

Proyecto Final de Carrera

Diseño de una gabarra auto-propulsada y sus
equipos para el suministro eléctrico a un
buque tipo RO-PAX 1.000

Director: Ramon Grau Mur
Autor: David Galve Masip

Otoño 2012-2013

Gabarra propulsada mediante gas natural, con motores duales de quema mixta de Diesel-gas. Propulsión azimutal Diesel-gas-eléctrica. Equipos de contención de combustibles y accesorios.

Índice

- 1 Introducción
- 2 Estudio de la demanda eléctrica de un buque RO-PAX 1.000
 - 2.1 Generación eléctrica en el buque Sorolla
 - 2.2 Generación eléctrica durante la carga/descarga del buque Sorolla
 - 2.3 Estimación de la potencia suministrada por la gabarra
- 3 Elección de los motores térmicos
 - 3.1 Motor Wärtsilä DF
- 4 Elección de los alternadores
 - 4.1 Criterios
 - 4.2 Funcionamiento
 - 4.3 Elección del equipo
 - 4.4 Funcionamiento del alternador LSA 53
 - 4.5 Estudio del alternador LSA 53
- 5 Criterios de seguridad
 - 5.1 Operativa para el suministro eléctrico al buque RO-PAX 1.000
 - 5.2 Operativa para la propulsión
- 6 Elección de los elementos propulsivos y sus equipos
 - 6.1 Elección de la hélice
 - 6.2 Estudio de las pérdidas de potencia en la operativa de propulsión
 - 6.3 Justificación de los valores obtenidos por HullSpeed
- 7 Dimensionado de tanques almacén de combustible y accesorios
 - 7.1 Tanques de LNG
 - 7.2 Equipos
- 8 Dimensionado de la gabarra
- 9 Operativa

9.1 Consumo eléctrico durante el suministro eléctrico

9.1 Consumo de combustible LNG y horas de trabajo esperados

10 Conclusiones

11 Bibliografía

Presentación

“[...] tanto del lado de la demanda como de la oferta diferentes factores indican un brillante futuro, e incluso una “edad de oro del gas natural”. La presente publicación refuerza las principales conclusiones de un informe WEO especial publicado en junio de 2011: el consumo de gas aumenta en los tres escenarios, lo que subraya la buena reacción del gas en un amplio abanico de marcos políticos futuros. En el Escenario de Nuevas Políticas, la demanda de gas iguala prácticamente a la de carbón; un 80% de la nueva demanda de gas proviene de los países no pertenecientes a la OCDE. [...] Los intercambios comerciales mundiales se duplicarán en el periodo, y más de un tercio de este incremento se debe a la evolución del mercado chino. Rusia seguirá siendo el mayor productor de gas en 2035 y aportará la mayor contribución al crecimiento mundial de la oferta, seguido por China, Qatar, Estados Unidos y Australia.”

World Energy Outlook

International Energy Agency

1- Introducción

Este trabajo se sumerge en un problema muy actual y de gran interés para industrias, el gobierno e individuos sensibilizados con el calentamiento global. Este problema que llevamos oyendo desde hace más de 40 años y que nadie parece poder solventar de una manera inmediata y, por los intereses más bien económicos, las energías propuestas que contribuyen en un menor grado al efecto invernadero son descartadas apelando a la actual crisis i consiguiente incompetencia con los precios presuntamente elevados por el cambio.

El cambio propuesto por este trabajo conlleva al lucro y beneficio por parte del puerto y del armador. Éste se basa en la idea de suministrar energía al buque durante su recalada en el puerto en detrimento del aporte por una conexión a tierra o que el propio mantenga su maquinaria en servicio para el suministro eléctrico de la que no se obtiene beneficio alguno. Se propone que, durante la espera de la carga y descarga, se genere una conexión con una gabarra de quema de Gas Natural. Genera dos beneficios y conlleva otras consecuencias apreciables. Éstas son el lucro por parte de la empresa productora de este servicio y por parte del puerto al recibir la recompensa estatal por reducir sus emisiones; además de la publicidad e imagen pública que de este método bien se puede reflejar.

El interés que debe suscitar el problema de las emisiones debería trascender rápidamente. Debido a que su solución inmediata prácticamente es inviable, de momento sí están abasto medidas rectificadoras a los equipos, sistemas y demás que posibiliten una reducción de esta contaminación. Si este interés y este afán por erradicar estas emisiones se premiara con incentivos por parte de la Administración, u otras medidas de competencia estatal, el problema de reticencia a cambiar por alternativas mas eco-lógicas desaparecería y empresas que en la actualidad dudan, acabarían por sentenciar el evidente, y no menos necesario, cambio.

Éste trabajo pretende estudiar el aporte energético necesario durante la recalada en el puerto de Barcelona por el suministro mediante gabarras abarloadas durante este mismo período de tiempo. También está enfocado para la utilización, como combustible fósil, el gas natural. Otro combustible capaz de aportar una energía muy similar a la energía producida por la quema de combustibles fósiles que ya se utilizan en buques como el fuel-oil o el Diesel-oil. En concreto, el gas natural tiene un poder calorífico de 47,141 MJ/kg, mientras que el del crudo es de 42,686 MJ/kg y el del Diesel marino alrededor de 42, 791MJ/kg. De ahí que el sector energético y su industria estén apostando ya, en este momento, por los motores de gas, motores duales Diesel-gas y retro-fits de motores existentes hacia este recurso combustible tan interesante.

El orden de prioridad para el suministro eléctrico de las centrales españolas, actualmente se rige ya por ciertos criterios medioambientales. Según la tabla siguiente se puede observar que las de más rendimiento y menos contaminantes son las que queman gas natural para la producción energética. Sin embargo, cabe decir que éstas usan la tecnología de los ciclos combinados; pero, también se puede observar que el gas natural es el menos contaminante y el de poder calorífico más alto.

	PCI (kJ/kg)	gCO ₂ /kJ desprendido	Eficiencia central	kgCO ₂ /kWh	%producción en España
Gas natural	50,0	0,055	58%	0,34	30,1
Fuel-oil	41,0	0,0795	28%	1,02	3,3
Carbón	32,8	0,11	28%	1,42	15,9

Datos obtenidos por la REE en 2011.

Por ende, no es desmesurado imaginar que si las empresas de generación eléctrica en tierra se rigen por estos sistemas de prevención de la contaminación, no lo hagan las empresas del sector naval para el mismo fin y opten por las ventajas del gas natural.

2- Estudio de la demanda eléctrica de un buque tipo RO-PAX 1.000

2.1 Generación eléctrica en el buque Sorolla

El caso del presente proyecto está basado en el buque Sorolla. Éste buque dispone de tres motores auxiliares de combustión interna de nueve cilindros en línea Wärtsilä 9L20. El motor de 4 válvulas (2+2) y puede ser operado tanto con Diesel marino (MDO) como con aceite pesado (HFO). Este motor se adecua totalmente a todas las normas de la IMO Tier II sobre emisiones de escape, establecidos en el anexo VI del convenio MARPOL 73/78; sin embargo, se buscará, en la línea de trabajo, alternativas aún más estrictas en emisiones tanto de NO_x, SO_x como emisiones de CO₂ con motores de gas natural como se ha comentado anteriormente en la introducción.

Hay unos generadores eléctricos acoplados a cada motor auxiliar. La potencia nominal de dichos grupos es de 1.620 kW a 1.000 rpm.

$$3 \times 1.620 = 4.860 \text{ kW de potencia total máxima de diseño a 1.000 rpm.}$$

Sin duda, esta elección es medida desde un criterio de seguridad. Se toma un valor máximo sobredimensionando a las necesidades reales. Los valores de eficiencia eléctrica máxima corresponden al 42,0% en regímenes de 720 rpm (60 Hz) y se desarrolla una potencia eléctrica de:

$$3 \times 1.454 \text{ kW} = 4.362 \text{ kW de potencia nominal total de los 3 auxiliares a 720 rpm.}$$

La potencia eléctrica suministrada por estos 3 motores auxiliares son los que abastecen a la gran mayoría de consumidores del buque; tanto para el pasaje como para los servicios para el motor principal, etc. De modo que los generadores de cola solo suministran, cuando se necesita en las operaciones de maniobra, electricidad a las hélices laterales (de proa) de unos 1.570 kW para este cometido. Se le preguntó al jefe de máquinas del buque Sorolla cuando, gracias a su amabilidad, me atendió a bordo y me dijo que durante los años que llevaba en esa sala de máquinas lo normal era operar con dos de los auxiliares en marcha y el último preparado, o con uno en marcha y los dos otros preparados.

2.2 Generación eléctrica durante la carga/descarga del buque Sorolla

Como el presente trabajo solo pretende hacer el suministro eléctrico, mediante la gabarra, durante la operación de carga; las hélices de proa ya no estarán en servicio y como tampoco lo estarán sus dos motores principales, debido a que no suministran corriente sino que son solo para el empuje del buque; para la propulsión.

De esta manera, sólo son los 3 motores auxiliares los encargados del suministro eléctrico a todo el buque. Para las operaciones de carga, cuando el buque ya está

amarrado y, por lo tanto, para los servicios auxiliares del motor principal, para la alimentación de combustible, para los servicios auxiliares de los motores auxiliares, para el trasiego del aceite y combustible, para purificadoras y para los servicios de líneas de ejes. En total 433,1 kW de demanda máxima para estos servicios.

También para los servicios auxiliares de máquinas de los precalentadores de la caldera, el motor quemador de la caldera así como las bombas de circulación de combustible y alimentación de agua. Los compresores de: aire de arranque de M.M.P.P y M.M.A.A., de trabajo, de control e infrasonic. Servicios sanitarios como las bombas: de agua caliente sanitaria, de agua dulce sanitaria, agua dulce potable y planta séptica. Servicios de baldeo, lastre, trimado y equipos antiescora, achique de caja de cadenas, separador de sentinas y lodos. Maquinillas de cubierta de popa y de proa. En total consumen, todas, alrededor de 154,2 kW.

También para la maquinaria de carga. Se abastece a la maquinaria hidráulica de rampas y car deck, la maquinaria hidráulica de las puertas, ascensores, montaplatos, enchufes contenedores y puertas hidráulicas. En total consumen durante la carga 435,2 kW.

La ventilación de todas las cámaras y espacios cerrados del buque absorben una potencia durante la carga de 516,9 kW. Además, el aire-acondicionado y calefacción tiene un consumo de 629,1 kW. El alumbrado del buque es de 196,0 kW el normal mientras que el de emergencia es de 40 kW. Otros y equipos especiales, 17,4 kW y el consumo total de los equipos para la navegación es de 11,0 kW. El equipo de cocina consume 108,1 kW de la barra de 400 V y 8 kW de la barra de 230 V; los servicios de 230 V de la habilitación consumen 17,5 kW y en el taller 4,1 kW.

Resumen del cálculo:

Sistema Motor Pral.	433,1
Servicios caldera, aire compr., sanitarios y cubierta	154,2
Servicio de rampas de carga, maq. Hidráulica y compresores.	435,2
Ventilación	516,9
Climatización	629,1
Luces	196
Luces emergencia	40
Otros y Equipos Especiales	17,4
Navegación	11
Cocina	108,1
Cocina (230V)	8
Habilitación	17,5
Taller	4,1
SUMA	2.571 kW

El consumo total, que únicamente procede de los motores auxiliares, eléctrico del buque durante las operaciones de carga consume un máximo de 2.571 kW de potencia. Es decir, la potencia total de los alternadores es de 2.571 durante este tiempo. Este tiempo de carga y descarga suele ser de unas 3 horas y dos veces al día.

2.3 Estimación de la potencia suministrada por la gabarra

Esto significa que con los 2 motores Wärtsilä 9L20DF que alcanzan entre ellos un total de 3.060 kW entre ellos si se corrige multiplicando el valor por el factor de potencia de 0,8 y se asume unas pérdidas de potencia por rozamiento en cojinetes y a efectos del ventilador del 3%, común para los alternadores de las características que interesan para este proyecto; entonces, la potencia que aportará el grupo electrógeno con tan solo 2 de estos grupos en funcionamiento y el otro en stand-by será de **2.039,4 kW** (531,6 kW de diferencia). Ligeramente inferior a la potencia requerida; sin embargo, para tareas de mantenimiento tanto como para disponibilidad estará presente un tercer motor térmico 6L34DF acoplado al tercer alternador acoplado que puede estar en ese momento preparado para suministrar cualquier pico de potencia que se suceda el cual el tercer alternador absorberá, u operar con el 6L34DF y el 9L20DF a la vez como se comentará más adelante (ver capítulo 9, operativa).

Ésta es la potencia requerida para mantener la planta levantada durante las tareas de descarga del buque Sorolla.

3- Elección de los motores térmicos

Los motores duales por mezcla de gas y con encendido de llama piloto son los más versátiles en cuanto a la elección del combustible que se desea quemar. La admisión en éstos es posible regularlo según el combustible que se desee quemar, tanto diesel como gas; por lo tanto, un mecanismo que regule sendos caudales, permite producir la mezcla sin necesidad de parar el motor.

La ventaja de éstos es que permite su uso tanto en operaciones Diesel, Diesel-gas y gas con llama piloto diesel. Los motores duales trabajan en modo gas-diesel mediante sus admisiones individuales.

Los dispositivos para hacer posible su admisión son: el conducto de admisión de presión de gas que contiene los filtros de gas, el conducto acumulador de presión, las válvulas de admisión y el conducto de venteos; y, separadamente, el conducto admisión de diesel que contiene, conducto y bomba de baja presión de diesel, conducto y bombas de alta presión, filtros de combustible diesel y válvula doble de admisión principal y piloto.



Fig. 1- Motor Wärtsilä 9L20DF

En los motores duales, como por ejemplo, el Wärtsilä 9L20DF de 4 tiempos, el combustible gas entra en la cámara a baja presión durante la carrera descendente, se comprime cerrando la válvula de cada pistón de admisión de gas durante la carrera ascendente y se inyecta diesel (llama piloto) a presión en las proximidades del final de la carrera ascendente, inmediatamente posterior a la anteriormente dicha; para que su expansión producida por la inflamación del combustible piloto y, consecuentemente, la del gas y genere el correspondiente par al eje de transmisión.

La mezcla se quema y se expande en la posterior carrera descendente dando su correspondiente par al eje. En la última carrera, las exhaustaciones se abren para liberar el cilindro de los gases de la combustión. En condiciones de operación en consumo dual de combustible gas y diesel circulará gas por el conducto de admisión hacia el acumulador que irá distribuyendo gas a los cilindros; mientras el circuito de diesel distribuye combustible líquido por los filtros hacia las bombas de alta presión por la válvula doble.

Estos motores también pueden trabajar tanto con caudales diesel al 100% y sin gas, mixto diesel y gas y solo gas con algo de combustible líquido para la llama piloto.

3.1 El motor Wärtsilä DF

El motor Wärtsilä 9L20DF es un motor que admite gas natural con un poder calorífico igual o superior a 28 MJ/m³N, con un número de metano mínimo de 80 y de una composición mínima en volumen de metano del 70% al igual que el motor 6L34DF.

Este gas deberá estar a una presión justo a la entrada de la válvula de admisión de gas igual a 5,5 Bar y a una temperatura entre 0º y 60º C. El combustible líquido HFO deberá tener una viscosidad de 16 a 24 cSt y a una temperatura máxima de 140ºC y para MDO u otros aceites Diesel una viscosidad mínima de 2 cSt y a una temperatura no superior a 45º C. Para el suministro de combustible de la llama piloto se dispondrá un aceite de viscosidad entre 2 y 11 cSt y a temperatura no superior a los 45º C.

Tuberías	Material	Velocidad Máxima (m/s)
Tuberías de MDO y HFO	Acero negro	1,0
Tuberías de lubricación	Acero negro	1,5
Tuberías de agua dulce	Acero negro	2,5
Tuberías de agua salada	Acero galvanizado	2,5
	Aluminio	2,5
	10/90 cobre-níquel	3,0
	70/30 cobre-níquel	4,5

Ésta es la tabla de materiales que recomienda Wärtsilä para el diseño de las tuberías para el trasiego de lubricantes, combustibles y refrigerantes. Tan solo es necesario la obtención de una superficie tal que, al ser de formas cilíndricas, vendrá regida por

$$A = \pi r^2$$

Tan solo haciendo el cálculo del producto del área por la velocidad del fluido se obtendrá el caudal necesario para la admisión de estos elementos necesario para el dimensionado de los equipos de bombeo que se dejan fuera de este proyecto.

$$Q = A \cdot v = \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

4- Elección de los alternadores

4.1 Criterios

Como el número de motores térmicos es de 3, los mismos número de alternadores deberán disponerse y, sus conexiones, enviadas al cuadro eléctrico.

Los alternadores, que se elegirán para la generación eléctrica para con los servicios de carga/descarga en el buque Sorolla, estarán sobre-dimensionados alrededor de un 90% para prevenir al motor térmico de los picos de potencia que pudieran resultarse del arranque de los distintos consumidores durante el suministro. Éstos, ocasionan picado en los cigüeñales de los motores alternativos entre otros problemas por sobreesfuerzo de la máquina.

Tanto para el suministro como para la propulsión se designarán los mismos equipos. Es decir, la misma generación eléctrica de los tres grupos electrógenos suministrada al buque objetivo será la que suministrará a los motores eléctricos de las hélices orbitales para la propulsión de la gabarra.

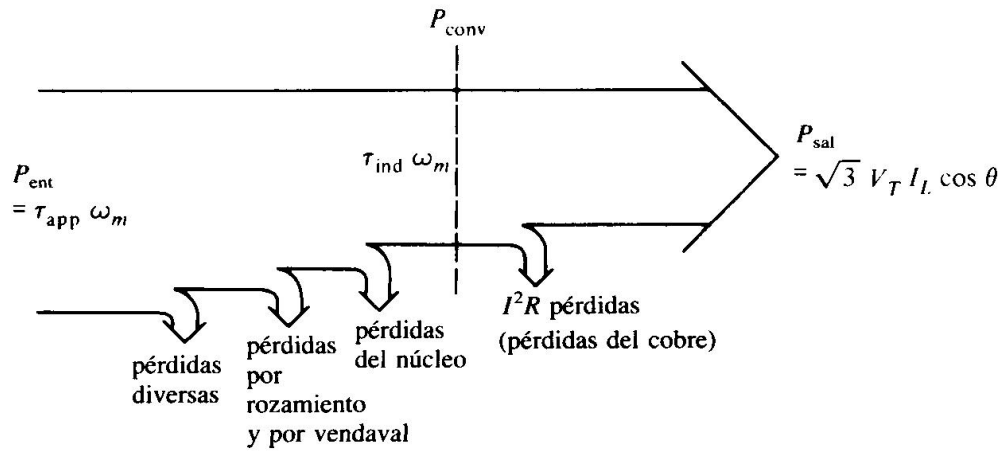
Esto se consigue de la siguiente manera; gracias a la generación de tan sólo uno de los motores térmicos en funcionamiento podrían suministrarse los 1.000 kW que se estiman en las simulaciones de Hullspeed. Esto es debido a que si el motor Wärtsilä 9L20DF, cualquiera de los 2, entrega una potencia superior a la de propulsión. La potencia entregada por cada grupo electrógeno será:

$$1.314 * 0,8 = 1.051,2 \text{ kVA}$$

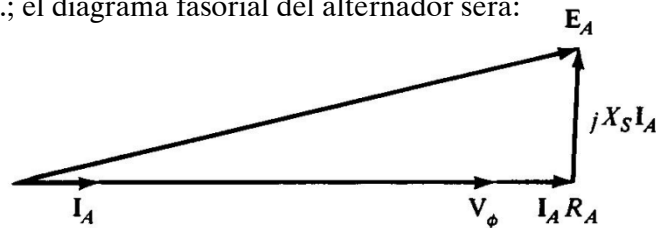
Sin embargo; en el capítulo 6 se detallan con más exhaustividad las pérdidas sucedidas, pero ésta es la premisa de proyecto aunque, como se verá más adelante, será necesario valerse de la potencia de dos grupos electrógenos en marcha para la propulsión.

4.2 Funcionamiento

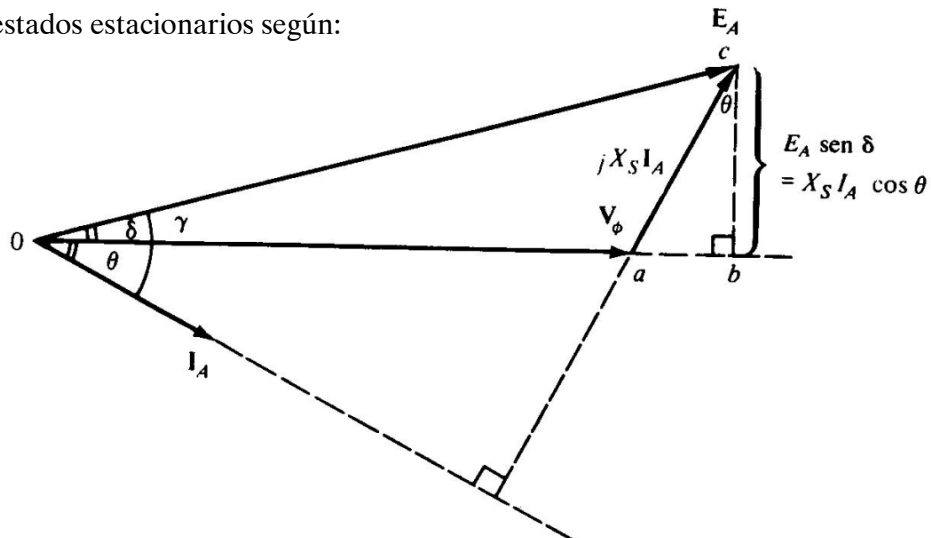
El estudio de las pérdidas de potencia es:



Éstas son: pérdidas diversas, pérdidas por rozamiento en el ventilador (rozamiento del aire) y pérdidas del núcleo, que no se estudiarán en este proyecto y se estimarán al 3%. Las demás pérdidas son del cobre producidas por la resistencia del inducido $R_A I_A$ y son mínimas en comparación con las del devanado. Así pues, asumiendo que $X_S \gg R_A$ y como $\cos \theta$ el f.d.p.; el diagrama fasorial del alternador será:



Pero para las sucesivas cargas que se puedan generar durante el funcionamiento, se crearán estados estacionarios según:



Entonces, $X_S I_A \cos \theta$ y $E_A \sin \delta$ son iguales y se puede establecer la relación:

$$\tau \cdot \omega = \frac{3V_\phi E_A \sin \delta}{X_S}$$

Donde, δ es el ángulo de torsión, X_S es la impedancia del estator, E_A es la tensión interna y V_ϕ es la tensión medida en los bornes. Aquí se ve que el par del motor térmico, τ , por la velocidad angular del mismo, nos da la potencia; que ya se sabe gracias a los datos técnicos del motor, y es igual a 1.584 kW. Entonces, mediante el ensayo en vacío, para la obtención de los voltajes obtenidos para todas las intensidades de campo dadas y el ensayo en cortocircuito al anular la tensión entre bornes nos deja una expresión para la impedancia de la máquina tal como:

$$Z_S = \sqrt{R_A^2 + X_S^2}$$

Y como se acepta que $X_S \gg R_A$, entonces queda:

$$X_S \approx \frac{E_A}{I_A}$$

Estos ensayos al verse incapacitados por no disponer del material (alternadores) ni de muestras obtenidas de detalles técnicos sobre el mismo; se han dejado fuera del estudio de este proyecto. Sin embargo, deberán buscarse una vez se disponga de los equipos instalados para la obtención de las corrientes de campo generadas para que el sistema funcione correctamente.

De esta manera; el factor de potencia, mediante la variación de la corriente de campo; es decir, sobre-excitando al sistema, se puede variar haciendo que la potencia aparente, Q , sea mayor y soporte picos mayores. En caso contrario, si los ensayos indicasen que no se pudiera incrementar Q ; los picos que se pudieran suceder durante la operación de suministro eléctrico se podrán absorber por la inercia del alternador.

4.3 Elección del equipo

La potencia eléctrica que puede ofrecer cada uno de ellos obtenido de multiplicar la potencia del motor a 50Hz a 1.000 rpm por el factor de potencia 0,8 también obtenido de los datos de estos equipos en el mercado. Por lo tanto, esta potencia eléctrica generada por el alternador será mandada al cuadro eléctrico que a su vez deberá estar conectado con los dos motores eléctricos de las hélices.

Estos alternadores, entonces, deberán ser de, al menos, unos 2MW de potencia para salvar el sobre-dimensionado en cuanto a potencia nominal de sendos equipos se refiere. Unos, muy parecidos a las necesidades expuestas, son los LSA 53 M85 de polos fabricados por la casa Leroy Somer (ver anexo I, fig.: 1.11).

Este alternador no consta de escobillas y tiene una potencia nominal de 1.962 kVA. Está diseñado para la conexión en estrella y su tensión de frecuencia es de 400 V. Para ello, la velocidad nominal de giro es de 1.000 rpm. Es síncrono y trifásico y la tensión en el inducido es de 42 V. Al ser un generador de gran tamaño, tiene un AREP como sistema de control del voltaje inducido.

Se dispondrán 3 alternadores acoplados con un acoplamiento/reductora a cada motor dual de fuel y de gas, con propiedades elásticas para absorber el par motor y vibraciones. Para ello debe elegirse una reductora, que las hay en el mercado como las Wäertsilä SCV 50 de unas 2 a 3 toneladas de peso.

4.4 Funcionamiento del alternador LSA 53

Este alternador funciona, como todos los generadores, por la ecuación:

$$n = \frac{120 f}{p}$$

Donde:

n= Velocidad de giro en rpm.

p= Número de pares de polos.

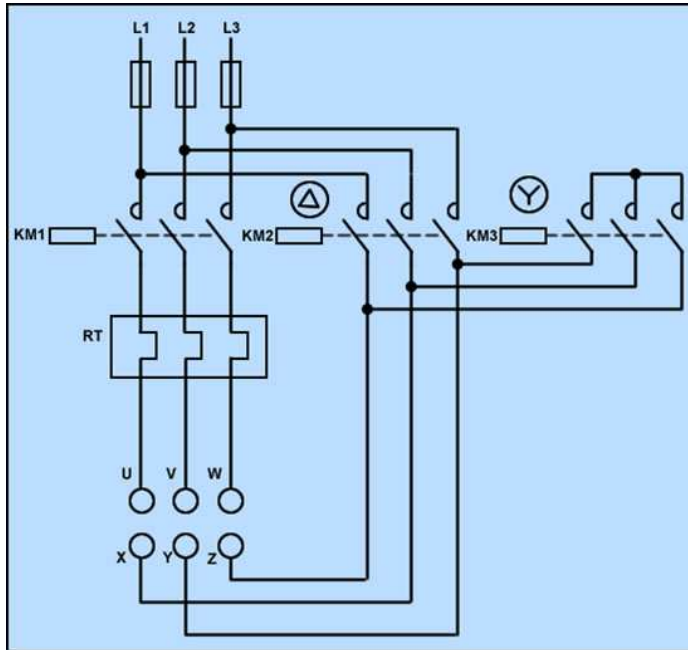
f= Frecuencia (ciclos por segundo).

Así pues, como la frecuencia es fija a 50 Hz, elegida por comodidad por estar fijada la operativa a Europa; y el número de polos también es fija por razones de diseño, pues entonces la velocidad angular del equipo será de 1.000 rpm.

Los generadores trifásicos como este, se caracterizan por tener tres fases. En cada una de los tres bobinados se genera una fuerza electromotriz, es decir tres idénticas pero desfasadas entre ellas un tercio del período. Si el generador tiene más de un par de polos, el ángulo de desfase variará reduciéndose este ángulo.

La conexión en estrella en un alternador se realiza uniendo en serie las tres salidas x,y y z; y las otras tres u, v y w irán conectados a la línea principal que irá al cuadro. De esta manera, el voltaje inducido hará que los bobinados del estator se refrigeren mejor al tener mayor voltaje pero menor intensidad y tampoco es necesario un neutro para la conexión en triángulo; por lo que se conectará en estrella y habrán cuatro cables a la salida que se van a dimensionar seguidamente (ver capítulo 9).

La conexión en estrella es la que une las bornes y viene mostrada con el símbolo Y en la siguiente imagen:



Y ofrece:

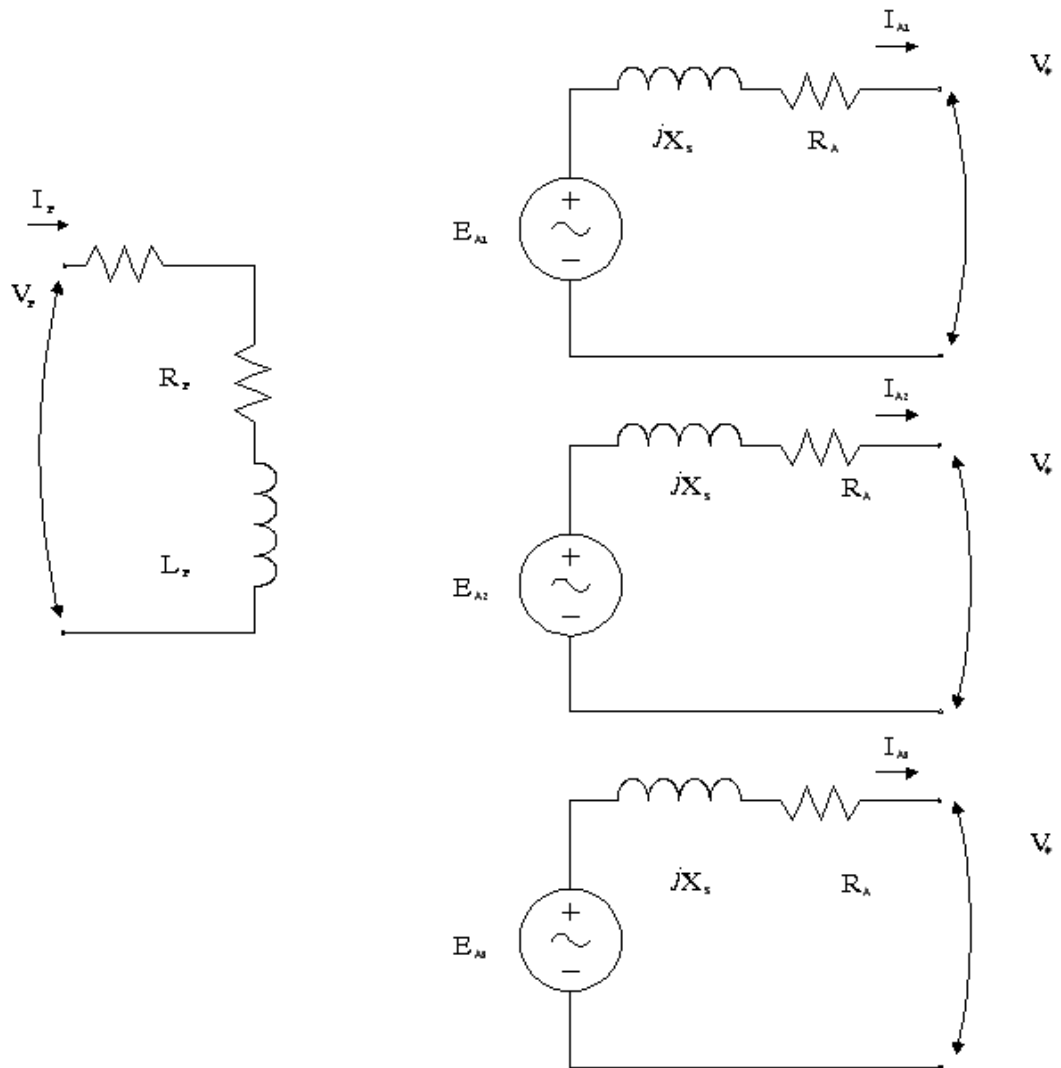
Conexiones	Estrella	Triángulo
Tensiones	$V_T = \sqrt{3} V_\phi$	$V_T = V_\phi$
Intensidades	$I_T = I_\phi$	$I_T = \sqrt{3} I_\phi$

Por ende, el valor de la intensidad que circulará por los bobinados del alternador serán menores en la conexión estrella reduciéndose así el calor disipado por pérdidas por la disipación energética (efecto Joule). En contra, encontramos que la tensión conseguida mediante la conexión estrella para la misma densidad de bobinas en el estator será menor pero se suple con una mayor densidad de armadura en el diseño y así se consigue reducir los aislamientos en el generador.

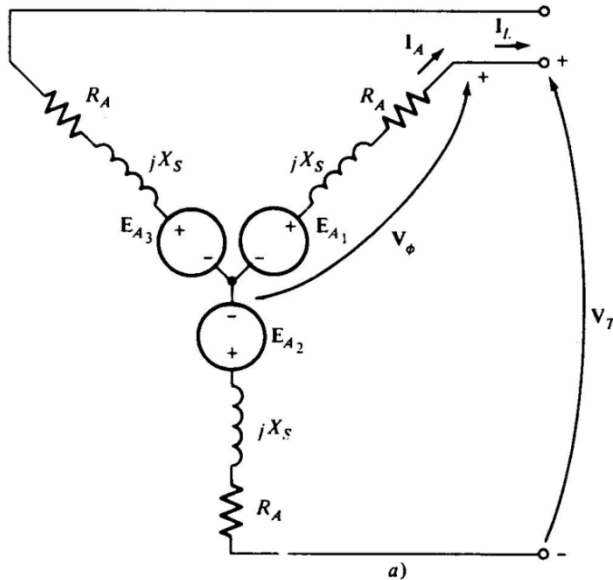
Estos 3 alternadores acoplados a cada motor térmico irán sin reductora porque las revoluciones de uno y otro (alternador y motor térmico) giran a las mismas revoluciones (1.000 rpm). Habrá un acoplamiento elástico para acoplarlos y un cuadro eléctrico, que está fuera del estudio de este proyecto, que los sincronizará, redistribuirá la red para con los distintos servicios y contendrá las seguridades pertinentes para la operación de suministro externo e interno.

El sistema eléctrico deberá cumplir con los requerimientos especificados en la parte D del SOLAS, capítulo II-1 y el capítulo 8 de la 4ª parte del Reglamento para buques de acero (*Steel Vessel Rules*, en inglés).

4.5 Estudio del alternador LSA 53



Circuito eléctrico equivalente de un generador síncrono



Circuito equivalente de la conexión estrella, unión de los bornes

Este es el circuito equivalente de un generador síncrono trifásico donde V_ϕ es la tensión entre los bornes (de fase), E_A es la tensión máxima interna, $jX_s I_A$ es la inductancia del embobinado del estator y $R_A I_A$ la componente resistiva del cobre.

Hay dos factores que determinan los límites de potencia de los generadores. Uno es el par transmitido por el motor térmico y el otro es el calentamiento de los devanados de la máquina. En todos los motores y generadores síncronos el eje es lo suficientemente fuerte mecánicamente para soportar una potencia en estado estacionario mucho más alta que el valor nominal de la potencia de la máquina, por lo que los límites del estado estacionario los establece el calentamiento de los devanados de la máquina.

Como se conoce la potencia aparente que se producirá a resultados del cálculo del producto par motor por velocidad angular, se puede hacer la siguiente relación:

$$S = \sqrt{3} V_T I_A$$

De modo que la corriente máxima aceptable en el inducido establece el valor nominal de la potencia aparente. Como ésta viene dada se puede obtener la corriente en el inducido que es,

$$1.314 \cdot 0,97 = \sqrt{3} \cdot 400 \cdot I_A$$

$$I_A = 1,84 \text{ kA}$$

Debido a que se asume unas pérdidas en el alternador del 3%; si se conoce el f.d.p. como 0,8 (ver anexo I, fig.: 1.11); entonces conocemos la potencia activa que es:

$$P_{salida} = \sqrt{3} V_T I_A \cos \theta = 1.019,7 \text{ kVA}$$

Entonces, por cada cable habrá una tensión igual a la anterior que para la potencia de ambos (2) alternadores en funcionamiento será:

$$P_{Salida} = 1.019,7 * 2 = \mathbf{2.039,4 kW}$$

Entonces la corriente que circulará por el cable es mayor y se tomará ésta como medida para el diseño del cable a conectar para la transmisión de potencia. Esta corriente por cable será:

$$I_A = \frac{P_{Salida}}{\sqrt{3}V_T \cos \theta} = 3,67 \text{ kA}$$

Si se tiene en cuenta la potencia capaz de suministrar por el motor 6L20DF a 50Hz que es de 2700 kW a 750rpm (que también puede operar el LSA 53 para ese rango de rpm), entonces:

$$P_{Entrada} = 2.700 * 0,97 = 2.619 \text{ kW}$$

Si se asumen unas pérdidas mecánicas en la transmisión iguales a las anteriores del 3%, entonces podemos sacar una estimación eléctrica si se conoce el f.d.p. del LSA 53; otra vez:

$$S = \sqrt{3}V_T I_A$$

$$2.619 = \sqrt{3} \cdot 400 * I_A$$

Y, por tanto,

$$I_A = \frac{2.619}{\sqrt{3} \cdot 400} = 3,78 \text{ kA}$$

Y la potencia activa que por tanto será de:

$$P_{Salida} = \sqrt{3}V_T I_A \cos \theta = \mathbf{2.095,2 kVA}$$

Por lo tanto, seguidamente se expone una tabla con los distintos motores en marcha o parados y sus respectivos suministros nominales de potencia.

	Potencia kW(fin eje)	Potencia kVA (Salida)	P total	Operación	Pt 1 x 1 6L34DF+ 9L20DF	Pt x 2 9L20DF+ 9L20DF	Pt x 1 6L34DF solamente
6L34DF	2.619	2.095,2	2.095,2	1,1,0,0	2.095,2	0	2.095,2
9L20DF	1.274	1.019,2	1.019,2	1,1,1,0	1.019,2	1.019,2	0
9L20DF	1.274	1.019,2	1.019,2	1,0,1,1	0	1.019,2	0
Total [kVA]			4.133,6		3.114,4	2.038,4	2.095,2
Total [kA]			5,97		4,49	2,94	3,02

Estas tres últimas cifras (abajo, derecha) corresponden a las potencias a la salida del alternador.

5- Criterios de seguridad

Para conseguir una garantía de la operación durante la propulsión por aguas costeras para el suministro a otros puertos o aldeas colindantes al puerto base (Puerto de Barcelona), se debe plantear unas condiciones mínimas de operatividad capaces de asegurar el buen funcionamiento de la maquinaria sin que, ésta, sufra ningún tipo de avería, caída de planta y/o error en el funcionamiento que impida llevar a cabo la acción para la que se destina la gabarra. En definitiva deben asegurarse unas condiciones mínimas de funcionamiento para que la nave, aunque fracasen uno o más componentes de su maquinaria (sobretudo en su besante propulsiva), le permita funcionar con otros equipos para:

- 1- Poder solventar el problema *insitu* mediante auxiliares para el suministro eléctrico para las herramientas necesarias para solventar este problema (máquinas de soldadura por arco, taladros y demás). Estos equipos se consideran portátiles y se dejan fuera del estudio de este proyecto
- 2- Poder propulsar con equipos de respeto hasta un puerto cercano por si alguno de los elementos propulsivos fallara y, por consiguiente, no requerir de la ayuda inmediata de Salvamento Marítimo.

Por ello se deberá establecer unos criterios mínimos de seguridad en cuanto a propulsión y suministro eléctrico capaz de garantizar este objetivo mediante la implantación de equipos auxiliares y/o equipos de respeto.

Para este fin, se ha elegido disponer de un tercer grupo electrógeno idéntico a los demás 9L20DF con alternadores LSA 53.

5.1- Operativa para el suministro eléctrico al buque RO-PAX 1.000

Para que la planta pueda operar con toda seguridad durante el suministro eléctrico a un buque tipo Ro-Pax. Tipo 1000, se deberá asegurar como mínimo, como se ha expuesto anteriormente, una potencia de motor térmico en el eje capaz de suministrar como mínimo unos 2.500 kW para los servicios de rampas y maquinillas de cubierta. Para ello se pueden plantear diversos tipos de disposiciones pero se planteará en el presente el caso cuyo peso, tamaño y precio sean los mínimos para atender a las siguientes máximas:

- 1- Si el peso es mínimo las dimensiones de la gabarra serán menores puesto que, la gabarra en cuestión, tendrá que desplazar menos litros de agua desplazada (desplazamiento) para poderse sustentar
- 2- Si el tamaño disminuye habrá más espacio libre en bodegas para poder disponer un tanque mayor para emplazar el tanque de gas licuado y, de esta manera, aumentar su autonomía; pues en el puerto de Barcelona será rápido y fácil repostar pero en otros puertos será más caro debido al transporte de gas de la terminal hasta donde se encuentre la gabarra y

- 3- El precio dependerá en gran medida de los equipos y número de los mismos y la razón es más que evidente.

Los tres grupos electrógenos estarán conectados en paralelo y gobernados por un cuadro eléctrico de control que no es cuestión de estudio en el presente proyecto. Por ende, debido a su extrema necesidad e incapacidad de omisión de dicho equipo se ha diseñado el buque con capacidad suficiente (holgura suficiente en el dimensionado de la reserva de flotabilidad) para el emplazamiento de dicho equipo; el cuadro eléctrico. Esta holgura es de aproximadamente unas 500 toneladas de desplazamiento ya que la gabarra está sobredimensionada. Por tanto, no sería problema alojar este equipo en cuanto a flotabilidad se refiere.

Estos motores tendrán las alimentaciones de combustible duplicadas. Una para MDO y otra para GN que será captado del boil-off natural debido a la evaporación natural del GN, ó; según sean las necesidades de propulsión, por la evaporación forzada en los evaporadores destinados para este fin.

Las conexiones eléctricas a equipos ajenos a la propia instalación se harán mediante el cableado pertinente y se dejan fuera del estudio de este proyecto. Su grosor será el mínimo para evitar el sobre-calentamiento. El mismo cuadro de control se encargará de encender y apagar los motores duales según los requerimientos para que el suministro sea el adecuado.

Sin embargo; se han encontrado unos cables de la casa Draka Marine capaces del suministro hipotético al buque objetivo que se describe a continuación. Como se ha comentado ya con anterioridad la potencia estimada total que puede suministrar la gabarra durante la operativa es de 3.114,4 kVA. Por ende, la corriente máxima que circulará por el cable será de:

$$I_L = \frac{3.114,4}{\sqrt{3} \cdot 0,4} = 4.538,00 \text{ A}$$

$$I_L = \frac{3.114,4}{\sqrt{3} \cdot 0,6} = 2.996,83 \text{ A}$$

$$I_L = \frac{3.114,4}{\sqrt{3} \cdot 1} = 1.798,10 \text{ A}$$

A 400, 600 y 1.000 V, respectivamente.

Para esta intensidad se necesita un cable con una resistencia por km (suponiendo medio kilómetro como distancia mínima de conexión) de:

$$R = \frac{400}{4.537,97} = 0,088 \Omega$$

$$R = \frac{1000}{1.798,10} = 0,556 \Omega$$

Así; pues, para el suministro eléctrico a tierra con tres cables de 240,00 mm² de la empresa Draka Marine, con una tensión de 1.000 V y una longitud del cable l , entonces la longitud admisible sin sobrepasar la resistencia nominal del cable será:

$$0,0754 \cdot l = 0,556$$

$$l = 7 \text{ km de longitud de cable posible}$$

Para los cables de suministro al buque Sorolla, si se parte de una tensión de línea de 400 V, por razones de comodidad también se ha estimado el valor del diámetro del cable que se debe utilizar como sigue en la siguiente explicación.

Para este cálculo se ha fijado como longitud del cable 0,5 km, entonces:

$$R' \cdot 0,5 = 0,088$$

$$R' = 0,176 \Omega/km$$

Entonces para el suministro al buque se podrá utilizar un cable de la empresa Draka Marine de 3 x 95.00 mm²; dado que su resistencia por unidad de longitud es de 0,153 Ω/km . Para la elección del 4º cable, el neutro se deberá estudiar en función del transformador de distribución que se disponga para encontrar la intensidad que deberá circular por el dicho neutro y entonces dimensionarlo; sin embargo, se ha dejado fuera del estudio de este proyecto.

Para la maniobra de estos cables sin la manipulación por parte humana de cables, será preferible emplazar un carrete de cable enrollable para que el cable no cuelgue ni tampoco soporte tensión al separarse ambas embarcaciones por efecto del oleaje. Así que, con un mecanismo auto enrollable por un muelle calibrado a la tensión pertinente será más que suficiente a parte del sistema enrollable del cable. No obstante, sería preferible también la instalación de una pequeña grúa de manipulación de cables para la maniobra, en el Anexo I, fig.: 1.2 se muestran los pesos que corresponden al cálculo aproximado de todo el equipo; y, evidentemente emplazar un enchufe en el buque a suministrar para poder abastecerlo eléctricamente; preferiblemente en las proximidades de la sala de máquinas del buque objetivo.

5.2 Operativa para la propulsión

Para la propulsión se propone unos criterios de seguridad aún más exhaustivos. La razón es lógica si se tiene en cuenta que la gabarra en un estado de falla de uno de los motores destinados a la propulsión, en caso de no poder reparar el equipo en alta mar; sí se podría poner en riesgo la seguridad de la tripulación y la integridad del buque. Por ello, es de gran importancia que al menos se pueda asegurar la navegabilidad hasta el puerto más cercano sin que de los medios de Salvamento Marítimo se requiera.

La elección de los motores de combustión interna para la gabarra autopropulsada, el presente objeto de estudio; difiere en muchos aspectos y se pueden conjurar diversos equipos que conformen diferentes plantas para el mismo fin; llegar a puerto. Sin embargo,

se va a concretar una capaz de garantizar la navegación y acorde a las máximas expuestas anteriormente (aptdo. 7.1).

Debido a que la gabarra será propulsada según los cálculos a 10 nudos a unos 1.500 kW de potencia, será posible emplear los mismos motores para el suministro eléctrico que para la propulsión. En concreto, será posible propulsar la gabarra con 2 de los 3 motores (e incluso hasta uno solo y los otros dos en stand-by, o uno para la propulsión, el otro en stand-by y el último parado para el mantenimiento), dejando el que resta en estado de stand-by o para las tareas necesarias para el mantenimiento.

De esta manera, el ahorro económico en el emplazamiento de motores destinados exclusivamente a la propulsión será remplazado en este caso por la propulsión eléctrica mediante hélices azimutales con motor impulsor eléctrico. Además, esta tecnología permite disponer las hélices sin necesidad de acoplarlas por elementos rígidos; como, por ejemplo, un eje de cola. Además, la capacidad de suministrar potencia mediante el cableado permite disponer las hélices con mucha libertad; de esta manera, se diseñará la gabarra con dos hélices azimutales. Así; si se dispone una en proa y la otra en popa y gracias a la tecnología azimutal; la de proa puede llegar a utilizarse para hacer de hélice de proa (para desplazar la proa de la gabarra con gran facilidad), valga la redundancia.

Sin embargo; este sistema deberá estar automatizado con un cuadro eléctrico que controle el empuje de las mismas por separado para que la gabarra navegue en la dirección deseada. Pues, es evidente que no se necesitará el mismo empuje para desplazar en sentido transversal la popa que la proa. No obstante, esta diferencia es mínima e irrisoria, debido a las dimensiones cuadradas de la gabarra, y un control automatizado encarecería en gran medida al proyecto para las pocas circunstancias que pueda ocurrir el desplazamiento transversal de la misma; pues, aunque ésta deba abarloadse al buque a suministrar eléctricamente; con una tripulación experta y el gobierno individualizado de ambas hélices sería más que factible el abarloar al buque objetivo.

6- Elección de los elementos propulsivos y sus equipos

Para la propulsión se ha elegido la propulsión eléctrica mediante el impulsor azimutal. Éste, es capaz de propulsar en todas direcciones, 360° , y permite emplazar la hélice en cualquier posición del buque debido a la inexistencia de ejes entre el propulsor y alternador. El motor eléctrico se dispone en el interior del casco, dando par a un eje vertical que discurrirá hacia abajo, cruzando el casco, y se unirá con un sistema de engranajes cónicos para hacer rodar la hélice.

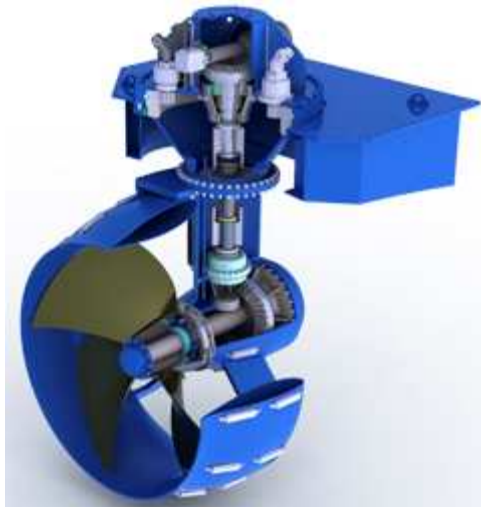
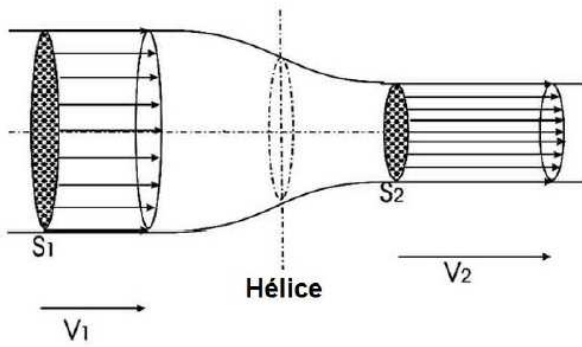


Imagen obtenida de Thrust Master Texas

El mercado de fabricación de hélices es muy amplio en Europa y hay muchos fabricantes que producen, de este producto, todo tipo de soluciones y tamaños para tipo de buques y, consecuentemente, para con sendos distintos desplazamientos. Un buen ejemplo es la empresa alemana Dutch Thruster Group. Esta empresa fabrica, en diversos tamaños, una hélice azimutal con motor eléctrico para acoplar al buque, parecida a la especificada anteriormente.

La hélice azimutal es una hélice con o sin tobera. Éste último recomendado para buques con formas generalmente robustas y que es necesario disponer de dicha tobera para aumentar la potencia en el agua impulsada, empuje final. La tobera colocada cerca de la cara activa de la hélice (la más cercana a la popa) encierra el flujo, hace aumentar el caudal al reducirse la sección de empuje y la cantidad de movimiento aumenta por lo que se genera más empuje. Está aconsejada para buques que no alcancen velocidades muy superiores a los 13 nudos y que aumenta considerablemente su eficiencia cuando se opera con regímenes de máquina inferiores. El empuje puede llegar a ser hasta un 50% mayor que la misma sin tobera a bajas velocidades.



El empuje T se incrementa debido a al estrechamiento en la sección final de la tobera; por lo tanto también lo hará la energía cinética y, consecuentemente, su potencia.

Esta ventaja permitirá a la gabarra del presente proyecto navegar con más eficiencia.

6.1 Elección del diámetro de la hélice

Como se detalla en la figura siguiente, la empresa Dutch Thruster Group nos proporciona una relación de aproximaciones para los siguientes valores con el fin de encontrar el diámetro deseado:

THRUSTER SIZE	MIN-MAX POWER E- MOTOR DRIVEN [kW@50Hz]	THRUST FORCE [kN]	MAX POWER ENGINE DRIVEN [kW]	THRUST FORCE [kN]	INPUT SPEED [RPM]	MAX PROP DIAMETER [MM]
320	15 - 20	3,0	18	2,7	3600	320
420	20 - 45	6,8	36	5,4	1500	420
470	45 - 53	9,0	42	6,3	1800	470
570	53 - 90	13,5	70	10,5	1500	570
715	90 - 150	22,5	120	18	1500	715
960	150 - 250	37,5	200	30	1500	960
1100	250 - 330	49,5	265	39,8	1200/1500	1100
1160	330 - 400	60,0	330	49,5	1200/1650	1160
1350	400 - 550	82,5	440	66,0	1200/1500	1350
1550	550 - 750	112,5	600	90,0	1200/1500	1550
1750	750 - 1000	150	800	120	1200/1500	1750
2000	1000 - 1300	195	1040	156	1200/1500	2000

Tabla obtenida de la empresa Dutch Thruster Group.

Así pues; para una potencia entregada de 1.597,82 kW como se repartirá entre dos potencias del mismo valor a sendos propulsores de 798 kW; por lo tanto, según la anterior tabla deberíamos instalar para la gabarra una hélice de tamaño 1.750 mm, modelo 1750 de la misma empresa.

6.2 Estudio de las pérdidas de potencia

El motor ofrece una potencia teórica IHP que viene dada por la relación:

$$IHP = P_m \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot n \cdot \frac{z}{f}$$

Donde P_m es la presión media en el interior del cilindro, D es el diámetro del mismo, l la distancia recorrida por el cilindro durante su carrera, n las revoluciones por segundo del eje, z el número de cilindros del motor y f será igual a 2, ya que el motor 9L20DF es de 4 tiempos.

Este dato no es necesario debido a que la empresa Wärtsilä ya nos proporciona el BHP (viene adjunto en el anexo II) que no es más que:

$$BHP = 2\pi \cdot Q \cdot n$$

Donde Q es el par entregado por el motor y n las revoluciones por segundo.

Wärtsilä nos da ese valor y BHP es 1.314 kW. Como hemos elegido dos motores de la misma potencia entonces la potencia entregada a los alternadores es igual a 2.628 kW.

A continuación encontramos un eje que transmite esa potencia y par al alternador que no se pretende estudiar en este proyecto dado que el eje que transmite la energía en forma de potencia al alternador no existe propiamente y, en su lugar, hay un acoplamiento. Sin embargo éste viene dado por la relación:

$$SHP = k \frac{d^4 \theta G n}{l}$$

Y esta potencia es la medida en el eje con un torsiómetro justo en las inmediaciones del acoplamiento con el alternador, donde:

K es la constante del torsiómetro, d es el diámetro del eje de transmisión, θ es el ángulo de deformación por torsión, G es el módulo de elasticidad, n son las revoluciones por segundo del mismo eje y l es la longitud del tramo del eje que se ha sometido a dicha torsión.

Debido a la escasa longitud del eje que une el motor térmico con el alternador, se consideran estas pérdidas de muy escaso valor y no se procederá a realizar su cálculo; pues la longitud del eje es directamente proporcional al ángulo de deformación por torsión; es decir, cuanta más longitud a deformar, más deformación.

$$\theta = \frac{M_T \cdot l}{I_0 \cdot G}$$

Se ve en esta última expresión que θ (el ángulo de torsión) es función del momento torsor " M_T " por la longitud del eje; por consiguiente, para una longitud de eje ínfima, el ángulo de giro es cero y por ende son cero las pérdidas ocasionadas por este fenómeno. Sin embargo las pérdidas en el alternador descritas en el capítulo 4 sí se tendrán en cuenta.

Como ya se ha visto en el capítulo 4 éstas suponen unas pérdidas de:

$$2.628 * 0,8 = 2.102 \text{ kVA}$$

Donde 0,8 es el factor de potencia del alternador y

$$2.102 * 0,95 = 1.997,28 \text{ kVA}$$

Donde se estiman un 5% de pérdidas del alternador.

Lo que no se ha comentado aún son las pérdidas debidas a la disipación energética en el motor eléctrico del propulsor. Sin embargo, se carecen de tales datos y se suponen unas pérdidas de valor semejante a las pérdidas producidas en el alternador. Éstas son del 20% e iguales al factor de potencia del alternador. Entonces:

$$1.997,28 * 0,8 = 1.597,82 \text{ kVA}$$

Entonces la potencia entregada a la hélice THP será de

$$DHP = 1.597,82 \text{ kW}$$

Como se puede ver, es necesario el uso de dos grupos electrógenos para igualar la potencia necesaria para la propulsión EHP a la entregada a la hélice DHP suponiendo un rendimiento de la hélice en aguas abiertas muy bajo debido a las formas (carena plana) de la gabarra y un rendimiento del casco que se espera bajo.

Sin embargo; también pueden sucederse otras operativas que vienen indicadas seguidamente. Estos procesos pueden sucederse por motivo de avería o mantenimiento; durante ciertos periodos de tiempo forzado por motivos de condiciones marítimas ó, simplemente, por saber qué potencia máxima de propulsión podría llegar a desarrollar esta planta (caso de los 3 encendidos) aunque no sea probable dicho procedimiento; aunque, trabajen, o no, a la par para este fin, es interesante conocerlos y por eso se detallan en la tabla que sigue:

6.3 Justificación de los valores obtenidos por Hullspeed

Entonces si calculamos el rendimiento casi propulsivo QPC:

$$\eta_0 \eta_H \eta_R = QPC = \frac{EHP}{DHP} = \frac{1.000}{1.598} = 0,6$$

Donde η_0 es el rendimiento de la hélice en aguas abiertas, η_H es el rendimiento del casco, que depende del coeficiente de estela y de succión que se definen seguidamente; y η_R es el rendimiento relativo rotativo. El producto de ellos nos da una eficiencia de la propulsión que, a pesar de que se carecen de los anteriores datos, se ha hecho una aproximación para visualizar entre qué valores se mueve. El rendimiento del casco viene determinado, como se ha dicho con anterioridad, por:

$$V_a = V_s(1 - w_T)$$

Donde V_a es la velocidad de avance de la hélice, V_s es la velocidad del buque y w_T el coeficiente de estela (Taylor); y:

$$R_T = (1 - t)T$$

Donde R_T es la resistencia total del buque, T es el empuje generado por la hélice y t el coeficiente de succión.

Anteriormente se ha visto EHP que no es más que la fuerza efectiva de propulsión y viene definida por:

$$EHP = R_T \cdot V_s$$

Seguidamente se muestran unos valores orientativos para estos coeficientes:

$$w_T \approx 0,55 C_B - 0,2$$

$$t \approx w_T$$

$$t \approx 0,70w_T + 0,06$$

$$\eta_0 \approx 0,65 \text{ a } 0,8$$

$$\eta_H \approx 0,98 \text{ a } 1,05$$

$$\eta_R \approx 0,98 \text{ a } 1,02$$

Valores obtenidos para buques con dos líneas de ejes y arbotantes según el libro “*Marine Propellers And Propulsion*”.

Entonces si se tiene en cuenta el C_B de 0,829 obtenido por el simulador el coeficiente de estela según las expresiones anteriores es:

$$w_T = 0,829 \cdot 0,55 - 0,2 = 0,256$$

y

$$t = 0,70 \cdot 0,256 + 0,06 = 0,240$$

Entonces:

$$V_a = 10 \cdot (1 - 0,256) = 7,44 \text{ Kn}$$

Si los factores son:

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w_T} = 1,022$$

$$\eta_R = \frac{TV_a/2\pi nQ}{\eta_0} = 0,98$$

$$\eta_0 = 0,8$$

Estos dos últimos obtenidos directamente de la tabla anterior; entonces, se obtiene el valor de la efectividad de la propulsión final EHP que es:

$$EHP = DHP\eta_H\eta_R\eta_0 = 1.598 * 1,022 * 0,98 * 0,8 = 1.280 \text{ kW}$$

En conclusión; la potencia efectiva se prevé de alrededor del 80% de la potencia suministrada a la hélice. En el presente proyecto se estiman unas pérdidas mayores (60% como se comenta ya al principio de este capítulo) con motivo de la peculiaridad de las formas de una gabarra; dado que ésta, prácticamente, es cuadrada.

7- Dimensionado de tanques almacén de combustible y accesorios.

Todas las reglamentaciones existentes referentes a la construcción y el equipo de buques que transporten gases licuados a granel, vienen documentados en el “Código de Gaseros” publicado por la IMO y, en el presente proyecto, se ha elegido las directrices de la Sociedad de Clasificación ABS para el seguimiento de los detalles técnicos en la publicación: “*guide for propulsion and auxiliary systems for gas fueled ships*” mostrada en el anexo II de este proyecto.

7.1 Tanques de LNG

Los tanques serán auto-soportantes del tipo A, según la clasificación IMO. Deberán estar dimensionados con el material idóneo para con las necesidades de resistencia mecánica y por deformación debido a los gradientes de temperatura generados por la carga del LNG refrigerado (IMO, Código de gaseros sección 4.4). Los cálculos detallados acerca de espesores y dimensionado, así como, los apoyos y las restricciones detalladas por la IMO sobre éstas; se dejarán fuera del presente proyecto y se regirán bajo las especificaciones dispuestas 5C-8-4 del Reglamento para buques de acero dispuesto en el anexo del presente proyecto.

La empresa HAM que coopera junto con Enagas, en el transporte licuado de gas natural, fabrica tanques contenedores tanto a presiones interiores atmosféricas como superiores.

- Los tanques pueden ser:
- a) de membrana
 - b) semi-membrana
 - c) independientes del **tipo A,B y C**

En el presente trabajo se van a exponer detalladamente las cualidades y ventajas; así como, las desventajas y los aspectos negativos que pueda comportar la elección de cada uno de estos tipos de tanque para el proyecto.

Los tanques de membrana no son soportantes; es decir, carecen de sustentación propia. Esto significa que las tensiones producidas debido a la presión interior del tanque, las soportará el envolvente; en este caso, las paredes de la bodega. Los tanques de membrana están hechos de una primera y una segunda interbarrera, compuesta ella por INVAR, un acero aleado al 36% de níquel y algo (en muy menor proporción) de cromo, que tiene un bajo coeficiente de dilatación debido a la temperatura. Viene dispuesto en estos tanques con un espesor muy pequeño (escasos milímetros) debido a que es un material caro; no obstante, es capaz de resistir las grietas en condiciones de temperaturas criogénicas con estos espesores. Debido a que el propio tanque no soporta las presiones interiores del mismo, las soportará, es este caso, las paredes de la bodega. De esta manera,

este tipo de tanque no es la mejor manera para transportar gas presurizado así que deberemos transportarlo a -160°C para no elevar la presión interna. Además deberá estar muy bien aislado térmicamente para evitar el boil-off.

Los tanques semipresurizados, o semirefrigerados, son tanques que no soportan su propio peso con o sin carga en su interior; pero, sí soportan presiones de entre 8 y 12 bares de presión en su interior ya que sus paredes son de formas esféricas y con refuerzos estructurales en su interior que garantizan la integridad de las paredes frente al “sloshing” (golpes del fluido en las paredes del tanque debido a la mar) y a sobre presiones. Éstos van envueltos con otro envolvente de acero de más espesor para dar rigidez a la primera barrera y, entre la primera y esta última barrera, se interpone una capa de aislante térmico que puede ser perlita o superinsulation.

Los tanques elegidos para el presente proyecto son del tipo A, para el que los cálculos del dimensionado del tanque no son tan exhaustivos. Según la IMO:

- a) *se les someterá a un análisis estructural, que la Administración habrá de juzgar satisfactorio, teniendo en cuenta la presión interior indicada en 4.3.2. el espesor de la chapa del forro de los tanques de carga se ajustará por lo menos a lo prescrito en normas reconocidas para tanques profundos, teniendo en cuenta la presión interior indicada en 4.3.2 y toda tolerancia de corrosión que se prescriba en 4.5.2 a).*
- b) *para partes tales como la estructura que haya en el emplazamiento de los soportes, no ajustadas a Normas reconocidas, los esfuerzos se determinarán mediante cálculos directos, teniendo en cuenta las cargas a que se hace referencia en 4.3, en la medida en que sean aplicables, y las deformaciones experimentadas por el buque en el emplazamiento de los soportes.*

Por ende, debido a que se conoce una empresa que se ocupa del transporte licuado por carretera llamada HAM, tan sólo sería necesario: 1) emplazar un tanque de los que ya se fabrican en dicha empresa para el transporte por carretera (tráiler) con los apoyos que se dictan en la anterior Norma anterior IMO para poder cumplir con esta normativa y embarcarla y 2) proveer de una bandeja de goteo capaz de contener cualquier fuga durante un mínimo de 15 días sin averiarse este sistema de contención, como dicta el Código para gaseros (IMO). Estos cálculos estructurales se salen del trabajo y no serán objeto de estudio.

Se ha partido de una medida de 53 m^3 de volumen de combustible para cada tanque almacén. Se ha elegido la eslora (generatriz del cilindro) de 10 metros y se ha obviado el radio de las semiesferas como margen de máximo llenado. Entonces matemáticamente se extrae:

$$V = \pi \frac{D^2}{4} \cdot h;$$

$$53\text{ m}^3 = \pi \frac{D^2}{4} \cdot 10\text{ m}; D = \sqrt{\frac{53\text{ m}^3 * 4}{10\text{ m} * \pi}} \approx 2,6\text{ m}$$

Los tanques deberán ser dispuestos longitudinalmente y en equilibrio estático respecto al eje de crujía. Serán 3 y de dimensiones cilíndricas independientes del tipo A según la clasificación de la IMO. Debido a que la empresa Enagas, la cual sería un suministrador directo de LNG para el servicio que pudiera dar a este proyecto; sólo suministra este producto (LNG) a presiones muy cercanas a la atmosférica y por ser, éstos tanques del tipo A, tanques que operan con gas licuado a una presión en el estado vapor no superior a los 0,7 bar.

Aislamientos térmicos

Todo tanque el cual la temperatura de carga sea inferior a -10°C deberá llevar una barrera primaria así como de una protección o barrera secundaria para contener cualquier fuga a través de la barrera primaria (IMO, Código de gaseros; sección 4.7).

Ésta barrera puede estar hecha de muchos materiales (entre los se encuentra el material “Triplex” y el “Superinsulation) anteriormente comentados. Sin embargo; por ser unos materiales emergentes y muy novedosos, se descartarán y se procederá a hacer un cálculo de disipación térmica por aproximación con perlita. Roca volcánica, vítrea, que contiene agua a resultas de su cristalización en su molécula. Gracias a esta agua y a un aporte calórico, a resultas de introducirlo en un horno a la temperatura de 1.200°C, el agua cristalizada se expande formando vapor creando un grano fino de micro-celdas cerradas y vacías, altamente ligero. No es tóxico, es imputrescible, incombustible, químicamente inerte y económico.

Como consecuencia de la formación de estructuras micro-moleculares cerradas y vacías, la perlita elimina cualquier intercambio térmico mediante los fenómenos de conducción y radiación; y, al estructurarse de esta manera, evita muy bien la convección. Su conductividad térmica específica es 0,0007 W/(m·K) al vacío. También se tendrá en cuenta el coeficiente por transmisión de calor del aluminio que es 225 W/(m·K) Entonces el cálculo de pérdida energética por dicha conducción, cogiendo un valor de 10 W/K para el coeficiente de convección y tomando la radiación térmica como cero obtenemos que:

$$\dot{R}_{cilindro} = \frac{\ln|r_{max}/r_{min}|}{2\pi kL}$$

Suponiendo como espesores de aluminio de 10mm, espesores de aislante térmico (perlita) de 50mm, como temperatura interna ideal de -160°C y temperatura ambiente 28°C, entonces:

$$\Delta\dot{q} = \frac{T_{IN}-T_{OUT}}{R_{eq}}; \quad \dot{R}_{eq} = \dot{R}_1 + \dot{R}_2 + \dot{R}_3 + \dot{R}_4 + \dot{R}_5$$

Donde: $\dot{R}_1 \equiv$ resistencia de la primera barrera de aislamiento (perlita)

$\dot{R}_2 \equiv$ resistencia de la segunda barrera de protección (aluminio)

$\dot{R}_3 \equiv$ resistencia de la segunda barrera de aislamiento (perlita)

\dot{R}_4 \equiv resistencia del envoltente (aluminio)

\dot{R}_5 \equiv resistencia por convección

Entonces:

$$\Delta\dot{q} = \frac{T_{IN} - T_{OUT}}{\dot{R}_{eq}} = \frac{-160 - 28}{\dot{R}_1 + \dot{R}_2 + \dot{R}_3 + \dot{R}_4 + \dot{R}_5}$$

Calculando por los espesores dados anteriormente la \dot{R}_{eq} tiene un valor igual a $-1,84358 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$; entonces:

$$\Delta\dot{q} = \frac{-188}{-1,84358} = 101,98 \text{ W}$$

Como se ve, el aporte de calor que deberá ser cedido por el evaporador de la estación recuperadora para el relicuado del boil-off, es aparentemente poco. Sin embargo; es conocido que este valor de recuperación es muy superior y las instalaciones que contienen estos equipos son muy costosos y difíciles de calcular.

En concreto, se han descartado aquí el fenómeno de la radiación solar y de la radiación de la temperatura; así que es de esperar de este valor una cifra superior.

No obstante, se deja fuera el estudio exhaustivo de este cálculo para el presente proyecto y se encomienda este tipo de cálculos a la empresa HAM; dado que ellos ya suministran el equipo con éstos (compresor, evaporador y circuitos de relicuado). Incluso un camión podría tener por carretera y durante el día unas condiciones más altas de temperatura y se considera que estas variaciones son admisibles para compararlo con este proyecto.

Consecuentemente; si cogemos un sobredimensionado, para condiciones de temperatura, y radiación superiores; del orden del 200%, debido a que este proyecto está orientado para el suministro eléctrico en verano; encontramos un incremento superior que no excede a los 250 W. Potencia *a priori* perfectamente asumible para esta instalación con más de 3MW. Con la habida cuenta que si analizamos conceptualmente las condiciones de transporte en carretera respecto al marino, tan sólo se diferencia en los posibles rociones de agua, ya que, viento y radiación solar, prácticamente es la misma.

7.2 Equipos

Los tubos por donde circule gas, deberán ser resistentes a las altas tensiones de contracción por la baja temperatura del LNG o NG que circula. Una buena solución son las tuberías ITP LNG, dotadas de 3 tubos concéntricos. El tubo interior es una mezcla de NiFe al 36% de níquel, otramente conocido por Invar, que supone una importante reducción de la contracción térmica en el tubo. Los otros dos tubos exteriores de acero inoxidable corriente, sirven para proteger de perforaciones y como medida de contención. En el inter-barrado del primer con el segundo y segundo con el tercer tubo, se encuentra

el material micro-poroso Izoflex™ para minimizar la fuga de calor y como material resistente a las cargas por el peso (golpes...) entre tubos.

Los tubos de los brazos que conforman las mangueras de trasiego de LNG en la empresa ENAGAS.SA son de acero INOX 304L que es un acero aleado alrededor del 19% de cromo y 10% de níquel. Es un acero caro pero resiste las corrosiones y el desgaste a temperaturas criogénicas.

Los tubos que se dispongan en la cubierta deberán elegirse de éstos dos materiales; sin embargo, este proyecto no pretenderá hacer un cálculo exhaustivo de las dimensiones ni los caudales con que se pretenda proveer a este proyecto.

A continuación se procede a describir los equipos que se cree necesarios para la gabarra que como se ha comentado ya no se calcularán.

Línea de alimentación de los motores duales. Este sistema tendrá los siguientes dispositivos de trasiego y control: conducto principal, conducto de retorno por sobrepresión, válvula maestra, válvula reguladora de presión, válvula principal de tanque, termómetros y barómetros, (6.2, *Guía para buques propulsados por gas ABS*) cerca de la admisión al motor DF. Estos tubos, por donde circulará el gas, pueden ser de pared simple (5.2.ii, *Guía para buques propulsados por gas ABS*) o doble y deben estar como mínimo a 800mm de ambos costados según la misma guía. Siguiendo esta directrices, se deberá disponer a la línea de alimentación un sistema de purga de las tuberías con nitrógeno; así como, flexibilidad para soportar la fatiga de las tensiones debidas a la dilatación; tanto si son tubos presurizados o no. Éstos vienen detallados en los puntos 4.2 y 4.1 de dicha guía, respectivamente (presurizados o no) y en el capítulo 5.5 del código de gaseros (IMO). Ver anexo II, fig.: 2.7.

Separador de impurezas. Si el gas natural contiene impurezas, éstas pueden condensar dañando partes de la maquinaria; así que se dispondrá un dispositivo capaz de drenar éstas. Éste tendrá la capacidad de separar líquido de gas e irá dispuesta después de los evaporadores y antes de la alimentación del compresor.

Evaporador de gas. Este elemento permite que el metano líquido entrante se expanda. Este gas será mandado mediante compresores al motor DF. Éstos evaporadores pueden ser dispositivos de expansión calefactados por la temperatura ambiente. Ver anexo II, figuras: 2.8 y 2.10.

Calentador de gas. También se calefactan por tubos que pueden estar dispuestos en la cubierta y ceden calor al ambiente por convección natural que deberán ir protegidos para la tripulación para minimizar su exposición por contacto involuntario.

Bandeja de goteo. Tanto los tanques de almacén como las boquillas existentes dispuestas por debajo del nivel superior de gas licuado deberán llevar esta bandeja de goteo para posibles fugas. Éstas deberán ser capaces de recolectar el volumen descargado debido a la fuga según dicta la clasificadora ABS en la *Guía para buques con propulsión por gas* en el punto 2.2.1.

Compresores. Como no se pretende relicuar el gas que se halla expandido en los tanques; estos compresores deberán comprimir el gas a la presión de admisión del motor DF. En el motor elegido, el combustible gas debe entrar en la cámara de compresión a 5,5 bar de presión. En el anexo II, fig. 2.6; se muestra uno de los compresores típicos para el relicuado pero que también se suelen utilizar para el acondicionamiento del combustible.

Detectores de gas. Deberán ir dispuestos en cualquier espacio cerrado por donde pase una tubería de gas. También deberán ir conectados a un sistema automático de parada de suministro a dicho espacio en caso de detección de fuga.

Generador de gas inerte. Pueden disponerse botellas de nitrógeno líquido.

Línea de gas inerte. Por el que circulará gas inerte para el inertizado de tanques por si se tuviera que descargar alguno de los tanques para su inspección o trasiego para el intercambio por otro combustible.

7.3 Tanques de MDO

Debido a que los motores duales propuestos funcionan por quema mediante llama piloto de MDF. No obstante, puede operar tanto en gas y llama de MDO como con MDO, solamente, así que se dispondrá un tanque para dicho combustible.

El tanque por razones de comodidad se ha dimensionado para un valor aproximado, como en el caso anterior 7.1 para los tanques LNG, a razón de 53 m³.

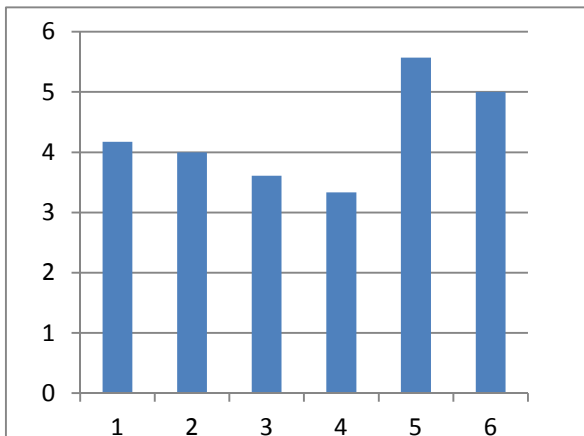
El cálculo aproximado de los consumos relativos a los combustibles líquidos se ha dejado fuera del presente proyecto pero se hace una aproximación de algunos valores en el anexo I, fig 1.1.

8- Dimensionado de la gabarra

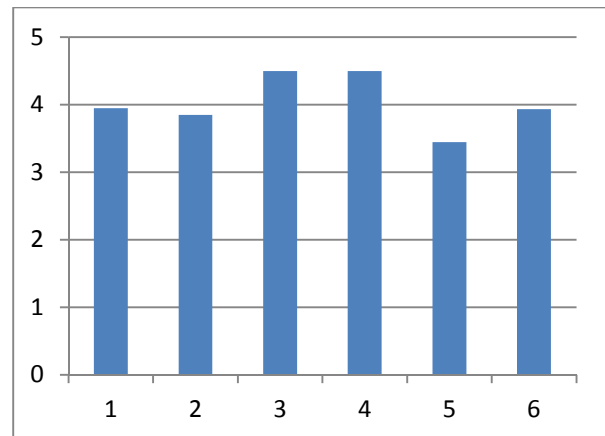
La gabarra que se propone es un buque de dimensiones parecidas a un paralelepípedo de seis caras, no todas paralelas entre sí; pero, próximo a este límite.

Para el dimensionado de la misma, se ha elegido las barcasas y gabarras que se utilizan par el transporte de todo tipo de mercaderías por las aguas, más bien interiores, noroccidentales de Europa. Se ha seguido una regresión entre los siguientes parámetros más básicos: eslora, manga y puntal; y se extraen dos relaciones entre estas tres que van a proyectar las dimensiones de la gabarra que se pretende dimensionar.

Buques	Medidas	Eslora (L en m)	Manga (B en m)	Puntal (T en m)	L/B	B/T
Ocean Deck		60,96	14,6	3,7	4,17534247	3,945945946
ABS bargue		60,96	15,24	3,96	4	3,848484848
ABS bargue		79,25	21,94	4,88	3,61212397	4,495901639
McDonough Marine		54,86	16,45	3,66	3,33495441	4,494535519
McDonough Marine		59,44	10,67	3,1	5,57075914	3,441935484
McDonough Marine		60,96	12,19	3,1	5,00082034	3,932258065
MEDIA					4,28233339	4,02651025



Relación L/B



Relación B/T

Para la obtención de los cálculos referentes a la resistencia al avance se han obtenido mediante la generación de las formas de la gabarra con el software Maxsurf y, posteriormente, la obtención de dichos cálculos con el software Hullspeed; dispuestos en el anexo I, fig. 1.3, 1.4 y 1.5.

Seguidamente se mostrarán los datos de más interés obtenidos con estos programas informáticos. Cabe decir que tanto la potencia necesaria desarrollada como la velocidad necesaria, no es de suma importancia en este proyecto debido a que las gabarras no están diseñadas para el porte de mercancías; sino que se usan como barcasas flotantes capaces de desarrollar sus tareas sin necesidad de desplazarse.

Así; pues, se cogerá una velocidad exagerada (10 nudos, que es una velocidad prácticamente imposible para una gabarra; como se comprobó con el capitán de la gabarra Sato Algeciras, actualmente anclada en el puerto de Barcelona) y se medirán los resultados.

Definiciones de los valores hidroestáticos fundamentales:

Eslora en la flotación: Máxima distancia longitudinal del casco, medida en el plano de flotación.

Manga en la flotación: Máxima distancia transversal, medida en el plano de flotación.

Calado: Máxima distancia vertical de la carena.

Desplazamiento volumétrico: Volumen de agua de mar (densidad 1,025 ton/m³) desplazado por el casco.

Área mojada: Área de la superficie sumergida del casco.

Coefficiente prismático: Relación entre el volumen sumergido del casco y el volumen del prisma que lo contiene, definido por la eslora en la flotación, multiplicado por la máxima sección transversal:

$$C_p = \frac{\nabla}{L \cdot A_x}$$

Coefficiente de flotación: Relación entre el plano de flotación delimitado por el casco y el cuadrilátero que lo contiene, cuyas dimensiones coinciden con la manga y es:

$$C_{WP} = \frac{A_{WP}}{L \cdot B}$$

Semiángulo de entrada (α): Ángulo medido en el plano de flotación, entre el casco y la línea de crujía.

Posición longitudinal del centro de gravedad: Posición longitudinal del centro de gravedad medida desde la medianía del buque.

Área espejo de popa: Área de la sección sumergida del espejo de popa.

Manga en la flotación del espejo de popa: Distancia transversal medida en el plano de flotación en el espejo de popa.

Calado espejo de popa: Calado medido en el espejo de popa.

Área cuaderna maestra: Área sumergida de la cuaderna maestra (máxima sección transversal sumergida del casco).

Calado perpendicular de proa: Calado medido en la perpendicular de proa.

The screenshot displays the Maxsurf Professional interface for a hull design project. The main window shows a 3D profile of the hull with a 'Zero pt.' and 'MB' (Mean Baseline) indicated. Below it, the 'Plan' view shows the hull's footprint with a grid of vertical sections. On the right, the 'Hydrostatics at DWL' window provides a detailed table of hydrostatic data.

Measurement	Value	Units
1 Displacement	796.7	t
2 Volume (displaced)	777.241	m ³
3 Draft Amidships	0.000	m
4 Immersed depth	1.858	m
5 WL Length	39.745	m
6 Beam max extents on	12.703	m
7 Wetted Area	609.709	m ²
8 Max sect. area	22.549	m ²
9 Waterpl. Area	483.159	m ²
10 Prismatic coeff. (Cp)	0.867	
11 Block coeff. (Cb)	0.829	
12 Max Sect. area coeff.	0.966	
13 Waterpl. area coeff. (Cwp)	0.957	
14 LCB length	-0.170	from zero pt. (+ve fwd) m
15 LCF length	0.215	from zero pt. (+ve fwd) m
16 LCB %	-0.428	from zero pt. (+ve fwd) % Lwl
17 LCF %	0.540	from zero pt. (+ve fwd) % Lwl
18 KB	-0.838	m
19 KG fluid	0.000	m
20 BMT	7.841	m
21 BML	77.804	m
22 GMt corrected	7.003	m
23 GML	76.966	m
24 KMt	7.003	m
25 KML	76.966	m
26 Immersion (TPc)	4.952	tonne/cm
27 MTc	0.000	tonne.m
28 RM at 1deg = GMt.Dis	97.375	tonne.m

Below the table, the 'Density (water)' is set to 1.025 tonne/m³, and 'Std. densities' is set to 1.025 tonne/m³ - Std. Metric sea water (1025.0 kg/m³). The VCG is set to 0 m. Buttons for 'Recalculate' and 'Close' are visible.

Métodos que utiliza Hullspeed para buques de desplazamiento

Holtrop

Algoritmo diseñado para predecir la resistencia al avance enfocado a buques de carga, buques de pesca, remolcadores, buques portacontenedores y algunos buques militares como fragatas.

Compton

Método aplicable a buques tipo patrullero o buques de recreo diseñados con espejo de popa plano y que operan en regímenes de desplazamiento y semi-desplazamiento.

Fung

Método aplicable a buques parecidos a los que aplica Compton, normalmente más grandes. Suele ir orientado para cálculos de resistencia a grandes buques mercantes.

Van Oortmerssen

Diseñado para estimar la resistencia al avance de remolcadores o arrastreros.

Series 60

Fue desarrollado para estimar la resistencia al avance de buques de carga que disponían de un solo propulsor.

Los límites numéricos para el empleo de los anteriores métodos probabilísticos son los siguientes:

Método	Número de Froud
Holtrop	$0,0 < F_N < 0,8$
Compton	$0,1 < F_N < 0,6$
Fung	$0,134 < F_N < 0,908$
Van Oortmerssen	$0,0 < F_N < 0,5$

Así pues se procede a obtener los valores mediante Hullspeed para la resistencia al avance, con el modelo generado en Maxsurf. Los datos obtenidos muestran que ningún método se adapta bien a este modelo porque infringe alguna de las reglas de dicho método. Sin embargo; como se ha comentado anteriormente, solo se desea obtener un valor de referencia suficientemente válido para propulsar a la gabarra a una velocidad mayor que, con toda seguridad, no corresponderá a la realidad; pero, no será de una gran relevancia dados los motivos comentados anteriormente.

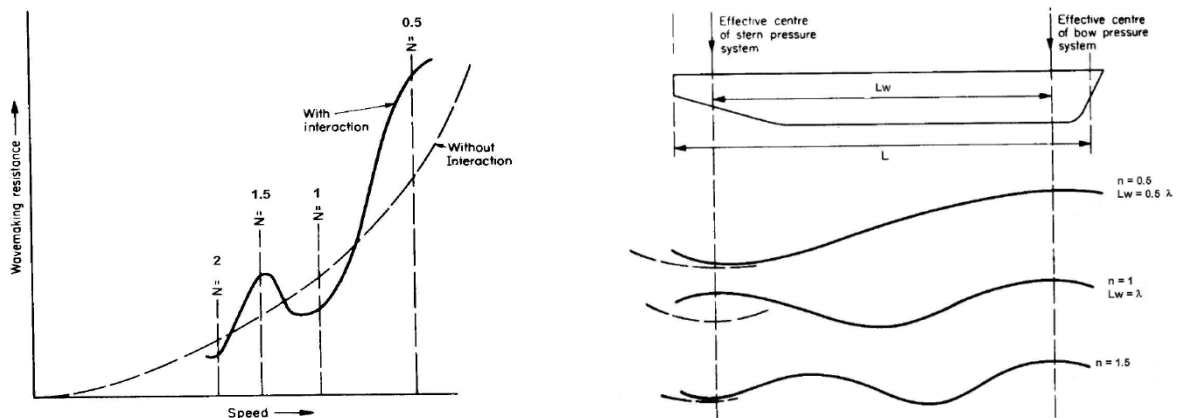
	Speed (kts)	Froude No. LWL	Froude No. Vol.	Holtrop Resist. (kN)	Holtrop Power (kW)	Van Oortmerssen Resist. (kN)	Van Oortmerssen Power (kW)	Series60 Resist. (kN)	Series60 Power (kW)	Delft I,II Sail Resist. (kN)	Delft I,II Sail Power (kW)	Delft III Sail Resist. (kN)	Delft III Sail Power (kW)	Compton Resist. (kN)	Compton Power (kW)	Fung Resist. (kN)	Fung Power (kW)
1	0	0	0	--	--	--	--	--	--	--	--	111.83	0	--	--	--	--
2	0.5	0.013	0.027	0.14	0.04	0.06	0.02	--	--	--	--	97.33	25.03	--	--	--	--
3	1	0.026	0.054	0.61	0.31	0.25	0.13	--	--	--	--	82.92	42.66	--	--	--	--
4	1.5	0.039	0.081	1.49	1.15	0.56	0.43	--	--	--	--	68.6	52.94	--	--	--	--
5	2	0.052	0.108	2.84	2.93	1.01	1.04	--	--	--	--	54.37	55.94	--	--	--	--
6	2.5	0.065	0.136	4.67	6.01	2.21	2.84	--	--	--	--	40.22	51.73	--	--	--	--
7	3	0.078	0.163	6.94	10.72	5.61	8.65	--	--	--	--	26.14	40.35	--	--	--	--
8	3.5	0.091	0.19	9.6	17.29	11.9	21.43	--	--	--	--	12.14	21.86	--	--	--	--
9	4	0.104	0.217	12.58	25.9	20.49	42.17	--	--	--	--	--	--	12.63	25.98	--	--
10	4.5	0.117	0.244	15.83	36.65	30.32	70.19	--	--	--	--	--	--	15.87	36.74	--	--
11	5	0.13	0.271	19.29	49.62	40.51	104.2	--	--	--	--	--	--	19.47	50.08	--	--
12	5.5	0.143	0.298	22.92	64.85	50.51	142.92	7.9	22.36	--	--	--	--	23.42	66.26	460.32	1302.44
13	6	0.156	0.325	26.69	82.39	61.35	189.36	10.73	33.12	--	--	--	--	27.88	86.07	356.89	1101.59
14	6.5	0.169	0.352	30.6	102.31	73.67	246.35	13.74	45.93	--	--	--	--	32.96	110.21	298.45	997.98
15	7	0.182	0.379	34.64	124.74	79.56	286.49	16.1	57.99	--	--	--	--	38.51	138.67	263.16	947.65
16	7.5	0.195	0.407	38.85	149.89	81.69	315.18	19.1	73.7	--	--	--	--	44.54	171.84	246.01	949.19
17	8	0.208	0.434	43.27	178.09	130.56	537.33	23.07	94.94	7.67	31.57	8.97	36.93	52.38	215.58	228.23	939.3
18	8.5	0.221	0.461	47.98	209.82	119.02	520.43	28.89	126.34	15.49	67.72	18.4	80.47	61.88	270.58	228.7	1000.05
19	9	0.235	0.488	53.09	245.8	75.86	351.24	38.01	175.97	24.31	112.56	30.06	139.16	72.46	335.47	226.7	1049.61
20	9.5	0.248	0.515	58.58	286.28	297.59	1454.41	50.49	246.77	33.55	163.97	42.57	208.06	84.17	411.37	215.17	1051.56
21	10	0.261	0.542	64.92	334	299.65	1541.55	--	--	52.96	272.47	62.11	319.54	98	504.16	223.61	1150.33
22	10.5	0.274	0.569	72.33	390.73	42.59	230.05	--	--	74.79	403.97	83.33	450.14	113.51	613.12	244.62	1321.35
23	11	0.287	0.596	79.7	451.03	--	--	--	--	115.02	650.87	128.38	726.48	130.57	738.89	253.84	1436.44
24	11.5	0.3	0.623	87.15	515.61	287.58	1701.37	--	--	157.51	931.86	176.33	1043.2	149.28	883.14	248.43	1469.72
25	12	0.313	0.651	96.93	598.35	710.36	4385.28	--	--	242.14	1494.83	265.22	1637.3	173.07	1068.45	241.84	1492.94
26	12.5	0.326	0.678	111.37	716.14	952.25	6123.52	--	--	329.8	2120.8	357.05	2296.04	199.33	1281.82	244.83	1574.41
27	13	0.339	0.705	130.89	875.35	891.1	5959.49	--	--	449.06	3003.19	479.56	3207.22	228.08	1525.36	260.51	1742.21
28	13.5	0.352	0.732	152.03	1055.82	588.93	4090.15	--	--	558.6	3879.51	590.55	4101.35	259.36	1801.23	284.94	1978.88
29	14	0.365	0.759	169.41	1220.1	193.38	1392.76	--	--	606.46	4367.83	628.32	4525.29	292.81	2108.9	310.1	2233.39
30	14.5	0.378	0.786	180.93	1349.61	--	--	--	--	667.74	4980.99	678.11	5058.32	329.01	2454.2	329.48	2457.73
31	15	0.391	0.813	188.9	1457.7	--	--	--	--	777.13	5996.83	770.92	5948.9	368.04	2840.08	342.29	2641.31
32	15.5	0.404	0.84	199.11	1587.68	--	--	--	--	833.93	6649.64	805.72	6424.72	413.23	3295.07	352.2	2808.39
33	16	0.417	0.867	214.85	1768.42	--	--	--	--	767.33	6315.99	704.42	5798.16	469.89	3867.73	363.41	2991.23
34	16.5	0.43	0.895	230.67	1957.97	24.19	205.36	--	--	816.16	6927.85	717.13	6087.22	531.17	4508.76	378.19	3210.24
35	17	0.443	0.922	246.57	2156.4	387.37	3387.77	--	--	1053.17	9210.59	915.71	8008.35	597.24	5223.23	396.71	3469.42
36	17.5	0.456	0.949	262.56	2363.8	797.64	7181.01	--	--	454.41	4090.98	917.22	8257.55	671.46	6045.03	417.72	3760.65
37	18	0.469	0.976	278.65	2580.26	1218.23	11280.82	--	--	521.79	4831.73	688.62	6376.59	755.12	6992.39	439.59	4070.59
38	18.5	0.482	1.003	294.82	2805.87	1620.97	15427.11	--	--	595.38	5666.39	619.16	5892.69	844.92	8041.25	460.98	4387.23
39	19	0.495	1.03	311.09	3040.7	1986.38	19415.73	--	--	674.24	6590.3	683.93	6685.03	941.06	9198.37	481.27	4704.16
40	19.5	0.508	1.057	327.45	3284.85	2302.59	23098.79	--	--	735.88	7382.1	741.06	7434.06	999.14	10023.03	500.61	5021.97
41	20	0.521	1.084	343.91	3538.4	2563.82	26378.88	--	--	787.16	8098.98	793.6	8165.31	1031.02	10608.03	519.69	5347.06

El método elegido será el método Van Oortmerssen por ser el que ofrece resistencias mayores y por adecuarse más a los valores límites de aplicación como se muestra en los valores obtenidos del programa y que se muestran en el anexo I, figs: 1.3, 1.4 y 1.5).

Así pues; se ve claramente como para la velocidad de 10 nudos hay un pico resistivo de 1541.55 kW de potencia (concretamente el pico resistivo se encuentra para la velocidad de 9,5 nudos) y seguidamente se dispara a potencias de alrededor de los 5 MW; que, lógicamente, se descartan por no adecuarse a los objetivos de este proyecto.

Comparando los valores obtenidos por el método Van Oortmerssen con el método Fung, se ve que concuerdan bastante los datos obtenidos con este último método; así que, se dará por válido este resultado.

Los picos de resistencia, comentados anteriormente, suceden debido al principio de resistencia por formación de olas que son despreciables para números de Froud inferiores a 0,1; pero, que empiezan a ser dominantes (respecto a la resistencia por fricción ITTC) a partir de valores superiores a 0,45. Es decir, que para valores entre 0,1 y 0,45 el coeficiente resistivo por formación de olas empieza a afectar en mayor medida (como mayor es el número de Froud) al coeficiente resistivo total como se ve en los gráficos que siguen a continuación.



Como se aprecia, a mayor velocidad el tren de olas transversales empieza a ser más importante debido a que la ola generada es de mayor altura. Este patrón viene representado en la figura anterior y el principio siempre es el mismo. Una ola se crea en la popa i su amplitud siempre es ascendente, mientras que en la popa se crea una de igual amplitud pero de sentido contrario, es decir; un valle. Entonces según la longitud de onda, λ (tren de olas transversales) y para n , números enteros; entonces el valle formado en popa se contrarresta con la cresta formada en el mismo lugar, restándose y, consecuentemente, disminuir la resistencia por formación de olas. Conociendo que el número de Froud es directamente proporcional a la velocidad al igual que el número de Reynolds de la siguiente manera:

$$F_N = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}} \text{ y } R_N = \frac{V \cdot L}{\nu}$$

Donde:

V=a la velocidad del buque.

g=a la gravedad.

L=a la eslora del buque.

ν =a la viscosidad cinemática del agua salada a 25°C.

Así pues; para una eslora fija se ve claramente como la velocidad es directamente proporcional a ambos números (de Froud y Reynolds), entonces se puede entender claramente los picos anteriormente comentados.

9- Operativa

9.1 Consumo durante el suministro eléctrico

El estudio que continua se centra en el suministro eléctrico al buque RO-PAX 1.000 (Sorolla); pero, también durante recaladas en puertos, como la zona que abarca de la población de l'Escala a Roses o de Málaga a Almería, para suministrar a sendas poblaciones al ejemplo durante, aproximadamente, los 3 meses de verano o debido a un fallo en el suministro eléctrico que se pudiera producir que requiriera el suministro externo.

El aumento de la población y su respectivo consumo eléctrico, cabe decir, que según los siguientes cálculos hechos por el autor donde:

$$G = \int_0^t P \cdot dt = P \cdot t = 1.997,28 \text{ kWh}$$

Si se estima una población como se muestra en la siguiente tabla, obtenido de los valores del instituto nacional de estadística (INE) y de la red eléctrica española (REE)(ver anexo II, fig. 2.12), se pueden sacar los siguientes resultados que siguen a continuación:

provincia	población
Barcelona	5.529.099
Girona	756.810
Tarragona	811.401
Lleida	442.308
total	7.539.618 pers

Consumo en catalunya/2011 49.536 GWh

Entonces se obtiene que el consumo eléctrico medio anual por persona (catalán) es de:

$$G_{\text{anual}} = \frac{\text{Consumo eléctrico anual (Cataluña)}}{\text{Población catalana}} = 6,57 \text{ kWh/pax}$$

Luego se podrá suministrar para las siguientes personas por cada gabarra con que se opere en dicha población:

$$\frac{G}{G_{\text{anual}}} = \left[\frac{\text{kWh}}{\text{kWh/pax}} \right] = 304,0 \text{ pax}$$

9.2 Consumo de combustible (LNG) esperado y horas de trabajo

Si la potencia al freno BHP es, según las características del motor ofrecidas por Wärtsilä, de 8.910 kJ/kWh y el poder calorífico inferior mínimo del gas natural es 38.000 kJ/m³N; entonces:

$$G = \left(\frac{7.877}{38.000} \cdot 2.700 \right) + \left(\frac{8.910}{38.000} \cdot 1584 \right) = 931,1 \frac{m^3}{h}$$

Si se conoce que la relación entre volumen desalojado por gas natural líquido entre gas natural en estado gaseoso y ésta resulta que es:

$$\epsilon = \frac{1}{600} \text{ aproximadamente}$$

El volumen de gas consumido en estado líquido en el transcurso de 24h será:

$$G' = G \cdot t \cdot \epsilon = 931,1 \cdot 24 \cdot \frac{1}{600} = 37,24 \text{ m}^3 \text{ de LNG en un día}$$

Como se expone en el capítulo 7 se deben disponer 2 tanques de 53 m³ así que si tenemos el consumo del motor en fase líquida por unidad de tiempo (día); entonces:

$$\text{Autonomía} = \frac{106}{37,24} = 2,85 \text{ días}$$

Es decir que con dos motores suministrando a la vez (el 6L34DF y 9L20DF a la vez) la máxima potencia (caso del RO-PAX 1.000, como se especifica en el capítulo 4) de aproximadamente 3MW, tiene el anterior consumo.

Para el suministro a una población de las antes expuestas, puede que se llegara a operar con los tres a la vez, pasando el tercer motor a activo; entonces:

$$G_3 = G + \left(\frac{8.910}{38.000} \cdot 1584 \right) = 2.062,28 \frac{m^3}{h}$$

$$G' = 2.062,28 \cdot 24 \cdot \frac{1}{600} = 82,49 \text{ m}^3 \text{ de LNG en un día}$$

$$\text{Autonomía} = \frac{106}{82,49} = 1,29 \text{ días}$$

Capacidad de autonomía para el suministro eléctrico tomando como valores los correspondientes a los régimen de trabajo más elevados que se esperan; estos son del 100%, según los datos técnicos encontrados por el autor sobre los motores expuestos.

10- Conclusiones

- Debería dotarse al buque de dos anclas con sus respectivos motores eléctricos que se da por supuesta su cabida a razón eléctrica en la instalación de este proyecto.
- Se deja en el aire la cuestión del relicuado del LNG en relación a cuál sería el tipo de instalación para dicha tarea y cuál sería el sistema en detalle. Sin embargo se han dejado expuestos en el Anexo II, fig. 2.5; un sistema de los más novedosos y que se empieza a emplear en este tipo de buques por su alto rendimiento.
- Es recomendable, se cree, desde los objetivos primarios de este proyecto; que la garantía de poder abastecer a zonas amplias debido a que las posibilidades a un suministro de combustible gas (en el sentido de repostar combustible gas a la gabarra) sea posible, aunque las opciones son difíciles de encontrar en este país. Hay tres dificultades encontradas:
 - o Las grúas de abastecimiento a grandes petroleros de empresas refinadoras o que almacenen gas, como ENAGAS; no suministran gas a la altura adecuada (10 m) por lo que se deberían acoplar a unas mangueras que llegaran a la altura apropiada a la bodega de la gabarra. En sentido invertido, en Europa en muchos casos y en Cádiz, recientemente, se llevan a cabo trasvases de LNG de buque a buque, mediante los llamados buques Fueling dotadas de tuberías que sí lo permiten, se muestran en el Anexo II, fig 2.2; fotografías que demuestran este método posibles y que sería una buena solución.
 - o Dadas las desfavorables vías de acceso a la obtención de LNG como combustible dada la anterior dificultad, se deberá disponer con toda probabilidad de más depósitos de combustible que no se ha previsto su ubicación con exactitud en este proyecto pero sí dando unos consumos aproximados y una capacidad necesaria de tanques que se describen en el capítulo 7 y Anexo I, fig 1.1, respectivamente; a razón de esclarecer el consumo esperado y así su autonomía. Estos valores de peso sobredimensionado (tonelaje de registro bruto, reserva de flotabilidad) se muestran en el Anexo I, fig 1.2; y rondan las 300 toneladas de sobredimensionado que equivaldrían a aproximadamente a 9 o 10 tanques a añadir al proyecto de LNG para combustible; debido a que cada depósito pesa aproximadamente 33 toneladas lleno de LNG.
 - o La disposición de estos tanques para con el cumplimiento de las medidas establecidas por el código de gaseros debería ser estudiado exhaustivamente, se expone en el Anexo I, en la documentación adjunta (formato digital) la guía de la aseguradora ABS, *Manual para el diseño de embarcaciones propulsadas a gas*.

- Para el dimensionado del lastre necesario se ha hecho un estudio del peso muerto esperado expuesto en el Anexo I, fig. 1.2; que se espera de unas 250 toneladas aproximadamente.
- Las extracciones de calor eficientemente para los distintos equipos y sistemas como: refrigeración en compresores de relicuado (anexo II, fig. 2.8) o los tanques utilizados por HAM como se indica en el capítulo 7, climatización con evaporadores de tiro forzado, entre otras, y el equipo de relicuado óptimo; será, sin lugar a dudas; el punto clave para que este proyecto sea rentable.
- Se considera óptima la operación expuesta en el capítulo 5 dado que en las informaciones publicadas por la compañía en el año 2012 el cual el mismo autor estuvo estudiando el presente proyecto en su página web que se muestra en la bibliografía expuesta a continuación. En el anexo II, fig. 2.9; se muestra como entre las regiones de Alicante y Almería y entre Vilanova i la Geltrú y Mataró aproximadamente existen dos (en Barcelona y Cartagena tienen unos 840.000 m³ y 587.000 m³, respectivamente de capacidad máxima. En estas dos regiones existen depósitos de LNG de la empresa ENAGAS y sería factible la operativa LNG.
- Sin embargo, sería conveniente adecuar las presiones de Enagás para operar en la presión de proyecto de 20 Bar de HAM que se deja fuera del estudio de este proyecto pero que sólo sería adaptar dos líneas de carga/descarga de LNG y una tercera línea para el inertizado del tanque. Con estas tres líneas de tubos resistentes a la temperatura líquida del LNG (-160° C) como los que se indican en el capítulo 7, apartado 7.2; de este proyecto.

11- Bibliografía

Bibliografía:

- **Marine Propellers and Propulsion (segunda edición)**; Carlton, J. S.; Ed. Butterworth-Heinemann; 2007.
- **Fundamentals of Natural Gas Processing**; Kidnay, A.J., Parrish, W.R.; Taylor and Francis Group; 2006.
- **Propulsion and Auxiliary Systems for Gas Fueled Ships**; American Bureau of Shipping (ABS); 2011.
- **Rules for Building and Classing Steel Vessels (Part 5C, Specific Vessels Types)**; American Bureau of Shipping; 2012.
- **Máquinas eléctricas**; Chapman, S.J;Ed: Mc Graw Hill, 4ª edición; 2005.
- **Código para la construcción y el equipo de buques que transporten gases licuados a granel**; IMO; Edición de 1983 con enmiendas 1 a 4 incorporadas.

Webs de interés:

- www.lngworldnews.com
- www.gcaptain.com
- <http://www.enagas.es>
- www.ree.es
- www.cne.es

Webs de equipos:

- www.wartsila.com
- <http://www.rolls-royce.com/marine/>
- <http://www.clarke-energy.com/gas-engines/leanox/>
- <http://mandieselturbo.com>
- www.cryonorm.nl
- www.ham.es
- www.schundler.com
- <http://www.liquefiedgascarrier.com/>
- www.indox.com
- <http://www.drakamog.com/>
- <http://www.leroy-somer.com/en/>
- <http://www.electramolins.es/>
- www.solediesel.com

Webs de Fueling:

- www.gasnor.no/en/

Webs de motores a gas para la industria de la automoción:

- <http://www.cumminswestport.com/>
- http://www.mercedes-benz.es/content/spain/mpc/mpc_spain_website/es/home_mpc/van/home/vans_world/blueefficiency/technologies/lgt.html

ANEXO I

LHV GN	38.000	kJ/m ³ N	LHV MDO	38.703,00	kJ/m ³ N
densidad GN	0,78	kg/m ³	dens MDO	975	kg/m ³
dens LNG	451	kg/m ³			
	6L34DF				
gas	7877	kJ/kWh			
oil	0,191	kg/kwh			

Para un solo motor 6L34DF	
CONSUMO	2571 kW
Gng	532,941237 m ³ N/h
Goil	0,50365231 m ³ N/h
Glng	0,88823539 m ³ /h

1.1- Tabla de consumos esperados para el suministro al buque RO-PAX1000

1.	Motor de mezcla pobre (1000 kW) Wärtsilä 9L20DF, gas.....	11,8 t.
2.	Motor de mezcla pobre (1000 kW) Wärtsilä 9L20DF, gas.....	11,8 t.
3.	Motor de mezcla pobre (1000 kW) Wärtsilä 6L34DF, gas.....	34 t.
4.	Alternador de 1962 kVA, síncrono.....	7,0 t.
5.	Alternador de 1962 kVA, síncrono.....	7,0 t.
6.	Alternador de 1962 kVA, síncrono.....	7,0 t.
7.	Motor eléctrico propulsor.....	34,5 t.
8.	Motor eléctrico propulsor.....	34,5 t.
9.	Unidad de control de los grupos eléctricos.....	
10.	Deposito de MDO.....	
11.	Depósito gas natural (3 x 23 t.)	69,0 t.
12.	(3 x 2,5 t.)	7,5 t.
13.	Superestructuras.....	26,06t
14.	Equipo y habitabilidad	171,723
15.	Maquinaria	271+ 74,2
16.	Acero casco.....	182
17.	SUMA	135 t.
18.	PESO ROSCA.....	724 t

1.2- Tabla de pesos para el dimensionado

Hullspeed - [Results]

File Edit View Analysis Display Data Window Help

	Speed (kts)	Froude No. LWL	Froude No. Vol.	Holtrop Resist. (kH)	Holtrop Power (kW)	Van Oortmerssen Resist. (kH)	Van Oortmerssen Power (kW)	Series60 Resist. (kH)	Series60 Power (kW)	Delft I,II Sail Resist. (kH)	Delft I,II Sail Power (kW)	Delft III Sail Resist. (kH)	Delft III Sail Power (kW)	Compton Resist. (kH)	Compton Power (kW)	Fung Resist. (kH)	Fung Power (kW)
1	0	0	0	--	--	--	--	--	--	--	--	111.83	0	--	--	--	--
2	0.5	0.013	0.027	0.14	0.04	0.06	0.02	--	--	--	--	97.33	25.03	--	--	--	--
3	1	0.026	0.054	0.61	0.31	0.25	0.13	--	--	--	--	82.92	42.66	--	--	--	--
4	1.5	0.039	0.081	1.49	1.15	0.56	0.43	--	--	--	--	68.6	52.94	--	--	--	--
5	2	0.052	0.108	2.84	2.93	1.01	1.04	--	--	--	--	54.37	55.94	--	--	--	--
6	2.5	0.065	0.136	4.67	6.01	2.21	2.84	--	--	--	--	40.22	51.73	--	--	--	--
7	3	0.078	0.163	6.94	10.72	5.61	8.65	--	--	--	--	26.14	40.35	--	--	--	--
8	3.5	0.091	0.19	9.6	17.29	11.9	21.43	--	--	--	--	12.14	21.86	--	--	--	--
9	4	0.104	0.217	12.58	25.9	20.49	42.17	--	--	--	--	--	--	12.63	25.98	--	--
10	4.5	0.117	0.244	15.83	36.65	30.32	70.19	--	--	--	--	--	--	15.87	36.74	--	--
11	5	0.13	0.271	19.29	49.82	40.51	104.2	--	--	--	--	--	--	19.47	50.08	--	--
12	5.5	0.143	0.298	22.92	64.85	50.51	142.92	7.9	22.36	--	--	--	--	23.42	66.26	460.32	1302.44
13	6	0.156	0.325	26.69	82.39	61.35	189.36	10.73	33.12	--	--	--	--	27.88	86.07	356.89	1101.59
14	6.5	0.169	0.352	30.6	102.31	73.67	246.35	13.74	45.93	--	--	--	--	32.96	110.21	298.45	997.98
15	7	0.182	0.379	34.64	124.74	79.56	286.49	16.1	57.99	--	--	--	--	38.51	138.67	263.16	947.65
16	7.5	0.195	0.407	38.85	149.89	81.69	315.18	19.1	73.7	--	--	--	--	44.54	171.84	246.01	949.19
17	8	0.208	0.434	43.27	178.09	130.56	537.33	23.07	94.94	7.67	31.57	8.97	36.93	52.38	215.58	228.23	939.3
18	8.5	0.221	0.461	47.98	209.82	119.02	520.43	26.89	126.34	15.49	67.72	18.4	80.47	61.88	270.58	226.7	1000.05
19	9	0.235	0.488	53.09	245.8	75.86	351.24	38.01	175.97	24.31	112.56	30.06	139.16	72.46	335.47	226.7	1049.61
20	9.5	0.248	0.515	58.58	286.28	297.59	1454.41	50.49	246.77	33.55	163.97	42.57	208.06	84.17	411.37	215.17	1051.56
21	10	0.261	0.542	64.92	334	299.65	1541.55	--	--	52.96	272.47	62.11	319.54	98	504.16	223.61	1150.33
22	10.5	0.274	0.569	72.33	390.73	42.59	230.05	--	--	74.79	403.97	83.33	450.14	113.51	613.12	244.62	1321.35
23	11	0.287	0.596	79.7	451.03	--	--	--	--	115.02	650.87	128.38	726.48	130.57	738.89	253.84	1436.44
24	11.5	0.3	0.623	87.15	515.61	287.58	1701.37	--	--	157.51	931.86	176.33	1043.2	149.28	883.14	248.43	1469.72
25	12	0.313	0.651	96.93	598.35	710.36	4385.28	--	--	242.14	1494.83	265.22	1637.3	173.07	1068.45	241.84	1492.94
26	12.5	0.326	0.678	111.37	716.14	952.25	6123.52	--	--	329.8	2120.8	357.05	2296.04	199.33	1281.82	244.83	1574.41
27	13	0.339	0.705	130.89	875.35	891.1	5959.49	--	--	449.06	3003.19	479.56	3207.22	228.08	1525.36	260.51	1742.21
28	13.5	0.352	0.732	152.03	1055.82	588.93	4090.15	--	--	558.6	3879.51	590.55	4101.35	259.36	1801.23	284.94	1978.88
29	14	0.365	0.759	169.41	1220.1	193.38	1392.76	--	--	606.46	4367.83	628.32	4525.29	292.81	2108.9	310.1	2233.39
30	14.5	0.378	0.786	180.93	1349.61	--	--	--	--	667.74	4980.99	678.11	5058.32	329.01	2454.2	329.48	2457.73
31	15	0.391	0.813	188.9	1457.7	--	--	--	--	777.13	5996.83	770.92	5948.9	368.04	2840.08	342.29	2641.31
32	15.5	0.404	0.84	199.11	1587.88	--	--	--	--	833.93	6649.84	805.72	6424.72	413.23	3295.07	352.2	2808.39
33	16	0.417	0.867	214.85	1768.42	--	--	--	--	767.33	6315.99	704.42	5798.16	469.89	3667.73	363.41	2991.23
34	16.5	0.43	0.895	230.67	1957.97	24.19	205.36	--	--	816.16	6927.85	717.13	6087.22	531.17	4508.76	378.19	3210.24
35	17	0.443	0.922	246.57	2156.4	387.37	3387.77	--	--	1053.17	9210.59	915.71	8008.35	597.24	5223.23	396.71	3469.42
36	17.5	0.456	0.949	262.56	2363.8	797.64	7181.01	--	--	454.41	4090.98	917.22	8257.55	671.46	6045.03	417.72	3760.65
37	18	0.469	0.976	278.65	2580.26	1218.23	11280.82	--	--	521.79	4831.73	688.62	6376.59	755.12	6992.39	439.59	4070.59
38	18.5	0.482	1.003	294.82	2805.87	1620.97	15427.11	--	--	595.38	5666.39	619.16	5892.69	844.92	8041.25	460.98	4387.23
39	19	0.495	1.03	311.09	3040.7	1988.38	19415.73	--	--	674.24	6590.3	683.93	6685.03	941.06	9198.37	481.27	4704.16
40	19.5	0.508	1.057	327.45	3284.85	2302.59	23098.79	--	--	735.88	7382.1	741.06	7434.06	999.14	10023.03	500.61	5021.97
41	20	0.521	1.084	343.91	3538.4	2563.82	26378.88	--	--	787.16	8098.98	793.6	8165.31	1031.02	10608.03	519.69	5347.06

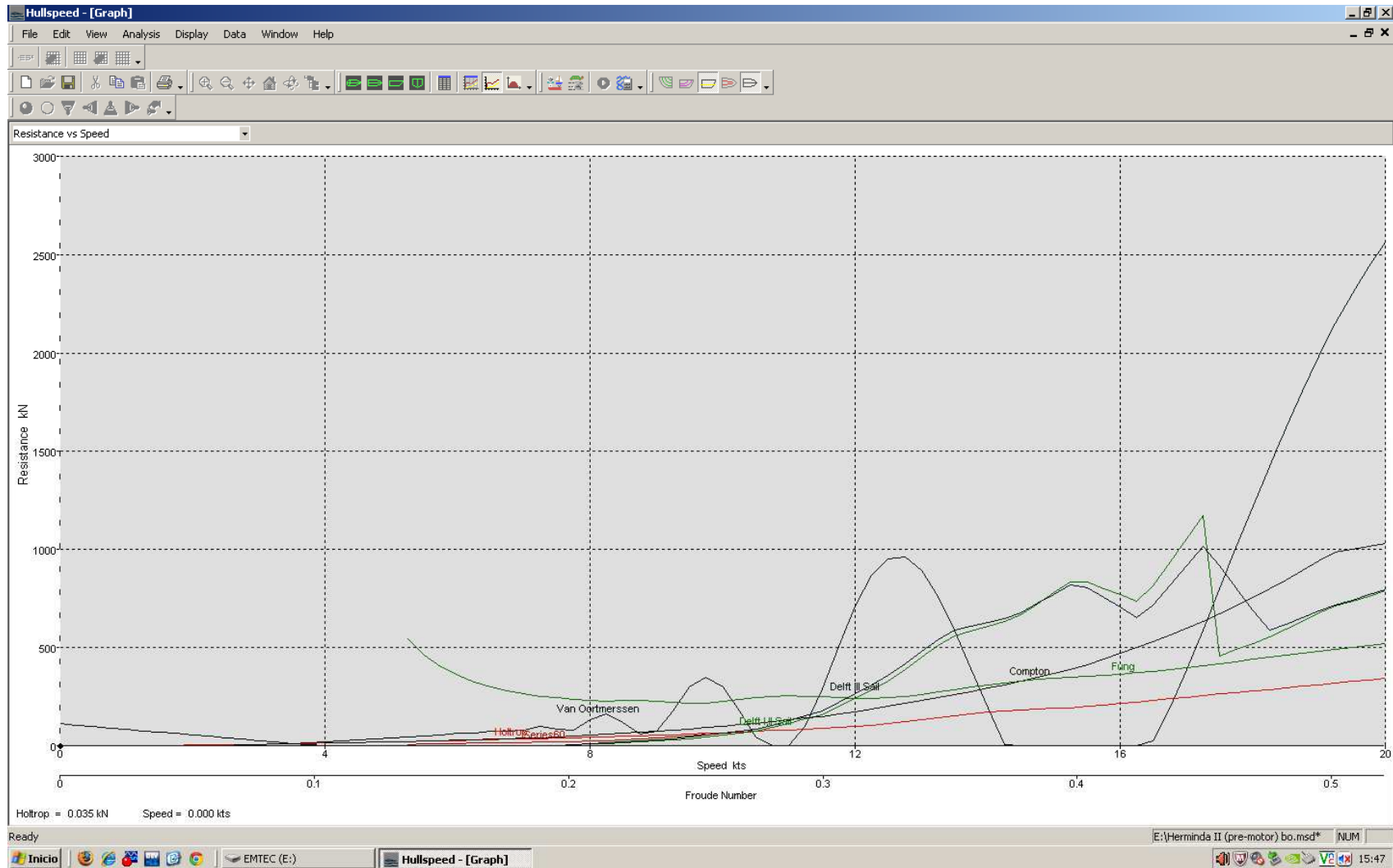
Ready

E:\Herminia II (pre-motor) bo.msdx NUM

Inicio | EMTEC (E:) | Hullspeed - [Results] | 15:45

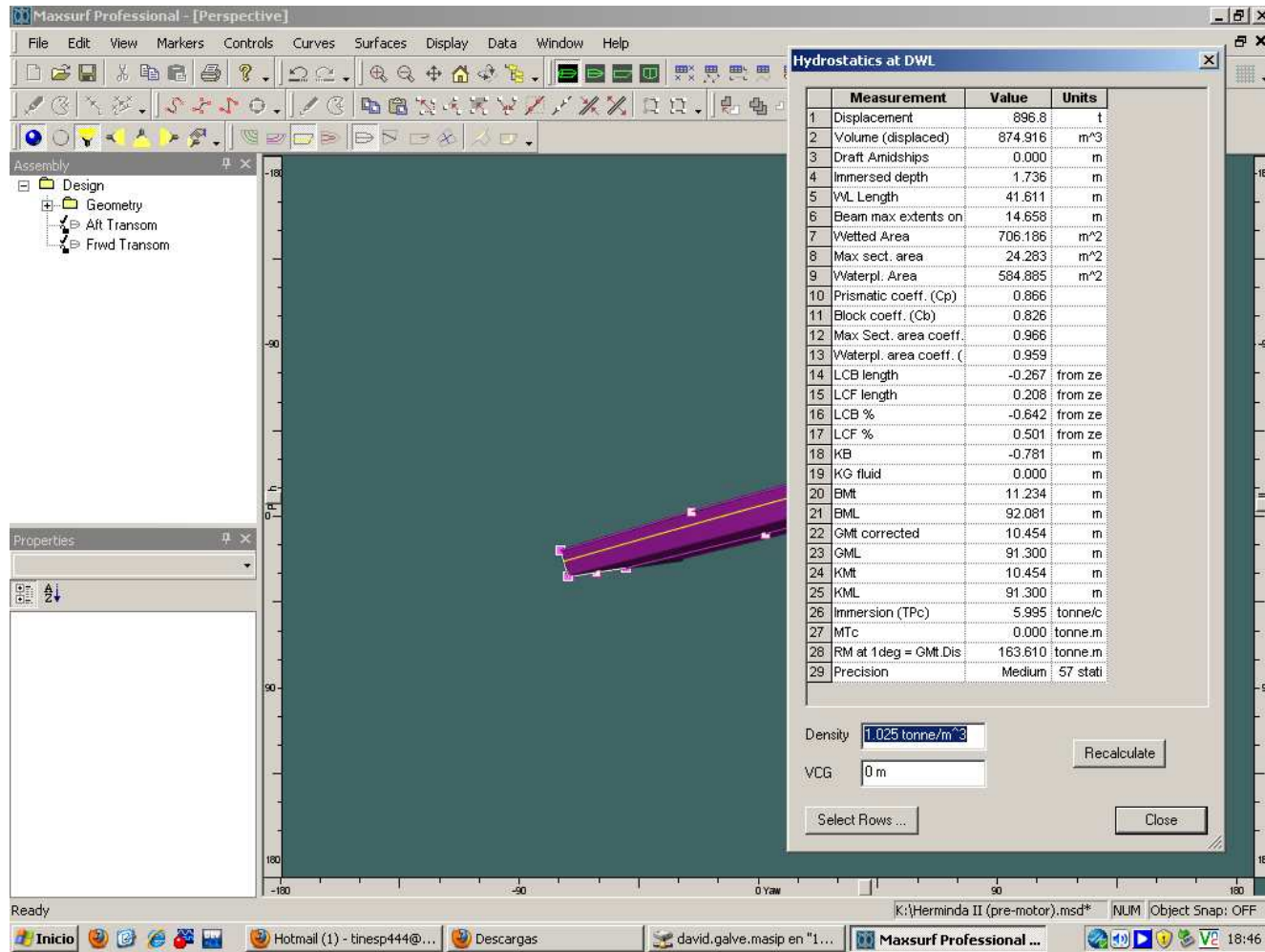
1.3- Tabla de resistencias al avance mediante el software Hullspeed.

DISEÑO DE UNA GABARRA AUTOPROPULSADA Y SUS EQUIPOS PARA EL SUMINISTRO ELÉCTRICO A UN BUQUE TIPO RO-PAX 1.000



1.4- Curva de resistencias al avance mediante los distintos métodos de cálculo.

DISEÑO DE UNA GABARRA AUTOPROPULSADA Y SUS EQUIPOS PARA EL SUMINISTRO ELÉCTRICO A UN BUQUE TIPO RO-PAX 1.000

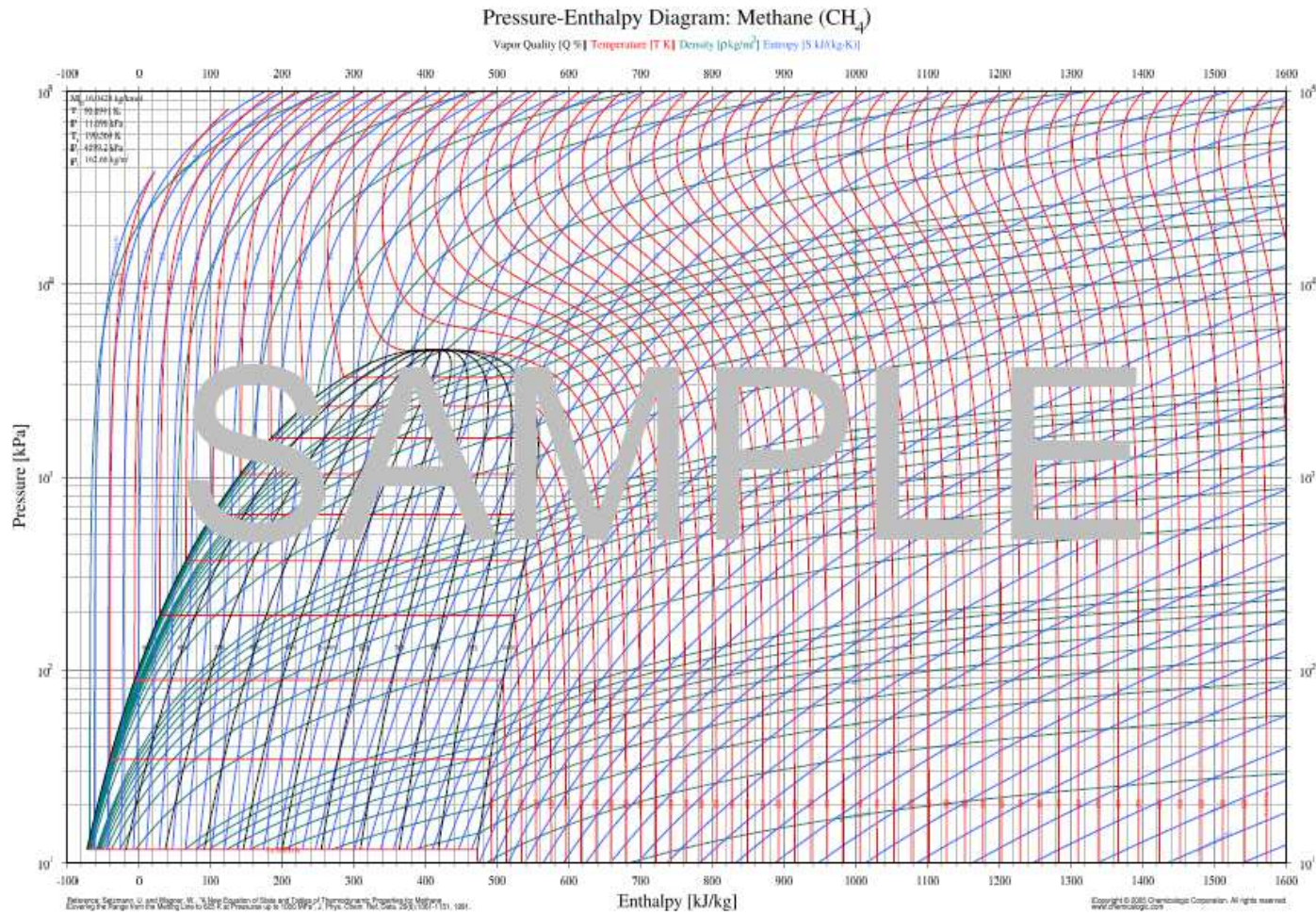


1.5- Tabla de datos hidrostáticos mediante el software Maxsurf.

Tipos de energía		Coste (euros/MWh)	Gases de efecto invernadero (kg equivalentes de CO ₂ /MWh)	Dependencia de la UE de las importaciones		Eficiencia	Duración de las reservas actuales
				2005	2030		
Gas natural		35-70	400-440	57%	%	40% - 50%	64 años
Petróleo		70-80	550	82%	93%	30%	42 años
Carbón		30-50	750-800	39%	59%	40% - 48%	155 años
Nuclear		40-45	15	100%	100%	33%	85 años
Biomasa		25-85	30	0%	0%	30% - 60%	Renovable
Eólica	En tierra	35-175	30	0%	0%	95% - 98%	Renovable
	En el mar	50-170	10	0%	0%	95% - 98%	Renovable
Hidráulica	Más de 10 MW	25-95	20	0%	0%	95% - 98%	Renovable
	Menos de 10 MW	45-90	5	0%	0%	95% - 98%	Renovable
Solar		140-430	100	0%	0%	—	Renovable

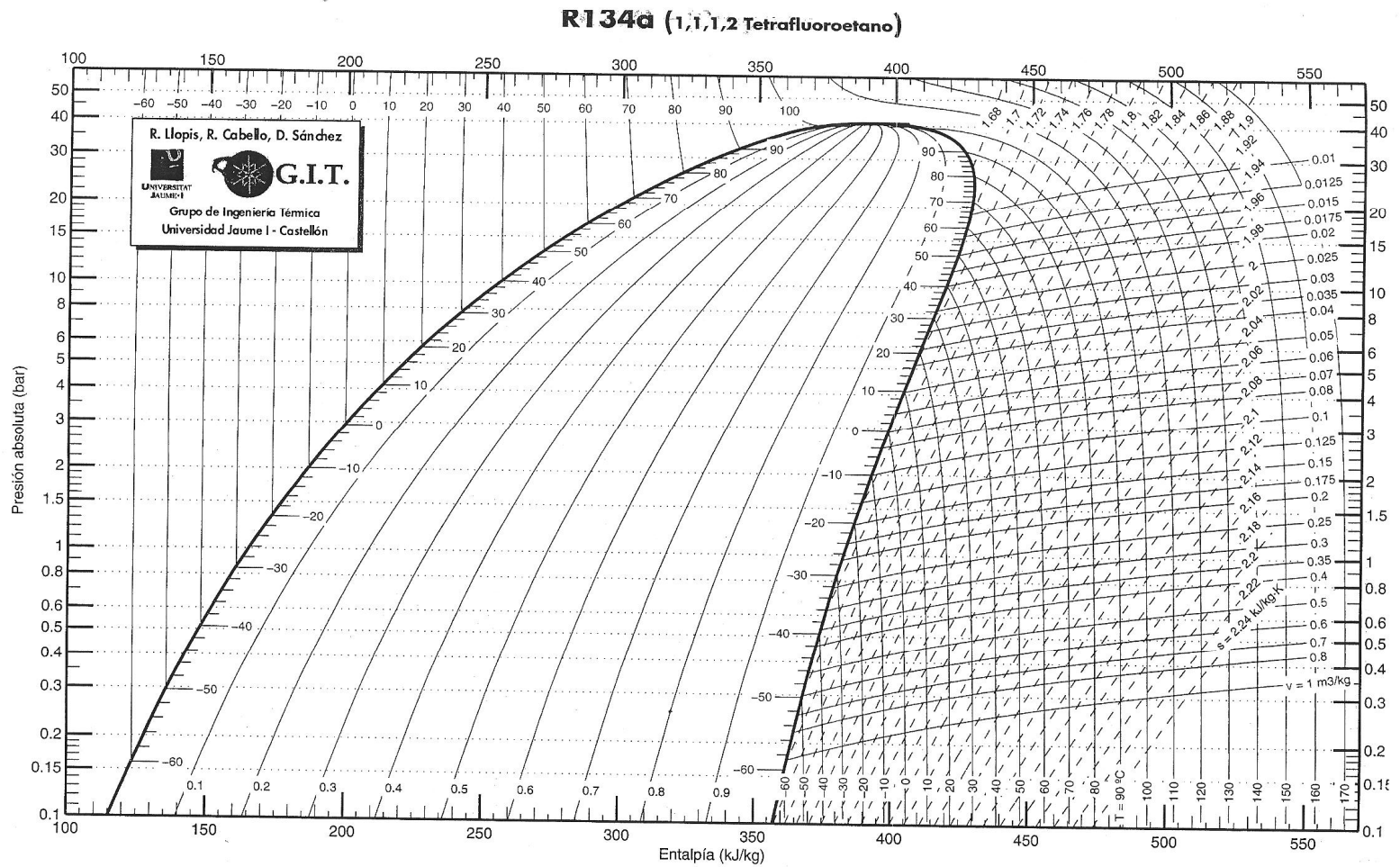
Fuente: Comisión Europea.

1.6- Tabla de las fuentes de energía en la UE.

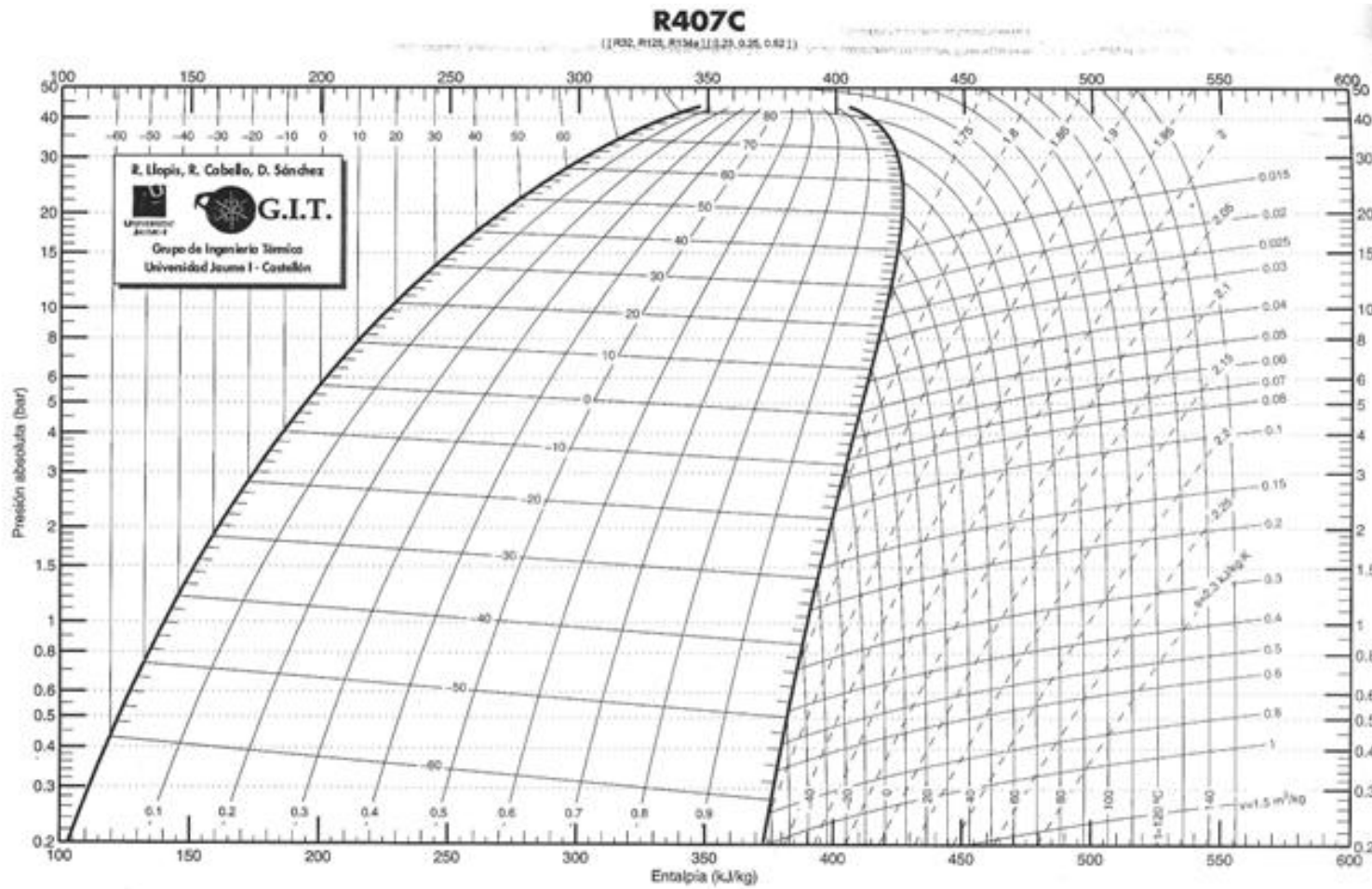


1.7- Gráfica Presión-Entalpía del Gas Natural

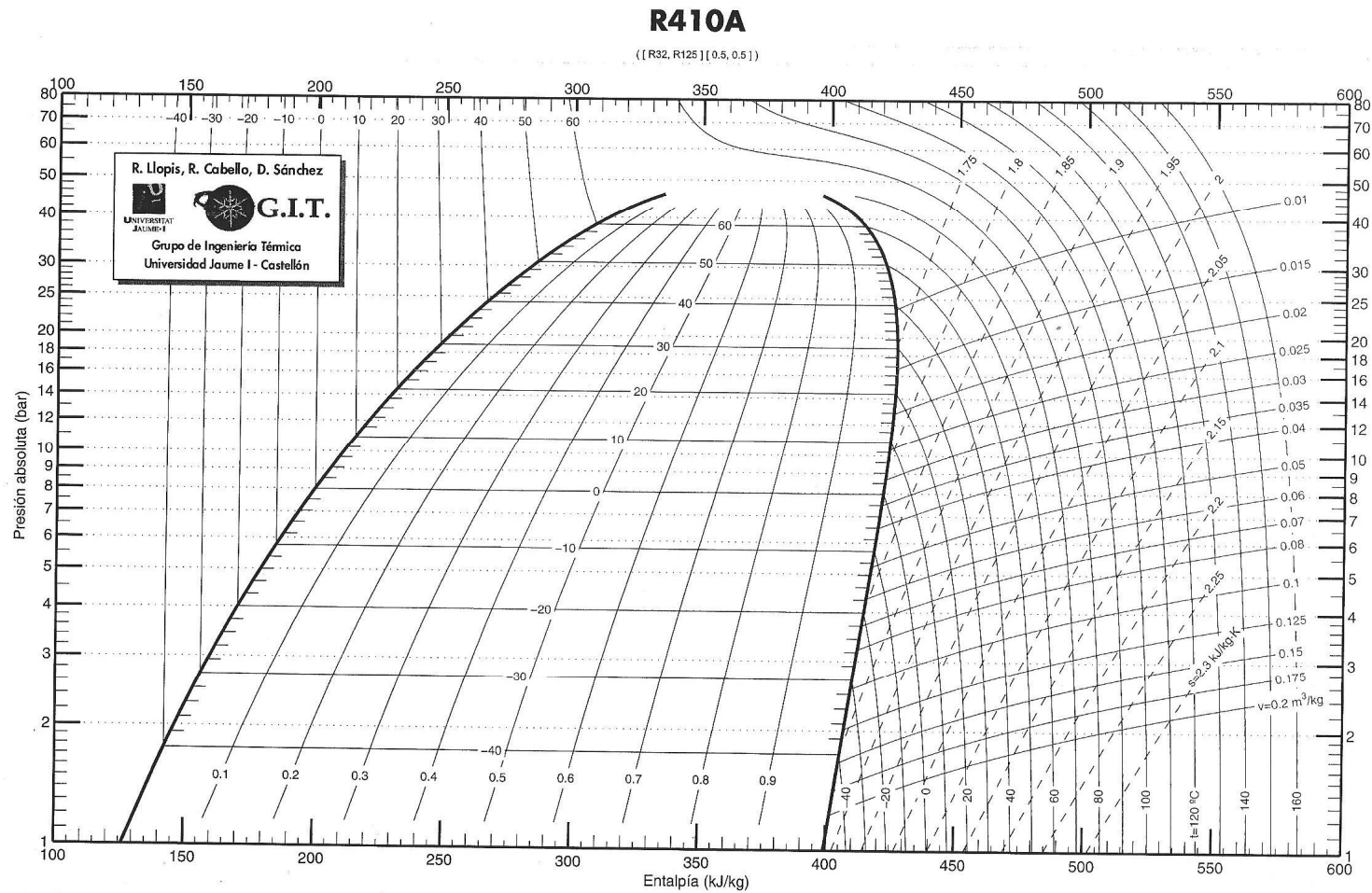
DISEÑO DE UNA GABARRA AUTOPROPULSADA Y SUS EQUIPOS PARA EL SUMINISTRO ELÉCTRICO A UN BUQUE TIPO RO-PAX 1.000



1.8- Gráfica Presión-Entalpía del refrigerante R-134a.



1.9- Gráfica Presión-Entalpía del refrigerante R407c.



1.10- Gráfica Presión-Entalpía del refrigerante R410a.

Tipo	<i>LSA 53 M 85 Síncrono trifásico</i>
Conexiones	<i>Estrella</i>
Potencia nominal	<i>1962 kVA</i>
Tensión Frecuencia	<i>400 V</i>
Factor de potencia	<i>0,8</i>
Polos	<i>6</i>
Velocidad	<i>1000 rpm</i>
Protección	<i>IP23</i>
Clase de aislamiento	<i>H</i>
Calentamiento	<i>F</i>
Entre-hierro máquina	<i>3.5 mm</i>
Entre-hierro excitador	<i>1 mm</i>
Temperatura ambiente máx.	<i>50 °C</i>
Enfriador	<i>IC 0 A1</i>
Peso rotor	<i>2571 Kg</i>
Peso total	<i>6745 Kg</i>
Excitación	<i>Sin escobillas</i>
Tipo de regulador	<i>AREP</i>
Resistencias de caldeo	<i>500 W</i>
Bajo (V)	<i>220 V</i>
Sonda temperatura estator	<i>6 PT 100</i>

1.11 Tabla característica del alternador LSA53M85

ANEXO II

A typical Baltic Sea Cargo Ship when operating on LNG



	Yearly emissions, tonnes/year			
	SOx	NOx	CO2	Particle emissions
With LNG fuel:	0	31	5 500	0
With low-sulphur HFO (LS380 with 1% sulfur):	50	180	7 250	4

LNG as fuel
 07.03.2012
 © Det Norske Veritas AS. All rights reserved.

5



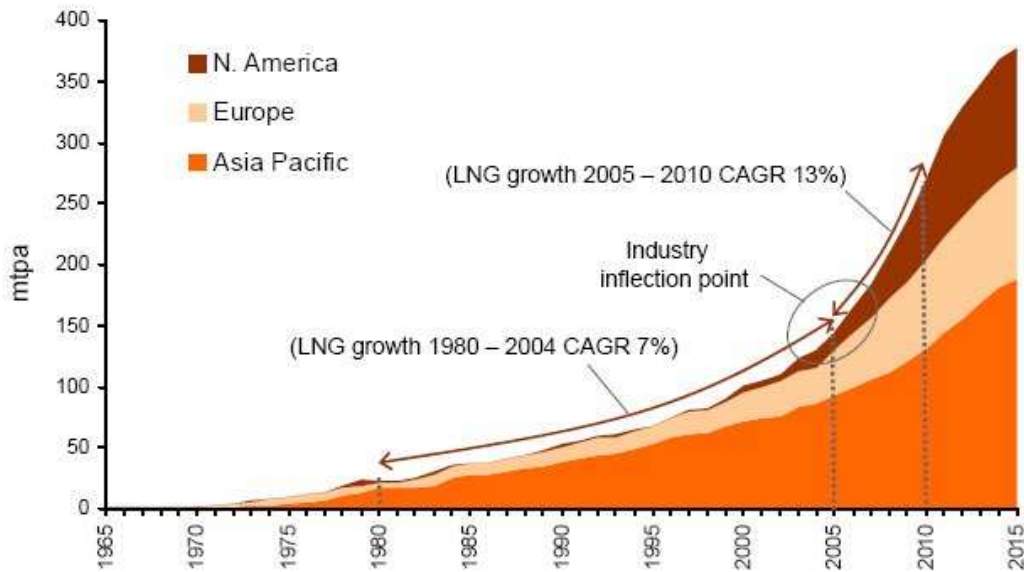
2.1- Relación entre las exhaustaciones mediante la quema de HFO o gas natural.



2.2- Imagen de un buque preparado para abastecer de combustible a otros buques (Fueling), fuente Det Norske Veritas.

DISEÑO DE UNA GABARRA AUTOPROPULSADA Y SUS EQUIPOS PARA EL SUMINISTRO ELÉCTRICO A UN BUQUE TIPO RO-PAX 1.000

Industry context for BG Group strategy
Historical context



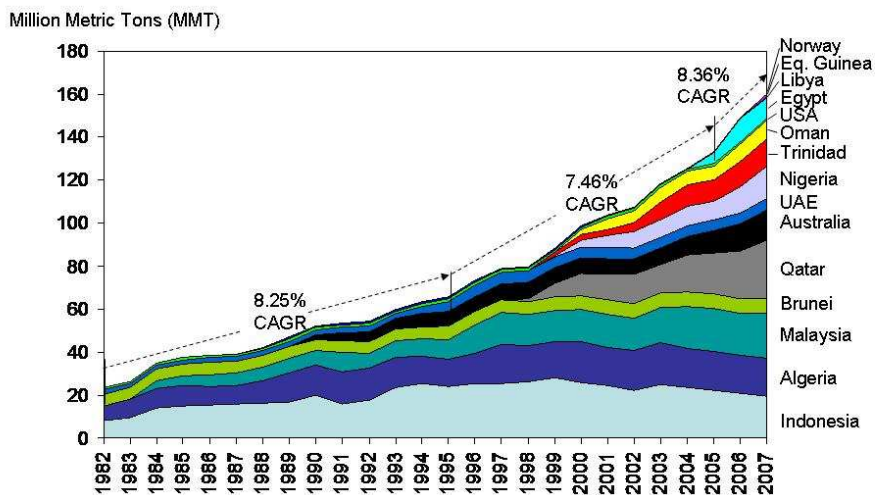
Source: CEDIGAZ World Outlook 1999, BP Statistical Review and Poten & Partners 2006

The LNG industry is at an inflection point

19

2.3- Gráfica del consumo de toneladas métricas de LNG, cortesía de British Petroleum.

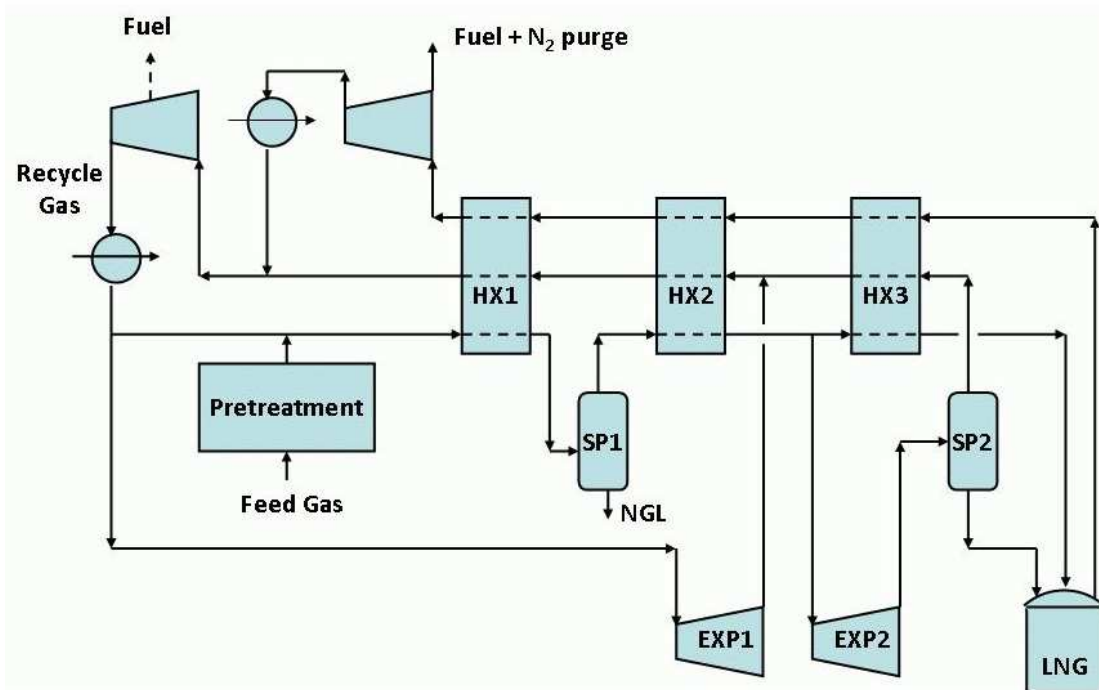
World LNG Export Growth by Country
(1982-2007)



Abbreviations: LNG (liquefied natural gas), CAGR (compound annual growth rate).

Source: Zeus Virtual Energy Library (www.ZeusLibrary.com)

2.4- Gráfica de las exportaciones de LNG por país.



2.5- Esquema de una instalación de recuperación del boil-off contemporáneo, fuente LNGworldnews.

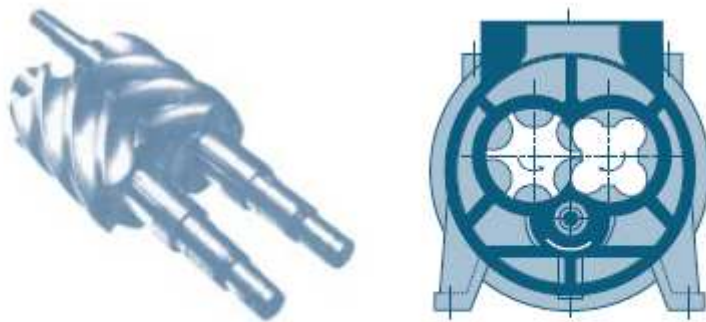


Figura 7.3 Rotores de un compresor birrotor de tornillo

2.6- Esquema de un compresor de tornillo para la relicuefacción del LNG, fuente Gas Natural.

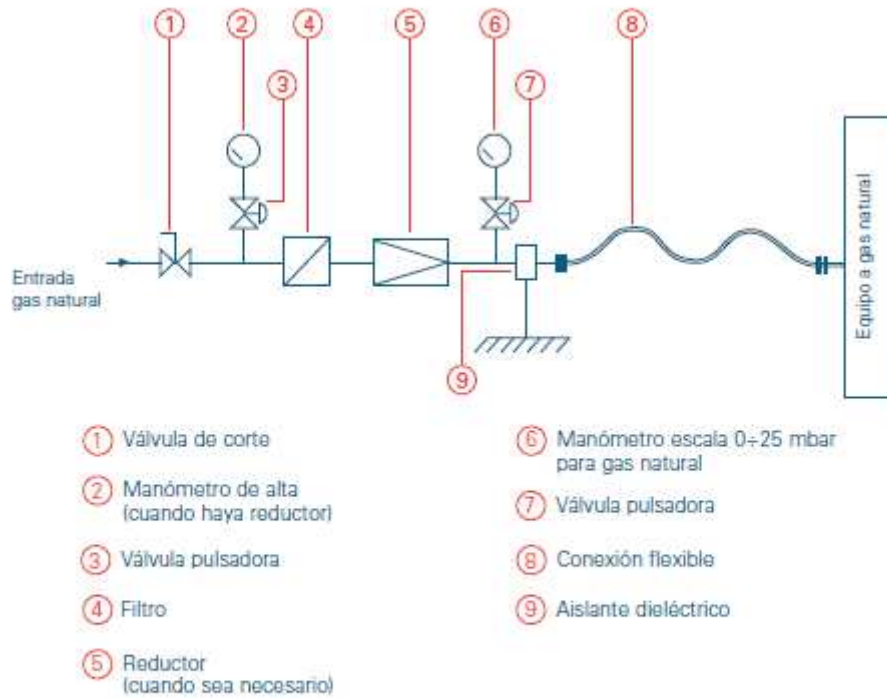


Figura 10.2 Esquema conexión instalación de gas natural

2.7- Esquema de la conexión para la alimentación de un motor de quema de gas sin circuito de combustible Diesel piloto, fuente Gas Natural.

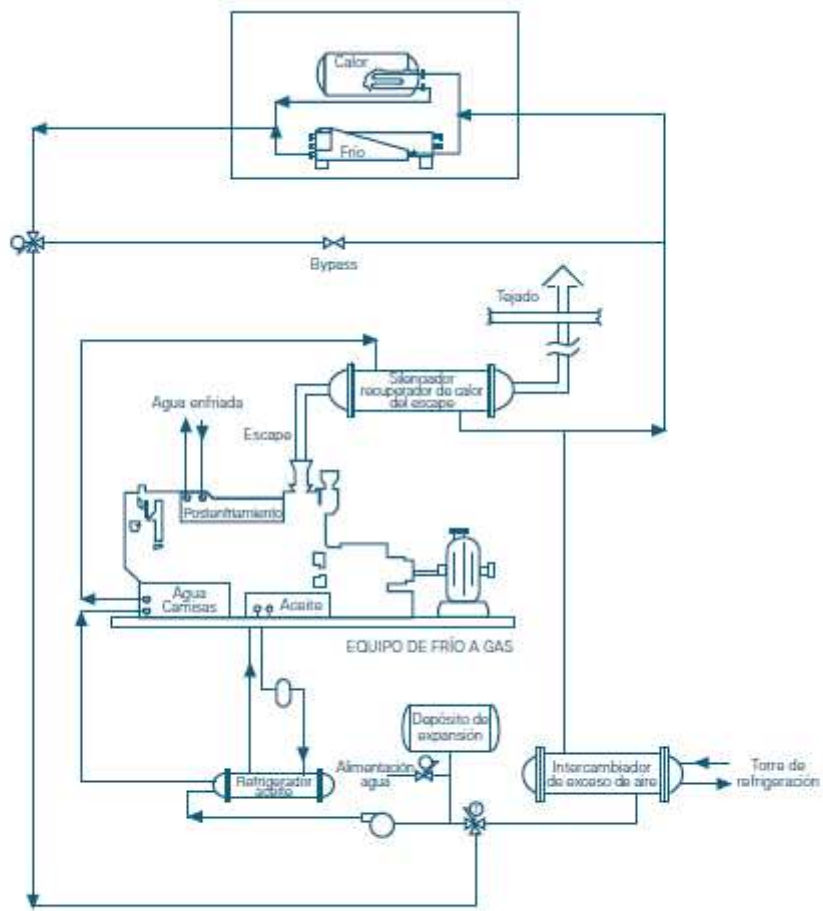
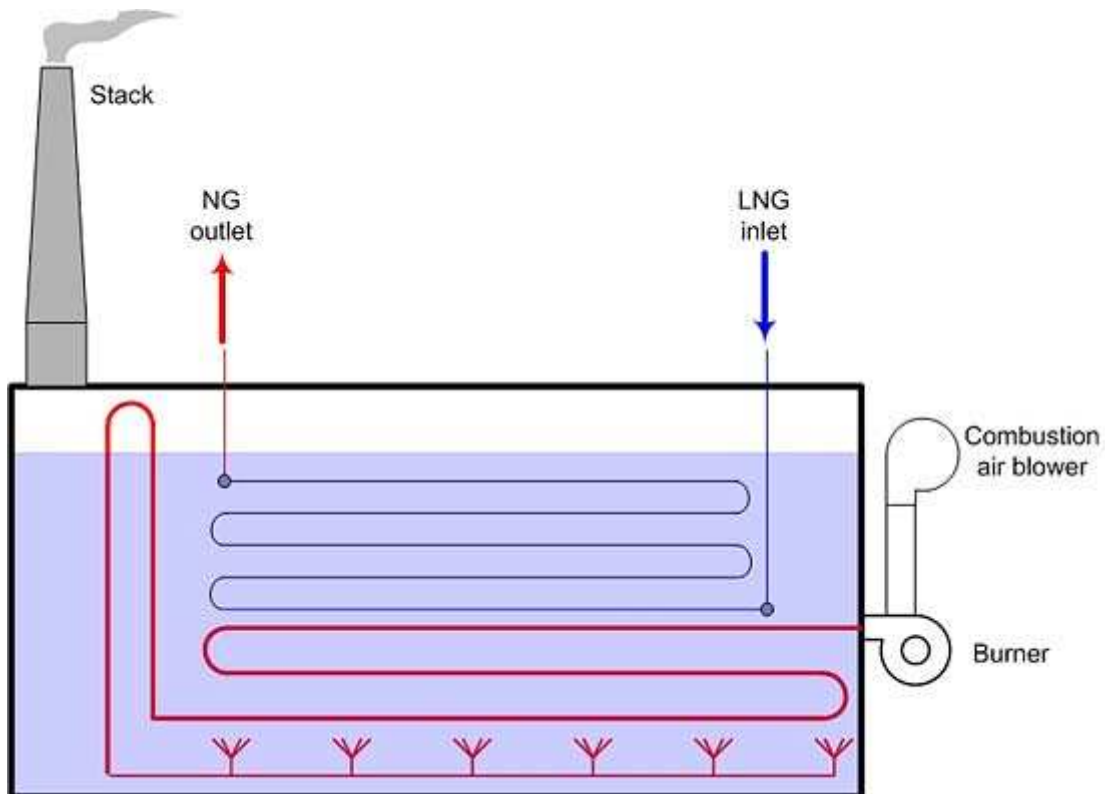


Figura 9.3 Sistema de refrigeración y recuperación de calor

2.8- Esquema del sistema de recuperación del calor de una instalación a gas, fuente Gas Natural.

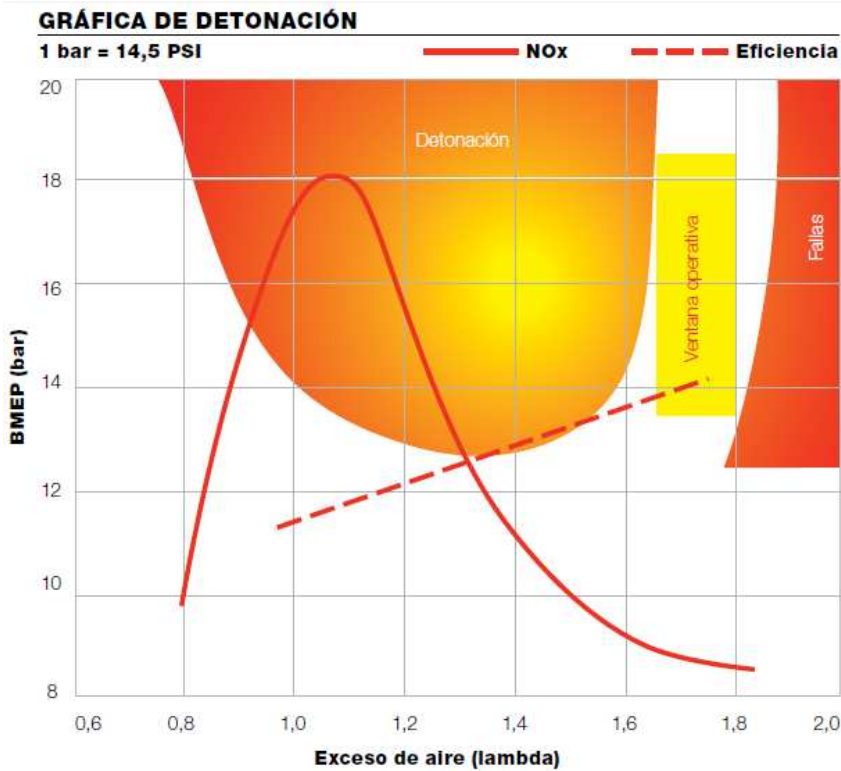


2.9- Red de gaseoductos en España, fuente Enagas.



2.10- Esquema de funcionamiento de un evaporador para el acondicionamiento y la posterior quema de gas.

DISEÑO DE UNA GABARRA AUTOPROPULSADA Y SUS EQUIPOS PARA EL SUMINISTRO ELÉCTRICO A UN BUQUE TIPO RO-PAX 1.000



2.11- Ventana operativa para motores de quema de gas por mezcla pobre (con exceso de aire).

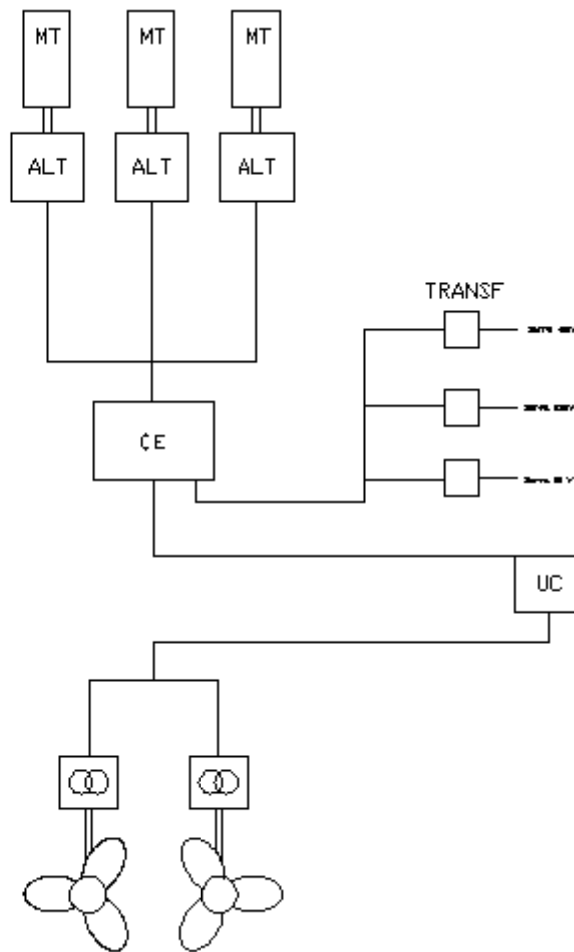
110 CA - El sistema eléctrico por comunidades autónomas

Balace de energía eléctrica (GWh)

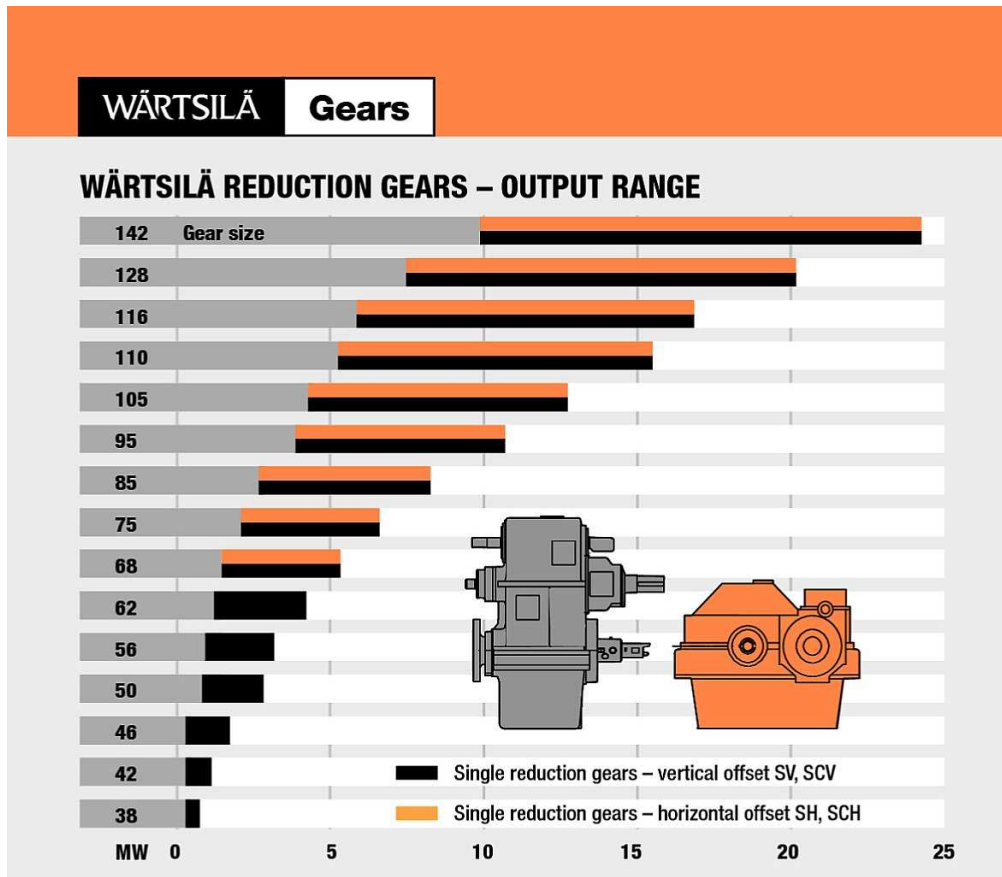
	Andalucía	Aragón	Asturias	Baleares	C. Valenciana	Canarias	Cantabria	Castilla-La Mancha	Castilla y León	Cataluña
Hidráulica	1.125	2.017	1.059	-	1.303	0	415	561	8.594	3.053
Nuclear	0	0	0	-	7.901	-	0	8.383	3.742	21.849
Carbón (1)	8.708	6.680	7.787	3.031	0	-	0	1.699	9.741	14
Fuel/gas (2)	0	0	0	1.330	0	5.704	0	0	0	0
Ciclo combinado	14.032	1.505	1.817	1.390	6.891	3.016	0	3.353	0	9.587
Régimen ordinario	23.865	10.202	10.663	5.751	16.094	8.720	415	13.996	22.077	34.503
- Consumos generación	-856	-617	-609	-376	-516	-472	-5	-882	-984	-1.336
Régimen especial	15.598	8.208	2.167	368	4.485	621	1.581	10.875	13.765	9.046
Generación neta	38.607	17.792	12.221	5.743	20.063	8.869	1.991	23.988	34.857	42.213
- Consumos bombeo	-302	-279	-25	-	-1.126	-	-499	-130	-367	-276
+ Saldo Intercambios (3)	-953	-7.454	-1.726	0,5	7.702	-	3.133	-11.685	-20.172	7.598
Demanda (b.c.) 2011	37.353	10.060	10.470	5.743	26.639	8.869	4.625	12.173	14.318	49.536
Demanda (b.c.) 2010	38.541	9.782	10.706	5.840	27.515	8.895	4.768	12.360	14.793	50.169
% 11/10	-3,1	2,8	-2,2	-1,7	-3,2	-0,3	-3,0	-1,5	-3,2	-1,3

2.12- Consumo eléctrico por comunidades autónomas en España obtenida de la REE.

DISEÑO DE UNA GABARRA AUTOPROPULSADA Y SUS EQUIPOS PARA EL SUMINISTRO ELÉCTRICO A UN BUQUE TIPO RO-PAX 1.000



2.13- Esquema de la instalación propulsora(Diesel-gas-eléctrica) de la gabarra.



WÄRTSILÄ REDUCTION GEARS

The core function of a reduction gearbox is to reduce the main engine speed to the optimum propeller speed. The Wärtsilä gears have been designed to meet the highest standards of operational efficiency, reliability and low noise and vibration.

GEAR CONFIGURATIONS

The gears can be supplied with built in multidisc clutches. Single input, single output gears are available with vertical or horizontal offsets of the shafts. Twin input single output gears can be delivered with up to 3.8 m horizontal offsets.

POWER TAKE-OFF (PTO)

All Wärtsilä gears can be supplied with one or more PTOs for driving the shaft alternator, compressor or pump. For single vertical and horizontal gears, the standard PTO is primary driven. For twin input-single output gears the PTO is optionally primary or secondary driven.

- A primary driven PTO is rotating whenever the engine is rotating.
 - A secondary driven PTO is rotating whenever the propeller shaft is rotating.
- Two speed PTOs are available for gear types SCV85-SCV128.

112

2.14- Reductoras Wärtsilä.

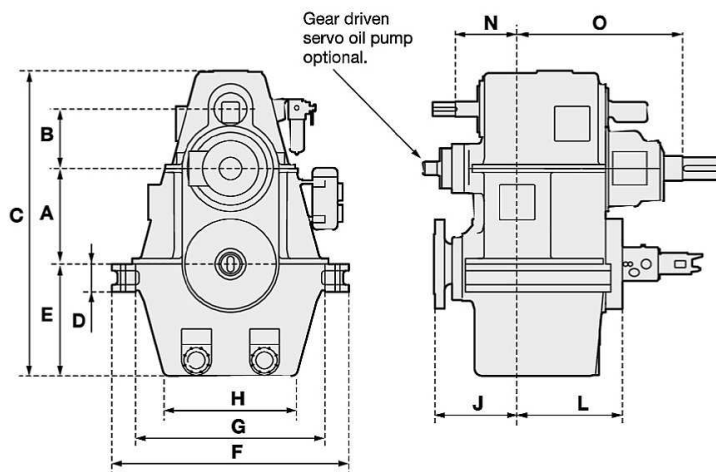
WÄRTSILÄ Gears

WÄRTSILÄ SINGLE INPUT REDUCTION GEARS

WÄRTSILÄ VERTICAL OFFSET GEARS – DIMENSIONS

SV/SCV size	A	B Std-Max	C	D	E	F	G	H	J	L	N	O SCV/SV	Weight tonnes*
SCV38	380	290	1305	115	465	1000	750	530	340	538	230	650	2.1
SCV42	420	320	1435	125	510	1500	830	585	530	558	255	715	2.7
SCV46	460	350	1570	140	560	1580	910	640	570	595	280	785	3.4
SCV50	500	380	1724	150	590	1340	1024	720	470	592	420	1035	4.2
SCV56	560	410	1848	160	645	1500	1110	800	530	650	450	1100	6.0
SCV62	620	440-470	2210	180	740	1580	1240	880	570	662	350	1150	7.0
SCV68	680	460-510	2370	200	800	1720	1360	960	625	720	370	1250	8.5
SCV75	750	480-530	2460	220	880	1850	1480	1040	660	800	450	1300/1095	10.0
SCV85	850	510-560	2720	250	1000	2100	1680	1178	730	915	550	1470/1220	14.5
SCV95	950	580-630	3025	280	1145	2350	1880	1327	800	1025	450	1640/1350	20.0
SCV105	1050	630	3302	300	1265	2600	2100	1487	880	1125	500	1700/1400	31.0
SCV110	1010	650	3025	65	1150	2600	2140	1822	1405	550	1100	1615	33.0
SCV116	1160	650	3525	150	1400	2580	2300	1800	1535	765	885	1800/1025	37.0
SCV128	1280	800	3970	275	1536	3160	2645	1815	1700	840	900	2270/1120	40.0
SCV142	1420	1000	4520	305	1704	3505	2645	2012	1885	928	910	2270/1320	55.0

* Not binding



114

2.14(bis)- Reductoras Wärtsilä.

DISEÑO DE UNA GABARRA AUTOPROPULSADA Y SUS EQUIPOS PARA EL SUMINISTRO ELÉCTRICO A UN BUQUE TIPO RO-PAX 1.000

WÄRTSILÄ 20DF

IMO Tier II

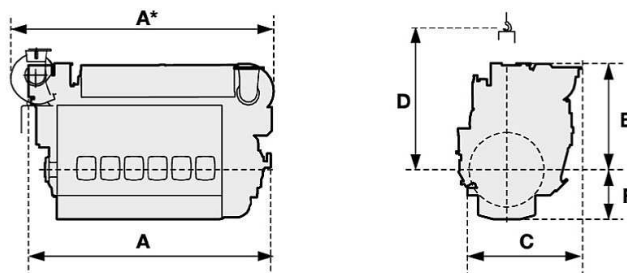
Main data

Cylinder bore	200 mm	Fuel oil specification:	
Piston stroke.....	280 mm	Fuel oil.....	
Cylinder output.....	176 kW/cyl	700 cSt/50 °C	
Speed	1200 rpm		7200 sR1/100 °F
Mean effective pressure	20.0 bar		ISO 8217, category ISO-F-DMX, DMA and DMB
Piston speed.....	11.2 m/s	Natural gas	
		Methane number: 80	
		LHV: min. 24 MJ/Nm ³ , 5.5 bar	
		BSEC 8910 kJ/kWh	

Rated power	
Engine type	kW
6L20DF	1 056
8L20DF	1 408
9L20DF	1 584

Engine dimensions (mm) and weights (tonnes)							
Engine type	A*	A	B	C	D	F	Weight
6L20DF	3 254	3 108	1 698	1 829	1 800	624	9.5
8L20DF	3 973	3 783	1 815	1 963	1 800	624	11.2
9L20DF	4 261	4 076	1 799	1 963	1 800	624	11.8

For definitions see page 62.



59

2.15- Motor dual de quema de gas y fuel Wärtsilä series 20DF sin alternador.

Mar Series | Comil Mar
FLT 0,6/1 kV

DRAKA
MARINE

Características técnicas

n x mm ²	∅ Exterior (mm)	Peso (kg/km)	Radio de curvatura	Resistencia (Ω/km)
1 x 1,50	5,30	41	20	12,10
1 x 2,50	5,70	53	23	7,41
1 x 4,00	6,30	72	25	4,61
1 x 6,00	6,80	94	27	3,08
1 x 10,00	7,60	132	30	1,83
1 x 16,00	8,60	193	43	1,15
1 x 25,00	10,60	312	53	0,727
1 x 35,00	11,70	432	59	0,524
1 x 50,00	13,50	513	81	0,387
1 x 70,00	15,70	731	94	0,268
1 x 95,00	17,50	976	105	0,193
1 x 120,00	19,50	1.219	117	0,153
1 x 150,00	21,70	1.502	130	0,124
1 x 185,00	23,90	1.876	143	0,0991
1 x 240,00	26,90	2.402	161	0,0754
2 x 1,50	8,70	110	44	12,10
2 x 2,50	9,80	152	49	7,41
2 x 4,00	10,80	203	54	4,61
2 x 6,00	12,20	267	73	3,08
2 x 10,00	14,70	411	88	1,83
2 x 16,00	17,00	586	102	1,15
2 x 25,00	21,30	923	128	0,727
2 x 35,00	23,20	1.052	138	0,524
2 x 50,00	28,90	1.596	155	0,387
3 x 1,50	9,40	133	47	12,10
3 x 2,50	10,30	173	52	7,41
3 x 4,00	11,50	242	58	4,61
3 x 6,00	13,00	322	78	3,08
3 x 10,00	15,80	518	95	1,83
3 x 16,00	18,30	734	110	1,15
3 x 25,00	22,20	1.121	133	0,727
3 x 35,00	25,30	1.484	152	0,524
3 x 50,00	28,80	1.955	170	0,387
3 x 70,00	33,50	2.733	201	0,193
3 x 95,00	38,10	3.681	229	0,153
3 x 120,00	42,30	4.596	250	0,124
3 x 150,00	46,80	5.709	281	0,0991
4 x 1,50	10,20	167	51	12,10
4 x 2,50	11,20	212	56	7,41
4 x 4,00	12,80	309	77	4,61
4 x 6,00	14,20	402	85	3,08
4 x 10,00	16,80	618	101	1,83
4 x 16,00	20,00	913	120	1,15
4 x 25,00	22,90	1.268	138	0,727
4 x 35,00	25,70	1.686	147	0,524
4 x 50,00	31,60	2.449	162	0,387
4 x 70,00	36,30	3.490	190	0,193

2.16- Tabla de propiedades de cables de conexión, ofrecida por Draka.