

UTILIZACIÓN EFECTIVA DE LA ENERGÍA RESIDUAL EN PLANTAS DE PROPULSIÓN MARINA

Ramón Ferreiro-García
Rodrigo Pernas-Martínez
Jose Luis Calvo-Rolle

Universidad de A Coruña. Dpto. Ingeniería Industrial. ETSNM, Paseo de Ronda, 51–15011 A Coruña.
Tfno: +34 981 167000. ferreiro@udc.es;

Recibido: 9/4/2012 -- Aceptado: 10/5/2012 - DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/ES1009>

EFFECTIVE USE OF RESIDUAL ENERGY IN MARINE PROPULSION PLANTS

ABSTRACT:

The aim of the work deals with the study of the technical viability of combined cycle based propulsion systems for the thermal efficiency enhancement of marine propulsion plants applied on liquefied natural gas (LNG) carriers.

The study is centred on the analysis of the applied techniques to the efficient use of the residual heat rejected by Diesel engines. The energy rejected by the Diesel engines is converted into useful work by means of a Rankine cycle cascaded with the Diesel cycle.

The thermodynamic study carried out on several possible technical options allows us to determine the most efficient propulsion configuration. As consequence of this study, it is concluded that the Diesel-Rankine combined cycle using water as working fluid is the most efficient option.

Keywords: Combined cycle, Energy efficiency, Marine Diesel Engines, Marine Propulsion

RESUMEN:

Se tiene como objetivo el estudio de la viabilidad técnica de un ciclo combinado Diesel-Rankine en base a la mejora de la eficiencia térmica de plantas de propulsión marina aplicadas a la propulsión de buques dedicados al transporte de Gas Natural Licuado (LNG).

El estudio se centra en el análisis de las técnicas de aprovechamiento de la energía residual procedente de los motores Diesel. La energía residual de los motores Diesel es aprovechada y convertida en trabajo útil mediante un ciclo Rankine en cascada con el ciclo Diesel.

La realización de un estudio termodinámico comparativo entre varias opciones posibles, permite determinar la configuración propulsora de mayor eficiencia. Como consecuencia del estudio se deduce que un ciclo combinado Diesel-Rankine con agua como fluido de trabajo es la opción más rentable para este tipo de buques.

Palabras Clave: Ciclo combinado, Eficiencia energética, Motores Diesel marinos, Propulsión marina.

1.- INTRODUCCION

Los motores de combustión interna para propulsión marina tienen mas de un siglo de evolución [1] (Los motores., 1926), durante el cual se han alcanzado un alto grado de aprovechamiento energético [2] (Renedo Estebanez C, et.al., 2011) en donde se analizan dos alternativas de aprovechamiento energético del calor residual de los gases de escape de motores de combustión mediante cogeneración, utilizando dos alternativas: (a) el empleo de módulos prefabricados, y (b) la instalación clásica de cogeneración con caldera de recuperación y turbina de vapor.

Un elemento central del concepto de propulsión eficiente es el accionamiento mediante ciclo combinado constituido por una combinación de los sistemas Diesel (diesel-generadores) y Rankine (turbo-generadores). En tal sentido, en [3] (F. Haglind., et. Al., 2011) se propone una alternativa al Diesel generador que consiste en un ciclo combinado dotado de turbina de gas de geometría variable en lugar del Diesel generador para mejorar la eficiencia térmica. En [4] (María Jonson, Jinyue Yan, 2001), se

proponen ciclos de amoníaco-agua para aprovechar el calor residual del escape de los DG así como para turbinas de gas, en donde evalúan los resultados de ambos sistemas.

Existen otros medios de aprovechamiento del calor de los gases de escape. Así en [5] (V.Pandiyarajan et. Al. 2011) se analiza un método de acumulación de energía térmica residual procedente de los gases de escape mediante confinamiento en un tanque el calor sensible y latente del fluido térmico acumulador de energía muy prometedor, pero sin aplicación a la propulsión de momento.

En [6] (R. G. Papaginnakis y D.T. Houtalas, 2003) Se ha realizado un estudio sobre la viabilidad de los motores diesel duales (combustible líquido gas) alternativamente con resultados prometedores.

En la última década los sistemas de propulsión para buques de LNG se han decantado por dos alternativas:

- Propulsión mediante motores Diesel muy lentos a fuel oil y relicuación del gas procedente de la carga de LNG transportada (BOG) para ser recuperado en estado líquido.
- Propulsión eléctrica mediante motores Diesel-generadores (DG) de combustión dual semi-rápidos de cuatro tiempos y lentos de dos tiempos.

El estudio llevado a cabo se centra en investigar las diversas opciones de mejora susceptibles de realización en plantas propulsoras de buques destinados al transporte de LNG. En tal sentido en [7] (Hee Bum Lee et. Al., 2011) se establecen un método para determinar la predicción de la temperatura de los aislantes de la carga y con ello predecir la generación de BOG para alimentar los DG. La opción basada en la relicuación de la carga que conlleva la utilización de fuel oil pesado es descartada por el alto coste que alcanzará a finales de esta década.

figura 1 muestra el una configuración del sistema propulsivo basado en propulsión eléctrica mediante motores Diesel-generadores (DG) de combustión dual semi-rápidos de cuatro tiempos o lentos de dos tiempos.

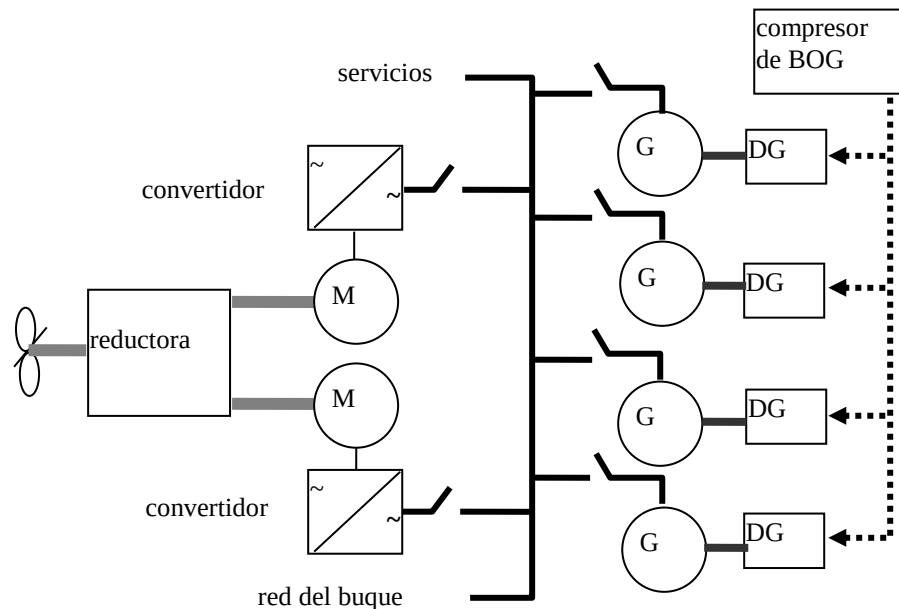


Fig. 1. Planta propulsora DE convencional

El esquema propulsivo descrito proporciona alta flexibilidad entre los posibles modos de operación. El hecho de que el HFO tiene que satisfacer las exigencias restrictivas sobre contenido de azufre (regulación 14 IMO sobre SOx) entre otras características, reduce el atractivo como combustible fósil para plantas de propulsión marina frente al BOG.

La utilización del BOG tiene claras ventajas adicionales entre las que cabe destacar:

- la alta eficiencia de los DGs a altas carga,
- el hecho de mantener cargas constantes evita sobrecargas térmicas lo que implica menor deterioro mecánico,
- no hay necesidad de utilizar diesel-generadores auxiliares,
- carece del sistema de embrague en la reductora lo que simplifica la instalación y las consiguientes tareas de mantenimiento.

Las ventajas citadas sitúan la propulsión DE con DGs de combustión dual utilizando el BOG de la carga en uno de los primeros puestos optativos para seleccionar un sistema de propulsión marina para buques de LNG. Si a estas ventajas se añaden las consecuencias de aprovechar el calor residual de los DGs para producir vapor y utilizarlo en los turbo-generadores, combinando los ciclos Diesel – Rankine, se estima un significativo incremento de la eficiencia térmica que deja a esta configuración de planta propulsora en un lugar preferente. Desde el punto de vista medioambiental, la utilización del BOG es la opción más aceptable y la única que satisface los requerimientos de la OMI para finales de esta década.

La figura 2 muestra la configuración básica del sistema propulsivo basado el ciclo combinado Diesel-Rankine (DR).

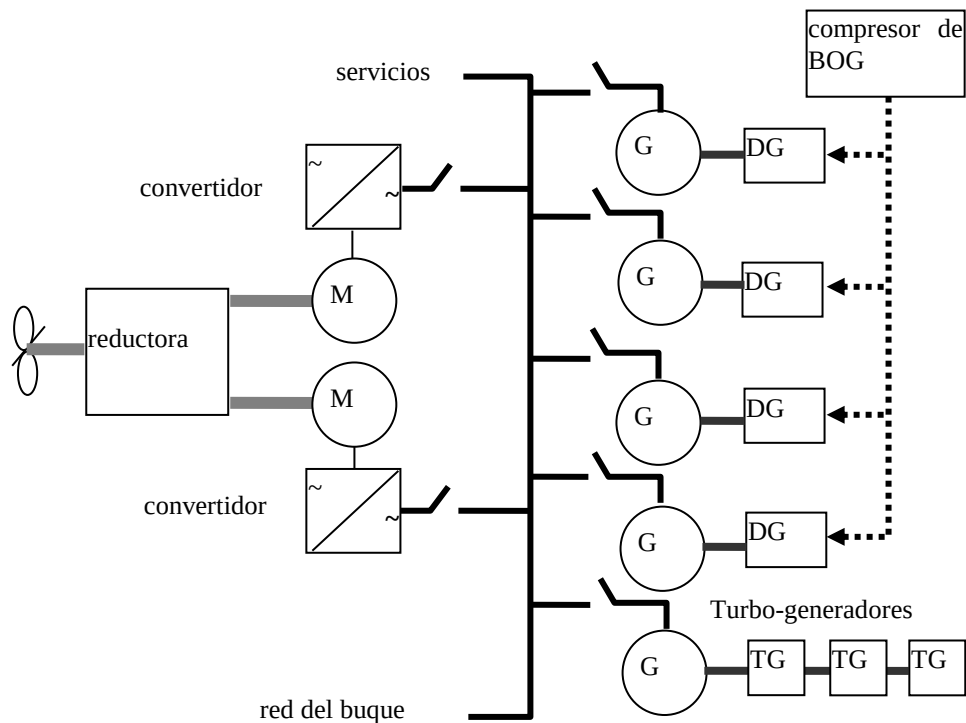


Fig. 2. Planta propulsora DE basada en el ciclo combinado DR.

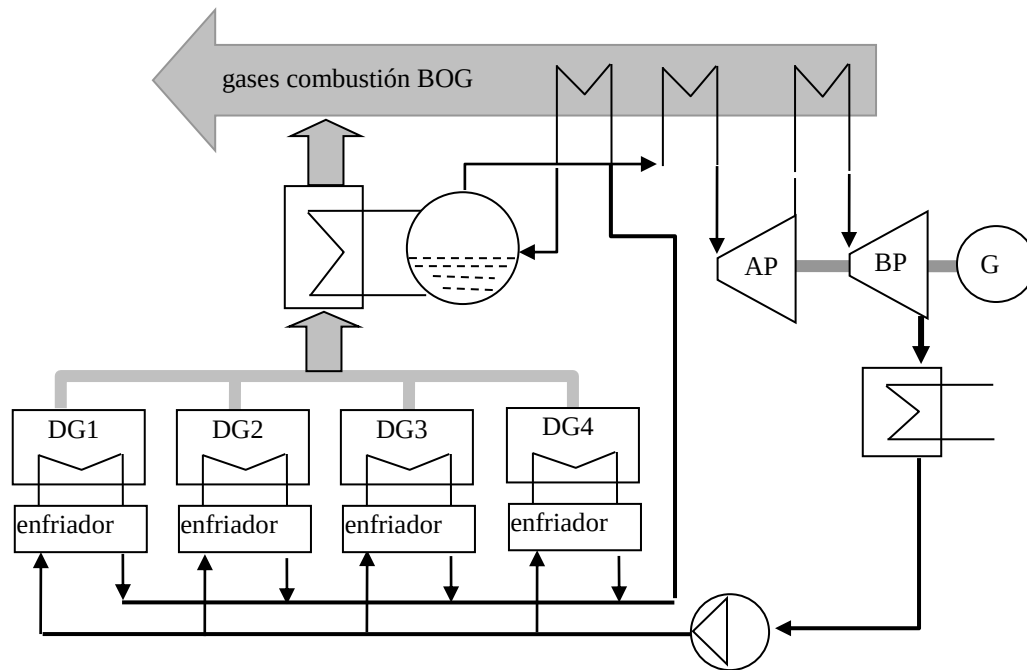


Fig. 3. Configuración básica del ciclo combinado DR complementado con energía de la combustión del BOG.

Ambos tipos de motores Diesel son combinados con un ciclo Rankine en cascada que es capaz de aprovechar parte del calor residual de los DGs para producir vapor que accionará los turbo-generadores.

La estructura del generador de vapor diseñada para aprovechar el calor residual de los DGs se muestra en la figura 3. Se trata de propulsión DE constituida por dos tipos fundamentales de motores Diesel:

- Diesel-generadores (DG) semi-rápidos de cuatro tiempos y combustión dual.
- Diesel lentos de dos tiempos.

En la sección 2 se realiza la modelización del ciclo combinado DR en sus posibles configuraciones, en la sección 3 se realiza el estudio de casos para determinar la configuración más eficiente y en la sección 4 se discuten los resultados del estudio, extrayendo las conclusiones en la sección 5.

2. MODELIZACIÓN DEL CICLO COMBINADO RD

Asumimos como ciclo combinado la asociación de dos ciclos termodinámicos en cascada para la obtención de trabajo útil. Todo ciclo termodinámico rechaza una cierta cantidad de energía o calor residual. El calor residual de un ciclo primario o alta temperatura puede ser utilizado como foco caliente para la obtención de trabajo mediante otro ciclo termodinámico secundario o de baja temperatura. En este estudio se utilizan los ciclos Diesel, típico de los motores alternativos de combustión interna (MACI), y Rankine, que aprovecha el calor residual de los MACI's.

2.1.- MODELIZACIÓN DEL CICLO DIESEL

La energía que aporta la combustión en un MACI se distribuye en energía mecánica aprovechada y calor disipado. Una parte del calor disipado es recuperado y utilizado para producir trabajo en el ciclo Rankine. Las fuentes de calor residual disponibles en un MACI son:

- El calor de los gases de escape debido a su elevada temperatura.
- El calor del aire de admisión después de su paso por el compresor.
- El calor del agua de refrigeración de camisas.

- El calor del aceite lubricante del propio motor.

Para llevar a cabo el estudio comparativo se utilizan dos tipos de motores distintos:

- motor marino lento de gran potencia para la accionamiento directo de la hélice.
- motor marino semi-rápido diesel-generator.

Ambos tipos de motor disponen de las mismas fuentes de calor residual. Se realiza el balance de masas y energía del agua de refrigeración de camisas, seguidamente el del aire de admisión y por último el de los gases de escape. Se desprecia el calor del lubricante debido a que es una fuente de muy baja calidad.

2.2.- MODELIZACIÓN DEL CICLO RANKINE

El ciclo Rankine es responsable de aprovechar los calores residuales de los MACI's para extraer trabajo útil adicional que de no ser así sería cedido al ambiente. En este ciclo se basa el estudio para obtener una mayor eficiencia térmica del ciclo combinado.

Según se muestra en la figura 4, en el ciclo Rankine ideal se desestiman las irreversibilidades internas y en consecuencia está constituido por los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión isoentrópica en una bomba.
- 2-3 Aporte de calor.
- 3-4 Expansión isentrópica.
- 4-1 Cesión de calor.

Mediante el balance energético del ciclo se obtienen las ecuaciones que permiten determinar la eficiencia térmica según

$$\text{Bomba:} \quad \dot{W}_b = \dot{m}_{\text{ciclo}} (h_2 - h_1) \quad (1)$$

$$\text{Caldera:} \quad \dot{Q}_e = \dot{m}_{\text{ciclo}} (h_3 - h_2) \quad (2)$$

$$\text{Turbina:} \quad \dot{W}_t = \dot{m}_{\text{ciclo}} (h_3 - h_4) \quad (3)$$

$$\text{Condensador:} \quad \dot{Q}_s = \dot{m}_{\text{ciclo}} (h_4 - h_1) \quad (4)$$

La eficiencia térmica del ciclo viene determinada por la expresión

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_e} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_e} \quad (5)$$

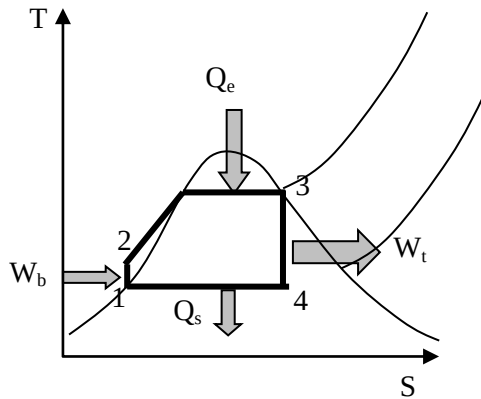


Fig. 4. Ciclo Rankine subcrítico sin sobrecalentamiento

Con objeto de incrementar la eficiencia térmica del ciclo Rankine existe la posibilidad de aplicar un conjunto de modificaciones tal como se muestra en la figura 5, que consisten en:

- Reducción de la presión del condensador.
- Incremento de la presión de la caldera.
- Sobrecalentamiento del vapor.
- Ciclo Rankine con recalentamiento.

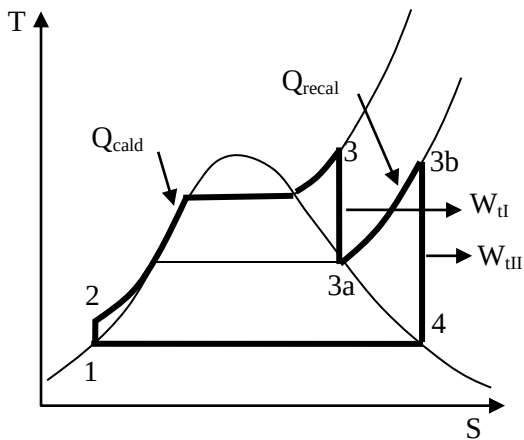


Fig. 5. Ciclo Rankine subcrítico con sobrecalentamiento y recalentamiento

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{cald} + \dot{Q}_{recal} = \dot{m}_{ciclo} [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] \quad (6)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{tI} + \dot{W}_{tII} = \dot{m}_{ciclo} [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] \quad (7)$$

$$\eta_C = 1 - \frac{T_f}{T_C} \quad (8)$$

$$\eta_{total} = \frac{\dot{W}_{cicloI} + \dot{W}_{cicloII}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (9)$$

3. ESTUDIO DE CASOS SOBRE PROPULSIÓN “DE” DECOMBUSTIÓN DUAL Y CICLO COMBINADO DR

Como se ha mencionado con anterioridad, la energía residual de ambas instalaciones Diesel será por medio de un ciclo Rankine en cascada. El ciclo Rankine propuesto puede operar con varios fluidos de trabajo como el agua o el amoníaco. Así, los posibles casos de ciclos combinados a estudiar consisten en:

- 1) Ciclo combinado basado en Motor Diesel lento de gran potencia combinado con un ciclo Rankine (de simple y doble expansión) con amoníaco como fluido de trabajo.
- 2) Ciclo combinado basado en Motor Diesel lento de gran potencia combinado con un ciclo Rankine (de simple y doble expansión) con agua como fluido de trabajo.
- 3) Ciclo combinado basado en Motor Diesel semi-rápido combinado con un ciclo Rankine (de simple y doble expansión) con amoníaco como fluido de trabajo.
- 4) Ciclo combinado basado en Motor Diesel semi-rápido combinado con un ciclo Rankine (de simple y doble expansión) con agua como fluido de trabajo.

La comparación de los resultados obtenidos con respecto a la eficiencia de cada instalación, permite elegir la modalidad de propulsión más eficiente tomando como criterio de eficiencia la relación trabajo útil-combustible consumido.

Las características de cada tipo de motor sometido a estudio se detallan en la tabla 1.

Característica de los motores Diesel	Lento	Semi-Rápido
Potencia mecánica	20090 kW	11700 kW
Consumo de BOG	0,83488 kg/s	0,4762 kg/s
Consumo de Fuel-oil	0,047 kg/s	0,00325 kg/s
Poder calorífico inferior del BOG, PCI	50.000 kJ/kg	50.000 kJ/kg
Poder calorífico inferior del FO, PCI	42700 kJ/kg	42700 kJ/kg
Flujo másico de los gases de escape	49 kg/s	18,8 kg/s
Temperatura de los gases de escape	513 K	646
Flujo de energía por Refrig.. aire	8420 kW	
Circuito de alta temperatura		1680 kW
Circuito de baja temperatura		1000 kW
Flujo de energía por refriger. camisas	2500 kW	1320 kW
Flujo de energía por refriger. aceite	1250 kW	940 kW
Flujo de energía por radiación	240 kW	320 kW

Tabla 1: Características de los motores marinos lento de gran potencia y semi-rápido.

3.1.- BALANCE ENERGÉTICO PARA LOS DOS CASOS

Con objeto de determinar las pérdidas de energía susceptibles de aprovechamiento, se realiza el balance de energías de cada máquina con los datos de la tabla 1 cuyos resultados se muestran en la tabla 2.

Parámetros de los motores Diesel	lento	semi-rápido
Energía del combustible: $\dot{Q}_{comb} = (\dot{m}_{BOG} PCI_{BOG}) + (\dot{m}_{FO} PCI_{FO})$	43751 kW	23948,8 kW
Potencia mecánica	20090 kW	11700 kW
Pérdidas gases escape: $\dot{Q}_g = \dot{m}_g C_{p_g} (T_g - T_{amb})$	11251 kW	6988,77 kW
Pérdidas refrig. aire barrido	8420 kW	2680 kW
Pérdidas refrig. agua camisas	2500 kW	1320 kW
Pérdidas refrig. aceite	1250 kW	940 kW
Pérdidas por radiación	240 kW	320 kW
Pérdidas gases de escape %	25,72 %	21,18 %
Pérdidas refrig. aire barrido %: $P_g = 100(\dot{Q}_g / \dot{Q}_{comb})$	25,72 %	11,19 %
Pérdidas refrig. agua camisas %: $P_a = 100(\dot{Q}_a / \dot{Q}_{comb})$	5,714 %	5,51 %
Pérdidas refrig. aceite %: $P_{aceite} = 100(\dot{Q}_{aceite} / \dot{Q}_{comb})$	2,857 %	3,925 %
Pérdidas por radiación %: $P_{rad} = 100(\dot{Q}_{rad} / \dot{Q}_{comb})$	0,5486 %	1,336 %
Rendimiento motor %: $\eta_{motor} = 100 \frac{\dot{W}_{motor}}{\dot{Q}_{comb}}$	45,92 %	48,854 %

Tabla 2. Balance de energía para los motores marinos lento de gran potencia y semi-rápido.

En la figura 6 se muestran los diagramas Sankey correspondientes a los motores lento y semi-rápido. De acuerdo con los datos de la tabla 2 y los diagramas de la figura 6, solo el 45,92 % y el 48,85 % de la energía aportada por el combustible es aprovechada en forma de energía mecánica útil. El resto forma parte de las energías liberadas hacia el foco frío, las cuales se convierten en pérdidas de energía residual debido a la imposibilidad técnica de aprovechamiento.

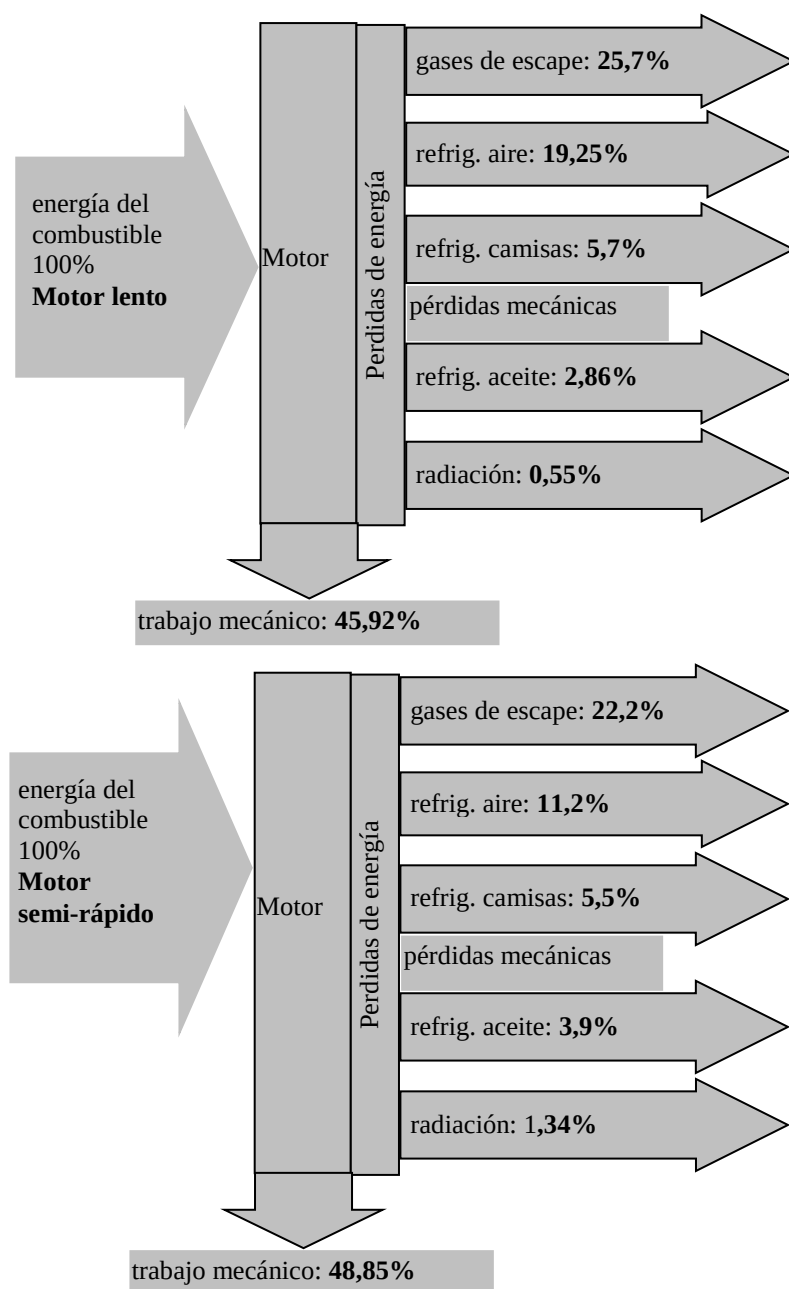


Fig. 6. Diagrama Sankey para los motores marinos lento y semi-rápido.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta sección se analizan los resultados conseguidos al aplicar los métodos propuestos anteriormente para mejorar la eficiencia de una planta de propulsión marina. Una vez presentados los cálculos realizados, se indica las opciones técnicas que contribuyen a incrementar la eficiencia en concordancia con el tipo de instalación propulsora disponible.

4.1.- ANÁLISIS DE UN MOTOR MARINO LENTO DE GRAN POTENCIA

Los buques LNG donde se utilizan motores lentos de gran potencia generalmente disponen de dos motores (tabla 1), diseñados para la propulsión del propio buque. Como se observa en la tabla 2, el 54,08 % de la energía contenida en el combustible es liberada al ambiente sin aprovechamiento. Para utilizar parte de esta energía perdida se aplica un ciclo Rankine en cascada con el Diesel. Se captura en primer lugar el calor absorbido por el circuito de agua de refrigeración de camisas, elevando la temperatura del fluido desde la disponible a la salida de la bomba hasta los 333 K. Seguidamente se captura el calor de refrigeración del aire y finalmente el calor de los gases de escape.

4.1.1- CASO DEL CICLO RANKINE CON SIMPLE EXPANSIÓN

La primera opción de aprovechamiento de energía residual consiste en utilizar el ciclo Rankine del modo mostrado en la figura 7, en donde el fluido térmico de trabajo capta calor del agua, aire y gases de escape para operar la turbina entre los estados 3 y 4, condensa el fluido de trabajo entre los puntos 4 y 1, y alimenta el circuito cerrando el ciclo. La temperatura mínima del ciclo viene determinada por la temperatura del agua de mar, que para este tipo de buques asumiendo un calado medio de 10 metros, suele estar a 290 K.

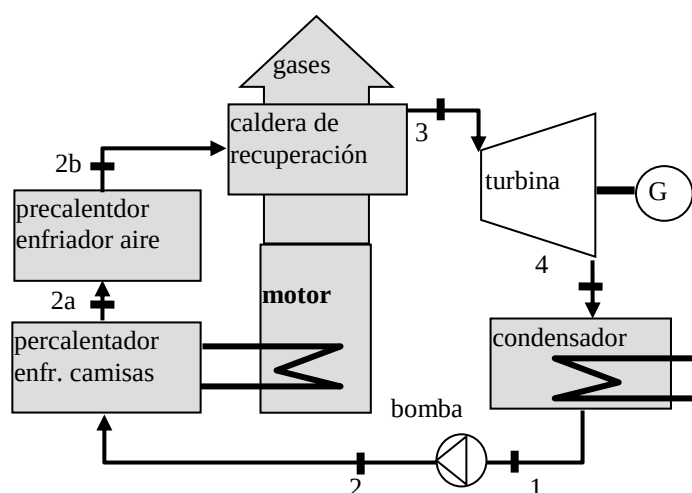


Fig 7. Esquema de la instalación utilizando un ciclo Rankine de simple expansión

El caudal de fluido que evoluciona en este ciclo captura la energía contenida en los gases de escape, $\dot{Q}_{util_esc}$, desde 513 K a la entrada hasta 368 K a la salida de precalentador de aire hasta los 500 K. Las ecuaciones (10), (11), (12) y (13) describen la transferencia de calor desde los enfriadores de camisas, aire y gases de escape al fluido de operación del ciclo Rankine, según

$$\dot{Q}_{util_esc} = \dot{m}_g C p_g (T_{ent} - T_{sal}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{util_esc} = \dot{m}_{ciclo} (h_3 - h_{2b}) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{util_agua} = \dot{m}_{ciclo} (h_{2a} - h_2) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{util_aire} = \dot{m}_{ciclo} (h_{2b} - h_{2a}) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{aport} = \dot{Q}_{util_esc} + \dot{Q}_{util_agua} + \dot{Q}_{util_aire} \quad (14)$$

La energía que proporciona el ciclo mediante la turbina y la energía absorbida mediante la bomba de alimentación según las ecuaciones (15-17) son para la turbina:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{ciclo} (h_3 - h_4) \quad (15)$$

para la bomba de alimentación:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{ciclo} (h_2 - h_1) \quad (16)$$

trabajo neto del ciclo será:

$$\dot{W}_n = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomba} \quad (17)$$

La energía rechazada por el ciclo hacia el condensador o foco frío viene determinada como

$$\dot{Q}_{cedido} = \dot{m}_{ciclo} (h_4 - h_1) \quad (18)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine y Carnot vienen dadas por las ecuaciones (5) y (8) mientras que la eficiencia global de la planta se define en (9).

En la tabla 3 se muestran los puntos de trabajo del ciclo Rankine de simple expansión utilizando amoníaco y agua respectivamente para un motor Diesel marino lento.

Punto	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)
1	278,6	7,746	1,277	290	70,66	0,0192	0,251	290
2	309,7	200	1,277	294,4	71,16	5	0,251	290
2a	490,7	200	1,855	333	250,9	5	0,829	333
2b	666,3	200	2,356	368	397,7	5	1,248	368
3	1677	200	4,689	500	2912	5	7,175	500
4	1268	7,746	4,689	290	2079	0,0192	7,175	290

Tabla 3. Propiedades termodinámicas de los distintos puntos del ciclo Rankine de simple expansión usando amoníaco (izquierda) y agua (derecha) para un motor marino lento.

En la tabla 4 se presentan los resultados obtenidos utilizando como fluidos de trabajo el amoníaco y el agua. Utilizando amoníaco se alcanzan presiones supercríticas (200 bar de presión de caldera). Por el contrario utilizando agua, se opera con bajas presiones para obtener vapor sobrecalentado (5 bar para asegurar el sobrecalentamiento del vapor). A continuación en la figura 8 se puede observar una comparación entre los diagramas T-s tanto para el ciclo de NH₃ como para el de agua.

Parámetros	Ciclo con NH3	Ciclo con agua
$\dot{Q}_{util_esc}$ (Ec. 10)	7588 kW	7588 kW
$\dot{Q}_{util_esc}$ (Ec. 11)	7,509 kg/s	3,018 kg/s
$\dot{Q}_{util_agua}$ (Ec. 12)	1359 kW	542,6 kW
$\dot{Q}_{util_aire}$ (Ec. 13)	1319 kW	442,9 kW

$\dot{Q}_{aport}$ (Ec. 14)	10266 kW	8573,5 kW
$\dot{W}_{turb}$ (Ec. 15)	3069 kW	2514 kW
$\dot{W}_{bomba}$ (Ec. 16)	233 kW	1,505 kW
$\dot{W}_n$ (Ec. 17)	2835 kW	2512,495 kW
$\dot{Q}_{cedido}$ (Ec. 18)	7430 kW	6061 kW
η_{ter} (Ec. 5)	27,62 %	29,31 %
η_c (Ec. 8)	42 %	42 %
η_{total} (Ec. 9)	52,4 %	51,66 %

Tabla 4. Comparación entre los fluidos de trabajo (amoníaco y agua) operando bajo el ciclo Rankine para el motor marino lento de gran potencia

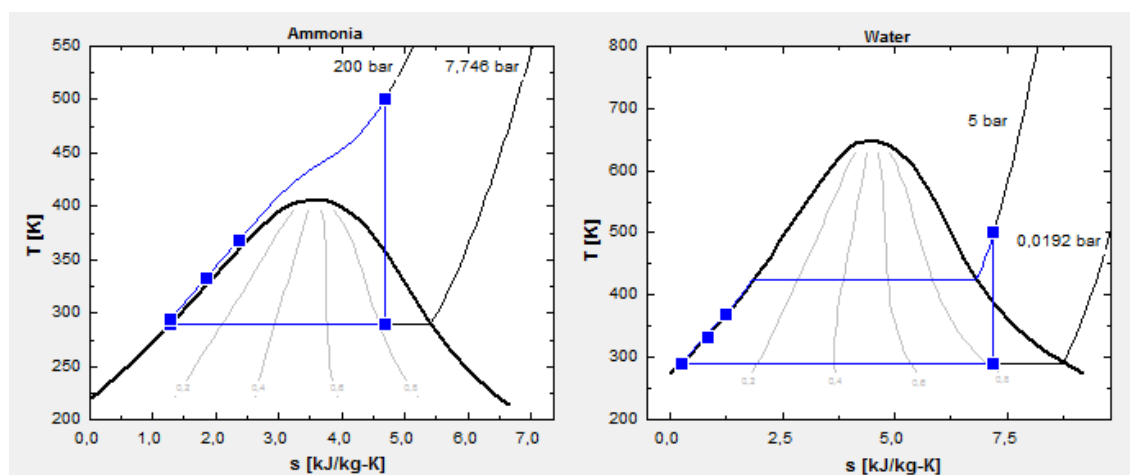


Fig 8. Diagramas T-s para ciclo de NH_3 y agua.

4.1.1- CASO DEL CICLO RANKINE CON SIMPLE EXPANSIÓN

Una estrategia típica de mejora de la instalación descrita de un solo ciclo de expansión consiste en utilizar un recalentamiento asociado con una segunda expansión según se muestra en la figura 8. Esto requiere dos turbinas: turbina de alta presión (AP) y turbina de baja presión (BP).

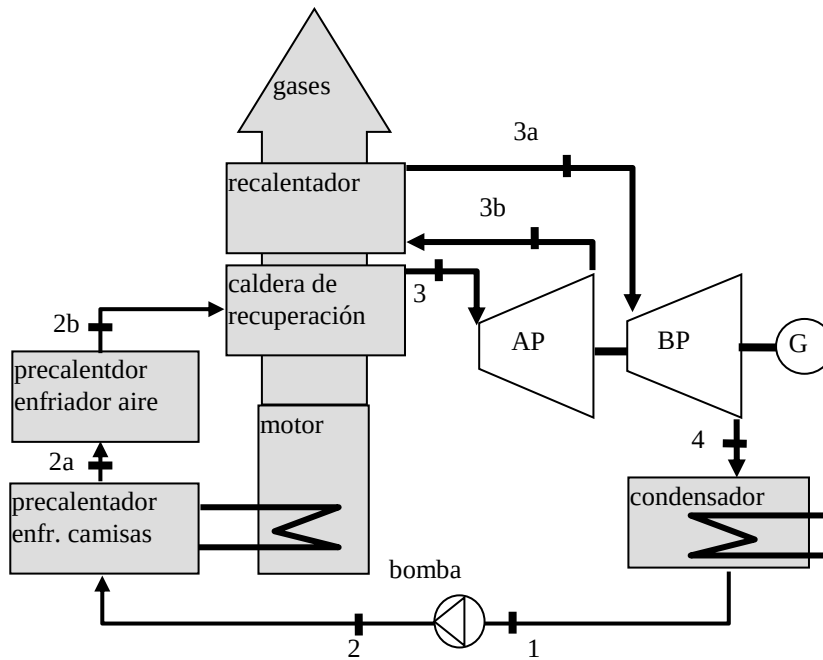


Fig 9. Esquema de la instalación usando un ciclo Rankine con recalentamiento.

La diferencia fundamental entre el ciclo de amoníaco y el ciclo con una sola expansión radica en que el calor procedente de los gases de escape de los motores Diesel para elevar la temperatura hasta los 500 K es utilizada tanto para elevar la temperatura hasta el punto 3 como hasta el punto 3b del recalentamiento. Por ello el calor útil de los gases de escape ($\dot{Q}_{util_esc}$) es la suma del calor aportado en la caldera más el aportado en el recalentamiento, resultando el caudal del ciclo para este proceso

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}_{ciclo} (h_3 - h_{2b}) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{recal} = \dot{m}_{ciclo} (h_{3b} - h_{2a}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{util_esc} = \dot{Q}_{cald} + \dot{Q}_{recal} \quad (21)$$

Al disponer de dos turbinas AP y BP, el trabajo suministrado resulta ser

$$\dot{W}_{turb_A} = \dot{m}_{ciclo} (h_3 - h_{3a}) \quad (22)$$

$$\dot{W}_{turb_B} = \dot{m}_{ciclo} (h_{3b} - h_4) \quad (23)$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{W}_{turb_A} + \dot{W}_{turb_B} \quad (24)$$

Las ecuaciones 5, 8, 9, 10, 12, 13, 14, 16, 17, 18 son idénticas para los dos tipos de ciclo.

Procediendo a la obtención de los datos necesarios para los ciclos Rankine de dos expansiones con amoníaco y agua, se parte de los datos de la tabla 5 para obtener las correspondientes eficiencias térmicas a cada ciclo tal como se indica en la tabla 6.

Punto	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)
1	278,6	7,746	1,277	290	70,66	0,0192	0,251	290
2	309,7	200	1,277	294,4	71,16	5	0,251	290
2a	490,7	200	1,855	333	250,9	5	0,829	333
2b	666,3	200	2,356	368	397,7	5	1,248	368
3	1677	200	4,689	500	2912	5	7,175	500
3a	1541	80	4,689	406,7	2607	1	7,175	372,8
3b	1892	80	5,473	500	2928	1	7,943	500
4	1496	7,746	5,473	296,1	2301	0,0192	7,943	290

Tabla 5. Propiedades termodinámicas de los distintos puntos del ciclo Rankine de doble expansión usando amoníaco y agua para un motor marino lento.

En la tabla 6 compara el ciclo de amoníaco frente al de agua. Para el ciclo de amoníaco se ha adoptado una presión intermedia de 80 bar. Con ello la turbina de alta trabaja entre 200 y 80 bar mientras que la de baja trabaja entre los 80 y los 7,746 correspondientes a la presión de saturación a 290 K. Para el ciclo de agua se adopta una presión intermedia de 1 bar, trabajando así la turbina de alta entre 5 y 1 bar y la de baja entre 1 y 0,0192 bar.

Parámetros	Ciclo con NH ₃	Ciclo con agua
$\dot{Q}_{util_esc}$ (Ec. 10)	7588 kW	7588 kW
$\dot{m}_{ciclo}$ (Ec. 19, 20 y 21)	5,574 kg/s	2,676 kg/s
$\dot{Q}_{util_agua}$ (Ec. 12)	1009 kW	481,1 kW
$\dot{Q}_{util_aire}$ (Ec. 13)	978,7 kW	392,7 kW
$\dot{Q}_{aport}$ (Ec. 14)	9575,7 kW	8461,8 kW
$\dot{W}_{turb_A}$ (Ec. 22)	754,4 kW	816,7 kW
$\dot{W}_{turb_B}$ (Ec. 23)	2212 kW	1677 kW
$\dot{W}_{turb}$ (Ec. 24)	2966,4 kW	2493,7 kW
$\dot{W}_{bomba}$ (Ec. 16)	173 kW	1,334 kW
$\dot{W}_n$ (Ec. 17)	2793,4 kW	2492,366 kW
$\dot{Q}_{cedido}$ (Ec. 18)	6783 kW	5969 kW
η_{ter} (Ec. 5)	29,17 %	29,46 %
η_c (Ec. 8)	42 %	42 %
η_{total} (Ec. 9)	52,3 %	51,62 %

Tabla 6. Comparación entre el ciclo de amoníaco y el ciclo de agua para un motor marino lento usando un ciclo Rankine de doble expansión.

En la figura 10 observamos tanto el ciclo de amoníaco como el ciclo del agua para el análisis de la doble expansión.

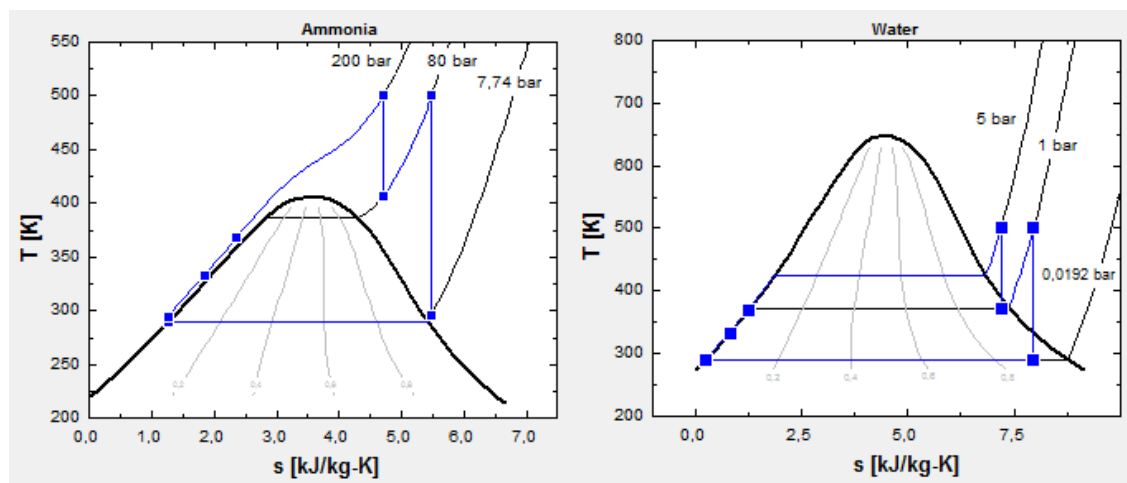


Fig.10. Diagramas T-s para ciclo de NH_3 y agua.

4.2- ANÁLISIS DE UN MOTOR MARINO SEMI-RÁPIDO

Otra alternativa aplicada a la propulsión de los buques LNG modernos consiste en la instalación descrita y mostrada en la figura 2. Se observa que la planta está formada por cuatro motores diesel-generadores que producen la energía eléctrica necesaria para la red del buque incluyendo los motores eléctricos de la propulsión. Los motores diesel generadores son semi-rápidos, con una potencia inferior a los motores lentos antes estudiados pero con la cantidad de energía suficiente como para poder ser reutilizada en un ciclo Rankine produciendo una cantidad de energía auxiliar, que de otra forma sería enviada al ambiente. Tal y como se observa en la tabla 4, esta cantidad de energía que no se aprovecha representa el 51,416 % de la energía contenida en el combustible. Para el siguiente estudio se toman los datos dispuestos tanto en la tabla 2 como en la tabla 4.

Siguiendo la estrategia del caso anterior para la recuperación de la energía, se aprovecha en primer lugar el calor absorbido por el circuito de agua de refrigeración de camisas, pasando la temperatura del fluido desde la de la salida de la bomba hasta los 347 K. A continuación se aporta la energía disponible en el aire de barrido del circuito de alta temperatura, elevando la temperatura del fluido desde los 347 K a los 368 K. Por último, se captura la energía que contienen los gases de escape entre la temperatura de salida del precalentador de aire de barrido (368 K) hasta los 636 K de salida de la turbo-soplante.

4.2.1- UTILIZACIÓN DE UN CICLO RANKINE CON SIMPLE EXPANSIÓN

El esquema para esta instalación es el mismo que el de la figura 8. En este estudio, el calor útil de los gases de escape ($\dot{Q}_{\text{util_esc}}$) es de mejor calidad, debido a que los gases de escape salen de la turbo-soplante a una temperatura superior a la de un motor marino lento. Por ello el calor útil de los gases es el contenido desde los 646 K de entrada hasta los 368 K de salida de la caldera, y es el necesario para elevar la temperatura del fluido desde los 368 K de salida del precalentador de aire de barrido hasta los 636 K.

Las ecuaciones expuestas en la sección 4.1.1 serán las utilizadas en este apartado, esto es debido a que el ciclo Rankine es idéntico. Por ello, se presentan los datos obtenidos en el estudio de los dos ciclos de amoníaco y de agua, así como las tablas donde se indican los distintos puntos del proceso.

Procediendo a la obtención de los datos necesarios para los ciclos Rankine de dos expansiones con amoníaco y agua, se parte de los datos de la tabla 7 para obtener las correspondientes eficiencias térmicas a cada ciclo tal como se indica en la tabla 8.

Punto	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)
1	278,6	7,746	1,277	290	70,66	0,0192	0,251	290
2	309,7	200	1,277	294,4	72,66	20	0,251	290
2a	559,1	200	2,056	347	310,7	20	1	347
2b	666,3	200	2,356	368	398,8	20	1,247	368
3	2210	200	5,64	636	3165	20	7,001	636
4	1547	7,746	5,64	314,9	2028	0,0192	7,001	290

Tabla 7. Propiedades termodinámicas de los puntos del ciclo Rankine de simple expansión para el amoníaco y el agua.

Parámetros	Ciclo con NH ₃	Ciclo con agua
$\dot{Q}_{util_esc}$ (Ec. 10)	5583 kW	5583 kW
$\dot{Q}_{util_esc}$ (Ec. 11)	3,616 kg/s	2,018 kg/s
$\dot{Q}_{util_agua}$ (Ec. 12)	901,7 kW	480,5 kW
$\dot{Q}_{util_aire}$ (Ec. 13)	387,7 kW	117,8 kW
$\dot{Q}_{aport}$ (Ec. 14)	6872,4 kW	6181,3 kW
$\dot{W}_{turb}$ (Ec. 15)	2400 kW	2295 kW
$\dot{W}_{bomba}$ (Ec. 16)	112,2 kW	4,035 kW
$\dot{W}_n$ (Ec. 17)	2287,8 kW	2290,965 kW
$\dot{Q}_{cedido}$ (Ec. 18)	4585 kW	3951 kW
η_{ter} (Ec. 5)	33,29 %	36,7 %
η_c (Ec. 8)	54,4 %	54,4 %
η_{total} (Ec. 9)	58,41 %	58,42 %

Tabla 8: Comparación entre el ciclo de amoníaco y el ciclo de agua para un motor marino semi-rápido usando un ciclo Rankine de simple expansión.

El análisis de los datos de la tabla 8 indica que al utilizar motores semi-rápidos las temperaturas de escape, como se indicó anteriormente, son superiores con respecto a las del motor marino lento. Por ello la energía térmica residual es de mayor calidad al alcanzar temperaturas superiores. En consecuencia, el ciclo con agua a una temperatura de trabajo elevada nos permite trabajar con presiones mayores que para el ciclo con agua usado para el motor lento. Debido a esto se toma una presión de trabajo de caldera de 20 bar para el ciclo de agua y una presión de caldera de 200 bar para el ciclo de amoníaco.

En la figura 11 se representan los ciclos de NH₃ y agua en un diagrama T-s. Siguiendo el procedimiento aplicado al estudio del motor marino lento, se procede a estudiar una mejora aplicable al ciclo utilizando un recalentamiento intermedio expandiendo el fluido de trabajo mediante dos turbinas que trabajan entre presiones distintas. La única variación que se presenta es la elevada temperatura de los gases de escape frente a la de los motores lentos. Lo que atribuye mayor calidad a la energía residual aprovechada en el ciclo Rankine.

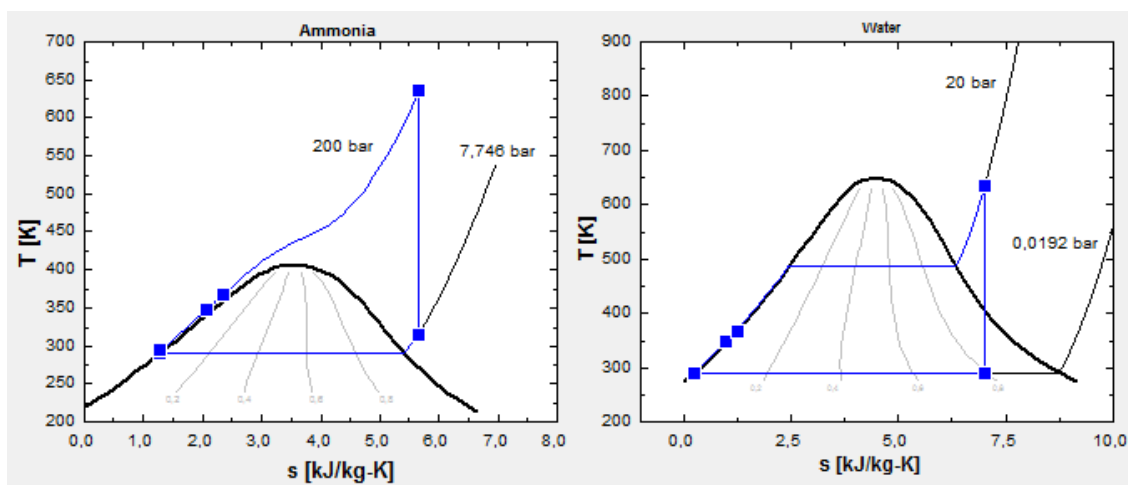


Fig.11. Diagramas T-s para ciclo de NH_3 y agua.

4.2.2- UTILIZACIÓN DE UN CICLO RANKINE DE DOBLE EXPANSIÓN

Siguiendo el procedimiento aplicado en la sección anterior, como la temperatura de los gases de escape es mayor para el ciclo de agua es posible y recomendable elevar la presión de trabajo de la caldera hasta los 20 bar y obtener así las mejoras procedentes de aumentar la presión de la caldera. La turbina de alta presión trabajara entre los 20 y los 3 bar, y la turbina de baja presión trabajara entre los 3 bar y la presión del condensador de 0,0192 bar. Para el ciclo de amoniaco seguiremos utilizando los 200 bar de presión de caldera con una presión de vapor recalentado de 80 bar hasta su expansión hasta los 7,746 bar existentes en el condensador.

Procediendo a la obtención de los datos necesarios para los ciclos Rankine de dos expansiones con amoniaco y agua, se parte de los datos de la tabla 9 para obtener las correspondientes eficiencias térmicas a cada ciclo tal como se indica en la tabla 10.

Punto	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)	h (kJ/kg)	P (bar)	s (kJ/kg·K)	T (K)
1	278,6	7,746	1,277	290	70,66	0,0192	0,251	290
2	309,7	200	1,277	294,4	72,66	20	0,251	290
2a	559,1	200	2,056	347	310,7	20	1	347
2b	666,3	200	2,356	368	398,8	20	1,247	368
3	2176	200	5,585	626	3143	20	6,966	626
3a	1950	80	5,585	518,3	2714	3	6,966	406,7
3b	2276	80	6,157	626	3177	3	7,882	626
4	1728	7,746	6,157	388,5	2284	0,0192	7,882	290

Tabla 9. Propiedades termodinámicas de los puntos del ciclo Rankine de doble expansión para el amoniaco y el agua.

Parámetros	Ciclo con NH_3	Ciclo con agua
$\dot{Q}_{\text{util_esc}}$ (Ec. 10)	5583 kW	5583 kW
$\dot{m}_{\text{ciclo}}$ (Ec. 19, 20 y 21)	3,042 kg/s	1,741 kg/s
$\dot{Q}_{\text{util_agua}}$ (Ec. 12)	758,5 kW	414,5 kW
$\dot{Q}_{\text{util_aire}}$ (Ec. 13)	326,1 kW	153,4 kW
$\dot{Q}_{\text{aport}}$ (Ec. 14)	6667,6 kW	6150,9 kW
$\dot{W}_{\text{turb_A}}$ (Ec. 22)	687,6 kW	746 kW

$\dot{W}_{turb_B}$ (Ec. 23)	1667 kW	1555 kW
$\dot{W}_{turb}$ (Ec. 24)	2354,6 kW	2301 kW
$\dot{W}_{bomba}$ (Ec. 16)	94,39 kW	3,481 kW
$\dot{W}_n$ (Ec. 17)	2260,21 kW	2297,519 kW
$\dot{Q}_{cedido}$ (Ec. 18)	4407 kW	3853 kW
η_{ter} (Ec. 5)	33,91 %	37,36 %
η_c (Ec. 8)	53,67 %	53,67 %
η_{total} (Ec. 9)	58,29 %	58,45 %

Tabla 10: Comparación entre el ciclo de amoníaco y el ciclo de agua para un motor marino semi-rápido usando un ciclo Rankine de doble expansión.

En la figura 12 se representan los ciclos de NH₃ y agua en un diagrama T-s

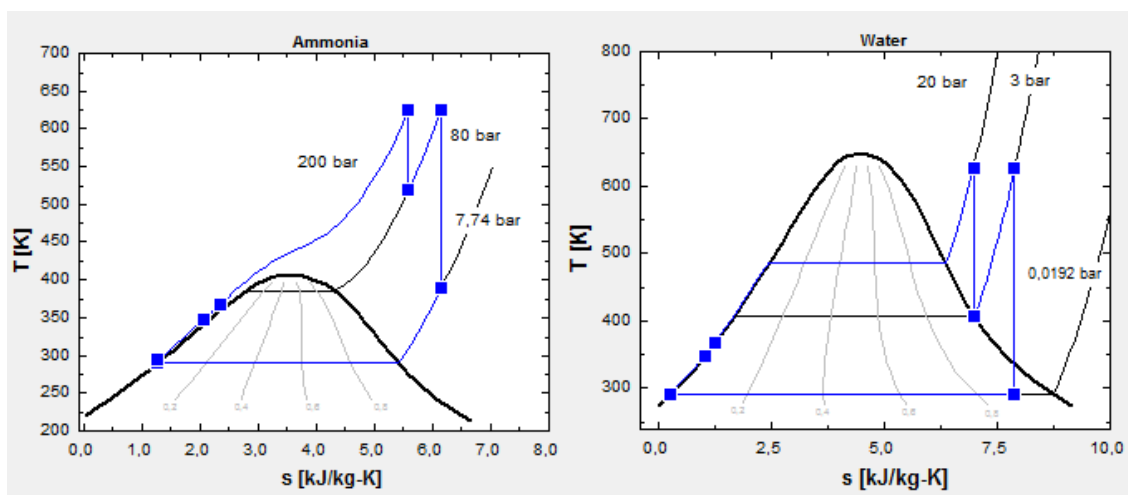


Fig.12. Diagramas T-s para ciclo de NH₃ y agua.

En resumen, la tabla 17 muestra las eficiencias obtenidas al aplicar los diferentes ciclos, de donde se pueden extraer ciertas conclusiones útiles para la implementación de sistemas de propulsión destinados a buques de LNG.

Motor	Ciclo Rankine	NH3	H2O
lento	Expans. simple	52,4	51,66
"	" doble	52,3	51,62
semi-rápido	" simple	58,41	58,42
"	" doble	58,29	58,45

Tabla 17. Eficiencia de las instalaciones mejoradas mediante ciclo combinado.

5. CONCLUSIONES

En este artículo se han analizado diversas opciones de mejora aplicables a sistemas de propulsión de buques dedicados al transporte de LNG. Después de haber presentado los resultados obtenidos en el estudio de las opciones de mejora, se dan las condiciones para realizar un balance de los resultados, así como discutir la validez y calidad de los mismos. La

mejor opción es aquella que proporcione mayor trabajo útil a menor coste global. Esta premisa conlleva la necesidad de comparar los resultados.

Así, a partir de que las eficiencias de las instalaciones de propulsión Diesel para motores lentos y semi-rápidos de las dos instalaciones estudiadas son respectivamente 45,9 y 48,85, al introducir las mejoras descritas en el trabajo en base al ciclo combinado DR con amoníaco o agua, se tienen los resultados de la tabla 17.

Cabe destacar el incremento de eficiencia para instalaciones mejoradas con motores semi-rápidos. Esto es debido a la calidad de los gases de escape que los hace idóneos para combinar con el ciclo Rankine.

Las diferencias de eficiencia conseguidas entre la utilización del amoníaco o el agua son irrelevantes. De aquí se desprende la ventaja de utilizar agua por razones obvias.

La tendencia actual en relación con las preferencias sobre modelos propulsivos no se decanta por las instalaciones Diesel-eléctricas a base de motores semi-rápidos. En realidad coexisten las dos opciones estudiadas y la opción de añadir un ciclo Rankine para ganar un 10% de eficiencia no está siendo considerada mientras el coste de los combustibles sea asumible.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Mendizabal P. Los motores Diesel en los barcos. La precompresión en los motores. DYNA Ingeniería e Industria. Enero 1926. Vol. 1-1 p.13-14.].
- [2] Renedo-Estebébanes C, Ortiz-Fernandez A, Perez-remesal S, et al., "Cogeneración mediante recuperación energética de calor de escape" DYNA Ingeniería e Industria. Febrero 2011. Vol. 86-1 P.105-117.
- [3] Pandiyarajan V, Chinna Pandian M, Malan E et al. "Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system", Applied Energy, January 2011.Vol. 88. Issue 1, p. 77-87.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.07.023>
- [4] Haglind F. "Variable geometry gas turbines for improving the part-load performance of marine combined cycles e Combined cycle performance". Applied Thermal Engineering. March 2011, Vol 31, Issue 4, Pages 467-476.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.09.029>
- [5] Hee Bum Lee , Bum Jin Park , Shin Hyung Rhee, et al. "Liquefied natural gas flow in the insulation wall of a cargo containment system and its evaporation". Applied Thermal Engineering . October 2011. Vol. 31. p. 2605-2615.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.028>
- [6] Papagiannakis RG, Hountalas DT. "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine". Applied Thermal Engineering. Febrero 2003. Vol. 23. p. 353-365.
- [7] Maria Jonsson, Jinyue Yan. "Ammonia-water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers".Energy. Enero 2001. Vol. 26. p. 31-44.