nations Conference on Trade and Development, “Review of Maritime Transport,” New York, 2022.
- [141] M. J. Page *et al.*, “The PRISMA 2020 statement: An updated guideline for reporting systematic reviews,” *BMJ*, vol. 372, pp. 2020–2021, Mar. 2021, doi: 10.1136/bmj.n71.
- [142] M. J. Page *et al.*, “Declaración PRISMA 2020: una guía actualizada para la publicación de revisiones sistemáticas,” *Rev. Española Cardiol.*, vol. 74, no. 9, pp. 790–799, 2021, doi: 10.1016/j.recesp.2021.06.016.

- [143] F. Musharavati and S. Khanmohammadi, “Performance improvement of a heat recovery system combined with fuel cell and thermoelectric generator: 4E analysis,” *Int. J. Hydrogen Energy*, no. xxx, Oct. 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.09.179.
- [144] V. G. Gude, “Membrane desalination of ballast water using thermoelectric energy from waste heat,” *J. Mar. Eng. Technol.*, vol. 0, no. 0, pp. 1–8, Oct. 2020, doi: 10.1080/20464177.2020.1827487.
- [145] T. Ouyang, Z. Su, F. Wang, B. Jing, H. Huang, and Q. Wei, “Efficient and sustainable design for demand-supply and deployment of waste heat and cold energy recovery in marine natural gas engines,” *J. Clean. Prod.*, vol. 274, p. 123004, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.123004.
- [146] Alfa Laval Copenhagen A/S, “Alfa Laval - Aalborg XW.” <https://www.alfalaval.es/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/calderas/economizador-de-gases-de-escape/aalborg-xw/> (accessed May 08, 2021).
- [147] D. Champier, “Thermoelectric generators: A review of applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 140, pp. 167–181, May 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.02.070.
- [148] A. Nour Eddine, D. Chalet, X. Faure, L. Aixala, and P. Chessé, “Optimization and characterization of a thermoelectric generator prototype for marine engine application,” *Energy*, vol. 143, pp. 682–695, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.11.018.
- [149] R. J. Stevens, S. J. Weinstein, and K. S. Koppula, “Theoretical limits of thermoelectric power generation from exhaust gases,” *Appl. Energy*, vol. 133, pp. 80–88, Nov. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.07.075.
- [150] Q. E. Hussain, D. R. Brigham, and C. W. Maranville, “Thermoelectric Exhaust Heat Recovery for Hybrid Vehicles,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 1, pp. 2009-01–1327, Apr. 2009, doi: 10.4271/2009-01-1327.
- [151] B. D. In, H. I. Kim, J. W. Son, and K. H. Lee, “The study of a thermoelectric generator with various thermal conditions of exhaust gas from a diesel engine,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 86, pp. 667–680, Jul. 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.052.
- [152] F. Zhang *et al.*, “A low-temperature multi-effect desalination system powered by the cooling water of a diesel engine,” *Desalination*, vol. 404, pp. 112–120, Feb. 2017, doi: 10.1016/j.desal.2016.11.006.
- [153] T. Ouyang, Z. Su, R. Yang, C. Li, H. Huang, and Q. Wei, “A framework for evaluating and optimizing the cascade utilization of medium-low grade waste heat in marine dual-fuel engines,” *J. Clean. Prod.*, vol. 276, p. 123289, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.123289.
- [154] L. A. Smith, W. H. Preston, G. Dowd, O. Taylor, and K. M. Wilkinson, “Application of a First Law Heat Balance Method to a Turbocharged Automotive Diesel Engine,” in *SAE Technical Papers*, Nov. 2009, vol. 4970, doi: 10.4271/2009-01-2744.
- [155] H. J. Goldsmid, *Introduction to Thermoelectricity*, vol. 121. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016.
- [156] D. M. Rowe, *Thermoelectrics Handbook*. CRC Press, 2018.
- [157] I. Dincer and C. Zamfirescu, “Conventional Power Generating Systems,” in *Advanced Power Generation Systems*, Elsevier, 2014, pp. 199–310.

- [158] M. Kanoğlu, Y. A. Çengel, and İ. Dinçer, *Efficiency Evaluation of Energy Systems*, vol. 8. New York, NY: Springer New York, 2012.
- [159] R. Quan, T. Li, Y. Yue, Y. Chang, and B. Tan, “Experimental Study on a Thermoelectric Generator for Industrial Waste Heat Recovery Based on a Hexagonal Heat Exchanger,” *Energies*, vol. 13, no. 12, p. 3137, Jun. 2020, doi: 10.3390/en13123137.
- [160] P. Aranguren, D. Astrain, A. Rodríguez, and A. Martínez, “Experimental investigation of the applicability of a thermoelectric generator to recover waste heat from a combustion chamber,” *Appl. Energy*, vol. 152, pp. 121–130, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.04.077.
- [161] J. Ju-Yong, R. Chang-Hyon, C. Myong-Sin, and O. Hyon-Chol, “Comprehensive evaluation of marine waste heat recovery technologies based on Hierarchy-Grey correlation analysis,” *J. Ocean Eng. Sci.*, vol. 4, no. 4, pp. 308–316, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.joes.2019.05.006.
- [162] X. Liang, X. Wang, G. Shu, H. Wei, H. Tian, and X. Wang, “A review and selection of engine waste heat recovery technologies using analytic hierarchy process and grey relational analysis,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 39, no. 4, pp. 453–471, Mar. 2015, doi: 10.1002/er.3242.
- [163] R. Terzi, İ. Tükenmez, and E. Kurt, “Energy and exergy analyses of a VVER type nuclear power plant,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 29, pp. 12465–12476, Aug. 2016, doi: 10.1016/j.ijhydene.2016.02.016.
- [164] R. Terzi and E. Kurt, “Improving the Efficiency of a Nuclear Power Plant Using a Thermoelectric Cogeneration System,” *Int. J. Renew. Energy Dev.*, vol. 7, no. 1, p. 77, Feb. 2018, doi: 10.14710/ijred.7.1.77-84.
- [165] E. Hatzikraniotis, K. T. Zorbas, I. Samaras, T. Kyratsi, and K. M. Paraskevopoulos, “Efficiency Study of a Commercial Thermoelectric Power Generator (TEG) Under Thermal Cycling,” *J. Electron. Mater.*, vol. 39, no. 9, pp. 2112–2116, Sep. 2010, doi: 10.1007/s11664-009-0988-8.
- [166] Z. Chan and J. H. Lim, “Life cycle analysis of thermoelectric generator efficiency for waste heat recovery,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 2233, no. 1, pp. 1–7, 2020, doi: 10.1063/5.0001550.
- [167] M. S. R. Bhuiyan, A. El-Shahat, and V. Soloiu, “Thermoelectric Generator Analysis Through ANSYS and Matlab/Simulink,” in *2019 SoutheastCon*, Apr. 2019, vol. 2019-April, pp. 1–5, doi: 10.1109/SoutheastCon42311.2019.9020528.
- [168] Z. Ouyang and D. Li, “Modelling of segmented high-performance thermoelectric generators with effects of thermal radiation, electrical and thermal contact resistances,” *Sci. Rep.*, vol. 6, no. 1, p. 24123, Jul. 2016, doi: 10.1038/srep24123.
- [169] Y. P. Wang, W. Chen, Y. Y. Huang, X. Liu, and C. Q. Su, “Performance study on a thermoelectric generator with exhaust-module-coolant direct contact,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 729–738, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.egyr.2022.05.228.
- [170] K. P. V. B. Kobbekaduwa, “Modelling and Analysis of Thermoelectric Generation of Materials Using Matlab/Simulink,” *Int. J. Energy Power Eng.*, vol. 5, no. 3, p. 97, 2016, doi: 10.11648/j.ijepe.20160503.12.

- [171] T. M. Tritt, X. Tang, Q. Zhang, and W. Xie, “Solar thermoelectrics: direct solar thermal energy conversion,” in *Fundamentals of Materials for Energy and Environmental Sustainability*, vol. 33, no. January, D. S. Ginley and D. Cahen, Eds. Cambridge: Cambridge University Press, 2011, pp. 289–294.
- [172] S. M. Pourkiaei *et al.*, “Thermoelectric cooler and thermoelectric generator devices: A review of present and potential applications, modeling and materials,” *Energy*, vol. 186, p. 115849, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.07.179.
- [173] D. M. Rowe, “Thermoelectric harvesting of low temperature natural/waste heat,” in *AIP Conference Proceedings*, 2012, vol. 1449, no. 2012, pp. 485–492, doi: 10.1063/1.4731600.
- [174] E. Massaguer, A. Massaguer, T. Pujol, M. Comamala, L. Montoro, and J. R. Gonzalez, “Fuel economy analysis under a WLTP cycle on a mid-size vehicle equipped with a thermoelectric energy recovery system,” *Energy*, vol. 179, pp. 306–314, Jul. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.05.004.
- [175] M. Aljaghtham and E. Celik, “Design optimization of oil pan thermoelectric generator to recover waste heat from internal combustion engines,” *Energy*, vol. 200, p. 117547, Jun. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117547.
- [176] T. Y. Kim, A. A. Negash, and G. Cho, “Waste heat recovery of a diesel engine using a thermoelectric generator equipped with customized thermoelectric modules,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 124, pp. 280–286, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.07.013.
- [177] A. Massaguer *et al.*, “Transient behavior under a normalized driving cycle of an automotive thermoelectric generator,” *Appl. Energy*, vol. 206, no. March, pp. 1282–1296, Nov. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.10.015.
- [178] R. Goswami and R. Das, “Waste heat recovery from a biomass heat engine for thermoelectric power generation using two-phase thermosyphons,” *Renew. Energy*, vol. 148, pp. 1280–1291, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.10.067.
- [179] Y. Eom, D. Wijethunge, H. Park, S. H. Park, and W. Kim, “Flexible thermoelectric power generation system based on rigid inorganic bulk materials,” *Appl. Energy*, vol. 206, no. September, pp. 649–656, Nov. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.08.231.
- [180] A. R. M. Siddique, S. Mahmud, and B. Van Heyst, “A review of the state of the science on wearable thermoelectric power generators (TEGs) and their existing challenges,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 73, pp. 730–744, Jun. 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.01.177.
- [181] S. J. Kim, J. H. We, and B. J. Cho, “A wearable thermoelectric generator fabricated on a glass fabric,” *Energy Environ. Sci.*, vol. 7, no. 6, p. 1959, 2014, doi: 10.1039/c4ee00242c.
- [182] N. Kristiansen and Nielsen, “Potential for usage of thermoelectric generators on ships,” *J. Electron. Mater.*, vol. 39, no. 9, pp. 1746–1749, Sep. 2010, doi: 10.1007/s11664-010-1189-1.
- [183] N. R. Kristiansen, G. J. Snyder, H. K. Nielsen, and L. Rosendahl, “Waste heat recovery from a marine waste incinerator using a thermoelectric generator,” *J. Electron. Mater.*, vol. 41, no. 6, pp. 1024–1029, Jun. 2012, doi: 10.1007/s11664-012-2009-6.
- [184] C. Liu *et al.*, “Experimental research of thermal electric power generation from ship incinerator exhaust heat,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 227, no. 2, p. 022031, Mar. 2019, doi: 10.1088/1755-1315/227/2/022031.

- [185] M. Chen, Y. Sasaki, and R. O. Suzuki, "Computational Simulation of Thermoelectric Generators in Marine Power Plants," *Mater. Trans.*, vol. 52, no. 8, pp. 1549–1552, 2011, doi: 10.2320/matertrans.E-M2011813.
- [186] Y. Armenakis and S. Chatzis, "Waste heat recovery and electrical power production on vessels by means of TEG arrays attached on the hull below the underwater line," in *2019 IEEE Electric Ship Technologies Symposium (ESTS)*, Aug. 2019, pp. 430–437, doi: 10.1109/ESTS.2019.8847849.
- [187] C. G. G. Zogogianni, N. A. A. Zarkadis, and E. C. C. Tatakis, "Energy Savings in Marine Applications using thermoelectric modules and high step-up DC/DC converter," in *8th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2016)*, 2016, vol. 2016, no. CP684, pp. 5–5, doi: 10.1049/cp.2016.0303.
- [188] C. G. Zogogianni *et al.*, "Investigation of a Waste Heat Recovery System for a more electric ship," in *2015 17th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'15 ECCE-Europe)*, Sep. 2015, pp. 1–10, doi: 10.1109/EPE.2015.7309367.
- [189] R. Joseph, T. K. Jet, Alex Yan Qingyu, and Meng Yeong Lee, "Design of stand-alone thermoelectric power generation system for marine engine exhaust system," in *IECON 2016 - 42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Oct. 2016, pp. 4078–4084, doi: 10.1109/IECON.2016.7793238.
- [190] A. Castillo-Castillo *et al.*, "Thermal technology scales in future waste management strategies," *Proc. Inst. Civ. Eng. - Waste Resour. Manag.*, vol. 162, no. 3, pp. 151–168, Aug. 2009, doi: 10.1680/warm.2009.162.3.151.
- [191] Ship and Bunker, "Global Average Bunker Price Bunker Prices - Ship & Bunker." <https://shipandbunker.com/prices/av/region/av-eme-emea-average> (accessed Feb. 20, 2021).
- [192] L. A. Díaz-Secades, R. González, and N. Rivera, "Waste heat recovery from marine main medium speed engine block. Energy, exergy, economic and environmental (4E) assessment – Case study," *Ocean Eng.*, vol. 264, p. 112493, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.oceaneng.2022.112493.
- [193] International Maritime Organization (IMO), *SOLAS, Consolidated Edition 2020*. 2020.
- [194] J. Delgado Marrero, "Aplicación del capítulo IX del SOLAS (ISM Code)," Universidad de La Laguna, 2020.
- [195] T. A. Tran, "A research on the energy efficiency operational indicator EEOI calculation tool on M/V NSU JUSTICE of VINIC transportation company, Vietnam," *J. Ocean Eng. Sci.*, vol. 2, no. 1, pp. 55–60, Mar. 2017, doi: 10.1016/j.joes.2017.01.001.
- [196] International Maritime Organization (IMO), "MEPC.1/Circ.684," 2009.
- [197] International Maritime Organization (IMO), "Resolution MEPC.245 (66)," 2014.
- [198] International Maritime Organization (IMO), "MEPC.1-Circ.896," 2021.
- [199] International Maritime Organization (IMO), "Marine Environment Protection Committee (MEPC) – 79th session, 12-16 December 2022," 2022. <https://www.imo.org/en/MediaCentre/MeetingSummaries/Pages/MEPC-79th-session.aspx> (accessed Jan. 12, 2023).

- [200] International Maritime Organization (IMO), “Resolution MEPC.353 (78),” 2022, [Online]. Available: [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/Air pollution/MEPC.346\(78\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/Air%20pollution/MEPC.346(78).pdf).
- [201] DNV, “IMO update: Marine Environment Protection Committee – MEPC 79,” *Tech. Regul. news*, no. 29/2022-Statutory, pp. 1–5, 2022, [Online]. Available: <https://www.dnv.com/news/imo-update-marine-environment-protection-committee-mepc-76-203128>.
- [202] Jefatura del Estado - España, “Disposición 10960 del BOE núm. 282 de 2016,” *Boe*, vol. 282, pp. 81757–81790, 2016.
- [203] International Maritime Organization (IMO), “Global treaty to halt invasive aquatic species to enter into force in 2017,” 2016. <https://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/Pages/21-BWM-EIF.aspx> (accessed Mar. 01, 2021).
- [204] Wärtsilä, “Aquarius UV - AQ-300-UV BWMS in compliance with IMO MEPC.174 (58) Technical Manual,” Vaasa, 2018.
- [205] Cementos Tudela Veguin, “Botadura del nuevo buque Cristina Masaveu en Santander,” *Masaveu Industria*, 2011. <http://www.cementostudelaveguin.com/noticia.php?id=2> (accessed Sep. 28, 2021).
- [206] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics an engineering approach*, 4th Editio., vol. 1. McGraw Hill, 2002.
- [207] M. Lapuerta, R. Ballesteros, and J. R. Agudelo, “Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 14–15, pp. 1492–1499, Oct. 2006, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.01.001.
- [208] R. Carreño Arango, “A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines,” Universitat Politècnica de València, Valencia (Spain), 2016.
- [209] F. R. Spellman, “Combustion Theory,” in *Incinerating Biosolids*, The Benjamin/Cummings Publishing Co, Ed. CRC Press, 2020, pp. 39–41.
- [210] W. J. D. Annand, “Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 177, no. 1, pp. 973–996, Jun. 1963, doi: 10.1243/PIME_PROC_1963_177_069_02.
- [211] J. J. Lopez, J. M. Garcia-Oliver, J. Martin, J. P. Chemisky, and A. Bouet, “A Soot Radiation Model for Diesel Sprays,” Apr. 2012, doi: 10.4271/2012-01-1069.
- [212] R. Stanley, D. Taraza, N. Henein, and W. Bryzik, “A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly,” in *SAE Technical Papers*, Mar. 1999, no. 724, doi: 10.4271/1999-01-0974.
- [213] J. Martín, *Diagnóstico de la combustión en motores diesel de inyección directa*. Sevilla: Editorial Reverté, 2012.
- [214] D. Taraza, N. Henein, and W. Bryzik, “Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines,” in *SAE Technical Papers*, Mar. 2000, no. 724, doi: 10.4271/2000-01-0921.
- [215] A. Torregrosa, P. Olmeda, B. Degraeuwe, and M. Reyes, “A concise wall temperature model for DI Diesel engines,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 11–12, pp. 1320–1327, Aug. 2006, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.10.021.

- [216] G. J. Chen, Z. M. Liu, T. T. Liu, S. H. Su, G. J. Yuan, and Y. J. Cao, "Study on Matching and Optimization of Low-Speed Diesel Engine's Cooling System," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 148–149, pp. 71–74, Dec. 2011, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.148-149.71.
- [217] C. Dere and C. Deniz, "Effect analysis on energy efficiency enhancement of controlled cylinder liner temperatures in marine diesel engines with model based approach," *Energy Convers. Manag.*, vol. 220, no. June, p. 113015, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113015.
- [218] A. P. Koshy, "Exhaust gas waste heat recovery," *Int. J. Innov. Res. Sci. Technol.*, vol. 1, no. 11, pp. 392–400, 2015, [Online]. Available: http://www.greenship.org/fpublic/greenship/dokumenter/GSF_brochure_maga/Enkeltsider_af_projektartiklerne/p27_Exhaust_gas_waste_heat_recovery.pdf.
- [219] Wäertsilä, "Manual de instrucciones motor W6L32 B3," Vaasa, 2010.
- [220] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, and R. Carreño, "Experimental analysis of the global energy balance in a diesel engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, no. x, pp. 545–557, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.06.005.
- [221] C. D. Rakopoulos, A. M. Dimaratos, E. G. Giakoumis, and D. C. Rakopoulos, "Evaluation of the effect of engine, load and turbocharger parameters on transient emissions of diesel engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 9, pp. 2381–2393, Sep. 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.05.022.
- [222] T. Morel and R. Keribar, "Heat Radiation in D.I. Diesel Engines," Mar. 1986, doi: 10.4271/860445.
- [223] B. Tormos, J. Martín, R. Carreño, and L. Ramírez, "A general model to evaluate mechanical losses and auxiliary energy consumption in reciprocating internal combustion engines," *Tribol. Int.*, vol. 123, no. November 2017, pp. 161–179, Jul. 2018, doi: 10.1016/j.triboint.2018.03.007.
- [224] L. Xiuyi *et al.*, "An efficient procedure to predict the dynamic loads for piston liner systems in marine engines," *Int. J. Engine Res.*, vol. 23, no. 4, pp. 678–692, Apr. 2022, doi: 10.1177/1468087421996988.
- [225] B. W. Millington and E. R. Hartles, "Frictional losses in diesel engines," *SAE Tech. Pap.*, 1968, doi: 10.4271/680590.
- [226] V. Dolz Ruíz, *Transmisión de calor en motores alternativos: aplicación al aprovechamiento energético de los gases de escape*. Sevilla: Editorial Reverté, 2011.
- [227] G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," Feb. 1967, doi: 10.4271/670931.
- [228] Saint-Gobain Marine Applications, "ISOVER Marine insulation," 2018. [Online]. Available: https://www.isover.es/documentacion?P%5B0%5D=field_document_tr_category%3A516.
- [229] Coterena S.L.U., "Argos | COTERENA." <https://coterena.es/argos/> (accessed Apr. 02, 2021).
- [230] R. Aktiengesellschaft and W. Rheine, "RENK Gearbox series NDSHL-2500," Rheine, 2008. [Online]. Available: www.renk.biz.
- [231] Y. Wang and H. Qian, "Mathematical Representation of Clausius' and Kelvin's Statements of the Second Law and Irreversibility," *J. Stat. Phys.*, vol. 179, no. 3, pp. 808–837, May 2020, doi: 10.1007/s10955-020-02556-6.
- [232] T. J. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Elsevier, 1985.

- [233] C. Rakopoulos and E. Giakoumis, “Second-law analyses applied to internal combustion engines operation,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 32, no. 1, pp. 2–47, 2006, doi: 10.1016/j.peccs.2005.10.001.
- [234] J. H. Van Gerpen and H. N. Shapiro, “Second-Law Analysis of Diesel Engine Combustion,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 112, no. 1, pp. 129–137, Jan. 1990, doi: 10.1115/1.2906467.
- [235] W. L. R. Gallo and L. F. Milanez, “Choice of a reference state for exergetic analysis,” *Energy*, vol. 15, no. 2, pp. 113–121, Feb. 1990, doi: 10.1016/0360-5442(90)90048-7.
- [236] ISO, “ISO 15550:2016 - Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power.” p. 43, 2016, Accessed: Apr. 14, 2021. [Online]. Available: <https://www.iso.org/standard/70030.html>.
- [237] I. Dincer and M. A. Rosen, *Exergy*. Elsevier, 2021.
- [238] H. N. Shapiro and J. H. van Gerpen, “Two Zone Combustion Models for Second Law Analysis of Internal Combustion Engines,” Feb. 1989, doi: 10.4271/890823.
- [239] P. F. Flynn, K. L. Hoag, M. M. Kamel, and R. J. Primus, “A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis,” Feb. 1984, doi: 10.4271/840032.
- [240] E. Woolley, Y. Luo, and A. Simeone, “Industrial waste heat recovery: A systematic approach,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 29, no. July, pp. 50–59, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.seta.2018.07.001.
- [241] S. Zhu, Z. Ma, K. Zhang, and K. Deng, “Energy and exergy analysis of the combined cycle power plant recovering waste heat from the marine two-stroke engine under design and off-design conditions,” *Energy*, vol. 210, p. 118558, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118558.
- [242] T. Ouyang, G. Huang, Y. Lu, B. Liu, and X. Hu, “Multi-criteria assessment and optimization of waste heat recovery for large marine diesel engines,” *J. Clean. Prod.*, vol. 309, p. 127307, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.jclepro.2021.127307.
- [243] R. A. Mora Casal, “Crítica del concepto de exergía,” *Rev. Ing.*, vol. 25, no. 1, pp. 73–82, Feb. 2015, doi: 10.15517/ri.v25i1.14926.
- [244] V. S. Stepanov, “Chemical energies and exergies of fuels,” *Energy*, vol. 20, no. 3, pp. 235–242, Mar. 1995, doi: 10.1016/0360-5442(94)00067-D.
- [245] F. Payri and J. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*, 6th ed. Barcelona: Editorial Reverté, 2011.
- [246] M. Özkan, D. B. Özkan, O. Özener, and H. Yılmaz, “Experimental study on energy and exergy analyses of a diesel engine performed with multiple injection strategies: Effect of pre-injection timing,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 53, no. 1, pp. 21–30, Apr. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.12.034.
- [247] M. Razmara, M. Bidarvatan, M. Shahbakhti, and R. D. D. Robinett, “Optimal exergy-based control of internal combustion engines,” *Appl. Energy*, vol. 183, pp. 1389–1403, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.09.058.
- [248] R. Lupul, “Steady State and Transient Characterization of a HCCI Engine with Varying Octane Fuel,” ProQuest, 2008.
- [249] R. C. Rosenberg, “General Friction Considerations for Engine Design,” Feb. 1982, doi: 10.4271/821576.

- [250] K. Seshadri, "Thermal design and optimization," *Energy*, vol. 21, no. 5, pp. 433–434, May 1996, doi: 10.1016/S0360-5442(96)90000-6.
- [251] C. Torres and A. Valero, "The Exergy Cost Theory Revisited," *Energies*, vol. 14, no. 6, p. 1594, Mar. 2021, doi: 10.3390/en14061594.
- [252] S. Khanmohammadi and A. R. Azimian, "Exergoeconomic Evaluation of a Two-Pressure Level Fired Combined-Cycle Power Plant," *J. Energy Eng.*, vol. 141, no. 3, p. 04014014, Sep. 2015, doi: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000152.
- [253] H. Sayyaadi and T. Sabzaligol, "Exergoeconomic optimization of a 1000 MW light water reactor power generation system," *Int. J. Energy Res.*, vol. 33, no. 4, pp. 378–395, Mar. 2009, doi: 10.1002/er.1481.
- [254] E. Muñoz Camacho, A. Contreras López, and M. Molero Meneses, *Ingeniería del Medio Ambiente*. Madrid (España): Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2018.
- [255] International Energy Agency (IEA), "Global CO2 emissions rebounded to their highest level in history in 2021." Accessed: Apr. 21, 2022. [Online]. Available: <https://www.iea.org/news/global-co2-emissions-rebounded-to-their-highest-level-in-history-in-2021>.
- [256] Ayuntamiento de Gijón, "Ayuntamiento de Gijón - Mediciones de la calidad del aire," Accessed: Apr. 21, 2022. [Online]. Available: https://documentos.gijon.es/doc/ma_estaciones/index.html.
- [257] Ayuntamiento de Madrid, "Ayuntamiento de Madrid: Red de Vigilancia de la Calidad del Aire del Ayuntamiento de Madrid." 2022, Accessed: Apr. 21, 2022. [Online]. Available: <https://www.mambiente.madrid.es/sica/scripts/index.php>.
- [258] Ayuntamiento de Ba, "Gases Contaminantes NO2 | Calidad del Aire | Ayuntamiento de Barcelona." <https://ajuntament.barcelona.cat/qualitataire/es/la-contaminacio/els-contaminants-i-els-escenaris/ques-el-no2> (accessed Apr. 21, 2022).
- [259] The World Air Quality Project, "Contaminación del aire de Valencia: Mapa de la calidad del aire en tiempo real.," Accessed: Apr. 21, 2022. [Online]. Available: <https://aqicn.org/map/valencia/es/>.
- [260] International Maritime Organization (IMO), "Resolution MEPC.320 (74)," 2019.
- [261] G. N. Lee *et al.*, "Environmental Life-Cycle Assessment of Eco-Friendly Alternative Ship Fuels (MGO, LNG, and Hydrogen) for 170 GT Nearshore Ferry," *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 10, no. 6, p. 755, May 2022, doi: 10.3390/jmse10060755.
- [262] IPCC, "Chapter 2.3: Mobile Combustion," *2006 IPCC Guidel. Natl. Greenh. Gas Invent.*, pp. 1–78, 2006, [Online]. Available: <https://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/2006gl/index.html>.
- [263] Z. Ma, Y. Gu, S. Zhu, M. Yang, and K. Deng, "Analysis on capability of power recovery of marine diesel engine at high backpressure conditions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 204, no. August 2021, p. 117933, 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117933.
- [264] D. Sánchez and R. López, "Nonlinear phenomena in quantum thermoelectrics and heat," *Comptes Rendus Phys.*, vol. 17, no. 10, pp. 1060–1071, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.crhy.2016.08.005.
- [265] X. Zhang *et al.*, "Greedy search based data-driven algorithm of centralized thermoelectric generation system under non-uniform temperature distribution," *Appl. Energy*, vol. 260, p. 114232, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114232.

- [266] Y. Mishima, Y. Kimura, and S. Wng Kim, “Enhancement of Thermoelectric Figure of Merit through Nanostructural Control on Intermetallic Semiconductors toward High-Temperature Applications,” in *Nanomaterials*, Elsevier, 2006, pp. 383–418.
- [267] A. Ferrario, S. Boldrini, A. Miozzo, and M. Fabrizio, “Temperature dependent iterative model of thermoelectric generator including thermal losses in passive elements,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 150, no. August 2018, pp. 620–627, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.031.
- [268] A. Moser, M. Erd, M. Kostic, K. Cobry, M. Kroener, and P. Woias, “Thermoelectric Energy Harvesting from Transient Ambient Temperature Gradients,” *J. Electron. Mater.*, vol. 41, no. 6, pp. 1653–1661, Jun. 2012, doi: 10.1007/s11664-011-1894-4.
- [269] P. Wang, B. L. Wang, and J. E. Li, “Temperature and performance modeling of thermoelectric generators,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 143, p. 118509, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118509.
- [270] E. Macia, *Thermoelectric Materials: Advances and Applications*. CRC Press, 2015.
- [271] E. J. Sandoz-Rosado, S. J. Weinstein, and R. J. Stevens, “On the Thomson effect in thermoelectric power devices,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 66, pp. 1–7, Apr. 2013, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2012.10.018.
- [272] K. Morrison and F. Kidane Dejene, “Thermal Imaging of the Thomson Effect,” *Physics (College. Park. Md.)*, vol. 13, p. 137, Sep. 2020, doi: 10.1103/Physics.13.137.
- [273] D. K. C. MacDonald and D. Tuomi, “Thermoelectricity: An Introduction to the Principles,” *J. Electrochem. Soc.*, vol. 110, no. 8, p. 206C, 1963, doi: 10.1149/1.2425888.
- [274] “What Is Joule Heating? | SimWiki | SimScale Article.” <https://www.simscale.com/docs/simwiki/heat-transfer-thermal-analysis/what-is-joule-heating/> (accessed Jul. 04, 2021).
- [275] J. Rouquerol, F. Rouquerol, P. Llewellyn, and R. Denoyel, “Principles and Applications of Calorimetry,” in *Reference Module in Chemistry, Molecular Sciences and Chemical Engineering*, Elsevier, 2015.
- [276] J. Kaur, R. S. Johal, and M. Feidt, “Thermoelectric generator in endoreversible approximation: The effect of heat-transfer law under finite physical dimensions constraint,” *Phys. Rev. E*, vol. 105, no. 3, p. 034122, Mar. 2022, doi: 10.1103/PhysRevE.105.034122.
- [277] J. B. J. Fourier and A. Freeman, *The Analytical Theory of Heat*. Cambridge: Cambridge University Press, 2009.
- [278] S. Yu, Q. Du, H. Diao, G. Shu, and K. Jiao, “Start-up modes of thermoelectric generator based on vehicle exhaust waste heat recovery,” *Appl. Energy*, vol. 138, pp. 276–290, Jan. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.062.
- [279] L. Onsager, “Irreversible Processes,” in *Basic Statistical Physics*, World Scientific Publishing Co. Pte Ltd, 2009, pp. 183–196.
- [280] A. A. Allothman, “Modeling and Applications of Thermoelectric Generators,” Virginia Polytechnic Institute and State University, 2016.
- [281] M. Sajid, I. Hassan, and A. Rahman, “An overview of cooling of thermoelectric devices,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 78, no. April, pp. 15–22, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.04.098.

- [282] N. Zulkepli, J. Yunas, M. A. Mohamed, and A. A. Hamzah, "Review of Thermoelectric Generators at Low Operating Temperatures: Working Principles and Materials," *Micromachines*, vol. 12, no. 7, p. 734, Jun. 2021, doi: 10.3390/mi12070734.
- [283] S. Twaha, J. Zhu, Y. Yan, and B. Li, "A comprehensive review of thermoelectric technology: Materials, applications, modelling and performance improvement," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 65, pp. 698–726, Nov. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.07.034.
- [284] N. Jaziri, A. Boughamoura, J. Müller, B. Mezghani, F. Tounsi, and M. Ismail, "A comprehensive review of Thermoelectric Generators: Technologies and common applications," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 264–287, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.egy.2019.12.011.
- [285] Jeff Synder's Thermoelectrics Group, "Thermoelectrics Northwestern Materials Science and Engineering," 2016. <http://thermoelectrics.matsci.northwestern.edu/thermoelectrics/index.html> (accessed Feb. 16, 2021).
- [286] N. Lu, L. Li, N. Gao, and M. Liu, "A unified description of thermal transport performance in disordered organic semiconductors," *Org. Electron.*, vol. 41, pp. 294–300, Feb. 2017, doi: 10.1016/j.orgel.2016.11.019.
- [287] A. F. Joffe and L. S. Stil'bans, "Physical problems of thermoelectricity," *Reports Prog. Phys.*, vol. 22, no. 1, p. 306, Jan. 1959, doi: 10.1088/0034-4885/22/1/306.
- [288] K. Frobose and J. Jackle, "On the temperature dependence of the electrical resistivity of amorphous metals," *J. Phys. F Met. Phys.*, vol. 7, no. 11, pp. 2331–2348, Nov. 1977, doi: 10.1088/0305-4608/7/11/013.
- [289] L. Shi, "Nonresistive heat transport by collective phonon flow," *Science (80-.)*, vol. 364, no. 6438, pp. 332–333, Apr. 2019, doi: 10.1126/science.aax2319.
- [290] A. C. Domenicali, "Irreversible thermodynamics of thermoelectricity," *Rev. Mod. Phys.*, vol. 26, no. 2, pp. 237–275, 1954.
- [291] A. G. Samoilowitsch and L. L. Korenblit, "Gegenwärtiger Stand der Theorie der thermoelektrischen und thermomagnetischen Erscheinungen in Halbleitern," *Fortschritte der Phys.*, vol. 1, no. 9–10, pp. 486–554, 1953, doi: 10.1002/prop.19530010903.
- [292] Universidad del País Vasco, "Semiconductores extrínsecos." http://www.sc.ehu.es/sbweb/electronica/elec_basica/tema2/Paginas/Pagina6.htm (accessed Jul. 06, 2021).
- [293] W. Wang, V. Cionca, N. Wang, M. Hayes, B. O'Flynn, and C. O'Mathuna, "Thermoelectric energy harvesting for building energy management wireless sensor networks," *Int. J. Distrib. Sens. Networks*, vol. 2013, no. 6, p. 232438, Jun. 2013, doi: 10.1155/2013/232438.
- [294] D. Luo, R. Wang, W. Yu, Z. Sun, and X. Meng, "Modelling and simulation study of a converging thermoelectric generator for engine waste heat recovery," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 153, no. March, pp. 837–847, May 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.060.
- [295] B. Sherman, R. R. Heikes, and R. W. Ure, "Calculation of Efficiency of Thermoelectric Devices," *J. Appl. Phys.*, vol. 31, no. 1, pp. 1–16, Jan. 1960, doi: 10.1063/1.1735380.

- [296] G. Min, D. M. Rowe, O. Assis, and S. G. K. Williams, “Determining the electrical and thermal contact resistances of a thermoelectric module,” *Proc. 11th Int. Conf. Thermoelectr. Arlington, TX*, pp. 210–212, 1992.
- [297] D. M. Rowe, “Development of improved modules for the economic recovery of low temperature waste heat,” in *XVI ICT '97. Proceedings ICT'97. 16th International Conference on Thermoelectrics (Cat. No.97TH8291)*, 1997, pp. 532–538, doi: 10.1109/ICT.1997.667586.
- [298] I. T. Witting *et al.*, “The Thermoelectric Properties of Bismuth Telluride,” *Adv. Electron. Mater.*, vol. 5, no. 6, p. 1800904, Jun. 2019, doi: 10.1002/aelm.201800904.
- [299] R. Simon, “Maximum figure of merit of thermoelectric materials,” *Adv. Energy Convers.*, vol. 1, no. C, pp. 81–92, Jan. 1961, doi: 10.1016/0365-1789(61)90009-1.
- [300] Z. Bu *et al.*, “A record thermoelectric efficiency in tellurium-free modules for low-grade waste heat recovery,” *Nat. Commun.*, vol. 13, no. 1, p. 237, Jan. 2022, doi: 10.1038/s41467-021-27916-y.
- [301] A. D. LaLonde, Y. Pei, H. Wang, and G. Jeffrey Snyder, “Lead telluride alloy thermoelectrics,” *Mater. Today*, vol. 14, no. 11, pp. 526–532, Nov. 2011, doi: 10.1016/S1369-7021(11)70278-4.
- [302] C. Wan, Y. Wang, N. Wang, W. Norimatsu, M. Kusunoki, and K. Koumoto, “Development of novel thermoelectric materials by reduction of lattice thermal conductivity,” *Sci. Technol. Adv. Mater.*, vol. 11, no. 4, p. 044306, Feb. 2010, doi: 10.1088/1468-6996/11/4/044306.
- [303] H. Goldsmid, “Bismuth Telluride and Its Alloys as Materials for Thermoelectric Generation,” *Materials (Basel)*, vol. 7, no. 4, pp. 2577–2592, Mar. 2014, doi: 10.3390/ma7042577.
- [304] D. Gleisberg, “Mineral Commodity Summaries,” Reston, VA, 2019. doi: <https://doi.org/10.3133/70202434>.
- [305] R. Freer and A. V. Powell, “Realising the potential of thermoelectric technology: a Roadmap,” *J. Mater. Chem. C*, vol. 8, no. 2, pp. 441–463, 2020, doi: 10.1039/C9TC05710B.
- [306] Thermonamic, “Modules for Cooling.” <http://www.thermonamic.com/products.asp?cid=383> (accessed Jul. 25, 2021).
- [307] Thermonamic, “High Performance and Highly Reliable Solution for Cooling and Heating Applications Creative technology with fine manufacturing processes provides you the reliable and quality products Specification of Thermoelectric Module,” 2017. Accessed: Jul. 25, 2021. [Online]. Available: www.thermonamic.com.cn.
- [308] M. S. Omar, B. Singh, and M. F. Remeli, “Motorcycle Waste Heat Energy Harvesting Using Thermoelectric Generators,” *J. Electron. Mater.*, vol. 49, no. 5, pp. 2838–2845, May 2020, doi: 10.1007/s11664-019-07874-4.
- [309] S. Lan, Z. Yang, R. Chen, and R. Stobart, “A dynamic model for thermoelectric generator applied to vehicle waste heat recovery,” *Appl. Energy*, vol. 210, no. June 2017, pp. 327–338, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.11.004.
- [310] N. A. Zarkadis, C. G. Zogogianni, and E. C. Tatakis, “Investigation of the behaviour of a high step-up DC/DC converter used in a Waste Heat Recovery System for marine applications,” in *2016 18th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'16 ECCE Europe)*, Sep. 2016, pp. 1–10, doi: 10.1109/EPE.2016.7695624.

- [311] W. P. Sarnacki, T. T. Wallace, and P. A. Wlodkowski, "Increasing the Diesel and Brayton Cycle Efficiency With Thermoelectric Materials," in *Volume 5: Energy Systems Analysis, Thermodynamics and Sustainability; NanoEngineering for Energy; Engineering to Address Climate Change, Parts A and B*, Jan. 2010, vol. 5, no. Parts A and B, pp. 393–401, doi: 10.1115/IMECE2010-39889.
- [312] S. Kumar, S. D. Heister, X. Xu, J. R. Salvador, and G. P. Meisner, "Thermoelectric Generators for Automotive Waste Heat Recovery Systems Part I: Numerical Modeling and Baseline Model Analysis," *J. Electron. Mater.*, vol. 42, no. 4, pp. 665–674, Apr. 2013, doi: 10.1007/s11664-013-2471-9.
- [313] M. G. Molina, L. E. Juanicó, G. F. Rinalde, E. Tagliavore, and S. Gortari, "Design of improved controller for thermoelectric generator used in distributed generation," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 11, pp. 5968–5973, Jun. 2010, doi: 10.1016/j.ijhydene.2009.12.098.
- [314] T. Zhang, "New thinking on modeling of thermoelectric devices," *Appl. Energy*, vol. 168, pp. 65–74, Apr. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.01.057.
- [315] Y. Wang, S. Li, Y. Zhang, X. Yang, Y. Deng, and C. Su, "The influence of inner topology of exhaust heat exchanger and thermoelectric module distribution on the performance of automotive thermoelectric generator," *Energy Convers. Manag.*, vol. 126, pp. 266–277, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.08.009.
- [316] R. Dell, M. Thomas Petralia, A. Pokharel, and R. Unnthorsson, "Thermoelectric Generator Using Passive Cooling," *Adv. Thermoelectr. Mater. Energy Harvest. Appl.*, pp. 8–13, Oct. 2019, doi: 10.5772/intechopen.85559.
- [317] I. R. Cózar, T. Pujol, and M. Lehocky, "Numerical analysis of the effects of electrical and thermal configurations of thermoelectric modules in large-scale thermoelectric generators," *Appl. Energy*, vol. 229, no. July, pp. 264–280, Nov. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.07.116.
- [318] M. Araiz, Á. Casi, L. Catalán, Á. Martínez, and D. Astrain, "Prospects of waste-heat recovery from a real industry using thermoelectric generators: Economic and power output analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 205, no. December 2019, p. 112376, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112376.
- [319] P. Aranguren, M. Araiz, D. Astrain, and A. Martínez, "Thermoelectric generators for waste heat harvesting: A computational and experimental approach," *Energy Convers. Manag.*, vol. 148, pp. 680–691, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.06.040.
- [320] P. Aranguren, D. Astrain, and A. Martínez, "Study of Complete Thermoelectric Generator Behavior Including Water-to-Ambient Heat Dissipation on the Cold Side," *J. Electron. Mater.*, vol. 43, no. 6, pp. 2320–2330, Jun. 2014, doi: 10.1007/s11664-014-3057-x.
- [321] K. T. Zorbas, E. Hatzikraniotis, and K. M. Paraskevopoulos, "Power and Efficiency Calculation in Commercial TEG and Application in Wasted Heat Recovery in Automobile," *5th Eur. Conf. Thermoelectr.*, vol. i, no. 3, pp. 292–298, 2007.
- [322] D. Luo, R. Wang, W. Yu, and W. Zhou, "A novel optimization method for thermoelectric module used in waste heat recovery," *Energy Convers. Manag.*, vol. 209, no. February, p. 112645, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112645.

- [323] D. Luo, R. Wang, W. Yu, and W. Zhou, “A numerical study on the performance of a converging thermoelectric generator system used for waste heat recovery,” *Appl. Energy*, vol. 270, no. May, p. 115181, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.115181.
- [324] S. Twaha, J. Zhu, Y. Yan, B. Li, and K. Huang, “Performance analysis of thermoelectric generator using dc-dc converter with incremental conductance based maximum power point tracking,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 37, pp. 86–98, Apr. 2017, doi: 10.1016/j.esd.2017.01.003.
- [325] M. He, E. Wang, Y. Zhang, W. Zhang, F. Zhang, and C. Zhao, “Performance analysis of a multilayer thermoelectric generator for exhaust heat recovery of a heavy-duty diesel engine,” *Appl. Energy*, vol. 274, no. January, p. 115298, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.115298.
- [326] O. Ando Junior, N. H. Calderon, S. de Souza, O. H. A. Junior, N. H. Calderon, and S. Silva De Souza, “Characterization of a thermoelectric generator (TEG) system for waste heat recovery,” *Energies*, vol. 11, no. 6, p. 1555, Jun. 2018, doi: 10.3390/en11061555.
- [327] C. L. L. Izidoro, O. H. H. Ando Junior, J. P. P. Carmo, and L. Schaeffer, “Characterization of thermoelectric generator for energy harvesting,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 106, pp. 283–290, Aug. 2017, doi: 10.1016/j.measurement.2016.01.010.
- [328] C.-T. Hsu, G.-Y. Huang, H.-S. Chu, B. Yu, and D.-J. Yao, “An effective Seebeck coefficient obtained by experimental results of a thermoelectric generator module _ Elsevier Enhanced Reader.pdf,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 5173–5179, Dec. 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.07.033.
- [329] J. Wang, X. Song, Y. Li, C. Zhang, C. Zhao, and L. Zhu, “Modeling and Analysis of Thermoelectric Generators for Diesel Engine Exhaust Heat Recovery System,” *J. Energy Eng.*, vol. 146, no. 2, p. 04020002, Apr. 2020, doi: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000644.
- [330] S. Lv *et al.*, “Study of different heat exchange technologies influence on the performance of thermoelectric generators,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 156, no. November 2017, pp. 167–177, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.11.011.
- [331] Marlow Industries, “Technical Data Sheet for TG12-8 Single-Stage Thermoelectric Generator,” pp. 1–2, 2015, [Online]. Available: www.marlow.com.
- [332] A. Nour Eddine, D. Chalet, X. Faure, L. Aixala, and P. Chessé, “Effect of engine exhaust gas pulsations on the performance of a thermoelectric generator for wasted heat recovery: An experimental and analytical investigation,” *Energy*, vol. 162, pp. 715–727, Nov. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.08.065.
- [333] J. Gates, “Sealed Lead Cells and Batteries,” in *Rechargeable Batteries Applications Handbook*, Newton: Elsevier, 1998, pp. 153–235.
- [334] D. Pavlov, *Lead-Acid Batteries: Science and Technology*. Elsevier, 2011.
- [335] M. Elzalik, H. Rezk, E. G. Shehata, J. Thomas, and R. Mostafa, “Thermoelectric Power Generation System-Simulation and Experimental Investigation,” in *2018 Twentieth International Middle East Power Systems Conference (MEPCON)*, Dec. 2018, pp. 298–303, doi: 10.1109/MEPCON.2018.8635251.

- [336] R. Vader, “Which solar charge controller: PWM or MPPT?,” *Www.Victronenergy.Com*, vol. 31, no. June, p. 14, 2014, [Online]. Available: <https://www.victronenergy.com/upload/documents/White-paper-Which-solar-charge-controller-PWM-or-MPPT.pdf>.
- [337] H.-L. Tsai and J.-M. Lin, “Model Building and Simulation of Thermoelectric Module Using Matlab/Simulink,” *J. Electron. Mater.*, vol. 39, no. 9, pp. 2105–2111, Sep. 2010, doi: 10.1007/s11664-009-0994-x.
- [338] Victron Energy, “Manual del cargador solar MPPT - Victron BlueSolar MPPT,” Almere, 2021.
- [339] Centro Español de Metrología, “Procedimiento EL-005 para la calibración de medidores de energía eléctrica,” 2021. [Online]. Available: <https://www.cem.es/es/divulgacion/documentos/005-procedimiento-calibracion-medidores-energia-electrica>.
- [340] Centro Español de Metrología, “Procedimiento Para La Calibración De Registradores / Indicadores,” 2008. [Online]. Available: <https://www.cem.es/es/divulgacion/documentos/009-procedimiento-calibracion-registradoresindicadores>.
- [341] T&D, “TR-71nw | Data Logger Products | T&D Corporation.” <https://tandd.com/product/tr71nw/> (accessed May 06, 2022).
- [342] A. Creus, *Instrumentación Industrial*. Barcelona: Marcombo, 2011.
- [343] Master Battery, “Baterías AGM Upower - Serie UP - Up7.0-12s,” Madrid (España). [Online]. Available: www.masterbattery.es.
- [344] Lloyd’s Register, “Rules and Regulations for the Classification of Ships,” *Not. No. 9*, no. July, pp. 204–205, 2020, Accessed: Sep. 20, 2021. [Online]. Available: <https://www.lr.org/en/rules-and-regulations-for-the-classification-of-ships/>.
- [345] M. y A. U. Gobierno de España, Ministerio de Transportes, “Portus - Puertos del Estado,” 2021. https://portus.puertos.es/Portus_RT/?locale=es&height=640 (accessed Sep. 16, 2021).
- [346] A. Drach, I. Tsukrov, J. DeCew, J. Aufrecht, A. Grohbauer, and U. Hofmann, “Field studies of corrosion behaviour of copper alloys in natural seawater,” *Corros. Sci.*, vol. 76, pp. 453–464, Nov. 2013, doi: 10.1016/j.corsci.2013.07.019.
- [347] J. Beavers, G. Koch, and W. Berry, “Corrosion of metals in marine environments a state of the art report,” *MCIC Rep*, no. 78–37, 1978.
- [348] W. Schleich, “Typical failures of cuni 90/10 seawater tubing systems and how to avoid them,” *EUROCORR 2004 - Eur. Corros. Conf. Long Term Predict. Model. Corros.*, vol. 0049, 2004.
- [349] X. Lu, Y. Liu, H. Zhao, C. Pan, and Z. Wang, “Corrosion behavior of copper in extremely harsh marine atmosphere in Nansha Islands, China,” *Trans. Nonferrous Met. Soc. China*, vol. 31, no. 3, pp. 703–714, Mar. 2021, doi: 10.1016/S1003-6326(21)65531-0.
- [350] G. Corrosion, “Galvanic Corrosion, Atlas Tech Note No. 7,” *Atlas Steels*, vol. Aug, no. 7, 2011.
- [351] D. Feron, *Corrosion behaviour and protection*. Woodhead Publishing, 2007.
- [352] ThermTest Inc., “Materials Database - Thermal Properties - Thermtest Inc.,” *Thermtest Inc.*, 2020. <https://thermtest.com/materials-database#steel> (accessed Oct. 05, 2021).

- [353] F. . Bowden and D. Tabor, “The area of contact between stationary and moving surfaces,” *Proc. R. Soc. London. Ser. A. Math. Phys. Sci.*, vol. 169, no. 938, pp. 391–413, Feb. 1939, doi: 10.1098/rspa.1939.0005.
- [354] Arctic, “Arctic MX-4 datasheet.” [Online]. Available: www.arctic.de.
- [355] Arctic, “MX-4 | Premium Thermal Paste For All CPU Coolers.” <https://www.arctic.de/en/MX-4/> (accessed Oct. 04, 2021).
- [356] F. A. Leavitt, N. B. Elsner, and J. C. Bass, “Use, application and testing of the HZ-14 thermoelectric module,” *Int. Conf. Thermoelectr. ICT, Proc.*, vol. 92121, no. 6 19, pp. 378–382, 1996, doi: 10.1109/ict.1996.553508.
- [357] J. Gates, “Introduction,” in *Rechargeable Batteries Applications Handbook*, Elsevier, 1998, pp. 1–3.
- [358] UNE, “UNE-EN 50342-1: Baterías de acumuladores de plomo de arranque Parte 1: Requisitos generales y métodos de ensayo.” 2016, [Online]. Available: <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/?c=N0056567>.
- [359] Upower Batteries LTD, “Instrucciones para el almacenamiento, control y recarga de SLI baterías producidas por Upower.” 2017, [Online]. Available: masterbattery.es.
- [360] Victron Energy, “Aplicación Victron Connect - Victron Energy.” <https://www.victronenergy.com/es/panel-systems-remote-monitoring/victronconnect> (accessed Oct. 08, 2021).
- [361] Victron Energy, “Manual de Victron Connect.” Almere, 2021.
- [362] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, Feb. 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [363] A. Bahadori, “Estimation of combustion flue gas acid dew point during heat recovery and efficiency gain,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 8–9, pp. 1457–1462, Jun. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.01.020.
- [364] V. G. Gude and N. Nirmalakhandan, “Desalination at low temperatures and low pressures,” *Desalination*, vol. 244, no. 1–3, pp. 239–247, Aug. 2009, doi: 10.1016/j.desal.2008.06.005.
- [365] M. Bahrami, F. Pourfayaz, and A. Kasaeian, “Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for Organic Rankine Cycle (ORC) applications,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 2976–2988, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.egy.2022.01.222.
- [366] J. Vivian, G. Manente, and A. Lazzaretto, “A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources,” *Appl. Energy*, vol. 156, pp. 727–746, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.07.005.
- [367] Z. Roy and G. Halder, “Replacement of halogenated refrigerants towards sustainable cooling system: A review,” *Chem. Eng. J. Adv.*, vol. 3, p. 100027, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.ceja.2020.100027.
- [368] R. Buchalik, G. Nowak, and I. Nowak, “Mathematical model of a thermoelectric system based on steady- and rapid-state measurements,” *Appl. Energy*, vol. 293, p. 116943, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.116943.
- [369] European Parliament and Council of the European Union, “Regulation (EC) 1272/2008,” *Official Journal of the European Union*, 2008. <http://data.europa.eu/eli/reg/2008/1272/oj>.

- [370] Equasis-Electronic Ship Quality Shipping Information System, “The World Merchant Fleet In 2020,” 2020, [Online]. Available: [https://www.equasis.org/Fichiers/Statistique/MOA/Documents availables on statistics of Equasis/Equasis Statistics - The world fleet 2020.pdf](https://www.equasis.org/Fichiers/Statistique/MOA/Documents%20availables%20on%20statistics%20of%20Equasis/Equasis%20Statistics%20-%20The%20world%20fleet%202020.pdf).
- [371] Copernicus Programme, “CMEMS Copernicus Marine Service.” https://marine.copernicus.eu/?pk_vid=3f448a0ca3470b1e1632949322ededef (accessed Sep. 29, 2021).
- [372] C. B. Levier *et al.*, “Atlantic -Iberian Biscay Irish- IBI Production Centre,” pp. 1–50, 2021.
- [373] TEC Solidstate Power Generations, “Description Performance Curves of Scavenger Module TEG2-126LDT,” Ontario, 2019. [Online]. Available: <https://thermoelectric-generator.com/wp-content/uploads/2017/10/TEG2-126LDT-Spec.-sheet.1.-REV..pdf>.

Capítulo 7

Publicaciones

7. Publicaciones

7.1 Revistas

- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, Rubén González Rodríguez y Noelia Rivera Rellán, *Waste heat recovery from marine main medium speed engine block. Energy, exergy, economic and environmental (4E) assessment – Case study*, *Ocean Engineering* **264** (2022). doi: 10.1016/j.oceaneng.2022.112493

El factor de impacto de la revista *Ocean Engineering*, según los datos del JCR del año 2021 (actualmente vigente) es de 4,372, lo cual la sitúa en la posición 3/16 (Q1) en la categoría *Engineering, Marine* y 4/16 en la categoría *Engineering, Ocean*.

7.2 Congresos

- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, Rubén González Rodríguez y Noelia Rivera Rellán, *Waste heat recovery from large marine engine block (Energy, exergy, economic and environmental (4E) assessment)* en *The 10th International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2022)* (Sapporo, Japón, 2022).
- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, Noelia Rivera Rellán y Rubén González Rodríguez, *Reaprovechamiento energético en Motor Diésel Marino mediante Generadores Termoeléctricos* en *II Congreso Anual Internacional de Estudiantes de Doctorado Universitas Miguel Hernández 2022* (Elche, Alicante, España, 2022). Parte de ISBN: 978-84-18177-27-9.
- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, *Fomento de la motivación y autonomía del alumnado de Termoecología* en *6th International Virtual Conference on Educational Research and Innovation 2022 (CIVINEDU 2022)* (Madrid, España, 2022). Parte de ISBN: 978-84-124511-6-0.
- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, *Reaprovechamiento energético en Motor Diésel Marino mediante la aplicación del efecto Seebeck* en *Jornadas Internacionales de Doctorado Universidad de Oviedo 2022* (Mieres, Asturias, España, 2022).
- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, Rubén González Rodríguez y Noelia Rivera Rellán, *Sistemas combinados de recuperación de calor residual en motores marinos para la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero* en *III Congreso Anual Internacional de Estudiantes de Doctorado Universitas Miguel Hernández 2023* (Elche, Alicante, España, 2022).

7.3 Becas y Proyectos

- Noelia Rivera Rellán, Rubén González Rodríguez y **Luis Alfonso Díaz-Secades**, *Proyecto SV-22-GIJÓN-1-16 - Desarrollo de modelo digital de motor diésel marino a partir de medidas reales, válido para análisis de eficiencia energética y predicciones de mantenimiento en Convocatoria de Financiación de Actividades 2022 en el Instituto Universitario de Tecnología Industrial de Asturias (IUTA), financiadas por el Ayuntamiento de Gijón en régimen de concurrencia competitiva* (Gijón, Asturias, España, 2022).
- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, *Elaboración de prototipo de captador termoeléctrico y aplicación en motor marino caso de estudio en Convocatoria de ayudas económicas a la investigación de la cátedra milla del conocimiento CATI-22-004: Gijón Azul – 2022* (Gijón, Asturias, España, 2022).

7.4 Otros

- Rodrigo Prieto Díez (autor) y **Luis Alfonso Díaz-Secades (director)**, *Recuperación de calor residual en motor diésel marino mediante módulos de conversión termoeléctrica en Trabajo Fin de Grado, Escuela Superior de la Marina Civil de Gijón* (Gijón, Asturias, España 2022).
- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, *Metodología de clase invertida para el fomento de la participación, aprendizaje y divulgación de la Termoeconomía y sus aplicaciones en Certificación de Prácticas de Innovación Docente destinadas al Personal Docente e Investigador de la Universidad de Oviedo (2021/2022)* (Gijón, Asturias, España, 2022).
- **Luis Alfonso Díaz-Secades**, *Descarbonización en el sector marítimo: tecnología e innovación para un desarrollo sostenible en Programa de divulgación científica Gijón con Ciencia, Ayuntamiento de Gijón* (Gijón, Asturias, España, 2022).

Capítulo 8

Anexo

8. Anexo – Temperaturas agua de mar

El buque utilizado para la experimentación (Cristina Masaveu, IMO 9443762) realiza dos rutas habitualmente:

- Desde Gijón (Asturias) al puerto de Vigo (Pontevedra, Galicia).
- Desde Gijón (Asturias) al puerto de Northfleet (Kent, Reino Unido).

Por tanto, se han recogido las medias mensuales de temperatura de agua de mar en diferentes zonas de la ruta durante el período 2011-2021. Se ha elegido de esta manera por lo representativo del período (diez años) y por ser 2011 el inicio de operación del buque.

La ruta nacional (Gijón-Vigo) se compone de las lecturas de las siguientes boyas:

- Puerto de Gijón.
- Cabo de Peñas.
- Estaca de Bares.
- Villano Sisargas.
- Cabo Silleiro.

Los datos proceden del sistema PORTUS, perteneciente a Puertos del Estado [345].

La ruta internacional (Gijón-Northfleet) se estudia con los datos proporcionados por el sistema *Copernicus Marine Service*, asociado al Programa Copernicus de la Unión Europea de Observación de la Tierra [371]. Dentro de los productos que ofrece este sistema se ha utilizado el modelo *Atlantic-Iberian Biscay Irish-Ocean Physics Reanalysis*, creado por Mercator Ocean y Puertos del Estado [372].

Temperaturas agua de mar – Boya de Gijón (2011-2021)

Tabla 8.1 - Temperaturas agua de mar, boya de Gijón.

Mes	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Enero	13,05	13,45	ND	ND	ND	13,90	13,24	12,98	12,65	12,60	12,29
Febrero	12,88	12,20	11,87	ND	ND	13,47	12,87	12,04	12,22	12,90	12,05
Marzo	13,08	12,26	12,00	ND	ND	12,70	13,14	11,62	12,85	13,19	12,36
Abril	14,31	12,57	13,12	ND	ND	13,21	13,28	13,13	13,28	13,64	12,52
Mayo	15,36	14,04	14,26	ND	ND	14,83	14,26	15,05	13,92	15,42	14,30
Junio	17,35	17,31	15,95	ND	17,53	17,62	17,38	17,28	15,91	17,83	16,55
Julio	18,92	19,71	19,30	ND	19,18	18,92	19,28	20,39	19,48	19,21	18,69
Agosto	20,32	22,22	20,54	ND	20,08	18,67	20,34	20,67	20,29	21,08	19,32
Septiembre	20,11	19,16	17,93	ND	18,41	18,95	20,12	17,19	17,78	18,94	16,83
Octubre	18,03	18,85	17,80	ND	16,63	16,35	18,38	14,84	17,88	17,67	16,96
Noviembre	15,52	16,00	ND	ND	15,73	14,57	15,96	14,29	15,30	16,02	15,31
Diciembre	14,35	13,68	ND	ND	15,02	13,88	13,99	13,42	13,81	13,99	13,34
Media Anual	16,107	15,954	15,863	ND	17,511	15,589	16,020	15,242	15,448	16,041	15,043
Media Década	15,882										

Información obtenida del sistema PORTUS perteneciente a Puertos del Estado [345].

* ND = Datos no disponibles

Temperaturas agua de mar – Boya de Cabo de Peñas (2011-2021)

Tabla 8.2 - Temperaturas agua de mar, boya de Cabo de Peñas.

Mes	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Enero	13,81	13,84	13,41	13,27	13,69	14,65	13,70	13,22	13,10	12,63	12,85
Febrero	13,22	12,73	12,65	12,56	12,13	13,58	13,30	12,63	12,69	12,95	12,91
Marzo	13,06	12,68	12,32	12,55	12,20	12,84	13,18	12,17	12,89	13,10	12,86
Abril	14,18	12,89	13,07	13,44	13,36	13,15	13,56	13,59	13,48	13,68	13,17
Mayo	15,61	14,04	14,11	14,68	15,17	14,95	14,39	14,94	14,32	15,43	14,43
Junio	17,32	16,95	15,66	16,88	17,31	17,64	17,74	17,23	16,24	17,70	17,21
Julio	18,68	19,08	19,21	19,89	19,81	19,69	19,51	20,44	20,08	19,54	18,96
Agosto	20,14	20,98	20,28	21,25	20,48	19,90	20,57	21,28	20,94	21,31	19,90
Septiembre	20,03	19,64	18,85	20,62	18,98	19,44	20,08	17,42	19,01	19,73	17,93
Octubre	18,84	18,49	18,88	18,83	17,16	ND	18,98	16,28	17,89	17,59	17,88
Noviembre	15,87	15,67	16,56	16,65	15,90	15,59	16,82	15,18	16,01	16,13	15,89
Diciembre	14,73	14,07	14,31	15,03	15,25	14,23	ND	13,71	14,61	14,19	13,87
Media Anual	16,291	15,922	15,776	16,304	15,953	15,969	16,530	15,674	15,938	16,165	15,655
Media Década	16,016										

Información obtenida del sistema PORTUS perteneciente a Puertos del Estado [345].

* ND = Datos no disponibles

Temperaturas agua de mar – Boya de Estaca de Bares (2011-2021)

Tabla 8.3 - Temperaturas agua de mar, boya de Estaca de Bares.

Mes	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Enero	ND	ND	ND	13,24	13,48	14,00	13,88	13,84	13,34	13,06	12,99
Febrero	ND	ND	ND	12,52	12,44	13,47	13,16	12,70	12,73	12,87	12,82
Marzo	12,53	12,63	ND	12,53	12,16	12,79	12,83	12,23	12,87	12,99	12,81
Abril	14,02	12,75	ND	ND	13,15	12,86	13,33	12,73	13,13	13,57	13,11
Mayo	15,42	13,77	ND	14,33	14,70	14,71	14,32	14,74	14,26	15,08	14,09
Junio	16,65	16,45	ND	16,67	17,01	17,27	17,54	17,17	16,20	17,08	17,03
Julio	18,26	18,62	ND	19,01	19,68	19,63	19,11	20,12	19,80	19,09	18,43
Agosto	19,44	19,79	20,36	20,23	20,13	20,40	20,45	21,01	20,30	21,21	20,09
Septiembre	19,06	19,53	ND	20,40	18,53	20,36	20,19	19,83	19,48	20,40	19,45
Octubre	18,36	ND	ND	18,83	16,61	18,24	ND	17,56	18,50	17,51	18,04
Noviembre	15,77	ND	15,68	16,39	15,95	15,83	16,34	14,95	15,50	15,60	16,01
Diciembre	14,95	ND	14,38	14,58	15,24	14,45	14,39	13,89	13,61	14,16	14,13
Media Anual	16,446	16,220	16,807	16,248	15,757	16,168	15,958	15,898	15,810	16,052	15,750
Media Década	16,101										

Información obtenida del sistema PORTUS perteneciente a Puertos del Estado [345].

* ND = Datos no disponibles

Temperaturas agua de mar – Boya de Villano Sisargas (2011-2021)

Tabla 8.4 - Temperaturas agua de mar, boya de Villano Sisargas.

Mes	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Enero	13,68	13,76	13,86	13,52	13,40	14,21	14,38	13,44	13,63	13,37	13,33
Febrero	13,10	12,94	ND	12,45	12,51	13,72	13,49	12,80	12,85	13,79	12,98
Marzo	13,11	12,77	12,80	12,48	12,27	12,75	13,26	12,73	ND	13,40	13,11
Abril	14,08	13,20	13,25	13,15	12,79	12,93	13,43	12,90	13,56	13,80	13,44
Mayo	14,69	14,18	13,72	14,10	ND	14,22	14,99	14,01	14,29	15,11	14,70
Junio	15,86	16,07	14,56	15,14	ND	16,51	16,64	15,61	15,95	16,27	15,56
Julio	17,15	17,79	15,27	17,76	18,07	17,25	17,90	17,35	17,53	16,92	17,44
Agosto	18,85	18,80	17,84	18,75	19,12	16,74	19,74	17,20	19,79	19,24	18,64
Septiembre	18,05	16,73	16,14	18,49	16,24	18,58	19,44	15,53	16,37	17,16	16,66
Octubre	16,41	16,90	16,81	18,44	16,39	16,60	17,05	14,64	17,18	16,29	16,04
Noviembre	16,11	15,48	16,32	16,49	17,00	15,88	15,06	14,39	15,24	15,55	14,82
Diciembre	14,89	14,36	14,13	14,70	15,73	15,06	14,34	14,28	13,68	14,83	13,58
Media Anual	15,498	15,248	14,973	15,456	15,352	15,371	15,810	14,573	15,461	15,478	15,025
Media Década	15,295										

Información obtenida del sistema PORTUS perteneciente a Puertos del Estado [345].

* ND = Datos no disponibles

Temperaturas agua de mar – Boya de Cabo Silleiro (2011-2021)

Tabla 8.5 - Temperaturas agua de mar, boya de Cabo Silleiro.

Mes	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Enero	14,68	14,72	14,41	14,01	13,70	14,84	14,84	14,03	14,18	14,00	13,62
Febrero	14,02	13,42	13,28	13,15	12,78	14,13	14,00	13,13	13,45	14,22	13,43
Marzo	13,84	13,81	13,09	13,23	12,66	13,26	14,14	13,12	ND	14,00	13,67
Abril	15,28	14,04	13,82	14,32	14,11	13,53	14,96	13,50	ND	14,83	15,03
Mayo	16,34	15,22	13,72	15,44	15,00	14,84	16,51	14,50	15,37	16,42	15,95
Junio	16,83	17,48	14,92	17,19	15,65	16,85	18,05	16,11	16,49	17,46	16,17
Julio	16,93	17,82	17,82	17,58	17,63	16,33	17,86	18,21	17,13	16,90	16,61
Agosto	17,43	18,80	17,99	17,71	17,54	16,23	17,59	17,02	18,72	17,77	17,31
Septiembre	18,60	18,59	15,64	19,48	17,22	16,89	16,27	16,46	16,29	18,31	19,13
Octubre	17,54	17,70	17,62	19,20	17,56	17,15	17,19	16,88	17,53	17,12	ND
Noviembre	16,62	16,68	16,30	17,19	17,72	16,95	16,56	15,26	15,49	16,38	ND
Diciembre	15,66	14,89	14,52	14,77	16,06	15,71	14,67	14,90	13,87	15,07	14,52
Media Anual	16,148	16,098	15,261	16,106	15,636	15,559	16,053	15,260	15,852	16,040	15,544
Media Década	15,778										

Información obtenida del sistema PORTUS perteneciente a Puertos del Estado [345].

* ND = Datos no disponibles

Temperaturas agua de mar – Golfo de Vizcaya y Canal de la Mancha

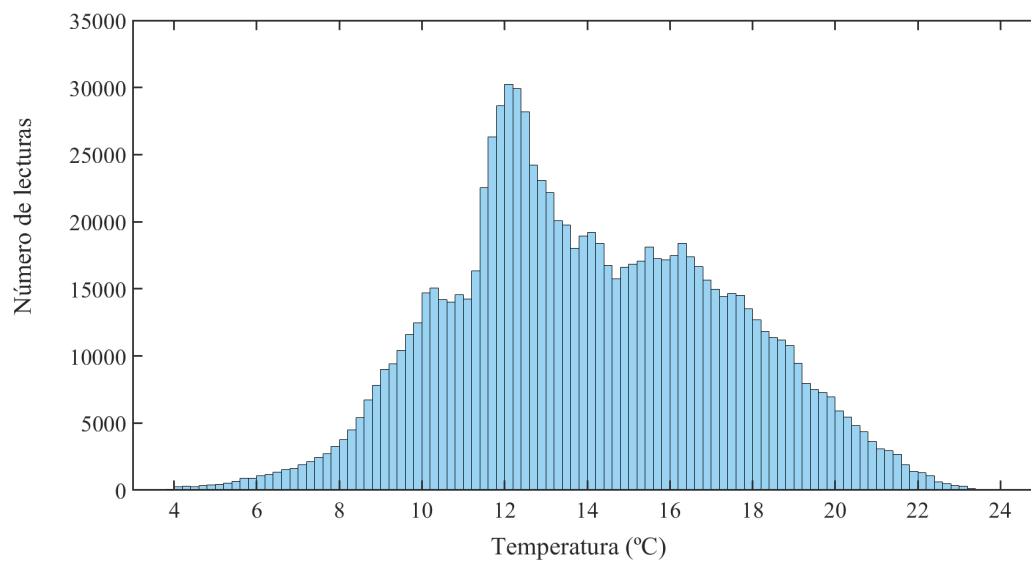


Figura 8.1 - Distribución de temperatura de agua de mar. Ruta Gijón-Northfleet, 2011-2019 [371].



Waste heat recovery from marine main medium speed engine block. Energy, exergy, economic and environmental (4E) assessment – Case study

L.A. Díaz-Secades^{*}, R. González, N. Rivera

Department of Marine Science and Technology, University of Oviedo, Spain

ARTICLE INFO

Keywords:

Energy
Exergy
Sustainability
CO₂ – NO_x emissions reduction
medium speed marine diesel engine

ABSTRACT

90% of traded goods are transported by ship, the vast majority of which are propelled by diesel engines with an energy efficiency of no more than 50%. Among the developments to increase it, waste heat recovery (WHR) technologies still have room to increase overall efficiency.

This study looks into the feasibility of recovering waste heat radiated by the block of a large marine diesel engine. An energy, exergy, economic and environmental (4E) assessment is presented. The analysis identifies the amount of heat from the block which is possible to recover and looks into the cost and CO₂ emissions reduction gained when waste energy is reused. A cement carrier vessel propelled by two four-stroke engines with 3000 kW nominal rating is used as case study vessel. From onboard measurements and fluids analysis, results unveil the overall heat radiated from engine block and coolers to be 14.93% of total. Scale factor makes available up to 369 kW of radiated heat. Fuel savings achieved by engine block heat recovery will lead to reductions of 3.31% of the total CO₂ and 8.33% of the specific NO_x gases emitted. Technological means of heat recovery can range from the temper of hot water to use in vessel's accommodation to the recharge of electric batteries by means of thermoelectric generators.

1. Introduction

Climate change due to global warming is a proved fact and can lead to high impact weather effects like floods, sea-level rise and desertification (Hanlon et al., 2021; Schleussner et al., 2016; United Nations, 2020). Because of this, United Nations approved the 2030 Agenda made up of 17 Sustainable Development Goals (SDG's) that seek to achieve prosperity that is respectful with the planet and its inhabitants (United Nations, 2015). Among these SDG's, the compliance with SDG 13: Climate Action, makes an active, determined contribution to a sustainable, low-carbon future to fight against climate change. By adopting the 2030 Agenda, the European Commission's Green Deal aims to make Europe the first climate-neutral continent by 2050 (Dr. Ing. Johan Breukelaar, 2019).

International Maritime Organization (IMO), following the 2030 Agenda, seeks to reduce CO₂ emissions by at least 40% by 2030, pursuing efforts towards 70% by 2050, compared to 2008 (International Maritime Organization, 2019). Latest IMO's Marine Environment Protection Committee (MEPC 77th) session has recognized the necessity of decarbonization. Consequently, the objective of zero-emission-vessels is

being declared as a priority (International Maritime Organization, 2021b). One of the proposals, presented by the European Commission and United States, is the inclusion of information about vessel's energy efficiency of existing ships index (EEXI) and carbon intensity performance (CII) in the IMO Data Collection System (DCS) (International Maritime Organization, 2021a).

Worldwide commerce depends on maritime transport for 90% of traded goods. Despite being one of the most critical and massive means of transportation, the contribution to the anthropogenic CO₂ emissions of shipping is only 2.89% of global (International Maritime Organization, 2021). Additionally, large marine engines emit Nitrogen Oxides (NO_x) as a combustion byproduct. Environmentally, NO_x emissions are largely responsible of ozone layer destruction. In addition, NO_x are considered one of the main causes of respiratory diseases (Bonigari and Smirniotis, 2016). Being aware of this, IMO established NO_x emissions regulation requirements for any engine over 130 kW (International Maritime Organization (IMO), 2016, 2013, 2008)

According to the United Nations Conference on Trade and Development report "Review of maritime transport 2021" world merchant fleet is, as an average, 21 year old (UNCTAD, 2021). These data reveal the necessity of adapting decarbonization measures to the already existing

^{*} Corresponding author. Escuela Superior de la Marina Civil, Campus Universitario de Gijón s/n, 33203 Gijón, Asturias, Spain.
E-mail address: secadesalfonso@uniovi.es (L.A. Díaz-Secades).

Nomenclature

A	Exposed area of cylinder walls (m ²)
B	Cylinder bore
c	Carbon
c1 – c4	Experimental values for FMEP
Cos φ	Power Factor
Cp	Specific heat under constant pressure (J/kg K)
Cu	Circumferential velocity (m/s)
E	Energy (J)
Ex	Exergy (J)
FMEP	Friction Mean Effective Pressure (Pa)
g	Gravity (m/s ²)
H	Enthalpy (J)
h	Heat Transfer Coefficient (W/m ² K)
h	Hydrogen
h	Specific enthalpy (J/kg)
HT	High Temperature (cooling water)
I	Current (Amp)
I	Irreversibility (J)
IMEP	Average Indicating Effective Pressure (Pa)
L	Losses (J)
LHV	Lower heating value (kJ/kg)
LT	Low Temperature (cooling water)
M	Torque (N/m)
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s)
\dot{n}	Molar flow rate (mol/s)
n	Number of moles
o	Oxygen
ORC	Organic Rankine Cycle
P	Pressure (Pa)
Q	Heat (J)
R	Specific gas constant (J/kg K)
S	Entropy (J/K)
s	Sulphur
T	Temperature (K)
t	Time (s)
U	Internal energy (J)
Up	Piston speed (m/s)
V	Volume (m ³)
V	Voltage (Volts)
W	Work (J)
w	Local average gas velocity (m/s)
Y	Mass fraction
z	Height (m)

Greek Symbols

α	Thermal diffusivity
η	Efficiency
θ	Crankshaft angle (Degrees)
μi	Specific Gibbs free enthalpy (J/kg)
σ _{cycle}	Moran Shapiro irreversibility correlation
σ _{system}	Entropy generation (irreversibilities) (J/K)

Subscripts

a	Absorbed
avoid	Avoidable
bb	Blow by
cham	Combustion chamber

cham.block	Heat transferred to the engine block
cham.comb	Heat due to combustion
cham.coolHT	Heat dissipated on HT water
cham.coolLT	Heat dissipated on LT water
cham.LO	Heat transferred to lube oil
charge.air	Charge Air
chem	Chemical
comb	Combustion
cool	Cooling fluid
cycle	Cycle
cylinder	Cylinder
EDP.fuel.pump	Fuel pump, engine driven
EDP.HT.pump	HT water pump, engine driven
EDP.LO.pump	LO pump, engine driven
EDP.LT.pump	LT water pump, engine driven
env	Environment
env.man	Manifold to environment
env.turbo	Turbo to environment
exh.gas	Exhaust gas
exhaust	Exhaust
fr.bear	Bearing losses due to friction
fr.pis	Piston losses due to friction
fuel	Fuel
fuel.inlet.engine	Fuel inlet at the engine
fuel.return	Fuel return to tank
gas	Mixture gas inside cylinder
Heat.trf	Heat transfer
ideal.gas	Ideal gases
inlet	Inlet
int.rev	Integrator on reversible function
intr	Intrinsic
IVC	Inlet Valve Closing
kin	Kinetic
leaks.clean	Clean fuel leaks
leaks.dirty	Dirty fuel leaks
LEDP	Engine Driven Pumps losses
Lfr.valv	Valve losses due to friction
lube.oil	Lube oil
mixture	Mixture
motor	Electric motor
outlet	Outlet
phys	Physical
pot	Potential
products	Products
pumping	Pumping work
reactives	Reactives
shaft	Shaft
startir.air	Starting Air
turbo	Turbo compressor
unb	Unburnt
uncert.ext	External uncertainty
uncert.int	Internal uncertainty
wall	Cylinder walls
Work	Work on engine shaft

Superscripts

sensible	Sensible
----------	----------

fleet.

Approximately 90% of merchant vessels in service are propelled by one or more diesel engines (Lamaris and Hountalas, 2010; Yao et al., 2019). Of those, in best large internal combustion engines only half of the energy supplied from fuel is transformed in mechanical energy at the propeller shaft (Wärtsilä, 2015; Winterthur Gas and Diesel, 2021). This means almost half of the energy supplied through the fuel is dissipated, its majority as waste heat (Ma et al., 2012; Wang et al., 2013; Wärtsilä, 2015). Several studies within the engine such as variable valve timing, dual-fuel, turbochargers and common rail injection are employed to improve performance (Ariani et al., 2019; Tadros et al., 2019; Zhou et al., 2017). After these, the room for an efficiency increment by tuning the engine is very little. This means almost half of the energy supplied through the fuel is dissipated, its majority as waste heat (Ma et al., 2012; Wang et al., 2013; Wärtsilä, 2015). Waste Heat Recovery technology is then the currently subject of ongoing research with potential to increase power output, and thus reducing specific fuel consumption and emissions. Also, it has been acknowledged as an effective technical solution for marine power plants (Singh and Pedersen, 2016).

Automotive industry has been the focus of many studies around energy and exergy efficiency and relevant literature has been developed (Alkidas, 1988; Benajes et al., 2015; Ding et al., 2011; Huber et al., 1990; Payri et al., 2014; Punov et al., 2016; Van Gerpen and Shapiro, 1990; Watson et al., 1980; Woschni, 1967). Payri et al. presented a Global Energy Balance (Payri et al., 2014), later revised by Carreño (Carreño Arango, 2016). On the contrary, large diesel engines have received less attention. In general terms, manufacturers include a heat balance of their engines but always evaluating ideal, new cases (Wärtsilä, 2015, 2019) from the First Law of Thermodynamics point of view. Even in commercial engines, measurements are taken during Factory Acceptance Tests of the product, when the engine is at its best.

The study of the large diesel engine using the Second Law of Thermodynamics is still minor. Baldi et al. first studied a chemical tanker and later created an energy and exergy flow profile of a cruise ship operating in the Baltic Sea on measurements from one year (Baldi et al., 2014, 2018). Yao et al. proposed an analysis about the exergy losses inside the marine engine, concluding the combustion process is the biggest source of irreversibilities (Yao et al., 2019). Yao conclusions match with Heywood and Villalta studies about the phenomenology of heat release inside the combustion chamber as both determined peak gas temperature during the combustion process can reach 2500 K (Heywood, 1988; Villalta Lara, 2018). Li et al. studied the effect of the combustion by testing three different engine regimes and executing an energy - exergy analysis in a common rail, high speed engine (Li et al., 2016). Cavalcanti looked into a dual-fuel marine engine used for trigeneration system and analyzed energy, exergy and economic terms (Cavalcanti, 2021). Going further, Tsitsilonis et al. presented a methodology for ship propulsion energy monitoring and management (Tsitsilonis and Theotokatos, 2018) that can be applied to already sailing ships.

Over the years, the heat dissipated through exhaust gases have been reused in economizers to produce steam. Waste heat collected by the fresh water circuit is commonly used to produce technical water in evaporators. This study considered a third source of waste heat: dissipated heat radiated by the engine block and mounted coolers. Several authors have researched about the suitability of engine components for energy saving but no exhaustive studies on engine block low temperature heat have been carried (Butrymowicz et al., 2021; Tsitsilonis and Theotokatos, 2018). In percentage terms this energy source is lower than the other two, but for medium and large marine engines scale factor has to be in mind. Smith et al. isolated a smaller size engine and measured total heat losses to the environment to be 10–15% of the total energy supplied by the fuel (Smith et al., 2009).

A general analysis of the WHR of ship main engine was carried out by Zhemini et al. (Zhemini and Yuxin, 2020). Abdu Ahmed et al. analyzed different WHR systems and how suitable they are for the marine diesel engine, based on an exergy analysis (Abdu et al., 2016). Baldi et al.

analyzed the feasibility of WHR systems for a chemical tanker concluding that 5–15% fuel savings can be expected (Baldi and Gabrieli, 2015). Dimopoulos et al. looked at the possibilities of WHR with an exergy analysis combined with a thermo-economic modeling in a marine combined cycle system which main machine was a 2-stroke diesel engine (Dimopoulos et al., 2012). Dere et al. proposed a model which controls cylinder liner temperatures in order to increase engine's efficiency (Dere and Deniz, 2020). Mito et al. used waste heat from scavenging to feed a steam power plant (Mito et al., 2018). Due to the presence of emission reduction systems like SCR and EGR, the amount of exhaust waste heat available has been limited so Kamil compared the waste heat availability among the different technologies in Tier III-compliant engines (Korlak, 2021). Several studies are developing theories around the combination of the diesel engine with an Organic Rankine Cycle (Durmusoglu et al., 2009; Mondal et al., 2020; Ouyang et al., 2020a; Su et al., 2020; Yang and Yeh, 2015). Ouyang et al. extended the studies on supercritical and subcritical Rankine cycles and combined them with the use of supercritical carbon dioxide Brayton and Kalina cycles (Ouyang et al., 2020b, 2021; Su et al., 2020). An extensive review of the WHR methods where also thermoelectric generators are proposed was published by Mohd Noor et al. (Mohd et al., 2015).

Residual heat was classified by Musharavati and Khanmohammadi into three temperature ranges: less than 230 °C, 230–650 °C and over 650 °C. They stated that, at all temperature ranges, energy recovery can be used to generate electric power but, in general, efficiencies are lower at low temperature (Musharavati and Khanmohammadi, 2021). Each WHR system works properly at a defined temperature range: Kalina cycle can work at different ranges if adapted (ammonia-water mixture) and same for the Rankine cycle (ORC) (Musharavati and Khanmohammadi, 2021; Qu et al., 2021) But for the case of more specific systems like the supercritical carbon dioxide Brayton cycle, it works at its best with heat sources greater than 400 °C (Feng et al., 2020) Other WHR systems like thermoelectric generators show more advantages with low temperature heat, and will become damaged if exposed to temperatures over 230 °C (Marlow Industries, 2015). In order to maximize the recovery of energy at all temperature ranges, combinations of WHR systems like Power Turbine along with classical steam Rankine and Organic Rankine cycles were studied by Qu et al. (2021).

Methods to increase efficiency on marine engines are being studied in order to find three improvements: economic, as less consumption means lower cost per voyage; environmental, since CO₂ emissions contribute largely to the greenhouse effect (International Maritime Organization, 2021) and sanitary, as other emissions like CO, SO_x and NO_x represent a hazard for human health (Lee et al., 2020). Chu Van et al. created a numerical model to investigate performance and exhaust emissions of a cargo vessel's marine engine (Chu Van et al., 2017).

In order to comply with the 2030 Agenda and its requirements, the holistic 4E (energy, exergy, economic and environmental) analysis of thermal engines becomes a priority. Shayesteh et al. determined the optimum parameters of an ORC, that recovers waste heat from ship's main engine and powers a reverse osmosis unit, based on a 4E analysis (Shayesteh et al., 2019). Xu et al. went further and used the 4E analysis to determine the size of the prime mover for its combined cooling, heating and power (CCHP) system (Xu et al., 2021). In general terms, 4E analysis will help enhancing heat recovery, as Musharavati and Khanmohammadi did in order to improve a system composed of a fuel cell and thermoelectric generators (Musharavati and Khanmohammadi, 2021).

This study takes in count the average age of the world merchant fleet and the lack of studies about the waste heat dissipated by the marine engine block and proposes an energy, exergy, economic and environmental method to examine the marine diesel engine, with emphasis on the WHR from the engine block of machines already in use. Real measurements and sampling of working fluids are taken in order to evaluate factual conditions of the engine studied. The analysis identifies and quantifies the amount of heat from the engine block and its attachments

which is possible to recover and looks into the cost reduction gained when this energy is reused. Since waste heat released by the block of the case study engine is not greater than 100 °C, WHR systems implemented will need to work properly under conditions imposed by the heat source. A cut in specific fuel consumption is directly reflected on the amount of emissions released and so are calculated.

Moreover, the study provides a theoretical basis for the analysis of in use large marine engines by both First and Second Law of Thermodynamics methods. Results provide theoretical guidance for improving efficiency of marine diesel engines. By decreasing specific energy consumption with engine block waste heat recovery, operating costs and greenhouse gas emissions are reduced.

2. Material and methods

In this section, system performance is discussed in six separate subsections, including governing thermodynamic equations for energy and exergy balance along with economic and environmental analyses.

2.1. Case study vessel

The MV Cristina Masaveu (Fig. 1) has been used as case study vessel. The ship, with 133.50 m length and 8291 GT, was built in 2011 and is propelled by two Wärtsilä 6L32 engines; one of which was used for the research carried out for this paper. Characteristics of the engine were showed in Table 1.

Information related to output power, heat balance and measurements is available from manufacturer's Product Guide and Instruction Manual (Wärtsilä, 2015; Wärtsilä Finland Oy, 2010). Also, the vessel has an energy monitoring system installed which has proved useful in order to monitor data for the study. Energy monitoring system parameters are shown in Table 2:

2.2. Energy balance analysis

First principle of Thermodynamics is used on the analysis. Being the diesel engine an open system means that the law of conservation of energy and mass cannot be applied as there are several flows coming in and out of the device. In order to maximize the observation of the different effects the theory of the Global Energy Balance presented by Carreño (Carreño Arango, 2016), is used.

Energy Balance Analysis is divided into two parts: external and internal. In the first one only the external interactions the engine makes with the environment and its flows (air, fuel, exhaust gas, heat and power) were considered. The engine is seen as a blackbox where flows come in and out. In the second, only internal processes are studied so it can be observed how energy flows into the machine.

For the completion of the Energy Analysis the following assumptions are made:

Table 1

Engine particulars of the W6L32 used during the research (Wärtsilä, 2015).

Engine particulars (Wärtsilä 6L32)	
Cylinder number	6
Strokes	4
Engine output	3000 kW
Speed	750 rpm
Crankshaft radius	356 mm
Bore	320 mm
Stroke	400 mm
Compression ratio	16.0
Firing order CW	1-5 - 3-6 - 2-4
Max peak pressure	192 bar
Fuel consumption at 100% load	206.093 g/kW h

Table 2

Parameters extracted from ship's energy monitoring system and additional measurements.

Parameter	Units	Device	Accuracy
Fuel flow	g/kW h	VAF PVE005/3001/16	±0.1%
Fuel rack	Mm	TKW IW253/40-0.25 KFN-KHN-A21	±0.25%
Propeller shaft torque	Nm	Coterena ARGOS COT02 Torsionmeter	±1%
Temperatures	°C	3 wire PT-100	±0.2%
Additional temperatures	°C	Fluke 62 MAX	±1.5%

- Pressure in combustion chamber is uniform. The speed of the internal fluids and the flame is lower than the speed of sound (Annand, 1963; Spellman, 2020).
- Gases inside combustion chamber are considered to behave as ideal gases. Lapuerta et al. studied the difference between ideal and real gas (including fuel and water vapour as well as unburnt particles) finding very slight difference (Lapuerta et al., 2006).
- The angle where combustion peak pressure occurs matches with TDC. Since the experimental engine peak pressure is below 200 bar, elastic deformations of the powertrain are not took into account (Martín, 2012). Piston, rings and liner are considered as a rigid solid body that is not affected by any other rotation, torsion or thermal internal deformation (Stanley et al., 1999).
- Heat from combustion process produces a diffuse heat radiation distributed uniformly along all directions (Lopez et al., 2012).
- Lube oil film around piston rings has constant thickness and this is considered as an incompressible fluid (Carreño Arango, 2016; Stanley et al., 1999).
- Exhaust gases deviation to the oil sump is considered to be zero. The blow by effect is a symptom usually found on worn engines. Since large marine diesel engines are monitored monthly trough the reading of peak combustion pressures the level of blow by is minimal. In case some blow by was present, the gas velocity and the short duration of the effect make the process adiabatic.
- Heat dissipated through the turbo-compressor casing is negligible. Energy entering the turbine splits in four forms: work, heat dissipated to the lubrication oil, and to the casing and finally heat still contained into turbine exhaust gas. On top of being a minuscule fraction, commercial turbo-compressor casings are heat insulated so no real heat recovery can be applied without major refits.
- Engine Driven Pumps (EDP's) specific consumptions declared by the manufacturer are considered valid due to the technical difficulties of the experimental measurement (Taraza et al., 2000). EDP's friction the circulating fluid, which slightly increases its enthalpy. This will be dissipated into the fluid's intercooler. The speed of the EDP's is proportional to engine speed (Carreño Arango, 2016).



Fig. 1. MV Cristina Masaveu (Cementos Tudela Vegin, 2011).

2.2.1. External energy balance analysis

Fig. 2 shows the subsystems studied on the external energy balance: First Principle of Thermodynamics is applied to the system:

$$m_{fuel}LHV = W_{shaft} + \dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_{env,LO} + H_{exh,gas} + \dot{Q}_{env,CA} + \dot{Q}_{fuel,return} + \dot{Q}_{leaks} + H_{imb} + \dot{Q}_{block} \quad (1)$$

where first part of the equation represents the energy from the fuel. The second part contains work, heat and enthalpy flow. W_{shaft} and m_{fuel} were measured onboard with a torsion meter and a flow meter respectively. Q_{cool} represents heat transfer to the coolant. In large marine diesel engines, dissipated heat will be the sum of two circuits, High Temperature (HT) and Low Temperature (LT) water:

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{Q}_{coolHT} + \dot{Q}_{coolLT} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{coolHT} = m_{coolHT}Cp_{cool}(T_{coolHT.outlet} - T_{coolHT.inlet}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{coolLT} = m_{coolLT}Cp_{cool}(T_{coolLT.outlet} - T_{coolLT.inlet}) \quad (4)$$

HT and LT water fluids used for cooling the engine contain corrosion inhibitor chemicals. In order to know the specific heat of the mixture a sample is analyzed on the laboratory, by using a DSC calorimeter (Mettler-Toledo TGA/SDTA851).

$Q_{env,LO}$ is the fraction of heat liberated into the lubrication oil not dissipated into the LT water circuit but radiated to the environment at the LO cooler:

$$\dot{Q}_{lube.oil} = \dot{Q}_{coolLT,LO} + \dot{Q}_{env,LO} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{lube.oil} = m_{lube.oil}Cp_{lube.oil}(T_{lube.oil.outlet} - T_{lube.oil.inlet}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{coolLT,LO} = m_{coolLT,LO}Cp_{coolLT}(T_{coolLT,LO.outlet} - T_{coolLT,LO.inlet}) \quad (7)$$

Specific heat $Cp_{lube.oil}$ value is not normally declared by the oil

suppliers. Even if so, this value will be for clean, non used oil. Due to the combustion processes, the oil becomes fouled so this value is obtained through the analysis of a sample took from the engine.

$H_{exh,gas}$ represents the enthalpy flow of the outlet exhaust gas at the outlet of the combustion chamber, discounting the enthalpy of the charge air and fuel mixture at the inlet of the combustion chamber:

$$H_{exh,gas} = m_{exhaust}h_{exhaust}^{sensible} - (m_{charge.air}h_{charge.air}^{sensible} + m_{fuel}h_{fuel}^{sensible}) \quad (8)$$

$$h_{exhaust}^{sensible} = \int_{T_0}^{T_{exhaust}} Cp_{exhaust}dT$$

$$h_{charge.air}^{sensible} = \int_{T_0}^{T_{charge.air}} Cp_{charge.air}dT \quad (9)$$

$$h_{fuel}^{sensible} = \int_{T_0}^{T_{fuel}} Cp_{fuel}dT$$

Specific heat $Cp_{exhaust}$ value is obtained if the composition of the exhaust gas is known, as an addition of the specific heat of its species. In this study, as the composition is not known, the value determined by Koshy et al. $Cp_{exhaust} = 1.185$ kJ/kg K (Koshy, 2015) is used. The term dT represents the differential of the variable T (temperature) while the integration is carried out between ambient temperature ($T_0 = 298$ K) and the temperature of each fluid (exhaust gas, charge air and fuel).

Moreover $Q_{env,CA}$ is the amount of heat liberated into the air cooler casing. Although much of the heat is dissipated into LT water circuit, there is a part radiated to the environment:

$$\dot{Q}_{charge.air} = \dot{Q}_{coolLT,CA} + \dot{Q}_{env,CA} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{charge.air} = m_{charge.air}Cp_{charge.air}(T_{charge.air.outlet} - T_{charge.air.inlet}) \quad (11)$$

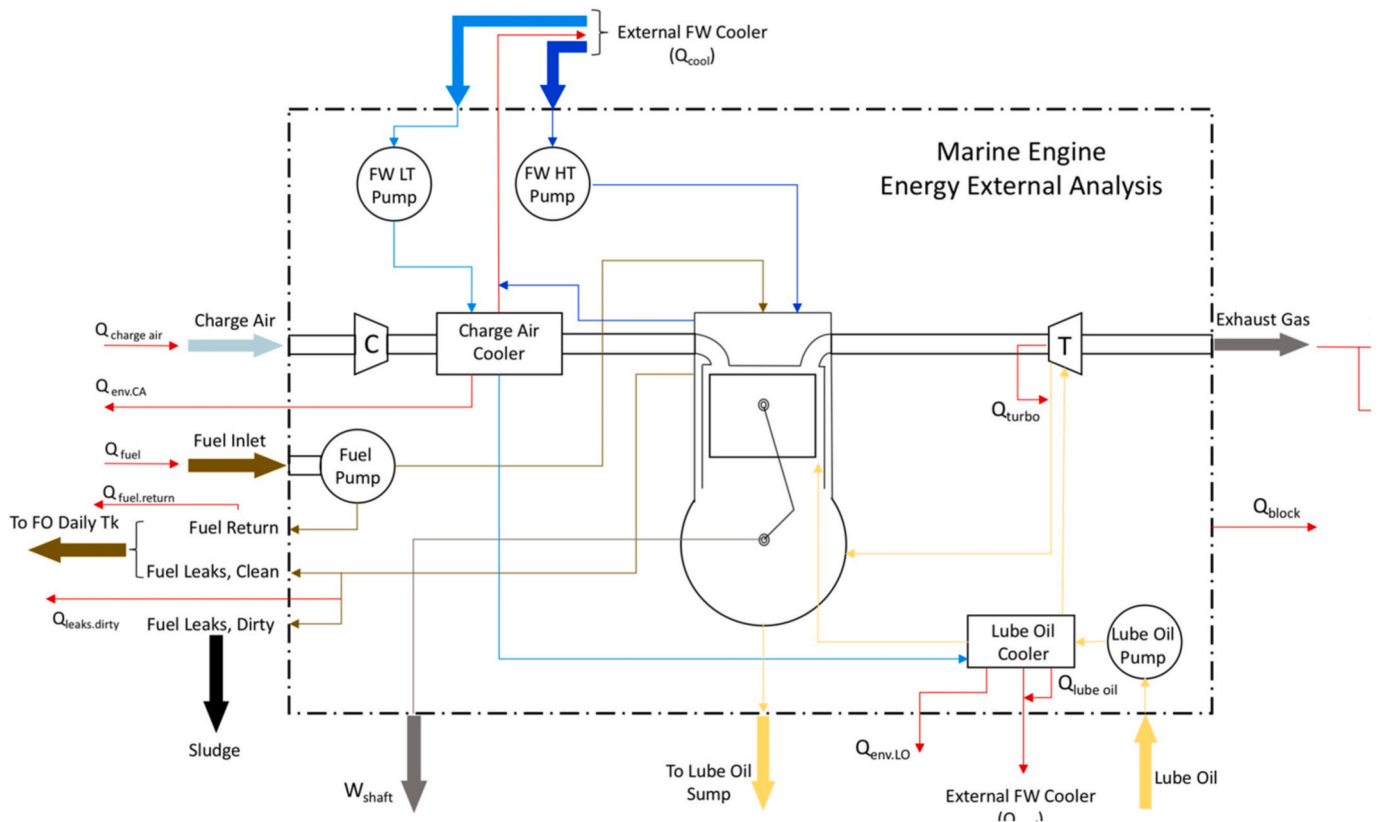


Fig. 2. Diesel engine schematics and the application of the External Energy Balance.

$$Q_{coolLT,CA} = m_{coolLT,CA} C_{pcool} (T_{coolLT,CA,outlet} - T_{coolLT,CA,inlet}) \quad (12)$$

$Q_{fuel,return}$ as a high fraction of the fuel supplied to the engine returns to the tank, the method accounts for the heat dissipated into the returning fuel. As this fuel passes through the engine it does take heat out of it, mainly from piping and injection pumps:

$$Q_{fuel,return} = m_{fuel,return} C_{pfuel} (T_{fuel,return} - T_{fuel,inlet,engine}) \quad (13)$$

Q_{leaks} large marine engines have fuel leaks that need to be considered. Clean Leaks are drained from injection pumps and injection valves and the fuel can be reused so they are sent back to the daily tanks. Dirty Leaks are unforeseen drains that cannot be reused due to possible contamination. These are treated as sludge so, in the end, there is energy wasted:

$$Q_{leaks,dirty} = m_{leaks,dirty} C_{pfuel} (T_{leaks,dirty} - T_{fuel,inlet,engine}) \quad (14)$$

H_{umb} represents the energy losses due to incomplete combustion. The fraction of unburnt material varies during the operation of the engine and so does the lost energy (Carreño Arango, 2016; Rakopoulos et al., 2009):

$$H_{umb} = (Y_{HC} LHV_{HC} + Y_{CO} LHV_{CO} + Y_C LHV_C) m_{exhaust} \quad (15)$$

where heating values of HC, CO and C (soot) are 42900 kJ/kg, 10100 kJ/kg and 32800 kJ/kg respectively.

Q_{block} represents the heat transfer from the engine to the environment that happens out of the already studied sources (fluid coolers and fuel drains). After those, the engine block results to be the main source of waste heat:

$$Q_{block} = m_{fuel} LHV - W_{shaft} - Q_{cool} - Q_{env,LO} - H_{exh,gas} - Q_{env,CA} - Q_{fuel,return} - Q_{leaks} - H_{umb} \quad (16)$$

2.2.2. Internal energy balance analysis

Fig. 3 shows the subsystems studied on the internal energy balance: Internal processes inside the engine are observed and First Principle of Thermodynamics is applied:

$$m_{fuel} LHV = W_{shaft} + (L_{friction} + L_{EDP}) + Q_{cham} + Q_{env} + H_{exh,gas} + Q_{env,CA} + H_{umb} \quad (17)$$

$L_{friction}$ represents energy lost by friction mechanisms. The considered ones are: piston rings – cylinder liner, bearings and camshaft – valves (Tormos et al., 2018):

$$L_{friction} = L_{fr,pis} + L_{fr,bear} + L_{fr,valg} \quad (18)$$

$L_{fr,pis}$ heat will be transferred to the cylinder liner and dissipated into the HT water circuit. $L_{fr,bear}$ and $L_{fr,valg}$ heat will be dissipated into the lubrication oil.

On this study, a torsion meter is used to measure the torque produced on the propeller shaft which is connected via a gearbox with the engine crankshaft. By knowing shaft radius, gearbox efficiency, starting air pressure used and the area where the air is applied, $L_{friction}$ can be estimated:

$$P_{starting,air} \cdot S_{cylinder} = \left(\frac{M_{shaft}}{radius_{shaft}} \right) + L_{friction} \quad (19)$$

$$L_{friction} = (P_{starting,air} \cdot S_{cylinder}) - \left(\frac{M_{shaft}}{radius_{shaft}} \right) \quad (20)$$

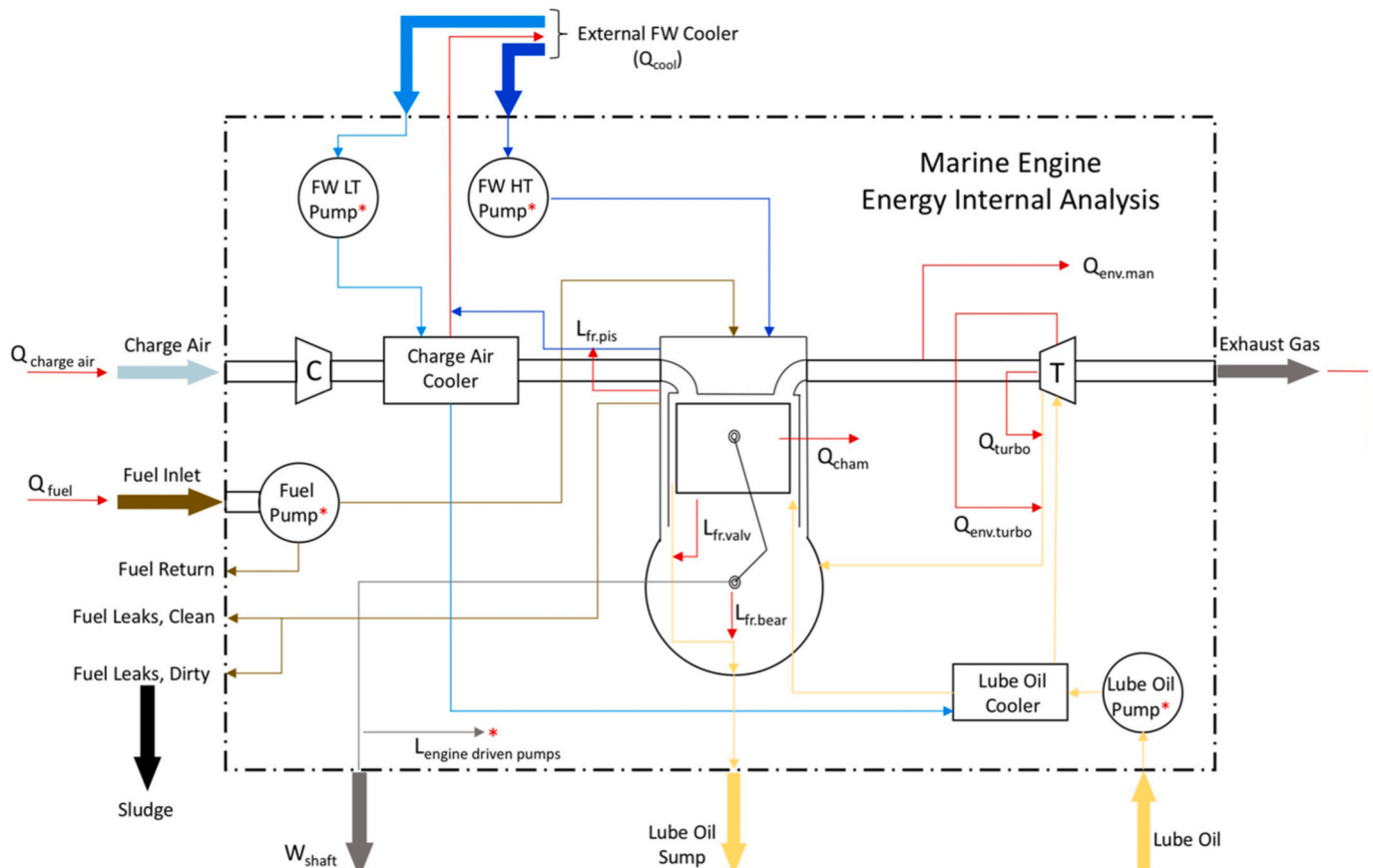


Fig. 3. Diesel engine schematics and the application of the Internal Energy Balance.

On this measurement, $L_{friction}$ contains not only friction energy but also the work dedicated to move the engine driven pumps.

In case $L_{friction}$ was estimated by any other method, L_{EDP} is accounted as follows:

$$L_{EDP} = L_{LO,pump} + L_{pumpHT} + L_{pumpLT} + L_{fuel,pump} \quad (21)$$

L_{EDP} is the energy needed to move the engine driven pumps (Lube Oil, HT and LT water and Fuel Oil). Engine's manufacturer provides the data related to the energy consumption of engine driven pumps on the Test Record document, in the form of g/kWh. By knowing the Lower Heating Value of the fuel used, the required work is calculated.

Q_{cham} represents the heat transfer between combustion chamber and cylinder liner walls. The heat transferred is ultimately dissipated into the HT water circuit. It is assumed that combustion, heat release and transfer from the gas to the cylinder walls occur simultaneously:

$$\dot{Q}_{cham} = Ah(T_{gas} - T_{wall}) \quad (22)$$

where A is the total area of exposed cylinder walls, h is the heat transfer coefficient formulated by Woschni (Dolz Ruíz, 2011; Heywood, 1988; Woschni, 1967):

$$h = 3.26B^{-0.2}p_{cham}^{0.8}w^{0.8}T_{gas}^{-0.53} \quad (23)$$

Being B cylinder bore, p_{cham} combustion chamber pressure, w average gas speed inside the cylinder and T_{gas} the average gas temperature inside the cylinder during the combustion process, which can be estimated if mixture is considered as an ideal gas (Lapuerta et al., 2006; Payri and Desantes, 2011). In this case, combustion pressure diagrams were taken onboard with a PREMETS-C pressure indicator.

Q_{env} composed of $Q_{env,manifold}$ and $Q_{env,t.c.casing}$, represents the heat transfer from the manifold and the turbo casing to the environment, respectively. In practice, the heat radiated by these surfaces is not really useable as SOLAS Reg. II-2/15.2.10 requires that all surfaces with temperatures above 220 °C, which may be impinged as a result of a fuel oil, lubricating oil and other flammable oil system failure be properly insulated (International Maritime Organization, 2009). This means no calculation will be carried out $Q_{env} = 0$, since the dissipated heat to the environment is minimal (Saint-Gobain Marine Applications, 2018).

2.3. Exergy balance analysis

Quality of energy is defined as how capable is the energy to produce changes in a system (Kotas, 1985). Depending on its quality, the energy can be used up to 100% (totally reversible) or less (when contains irreversibilities). An irreversible process takes the non useable percentage of energy. Exergy is the standard used to compare the ratio of useable energy vs. maximum theoretical work.

2.3.1. Environment and dead state

For the exergy balance analysis it is needed to define the state of the studied system prior to the examination as environmental conditions not only depend on the engine but also on external factors as the location of the vessel and therefore the forecast. Ambient conditions according to ISO 15550 (Ambient temperature 25 °C [298.15 K], Pressure 100 kPa, LT water temperature 25 °C [298.15 K], Relative Humidity 30%) (ISO, 2016) have been used for this study.

2.3.2. Exergy balance analysis of the diesel engine

Exergy balance analysis was divided into two sections: first, interactions with the environment are considered. While the second studies the inner processes that occur between the different parts inside the engine. The following assumptions were made:

- Pipe head loss in piping and manifolds are negligible.

- No other heat losses apart from the ones studied occur so no other heat transfers are done.
- Gas mixture inside the combustion chamber behaves as an ideal gas.
- There is no exhaust gas recirculation.
- Non elastic deformations are inexistent.
- Magnetic and polarization does not occur or does not have an affect on the engine.

2.3.3. Global exergy balance analysis

The engine is studied as a black box which exchanges mass and energy with the environment. On top of the already related ambient conditions, final composition of the gas has to be as shown in Table 3:

The engine is fed by fuel and air in order to obtain power at the output but also thermal losses:

$$\dot{E}x_{fuel} + \dot{E}x_{charge,air} = \dot{W}_{shaft} + \dot{E}_{losses} \quad (24)$$

$$\dot{E}x_{fuel} = \dot{E}x_{phys} + \dot{E}x_{chem} \quad (25)$$

Since the case study engine uses diesel fuel, $\dot{E}x_{fuel}$ is represented by Gibbs free energy, μ_i :

$$\mu_i = \dot{E}x_{fuel} \quad (26)$$

In the case of marine power plants, fuel is usually preheated (from dead state temperature, T_0) before injection so there is some thermal availability in the form of physical exergy. But since temperature difference is minor and the increment on the fuel exergy results negligible (not greater than 0.2% of chemical exergy) this term is considered to be non-existent (Rakopoulos and Giakoumis, 2006).

$$\dot{E}x_{phys} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \simeq 0 \quad (27)$$

$$\dot{E}x_{chem} = \left(1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left[1 - 2.0628 \frac{h}{c} \right] \right) * LHV \quad (28)$$

being h , c , o y s the mass fraction of hydrogen, carbon, oxygen and sulphur. For diesel fuels with a formula of the type $C_{14.4}H_{24.9}$, the expression presented by Stepanov (1995) is used:

$$\frac{\dot{E}x_{chem}}{LHV} = 1.0699 \quad (29)$$

Exergy from compressed charge air is:

$$\dot{E}x_{charge,air} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{charge,air,inlet}} \right) \dot{Q}_{charge,air} \quad (30)$$

From Equation (24), \dot{E}_{losses} are obtained:

$$\dot{E}_{losses} = (\dot{E}x_{fuel} + \dot{E}x_{charge,air}) - \dot{W}_{shaft} \quad (31)$$

$$\dot{E}_{losses} = \dot{E}x_{outlet} + \dot{I} \quad (32)$$

\dot{E}_{losses} is composed of $\dot{E}x_{outlet}$ which represents the energy flow which is not work on the shaft but can be recovered (mainly heat from exhaust gas, water and radiation from the engine block) while \dot{I} gathers the irreversible forms (combustion and mixture irreversibilities).

Table 3

Chemical composition of the reference ambient on Dead State (Rakopoulos and Giakoumis, 2006).

Species	Percentage
Nitrogen (N ₂)	75.67
Oxygen (O ₂)	20.35
Hydrogen (H ₂)	3.03
Carbon dioxide (CO ₂)	0.03
Others	0.92

2.3.4. Local exergy balance analysis

The exergy flows in a large marine diesel engine are:

Fig. 4 shows the subsystems studied on the local exergy balance:

The exergy balance composed of the previously listed flows can be expressed as:

$$Ex_{fuel} + Ex_{charge\ air} = W_{shaft} + Ex_{cool} + Ex_{env.LO} + Ex_{exh.gas} + Ex_{env.CA} + Ex_{block} + I_{comb} + I_{friction} + I_{mixture} \quad (33)$$

Ex_{cool} represents the exergy contained on HT and LT water circuits:

$$Ex_{cool} = Ex_{coolHT} + Ex_{coolLT} \quad (34)$$

$$Ex_{coolHT} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{coolHT.inlet}}\right) Q_{coolHT} \quad (35)$$

$$Ex_{coolLT} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{coolLT.inlet}}\right) Q_{coolLT} \quad (36)$$

$Ex_{env.LO}$. The majority of the heat dissipated from the engine internal processes into the lubrication oil is at the same time dissipated to the LT water in the LO cooler. Despite this, the intercooler radiates heat to the ambient so an extra heat fraction must be considered:

$$Ex_{env.LO} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{LO.inlet}}\right) Q_{env.LO} \quad (37)$$

$Ex_{exh.gas}$ is the dissipated heat from the engine to the environment. While the machine is operating in a stationary manner, thermodynamic properties can be measured from temperature and pressure sensors mounted on the engine:

$$Ex_{exh.gas} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{exh.gas.afterTC}}\right) Q_{exh.gas} \quad (38)$$

$$Q_{exh.gas} = m_{exh.gas} C_{p,exh.gas} (T_{exh.gas.afterTC} - T_0) \quad (39)$$

$Ex_{env.CA}$ heat dissipated from compressed charge air ends up mostly on the LT water. But a fraction of the waste heat is radiated to the ambient:

$$Ex_{env.CA} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{charge.air.inlet}}\right) Q_{env.CA} \quad (40)$$

Ex_{block} . Heat radiation from the block, previously considered as an irreversibility (Özkan et al., 2013), is studied as an exergy process where energy can be recovered:

$$Ex_{block} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{block}}\right) Q_{block} \quad (41)$$

I_{comb} is a process that involves significant temperature changes and therefore entropy generation. Rakopoulos, Baldi and other authors stated the major exergy destruction on a diesel engine is produced on the combustion process (Baldi et al., 2018; Paul et al., 2017; Rakopoulos and Giakoumis, 2006; Razmara et al., 2016):

$$I_{comb} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{comb}}\right) Q_{cham} \quad (42)$$

$I_{friction}$ represents the exergy destructed by friction processes. Chen and Flynn presented a correlation used to obtain FMEP (friction mean effective pressure) (Heywood, 1988):

$$FMEP = c_1 + c_2 P_{max} + c_3 U_p + c_4 U_p^2 \quad (43)$$

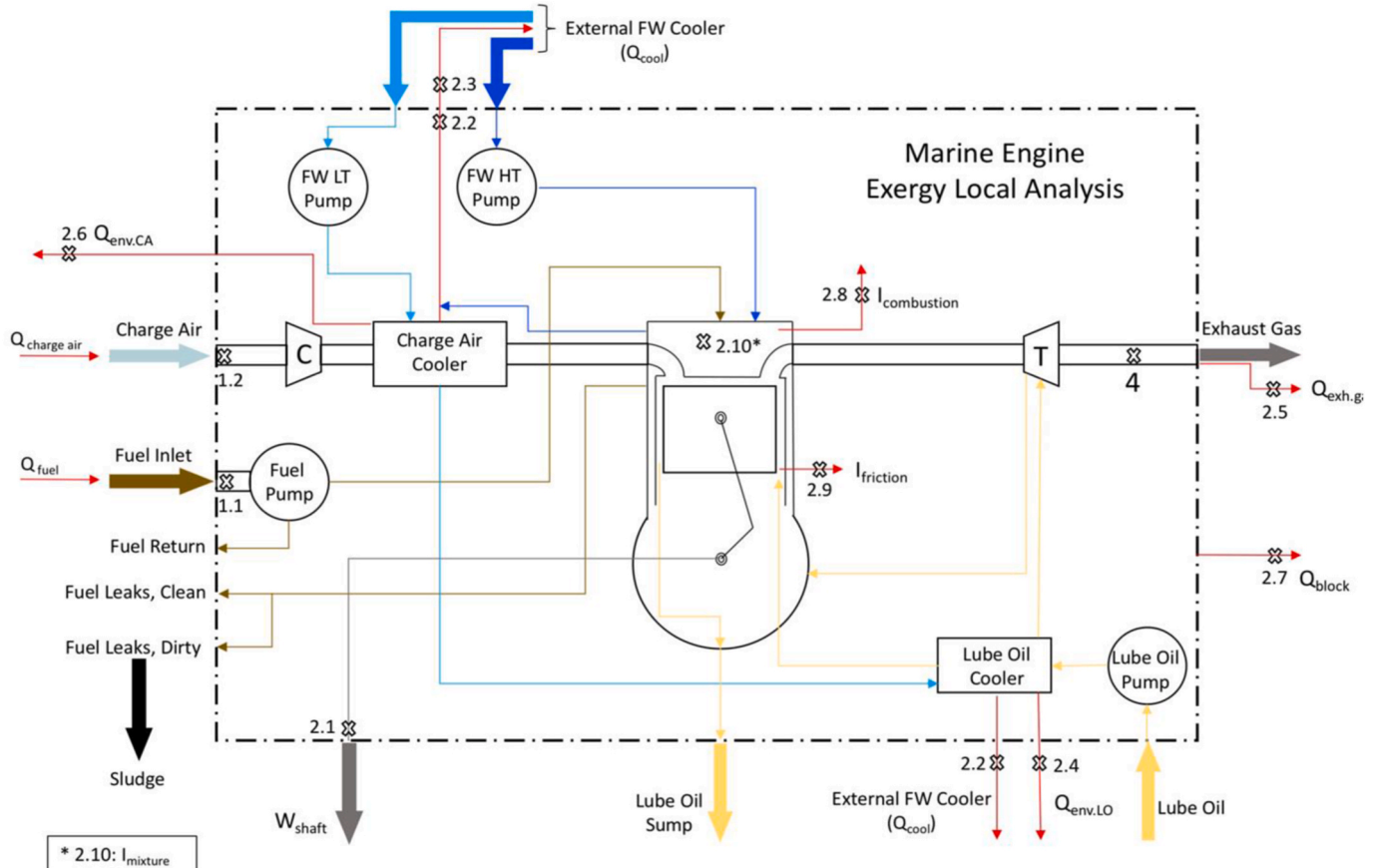


Fig. 4. Diesel engine schematics and the application of the Local Exergy Balance.

Being P_{max} the cylinder peak pressure and U_p^2 the mean piston speed. The terms c_1 , c_2 , c_3 and c_4 can be determined with experimental data. Lupul obtained the following values (Lupul, 2008):

$$c_1 = 0.20; c_2 = 0.004; c_3 = 0.007; c_4 = 0.0008 \quad (44)$$

Once FMEP is known, it is multiplied by the displaced volume:

$$I_{friction} = FMEP \cdot V_d \quad (45)$$

$I_{mixture}$ during the mixture process both diesel and air enter in contact. This leads to two subprocesses, the chemical as they are heterogeneous substances and the physical one due to the difference in temperature and pressure of the substances. Assuming the chemical subprocess is negligible due to most of the chemistry is done in combustion and using the Gouy-Stodola method for the mixing with heat transfer (Kotas, 1985):

$$I_{mixture} = T_0 \left(m_{charge,air} [s_{final} - s_{charge,air}] + m_{fuel} [s_{final} - s_{fuel}] - \frac{Q_{env}}{T_{env}} \right) \quad (46)$$

where T_{env} corresponds to the temperature of cylinder walls at the moment the mixture happens.

2.4. System performance

The following performance indicators are used to evaluate the efficiency of the engine:

- Exergy efficiency of the engine is shown as the ratio between the work extracted from the shaft as mechanical power and the total exergy provided by the fuel.

$$\varepsilon = \frac{W_{shaft}}{EX_{fuel}} \quad (47)$$

$$\lambda = \frac{I_{total}}{Q_{fuel}} \quad (48)$$

2.5. Economic analysis

The economic analysis in this research is carried out using the specific exergy costing method, known as SEPCO (Moran and Shapiro, 2005; Seshadri, 1996; Valero et al., 2006). Once the exergy flows from and to the engine have been evaluated, the cost balance equation is applied:

$$\sum_0 \dot{C}_o + C_{work} = C_{fuel} + \sum_i \dot{C}_i + \dot{Z} \quad (49)$$

which in the case of the marine engine can be expressed as:

$$C_{work} + C_{exhaust} + C_{heat} = C_{fuel} + \dot{Z} \quad (50)$$

where \dot{C} represents the cost flow rate in €/h and \dot{Z} is the sum of capital investment and maintenance cost incurred.

$$\dot{Z} = \frac{PEC \cdot CRF \cdot \Phi}{N} \quad (51)$$

PEC is the purchase equipment cost in euro (which for the case study engine was 800000 euro) and CRF stands for Capital Recovery Factor, calculated as:

$$CRF = \frac{j \cdot (1 + j)^n}{(1 + j)^n - 1} \quad (52)$$

being j the interest rate (12%) and n the service life of the components (estimated in 20 years). N is the annual running hours (5000 running hours per year on the case study vessel) and Φ is the maintenance factor, considered to be 1.06 (Khanmohammadi and Azimian, 2015; Sayyaadi

and Sabzaligol, 2009).

The cost flow \dot{C} is obtained:

$$\dot{C} = c \dot{E}x \quad (53)$$

$$c_w W_{shaft} + c_{exh,gas} H_{exh,gas} + c_{heat} EX_{heat} = c_{fuel} EX_{fuel} + \dot{Z} \quad (54)$$

where c is the cost per unit of exergy, in euro per kW h. $\dot{E}x$ represents the exergy transfer rate.

Since the energy of the fuel is used in order to obtain work on the shaft and both non recovered heat and exhaust enthalpy are byproducts, it is assumed the cost unit is the same for the three of them: $c_{fuel} = c_{exh} = c_{heat}$ (55) where the energy of a liter of the fuel, in kW, can be obtained from its LHV and density. At the time of the test, the price of the fuel used was 0.5 euro per liter. Then, the cost per unit of exergy of the work on the shaft can be obtained:

$$c_w = \frac{c_{fuel} EX_{fuel} + \dot{Z} - c_{heat} EX_{heat} - c_{exh,gas} H_{exh,gas}}{W_{shaft}} \quad (56)$$

Also, heat recovered from engine block and coolers is a non specifically desired byproduct so its cost unit is the same as the work on the shaft.

$$c_{w,whr} = c_w = c_{ambient} \quad (57)$$

If heat radiated by engine block along with lube oil and charge air coolers is recovered, then Equation (53) becomes:

$$c_w W_{shaft} + c_{ambient} C_{ambient} = c_{fuel} EX_{fuel} + \dot{Z} - c_{exh,gas} H_{exh,gas} - c_{heat} EX_{heat} \quad (58)$$

$$c_{w,whr} (W_{shaft} + C_{ambient}) = c_{fuel} (EX_{fuel} - H_{exh,gas} - EX_{heat}) + \dot{Z} \quad (59)$$

$$c_{w,whr} = \frac{c_{fuel} (EX_{fuel} - H_{exh,gas} - EX_{heat}) + \dot{Z}}{(W_{shaft} + C_{ambient})} \quad (60)$$

2.6. Environmental analysis

One of the major techniques to impede the unwanted environmental effects of energy conversion processes, is to focus on fuel consumption decrement. The fact that internal combustion engines use a thermochemical reaction to produce work involves a transformation of the source. From the combustion of the diesel fuel, CO₂ emissions are released into the environment. Carbon dioxide emissions from the combustion of the diesel fuel are in the range of 73.3–75 g CO₂ per MJ (Edwards et al., 2011; IPCC, 2006).

Also, manufacturer of the case study engine states NO_x emissions are 10 g/kW h in engine's Test Report. An increment on the power, either thermal or mechanical, extracted from the engine will be of advantage to the specific emissions.

Waste heat dissipated from the engine block and accessories is in the end combusted diesel non used for any purpose. By recovering the useable heat, specific emissions can be reduced as more power is extracted from the same quantity of fuel.

3. - Results and discussion

Prior to the findings, study is contextualized with fuel rack and consumption measurements taken onboard the case study vessel. Fuel rack position was chosen as it is the clearest indicator of the engine load from those monitored onboard. Fig. 5 shows the distribution of the different positions of the fuel rack of the engine during running times in 2020.

From Fig. 5, it can be appreciated the range of loads the engine operates most of the time is 75–80% Maximum Continuous Rating (MCR). Table 4 summarizes the operating hours percentage at the different fuel racks and the time at that fuel rack range in a year period

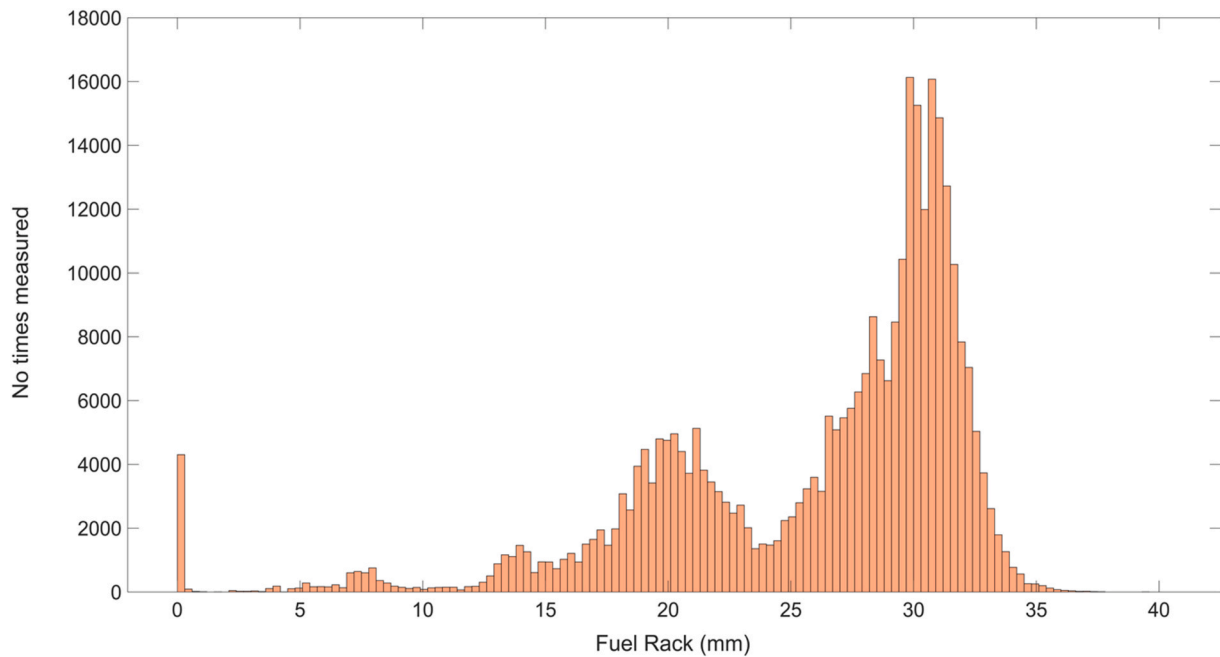


Fig. 5. Fuel rack distribution of the studied engine while running, from data collected in 2020.

Table 4

Results from the Energy analysis of the case vessel.

Fuel rack (mm)	Operating hours percentage	Operating hours
0–5	1.366	68.296
5–10	0.921	46.048
10–15	2.470	123.479
15–20	12.337	616.839
20–25	15.288	764.384
25–30	32.710	1635.486
30–35	34.909	1745.465

(5000 operating hours).

In Fig. 6, a relation of fuel rack position and specific consumption in grams per kilowatt-hour is presented.

3.1. Energy Analysis

Chemical energy from fuel injected into the engine contains energy is first subdivided in two terms: mechanical and thermal energies. The first one produces work on the shaft, commonly used for propulsion or electric generation purposes. Energy released as heat is dissipated, mainly into the cooling water circuit. Other sources of heat from combustion, compressed charge air or lube oil temperature increment are recovered in the cooling water as well. Contributions from other sources like fuel returning to the tank and dirty leaks are minor (1.5100–3.1565

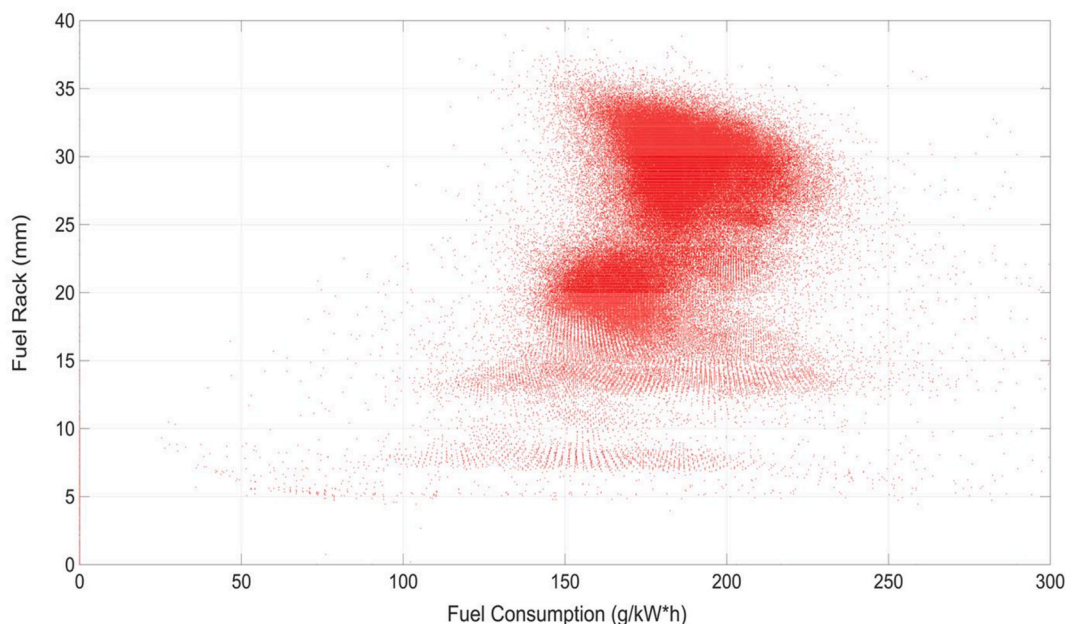


Fig. 6. Fuel rack and consumption distribution of the studied engine.

and 0.0047–0.0094 kW, respectively).

Heat radiated to the ambient comes from lube oil cooler casing, charge air cooler casing and engine block. The two first sources are cooled by the LT cooling water circuit but that does not remove the heat completely, a fraction is released into the ambient. Results show Lube Oil cooler dissipates 3.68–6.09% of the energy contained into the fuel. Charge Air cooler dissipates 6.16–6.35% of the energy contained into the fuel. The Engine Block takes a fraction of heat from several sources like combustion, friction, lube oil and fuel oil. Heat dissipated by the Block to the ambient is on the range of 4.99–5.95% of the energy supplied. If compared with the power extracted from the shaft the percentage of energy dissipated by the Engine Block is 12.30–15.28%. The sum of the three sources gives the total energy radiated to the ambient and represents 14.93–18.37% of the energy initially supplied by the diesel fuel. Despite being a small fraction, the scale factor plays an important role as in the test engine the radiated heat exceeds 290 kW in all the loads where the test was carried. Table 5 summarizes the results obtained of each parameter at the different output rates:

Fig. 7 shows the results of the energy balance analysis at different loads.

The largest energy loss occurs through the exhaust gases, which represent 32.25–34.86% of the total power, followed by the cooling water with 9.27–12.59%. The rest of the waste heat is dissipated through the lubrication oil and radiated heat.

Fig. 8 shows the amount of heat released to the ambient in comparison with the work generated on the shaft, at the loads measured. As it can be seen the main purpose of the system, the conversion of chemical into mechanical energy, is larger than the heat radiated to the ambient. Although the percentage of recoverable energy is low, large marine engines play with the scale factor as work on the shaft can vary from a thousand to tens of thousand kilowatts.

3.2. Exergy analysis

Exergy analysis has been performed at the same distribution of loads. Exergy is supplied to the engine from the diesel fuel in its majority, with a minor contribution of the charge air heat. Table 6 summarizes the results obtained of each parameter at the different output rates. It can be observed that a large part of the irreversibilities present are located in some specific parts of the system, like the case of the combustion, which represents 25.44–26.71% of the total exergy supplied. Exergy from the heat dissipated into the ambient accounts for 2.97–3.31% in total.

From the point of view of the exergy losses, exhaust gas represent the biggest source of exergy lost. A 38.36–42.89% of recoverable energy goes as exhaust gas waste heat. Part of this heat is already used but there is a fraction that cannot be recovered due to the cold corrosion issue as

Table 5
Results from the Energy analysis of the case vessel.

Load (% MCR)	75	80	100
External Energy Balance (kJ)			
Fuel energy	5672.4126	6163.3000	7402.1750
Cooling	714.5437	571.6350	714.5437
Lube Oil	542.2766	709.1309	709.1309
Lube Oil cooler to ambient	208.8229	375.6772	280.4047
Exhaust Gas	1838.5817	1988.2508	2580.8821
Charge Air	681.1241	709.5042	821.2134
Charge Air cooler to ambient	361.3641	389.7442	455.7734
Fuel return to tank	3.1565	1.5589	1.5100
Fuel dirty leaks	0.0094	0.0047	0.0047
Unburnt matter	65.1416	69.6294	84.8609
Engine Block	295.9343	366.7998	369.0563
Internal Energy Balance (kJ)			
Friction	130.2485	123.4863	119.1763
Engine Driven Pumps	80.8125	74.7067	79.0167
Combustion chamber	1918.9724	1999.8842	2325.6322

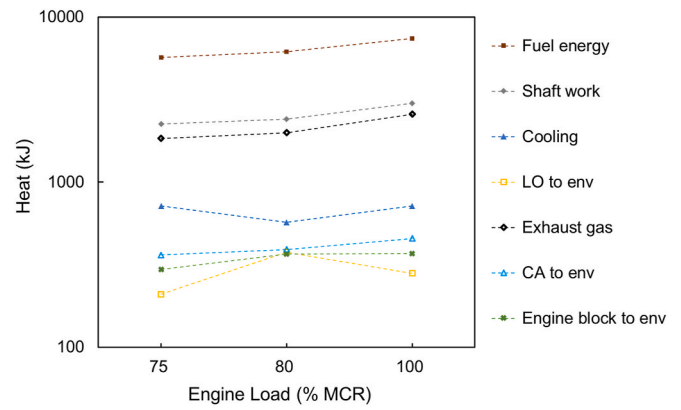


Fig. 7. Relationship between Energy distribution and load.

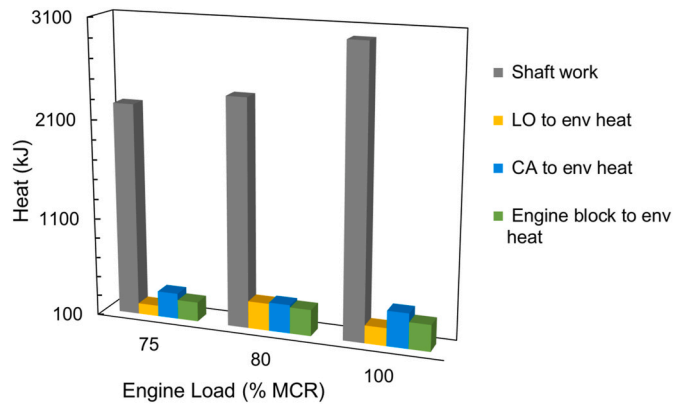


Fig. 8. Relationship between Work on the Shaft and Waste Heat released to the ambient.

Table 6
Results from the Exergy analysis of the case vessel.

Load (% MCR)	75	80	100
Global Exergy Balance (kJ)			
Fuel	6068.9142	6594.1147	7919.5871
Charge Air	243.5993	253.7492	293.7012
Losses	4062.5134	4447.8639	5213.2883
Local Exergy Balance (kJ)			
Cooling	67.9027	56.3185	67.4755
Lube Oil cooler to ambient	27.3846	47.3520	36.0596
Exhaust Gas	1099.7058	1170.6635	1259.0679
Charge Air cooler to ambient	129.2393	139.3893	163.0042
Engine Block	27.2186	31.4275	36.7775
Combustion	1608.1935	1761.3781	2015.3513
Friction	0.0020	0.0021	0.0025
Mixture	38.3342	44.8340	53.7633

sulphur is still present in marine diesel fuels. The sum of exergies from engine block, lube oil and charge air coolers represent a 2.98–3.31% of the total exergy supplied by the fuel and a 3.90–4.21% of the recoverable energy. Results of the exergy balance are presented in Fig. 9.

Dissipated exergy is candidate to be reused in order to maximize the efficiency of the system. Fig. 10 shows the amount of exergy from waste heat released into the ambient in comparison with the work generated on the shaft, at the loads measured. It can be seen that the larger term corresponds to the exhaust gas waste heat, followed by the cooling water LT and HT circuits. Exergy from the heat radiated into the environment from the engine block represents a minor term but is still recoverable and so is the heat radiated by both lube oil and charge air coolers.

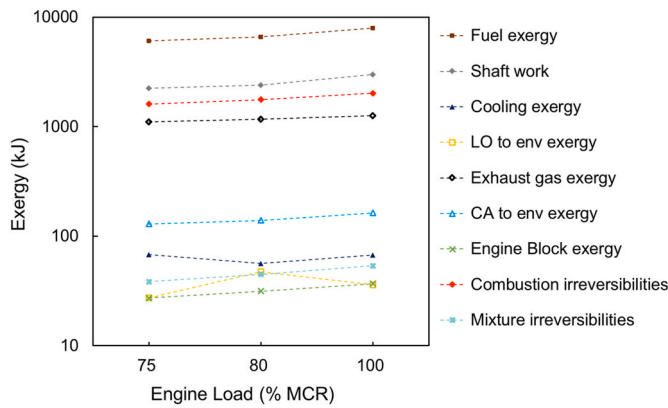


Fig. 9. Relationship between Exergy distribution and load.

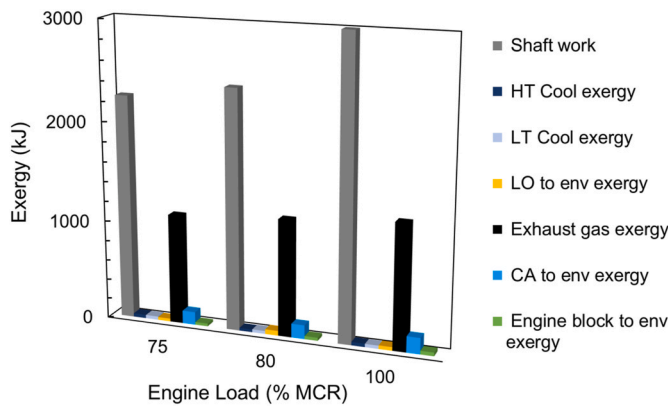


Fig. 10. Relationship between Work on the shaft and waste Exergy.

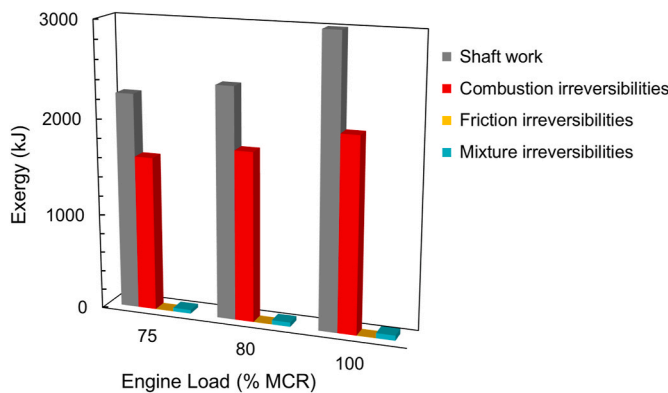


Fig. 11. Relationship between Work on the shaft and engine Irreversibilities.

On the contrary, Fig. 11 shows engine irreversibilities in comparison with the work generated on the shaft, at the loads measured. It can be observed that the largest irreversibility is due to the combustion process, contributing in a minor form friction and mixture processes.

If relationships between the work on the shaft, exergy and irreversibilities are considered, it can be appreciated, as shown in Fig. 12, that each one of the terms takes almost a third of the energy supplied by the fuel.

3.3. System performance

An engine system will be more efficient with high exergy efficiency and lower irreversibilities efficiency. Table 7 presents the values

obtained at the different measured loads.

Results from the sum of the power extracted from the shaft and irreversibilities efficiencies range from 68.24 to 68.69% being the remainder the exergy present in the waste heat.

First, the relationship between work and fuel exergy is desired to be as high as possible since the higher the mechanical work extracted from the same amount of fuel the higher efficiency what will affect operation cost and CO₂ emissions. On the other hand, the irreversibilities and heat from the fuel ratio is wanted to be as low as possible as that is a fraction of energy that cannot be reused.

3.4. Economic analysis

The use of waste energy produces an increment of the total energy available for a specific amount of fuel. Therefore, the cost of using the machine drops accordingly to the recovery. Table 8 summarizes a comparison of the results when using engine block waste heat and the classical application. Case study vessel operates 5000 h per year, an average of 13.69 h per day at 80% MCR. In those conditions a cut in 8.33% of the daily cost is produced while recovering the radiated waste heat.

3.5. Environmental analysis

Along with a cost reduction, the use of the waste heat dissipated into the environment brings a reduction in specific emissions as more power is extracted from the same amount of fuel. Table 9 accounts for the CO₂ and NO_x specific emissions saved while recovering the exergy related to waste heat dissipated into the ambient at the different loads studied in section 2.3. From the results a CO₂ reduction of 2.97–3.31% and a NO_x specific emissions reduction of 7.28–8.33% are appreciated. For the operational profile of the case study vessel this reductions means 5306 kg of CO₂ and 11041 kg of NO_x per year can be cut down.

Operating costs and CO₂ emissions are directly linked to the system performance as the price of operating the machine descends if from the same amount of fuel more available energy is extracted, whether in the form of mechanical work or heat. As the fraction of energy increases for the same amount of fuel, total CO₂ emissions do not vary as the same quantity of carbon is being burnt. But in specific terms CO₂ emissions are lower per each mass unit of fuel used. Same happens with NO_x emissions as more power is used from the same amount of fuel.

4. - Conclusions

In this paper, a comprehensive methodology to analyze the energy, exergy, economic and environmental (4E) balance has been proposed for large marine diesel engines. By taking into account engine particularities, the results presented are a significant contribution to scientific literature in terms of the detail and extent of the available data. Below, major findings of this research are presented.

- (1) As discussed, both energy and exergy analyses are examined from two points of view:
 - External – Global: the engine is treated as a blackbox where it exchanges energy with the environment.
 - Internal – Local: where only internal flows of energy are considered. Some of the terms can be measured or obtained through analysis but others are calculated or estimated.
- (2) Along with the description of the methodologies, a determination of each term in the energy and exergy balances have been presented. While mechanical work on the shaft accounts for over 40% of the total energy, only a 25% of the total energy is available for recovery, exergy. Major source of irreversibility is found to be combustion, taking 26% of the total energy supplied. Inside the engine, an exothermic combustion produced in the combustion chamber releases heat to the cylinder walls which, at the

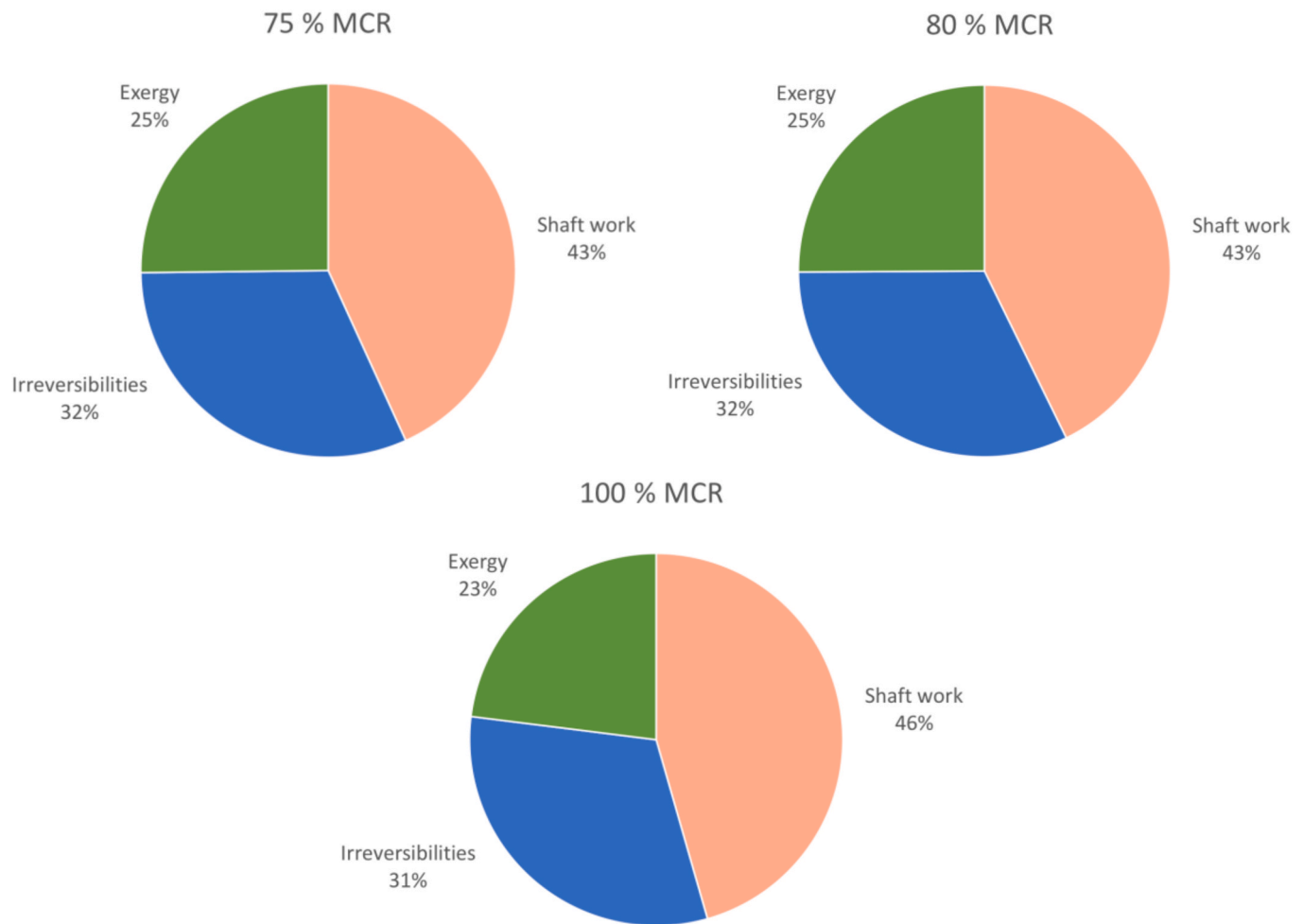


Fig. 12. Distribution of the energy supplied by the fuel at the loads measured.

Table 7
Results from the Energy analysis of the case vessel.

Load (% MCR)	75	80	100
System Performance			
Exergy Efficiency	0.3707	0.3640	0.3788
Irreversibilities Efficiency	0.2902	0.2931	0.2795

Table 8
Results from the Exergoeconomic analysis of the case vessel.

Load (% MCR)	75	80	100
Cost without WHR (Cw) (€/kW h)	0.0804	0.0812	0.0804
Cost with WHR (Cw.whr) (€/kW h)	0.0743	0.0745	0.0746
Savings (%)	7.5536	8.3329	7.2884

Table 9
Results from the Environmental analysis of the case vessel.

Load (% MCR)	75	80	100
CO ₂ reduction (g/s)	13.7882	16.3627	17.6881
CO ₂ reduction (%)	3.0292	3.3085	2.9779
NO _x specific emissions, only shaft work (g/kW h)	9.9000	10	10.1000
Total NO _x emissions, only shaft work (g/h)	22275	24000	30300
NO _x specific emissions, shaft work + WHR (g/kW h)	9.1522	9.1667	9.3639
NO _x reduction (%)	7.5536	8.3329	7.2884

same time, transfer the heat to the HT Cooling circuit. Any heat transfer between different elements produces entropy, which always destroys exergy.

- (3) An exergoeconomic study has been done in order to asses savings that can be achieved if recovering available waste heat from engine block and coolers surface. Exergy is taken for the analysis in preference of energy as it does represent the real amount of energy available to be recovered. As expected, the recovery of waste heat results in a reduction of the cost flow (euro/kW h).
- (4) An environmental assessment has been carried out in order to overview the reduction in carbon dioxide (CO₂) and nitrogen oxides (NO_x) emissions produced while the dissipated heat from engine block, LO and CA coolers is recovered. The more waste heat is recovered and used onboard, the less amount of fuel will be needed to produce the same amount of energy so the proposed method can help greatly to lessen air pollution.

Shipping industry is not seen as the cleaner mean of transportation due to press images of black smoke coming out of ship's funnels. As a matter of fact, commercial shipping is not very public due to port restrictions related to the ISPS Code but cruise and ferry industries are exceptionally exposed to the general opinion. For these last two sectors, air pollution trimming becomes relevant.

- (5) From displayed results, it can be appreciated the system shows potential for optimization. Classical solutions like the use of ORC and recovery of exhaust and cooling water waste heat can be

combined with newer technologies like thermoelectric conversion.

Phenomenology of energy distribution inside a combustion engine is so complex that not all the parameters can be measured on a commercial, already working, engine. Due to that fact, measured and calculated terms have been combined in order to solve the proposed method.

The information presented in this study can provide a beneficial tool to examine those already installed marine engines in order to find the real energy balance. And thus, compare with initial test records and analyze the degradation of the system. Results about the recovery of the engine block waste heat provide a theoretical foundation for a better understanding of the machine, useful for maintenance operators and designers. Future studies based on this work will focus on implementing technologies able to recover the waste heat.

4.1. Limitations and future work

The estimation of waste heat available on the engine studied represents one of the major contributions of this work to the scientific literature. Nevertheless, it needs to be noted that estimation was based on some assumptions that could only be partly verified against the engine installed on the case study vessel, especially for some of the internal energy parameters which their measurement need of an on purpose system and/or virtual models.

Ideally, the study should continue by creating a virtual model with particular calibration for the studied engine where internal parameters could be refined from current values. Secondly, the develop of a feasible system for the recovery of the heat radiated by the engine should be studied and tested.

Funding

This research did not receive any specific grant from funding agencies in the public, commercial, or not-for-profit sectors.

CRedit authorship contribution statement

L.A. Díaz-Secades: Conceptualization, Methodology, Writing – original draft. **R. González:** Writing – review & editing, Supervision, Project administration. **N. Rivera:** Investigation, Writing – review & editing, Supervision.

Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

References

- Abdu, S., Zhou, S., Orji, M., 2016. Selection of a waste heat recovery system for a marine diesel engine based on exergy analysis. *Int. J. Eng. Res. Afr.* 25, 36–51. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/JERA.25.36>.
- Alkidas, A.C., 1988. The application of availability and energy balances to a diesel engine. *J. Eng. Gas Turbines Power* 110, 462–469. <https://doi.org/10.1115/1.3240143>.
- Annam, W.J.D., 1963. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 177, 973–996. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC.1963.177.069.02.
- Ariani, B., Ariana, I.M., Fathallah, M.A., 2019. Effect of natural gas injection timing on combustion performance & methane slip emission of diesel – NG dual fuel engine: an experimental study. In: *AIP Conference Proceedings*, 020003. <https://doi.org/10.1063/1.5138258>.
- Baldi, F., Gabrielli, C., 2015. A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. *Energy* 80, 654–665. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.020>.
- Baldi, F., Johnson, H., Gabrielli, C., Andersson, K., 2014. Energy and exergy analysis of ship energy systems - the case study of a chemical tanker. In: *Proc. 27th Int. Conf.*

- Effic. Cost, Optim. Simul. Environ. Impact Energy Syst.*, vol. 18. ECOS, pp. 82–93. <https://doi.org/10.5541/ijot.70299>, 2014.
- Baldi, F., Ahlgren, F., Nguyen, T.-V., Thern, M., Andersson, K., 2018. Energy and exergy analysis of a cruise ship. *Energies* 11, 2508. <https://doi.org/10.3390/en11102508>.
- Benajes, J., Martin, J., Garcia, A., Villalta, D., Warey, A., Domenech, V., Vassallo, A., 2015. An investigation of radiation heat transfer in a light-duty diesel engine. *SAE Int. J. Engines* 8, 2024–2443. <https://doi.org/10.4271/2015-24-2443>, 2015.
- Boningari, T., Smirniotis, P.G., 2016. Impact of nitrogen oxides on the environment and human health: Mn-based materials for the NOx abatement. *Curr. Opin. Chem. Eng.* ISSN: 22113398 <https://doi.org/10.1016/j.coche.2016.09.004>.
- Butrymowicz, D., Gagan, J., Łukaszuk, M., Śmierciew, K., Pawluczuk, A., Zieliński, T., Kędzierski, M., 2021. Experimental validation of new approach for waste heat recovery from combustion engine for cooling and heating demands from combustion engine for maritime applications. *J. Clean. Prod.* 290, 125206 <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.125206>.
- Carreño Arango, R., 2016. A Comprehensive Methodology to Analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines. Universitat Politècnica de València, Valencia (Spain). <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/73069>.
- Cavalcanti, E.J.C., 2021. Energy, exergy and exergoenvironmental analyses on gas-diesel fuel marine engine used for trigeneration system. *Appl. Therm. Eng.* 184, 116211 <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116211>.
- Cementos Tudela Veguin, 2011. Botadura del nuevo buque Cristina Masaveu en Santander [WWW Document]. Masaveu Ind. URL. <http://www.cementostudelaveguint.com/noticia.php?id=2>, 9.28.21.
- Chu Van, T., Nguyen Lan, H., Luong Cong, N., Garaniya, V., Jahangiri, S., Abbasi, R., Situ, R., Ferraris, M.D., Kimball, R., Ristovski, Z., Rainey, T., Mohammad Pourkhesalian, A., Brown, R.J., Chan, L., Phong, H., 2017. Numerical Simulation of Performance and Exhaust Emissions of a Marine Main Engine Using Heavy Fuel Oil during the Whole Voyage.
- Dere, C., Deniz, C., 2020. Effect analysis on energy efficiency enhancement of controlled cylinder liner temperatures in marine diesel engines with model based approach. *Energy Convers. Manag.* 220, 113015 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113015>.
- Dimopoulos, G.G., Georgopoulou, C.A., Kakalis, N.M.P., 2012. The introduction of exergy analysis to the thermo-economic modelling and optimisation of a marine combined cycle system. In: *Proc. 25th Int. Conf. Effic. Cost, Optim. Simul. Energy Convers. Syst. Process.*, vol. 3. ECOS, pp. 222–236, 2012.
- Ding, Y., Stapersma, D., Grimmelius, H.T., 2011. Simulation techniques for heat release calculation of diesel engines. In: *2011 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference. IEE*, pp. 1–4. <https://doi.org/10.1109/APPEEC.2011.5748820>.
- Dolz Ruiz, V., 2011. Transmisión de calor en motores alternativos : aplicación al aprovechamiento energético de los gases de escape. Sevilla.
- Durmusoglu, Y., Satir, T., Deniz, C., Kilic, A., 2009. A novel energy saving and power production system performance analysis in marine power plant using waste heat. In: *2009 International Conference on Machine Learning and Applications. IEEE*, pp. 751–754. <https://doi.org/10.1109/ICMLA.2009.34>.
- Edwards, R., Mahieu, V., Griesemann, J.C., Larivé, J.F., Rickeard, D.J., 2011. Well-to-wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the european context. In: *SAE Technical Papers. European Commission Joint Research Centre Institute for Energy and Transport Contact*. <https://data.europa.eu/doi/10.2788/78759>.
- Feng, Y., Du, Z., Shreka, M., Zhu, Y., Zhou, S., Zhang, W., 2020. Thermodynamic analysis and performance optimization of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle combined with the Kalina cycle for waste heat recovery from a marine low-speed diesel engine. *Energy Convers. Manag.* 206, 112483 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112483>.
- Hanlon, H.M., Bernie, D., Carigi, G., Lowe, J.A., 2021. Future changes to high impact weather in the UK. *Clim. Change* 166, 1–23. <https://doi.org/10.1007/s10584-021-03100-5>.
- Heywood, J., 1988. Internal combustion engine fundamentals. *Choice Rev. Online* 26. <https://doi.org/10.5860/CHOICE.26-0943>, 26-0943-26-0943.
- Huber, K., Woschni, G., Zeilinger, K., 1990. Investigations on heat transfer in internal combustion engines under low load and motoring conditions. In: *Proceedings - Society of Automotive Engineers*, pp. 151–159.
- Industries, Marlow, 2015. Technical Data Sheet for TG12-8 Single-Stage Thermoelectric Generator 1–2.
- Ing, Dr. Breukelaar, Johan, 2019. The European green deal. *Eur. Community* 53, 24.
- International Maritime Organization Imo, 2009. SOLAS, Consolidated Edition 2009. International Convention for the Safety of Life at Sea.
- International Maritime Organization Imo, 2019. Interpretation of initial IMO strategy on reduction of GHG emissions from ships. *Int. Marit. Organ.* 60, 195–201.
- International Maritime Organization Imo, 2021. Fourth IMO greenhouse gas study. *Int. Marit. Organ.* 951–952.
- International Maritime Organization Imo, Comission, E., States, U., 2021a. Proposal to Include Information on Ship's EEXI and CII Performance in the IMO Data Collection System (DCS) and to Launch a Work Stream for Further Amending the IMO DCS. IMO MEPC 77th session.
- International Maritime Organization Imo, WWF, Environment, P., CSC, 2021b. Reduction of GHG Emissions from Ships. MEPC 77th session.
- IPCC, 2006. Chapter 2.3: mobile combustion. 2006 IPCC guidel. *Natl. Greenh. Gas Invent.* 1–78.
- ISO, 2016. ISO 15550:2016 - Internal Combustion Engines — Determination and Method for the Measurement of Engine Power.
- Khanmohammadi, S., Azimian, A.R., 2015. Exergoeconomic evaluation of a two-pressure level fired combined-cycle power plant. *J. Energy Eng.* 141, 04014014 [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000152](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000152).

- Yao, Z.-M., Qian, Z.-Q., Li, R., Hu, E., 2019. Energy efficiency analysis of marine high-powered medium-speed diesel engine base on energy balance and exergy. *Energy* 176, 991–1006. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.04.027>.
- Zhemin, J., Yuxin, Y., 2020. Analysis of Waste Heat Utilization of Ship Main Engine, vol. 165. *E3S Web Conf*, 06027. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016506027>.
- Zhou, S., Gao, R., Feng, Y., Zhu, Y., 2017. Evaluation of Miller cycle and fuel injection direction strategies for low NOx emission in marine two-stroke engine. *Int. J. Hydrogen Energy* 42, 20351–20360. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.06.020>.

