

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y
SISTEMAS DE PROPULSIÓN PARA LAS EMBARCACIONES
TIPO “GABARRA”**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Garmendia M, Andrés E
Para optar al título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2006

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y
SISTEMAS DE PROPULSIÓN PARA LAS EMBARCACIONES
TIPO “GABARRA”**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. José Manuel Gómez

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Garmendia M, Andrés E
Para optar al título
de Ingeniero Mecánico

Caracas 2006

Caracas, 08 de noviembre de 2.006

ACTA

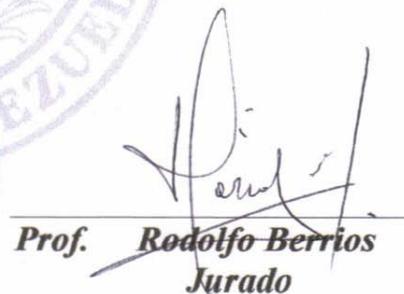
Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller: **ANDRES GARMENDIA**

ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y SISTEMAS DE PROPULSIÓN PARA LAS EMBARCACIONES TIPO "GABARRA"

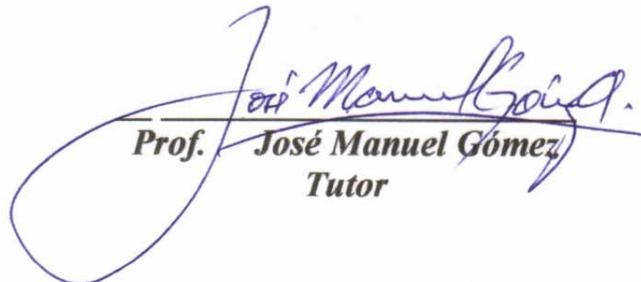
Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. José Di Marco
Jurado



Prof. Rodolfo Berrios
Jurado



Prof. José Manuel Gómez
Tutor

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la Universidad Central de Venezuela, por brindarme los conocimientos necesarios para mi formación como Ingeniero Mecánico, pudiendo así realizar el presente Trabajo Especial de Grado.

Agradezco al Prof. José Manuel Gómez, por su invaluable colaboración y gran amistad en la realización del Trabajo Especial de Grado.

Agradezco a mi familia, por brindarme su ayuda y apoyo en mi formación como profesional.

Agradezco a mi novia Beatriz Rodríguez, por su ayuda incondicional en mi formación personal y profesional, permitiéndome salir exitoso en todas mis metas.

Y agradezco a todos mis amigos de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por toda su ayuda, colaboración y amistad los cuales me impulsaron a salir adelante, en el estudio de la carrera de Ingeniería Mecánica.

Garmendia M., Andrés E.

ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y SISTEMAS DE PROPULSIÓN PARA LAS EMBARCACIONES TIPO “GABARRA”

**Tutor Académico: Prof. José Manuel Gómez. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de
Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2006, 127 pag.**

Planta Motriz y Sistemas de Propulsión.

Se realizaron las adaptaciones de las unidades motrices Yamaha ME860 y sistemas de propulsión, a las embarcaciones tipo Gabarra de la Guardia Nacional; se desarrolló una serie de estudios de los requerimientos del fabricante del motor Yamaha ME860 y a su vez las necesidades de la Guardia Nacional; de esta forma se determinaron los procedimientos para realizar correctamente la instalación completa de las unidades motrices y los sistemas propulsores. La instalación del motor en la sala de máquinas conlleva realizar el diseño de las bases para el motor, los sistemas de acople entre el motor y el sistema de propulsión y la selección de la propela del sistema de propulsión, los cuales fueron calculados mediante las teorías de fallas de esfuerzo normal y cortante máximo, empleando como sollicitación la máxima potencia transmitida por el motor en régimen continuo. Por otro lado se realizó el diseño de los sistemas de admisión, escape, refrigeración y eléctrico, basándose en los requerimientos del motor para un uso a máxima potencia en régimen continuo. Se evaluaron todos los sistemas instalados en varias pruebas de mar completando así las 10 horas de pruebas estipuladas por el fabricante del motor, en dichas pruebas se verificó el buen funcionamiento del sistema completo, las bases del motor son bastante rígidas, el motor no presentó desalineaciones con el sistema de propulsión por lo cual los sistemas de acople no presentaron falla alguna y las propelas alcanzaron una velocidad óptima de funcionamiento sin presentar vibraciones. En la prueba de mar se midieron la temperatura de los gases de escape y del aire de admisión, verificando así el funcionamiento óptimo de los sistemas instalados. Las adaptaciones de las unidades motrices Yamaha ME860 y los sistemas de propulsión cumplen a cabalidad los requisitos del motor y las prestaciones de la Guardia Nacional.

INDICE

CAPITULO I.....	12
INTRODUCCIÓN	12
CAPITULO II	14
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	14
CAPITULO III.....	15
MARCO TEÓRICO.....	15
ESPECIFICACIONES DEL CASCO.....	15
EL TONELAJE DESPLAZADO (Δ):	15
DESPLAZAMIENTO:.....	15
APERTURA DE LA HÉLICE:.....	17
RESISTENCIA A LA NAVEGACIÓN	18
CLASIFICACIÓN DE LOS ESTILOS DE NAVEGACIÓN	18
Tipo desplazamiento parcialmente sumergido:.....	18
Tipo semialetas hidrodinámicas:.....	18
Tipo aletas hidrodinámicas:	19
RESISTENCIA A LA NAVEGACIÓN	19
Tipo desplazamiento parcialmente sumergido:.....	19
Tipo semialetas y aletas hidrodinámicas:.....	20
CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE LA EMBARCACIÓN.....	21
Margen del mar:	21
SISTEMAS DE PROPULSIÓN:	22
LA HÉLICE.	22
TABLA DE HÉLICES.....	24
VELOCIDAD DE LA EMBARCACION.	24
JUEGO DE HÉLICE Y SELECCIÓN.....	26
Punto NR (curva de carga de hélice curva (a)) adecuado recomendado. 26	
Punto NE (en la curva (e))	27
Punto no adecuado de la hélice NB (curva de carga de hélice (b)).....	27

Punto no adecuado de la hélice NC (curva de carga de hélice (c)).....	27
Selección del tamaño de la hélice	29
PLANTA MOTRIZ:	30
CLASIFICACION DE LOS MOTORES MARINOS SEGÚN SU	
UBICACIÓN:	31
CLASIFICACION DE LOS MOTORES SEGÚN SU COMBUSTIBLE..	31
Ciclo de funcionamiento de motores a gasolina de 2 tiempos	31
Ciclo de funcionamiento de motores a diesel de 2 tiempos	32
Ciclo de funcionamiento de motores a gasolina de 4 tiempos	32
Ciclo de funcionamiento de motores a diesel de 4 tiempos	33
PUNTO DE OPERACIÓN DE UN MOTOR DIESEL 4 TIEMPOS.....	33
Admisión:	33
Compresión:	34
Inyección de combustible:.....	35
Potencia o trabajo:.....	35
Escape:	36
CICLO DIESEL IDEAL. ADICIÓN DE CALOR A PRESIÓN	
CONSTANTE.....	36
DIFERENCIAS ENTRE MOTORES DIESEL Y GASOLINA.....	41
DESVENTAJAS DEL MOTOR DIESEL:.....	41
VENTAJAS DEL MOTOR DIESEL:	41
CARACTERISTICAS DEL MOTOR YAMAHA ME860TIH	42
ELEMENTOS DEL MOTOR.....	44
Bloque de cilindros	45
Culata:	46
Bandeja de aceite inferior:	47
Tapa de balancines:.....	47
Pistón:.....	48
Bulón:.....	48
Biela:	48

Cigüeñal:	49
Volante de inercia:	50
TURBOCOMPRESOR.....	50
SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR Y ACCESORIOS.....	51
PSD (Dispositivo de Desconexión Parcial).....	52
SISTEMA DE ESCAPE	53
TIPOS DE ESCAPES:	53
Seco:	53
Húmedo:	53
EMISIONES DE LOS GASES DE ESCAPE.....	54
El monóxido de carbono CO:.....	54
Los hidrocarburos sin quemar:.....	54
Óxidos de nitrógeno:.....	54
SISTEMA DE ADMISIÓN	55
SISTEMA ELÉCTRICO DEL MOTOR.....	56
CONDUCTORES Y RESISTENCIA.....	56
COEFICIENTE DE RESISTENCIA POR TEMPERATURA.....	57
CALCULOS PARA CABLEADO	57
TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	61
TIPOS DE ACOPLER	61
Tipo Vulkan (flexible):	61
Acople rígido.....	62
DISEÑO DEL CONJUNTO DE TRANSMISIÓN	62
Eje de transmisión:.....	62
ELEMENTOS DE SUJECCIÓN	63
TOMAS DE POTENCIA.....	66
SISTEMA DE ARBOTANTE	66
BASES DEL MOTOR.....	67
ESFUERZOS.....	67
DEFORMACIONES.....	68

Deformaciones normales:.....	68
Deformaciones cortantes:.....	68
ESFUERZOS EN VIGAS.....	69
FLEXION.....	69
ESFUERZOS CORTANTES EN VIGAS.....	70
DEFLEXIÓN EN VIGAS.....	70
Momentos vs curvatura:.....	71
Método de la integral:.....	71
CALCULOS PARA DIMENSIONAR BASES DEL MOTOR.....	73
SOLDADURA COMO ELEMENTO DE UNIÓN.....	75
CAPITULO IV.....	77
METODOLOGÍA.....	77
INSTALACIÓN DE MOTORES.....	78
ALINEACIÓN DEL MOTOR.....	78
DISEÑO DE LA HERRAMIENTA DE ALINEACION.....	78
CONSTRUCCION DE LA HERRAMIENTA DE ALINEACION.....	78
BASES DEL MOTOR.....	79
DISEÑO DE LAS BASES.....	80
CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES.....	87
SISTEMA DE ACOPLER MOTOR ARBOTANTE.....	88
DISEÑO DEL SISTEMA DE ACOPLER.....	89
CÁLCULO DEL EJE RIGIDO.....	89
CÁLCULO DE LA CHAVETA.....	90
CÁLCULOS DE LOS TORNILLOS DEL CUPLON.....	92
INSTALACION DEL ACOPLER MOTOR EJE.....	94
SISTEMA PROPULSOR.....	94
SELECCIÓN DE LA PROPELA.....	94
SISTEMA DE ESCAPE.....	97
DISEÑO DEL SISTEMA DE ESCAPE.....	98
CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE ESCAPE.....	99

SISTEMA DE ADMISIÓN	100
DISEÑO DEL SISTEMA DE ADMISIÓN	101
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL MOTOR	103
DISEÑO DEL CIRCUITO DE ENTRADA DE AGUA AL MOTOR	104
INSTALACIÓN DE LOS ACCESORIOS DEL CIRCUITO DE ENTRADA DE AGUA AL MOTOR	104
SISTEMA ELECTRICO DEL MOTOR	105
DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO DEL MOTOR	106
SELECCIÓN DEL CABLE ELÉCTRICO	108
SISTEMA DE MANDOS REMOTOS DE LA EMBARCACIÓN.....	110
UBICACIÓN DE LOS MANDOS REMOTOS	110
CAPITULO V	112
ANALISIS DE RESULTADOS	112
CAPITULO VI.....	115
CONCLUSIONES	115
BIBLIOGRAFIA	116
APENDICE	117
GLOSARIO	117

INDICE DE GRAFICOS Y TABLAS

Tabla 1 coeficiente de resistencia al agua para diversos cascos	16
Tabla 2 variaciones de la apertura de propela	17
Grafico 1 resistencia a la navegación vs. Relación de velocidad a longitud	21
Grafico 2 relaciones “(BHP/ δ): (VS/(Lwl) ^{1/2})”	23
Tabla 3 tabla de selección de hélices	25
Grafico 3 diferencias entre puntos de operación según el tipo de propela empleada	28
Grafico 4 ciclo diesel ideal de aire estándar	37
Gráfico 5 ciclo diesel real	38
Grafico 6 curvas características del motor Yamaha ME860TIH	42
Grafico 7 curvas características del motor Yamaha ME860TIH	43
Tabla 4 cables disponibles en el mercado	58
Tabla 5 características de los cables comerciales	59
Tabla 6 tipos de recubrimientos del cable eléctrico	59
Tabla 7 características de los recubrimientos del cable eléctrico	60
Tabla 8 formulas para calcular pendientes y deflexiones en los casos más sencillos y comunes de vigas	72
Tabla 9 diagramas de esfuerzo cortante y momento flector para diferentes casos de vigas, y formular para determinar los esfuerzos y deformaciones	73
Tabla 10 evaluación de posibles rutas para la ubicación del escape	99
Tabla 11 evaluación de posibles rutas para la ubicación de la admisión	102
Tabla 12 evaluación de posibles rutas para la ubicación de los cables eléctricos	106
Tabla 13 evaluación de posibles rutas para la ubicación de los cables de datos	107
Tabla 14 evaluación de posibles rutas para la ubicación de la computadora del motor y la resistencia de protección del cableado	108
Tabla 15 evaluación de posibles rutas para la ubicación de los cables morse	111

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo especial de grado se pretende realizar las adaptaciones de las unidades motrices Yamaha ME860TIH en las embarcaciones del tipo Gabarra. Las adaptaciones comprenden el diseño y la construcción de los sistemas necesarios para el buen funcionamiento de las unidades motrices. Parte fundamental de dichas adaptaciones corresponden al diseño de las bases del motor, las cuales deben ser muy rígidas y estar unidas firmemente al casco, soportar la potencia transmitida del motor y deben cumplir con los requerimientos del fabricante del motor.

Los sistemas de acople y transmisión de potencia, entre el motor y el sistema de propulsión, serán diseñadas en base a la potencia máxima en régimen continuo transmitido al sistema.

El sistema de refrigeración de los motores marinos emplea un circuito abierto de agua de mar como medio de transporte para la extracción de calor de un circuito cerrado de refrigerante en la parte interna del motor; este emplea ánodos de sacrificio para evitar fenómenos corrosivos

El sistema de escape de los motores marinos generalmente es del tipo húmedo, los cuales emplean la salida de agua de mar del motor para enfriar los gases de escape, para así no ser nocivos al ambiente.

El sistema de admisión para un motor diesel debe proveer aire fresco en la entrada del turbocompresor. Si entrara aire, a una temperatura inadecuada al motor, este funcionaria de forma incorrecta produciendo daños al mismo.

El sistema eléctrico del motor debe protegerse de las altas temperaturas, de la salpicadura de líquidos y demás maquinarias rotativas. Así, estos trabajarán de forma óptima y a su vez no sufran daños.

Los sistemas de mandos remotos de la embarcación se emplean para operar la aceleración del motor y la caja de transmisión. Por lo que no deben tener fuertes dobleces y deben estar resguardados de maquinaria rotativa.

CAPITULO II

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El proyecto de ingeniería escogido será realizado por la empresa J.M.G. Industriales Consultores C.A. para la empresa Distribuidora Venemotos C.A. con la colaboración de Yamaha Motor Co. de Japón, siendo el usuario final la Guardia Nacional. Se realizará en el Centro de Mantenimiento Naval de la Guardia Nacional CEMANGUARNAC en Guanta, Estado Anzoátegui. El objetivo estará orientado a la adaptación de unidades motrices Yamaha Marine Diesel ME 860 para una embarcación modelo, del tipo Gabarra de la Guardia Nacional. Se hará una selección de todos y cada uno de los equipos y partes necesarios en el proceso para determinar como deberán ser dispuestos o sustituidos para ejecutar el mismo proyecto en el Alto Orinoco. Este proyecto contempla la incorporación de nuevas tecnologías en planta motriz y sistemas de propulsión para Gabarras cuyo casco todavía tiene vida operativa, permitiendo así convertirlas en unidades con mejor desempeño acordes a los retos actuales y futuros a los que se enfrenta la Guardia Nacional.

Este proyecto pretende realizar además una planificación que contenga la información de forma ordenada y simple de los procesos ejecutados en la adaptación de motores de las Gabarras de la Guardia Nacional para ser tomado como patrón en la adaptación de otras dos unidades del mismo tipo. De esta manera contribuye a la generación de empleos y reducción de costos operacionales y de logística. Consecuentemente nuestras instituciones como la Guardia Nacional disminuirían la dependencia de empresas extranjeras especializadas en la materia, permitiendo así el desarrollo de tecnologías propias y lograr adaptaciones con piezas elaboradas en Venezuela.

CAPITULO III

MARCO TEÓRICO

ESPECIFICACIONES DEL CASCO

EL TONELAJE DESPLAZADO (Δ):

Es el peso total de la embarcación con todo su contenido incluyendo el motor, carga, aparejo, combustible, tripulación, etc. Es difícil medir el tonelaje desplazado pero puede medirse aproximadamente con la siguiente ecuación:

$$\Delta(\text{tonelaje}) = Lwl(m) \cdot Bwl(m) \cdot d(m) \cdot Cb \cdot 1.025$$

Lwl: longitud de la parte sumergida de la embarcación.

Bwl: ancho de la parte sumergida de la embarcación.

d: profundidad sumergida de la embarcación.

Cb: Coeficiente de Resistencia al agua

1.025: Gravedad específica del agua marina (tonelaje/m³)

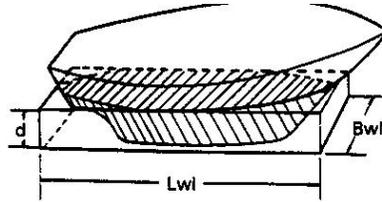
DESPLAZAMIENTO:

Es el peso del agua desplazada por la embarcación y su contenido (Principio de Arquímedes).

El $Lwl \times Bwl \times d \times Cb$ en el lado derecho de la ecuación indica el volumen de la parte sumergida en agua de la embarcación y Cb es la relación de un bloque rectangular al volumen de la porción sumergida de la embarcación.

Para seleccionar Cb se debe observar la parte inferior de la embarcación y referirse a la Tabla 1:

TABLA 1 COEFICIENTE DE RESISTENCIA AL AGUA PARA DIVERSOS CASCOS.



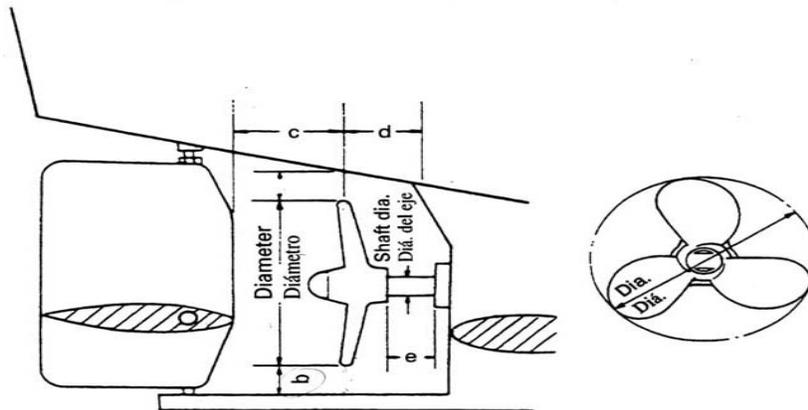
Cb	Hull Shape/Formas de casco	Type	Tipo
0.35		Planing • Pleasure boat	Aletas hidrodinámicas • Embarcación de placer
0.4		Semi-planing • Pleasure boat • Fishing boat (Light load)	Semialetas hidrodinámicas • Embarcación de placer • Embarcación de pesca (carga ligera)
0.45		Semi-planing • Pleasure boat • Fishing boat (Medium load)	Semialetas hidrodinámicas • Embarcación de placer • Embarcación de pesca (carga media)
0.5		Displacement • Passenger boat • Fishing boat (Light load)	Desplazamiento parcialmente sumergido • Embarcación de pasajeros • Embarcación de pesca (carga ligera)
0.6		Displacement • Fishing boat (Medium load)	Desplazamiento parcialmente sumergido • Embarcación de pesca (carga media)
0.7		Displacement • Cargo boat • Fishing boat (Heavy load)	Desplazamiento parcialmente sumergido • Barco de carga • Embarcación de pesca (carga pesada)

APERTURA DE LA HÉLICE:

Variación de la apertura de la hélice es la separación que existe entre el casco y la hélice como lo indica la Tabla 2.

Si la apertura es muy pequeña, el agua que fluye entre la hélice y el casco tiende a crear turbulencia, lo que causa que el casco vibre y provoque daños al reten del tubo de popa y la hélice. También, la hélice no tendrá suficiente empuje y la velocidad de la embarcación será baja. Por otro lado si la apertura “e” es demasiada, la hélice vibrará por no tener el rango especificado.

TABLA 2 VARIACIONES DE LA APERTURA DE PROPELA



Código	Apertura
a	Diámetro × 0,12 o más
b	Diámetro × 0.05 o más
c	Diámetro × 0.12 o más
d	Diámetro × 0,20 o más
e	Diámetro Eje × 4 o menos

Code	Aperture
a	Diameter × 0.12 or more
b	Diameter × 0.05 or more
c	Diameter × 0.12 or more
d	Diameter × 0.20 or more
e	Shaft diameter × 4 or less

RESISTENCIA A LA NAVEGACIÓN

CLASIFICACIÓN DE LOS ESTILOS DE NAVEGACIÓN

Las embarcaciones a motor pueden clasificarse en tres tipos: desplazamiento parcialmente sumergido, semialetas hidrodinámicas y aletas hidrodinámicas de acuerdo a los estilos de navegación.

Tipo desplazamiento parcialmente sumergido:

Son embarcaciones diseñadas para navegar soportadas por su flotación. Aunque las embarcaciones de alta velocidad no tienen este tipo de casco se mueven con un estilo de desplazamiento a baja velocidad.

El casco de tipo desplazamiento parcialmente sumergido cambia su área de corte por debajo de la línea de flotación de cero en la proa, pasa a ser máximo en el centro de la embarcación y vuelve a cero en la popa. La forma del casco se ha diseñado para empujar el agua a los lados de la proa y recuperar su posición original inmediatamente cuando pase su popa, para así producir mínimo disturbio hidráulico. Esto se puede apreciar en la Figura 1.

En consecuencia, a baja velocidad de la embarcación, incluso una baja potencia de caballos de fuerza hará que navegue un casco de tipo desplazamiento parcialmente sumergido.

Tipo semialetas hidrodinámicas:

Son embarcaciones diseñadas para navegar soportadas tanto por su flotación como elevación.

La curva de área del casco de tipo semialetas hidrodinámicas es similar al del casco de tipo desplazamiento parcialmente sumergido excepto que no baja a cero en popa. Esto puede ser apreciado en la figura 2.

Esto significa que la bovedilla de popa esta parcialmente sumergida cuando la embarcación esta flotando. Sin embargo, la popa fue diseñada para minimizar el disturbio del agua cuando la embarcación navega más rápido

Tipo aletas hidrodinámicas:

Son embarcaciones diseñadas para navegar con la mayor parte del casco fuera del agua mientras se soportan por la elevación debida a la navegación.

El corte de un casco de tipo aletas hidrodinámicas aumenta de cero en la proa hacia la popa.

Con una embarcación a motor típica con casco de tipo aletas hidrodinámicas, casi el 90% del peso esta soportado por la presión hidrodinámica aplicada a su fondo.

La curva de área de este casco sube hacia la popa, con lo que la flotación del casco se concentra en la popa. Esto es apreciado en la figura 3.

RESISTENCIA A LA NAVEGACIÓN

La resistencia a la navegación de los tres tipos de casco son respectivamente los siguientes:

Tipo desplazamiento parcialmente sumergido:

Con un rango de velocidad baja de la embarcación, la resistencia total toma prácticamente la forma de resistencia a la fricción. Esto es proporcional al aumento de la velocidad de la embarcación y a la resistencia a la creación de olas; la resistencia a la creación de remolinos aumenta gradualmente y aumenta también el ángulo de asiento del casco de la embarcación. Cuando se acerca a la relación de velocidad a longitud, la resistencia total aumenta drásticamente porque el ángulo de asiento de casco de la embarcación (resistencia máxima) esta en su punto más alto y, en consecuencia, se genera una resistencia muy alta a la creación de olas. Esta velocidad de la embarcación se llama velocidad de casco. Cuando la relación de

velocidad llega a 2.6 la velocidad de la embarcación no aumentará aunque aumente la potencia del motor, ya que una potencia adicional del motor solo producirá olas.

$$\text{Relación de velocidad} \left(\frac{Vs(knot)}{\sqrt{Lwl(m)}} \right)$$

Es importante tener en cuenta que para una utilización económica de la embarcación se recomienda instalar un motor con suficiente potencia, porque una potencia excesiva no es efectiva para aumentar la velocidad de la embarcación.

Tipo semialetas y aletas hidrodinámicas:

En un rango de baja velocidad del motor la resistencia total del tipo semialetas y aletas hidrodinámicas es mayor que el del tipo desplazamiento parcialmente sumergido. Después que el tipo de aletas hidrodinámicas supera la resistencia máxima, su resistencia disminuye dentro de cierto rango y proporcionalmente al aumento en la velocidad de la embarcación, aumentando gradualmente la resistencia total. Por lo tanto se debe instalar un motor con suficientes caballos de fuerza para superar la resistencia máxima. En consecuencia, si se instala un motor con mayor potencia, se obtendrá una mayor velocidad de la embarcación.

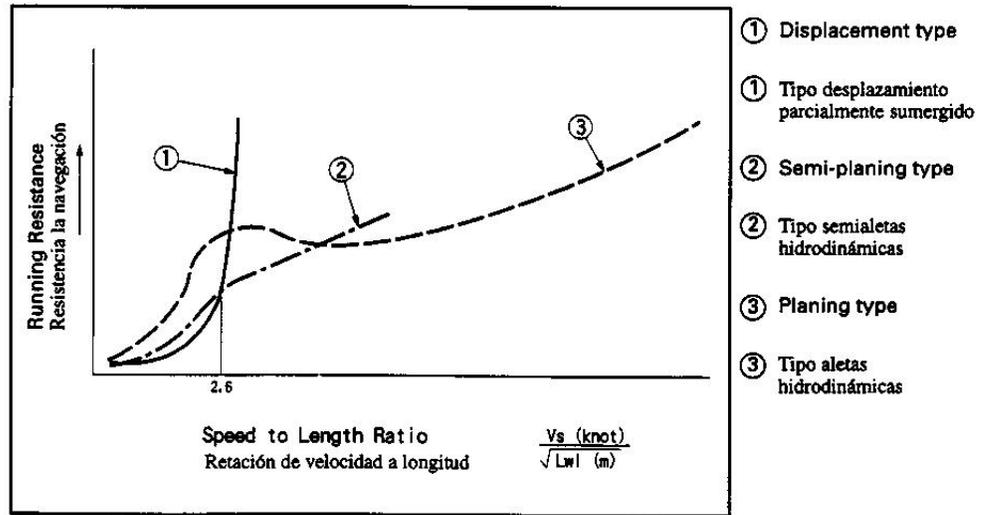


GRAFICO 1 RESISTENCIA A LA NAVEGACION VS RELACION DE VELOCIDAD A LONGITUD

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE LA EMBARCACIÓN

Estimar el tonelaje desplazado (Δ).

Partiendo de la ecuación

$$\Delta(\text{tonelaje}) = Lwl(m) \cdot Bwl(m) \cdot d(m) \cdot Cb \cdot 1.025$$

Comprobar el rendimiento del motor.

Potencia de salida max. (Hp) = Potencia de salida max. del motor – margen del mar = Potencia de salida max. del motor (Hp) x 0.9

Margen del mar:

Durante la operación en práctica, aumenta la resistencia de la navegación debido al viento, olas, corrientes de la marea y suciedad del casco. Además, la eficiencia de la hélice se reduce debido a la suciedad y daños ocasionados durante la utilización. Consecuentemente, debe darse cierto margen para estos factores cuando se selecciona la potencia de salida máxima del motor.

Este margen se denomina margen del mar. La cantidad del margen depende de algunos factores tales como la forma del casco, sistema de propulsión, ángulo de

instalación, tipo y tamaño del motor, velocidad de la embarcación y condiciones de operación, pero por lo general se estima como el 10% de la potencia de salida máxima del motor.

Estimar la velocidad máxima de la embarcación (V_s).

Obtenga (BHP/Δ) desde (a) y (b).

Obtenga $(V_s/(Lwl)^{1/2})$.

Emplee la Grafica 2 “ $(BHP/\Delta): (V_s/(Lwl)^{1/2})$ ” y dibuje una línea perpendicular desde el valor (BHP/Δ). Lea el valor de $(V_s/(Lwl)^{1/2})$ en el punto donde la línea cruza la curva de Normal, Bueno, Preciso, Tipo V o mas inclinado.

Así se obtiene V_s .

No es siempre necesario leer el valor $(V_s/(Lwl)^{1/2})$ en las cinco curvas. En su lugar puede obtenerse el valor de entre las curvas, de acuerdo a la experiencia y conocimientos de embarcaciones similares.

SISTEMAS DE PROPULSIÓN:

LA HÉLICE.

Es una pieza de metal formada por un conjunto de dos o mas aspas, o pequeñas palas, especialmente dobladas en forma helicoidal que van unidas a un centro común denominado núcleo.

Las hélices se diseñan con un tamaño, un número de aspas y una curvatura, que se establecen previamente según el tipo de embarcación a mover. El tamaño de la hélice se denomina diámetro y viene dado en pulgadas. El número de aspas de la hélice va a aumentar o disminuir la vibración del eje y, por ende, de la embarcación. La curvatura del aspa se denomina paso y es la distancia constante que existe entre cada dos espiras consecutivas, medidas paralelamente al eje, lo que trae como consecuencia el desplazamiento de la embarcación.

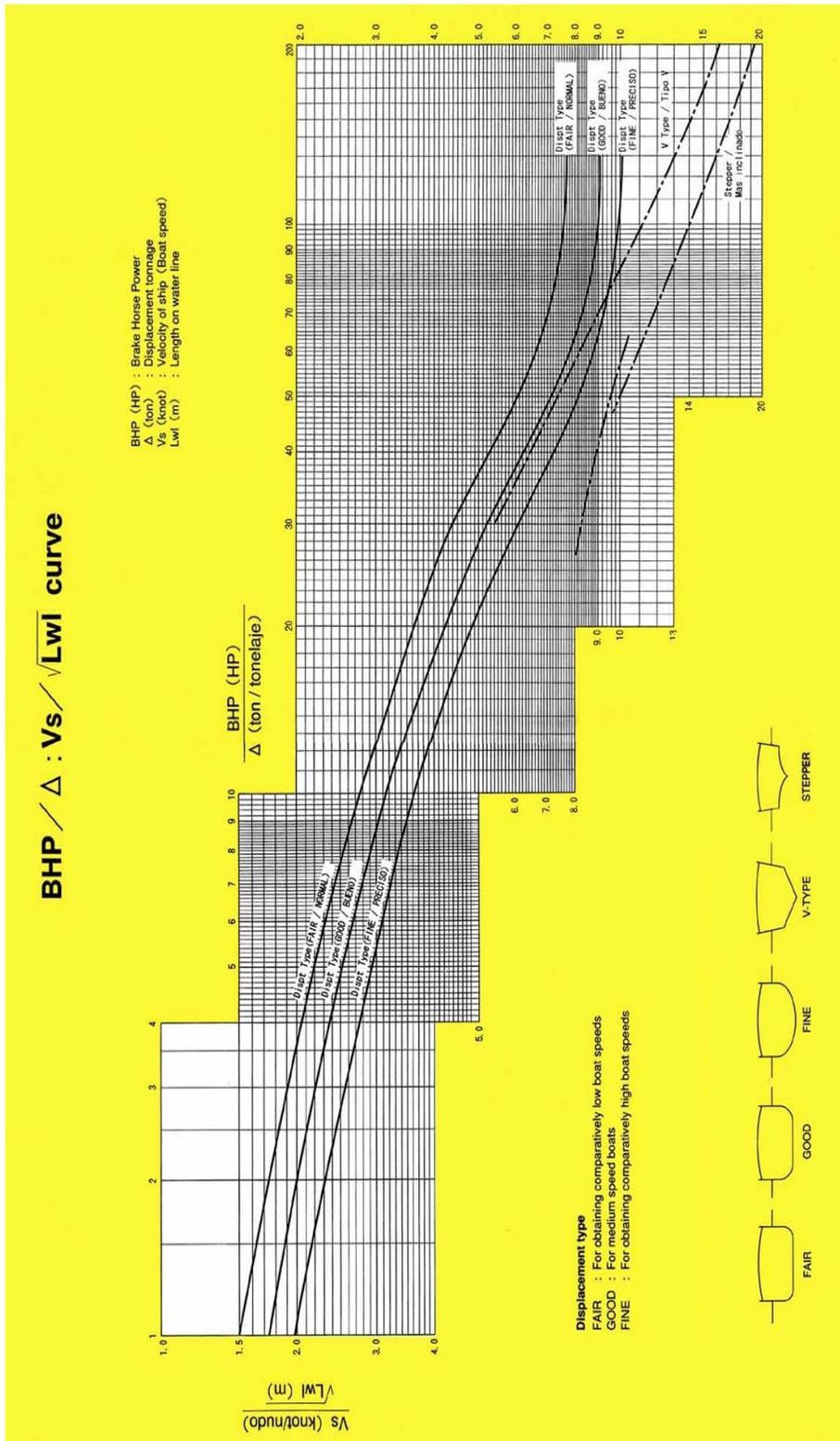


GRAFICO 2 RELACIONES “(BHP/ Δ): (Vs/(Lwl)^{1/2})”

La cavitación de una hélice se produce si esta rebasa un cierto número de revoluciones o si no tiene la forma perfecta, formándose un vacío o cavidad en el agua en la parte activa de la hélice, lo que produce pérdida de empuje y fuertes vibraciones.

TABLA DE HÉLICES.

Usando la tabla 3 se puede determinar el tamaño de la hélice a través del tipo de motor, la relación de transmisión y velocidad estimada de la embarcación. Sin embargo, la apertura de la hélice mencionada anteriormente debe tenerse en cuenta. En gran parte, la reducción de la relación de transmisión (A) hace más eficiente la propulsión.

El diámetro aconsejable de la hélice se puede calcular mediante la fórmula en la figura 4.

VELOCIDAD DE LA EMBARCACION.

La velocidad de la embarcación se calcula en base al tiempo requerido para que la embarcación se desplace S metros. Para esto se colocan 2 postes a un intervalo cada uno de S metros a lo largo del mar.

Luego suba a la embarcación y haga que navegue a la velocidad máxima, y mida el tiempo desde el momento que se alinean el primer par de postes hasta el momento en el que alinean el segundo par de postes mirando desde la embarcación; es aconsejable anotar la velocidad del motor como referencia. Sin embargo, para tomar las velocidades medias de la embarcación, esta deberá desplazarse dos o más veces porque las condiciones de prueba tales como el viento, oleaje, etc. son distintas cada vez.

TABLA 3 TABLA DE SELECCIÓN DE HELICES

Propeller Table
 ME 859TTH / ME 859TIM / ME 859TIL / ME 859TIP2
 ME 859TTH / ME 859TIM / ME 859TIL / ME 859TIP2

MODEL MODELO MAX. OUTPUT (PROP) SALIDA MAX. (HELICE) Propeller Matching Point Punto de integración de hélice	ME 859TTH 380 HP/2200 rpm 2245 ~ 2265 rpm		ME 859TIM 410 HP/2250 rpm 2300 ~ 2320 rpm		ME 859TIL 445 HP/2300 rpm 2350 ~ 2370 rpm		ME 859TIP2 455 HP/2300 rpm 2350 ~ 2370 rpm					
	SUS304 316 90	Brass Latón	SUS304 316 85	Brass Latón	SUS304 316 85	Brass Latón	SUS304 316 80	Brass Latón	SUS304 316 70	Brass Latón	SUS630 60	
SHAFT DIAMETER (mm) DIÁMETRO DEL EJE (mm)	90		85		85		80		75		65	
REDUCTION RATIO RELACION DE REDUCCION	A1; 3.43		B; 2.92		C; 2.48		D; 2.00		E (A); 1.47			
ESTIMATED BOAT SPEED (Knot) VELOCIDAD DE EMBAZCACION ESTIMADA (nudo)	PROPELLER SIZE Diameter (mm) x Pitch (mm) x Developed area ratio (3 Blades) TAMAÑO DE LA HELICE Diámetro (mm) x Paso (mm) x Régimen de desarrollo (3 palcas)											
6	1120 x 650 x 0.50		1020 x 610 x 0.55		920 x 570 x 0.60		820 x 510 x 0.65		820 x 530 x 0.60			
8	1120 x 680 x 0.50		1020 x 640 x 0.50		920 x 610 x 0.55		820 x 510 x 0.65		800 x 580 x 0.60			
10	1120 x 720 x 0.45		1020 x 680 x 0.50		920 x 610 x 0.55		820 x 510 x 0.65		800 x 600 x 0.60			
12	1120 x 770 x 0.40		1000 x 730 x 0.45		920 x 640 x 0.55		820 x 530 x 0.60		800 x 600 x 0.60			
14	1100 x 830 x 0.40		1000 x 770 x 0.45		900 x 690 x 0.50		800 x 580 x 0.60		800 x 600 x 0.60			
16	1080 x 900 x 0.40		980 x 840 x 0.45		880 x 780 x 0.50		780 x 650 x 0.55		780 x 650 x 0.55			
18	1060 x 970 x 0.40		960 x 900 x 0.45		880 x 820 x 0.45		780 x 680 x 0.55		780 x 680 x 0.55			
20	1060 x 1030 x 0.40		960 x 950 x 0.40		860 x 880 x 0.45		760 x 740 x 0.55		760 x 740 x 0.55			
22	1040 x 1100 x 0.40		940 x 1020 x 0.40		860 x 920 x 0.45		760 x 770 x 0.55		760 x 770 x 0.55			
24	1020 x 1160 x 0.40		940 x 1070 x 0.40		840 x 990 x 0.45		760 x 800 x 0.50		760 x 800 x 0.50			
26	1020 x 1240 x 0.40		920 x 1140 x 0.40		840 x 1030 x 0.45		740 x 860 x 0.50		740 x 860 x 0.50			
28	1000 x 1310 x 0.40		880 x 1260 x 0.40		820 x 1090 x 0.45		740 x 890 x 0.50		740 x 890 x 0.50			
30	980 x 1380 x 0.40		880 x 1260 x 0.40		800 x 1140 x 0.45		720 x 940 x 0.50		720 x 940 x 0.50			
32												
34												
36												

JUEGO DE HÉLICE Y SELECCIÓN.

Se debe verificar si la hélice seleccionada es la adecuada para la embarcación haciendo funcionar el motor a la velocidad de marca con la hélice montada. Una forma simple de hacer una verificación consiste en cargar la embarcación a su capacidad máxima. Si es necesario se coloca lastre en la embarcación. Luego se hace funcionar la embarcación a su velocidad máxima en aguas tranquilas y se mide la velocidad del motor con un tacómetro digital. A partir de la velocidad del motor medida, puede determinarse si el tamaño de la hélice es el apropiado para la embarcación.

Punto NR (curva de carga de hélice curva (a)) adecuado recomendado.

Se debe seleccionar la hélice mas apropiada de acuerdo al punto NR adecuado recomendado, con la embarcación que funciona tal como se indico anteriormente. Es importante medir la velocidad del motor con la embarcación en las condiciones mencionadas anteriormente, especialmente en el caso de uso comercial. El punto NR adecuado recomendado se especifica para una velocidad del motor donde el motor esta produciendo una potencia 10% por debajo de la potencia máxima como margen para las prestaciones del motor.

Para evitar daños, hay que tener en cuenta las siguientes precauciones.

Si se utiliza la embarcación con un viento o marea fuerte, o el fondo de la embarcación esta sucio o cubierta en conchas, el aumento en la resistencia a la navegación producirá una sobrecarga del motor, lo que acortara la vida útil del motor.

Si el punto adecuado de la hélice es menor al recomendado cuando se hace funcionar, aumenta la resistencia y por ende, la velocidad del motor y de la embarcación disminuirán notoriamente. En consecuencia el motor funciona sobrecargado.

Punto NE (en la curva (e))

Representa la máxima velocidad de la embarcación a la máxima potencia del motor y es teóricamente el más adecuado para una nueva embarcación utilizada en aguas tranquilas. Sin embargo, en la práctica, se utiliza muy pocas veces, excepto para hacer un ensayo para una embarcación nueva. Si se utiliza este punto, no hay margen para las prestaciones del motor.

Si se mueve la curva de carga de la hélice a (B), el motor funcionara a un punto cerca de NB. Esto hará que tanto el motor como la velocidad de la embarcación disminuyan enormemente. Esto hace que el motor se sobrecargue y se produzcan distintos problemas adicionales.

Cuando se hace una prueba de la embarcación para determinar el tamaño de hélice mas apropiado, debe estar cargado al máximo con el peso normal y debe estar bien balanceada.

Punto no adecuado de la hélice NB (curva de carga de hélice (b))

Se dice que la hélice es demasiado pesada cuando el tamaño de la hélice es demasiado grande, la máxima velocidad del motor, NB, es menor que la máxima velocidad a la potencia máxima, NE. En este caso, como no cumple con la condición indicada previamente, debe de seleccionarse una hélice más apropiada.

Además si el motor se utiliza con frecuencia y durante un largo periodo de tiempo en estas condiciones, aumentara el consumo de combustible y aparecerá humo negro.

Punto no adecuado de la hélice NC (curva de carga de hélice (c))

Se dice que la hélice es demasiado liviana. Se deben considerar dos situaciones cuando el tamaño de la hélice es demasiado pequeña. Primero, aunque la velocidad del motor (NC), cuando la embarcación navegue a máxima velocidad, supera el punto adecuado (NR), no es necesario cambiar la hélice si la embarcación

tiene prestaciones satisfactorias y la embarcación navega a una velocidad un poco mas lenta. Además esta hélice puede utilizarse si la velocidad del motor y la velocidad de la embarcación disminuyen debido a una mayor carga. Y segundo, si la velocidad de la embarcación disminuye notoriamente, después de verificar que no hay problemas en la embarcación por suciedad en la parte inferior de la embarcación, será necesario seleccionar una hélice mas adecuada. En este caso, seleccione una hélice de mayor tamaño.

Si el tamaño de la hélice es demasiado pequeña y la velocidad del motor es mas alta que el punto adecuado recomendado (NR), y como el motor se controla mediante un regulador, la velocidad del motor estará limitada a 30 – 50 RPM mas alta que NR. Por lo tanto, en este caso es importante medir precisamente la velocidad del motor utilizando un tacómetro digital.

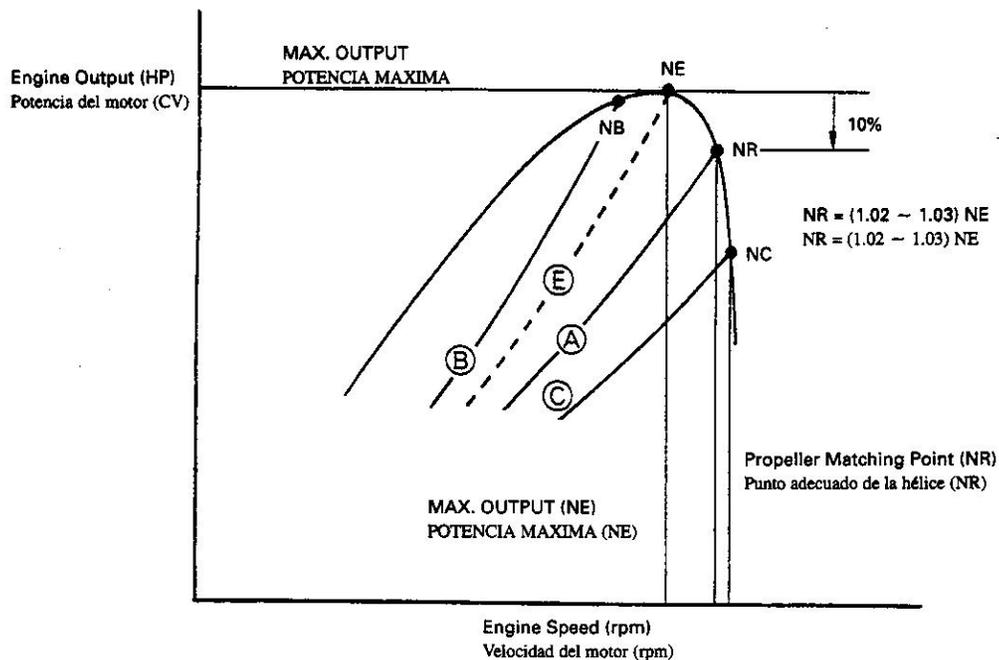


GRAFICO 3 DIFERENCIAS ENTRE PUNTOS DE OPERACIÓN SEGÚN EL TIPO DE PROPELA EMPLEADA.

Selección del tamaño de la hélice

Las condiciones que hacen inadecuada la hélice, de forma que no se alcance la máxima velocidad del motor o que supere el punto adecuado recomendado (NR), se clasifican de la siguiente forma:

$$N > NR$$

$$NR > N > 0.9*NR$$

$$0.9*NR > N > 0.8*NR$$

$$0.8*NR > N$$

N (rpm): máxima velocidad del motor medida con la hélice original.

NR (rpm): punto adecuado recomendado.

En el caso de que la máxima velocidad del motor supere NR y que la embarcación no tenga suficientes prestaciones, debe cambiar la hélice original por otra hélice de rosca 5% mayor con el mismo diámetro. Si la máxima velocidad del motor supera NR después de cambiar obtenga la máxima velocidad del motor adecuada dentro de NR.

En el caso de que la máxima velocidad del motor sea de más del 90% de NR, debe cambiarse la rosca de la hélice original de acuerdo con la siguiente formula:

$$P' = P \left(\frac{2N - 1.03NR}{N} \right)$$

Donde P (mm) = Rosca de hélice original.

N (rpm) = Máxima velocidad del motor medida.

P' (mm) = Rosca de hélice correcta.

NR (rpm) = Punto de navegación recomendado.

En el caso de que la máxima velocidad del motor sea de menos del 90% pero mas del 80% de NR, debe cambiarse la rosca de la hélice original de acuerdo con la siguiente formula:

$$P' = P \left(\frac{2N - NR}{N} \right)$$

Donde P (mm) = Rosca de hélice original.

N (rpm) = Máxima velocidad del motor medida.

P' (mm) = Rosca de hélice correcta.

NR (rpm) = Punto de navegación recomendado.

PLANTA MOTRIZ:

Un motor es la parte fundamental en el desplazamiento de una embarcación. Los motores se pueden clasificar según su ubicación en la embarcación y según su combustible de operación.

Un motor diesel es un tipo de motor caliente el cual usa un proceso de combustión interna para convertir la energía almacenada en los químicos de los combustibles en energía mecánica aprovechable. Esto ocurre en dos pasos. Primero, el combustible reacciona químicamente es decir, se enciende, y libera energía en forma de calor. Segundo, el calor provoca la expansión de los gases que se encuentran en el cilindro, y la expansión de los gases, estando confinados en el cilindro, debe mover el pistón por expansión. El movimiento reciprocante del pistón es convertido en movimiento rotacional por el cigüeñal.

Para convertir la energía química del combustible en energía mecánica aprovechable todos los motores de combustión interna deben tener cuatro eventos importantes, los cuales son: admisión, compresión, trabajo y escape. Las diferencias entre las variedades de motores están dadas por el tiempo y en donde ocurren estos eventos principales.

Los motores diesel se pueden clasificar en dos sencillas categorías, motores de ciclos de dos tiempos y cuatro tiempos. La palabra ciclo se refiere a cualquier

operación o serie de eventos que se repiten. En el caso de un motor de cuatro tiempos, el motor requiere de cuatro carreras del pistón para completar un ciclo completo. Sin embargo, este requiere dos vueltas del cigüeñal, o 720 grados de rotación del cigüeñal para completar un ciclo. En un motor de dos tiempos los eventos ocurren en una sola rotación del cigüeñal o 360 grados de rotación.

CLASIFICACION DE LOS MOTORES MARINOS SEGÚN SU UBICACIÓN:

FUERA DE BORDA: estos motores se ubican en el exterior de la embarcación, específicamente en el espejo de popa.

DENTRO FUERA: los motores se ubican en la parte interna de la embarcación, y la parte de la pata se ubica en la parte de afuera de la embarcación en el espejo de popa.

CENTRALES: se llama así a los motores que se encuentran ubicados en la parte media de la embarcación. El sistema externo de propulsión viene dado por un eje que parte del motor, cruza el casco por la parte del pantoque y termina debajo del casco con la hélice.

CLASIFICACION DE LOS MOTORES SEGÚN SU COMBUSTIBLE

Motores a gasolina de 2 tiempos.

Motores a diesel de 2 tiempos.

Motores a gasolina de 4 tiempos.

Motores a diesel de 4 tiempos.

Ciclo de funcionamiento de motores a gasolina de 2 tiempos:

El pistón sube hacia el PMS empezando a comprimir la mezcla aire gasolina que anteriormente ha entrado en el cilindro. El pistón sigue moviéndose hacia el PMS

y la parte inferior de la falda descubre la lumbrera de aspiración a través de la cual la mezcla aire gasolina entra en el cárter bomba, en el cual se había creado una depresión a causa del desplazamiento del pistón. En el cilindro continua la fase de compresión. Un poco antes de que el pistón haya alcanzado el PMS salta la chispa entre los electrodos de la bujía y empieza la fase de combustión. Como consecuencia del aumento de presión ocasionada por la combustión el pistón es impulsado con fuerza al PMI, siendo esta la fase de expansión o trabajo. En un determinado momento este abre la lumbrera de escape y los gases de combustión comienzan a salir a gran velocidad por el conducto gracias a su misma presión. Mientras tanto en el cárter bomba la lumbrera de aspiración se cierra debido a la falda del pistón y la mezcla aire gasolina sufre una especie de precompresión, ya que el pistón sigue acercándose al PMI. El pistón abre la lumbrera de admisión y la mezcla de aire gasolina pasa desde el cárter bomba al cilindro. El pistón esta en el PMI en el cilindro la mezcla nueva esta sustituyendo a los gases de combustión.

Ciclo de funcionamiento de motores a diesel de 2 tiempos:

Funcionan muy parecido a los de gasolina, tienen la diferencia de que por la lumbrera solamente entra aire, y cuando el pistón esta en su PMS se inyecta el diesel al cilindro a través de los inyectores y por medio de una bomba inyectora. En ese momento se produce la explosión, sin necesidad de la bujía, porque cuando el diesel se comprime fuertemente a una relación de 16:1 en volumen este explota espontáneamente, y luego el pistón baja mientras el aire entra por una lumbrera de admisión y los gases de combustión salen por el escape.

Ciclo de funcionamiento de motores a gasolina de 4 tiempos:

El pistón se encuentra en el PMS, la válvula de admisión y la de escape se encuentran cerradas. El pistón comienza con la carrera de admisión e inmediatamente se abre la válvula de admisión, permitiendo así que el pistón succione la mezcla, hasta llegar al punto mas bajo. En ese momento se cierra la válvula de admisión y el pistón empieza la carrera de compresión. Comprimiendo la mezcla hasta llegar

nuevamente al PMS. En ese instante se enciende la chispa y explota la mezcla comenzando la carrera de trabajo, empujando el pistón bruscamente hacia el PMI. Cuando el pistón ya se halla en el PMI se abre la válvula de escape y el pistón empieza la carrera de escape, desalojando del cilindro la mezcla ya quemada. Cuando se llega nuevamente al PMS se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión, siguiéndose otra vez el mismo ciclo.

Ciclo de funcionamiento de motores a diesel de 4 tiempos:

El pistón se encuentra en el PMS, la válvula de admisión y la de escape se encuentran cerradas. El pistón empieza la carrera de admisión e inmediatamente se abre la válvula de admisión, permitiendo así que el pistón succione aire solamente, hasta llegar a su punto mas bajo. En ese momento se cierra la válvula de admisión y el pistón empieza la carrera de compresión, comprimiendo el aire hasta llegar nuevamente al PMS. En ese instante mediante un inyector se proporciona el diesel al cilindro, y este espontáneamente explota empujando al pistón hacia el PMI. Cuando el pistón se halla en el PMI se abre la válvula de escape y el pistón empieza la carrera de escape, desalojando del cilindro los gases quemados. Cuando se llega nuevamente al PMS se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión, y así continua el ciclo.

PUNTO DE OPERACIÓN DE UN MOTOR DIESEL 4 TIEMPOS

En un motor cuatro tiempos el árbol de levas es acoplado y gira a la mitad de la velocidad del cigüeñal. Esto indica que el cigüeñal debe completar dos vueltas antes que el árbol de levas complete una revolución. Los cuatro tiempos de un motor diesel son:

Admisión:

Cuando el pistón se mueve desde arriba, aproximadamente a 28° BTDC, siendo medido por la rotación del cigüeñal, el lóbulo del árbol de levas comienza a accionar el seguidor de la leva. Esto ocasiona que el empujador se mueva hacia arriba

y el balancín pivota. Esto hace que la válvula comience a abrirse, el balancín empuja la válvula de admisión hacia abajo quedando abierta la válvula. La carrera de admisión empieza aun estando abierta la válvula de escape. El flujo de los gases de escape crea una condición de baja presión en el cilindro y esto ayuda a aspirar aire fresco.

El pistón continúa este recorrido desde el TDC, donde el aire fresco entra y los gases de escape salen. Esto cerca de 12° ATDC, el lóbulo de escape del árbol de levas gira haciendo que la válvula de escape comience a cerrarse. La válvula esta completamente cerrada a 23° ATDC. Esto es logrado por el resorte de la válvula, el cual es comprimido para abrir la válvula, forzando el balancín y el seguidor de la leva a regresar mientras el lóbulo de la leva gira. El tiempo en el cual ambas válvulas, la de escape y admisión, están abiertas se llama solape de válvulas y esto es necesario para que el aire fresco permita remover el sobrante de gases de escape y enfriar el cilindro. En la mayoría de los motores el volumen del cilindro es removido entre 30 y 50 veces durante el solape. El exceso de aire frío provee un efecto refrigerante necesario en las partes del motor. Cuando el pistón pasa el TDC y comienza a viajar hacia abajo, el movimiento del pistón crea una succión y continua una entrada de aire fresco al cilindro.

Compresión:

A 35° ABDC, la válvula de admisión empieza a cerrar. En 43° ABDC la válvula de admisión esta en su asiento y completamente cerrada. En este punto la carga de aire esta a presión normal (14.7psia) y temperatura ambiente del aire (80°F).

En valores cercanos a 70° BTDC, el pistón ha recorrido cerca 2.125 pulgadas o la mitad de una carrera. La temperatura ahora se doblo a 160°F y su presión es 34 psia.

Acerca de 43° BTDC el pistón ha recorrido por encima de 3.062 pulgadas de su carrera y el volumen es de nuevo reducido a la mitad. Consecuentemente, la temperatura vuelve a doblarse a 320°F y la presión a 85psia. Cuando el pistón ha viajado 3530 pulgadas de su carrera el volumen es nuevamente reducido a la mitad y

la temperatura alcanzada es de 640°F y presión de 277 psia. Cuando el pistón ha recorrido los 3.757 pulgadas de su carrera el volumen es reducido a la mitad, la temperatura alcanza los 1280°F y la presión de 742 psia. Con el área del pistón de 9.616 pulg² la presión en el cilindro es una fuerza elevada aproximadamente a 7135 lb o 3-1/2 tons de fuerza.

Inyección de combustible:

El combustible es inyectado en estado líquido dentro del cilindro en un tiempo y la cantidad precisa para asegurar que la combustión por presión no sea adelantada o retrasada. El combustible entra al cilindro donde esta presente el aire calentado por compresión; sin embargo, este solo se quema cuando esta en estado vaporizado e íntimamente mezclado con la cantidad de oxígeno adecuada. El primer lanzamiento de combustible entra a la cámara de combustión y es rápidamente vaporizado. La vaporización del combustible causa que el aire alrededor del combustible se enfríe y requiere tiempo para recalentar el aire suficientemente para encender el combustible vaporizado. Pero cuando la ignición ha arrancado, el calor adicional por la combustión ayuda a vaporizar el nuevo combustible entrando a la cámara. La inyección del combustible comienza a 28° BTDC y termina a 3° ATDC; así mismo la duración de la inyección del combustible es de 31°.

Potencia o trabajo:

Ambas válvulas están cerradas, y el aire fue comprimido. El combustible fue inyectado y comienza a incendiarse. Después que el pistón pasa el TDC, el calor es rápidamente liberado por la ignición del combustible, ocasionando un aumento de la presión en el cilindro. Las temperaturas de combustión son de alrededor de 2336°F. Este aumento en presión provoca que el pistón baje y aumente la fuerza en el cigüeñal por la carrera de potencia.

La energía generada por el proceso de combustión no es aprovechada por completo. En un motor diesel dos tiempos, solo el 38% de la potencia generada es aprovechada en trabajo, cerca del 30% es perdida en forma de calor extraída por el sistema de refrigeración, y cerca del 32% es extraído por el escape. En comparación, el motor diesel cuatro tiempos tiene una distribución térmica de 42% convertida en trabajo útil, el 28% es extraído por el sistema de refrigeración y 30% del calor es extraído por el escape.

Escape:

Cuando el pistón se acerca a los 48° BBDC, el lóbulo de la leva de escape comienza a forzar el seguidor, ocasionando que la válvula de escape se suelte de su asiento. Los gases de escape comienzan a fluir fuera de la válvula de escape por la presión en el cilindro y en la ductería de escape. Después de pasar BDC, el pistón se mueve hacia arriba y acelera a máxima velocidad a 63° BTDC. Desde este punto el pistón esta desacelerando. Cuando la velocidad del pistón comienza a bajar, la velocidad de los gases saliendo del pistón crea una pequeña presión por debajo de la presión atmosférica. A 28° BTDC, la válvula de admisión abre y el ciclo comienza de nuevo.

CICLO DIESEL IDEAL. ADICIÓN DE CALOR A PRESIÓN CONSTANTE.

El ciclo diesel de aire estándar es el ciclo idealizado de las operaciones de un motor diesel. El ciclo diesel consiste en los siguientes procesos termodinámicos (ver grafico 3): 1→2 compresión isentrópica desde el máximo al mínimo volumen del ciclo, 2→3 adición de calor a presión constante acompañado de un incremento del volumen, 3→4 expansión isentrópica al máximo volumen del ciclo y 4→1 rechazo de calor a volumen constante.

Los motores diesel modernos aproximan la adición de calor a volumen constante inyectando combustible durante un periodo de duración finita, continuando

con la quema y liberación de calor con el fin de mantener la presión dentro del cilindro durante un período de tiempo en la carrera de expansión. La eficiencia del ciclo diesel ideal viene dada por:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \left[\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma \cdot (r_c - 1)} \right]$$

Donde:

$$r = \frac{Vd + Vm}{Vm}$$

Vd representa el volumen desplazado

Vm el volumen muerto o de la cámara de combustión.

La eficiencia del ciclo diesel ideal no solo depende de la relación de compresión r sino de la relación de corte $r_c = \frac{V_3}{V_2}$ siendo $\gamma=1,4$ para el aire como gas ideal.

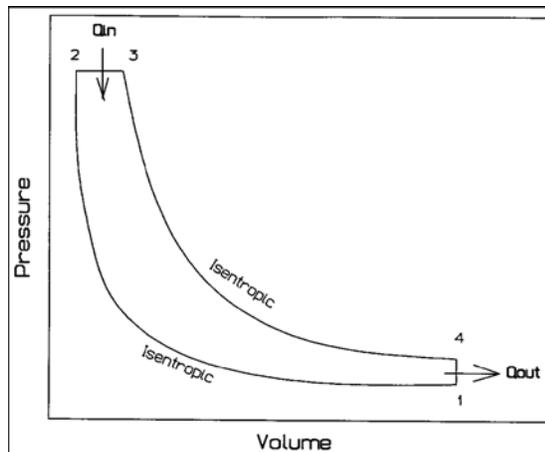


GRAFICO 4 CICLO DIESEL IDEAL DE AIRE ESTANDAR

CICLO DIESEL REAL.

Los motores de combustión interna no operan en ciclos termodinámicos cerrados, son ciclos mecánicos abiertos. Viendo la representación esquemática del diagrama indicado (ver grafico 5) la presión cambia durante las carreras de admisión y de escape; el trabajo indicado del ciclo puede ser calculado tomando la integral de

PdV del ciclo completo. La presión media efectiva es definida como la relación entre el trabajo neto indicado y el volumen desplazado:

$$imep = \frac{W_i}{V_d}$$

Donde:

imep (indicated mean effective pressure): presión media efectiva indicada.

W_i es el trabajo indicado por ciclo.

V_d es el volumen desplazado.

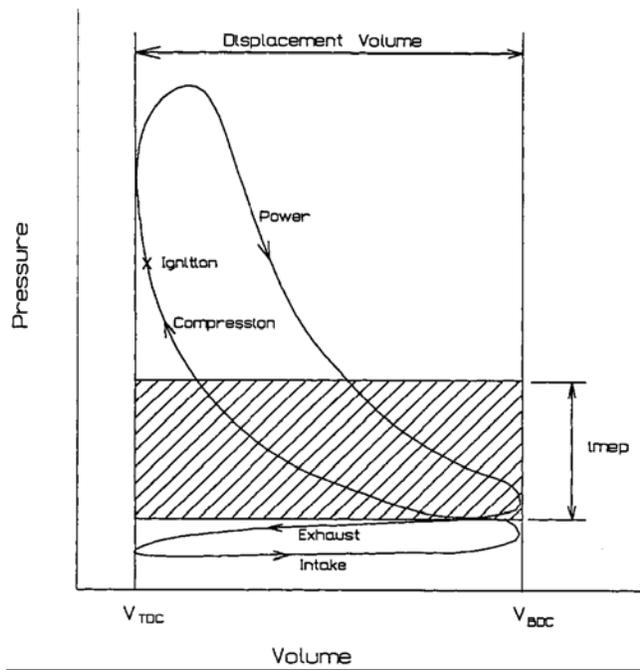


GRÁFICO 5 CICLO DIESEL REAL

El área sombreada representa el trabajo neto indicado por ciclo. Durante la admisión y el escape el trabajo negativo representa las pérdidas por bombeo; la magnitud de dichas pérdidas dependen de las características del flujo de admisión y de escape incluyendo válvulas, lumbreras, ductería entre otros; mientras más restringido estos pasajes mayores serán las pérdidas por bombeo.

La potencia al freno es la potencia producida a la salida del eje del motor; esta es medida por un dinamómetro, dicho trabajo será menor que el indicado debido a las

pérdidas por fricción y los requerimientos de potencia de sistemas auxiliares como bombas de aceite, bombas de agua entre otras.

La presión media efectiva al freno es definida como:

$$bmep = \frac{Wb}{V_d}$$

Donde

Wb representa el trabajo al freno por ciclo.

Vd el volumen desplazado.

La eficiencia mecánica puede ser definida como:

$$\eta_m = \frac{bmep}{imep}$$

La eficiencia térmica puede ser determinada de la relación de salida de potencia entre la energía producto de la quema del combustible:

$$\eta = \frac{Potencia}{m_f \cdot Q_c}$$

Donde:

m_f es la rata de consumo de combustible por unidad de tiempo.

Q_c es el calor de combustión por unidad de masa de combustible.

Siendo estos ciertamente asociados a la variación de energía por contenido de combustible y representa una dificultad determinar la eficiencia térmica específica del motor, pero si es determinable el consumo específico del combustible el cual sirve como un parámetro de medición de eficiencia.

El consumo específico de combustible se calcula de la siguiente forma:

$$cec = \frac{rcc(kg/hr)}{potencia(kW)}$$

Donde rcc representa la rata de consumo de combustible.

La eficiencia de motores que usan el mismo combustible puede ser comparada con este parámetro.

La eficiencia volumétrica es un importante parámetro para medir el desempeño de un motor, definido como:

$$\eta_v = \frac{m_{actual}}{m_d}$$

Donde m_{actual} es la masa de aire admitido en condiciones de presión y temperatura cercanas a los puntos de aspiración del motor y m_d es la masa de aire contenida en el volumen desplazado V_d . Con el aire de entrada la densidad es determinada por las condiciones en que este ingresa al motor; adicionalmente se consideran pérdidas asociadas a las lumbreras de admisión, válvulas y cilindros. Algunas veces, por conveniencia la densidad del aire es tomada de las condiciones ambientales. En ese caso η_v es llamada eficiencia volumétrica general e incluye el desempeño del flujo de todo el sistema de admisión. Desde que cierta cantidad de aire es ingresada al motor se hace el requerimiento de combustible donde la máxima potencia producida es directamente proporcional a la capacidad de aire; mientras tanto la eficiencia térmica del motor no se ve afectada, la eficiencia volumétrica directamente afecta la potencia producida en función del desplazamiento. La eficiencia volumétrica es afectada primordialmente por la geometría de las válvulas de admisión y de escape, la apertura y cierre de las válvulas, el diseño de la ductería y las lumbreras de admisión, el escape de gases residuales, la velocidad del motor, la presión de entrada de aire y la presión de succión de los gases de escape y la superficie de la cámara de combustión.

DIFERENCIAS ENTRE MOTORES DIESEL Y GASOLINA

DIESEL	GASOLINA
Combustible: aceite de petróleo llamado gasóleo o gas-oil, mas barato por caloría que la gasolina y no es volátil.	Combustible: gasolina, mas caro, volátil y explosivo
Relación de compresión: 1:16	Relación de compresión: 1:8
Formación de la mezcla: el embolo aspira aire y luego se le inyecta diesel.	Formación de la mezcla: el embolo aspira aire y gasolina.
Fuerza: a condiciones iguales tiene mayor fuerza que uno a gasolina.	Fuerza: tiene menos fuerza.
Contaminantes: no deja casi contaminantes.	Contaminantes: deja gran porcentaje de gases contaminantes.

DESVENTAJAS DEL MOTOR DIESEL:

- (a) Mayor peso por la robustez de sus piezas.
- (b) Mayor costo debido a la calidad de las piezas, debido a los grandes esfuerzos a que son sometidas las piezas en un motor diesel.
- (c) Las reparaciones son más caras.
- (d) Marcha ruidosa, debido a las grandes potencias de trabajo.

VENTAJAS DEL MOTOR DIESEL:

- (e) Son motores económicos, consumen poco combustible y el cual es bastante barato.
- (f) Seguridad, poca complicaciones de funcionamiento porque se presentan pocas fallas y el combustible es poco inflamable.
- (g) Simplicidad en las reparaciones.
- (h) Ausencia de equipo eléctrico.

CARACTERISTICAS DEL MOTOR YAMAHA ME860TIH

ENGINE PERFORMANCE CURVE

SPEC



ME860TIH

Maximum output	283.4 kW (380 HP) @2200 r/min
Continuous rating output	283.4 kW (380 HP) @2200 r/min
Idling speed	525 ~ 575 r/min
High idle speed	2,440 ~ 2,490 r/min
Propeller matching point	2,245 ~ 2,265 r/min

- Engine output is measured at Propeller shaft.
- Exhaust temperature is measured at Turbo-charger outlet.

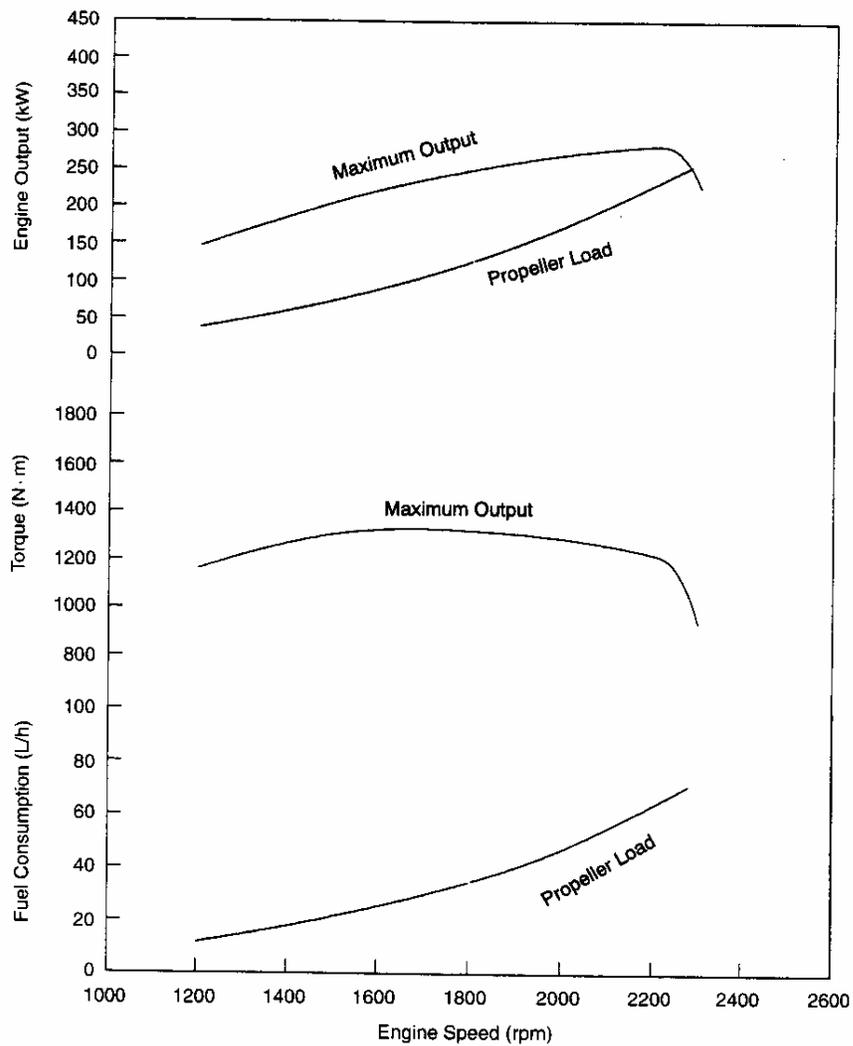
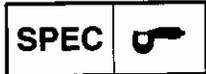


Gráfico 6 Curvas características del motor Yamaha ME860TIH

ENGINE PERFORMANCE CURVE



ME860TIH

Maximum output	283.4 kW (380 HP) @ 2200 r/min
Continuous rating output	283.4 kW (380 HP) @ 2200 r/min
Idling speed	525 ~ 575 r/min
High idle speed	2,440 ~ 2,490 r/min
Propeller matching point	2,245 ~ 2,265 r/min

- Engine output is measured at Propeller shaft.
- Exhaust temperature is measured at Turbo-charger outlet.

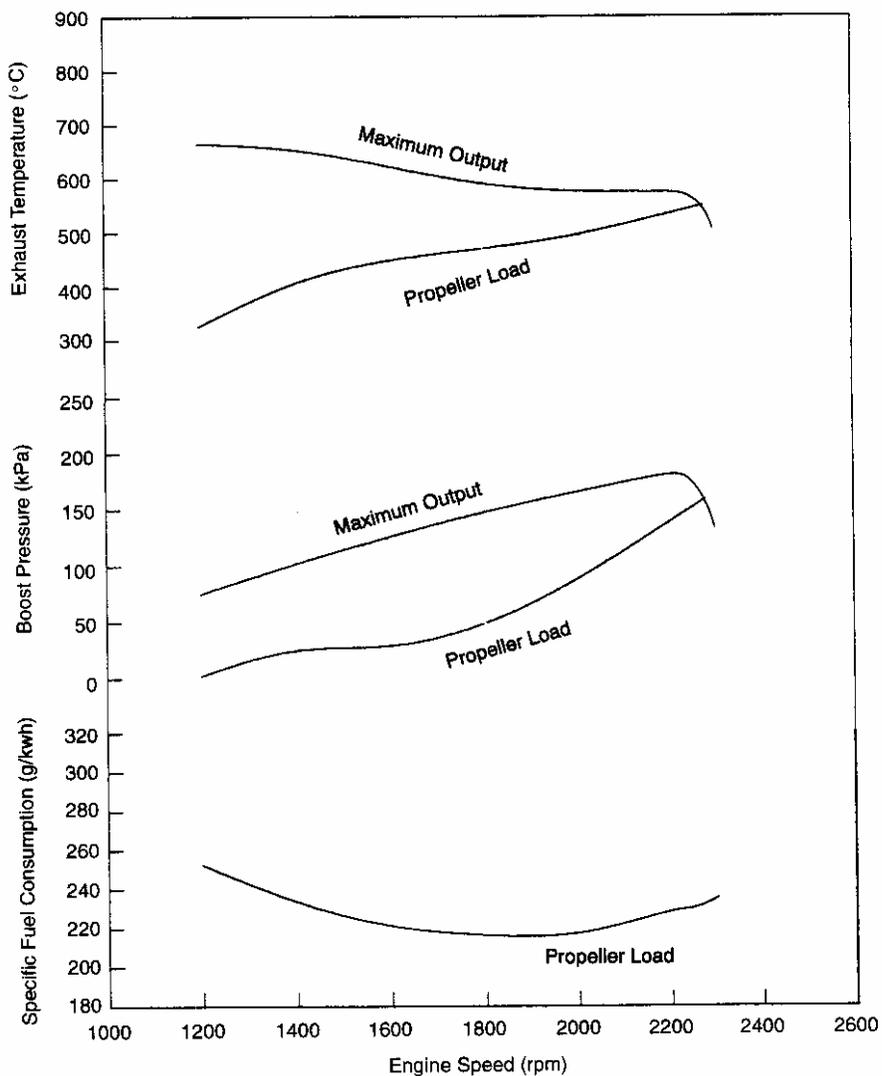


Grafico 7 Curvas características del motor Yamaha ME860TIH.

El motor Yamaha ME860TIH es un motor diesel de seis cilindros en línea de 8.5 Litros, el cual es sobrealimentado empleando un turbocargador con intercooler, tiene 24 válvulas, dos para admisión y otras dos para el escape por cilindro. Tiene un sistema de inyección directa en el cilindro, el cual es regulado por el gobernador del motor. Este motor tiene la capacidad de operar a máxima potencia en régimen continuo por tiempo indefinido por la resistencia de los materiales empleados, la variedad de elementos filtrantes que posee el sistema de lubricación, combustible y agua de refrigeración. Ya que este es el punto óptimo de funcionamiento de los motores marinos y los sistemas propulsores. Este tipo de motores emplea dos circuitos de refrigeración, uno de los circuitos es cerrado el cual emplea refrigerante dentro del motor para enfriar todas las partes internas del motor especialmente los cilindros y el otro circuito es abierto el cual emplea agua de mar o ríos el cual se encarga de extraer el calor de todos los accesorios del motor y del intercambiador de calor de flujo cruzado de refrigerante y agua de mar.

ELEMENTOS DEL MOTOR

Los elementos de que consta el motor son comunes a los dos tipos que existen: de explosión y de combustión. Actualmente existen pequeñas diferencias, al conseguirse grandes resistencias en los materiales y poco peso.

Estos elementos se pueden dividir en dos grandes grupos:

Fijos.

Móviles.

• ELEMENTOS FIJOS POR ORDEN DE IMPORTANCIA

Son los que componen el armazón y la estructura externa del motor y cuya misión es alojar, sujetar y tapar los elementos del conjunto. Estos son: el bloque de cilindros, culata, cárter y tapa de balancines.

Bloque de cilindros

Es el elemento principal del motor. En él se pueden distinguir dos partes: los cilindros y la bancada o cárter superior.

Los cilindros: Son unas oquedades cilíndricas donde se desplazará el pistón realizando un movimiento lineal alternativo entre sus dos posiciones extremas (P.M.S. punto muerto superior y P.M.I. punto muerto inferior).

Los cilindros pueden formar parte del mismo bloque o ser independiente de éstos. Además el bloque está diseñado para:

- (a) Acoplar la bomba de refrigeración.
- (b) Los conductos necesarios para la circulación de la refrigeración y lubricación.
- (c) Los apoyos del cigüeñal y el árbol de levas.
- (d) Los acoplamientos del distribuidor de encendido, filtro de aceite y bomba de gasolina.

La bancada: Es la parte inferior del bloque, destinada a contener y sujetar el cigüeñal. Existen tres tipos de bloques según el montaje y sujeción de los cilindros. Estos son:

Bloque integral: Lo forma una sola pieza, con cámaras para el líquido refrigerante. Los cilindros se obtienen en bruto, pasando después a realizarse una mecanización para conseguir un acabado perfecto. Con este sistema, el cilindro inicial fundido (hierro fundido) es de una medida menor que el cilindro final.

En el caso de un desgaste excesivo en las paredes de un cilindro, hay que rectificar todos a una medida superior y sustituir pistones, bulones y segmentos por otros de mayor diámetro para conseguir de nuevo un perfecto ajuste entre pistón y cilindro.

Bloque de camisas secas: En este tipo de bloque, los cilindros van mecanizados igual que en el caso anterior, pero en su interior se alojan, a presión, otros cilindros (acero especial), con las paredes más finas, denominadas camisas, que en este caso no están en contacto con el líquido del sistema de refrigeración, dificultando en parte la refrigeración del cilindro.

Su principal ventaja es que al producirse el desgaste de estas camisas se pueden colocar otras nuevas de la misma medida que las originales, con lo que se conserva el diámetro original de los pistones.

Bloque de camisas húmedas: El bloque es totalmente hueco y las camisas, no se introducen a presión, sino que se apoyan sobre el bloque formando las cámaras de agua, estando en contacto directo las camisas con el agua. Este bloque es el que mejor refrigeración ofrece, teniendo como inconveniente la dificultad de permanecer ajustadas en su montaje las camisas.

La estanqueidad o ajuste se asegura con un anillo de caucho sintético especial o cobre en la parte inferior, y otro en la parte superior. Su montaje no presenta dificultad. El uso de camisas hace que se puedan emplear aleaciones ligeras en la fabricación de los bloques, con lo que la disminución de peso es muy considerable.

Culata:

Es la pieza que va montada en la parte superior del bloque, que hace de tapa y cierra a los cilindros, formando la cámara de combustión.

En el interior de la culata hay unas oquedades para que circule el líquido de refrigeración, que están comunicadas y enfrentadas con las cámaras de agua del bloque. La parte inferior de la culata lleva unos orificios que forman las cámaras de combustión. Dentro de éstas, los taladros para alojar las válvulas y sus asientos, la bujía o el inyector, en caso de un motor de inyección. Lleva orificios para las guías de válvulas y para su fijación con el bloque a través de tornillos o espárragos. También tiene unos conductos para la entrada y salida de gases, el montaje de los colectores

(admisión y escape) y otras para el paso de aceite. Según el tipo de motor de que se trate, existen culatas para motores de cuatro tiempos o para los de dos tiempos. El material empleado para su fabricación es la fundición o aleación ligera de aluminio. Estas últimas son las más empleadas.

Bandeja de aceite inferior:

Su misión es la de proteger a los órganos mecánicos inferiores. Sirve de depósito para alojar el aceite del motor una vez que ha recorrido todo el circuito de lubricación y del que, a través de la bomba de engrase que va alojada en su interior, se vuelve a recoger para empezar de nuevo su recorrido.

En su interior se colocan uno o varios tabiques para evitar las variaciones bruscas de nivel y la polimerización del aceite (se espesa por su movimiento). A veces posee una serie de aletas en la superficie exterior para aumentar la zona de refrigeración del aceite. En el punto más bajo se encuentra el tapón de vaciado.

Tapa de balancines:

Su misión es la de proteger los órganos de la distribución: árbol de levas, taqués y balancines (mecanismos de apertura de las válvulas), y a su vez evita que se salga el aceite que sirve para su lubricación. También lleva el tapón de llenado de aceite en la parte superior. Va fijada a la culata mediante una junta que evita posibles fugas de aceite. Se fabrica de chapa embutida.

• ELEMENTOS MÓVILES

Son los encargados de transformar la energía química del carburante en energía mecánica. Estos elementos son:

El pistón

Las bielas

El cigüeñal

Pistón:

Es el elemento móvil que se desplaza en el interior del cilindro. Recibe directamente la fuerza de expansión de los gases durante la combustión, que le obliga a desplazarse con un movimiento lineal alternativo entre sus dos posiciones extremas (PMS - PMI).

Misiones del pistón

Transmitir a la biela la fuerza producida en el interior del cilindro durante la expansión de los gases.

Evitar fugas de gases así como el paso de aceite a la cámara de combustión.

Conducir parte del calor producido en la combustión y transmitirlo a las paredes del cilindro para evacuarlo al sistema de refrigeración.

Bulón:

Es el elemento que sirve de unión entre el pistón y la biela. Su estructura robusta le permite soportar los esfuerzos a los que está sometido el pistón. Tiene forma cilíndrica y vaciado interiormente. Se fabrican con acero tratado y rectificado.

Biela:

Es el elemento que sirve de unión entre el pistón y el cigüeñal. Su misión es transformar el movimiento lineal del pistón en movimiento rotativo. Está sometida a grandes esfuerzos, tales como tracción, flexión y compresión. En ella se pueden distinguir tres partes: pie, cuerpo y cabeza.

Pie: Es la parte más estrecha de la biela. Se une al pistón a través del bulón. Entre ambas piezas se coloca generalmente un casquillo antifricción. El pie tiene un movimiento oscilante.

Cuerpo: Es la parte más larga de la biela, situada entre el pie y la cabeza. Es la zona sometida a los esfuerzos anteriormente citados. A veces posee un taladro

pasante en toda su longitud para asegurar la lubricación del bulón, y su sección es en forma de (H) o doble (T).

Cabeza: Es la parte más ancha y se une al codo o muñequilla del cigüeñal. Entre ambas piezas se intercalan dos semicojinetes antifricción (S). Para facilitar el montaje en los codos del cigüeñal, la cabeza se divide en dos partes. Una parte llamada semicabeza (N), que va unida directamente a la biela, y la otra llamada sombrerete (M), siendo la parte desmontable que se unirá a la semicabeza a través de unos tornillos o pernos (F).

Cigüeñal:

Es un eje denominado también árbol motor. Su misión es la de convertir el movimiento lineal del pistón (P), en movimiento giratorio, para transmitirlo posteriormente a las ruedas a través del sistema de transmisión. Es de acero especial y con las superficies de rozamiento pulidas.

Apoyos: Son las partes que sirven de sujeción al cigüeñal en la bancada. Éstos estarán alineados respecto al eje de giro y su número será igual al número de cilindros del motor más uno (motor en línea). Un motor en cuatro cilindros en línea tiene generalmente un cigüeñal con cinco apoyos y se alojan en la bancada.

Codos o muñequillas: Situados excéntricamente respecto al eje del cigüeñal. Son los lugares sobre los que se montan las cabezas de biela. En los motores en línea el número de codos será igual al número de cilindros. En los motores en "V" será igual a la mitad del número de cilindros, acortando la longitud del motor; en cada codo se montan dos bielas.

Cojinetes o casquillos antifricción: Se sitúan entre las cabezas de biela y los codos y entre los apoyos y la bancada. Están formados por un material antifricción para evitar el desgaste por rozamiento en los lugares de articulación y de giro.

Volante de inercia:

La misión del volante es la de regularizar el funcionamiento del motor, almacenando la energía obtenida durante el tiempo de combustión y cediendo esta energía en los tiempos pasivos, manteniendo así la regularidad en el giro.

En un motor de cuatro tiempos, sólo existe un tiempo que produce trabajo (explosión) y tres tiempos resistentes, con lo cual el movimiento a transmitir no sería uniforme o regular. Su forma es circular, pesada, unida mediante tornillos al cigüeñal y situada en un extremo del cigüeñal.

Por su parte exterior, se monta una corona dentada para que engrane el piñón del motor de arranque. Por un lado se une al cigüeñal y por el otro, se acoplará el embrague. Cuanto mayor número de cilindros tenga el motor, menor será el tamaño del volante, ya que las explosiones serán menos espaciadas y la torsión y rotación del cigüeñal será más perfecta.

El volante suele disponer de unas marcas o referencias que sirven para el reglaje de la distribución y el encendido.

TURBOCOMPRESOR

El turbocompresor es un dispositivo resultante del acoplamiento de dos turbomáquinas térmicas; los dos rotores están instalados en los extremos de un mismo eje que gira sobre dos cojinetes dispuestos entre los rotores. Estas turbomáquinas son una generadora y una motora. La turbomáquina térmica generadora es siempre un compresor centrífugo, generalmente de una sola etapa. La turbomáquina térmica motora es generalmente una turbina de flujo centrípeto. El movimiento rotatorio de la turbina producido por la entalpía y la energía cinética de los gases de escape se transforman en energía mecánica; esta es transmitida al rotor del compresor, el cual comprime el aire hacia la cámara de combustión.

El mecanismo de funcionamiento de un turbocompresor es sencillo; sin embargo, el estudio, diseño y la construcción de los elementos del turbocompresor requieren de cálculos y el uso de máquinas herramientas muy precisas, ya que los

rotores giran entre 30000 y 160000 RPM y cualquier desbalance a estas velocidades puede ser desastroso para el turbocompresor.

La turbina en los motores diesel requiere de un diseño muy detallado, porque esta debe aprovechar al máximo la poca temperatura y velocidad de gases de escape que tienen estos motores en comparación con los motores de encendido por chispa.

SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR Y ACCESORIOS.

La refrigeración de los motores marinos emplea como medio de transferencia de calor el agua dulce o salada dependiendo el medio donde esta funcione. El agua de mar es tomada a través del fondo de la embarcación empleando una toma de fondo y es pasada por un filtro de partículas, luego ingresa a la bomba del circuito abierto de agua de mar, en la cual eleva su presión para circular por los distintos accesorios que necesiten refrigeración en el motor.

Primero pasa por el intercooler de refrigeración del aire de admisión, el cual requiere de la temperatura mas baja del agua de mar para enfriar lo mas posible el aire saliente del turbocargador; al salir del intercooler pasa por un intercambiador de calor para enfriar el aceite de la caja de transmisión del motor, el cual se calienta por el funcionamiento continuo de la embarcación; y finalmente pasa por un intercambiador de calor anular de doble flujo en el cual se enfría el refrigerante del circuito interno del motor. Para evitar las incrustaciones y la corrosión causadas por el agua de mar, se emplea un circuito cerrado de refrigerante el cual circula por las galerías de refrigeración en el interior del motor, refrigerando principalmente los cilindros del motor.

Este refrigerante se calienta por el contacto con las paredes de los cilindros, y es enfriado por el agua de mar a través de un intercambiador de calor anular de doble flujo. El intercambiador de calor anular de doble flujo consiste en un dispositivo compuesto por un tubo con una entrada de agua de mar, haciendo dos pasos de refrigeración antes de salir del intercambiador expulsando esta por el escape. Dentro

de este tubo principal hay varios tubos de diámetro pequeño con dos pasos de refrigeración, por el cual circula el circuito cerrado de refrigerante del motor, siendo este el lugar donde ocurre toda la transferencia de calor necesaria para refrigerar el motor. Es de gran importancia saber que en el circuito abierto de agua de mar existen colocados ánodos de sacrificio; estos se emplean para proteger el motor de los fenómenos de corrosión y se ubican principalmente en los diversos intercambiadores de calor, ya que estos cambios de temperatura fomentan la formación de productos de corrosión, además de proteger los materiales que realizan la transferencia de calor permitiendo que la eficiencia de estos sea prolongada en el rango de su vida útil.

Luego el agua de mar caliente es expulsada del motor por el sistema de escape del motor, ya que el sistema de escape es húmedo; esto se emplea para enfriar un poco los gases de escape del motor.

PSD (Dispositivo de Desconexión Parcial)

Este es un dispositivo que permite realizar la desconexión de tres de los seis cilindros del motor para reducir el humo blanco que se produce inmediatamente después del arranque en frío. Este dispositivo se apaga automáticamente cuando el motor alcanza una temperatura óptima de funcionamiento o cuando este es acelerado 100 RPM por encima del ralenti mínimo del motor.

SISTEMA DE ESCAPE

El sistema de escape en un motor diesel se encarga de desalojar los gases de combustión a la atmósfera lejos de la admisión de aire al motor. En los motores diesel se emplea un turbocargador accionado por los gases de escape mediante el empleo de una turbina; esta puede aprovechar la entalpía y la energía cinética de los gases de escape después del proceso de combustión. Dicho turbocargador tiene acoplado un compresor radial el cual tiene gran utilidad, ya que este induce aire forzado hacia la cámara de combustión aumentando el rendimiento volumétrico del motor y haciendo mas eficiente el ciclo diesel del motor.

TIPOS DE ESCAPES:

Seco:

Los gases salen de las válvulas de escape directo a una ductería que los desaloja lejos del recinto o sala que alberga al motor o los lleva a la turbina del turbocargador de ser el caso. Las temperaturas, durante dicho recorrido, son bastante elevadas y al final del ducto por lo general se colocan dispositivos silenciadores para disminuir el sonido producido por las ondas de presión.

Húmedo:

Es un escape utilizado por motores de aplicación naval, el cual emplea una tubería de doble anillo o regadera. Por el anillo interno circulan los gases de escape y por el externo un flujo constante de agua de mar; esta viene de los diferentes intercambiadores de calor que emplea el motor para realizar la refrigeración de sus diversas partes como fue explicado anteriormente. Este chorro de agua hace descender la temperatura de los gases de esta manera se evitan daños a la flora y la

fauna marina. Por otro lado reduce los márgenes de ruido del motor suprimiendo el uso de dispositivos silenciadores.

EMISIONES DE LOS GASES DE ESCAPE

Los productos de la combustión en los motores de combustión interna son considerados nocivos y peligrosos para la salud humana; estos incluyen CO, **NO_x** e hidrocarburos sin quemar.

El monóxido de carbono CO:

Es un gas incoloro e inodoro y es altamente toxico; si es respirado en una concentración volumétrica pequeña (0,3%) puede causar la muerte en un corto período de tiempo. El CO es resultado de la combustión incompleta de los hidrocarburos del combustible.

Los hidrocarburos sin quemar:

Estos combinados con NO_x en presencia de la luz solar, ozono y oxidantes fotoquímicos representan una seria amenaza en contra de la salud humana ya que son considerados cancerigenos. La principal causa de la producción de dichos hidrocarburos viene de la naturaleza heterogénea de la mezcla aire-combustible y en ciertas condiciones dicha mezcla esta por fuera de los limites inflamables. Bien sea rica o pobre hay porciones remanentes dentro de la cámara de combustión que luego pasan directamente al escape. El combustible es inyectado cerca del final del proceso de combustión y el combustible que aun permanece en la boquilla del inyector contribuye con la emisión de este tipo de sustancias.

Óxidos de nitrógeno:

Son formados por la combinación de nitrógeno y oxígeno presentes en el aire admitido que es sometido a condiciones de altas temperaturas durante el proceso de combustión. Como la temperatura del gas es reducida durante la carrera de expansión, la reacción se considera fría y los niveles de NO se mantienen entre los productos del

escape a esa temperatura. En presencia de oxígeno adicional en el aire algunos NO se transforman en NO₂ considerado un gas tóxico.

SISTEMA DE ADMISIÓN

El sistema de admisión de aire es un aspecto muy importante en el funcionamiento de los motores diesel, ya que este representa una gran parte del ciclo diesel real termodinámico. En este el motor aspira todo el aire necesario posible inducido por el turbocargador. En los motores diesel la aceleración no es controlada por el caudal de aire, sino por el caudal de diesel inyectado, de forma que si una mezcla es pobre produce poca potencia y si es rica genera mucha potencia. Por esta razón los motores diesel no emplean válvula mariposa de aceleración. Sin embargo, existen parámetros los cuales deben ser controlados como la temperatura del aire en la admisión y la presión de aire. Por estas razones es de importancia un buen diseño del sistema de admisión el cual debe suministrar aire fresco entre 30 y 35°C. El fabricante recomienda que la temperatura del aire en la entrada del compresor no exceda los 50°C. Esto es porque el aire al ser comprimido puede elevar su temperatura, si el aire entra al compresor por encima de la temperatura máxima el motor comienza a operar de forma incorrecta, convirtiendo el inyector de combustible en un soplete pudiendo así fundir la cabeza del pistón. Si se diseñara un sistema de admisión de aire el cual cumpliera las condiciones especificadas por el fabricante del motor se podría garantizar un buen desempeño y vida útil del motor.

SISTEMA ELÉCTRICO DEL MOTOR.

Los motores diesel no cuentan con gran cantidad de elementos eléctricos, excepto por el sistema de encendido y los sistemas de adquisición de datos. El motor para funcionar tan solo necesita de electricidad en el motor de arranque y en la resistencia de precalentamiento. Una vez que el motor enciende el acumulador deja de surtir de energía y comienza a recibirla del alternador el cual es un generador eléctrico que esta acoplado a las correas del motor realimentando el sistema. La resistencia de precalentamiento es la pieza eléctrica que consume mayor cantidad de energía eléctrica, ya que en un tiempo de 5 seg debe calentar los cilindros del motor a la temperatura de operación normal; de esta forma el combustible pueda autoinflamarse produciendo las primeras explosiones para dar funcionamiento continuo al motor.

El resto de partes que necesitan de corriente eléctrica solo sirven para obtener parámetros de funcionamiento del motor, para así determinar si el motor esta operando en un punto óptimo. Por lo que es de gran importancia la ubicación del acumulador eléctrico y el ramal de cables de alimentación de corriente al motor, principalmente se deben proteger del calor, porque esto ocasiona que la resistencia eléctrica en los cables aumente provocando una deficiencia en el sistema eléctrico.

CONDUCTORES Y RESISTENCIA

La resistividad o resistencia especifica es la resistencia de cualquier material a permitir el paso del flujo de electrones en función de la longitud y sección transversal. Las formas más comunes de medir resistividades son el centímetro cúbico y el *cir mil·ft*.

El *circular mil* es una unidad de área igual a un círculo cuyo diámetro es 1 mil (0.001 pulgadas), por tanto el *cir mil·ft* es medido en función de pies (ft) de longitud y con sección transversal uniforme.

COEFICIENTE DE RESISTENCIA POR TEMPERATURA

La resistencia es función de la temperatura; si la temperatura aumenta la resistencia también; para un conductor la forma de calcularla es:

$$R = R_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t)$$

Donde R_0 es la resistencia del material a 20°C, α es el coeficiente de resistencia por temperatura (para el cobre (Cu) es 0.00393 y t es la temperatura en °C. Las unidades de R son $\Omega \cdot \text{cir mil/ft}$.

El cobre (Cu) es el material más utilizado para hacer conductores eléctricos. Posee una alta conductividad, bajo costo relativo, buena resistencia a la oxidación y de muy buenas características mecánicas como la resistencia a la tracción, rigidez y ductilidad. Junto a la resistencia a la tracción también tiene un bajo coeficiente de expansión por temperatura lineal

CALCULOS PARA CABLEADO

Para determinar el tamaño correcto del cable a utilizar se deben tener en cuenta varios valores y factores; el mínimo tamaño permisible de un conductor está determinado por la cantidad de corriente máxima para el tipo de aislante. Otra razón para determinar el diámetro correcto del conductor está basada en evitar saltos de voltaje, como es imposible evitarlos completamente existe un pequeño porcentaje tolerable. Para la operación de ciertos equipos la importancia de determinar el tamaño del conductor va en función de evitar saltos de voltaje mayores al 3%, disipación de energía por calor o sobrecargas.

La resistencia de un conductor de cobre (Cu) está expresada por:

$$R = 10.8 \cdot \frac{l}{A}$$

Donde l es la longitud del conductor y A es el área en cir mils.

Si la longitud del conductor está en función de la distancia de transmisión de energía (en el caso de ser dos cables paralelos se toma la distancia de un solo cable) y considerando el salto de voltaje permisible se tiene que:

$$e = \frac{21.6 \cdot Id}{A}$$

Donde I es la intensidad de la corriente, d es la longitud del cable y e es el salto máximo permisible en el voltaje; ahora si queremos saber el tamaño del conductor en unidades de circular mils tenemos:

$$A = \frac{21.6 \cdot Id}{e}$$

Donde A es el tamaño del conductor necesario. Luego se entra en las Tablas 4 y 5, para seleccionar el tamaño de los cables según lo disponible comercialmente.

TABLA 4 CABLES DISPONIBLES EN EL MERCADO

AWG and size of wire, cir mils	Resistance in 1,000 ft of line (2,000 ft of wire), copper	Reactance in 1,000 ft of line (2,000 ft of wire) at 60 Hz for the distance given in inches between centers of conductors										
		½	1	2	3	4	5	6	9	12	18	24
14- 4,107	5.06	0.138	0.178	0.218	0.220	0.233	0.244	0.252	0.271	0.284	0.302	
12- 6,530	3.18	0.127	0.159	0.190	0.210	0.223	0.233	0.241	0.260	0.273	0.292	
10- 10,380	2.00	0.116	0.148	0.180	0.199	0.212	0.223	0.231	0.249	0.262	0.281	
8- 16,510	1.26	0.106	0.138	0.169	0.188	0.201	0.212	0.220	0.238	0.252	0.270	0.284
6- 26,250	0.790	0.095	0.127	0.158	0.178	0.190	0.201	0.209	0.228	0.241	0.260	0.272
4- 41,740	0.498	0.085	0.117	0.149	0.167	0.180	0.190	0.199	0.217	0.230	0.249	0.262
2- 66,370	0.312	0.074	0.106	0.138	0.156	0.169	0.180	0.188	0.206	0.220	0.238	0.252
1- 83,690	0.248	0.068	0.101	0.132	0.151	0.164	0.174	0.183	0.201	0.214	0.233	0.246
0-105,500	0.196	0.063	0.095	0.127	0.145	0.159	0.169	0.177	0.196	0.209	0.228	0.241
00-133,100	0.156	0.057	0.090	0.121	0.140	0.153	0.164	0.172	0.190	0.204	0.222	0.236
000-167,800	0.122	0.052	0.085	0.116	0.135	0.148	0.158	0.167	0.185	0.199	0.217	0.230
0000-211,600	0.098	0.046	0.079	0.111	0.130	0.143	0.153	0.161	0.180	0.193	0.212	0.225
250,000	0.085	—	0.075	0.106	0.125	0.139	0.148	0.157	0.175	0.189	0.207	0.220
300,000	0.075	—	0.071	0.103	0.120	0.134	0.144	0.153	0.171	0.185	0.203	0.217
350,000	0.061	—	0.067	0.099	0.188	0.128	0.141	0.149	0.168	0.182	0.200	0.213
400,000	0.052	—	0.064	0.096	0.114	0.127	0.138	0.146	0.165	0.178	0.197	0.209
500,000	0.042	—	—	0.090	0.109	0.122	0.133	0.141	0.160	0.172	0.192	0.202
600,000	0.035	—	—	0.087	0.106	0.118	0.128	0.137	0.155	0.169	0.187	0.200
700,000	0.030	—	—	0.083	0.102	0.114	0.125	0.133	0.152	0.165	0.184	0.197
800,000	0.026	—	—	0.080	0.099	0.112	0.122	0.130	0.148	0.162	0.181	0.194
900,000	0.024	—	—	0.077	0.096	0.109	0.119	0.127	0.146	0.159	0.178	0.191
1,000,000	0.022	—	—	0.075	0.094	0.106	0.117	0.125	0.144	0.158	0.176	0.188

TABLA 5 CARACTERISTICAS DE LOS CABLES COMERCIALES

AWG size	Diameter, mm	kgf/km	m/Ω	Area, mm ²
14	1.628	18.50	120.7	2.08
12	2.053	29.42	191.9	3.31
10	2.588	46.77	305.1	5.261
8	3.264	74.37	485.2	8.367
6	4.115	118.2	771.5	13.30
4	5.189	188.0	1227	21.15
2	6.544	299.0	1951	33.62
1	7.348	377.0	2460	42.41
0	8.252	475.4	3102	53.49
00	9.266	599.5	3911	67.43
000	10.40	755.9	4932	85.01
0000	11.68	935.2	6219	107.2

Se debe tener en cuenta que los lugares donde deben pasar los cables deben estar libres de altas temperaturas ya que influyen en el desempeño del conductor. La zona a albergar al cable dentro de una embarcación debe favorecer a mantener una temperatura de operación óptima; adicionalmente se debe determinar el tipo de aislante o recubrimiento que tenga el cable ya que este al operar en ambientes corrosivos y húmedos típicos de las embarcaciones debe ser capaz de mantener su operatividad bajo dichas condiciones.

Se hace necesario escoger el tipo de aislante (ver tablas 6 y 7) que sea capaz de tolerar dichas condiciones.

TABLA 6 TIPOS DE RECUBRIMIENTOS DEL CABLE ELECTRICO

Conductor size: AWG or MCM	Copper		
	60	75	90
	Types TW, UF	Types RH, RHW, THW, THWN, XHHW, USE, ZW	Types SA, AVB, FEP, FEPB, THHN, RHH, XHHW*
14	18†	22†	25†
12	23†	28†	32†
10	29†	37†	42†
8	36	48	55
6	50	64	75
4	65	83	97
3	76	98	114
2	87	112	130
1	104	134	156

TABLA 7 CARACTERISTICAS DE LOS RECUBRIMIENTOS DEL CABLE ELECTRICO

Max operating temperature = 75°C (167°F)			
RH	Heat-resistant rubber	Dry	1,2
RHW	Moisture- and heat-resistant rubber*	Dry and wet	1,2
THW	Moisture- and heat-resistant thermoplastic	Dry and wet	None
THWN	Moisture- and heat-resistant thermoplastic	Dry and wet	Nylon
XHHW	Moisture- and heat-resistant cross-linked polymer	Wet	None
RFH-1 and 2	Heat-resistant rubber-covered solid or 7-strand	<i>b-d</i>	None
FFH-1 and 2	Heat-resistant rubber-covered flexible stranding	<i>b-d</i>	None
UF	Moisture-resistant and heat-resistant	Dry and wet	None
USE	Heat- and moisture-resistant	Dry and wet	4
ZW	Modified ethylene tetrafluoroethylene	Wet	None
Max operating temperature = 85°C (185°F)			
MI	Mineral-insulated (metal-sheathed)	Dry and wet	Copper
Max operating temperature = 90°C (194°F)			
RHH	Heat-resistant rubber	Dry	1,2
THHN	Heat-resistant thermoplastic	Dry	Nylon
THW	Moisture- and heat-resistant thermoplastic	<i>f</i>	None
XHHW	Moisture- and heat-resistant cross-linked synthetic polymer	Dry	None
FEP	Fluorinated ethylene propylene	Dry	None
FEPB	Fluorinated ethylene propylene	Dry	3
TFN	Heat-resistant thermoplastic covered, solid or 7-strand	<i>e,d</i>	Nylon
TFN	Heat-resistant thermoplastic flexible stranding		Nylon
MTW	Moisture-, heat-, and oil-resistant thermoplastic machine-tool wiring (NFPA Stand. 79, NEC 1975, Art. 670)	Dry	None or nylon
SA	Silicone asbestos	Dry	Asbestos or glass
Max operating temperature = 150°C (302°F)			
Z, ZW	Modified ethylene tetrafluoroethylene	Dry	None
Max operating temperature = 200°C (392°F)			
FEP, FEPB	Fluorinated ethylene propylene Special applications	Dry	None 3
PF, PGF	Fluorinated ethylene propylene	<i>e,d</i>	None or glass braid
PFA	Perfluoroalkoxy	Dry	None
SF-2	Silicone rubber, solid or 7-strand	<i>e,d</i>	Nonmetallic
Max operating temperature = 250°C (482°F)			
MI	Mineral-insulated (metal-sheathed), for special applications	Dry and wet	Copper
TFE	Extruded polytetrafluoroethylene, only for leads within apparatus or within raceways connected to apparatus, or as open wiring (silver or nickel-coated copper only)	Dry	None
PFAH	Perfluoroalkoxy (special application)	Dry	None
PTF	Extruded polytetrafluoroethylene, solid or 7-strand (silver or nickel-coated copper only)	<i>e,d</i>	None

TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

En maquinas rotativas como turbinas, motores de combustión interna, compresores entre otros; la transmisión de potencia entre maquinas se realiza mediante ejes o árboles, estos necesitan de un acople, el cual es un elemento de unión entre las maquinas y el eje; dichos acoples están encargados de absorber desalineaciones, ya sean por vibraciones, incorrecta alineación o desbalance de masa. De aquí surge la importancia de la realizar un análisis ingenieril al acople para seleccionar un modelo ya existente o diseñar uno que cumpla en lo posible con todas las características deseadas. Esto garantiza un buen funcionamiento del sistema de transmisión de potencia y permite cumplir con la vida útil del sistema. Es de gran importancia, para un acople que transmita grandes valores de potencia, el permitir una buena tolerancia de desalineación entre los elementos de maquinas, siempre y cuando la disipación de energía sea mínima por las vibraciones.

TIPOS DE ACOPLEROS

Los acoples comúnmente utilizados en aplicaciones navales son:

Tipo Vulkan (flexible):

Son principalmente utilizados cuando la desalineación es lateralmente o angular; como segundo beneficio tiene que absorbe impactos producto de fluctuaciones del nivel de torque aplicado o distintas velocidades angulares. Existen varias clases de acoples flexibles como el *flexible doble* que solo puede ser utilizado si la desalineación es lateral; otro es el tipo “*rápido*” que consiste en dos gomas recubiertas en donde se colocan los ejes respectivamente reduciendo significativamente la desalineación. En el caso donde los ejes estén separados una pequeña distancia se le colocan suplementos para tratar de mantener contacto entre ellos, reduciendo niveles de vibración entre ellos.

Acople rígido

Solo puede ser usado si ambos extremos o ejes a acoplar están perfectamente alineados; usualmente son con juntas de tipo brida y tornillos. Adicionalmente tienen incorporado una especie de labio llamado registro en el cual se alinean perfectamente sin necesidad de medir; de existir alguna diferencia longitudinal en dicho acople se le pueden colocar *lainas*, los cuales son suplementos con forma de brida para garantizar el contacto entre ambos ejes. Principalmente se unen por medio de tornillos; estos son calculados a esfuerzo cortante empleando el valor máximo de fuerza a transmitir entre el numero de tornillos a montar en la brida; adicionalmente se recomienda instalarlo con arandelas planas y de presión para garantizar que los tornillos y las tuercas no se suelten por la rotación y la vibración; otra forma realizar un acople rígido es empleando un chavetero en un eje conificado y otro chavetero en la brida de conexión; estos dos son vinculados por medio de una chaveta común. Dicha chaveta se calcula a esfuerzo cortante, con la diferencia que es un solo elemento el que recibe el esfuerzo; por lo tanto, el material debe ser resistente, muy tenaz y no debe cambiar las propiedades de los materiales a acoplar. Pudiendo también modificar las dimensiones de los acoples.

DISEÑO DEL CONJUNTO DE TRANSMISIÓN

Para diseñar el elemento de transmisión de potencia se debe tener especial atención a los requerimientos o demandas del sistema, principalmente la distancia entre los ejes a acoplar y la potencia a transmitir además de los niveles máximos de torque que genera el sistema.

Eje de transmisión:

Adicionalmente a estos acoples se le debe adaptar una serie de elementos para formar el conjunto de transmisión de potencia principalmente un eje vinculado a los acoples; dicho eje debe ser de muy alta calidad ya que estará sometido

a torsión. Para la selección del eje este debe ser calculado como un elemento con apoyo en los extremos y sometido a torsión donde dicho valor viene dado por el torque generado en el acople inductor.

La torsión en función del esfuerzo cortante por aplicación de torque T viene dada por:

$$\tau_{\max} = \frac{Tr}{J} \text{ y } \tau = \frac{T\rho}{J}$$

Donde J es el momento polar de inercia de la sección transversal que para ejes sólidos es $J = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$ y para un tubo $J = \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot (r_o^4 - r_i^4)$

La transmisión de potencia viene dada por:

$$P = T \cdot \omega$$

Donde T es el torque y $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ es la velocidad angular y f es la frecuencia en revoluciones por segundo.

Para tubos de área constante el desplazamiento angular relativo es:

$$\phi = \frac{T \cdot L}{J \cdot G}$$

Donde L es la longitud, T torque, J es el momento polar de inercia y G es el módulo de corte del material.

ELEMENTOS DE SUJECCIÓN

Pero todos los elementos anteriormente descritos del sistema de transmisión de potencia deben ser unidos para formar un solo sistema; en los extremos los

acoples, por lo general, son de tipo brida y deben ser apernados lo cual requiere que se calculen los tornillos a esfuerzo cortante

El área A de la sección que soporta este esfuerzo de corte está dada por la expresión:

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

Siendo d_1 el diámetro del tornillo.

Si es t_{adm} el esfuerzo unitario admisible al corte del material del tornillo, el esfuerzo P que el tornillo puede soportar es:

$$P = A \cdot t_{adm}$$

Resultando que:

$$P = \frac{\pi d_1^2}{4} t_{adm}$$

Por lo tanto, conociendo el esfuerzo unitario admisible al corte del material del tornillo y el esfuerzo máximo al que puede ser sometido, se lo puede dimensionar, es decir, conocer el diámetro que debe tener el mismo para soportar la carga a la que estará expuesto. Despejando d_1 se tiene:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi t_{adm}}}$$

El esfuerzo unitario al corte t que podrá soportar el tornillo deberá ser menor que el admisible a fin de asegurar su resistencia:

$$t < t_{adm}$$

Si fueran z tornillos, la fuerza que deberá soportar cada uno de ellos será:

$$P = z \frac{\pi d_1^2}{4} t_{adm}$$

Despejando d_f :

$$d_f = \sqrt{\frac{4P}{\pi \sigma_t d_m}}$$

Sean d_f , d_n y d_m los diámetros del filete, del núcleo y medio del filete respectivamente del tornillo. Si es σ_t la resistencia o esfuerzo unitario a la tracción, se tiene que la fuerza que puede resistir el núcleo del tornillo está dada por la expresión:

$$P = \frac{\pi d_n^2}{4} \sigma_t$$

De donde es:

$$d_n = \sqrt{\frac{4P}{\pi \sigma_t}}$$

Para obtener el diámetro del filete d_f , teniendo en cuenta que es aproximadamente:

$$\frac{d_n^2}{d_f^2} \cong 0,65$$

Aplicando el artificio de multiplicar y dividir por d_f^2 se obtiene:

$$P = \frac{\pi d_n^2}{4} \sigma_t \frac{d_f^2}{d_f^2} = \frac{\pi d_f^2}{4} \sigma_t \frac{d_n^2}{d_f^2} = \frac{\pi 0,65}{4} \sigma_t d_f^2 \cong 0,51 \sigma_t d_f^2$$

De donde resulta:

$$d_f = \sqrt{\frac{2P}{\sigma_t}}$$

Si además el tornillo está sometido a torsión, el valor de la resistencia unitaria σ_t' para este caso se toma:

$$\sigma_t' = \frac{3}{4} \sigma_t$$

Por lo que el valor de P resulta:

$$P = 0,5 \cdot 0,75 \cdot \sigma_t \cdot d_f^2 = 0,375 \cdot d_f^2 \cdot \sigma_t$$

Si además debe el tornillo resistir esfuerzos dinámicos, como por ejemplo vibraciones, será la resistencia unitaria σ_t'' aún menor, adoptándose el valor:

$$\sigma_t'' = \frac{3}{4} \sigma_t'$$

De donde resulta:

$$P = 0,28 \sigma_t' d_f^2$$

Por lo tanto, para el tornillo sometido a esfuerzo de tracción, torsión y esfuerzos dinámicos es:

$$d_f = \sqrt{\frac{3,57 P}{\sigma_t'}}$$

TOMAS DE POTENCIA

El motor cuenta con 2 tomas de potencia en el sistema de correas una de 7.5 Hp y otra de 10 Hp. El motor viene de fabrica balanceado dinámicamente sin el uso de estas tomas de potencia; de emplearse dichas tomas de potencia por algún accesorio mecánico y tengan un consumo máximo de estas, se debe realizar un nuevo balanceo del motor ya que cambiaria la frecuencia natural de funcionamiento del motor.

SISTEMA DE ARBOTANTE

Es un dispositivo compuesto por una caja de rodamientos con un prensaestopas, el cual se utiliza para pasar un eje calibrado desde fuera de la embarcación hacia la sala de maquinas, permitiendo que dicho eje pueda girar a

través del casco gracias a los rodamientos y a su vez tenga hermeticidad provista por el prensaestopas. El arbotante sirve de soporte estructural para el eje, y permite solo dos grados de libertad, los cuales son la posibilidad de girar y deslizarse sobre su propio eje. Por lo que no admite desalineaciones con el motor; por esta razón es de gran importancia la realización de las bases de motor con las dimensiones adecuadas.

BASES DEL MOTOR.

Los motores de combustión interna requieren de bases rígidas de sujeción por dos razones muy importantes, una servir de soporte estructural, para así fijar el motor al vehículo donde va a ser utilizado. Y la otra razón importante es que estas bases deben estar diseñadas para soportar el peso del motor y adicionalmente toda la potencia transmitida por el mismo, ya que la potencia generada por el motor es transmitida completamente a las bases. Estas bases estarán sometidas a grandes esfuerzos, por lo que deben diseñarse para que las mismas no sufran deformaciones apreciables. Estas bases deben ser lo suficientemente rígidas para evitar que el motor sufra vibraciones, además de evitar desalineaciones con el sistema de transmisión, las cuales no son permisibles por el sistema de acople. Las bases se pretenden fabricar en aluminio 5089 H112, cuyo material es el mismo del casco, pudiendo así soldarse a las cuadernas existentes en la embarcación.

ESFUERZOS.

Se puede decir que los esfuerzos son la fuerza que actúan en un área determinada. Los esfuerzos normales son aquellos cuyo vector fuerza es perpendicular al plano de aplicación, produciendo así esfuerzos de compresión cuando el vector fuerza está dirigido al plano de aplicación, o esfuerzos de tracción

cuando el vector fuerza es saliente del plano de aplicación. Los esfuerzos cortantes son aquellos cuyo vector de fuerza actúa paralelo al plano de aplicación.

DEFORMACIONES.

Los materiales sólidos sufren deformaciones cuando una fuerza actúa sobre ellos. Existen materiales que pueden sufrir grandes deformaciones; sin embargo, las pequeñas deformaciones son muy difíciles de medir. Por lo que es de gran importancia conocer la geometría donde es aplicado el esfuerzo, para así observar el cambio de geometría o una evolución gradual del daño ocasionado.

Las deformaciones pueden ser de dos tipos deformaciones normales y deformaciones cortantes.

Deformaciones normales:

Las deformaciones normales son la elongación o reducción de un segmento de línea por unidad de longitud. Estas están dadas por la aplicación de un esfuerzo normal. Se puede definir cuantitativamente (figura 5), si se considera una barra uniforme de longitud L_0 , ahora se asume que la barra sufrió una elongación e hasta obtener una nueva longitud L_1 bajo la acción de una fuerza F . La deformación normal ε es definido por el cambio de longitud sobre la longitud inicial.

$$\varepsilon = \frac{e}{L_0}$$

Deformaciones cortantes:

Las deformaciones cortantes son distorsiones angulares. Precisamente el esfuerzo cortante γ es el cambio en el ángulo de dos segmentos de rectas originalmente perpendiculares. Se asume que el decremento del ángulo representa una deformación cortante positiva, y un incremento en el ángulo es una deformación cortante negativa. El ángulo γ es medido en radianes y usualmente se puede representar como lo muestra la figura 6.

ESFUERZOS EN VIGAS.

Para calcular los esfuerzos en las vigas, se debe obtener un primer modelo de viga en términos de los soportes y las cargas, se determinan las reacciones externas desconocidas, y se establece el correspondiente diagrama de esfuerzos cortantes y momentos usando una convención de signos consistente. Los esfuerzos normales y cortantes podrían ser calculados, aunque típicamente los esfuerzos normales son los más significantes.

FLEXION.

Los esfuerzos normales particularmente de la sección transversal ocurren por los momentos que actúan en esta sección transversal, y son distribuidos en magnitud y signos (tensión y compresión) para que la viga esté en equilibrio (Figura 7). El concepto básico para calcular los esfuerzos en la viga esta en el eje neutral n-n donde $\sigma = \varepsilon = 0$, y las deformaciones longitudinales normales varían linealmente con la distancia y desde el eje neutral. Si la viga es completamente elástica, la distribución de esfuerzos es lineal. En ese caso los esfuerzos están a una distancia y desde el eje neutral y es calculado por:

$$M = \int \sigma(y)y \cdot dA$$

Obteniéndose como resultado:

$$\sigma(y) = \frac{My}{I}$$

Donde I es el momento de inercia del área de la sección transversal.

El esfuerzo máximo con su signo adecuado es:

$$\sigma = \frac{Mc \cdot L}{2I}$$

ESFUERZOS CORTANTES EN VIGAS.

Las cargas transversales son muy comunes en las vigas, y ellos ocasionan esfuerzos cortantes transversales y longitudinales en las vigas. Esquemáticamente, el esfuerzo cortante transversal esta distribuido en una sección transversal rectangular como es mostrado en la figura 8.

Los esfuerzos cortantes internos pueden ser calculados por la siguiente formula:

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

Donde:

τ es el valor del esfuerzo cortante en cualquier punto de la línea l-l; siendo la distancia y' desde el eje neutro.

V es la fuerza cortante total en la sección transversal de área A .

Q es $y'A'$. donde A' es el área debajo de la línea l-l; y' es la distancia desde el eje neutro al centroide de A' .

I es el momento de inercia en función del eje neutro.

t es el ancho de la sección transversal donde τ esta actuando.

DEFLEXIÓN EN VIGAS

Es relativamente sencillo determinar pequeñas deflexiones en vigas. El primer paso es colocar la distribución de cargas y las condiciones de soporte en un dibujo con la curva exagerada de deflexión de la elástica, como se muestra en la figura 9.

Las condiciones de contorno de los soportes son usados en la solución de la viga. En este caso esta fija en A donde no hay desplazamiento ni rotación, pero la rotación si ocurre en la continuidad de la viga. Las condiciones de contorno y continuidad pueden ser determinadas por inspección en casos simples.

Momentos vs curvatura:

Para una viga homogénea y elástica se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$$

Donde ρ es el radio de curvatura de un punto específico de la elástica de la curva; $1/\rho$ es la curvatura. El producto EI es llamado modulo de rigidez, el cual es constante a lo largo de la viga.

Método de la integral:

Para pequeños desplazamientos, $1/\rho = d^2y/dx^2$. en el caso general, una distribución externa de carga $w(x)$ pueden incluirse en el modelado del problema. Los siguientes grupos de expresiones resuelven las deflexiones:

$$-w(x) = \frac{dV}{dx} = EI \frac{d^4y}{dx^4}$$

$$V(x) = \frac{dM}{dx} = EI \frac{d^3y}{dx^3}$$

$$M(x) = EI \frac{d^2y}{dx^2}$$

La deflexión en “y” de la elástica es obtenida por sucesivas integraciones, usando las constantes apropiadas de integración para satisfacer las condiciones de contornos y continuidad. En general, las funciones deben ser escritas por el momento $M(x)$, una para cada región distinta de la viga, entre las discontinuidades de carga.

TABLA 8 FORMULAS PARA CALCULAR PENDIENTES Y DEFLEXIONES EN LOS CASOS MÁS SENCILLOS Y COMUNES DE VIGAS.

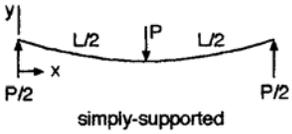
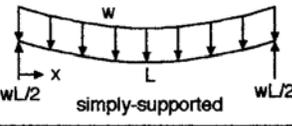
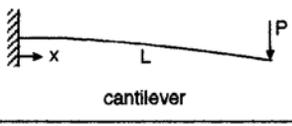
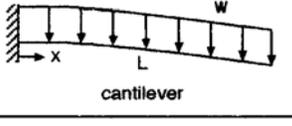
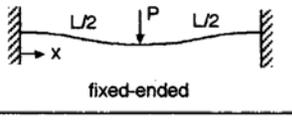
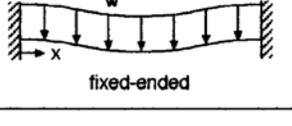
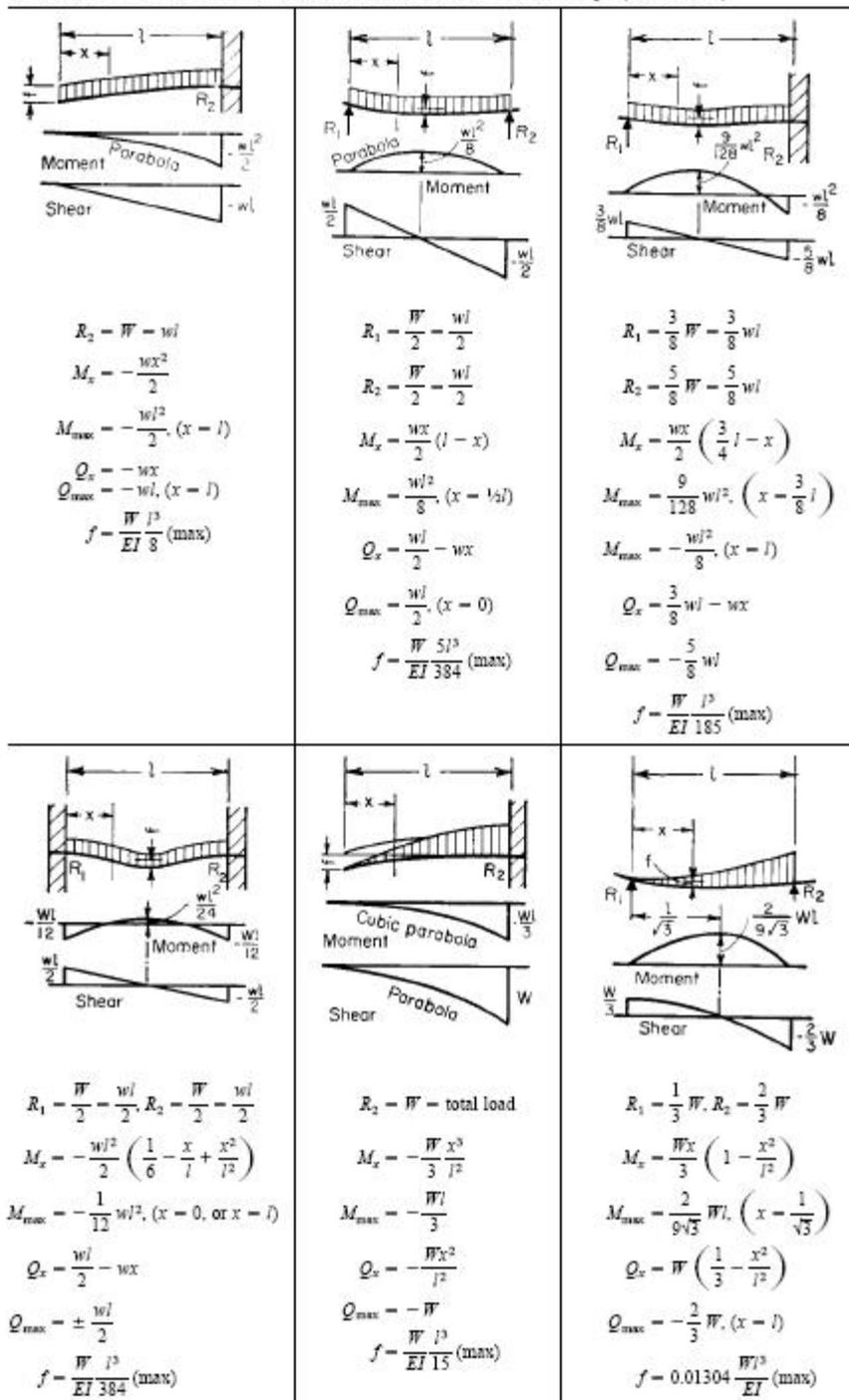
Beam	Slope: dy/dx	Max. deflection
 <p>simply-supported</p>	$PL^2 / 16EI$ at $x=0, L$	$PL^3 / 48EI$ at $x=L/2$
 <p>simply-supported</p>	$wL^3 / 24EI$ at $x=0, L$	$5wL^4 / 384EI$ at $x=L/2$
 <p>cantilever</p>	$PL^2 / 2EI$ at $x=L$	$PL^3 / 3EI$ at $x=L$
 <p>cantilever</p>	$wL^3 / 6EI$ at $x=L$	$wL^4 / 8EI$ at $x=L$
 <p>fixed-ended</p>	0 at $x=0, L/2, L$	$PL^3 / 192EI$ at $x=L/2$
 <p>fixed-ended</p>	0 at $x=0, L/2, L$	$wL^4 / 384EI$ at $x=L/2$

TABLA 9 DIAGRAMAS DE ESFUERZO CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR PARA DIFERENTES CASOS DE VIGAS, Y FORMULAR PARA DETERMINAR LOS ESFUERZOS Y DEFORMACIONES.



CALCULOS PARA DIMENSIONAR BASES DEL MOTOR

El modelo de base a utilizar tiene la siguiente forma mostrada en la figura 10.

Empleando método de superposición puedo separar la base en tres partes para así facilitar el calculo de las reacciones, donde W es la mitad de la potencia transmitida del motor (ya sea a tracción o a compresión) mas el peso del motor.

Primero se comienza determinando las reacciones en los apoyos. Partiendo desde la parte II, cuyas reacciones y solicitaciones se muestran en la figura 11, la cual es la que tiene el dato necesario para calcular las primeras reacciones.

$$\sum Fx = R_{Bx} + R_{Cx} = 0$$

$$\sum Fy = R_{By} + R_{Cy} - WL = 0$$

Como la carga es distribuida

Uniformemente y existe

Simetría las reacciones en Y

Son las siguientes:

$$R_{By} = R_{Cy} = \frac{WL}{2}$$

Los momentos los puedo determinar empleando la tabla 9.

$$M_B = \frac{WL^2}{12} \quad M_C = -\frac{WL^2}{12}$$

Luego se procede a determinar las partes I y III las cuales son similares por ser simétrica una a la otra, cuyas restricciones y solicitaciones se muestran en las figuras 12 y 13.

$$\sum Fx = R_{Bx} + R_{Ax} = 0$$

$$\sum Fy = R_{By} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{By} = -R_{Ay} = \frac{WL}{2}$$

$$\sum M_A = -M_A + M_B + R_{By} \cdot \text{Cos}60^\circ \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$-M_A + M_B + R_{By} \frac{L}{4} = 0$$

$$M_A = \frac{5WL^2}{24}$$

Finalmente se puede calcular las dimensiones de la viga empleando la teoría de fallas normal y cortante máxima.

$$\sigma = \frac{M_c L}{2I}$$

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

Donde σ y τ son sustituidos por $\frac{\sigma_{SUT}}{2\psi}$

Y en la I (Inercia) se encuentra intrínseco el valor del espesor el cual se quiere determinar y esta dado por la geometría de la viga.

SOLDADURA COMO ELEMENTO DE UNIÓN

Por otro lado se debe considerar la soldadura como elemento de unión donde se debe tener especial cuidado en la preparación de la junta a soldar; para el caso de unión de dos piezas *a tope* en V, el cálculo de la resistencia de la soldadura se hace considerando la sección de la misma correspondiente a la pieza de menor espesor y la longitud efectiva l del cordón soldadura se obtiene descontando a la longitud total l_1 los extremos a iguales al espesor de la pieza más delgada. Para el caso que se coloque un refuerzo debajo de ambas piezas de mayor ancho que las mismas, la longitud del cordón l_1 se realiza de la misma longitud que éste ancho, motivo por el cual la longitud efectiva l del cordón es igual al ancho de las piezas.

La resistencia de un cordón de soldadura a las solicitaciones a los cuales estará sometido dependerá de la resistencia unitaria admisible del material de aporte y de la sección que el cordón presente a estas solicitaciones. En todos los casos deberá verificarse que la resistencia unitaria a la cual esté sometido el cordón de la soldadura deberá ser menor que la resistencia unitaria admisible del material que constituya éste, es decir:

$$\sigma_{sold} \leq \sigma_{sold.admisible} \quad \text{y} \quad \tau_{sold} \leq \tau_{sold.admisible}$$

Si las piezas a soldar son de sección rectangular las resistencias a la tracción o compresión y al corte respectivamente, serán las siguientes:

$$\sigma_{sold} = \frac{F}{aI} \leq \sigma_{sold.admisible} \quad \text{y} \quad \tau_{sold} = \frac{F}{aI} \leq \tau_{sold.admisible}$$

Si la unión soldada estuviera sometida a esfuerzos de flexión, se tiene que el momento flector que deberá resistir el cordón de soldadura es:

$$M = F \cdot e$$

Siendo “e” la distancia en cantiliver. Pero considerando el esfuerzo unitario a la flexión σ_{sold} a una distancia c del eje neutro, el momento de inercia I_{sold} de la sección de la soldadura que resiste el esfuerzo se tiene:

$$\sigma_{sold} = \frac{M}{I_{sold}} c \leq \sigma_{sold.adm.a la flexion}$$

Del cociente entre el momento de inercia I_{sold} y la fibra v más alejada del eje neutro, se obtiene el momento resistente o módulo resistente de la sección W :

$$W = \frac{I_{sold}}{v}$$

Resultando por lo tanto para el esfuerzo unitario a la flexión de la soldadura la expresión:

$$\sigma_{solid} = \frac{M}{I_{solid}} \cdot v = \frac{M}{\frac{I_{solid}}{v}} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{solidadmisible}$$

Para la sección rectangular, por ser:

$$v = \frac{1}{2}a \quad I_{solid} = \frac{l \cdot a^3}{12}$$

El módulo resistente resulta:

$$W_{solid} = \frac{l \cdot a^2}{6}$$

CAPITULO IV

METODOLOGÍA

INSTALACIÓN DE MOTORES

ALINEACIÓN DEL MOTOR

Es de gran importancia la alineación de un motor de combustión interna con el sistema de propulsión; en este caso el sistema de propulsión esta conformado por un arbotante, caja de rodamientos y estoperas, una pata de gallina y la propela. Los motores van ubicados en la sala de maquinas, lugar al cual llegan los arbotantes; estos mismos tienen una inclinación con respecto a la horizontal de 10°. Dicha inclinación también la tiene la caja de transmisión del motor; de esta forma, cuando se hace la conexión entre ambos sistemas el motor queda completamente horizontal, haciendo sencilla la realización de las bases del motor. Sin embargo hace falta la construcción de una herramienta la cual permita realizar la alineación con facilidad.

DISEÑO DE LA HERRAMIENTA DE ALINEACION

La herramienta de alineación consiste en la realización de un falso motor con las dimensiones exactas del mismo. Se emplean materiales livianos, de desecho y fácil manufactura como la madera. Las dimensiones a tomar como parámetros principales son ancho, largo y altura del motor, ubicación espacial de las bases del motor y la ubicación de la toma de potencia de la caja.

CONSTRUCCION DE LA HERRAMIENTA DE ALINEACION

De acuerdo a las dimensiones del motor se tiene que emplear un material muy ligero y de buena resistencia, ya que esta herramienta tendrá grandes dimensiones. La elección principal es la de emplear la madera en la cual el motor viene empacado, siendo ideal para la aplicación porque cumple con todos los requerimientos necesarios de la herramienta. Se parte de la ubicación espacial de las bases del motor, las cuales están ubicadas en un mismo plano a una cota definida de la parte mas baja de la bandeja de aceite del motor. La separación longitudinal y transversal de estas

son conocidas y simétricas de acuerdo al peso del motor. A su vez se ubica la toma de potencia espacialmente, con 10° de inclinación con respecto a la horizontal. Se emplearon para la construcción de la herramienta la madera de la caja de empaque del motor, clavos y pegamento blanco. La herramienta se construyo lo mas rígida posible, colocándole la mayor cantidad de refuerzos posible, de forma que cuando se emplee la herramienta esta no sufra deformaciones y las mediciones a realizar para el diseño de las bases del motor queden lo mas precisa posible. La figura 14 un dibujo de la herramienta empleada para la alineación

BASES DEL MOTOR

El principal criterio a tomar en cuenta en el diseño de las bases del motor fue el material del casco de la embarcación y la ubicación estratégica del motor a reemplazar, empleando las cuadernas existentes de la embarcación para colocar el motor previa verificación del casco y las cuadernas. El casco por ser de aluminio tiene la ventaja de poder emplearse en él bases muy rígidas; también fabricadas en aluminio para poder sujetar el motor, soportar la potencia transmitida y mantener la alineación del conjunto de partes que conforman el sistema de transmisión de potencia. Se verifico la alineación del motor con el arbotante, siendo este el procedimiento mas delicado al momento de realizar las mediciones del espacio para realizar el diseño de las bases del motor. Dicho procedimiento consiste en la utilización de un falso motor para obtener así la ubicación exacta de las bases del motor. Todo esto se hace con el fin de realizar una buena ubicación del motor en la sala de maquinas y a su vez garantizar la vida útil al sistema de transmisión. También se logra que sean coplanares los planos del cuplón sujeto al arbotante y la caja de transmisión del motor. Al no tener desalineaciones en el sistema, el acople garantiza la vida útil de diseño del sistema y la eficiencia mecánica del mismo es mayor.

DISEÑO DE LAS BASES

Las bases del motor se diseñaron en función de los requerimientos del fabricante, la ubicación del motor en la sala de maquinas y la alineación con el eje del arbotante. Se emplearon las cuadernas existentes en la embarcación a los lados de la sala de maquinas, estas bases son de aluminio. Sin embargo existe una gran problemática y es la ubicación exacta de los soportes del motor sobre las cuadernas, quedando los soportes de los motores un poco fuera del espacio en la cuaderna; por lo que se colocó sobre las cuadernas unas pletinas soldadas a estas para aumentar el área de ubicación de las bases a construir. Debido a la alineación del motor con el eje, el motor queda a cierta altura de las bases por lo que se debe dar sustento al mismo. El diseño más utilizado en las aplicaciones navales consiste en emplear una pletina con dos dobleces a 60 grados logrando la forma de una U abierta (ver figura 15), y para darle rigidez a la misma se le coloca un alma soldada en la parte interna de la pletina doblada hacia el lado del motor y a su vez se le coloca una cartela transversal al alma debajo de la base, cada motor lleva cuatro bases de estas. A partir de este diseño se realizaron los cálculos de los esfuerzos y las deformaciones a los cuales estarían solicitadas las mismas, los cuales se realizaron de la siguiente forma:

Se determinó la fuerza W que actúa en la base del motor, en el caso más desfavorable es la fuerza transmitida por el motor a las bases más el peso propio del motor.

El peso propio del motor es de 1150 Kg, el cual es distribuido en las 4 bases equitativamente, por lo que cada base soporta 287,5 Kg.

La fuerza transmitida a las bases del motor es determinada a partir de:

El torque del motor está dado por:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Y la velocidad angular es:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

El brazo del torque:

$$b = \frac{\text{ancho}_{\text{motor}}}{2}$$

Y finalmente se obtiene la fuerza transmitida a cada base, la cual es:

$$F_{TRANS} = \frac{T}{2 \cdot b}$$

$$F_{TRANS} = \frac{\frac{P(Hp) \cdot 550 \text{ Lb/s}}{2 \cdot \pi \cdot RPM/60s} \cdot 0.1382552 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Lb} \cdot \text{ft}}}{2 \cdot b}$$

Se tiene

P: potencia del motor = 380Hp

RPM: velocidad del motor = 2200 RPM

Ancho del motor = 680 mm

A partir de estos datos se determino la fuerza transmitida a las bases empleando la formula anterior.

$$F_{TRANS} = \frac{\frac{380Hp \cdot 550 \text{ Lb/s}}{2 \cdot \pi \cdot 2200/60s} \cdot 0.1382552 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Lb} \cdot \text{ft}}}{2 \cdot 0.34m}$$

$$F_{TRANS} = 184.4445 \text{ Kgf}$$

La fuerza total F_{TOT} seria la suma del peso del motor mas la fuerza transmitida en una base.

$$F_{TOT} = F_{TRANS} + \frac{P}{4}$$

$$F_{TOT} = 184.4445Kgf + 287.5Kgf$$

$$F_{TOT} = 471.9445Kgf$$

La carga distribuida sobre la base es W donde:

$$W = \frac{F_{TOT}}{L}$$

$$W = \frac{471.9445Kgf}{0.12m}$$

$$W = 3932.87 \frac{Kgf}{m}$$

Al obtener la sollicitación a la cual va a estar sometida la base se procede a determinar las distintas reacciones generadas en la base. Partiendo de la parte II de la base se determinó R_{BY} , R_{CY} , M_B y M_C .

Las reacciones R_{BY} y R_{CY} son:

$$R_{By} = R_{Cy} = \frac{WL}{2}$$

$$R_{By} = R_{Cy} = \frac{3932.87 \frac{Kgf}{m} \cdot 0.12m}{2}$$

$$R_{By} = R_{Cy} = 235.97Kgf$$

Los momentos M_B y M_C son:

$$M_B = \frac{WL^2}{12}$$

$$M_B = \frac{3932.87 \text{ Kgf/m} \cdot (0.12\text{m})^2}{12}$$

$$M_B = 4.7194 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

$$M_c = -4.7194 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

A continuación se determinaron las reacciones y momentos de las partes I y

III.

Las reacciones R_{Ay} y R_{By} son:

$$R_{By} = -R_{Ay} = -\frac{WL}{2}$$

$$-R_{By} = R_{Ay} = -\frac{3932.87 \text{ Kgf/m} \cdot 0.12\text{m}}{2}$$

$$R_{Ay} = -235.97 \text{ Kgf} = R_{Dy}$$

Los momentos M_A y M_D son:

$$\sum M_A = -M_A + M_B + R_{By} \cdot \text{Cos}60^\circ \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$-M_A + M_B + R_{By} \frac{L}{4} = 0$$

$$M_A = \frac{5WL^2}{24}$$

$$M_A = \frac{5 \cdot 3932.87 \text{ Kgf/m} \cdot (0.12\text{m})^2}{24}$$

$$M_A = 11.7986 \cdot \text{Kgf} \cdot m = M_D$$

Finalmente se determino el espesor de la lámina empleando la teoría de falla de esfuerzo normal máximo la cual es:

$$\sigma = \frac{M_C L}{2 \cdot I}$$

Siendo I la inercia para una sección transversal rectangular

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Y el valor de σ el esfuerzo aplicado el cual esta definido por:

$$\sigma = \frac{\sigma_{SUT}}{2\psi}$$

Sustituyendo las formulas anteriores en la teoría de fallas se tiene:

$$\frac{\sigma_{SUT}}{2\psi} = \frac{M_C \cdot L}{2 \cdot \frac{b \cdot h^3}{12}}$$

Sustituyendo las variables por los valores ya definidos y determinados se obtiene:

$$\frac{5.6245 \cdot 10^7 \text{Kgf} / m^2}{2 \cdot 1.5} = \frac{4.7194 \text{Kgf} \cdot m \cdot 0.12m}{\frac{0.1m \cdot h^3}{6}}$$

Despejando la incógnita h se determinó el valor del espesor de la lámina de aluminio a emplear.

$$h = \sqrt[3]{\frac{18 \cdot 4.7194 \text{Kgf} \cdot m \cdot 0.12m}{0.1m \cdot 5.6245 \cdot 10^7 \text{Kgf}/m^2}}$$

$$h = 0.012m$$

Se pudo determinar que la lámina de aluminio a emplear debe tener un mínimo de espesor de 12 mm para soportar los requerimientos del motor. Sin embargo, para reforzar estas bases se les agregara un alma en la parte interna lo cual permitirá que estas sean más robustas, aumentando la vida útil de estas mismas.

Por otro lado se calculo el esfuerzo soportado por el cordón de soldadura en los puntos A y D de las bases del motor, empleando las siguientes expresiones:

La siguiente expresión es el esfuerzo unitario a la flexión en el cordón de soldadura, a una distancia c del eje neutro, y el momento de inercia I_{sold} de la sección de la soldadura que resiste el esfuerzo. El momento viene dado por la potencia y el peso del motor a las cuales esta sometida la base del motor.

$$\sigma_{sold} = \frac{M}{I_{sold}} c \leq \sigma_{sold adm a la flexion}$$

El modulo resistente o momento resistente W es:

$$W = \frac{I_{sold}}{v}$$

Donde v es la fibra mas alejada del eje neutro.

Resultando por lo tanto para el esfuerzo unitario a la flexión de la soldadura la expresión:

$$\sigma_{sold} = \frac{M}{I_{sold}} \cdot v = \frac{M}{\frac{I_{sold}}{v}} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{sold admisible}$$

Para la sección rectangular se tiene:

$$v = \frac{1}{2a} \quad I_{sold} = \frac{l \cdot a^3}{12}$$

Y sustituyendo en el cociente de W el módulo resistente resulta:

$$W_{sold} = \frac{l \cdot a^2}{6}$$

$$W_{sold} = \frac{0.1m \cdot (0.01m)^2}{6}$$

$$W_{sold} = 1.6666 \cdot 10^{-6} m^3$$

Luego se determino el esfuerzo al cual esta sometido el cordón de soldadura.

$$\frac{M}{W} \leq \sigma_{sold,adm}$$

$$\frac{11.7986Kgf \cdot m}{1.6666 \cdot 10^{-6}} \leq \sigma_{sold,adm}$$

$$7079443.17 \frac{Kgf}{m^2} \leq \sigma_{sold,adm}$$

$$\sigma_{sold,adm} = 20389020 \frac{Kgf}{m^2}$$

$$7079443.17 \frac{Kgf}{m^2} \leq 20389020 \frac{Kgf}{m^2}$$

Como la desigualdad se cumplió el cordón de soldadura puede soportar el momento aplicado en la base del motor.

Llegando así al diseño final de las bases del motor. De acuerdo al diseño se realizaron los planos de las bases del motor para realizar su construcción.

CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES

De acuerdo a los planos, se realizaron cada una de las piezas que conforman la base del motor de la forma siguiente.

De acuerdo a las mediciones realizadas se determino la cantidad de soporte del motor sobrante fuera de la cuaderna.

Se preparo una pletina de aluminio 5089 H112 con dichas dimensiones.

Se midieron las cotas entre los soportes del motor y las pletinas de aluminio previamente cortada, y dichas medidas fueron empleadas para el diseño de las bases del motor, las cuales tienen forma una U abierta.

Al obtener las dimensiones de los soportes del motor y la altura de estas a la pletina de la cuaderna, se procede a realizar los soportes con forma de U, estas se construyen a partir de una pletina de 12mm de espesor, con medidas de ancho de 100mm y el largo es de 540mm.

Al estar la pletina preparada con las medidas indicadas se procede a realizarle dos dobleces de 60°, a una distancia de los extremos de 195mm cada uno.

Después de haber cortado y doblado los soportes U se prepararon un alma y una cartela para hacer mas resistente la base del motor. El alma y la cartela se construyen con la misma lámina de 12mm de las bases en U; el alma tiene la forma geométrica de un trapecio con base mayor de 350mm, base menor de 140mm y una altura de 155mm. La cartela tiene forma de rectángulo con un largo de 155mm y un ancho de 85mm. Las almas se colocaron por el lado interno de la base hacia el motor y se soldaron a la base con forma de U; y la cartela de coloco de forma perpendicular al alma hacia el lado de adentro de la base, para así dar soporte a la base del motor. Estas se colocaron en la posición adecuada entre el soporte del motor y la pletina de aluminio, para así realizar las marcas en los lugares donde se van a soldar.

Se soldaron los soportes U, con el alma y la cartela a las bases de aluminio donde se habían realizado las marcas.

Para darles un acabado final se utilizo un cepillo de alambre para remover sucio, pintura vieja y salpicaduras de la soldadura. Para así dejar la base con color aluminio esmerilado.

Se verifico nuevamente la alineación empleando un reloj comparador.

Para finalizar se colocaron los tornillos de grado 8 para sujetar las zapatas a las pletinas usando un trabador de rosca llamado “loctite 262”. El cual permite fijar las tuercas soportando grandes vibraciones.

Ya colocado el motor en su posición final, se procede a instalar el sistema de acople entre el motor y el arbotante.

SISTEMA DE ACOPLA MOTOR ARBOTANTE.

El sistema de acople se basa en transmitir la potencia producida por el motor al sistema de propulsión. Este sistema consta de un eje rígido, generalmente de acero inoxidable, el cual pasa a través del casco por una caja de rodamientos y estoperas las cuales permiten que el eje pueda girar y evitar que entre agua al casco. Este eje tiene en sus extremos dos mecanizados de conificado, un chavetero y una rosca, los cuales se emplean como elementos de sujeción para la propela o el motor. Para unir el motor al eje debe existir un elemento de acople en el cual por un lado se pueda acoplar el eje y en el otro el motor. Este acople tiene generalmente forma de brida y es fabricado por mecanizado a partir de un tocho macizo de acero. Dicho sistema debe soportar la carga máxima de potencia a máximo régimen y el torque que logra transmitirla hélice seleccionada para el casco, garantizando una alta eficiencia mecánica y larga durabilidad.

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACOUPLE

El elemento empleado para realizar el acople entre el motor y el eje es llamado *cuplón*. Este elemento está dividido en dos partes fundamentales, la unión al eje y la unión al motor. En la unión al eje tiene un conificado hembra en la cual entra el eje, por lo que deben tener las mismas medidas; a su vez debe tener un cilindrado interno por el cual debe pasar la rosca del eje para ser apretada por el lado pasante garantizado así un apriete por los conificados. También debe llevar un chavetero en la parte del conificado para que conjunto con el eje se pueda colocar un chaveta para evitar que el eje pueda girar sobre el *cuplón*.

CÁLCULO DEL EJE RIGIDO

El eje rígido que une al motor por medio de un Cuplón a la propela, se calculo por el momento torsor al cual está sometido este por la potencia y el torque del motor.

Se describe la siguiente ecuación:

$$\tau_{\max} = \frac{Tr \cdot L}{J}$$

Donde Tr es el torque transmitido por el motor.

L es la longitud del eje.

J el momento polar de inercia del eje $J = (\pi/2)(r^4)$.

Y τ_{\max} el máximo esfuerzo cortante soportado por el material.

El valor del torque suministrado por el motor es de 125.4225 Kgf-m a 2200 RPM.

La longitud del eje es la distancia de separación entre el Cuplón y la propela la cual es de 2.34740 m.

El material reemplazado en dicho eje es acero inoxidable 316, por ser resistente a medios corrosivos severos, bajo esfuerzos y es un acero austenítico no magnético. El esfuerzo cortante máximo es de 105460400 kgf/cm².

Se dimensionó el diámetro del eje empleando un factor de seguridad de 2 para garantizar la vida útil del mismo. Empleando la fórmula anterior tenemos:

$$\frac{\tau \max}{2} = \frac{Tr \cdot L}{J}$$

$$J = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$$

Se Despejó el radio del eje en función de las formulas anteriores:

$$r = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot Tr \cdot L}{\pi \cdot \tau \max}}$$

$$r = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 125.4225 \text{Kgf} \cdot m \cdot 2.34m}{\pi \cdot 105460400 \text{Kgf}/m^2}}$$

$$r = 0.04338m$$

Se determino que el eje rígido debe tener al menos un diámetro de 86.76mm. Comercialmente se consiguen ejes de 88mm lo cual resultaría beneficioso para el eje, ya que este diámetro prolonga la vida útil del eje y también evitaría sufrir dobleces por impacto con los bajo fondos de los ríos.

CÁLCULO DE LA CHAVETA

La chaveta debe soportar todo el esfuerzo cortante que es aplicada a esta por la potencia entregada del motor. Por lo que calculamos el espesor de la chaveta de la siguiente forma:

Se tiene

D: Diámetro del eje = 3.5"

Y: Longitud de la chaveta = 6 cm.

X: Espesor de la chaveta = ?

P: Potencia del motor = 380 Hp

ω : Velocidad del motor = 2200 RPM

A: Área de sección de la chaveta = X.Y

τ_{ADM} : Esfuerzo admisible de la chaveta = 1.2303740×10^7 Kg/m²

ψ : factor de seguridad = 2

La fuerza F que la chaveta puede soportar es:

$$F = A \cdot \frac{\tau_{ADM}}{\psi} = X \cdot Y \cdot \frac{\tau_{ADM}}{\psi}$$

Sin embargo la fuerza F se puede determinar a partir del torque producido por el motor partiendo desde:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

$$F = \frac{T}{D/2}$$

Llegamos a la siguiente expresión:

$$F = \frac{\frac{P(Hp) \cdot 550 \text{ Lb/s}}{2 \cdot \pi \cdot RPM/60s} \cdot 0.1382552 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Lb} \cdot \text{ft}}}{\frac{D(\text{in})}{2} \cdot 0.0254m}$$

De acuerdo a los datos se obtuvo un valor de fuerza de:

$$F = \frac{\frac{380Hp \cdot 550 \text{ Lb/s}}{2 \cdot \pi \cdot 2200/60s} \cdot 0.1382552 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Lb} \cdot \text{ft}}}{\frac{3.5''}{2} \cdot 0.0254m} = 2821.65 \text{ Kgf}$$

Se determino el espesor de la chaveta a partir de:

$$X = \frac{F}{Y \cdot \frac{\tau_{ADM}}{\psi}} = \frac{2821.65Kgf}{0.06m \cdot \frac{1.2303740 \cdot 10^7 Kgf/m^2}{2}} = 0.0076m$$

El espesor de la chaveta debe ser de 8 mm. De acuerdo a estas medidas se construyo la misma a partir de una plancha de 8 mm de acero al carbono. Empleando una fresadora se realizo una pieza con forma de paralelepípedo de longitud de 60mm, de alto 15mm y de espesor 8mm el cual es el espesor de la lámina de acero.

CÁLCULOS DE LOS TORNILLOS DEL CUPLON

La otra unión debe tener los agujeros a través de los cuales se van a pasar los tornillos para atornillarse a la caja del motor. Estos agujeros son equiespaciados angular y radialmente de acuerdo a las especificaciones de la brida de la caja. Los tornillos fueron calculados por esfuerzo cortante de acuerdo a la potencia transmitida por el motor, de la siguiente forma:

Se tiene

D: Diámetro del eje = 5"

d: diámetro de los tornillos = ?

P: Potencia del motor = 380 Hp

ω : Velocidad del motor = 2200 RPM

A: Área de sección del tornillo = $\pi d^2 / 4$

N: numero de tornillos.

τ_{ADM} : Esfuerzo admisible de la chaveta = 1.2303740×10^7 Kgf/m²

ψ : factor de seguridad = 2

La fuerza F que el tornillo puede soportar es:

$$F = A \cdot \frac{\tau_{ADM}}{\psi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\tau_{ADM}}{\psi}$$

Sin embargo la fuerza F se puede determinar a partir del torque producido por el motor partiendo desde:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad F = \frac{T}{D/2}$$

Llegamos a la siguiente expresión:

$$F = \frac{\frac{P(Hp) \cdot 550 \text{ Lb/s}}{2 \cdot \pi \cdot RPM/60s} \cdot 0.1382552 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Lb} \cdot \text{ft}}}{D(in)/2 \cdot 0.0254m}$$

De acuerdo a los datos se obtuvo un valor de fuerza de:

$$F = \frac{\frac{380Hp \cdot 550 \text{ Lb/s}}{2 \cdot \pi \cdot 2200/60s} \cdot 0.1382552 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Lb} \cdot \text{ft}}}{5"/2 \cdot 0.0254m} = 1975.15 \text{ Kgf}$$

Se determino el diámetro de los tornillos a partir de:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{N \cdot \pi \cdot \frac{\tau_{ADM}}{\psi}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1975.15 \text{ Kgf}}{6 \cdot \pi \cdot \frac{1.2303740 \cdot 10^7 \text{ Kgf}}{m^2}}} = 0.00825m$$

Como se pudo apreciar el diámetro del tornillo a emplear debe ser mayor a 8.25 mm. Por las condiciones del mercado nacional se selecciono un tornillo de 10 mm, ya que los tornillos de 9 mm no son comunes.

INSTALACION DEL ACOPLA MOTOR EJE

Primero se coloco la chaveta en el eje.

Luego se procedió a colocar el *cuplón* en el eje cuidando de la ubicación de la chaveta, ya que esta debe calzar en el chavetero que tiene el *cuplón*.

Al entrar el eje por completo se procede a colocar la tuerca de seguridad para garantizar el apriete debido.

Con el motor suspendido un poco se procede a calzar la brida del motor en el registro del acople.

Al estar el motor colocado en posición final se procede a colocar los tornillos seleccionados, empleando líquido trabador de rosca “loctite 262”.

SISTEMA PROPULSOR

La selección de la propela en una embarcación es un procedimiento muy delicado, ya que esto se realiza empleando cálculos para dimensionar la propela de acuerdo a los requerimientos del motor y casco.

SELECCIÓN DE LA PROPELA

Primero se determino el tonelaje desplazado por la embarcación mediante la siguiente expresión:

$$\Delta(\text{tonelaje}) = Lwl(m) \cdot Bwl(m) \cdot d(m) \cdot Cb \cdot 1.025$$

Siendo $Lwl = 13.3$ m. es la longitud del casco sumergida en el agua.

$Bwl = 4.26$ m. es el ancho del casco sumergido en el agua.

$d = 0.5$ m. es el calado de la embarcación.

$C_b = 0.7$ es la relación de un bloque rectangular al volumen de la porción sumergida de la embarcación.

$$\Delta(\text{tonelaje}) = 13.3m \cdot 4.26m \cdot 0.5m \cdot 0.7 \cdot 1.025 \frac{\text{Tons}}{m^3}$$

$$\Delta(\text{tonelaje}) = 20.326 \text{Tons}$$

Luego se comprobó el rendimiento del motor, el cual es:

Potencia de salida max. (Hp) = Potencia de salida max. del motor (Hp) x 0.9

Potencia de salida max, (Hp) = 380 Hp x 0.9

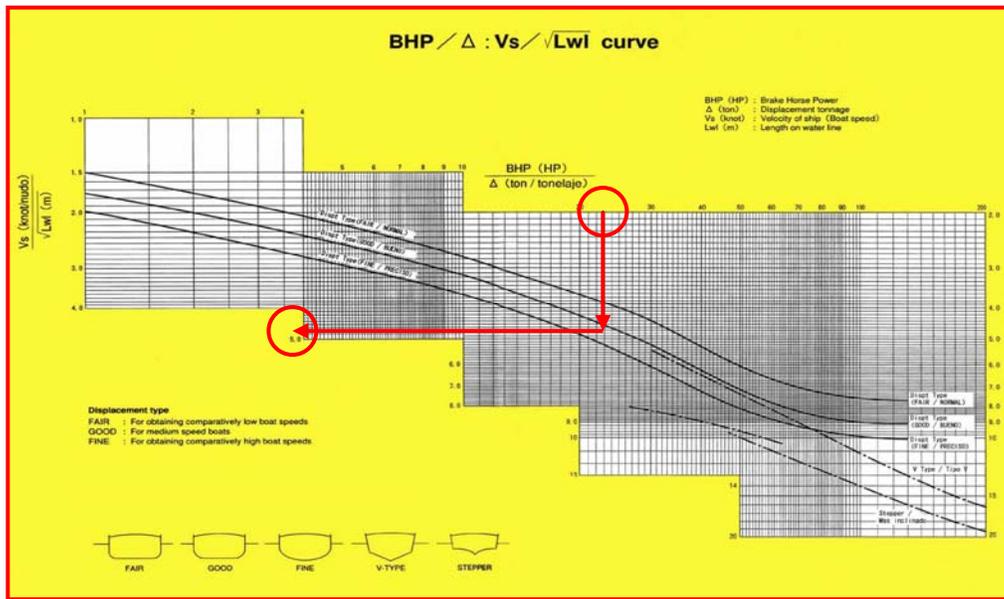
Potencia de salida max, (Hp) = 342 Hp.

Se determino el cociente BHP/ Δ para entrar en un grafico 2 para determinar el cociente de $V_s/(Lwl)^{1/2}$.

$$\frac{BHP}{\Delta(\text{Tons})} = \frac{342 \text{Hp} \cdot 2 \text{motores}}{20.326 \text{Tons}}$$

$$\frac{BHP}{\Delta(\text{Tons})} = 33.646 \frac{\text{Hp}}{\text{Tons}}$$

Se entro al grafico 2 por el eje horizontal con el valor del cociente BHP/ Δ = 33.646 Hp/Tons. Se baja perpendicular a ese eje hasta interceptar con la curva del tipo de casco bueno. Luego de interceptar con la curva ese punto se traslada hacia el lado izquierdo de la grafica tomando el valor del cociente $V_s/(Lwl)^{1/2}$.



$$\frac{V_s}{\sqrt{Lwl}} = 5.6$$

Despejando V_s de la expresión anterior se puede determinar la velocidad estimada de la embarcación.

$$V_s = 5.6 \cdot \sqrt{13.3m}$$

$$V_s = 20.42 \text{ Knot}$$

Se pudo determinar que la velocidad estimada de la embarcación fue de 20.42 nudos.

Empleando los valores obtenidos se determino la propela a utilizar empleando la tabla 3.

En la cual se entra con el modelo del motor, reducción de la caja de transmisión y la velocidad estimada de la embarcación.

Motor ME860TIH 380 Hp @ 2200 RPM.

Relación de reducción de caja 1.47:1.

Velocidad estimada de la embarcación 20.42 nudos.

Agregar tabla

De acuerdo a estos datos la tabla de selección de propela estima una propela de las siguientes dimensiones.

$$Diametro = \frac{670mm + 660mm}{2} = 665mm$$

$$Paso = \frac{500mm + 530mm}{2} = 515mm$$

Régimen de desarrollo = 0.75

Finalmente la propela correcta es 665(mm) x 515(mm) x 0.75, de esta forma queda seleccionada la propela que cumple con los requerimientos del casco y el motor, garantizando un buen desempeño del sistema y larga duración de la misma.

SISTEMA DE ESCAPE

El sistema de escape se diseño a partir de los requerimientos del motor, el espacio físico disponible en la embarcación y la instalación ya existente de los motores reemplazados.

Entre los requerimientos del motor se encuentran que el escape por ser de tipo húmedo tiene una regadera de agua para enfriar los gases de escape. Por esto debe tener una caída mínima del 10% para la salida del agua. Tampoco en todo el sistema de escape no debe tener ningún sifón en el cual se pueda quedar agua estancada; la razón de que esto no deba ocurrir es debido a la reducción del área de salida de los gases de escape, produciendo pérdidas en el sistema las cuales pueden producir daños

en la turbina del turbocargador, la cual es muy delicada como se explico anteriormente. La presión manométrica del escape no debe ser superior a 100 mmHg. Debe ser construido en materiales resistentes a la corrosión y a las temperaturas; en las uniones de las mangueras se deben colocar doble abrazadera para asegurar hermeticidad tanto para el agua como para gases de combustión los cuales podrían hacer toxica la sala de maquinas.

DISEÑO DEL SISTEMA DE ESCAPE

De acuerdo al espacio físico en la embarcación hay varias posibilidades para hacer el escape; la primera posibilidad es la de hacer los escapes de forma transversal al casco de forma que puedan salir a los lados de la embarcación, reduciendo la cantidad de material empleado, obteniéndose de la misma forma mayor caída de agua; sin embargo, el hecho de tener el escape por los lados implica que los gases de escape podrían subir con mayor facilidad y a su vez ser tomados por la admisión del motor. Por otro lado, existe la gran posibilidad de que el escape se obstruya por el oleaje o se dañe por un impacto lateral. Cabe destacar que para realizar el escape de forma lateral implica hacer un agujero en el casco y los demás trabajos de adaptación.

Otra posibilidad es la de hacer el escape diagonal saliendo por un lado teniendo como ventajas una buena caída de agua y la salida de escape estaría alejada de la admisión del motor. Entre las desventajas están como en el caso anterior el problema del oleaje, impactos laterales y la adaptación al casco, así como también el hecho de emplear una mayor cantidad de materiales.

Y finalmente está la posibilidad de hacer el escape completamente hacia popa lo que ayudaría a alejar lo mas posible los gases de escape de la admisión y las personas. También la caída cumple con los requisitos mínimos del fabricante del motor; el problema del oleaje estaría limitado solo cuando la embarcación estuviera detenida y rara vez existen impactos en la popa en este tipo de embarcaciones; una ventaja que presenta este escape hacia popa es el que no tendría que realizarse ninguna adaptación al casco ya que se podría utilizarla ya existente en la

embarcación, quedando como única desventaja el tener que emplear mayor cantidad de materiales por lo grande que sería el escape; sin embargo, se pueden utilizar partes del escape viejo el cual es de acero inoxidable y está casi intacto.

De acuerdo a la tabla siguiente se determinó, según una ponderación, cuál es el mejor escape para la embarcación. Dicha ponderación se basa en los parámetros importantes en el diseño del escape, los cuales son la admisión del motor, interferencia de olas, impactos, trabajos para adaptar el escape al casco, longitud del escape, y la caída del escape. Los valores de las ponderaciones están dadas como bueno (3), regular (2) y malo (1).

TABLA 10 EVALUACION DE POSIBLES RUTAS PARA LA UBICACIÓN DEL ESCAPE.

ESCAPE	LATERAL	DIAGONAL	TRASERO
Distancia de la admisión al motor	1	2	3
Evita la interferencia con las olas	1	2	3
Evita la posibilidad de impactos	1	1	2
Evita trabajos en el casco	1	1	3
Longitud del escape	1	2	3
Caída del escape	3	2	1
TOTAL	8	10	14

De esta forma se pudo determinar que el escape adecuado para la embarcación es el escape hacia popa, por obtener la mayor puntuación en la tabla de ponderación.

CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE ESCAPE

En el diseño del escape se estableció utilizar el escape trasero, por ser el más funcional y cumplir con la mayoría de los requisitos establecidos. Además el escape trasero permite emplear los escapes existentes, por lo que no habría que modificar el casco de aluminio de la embarcación; de esta forma se reduce tiempo de fabricación y

costos operacionales. Para colocar el escape hacia atrás se pueden emplear los escapes ya existentes en la embarcación. Sin embargo, estos consistían en dos tubos de 4" cada uno por motor, ya que la embarcación contaba con dos motores en V teniendo así 4 tubos de escape. Los motores instalados, por ser motores en línea, tienen un solo tubo de escape de 6", por lo que para emplear los dos tubos de escape instalados habría que fabricar una bifurcación con reducción, en la cual se conecte la manguera de escape del motor de 6" por un lado y saldrían dos tubos de 4" por el otro lado, los cuales se conectarían a los escapes existentes. Este sistema garantiza que por su geometría no va a sufrir cambios de área los cuales puedan ocasionar un aumento de presión o de velocidad.

Este se construyó empleando tubos de PVC reforzados de medidas 6" y 4". En total para los dos motores se emplearon 1 tubo de 6" de diámetro y 3 metros de largo, 4 codos de 6" , 2 T de 6" y 4 reducciones de 6" a 4". En la figura 16 se puede observar un dibujo del escape. Este escape se conecta al motor por el lado de 6" y a los escapes antiguos en los de 4".

SISTEMA DE ADMISIÓN

El sistema de admisión de aire es un aspecto muy importante en el funcionamiento de los motores diesel, ya que en el ciclo diesel real termodinámico representa una gran parte del ciclo, en la cual el motor aspira todo el aire necesario para realizar una combustión completa. En los motores diesel la aceleración no es controlada por el caudal de aire, sino por el caudal de diesel inyectado, de forma que si una mezcla es pobre produce poca potencia y si es rica genera mucha potencia. Por esta razón los motores diesel no emplean válvula mariposa de aceleración. Sin embargo, existen parámetros los cuales deben ser controlados como la temperatura del aire en la admisión y la presión de este. Por esto es la importancia de un buen

diseño del sistema de admisión el cual debe suministrar las condiciones especificadas por el fabricante del motor, para así garantizar un buen desempeño y vida útil del motor.

DISEÑO DEL SISTEMA DE ADMISIÓN

Los parámetros a tomar en consideración en el diseño de la admisión se encuentran el garantizar una fuente de aire fresco para poder utilizar el motor en máxima potencia en régimen continuo. La temperatura en la sala de maquinas normalmente es de 40 °C. La temperatura de admisión normalmente es la misma temperatura atmosférica o diez grados menos que esta a carga completa. La admisión no debe permitir la entrada de agua de mar o lluvia, así como también partículas y los gases de escape los cuales son nocivos para el motor.

Al entrar el aire a una temperatura mayor a la debida puede ocasionar un gran aumento de la temperatura del aire a la salida del compresor, haciendo que el motor funcione inadecuadamente, pudiendo así dañarse gravemente. La situación a resolver consiste en alimentar al motor con aire fresco y libre de impurezas. Existe la posibilidad de ingresar aire al motor de la misma sala de maquinas; sin embargo, esto no es recomendable si no se cuenta con una buena circulación de aire dentro de la misma, por lo que el calor generado por los motores y sus componentes calentarían el aire de admisión, aunque se debe asegurar que la temperatura en la sala de maquinas no exceda de los 50 °C. Por esta razón se realizo el diseño de un conducto que permitiera la entrada de aire desde la parte externa de la sala de maquinas, tomando en cuenta parámetros como interferencia con elementos rotativos, longitud del conducto, adaptaciones en el casco, fuentes de calor cercanas y cantidad de curvaturas de la ductería.

De acuerdo a los parámetros mencionados anteriormente se estableció una tabla comparativa ponderada de las posibles rutas de escape. Las ponderaciones están dadas por bueno (3), regular (2) y malo (1) de acuerdo al parámetro a evaluar. Se seleccionara la ruta que tenga la mayor puntuación cumpliendo con la mayoría de

los requerimientos del fabricante del motor, funcionalidad, tiempos y costos operacionales.

TABLA 11 EVALUACION DE POSIBLES RUTAS PARA LA UBICACIÓN DE LA ADMISIÓN.

ADMISIÓN	RUTA1	RUTA 2	RUTA3
Interferencia con otros elementos	3	2	2
Fuentes de calor cercanas	3	2	2
Longitud del conducto	3	2	1
Preparaciones especiales del casco	3	3	2
Muchas curvaturas	3	2	2
Capacidad para tomar presión positiva	3	3	1
TOTAL	18	14	10

Observando la tabla, la ruta 1 es la que cumple mejor con los requisitos del sistema.

Para la construcción de la admisión se contemplaron distintos materiales como ductos en aluminio, fibra de vidrio y ductos plásticos. Se escogió el ducto de aluminio por la disponibilidad existente en el mercado, bajo costo y fácil manipulación. Se determinó la longitud del ducto, se le dio la curvatura necesaria y se conectó en la succión del compresor del turbo, el filtro de aire fue removido y colocado en el principio del conducto para atrapar partículas e impurezas. La ruta empleo las ventilas de las salas de maquinas para coloca los ductos tomando aire fresco desde afuera con una presión positiva de entrada por el movimiento de la embarcación. En la figura 17 se muestra el modelo de ducto que se empleo para la entrada de aire a la sala de maquinas.

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL MOTOR

Mantener la temperatura del motor en valores óptimos de operación es un aspecto muy importante en el funcionamiento del mismo, ya que los motores diesel funcionan por autoinflamación del combustible por efecto de la presión y la temperatura. Si la temperatura en la cámara de combustión es mas alta de lo debido el motor puede funcionar incorrectamente, e inclusive si la temperatura de la cámara de combustión fuese muy alta excediendo los parámetros normales de operación, el inyector de diesel se comportaría como un soplete produciendo un llama muy fuerte la cual podría fundir la cabeza del pistón, dañando el motor. Estos motores marinos emplean dos circuitos de refrigeración: uno de ellos es el circuito cerrado interno de refrigerante, el cual es el encargado de enfriar el bloque y las cámaras del motor, empleando las galerías del motor. Sin embargo, este refrigerante debe enfriarse de alguna forma ya que estos motores marinos no cuentan con radiador, por lo que emplean un intercambiador de doble flujo liquido-liquido de carcaza y haz de tubos. Para enfriar el refrigerante se emplea un circuito abierto de agua de mar el cual pasa primero por un filtro para evitar que entren cuerpos extraños al sistema de refrigeración. Luego pasa por una bomba de agua acoplada al motor, esta aumenta la presión del agua para recorrer todo el sistema de enfriamiento por agua salada, comenzando por el sistema de enfriamiento de aire de alimentación del motor o intercooler, el cual se encarga de enfriar el aire caliente comprimido por el turbocargador. A continuación pasa por el enfriador del aceite de la caja de transmisión, el cual se calienta por el uso muy prolongado del sistema. Después pasa por el intercambiador de calor de carcaza y haz de tubos, donde se enfría el refrigerante del motor y finalmente pasa por un doble anillo anular colocado en la salida de la turbina del turbocargador; esto con el fin de enfriar los gases de escape del motor, ya que en la parte interna del anillo salen los gases del motor y en la parte externa del anillo sale el agua salada en forma de regadera enfriando los gases. De acuerdo a todos los requerimientos de agua salada que tiene el motor es muy

importante realizar un buen circuito y una ubicación muy eficiente del ingreso de agua salada.

DISEÑO DEL CIRCUITO DE ENTRADA DE AGUA AL MOTOR

Entre los criterios a tomar en cuenta al momento de realizar la ubicación de las tuberías y accesorios para el circuito de entrada de agua al motor se tomo en cuenta como prioridad la ubicación estratégica de las tomas de succión de agua salada en la parte central del casco en la sala de maquinas; las tomas de fondo van separadas unas de otras por una distancia mínima de 50 cm; esto con la finalidad de evitar el robo de agua de una toma respecto a la otra. Estas tomas de fondo van ubicadas en la parte de atrás de la sala de maquinas de forma que la conexión con la válvula kingstone y el filtro de agua utilice la menor cantidad de mangueras para así no tener tantas perdidas en el sistema de agua salada y hacer el sistema mas eficiente.

INSTALACIÓN DE LOS ACCESORIOS DEL CIRCUITO DE ENTRADA DE AGUA AL MOTOR

Después de realizar las mediciones en el casco para ubicar las tomas de fondo, se determino que la ubicación adecuada de las mismas es entre los dos motores a los lados de las bases traseras, separadas por 50 cm una de la otra. Ya realizada la ubicación de las tomas de fondo se procede a perforar el casco empleando una piña de 1 3/4" para taladro la cual es la medida del tubo de la toma de fondo. Como el casco tiene menos de 15 mm de espesor debe emplearse una lámina de aluminio de no menos de 10 mm de medidas 150x150 mm con un agujero en el centro de la misma medida del tubo de la toma de fondo. Luego de tener las piezas ya preparadas se procede a realizar el ensamblaje de la toma de fondo en el siguiente orden:

Se procede a realizar las perforaciones en el casco empleando una piña de 2".

Se procede a limpiar muy bien la zona en la cual se va a instalar la toma de fondo.

Se procede a colocar sellador marino 3M 5200 en la toma de fondo.

Luego la toma de fondo se coloca desde afuera del casco hacia adentro.

En la parte sobre el casco se procede a colocar sellador marino en el suplemento de aluminio en el lado que va del lado del casco y se coloca en el tubo de la toma de fondo.

Luego se empleo la arandela y las tuercas de la toma de fondo para fijar todo el conjunto, todo esto sujetando la toma de fondo desde abajo del casco.

Se instalo la válvula Kingstone en el tubo de la toma de fondo.

Se conecto un codo de 90° a la válvula Kingstone por el lado que tiene rosca y en el otro lado tiene un labio para fijarse a una manguera.

Se ubico de forma estratégica el filtro de agua entre la base delantera y la base trasera del motor, de forma que la entrada del mismo quedara apuntando hacia el codo de 90°. Y la salida apuntando hacia la entrada de la bomba de agua.

Se empleo mangueras recubiertas de tela y blindadas con alambre para la unión entre el codo y el filtro, y el filtro hasta la bomba de agua. Estas mangueras se fijaron usando abrazaderas de acero inoxidable.

La salida de agua salada se hace por el mismo tubo de escape, conectando la salida del intercambiador de calor de doble flujo al codo con anillo doble del escape, para así enfriar los gases de escape. Este escape siempre debe tener caída para que el agua no se regrese al turbocargador ocasionando daños.

SISTEMA ELECTRICO DEL MOTOR

Los motores diesel solo necesitan de electricidad para alimentar el motor eléctrico de arranque y para realizar las mediciones de los parámetros operacionales del motor, tales como temperatura del refrigerante del motor, presión de aceite, voltaje del alternador, presión de aire en la salida del turbocargador, tacómetro, etc.

Sin embargo, la energía eléctrica es tomada de un acumulador, el cual se encuentra colocado en la sala de maquinas, con sus respectivos master swicht. El criterio principal que se tomo en cuenta fue la ubicación de los cables de corriente, los cables de datos o señales, la computadora y la resistencia de protección del sistema eléctrico. El cable de corriente no debería estar cerca de ningún componente electrónico para evitar problemas electromagnéticos, por lo que se establecieron dos rutas diferentes de cableado. Las rutas establecidas fueron seleccionadas evitando las altas temperaturas del motor y el posible contacto con el agua. Por otro lado el panel de instrumentación se ubico de forma ergonómica para la vista

DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO DEL MOTOR

Se establecieron las posibles rutas tanto para el cableado eléctrico como el cableado de datos, así como también la ubicación de la computadora y la resistencia. Estas rutas fueron colocadas en un recuadro con las ventajas y desventajas colocándoles una ponderación de uno a tres puntos siendo bueno (3), medio (2) y malo (1).

En la figura 18 se muestran las posibles rutas para realizar el cableado eléctrico, siendo la ruta 1 de color rojo, la ruta 2 de color azul y la ruta 3 de color verde.

TABLA 12 EVALUACION DE POSIBLES RUTAS PARA LA UBICACIÓN DE LOS CABLES ELECTRICOS.

Cable de electricidad	RUTA 1	RUTA 2	RUTA 3
Ubicación	3	3	2
Accesibilidad	3	3	3
Poca Longitud de cable	3	2	2
Evita Fuente de calor cercana	2	2	2

Evita Fuente de agua salada	3	2	2
Poca Cantidad de sujetadores	3	2	2
Poca Cantidad de dobleces	3	2	2
Evita Maquinaria rotativa cercana	2	3	2
TOTAL	22	19	17

De acuerdo a las puntuaciones obtenidas se selecciono la ruta 1 por cumplir con la mayoría de requerimientos.

En la figura 19 se muestran las posibles rutas para realizar el cableado de datos, siendo la ruta 1 de color rojo, la ruta 2 de color azul y la ruta 3 de color verde.

TABLA 13 EVALUACION DE POSIBLES RUTAS PARA LA UBICACIÓN DE LOS CABLES DE DATOS.

Cable de datos	RUTA 1	RUTA 2	RUTA 3
Ubicación	3	2	2
Accesibilidad	2	2	3
Poca Longitud de cable	2	3	2
Evita Fuente de calor cercana	3	1	1
Evita Fuente de agua salada	3	3	3
Poca Cantidad de sujetadores	2	2	2
Poca Cantidad de dobleces	2	2	3
Evita Maquinaria rotativa cercana	3	1	3
TOTAL	20	16	19

De acuerdo a las puntuaciones obtenidas se selecciono la ruta 1 por cumplir con la mayoría de requerimientos.

En la figura 20 se muestran las posibles rutas para ubicar la computadora del motor junto a la resistencia de protección del cableado, siendo la ruta 1 de color rojo, la ruta 2 de color azul y la ruta 3 de color verde.

TABLA 14 EVALUACION DE POSIBLES RUTAS PARA LA UBICACIÓN DE LA COMPUTADORA DEL MOTOR Y LA RESISTENCIA DE PROTECCION DEL CABLEADO.

Computadora del motor	RUTA 1	RUTA 2	RUTA 3
Ubicación	3	2	1
Accesibilidad	3	3	2
Poca Longitud de cable	3	2	1
Evita Fuente de calor cercana	3	1	1
Evita Fuente de agua salada	3	2	2
Poca Cantidad de sujetadores	3	2	1
Evita Maquinaria rotativa cercana	3	1	2
TOTAL	21	13	10

SELECCIÓN DEL CABLE ELÉCTRICO.

Mediante la ruta seleccionada para el cableado eléctrico se realizó la selección del cable de la siguiente forma:

Se partió de los siguientes datos:

$$I= 900 \text{ amp.}$$

$$d= 10 \text{ pies.}$$

$$e= 5 \text{ voltios.}$$

Se determino el área "A" del cable en cir mills por la siguiente expresión:

$$A = \frac{21.6 \cdot I \cdot d}{e}$$

$$A = \frac{21.6 \cdot 900 \text{ amp} \cdot 10 \text{ pies}}{5 \text{ volt}}$$

$$A = 38880 \text{cir mills}$$

Al obtener el valor del área se entra a la tabla 4, y se determinó el número de cable el cual fue el AWG 4. el cual tiene un diámetro de 5.189 mm, una resistencia de $1227 \Omega/\text{m}$ y un área de 21.15 mm^2 .

De acuerdo a las aplicaciones se entro en la tabla 7 y se selecciono un recubrimiento THW, el cual es resistente al calor, puede operar en medios secos y húmedos. Para un cable AWG 4 con recubrimiento THW cuenta con 83 hilos de material conductor.

Se empleo un amperaje de 900 AH por requerimientos del fabricante, el cual recomienda que por motor estos puedan consumir durante un tiempo de 3 horas, la energía necesaria para su funcionamiento.

Con todos estos requerimientos se escogió el cable empleado para realizar las conexiones eléctricas del motor.

Por otra parte, el tablero de instrumentos del motor se ubico de forma que los relojes del motor de estribor estuvieran colocados del lado derecho del operador y los del motor de babor del lado izquierdo. Estos instrumentos van colocados justo al frente del operador para evitar errores de lectura de los instrumentos, y van colocados del centro hacia fuera en orden de importancia de su lectura frecuente. Como lo son las luces del panel de testigo, el tacómetro, el medidor de temperatura de agua y de voltaje, estos van mas hacia el centro, luego siguen los relojes de presión de aceite, presión del turbocargador, botones de encendido de la bomba de la sentina, encendido apagado del PSD y la llave de encendido.

SISTEMA DE MANDOS REMOTOS DE LA EMBARCACIÓN

Para poder utilizar la embarcación requiere de un sistema de control en la sala de mandos. En ella están los controles de aceleración del motor y marcha de la caja de velocidades; sin embargo, para un buen funcionamiento de estos sistemas se requiere de una buena ubicación de los controles morse. Ya que estos no deben tener fuertes dobleces y gran cantidad de estos. El radio de curvatura mínimo tolerable del cable morse es de 30 cm. Los cables morse deben estar alejados de elementos mecánicos rotativos y fuentes de calor; si un elemento rotativo hiciera contacto con el cable del morse, por efecto de la fricción, podría dañar el forro del cable del morse y de recibir un gran impacto, este se podría romper. Así como también el calor generado por el motor podría dañar el recubrimiento interno del forro del cable morse haciendo que este funcione con más fricción de la debida.

UBICACIÓN DE LOS MANDOS REMOTOS

En el puesto de mando de la embarcación se encuentra los mandos antiguos, los cuales están ubicados a los lados del tablero, uno para el motor de estribor y uno para el motor de babor. El mando que trae un motor viene con una palanca para el control de aceleración del motor y uno para el control de la caja de transmisión del motor. Por lo que se realizo un arreglo de los mandos de forma que los palancas de aceleración de los dos motores quedasen en un solo control ubicado a la derecha del operador y las palancas de la caja de transmisión del motor estuviesen juntas en el lado izquierdo del operador; esto con la finalidad de poder manipular el timón con la mano izquierda y la aceleración con la mano derecha. Estos son los controles usados con mayor frecuencia en una embarcación, además que la caja de transmisión solo provee de la selección de la velocidad de marcha adelante, neutro y reversa. Para establecer la ubicación de los controles morse de aceleración y marcha se realizo un cuadro ponderado con las diferentes rutas, evaluando así cual es la ubicación mas

adecuada. En la figura 21 se muestran las posibles rutas para la ubicación de los cables morse.

TABLA 15 EVALUACION DE POSIBLES RUTAS PARA LA UBICACIÓN DE LOS CABLES MORSE DE CONTROL.

MORSES	RUTA 1	RUTA 2
Accesibilidad	3	2
Longitud del cable morse	3	1
Maquinaria rotativa cercana	3	2
Cantidad de dobleces	3	1
TOTAL	12	6

De acuerdo al análisis de las rutas se determino que la ruta 1 es la que cumple con la mayoría de los requerimientos del sistema de controles morse, empleándose como tal en la distribución de los mismos, garantizando así confortabilidad en el uso y una larga vida útil al sistema.

CAPITULO V

ANALISIS DE RESULTADOS

El diseño de las bases del motor se elaboro a partir de los requerimientos del fabricante del motor Yamaha ME860TIP2, del sistema de acople y del espacio físico de la sala de maquinas. Las bases del motor deben soportar el peso muerto del motor el cual es de 1150 Kg y la potencia transmitida por el motor la cual es de 380 Hp, dicha potencia ejerce un torque de 125.42 Kgf-m el cual transmite una fuerza sobre cada base del motor, unas a compresión y otras a tracción. Dicha fuerza transmitida es de 184.45 Kgf. Las bases se diseñaron para soportar el caso más desfavorable, el cual ocurre en las bases que soportan el peso del motor mas la fuerza transmitida por la potencia del motor, dicha fuerza es de 471.94 Kgf. Los cálculos de resistencia de materiales se realizaron en base a la forma, dimensiones de la base y las solicitaciones a las cuales estaba sometida. Empleando la teoría de fallas se determino un espesor mínimo de 15mm la cual debe tener la lamina de aluminio 5089 H112 empleada para la elaboración de las bases.

De acuerdo a las especificaciones de los motores Yamaha ME860TIP2 y el sistema de arbotantes existente se dimensionaron los elementos de unión y transmisión de potencia, como lo son el eje del arbotante, la chaveta del Cuplón y los tornillos del Cuplón. Realizando los cálculos de transmisión de potencia se dimensionaron los ejes del arbotante, se obtuvo como diámetro nominal del eje 3.5” de diámetro, se consideraron los ejes de acero inoxidable 316 disponibles en el mercado para realizar los cálculos, por ser el material adecuado a los requerimientos del sistema. Así como también se dimensionó la chaveta que transmite la potencia entre el eje del cuplón, la cual debe tener un espesor mínimo de 8 mm, se utilizo como material acero al carbono. Y como último elemento de transmisión de potencia

se determino el diámetro mínimo que deben tener los tornillos de unión entre el cuplón y la caja del motor, los cuales tienen un diámetro de 10 mm.

Tomando en cuenta el punto de operación del motor para régimen continuo de máxima potencia, el motor requiere de aire fresco en la entrada de la admisión a una temperatura inferior de 50°C. La temperatura ambiental en las zonas donde operan las gabarras se encuentra alrededor de los 35°C. Los motores y demás accesorios en funcionamiento en la sala de maquinas pudieran generar entre 4 y 5°C adicionales a la temperatura ambiental, ya que estos se encuentran muy confinados en la sala de maquinas y la temperatura en la sala pudiese alcanzar los 40°C. Si por alguna razón algún elemento mecánico comenzase a funcionar inadecuadamente pudiese elevarse la temperatura excediendo los 50°C de límite operativo de los motores. Por esta razón se decidió tomar aire fuera de la sala de maquinas, empleando un conducto de tubo plástico para aire acondicionado con el cual se ingresaría aire directamente a la admisión del motor, evitando que este tome aire caliente de la sala de maquinas pudiendo así aprovechar la capacidad del motor de trabajar en régimen continuo a máxima potencia.

Considerando las condiciones del fabricante del motor se empleo una tabla ponderada en la cual se establecían diferentes modelos de escape, en la cual quedo seleccionado el escape húmedo trasero. El sistema de escape trasero tiene una buena caída en todo su recorrido, sin sifones o posibles zonas de estancamiento de agua, así como también los gases de combustión salen expedidos a la atmósfera lejos de la admisión y los tripulantes. La ubicación en la parte posterior del casco evita los problemas con el oleaje e impactos laterales. El escape por ser del tipo húmedo se decidió construirlo en tubos de PVC recubierto de fibra de vidrio, para evitar los efectos de la corrosión.

De acuerdo a una tabla ponderada con los requisitos para el buen funcionamiento y larga vida útil de los componentes eléctricos se determinó la ubicación óptima del cableado eléctrico, el acumulador, el cableado de datos, la computadora del motor y la resistencia de protección del cableado. Esta ubicación considero aspectos como lo son las zonas calientes, longitud del cableado, el evitar

maquinaria rotativa y la posibilidad de estar expuesto a líquidos y humedad. Realizando los cálculos del sistema eléctrico se dimensionó el cable a utilizar, el cual fue un cable AWG 4, el cual tiene un diámetro de 5.189mm, una resistencia de 1227 Ω/m y un área de 21.15 mm². Así como también se seleccionó un recubrimiento THW, el cual es resistente al calor, puede operar en medios secos y húmedos. Para un cable AWG 4 con recubrimiento THW cuenta con 83 hilos de material conductor. Se empleó un amperaje de 900 AH por requerimientos del fabricante, el cual recomienda que por motor estos puedan consumir durante un tiempo de 3 horas, la energía necesaria para su funcionamiento

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

Las bases del motor cumplen con los requisitos de las embarcaciones tipo gabarra, el material aluminio 5089 H112 permite suficiente rigidez y resistencia a la corrosión, además de ofrecer una solución de bajo costo y sencilla manufactura,

El sistema de acople entre el motor y la propela, cumple con las especificaciones de los motores Yamaha ME860 y el sistema de arbotantes existente en la embarcación. Es un sistema de unión y transmisión que otorga funcionalidad completa al sistema.

El sistema de admisión de canal de aire de inducción natural bajo la cabina de mando de la embarcación funciona adecuadamente permitiendo el ingreso de aire a la sala de maquinas, logrando una temperatura adecuada y proporcionando un buen desempeño de la embarcación a cualquier régimen.

El sistema de escape de PVC reforzado y mangueras, instalado en la embarcación aprovecha las salidas de gases antiguas y las integra de manera eficiente con el escape del tipo húmedo que posee el motor Yamaha ME860, garantizando buena temperatura en los gases de escape. Este escape permite desaloja fácilmente los gases de escape y evita el ingreso de agua hacia la turbina

El sistema eléctrico tiene se consiguió emplazar a través de una ruta, la cual evita los puntos calientes de la sala de maquinas, no interfiere con otros sistemas del motor y la embarcación, además de permitir su fácil inspección.

La adaptación de las unidades motrices Yamaha ME860 y los sistemas de propulsión cumplen a cabalidad Los requisitos del fabricante del motor y las prestaciones esperadas por el propietario de la embarcación

BIBLIOGRAFIA

- Avallone, E. (1999) Standard Handbook for Mechanical Engineers, 5 ed. New York: Mc Graw Hill. 1234p.
- Cabronero, D. (1995) Motores de Combustión Interna y Turbinas a Gas, 2ª ed. Madrid: Benaiges. 191p.
- Ignoto, V. (2004) Soldadura para Ingenieros, 2ª ed. Caracas: CVS. 850p.
- Kreith, F. (1999) Mechanical Engineering Handbook, 4ª ed. Boca Ratón: CRC Press LLC.
- Stinson, K. (1963) Diesel Engineering Handbook, 11ª ed. Cleveland: Diesel Publications. 351p.
- Yamaha Motor Co. (2003). Engine & Propeller Selection Manual (2ed). Tokyo: Mitsuki.
- Yamaha Motor Co. (2003). Installation Manual ME860 (2ed). Tokyo: Mitsuki.
- Yamaha Motor Co. (2003). Owners Manual ME860 (2ed). Tokyo: Mitsuki.
- Yamaha Motor Co. (2003). Service Manual ME860 (2ed). Tokyo: Mitsuki.

APENDICE

GLOSARIO

CASCO: cuerpo de la embarcación sin maquinas, arboladura ni pertrechos.

PROA (Pr): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte delantera de la misma.

POPA (Pp): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte trasera de la misma.

BABOR (Br): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte izquierda (viendo hacia proa) de la misma.

ESTRIBOR (Er): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte derecha (viendo hacia proa) de la misma.

CUBIERTA: cada uno de los pisos en que esta dividida la embarcación.

CUADERNAS: piezas curvas que van desde la quilla hasta la borda, formando el esqueleto de la embarcación.

OBRA VIVA: zona del casco que permanece sumergida o por debajo de la línea de máxima carga.

OBRA MUERTA: zona del casco que permanece fuera del agua o por encima de la línea máxima carga.

ESLORA TOTAL: distancia comprendida desde la popa hasta la proa en su parte superior.

MANGA: anchura de la embarcación, distancia máxima que existe entre costado y costado.

CALADO: distancia entre la línea de máxima carga y la parte mas profunda de la embarcación.

PUENTE DE MANDO: lugar desde donde se dirige el buque. Por lo general desde allí se controla la totalidad de las maniobras.

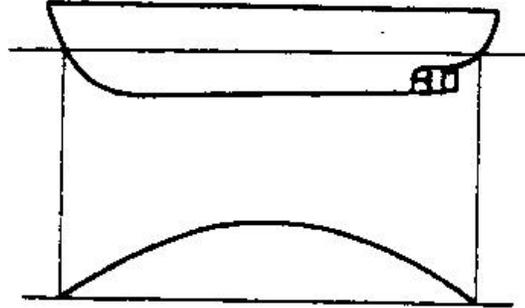
MUELLE: estructura fija al fondo o a tierra con la idea de que las embarcaciones puedan permanecer en un punto fijo sin necesidad de soltar el ancla.

PATA: es el sistema de engranajes de propulsión de una embarcación.

ARBOTANTE: Es un dispositivo compuesto por una caja de rodamientos con un prensaestopas, el cual se utiliza para pasar un eje calibrado desde fuera de la embarcación hacia la sala de maquinas, permitiendo que dicho eje pueda girar a través del casco gracias a los rodamientos y a su vez tenga hermeticidad provista por el prensaestopas.

[ANEXO 1]

Floating and Running
Flotando y navegando



Area curve
Curva de área

FIGURA 1 FLOTACIÓN Y NAVEGACIÓN DE UNA EMBARCACIÓN DEL TIPO DESPLAZAMIENTO PARCIALMENTE SUMERGIDO.

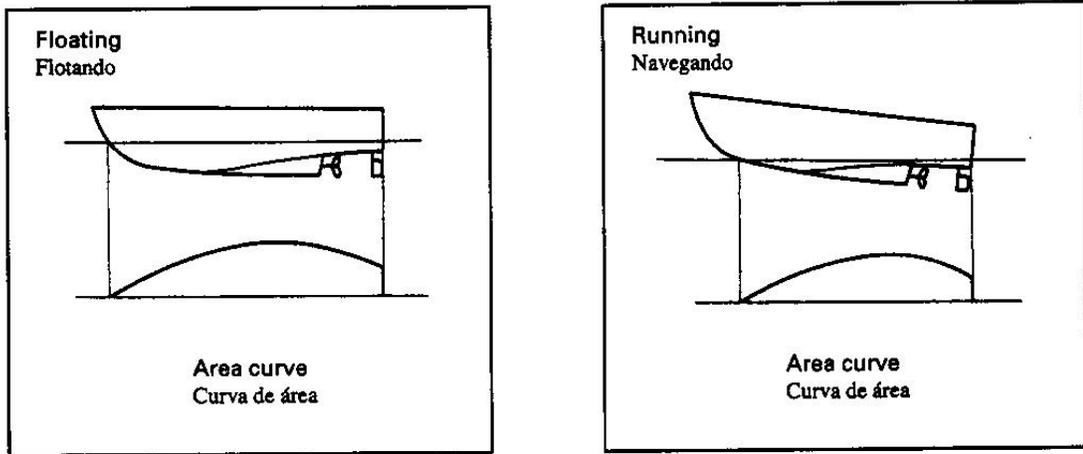


FIGURA 2 FLOTACIÓN Y NAVEGACIÓN DE UNA EMBARCACIÓN DEL TIPO SEMIALETAS HIDRODINÁMICAS.

[ANEXO 2]

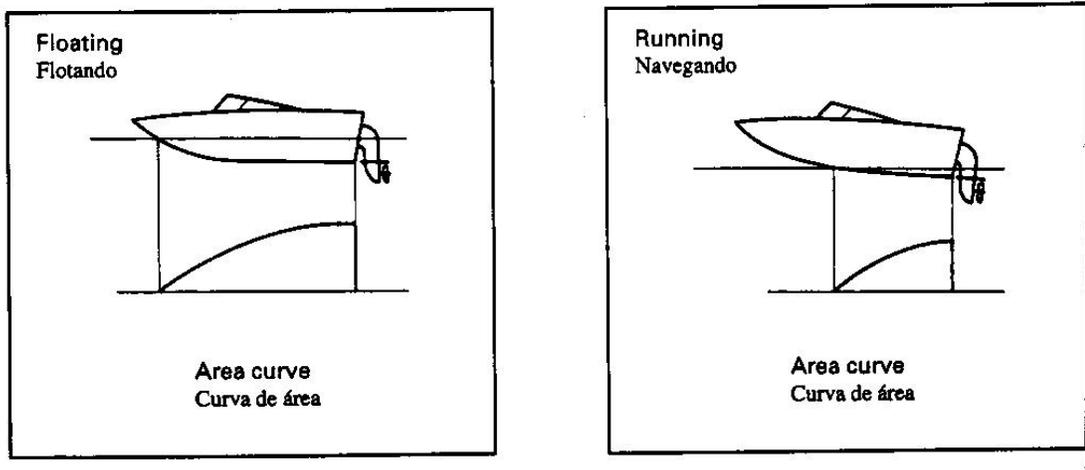


FIGURA 3 FLOTACIÓN Y NAVEGACIÓN DE UNA EMBARCACIÓN DEL TIPO ALETAS HIDRODINÁMICAS.

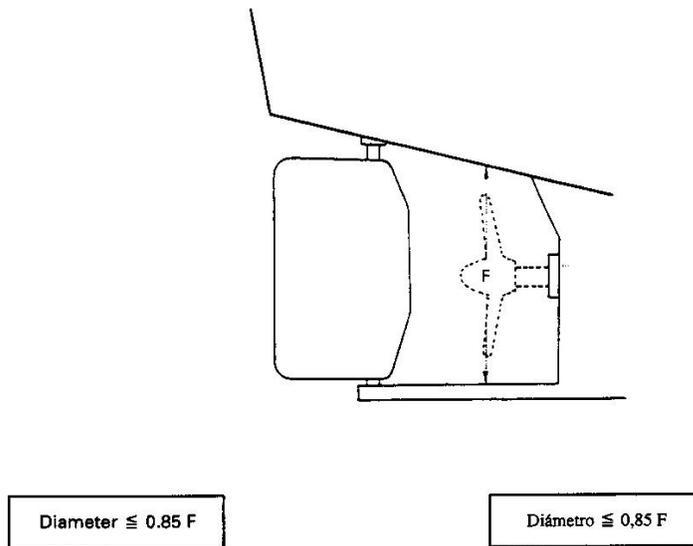


FIGURA 4 FORMULA PARA CALCULAR EL DIAMETRO DE LA PROPELA

[ANEXO 3]

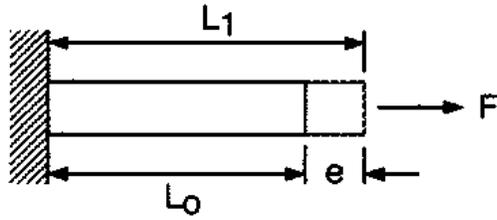


FIGURA 5 MODELO PARA CALCULAR UNA DEFORMACIÓN AXIAL O NORMAL.

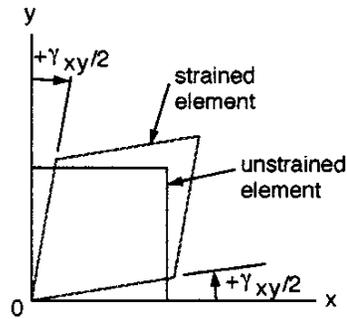


FIGURA 6 ESFUERZOS CORTANTES EN DOS DIMENSIONES

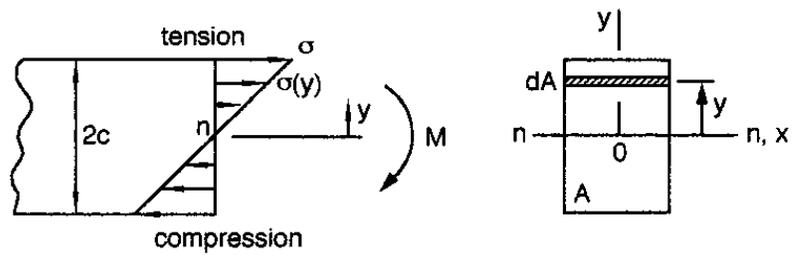


FIGURA 7 MOMENTO FLECTOR APLICADO A UNA VIGA.

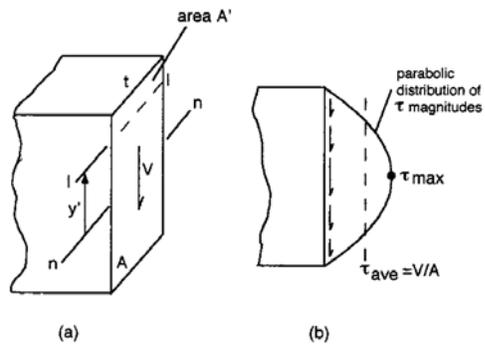


FIGURA 8 DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS CORTANTES TRANSVERSALES.

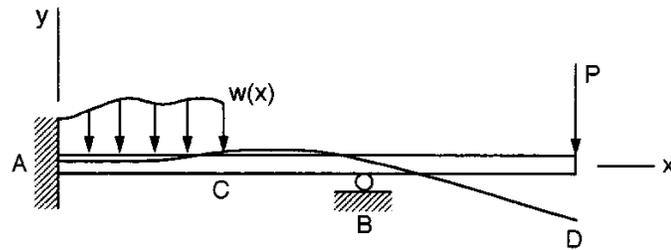


FIGURA 9 CURVA DE LA ELÁSTICA EXAGERADA DE UNA VIGA.

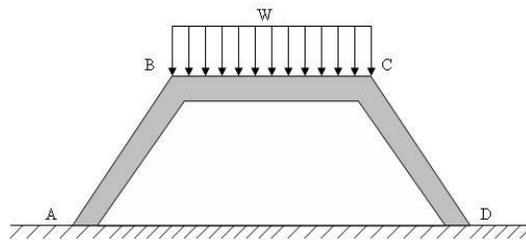


FIGURA 10 MODELO DE BASE PARA EL MOTOR

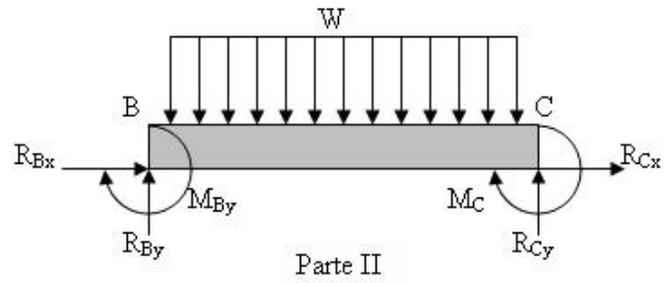


FIGURA 11 REACCIONES EN LA PARTE II

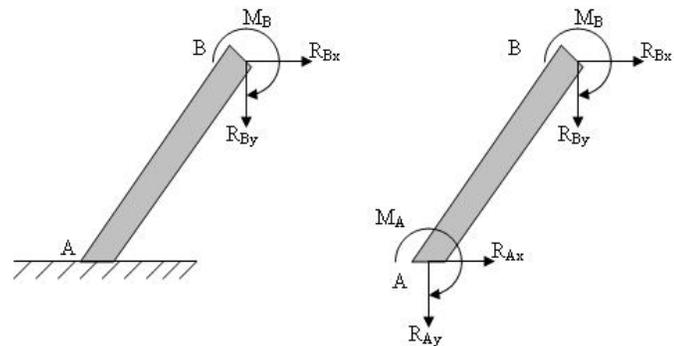


FIGURA 12 REACCIONES EN LA PARTE I

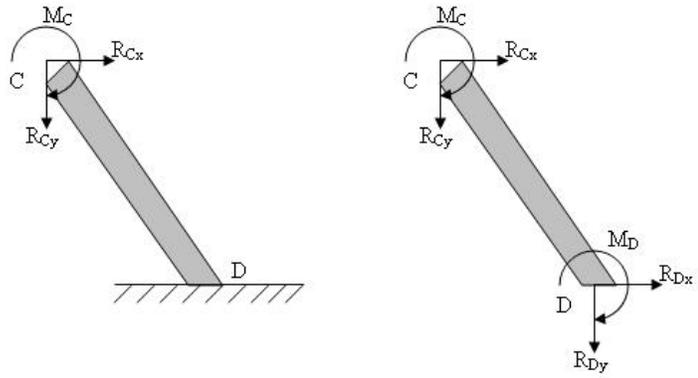


FIGURA 13 REACCIONES EN LA PARTE III

[ANEXO 4]

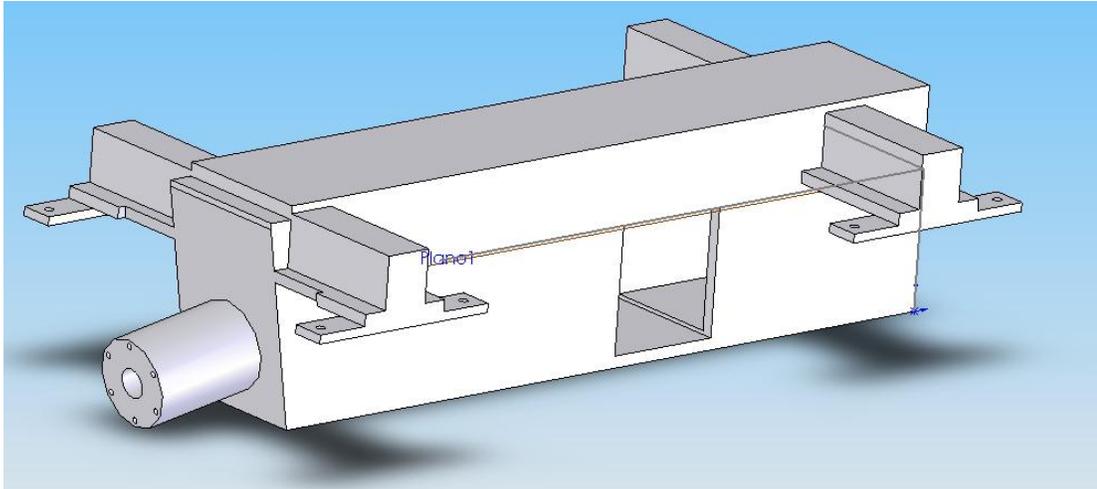


FIGURA 14 HERRAMIENTA PARA ALINEACIÓN

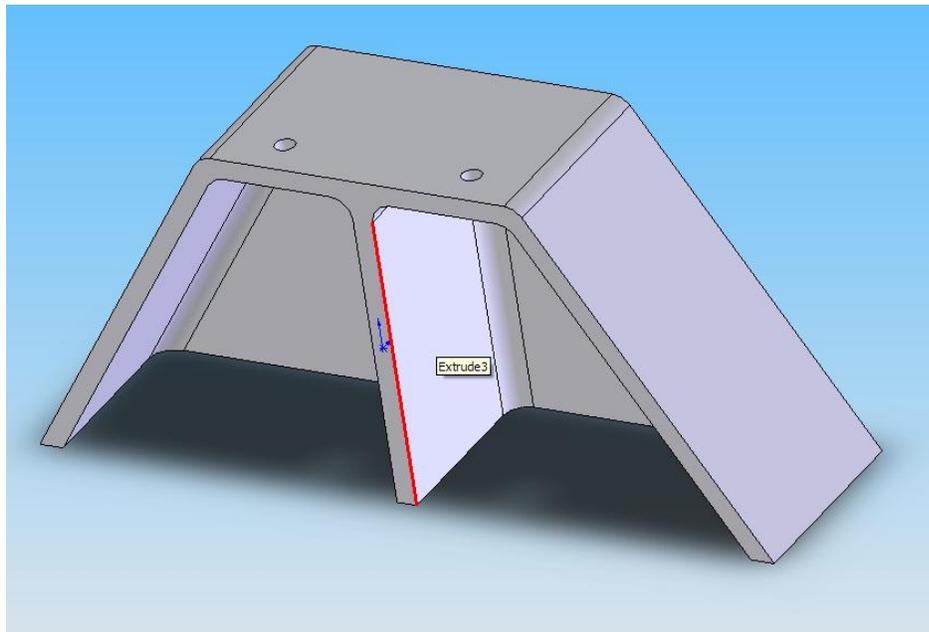


FIGURA 15 MODELO DE LA BASE DEL MOTOR.

[ANEXO 5]

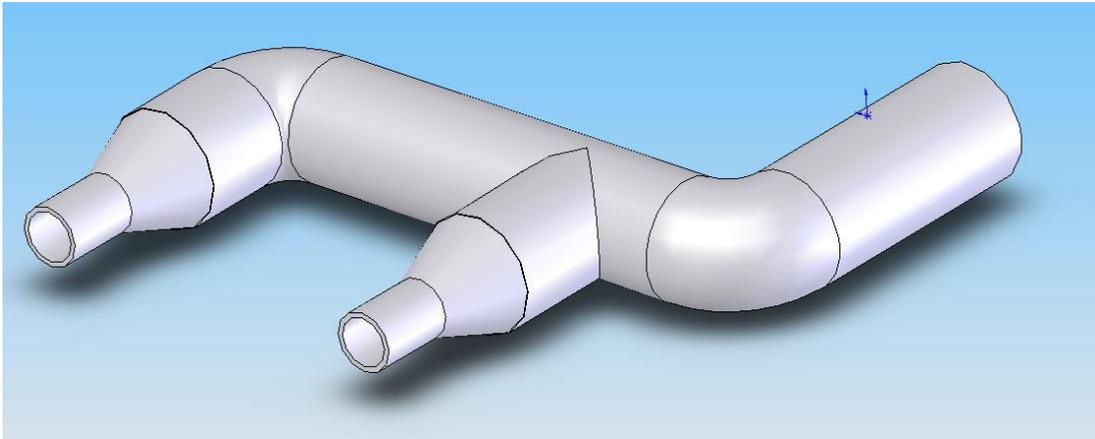


FIGURA 16 DIBUJO DEL SISTEMA DE ESCAPE

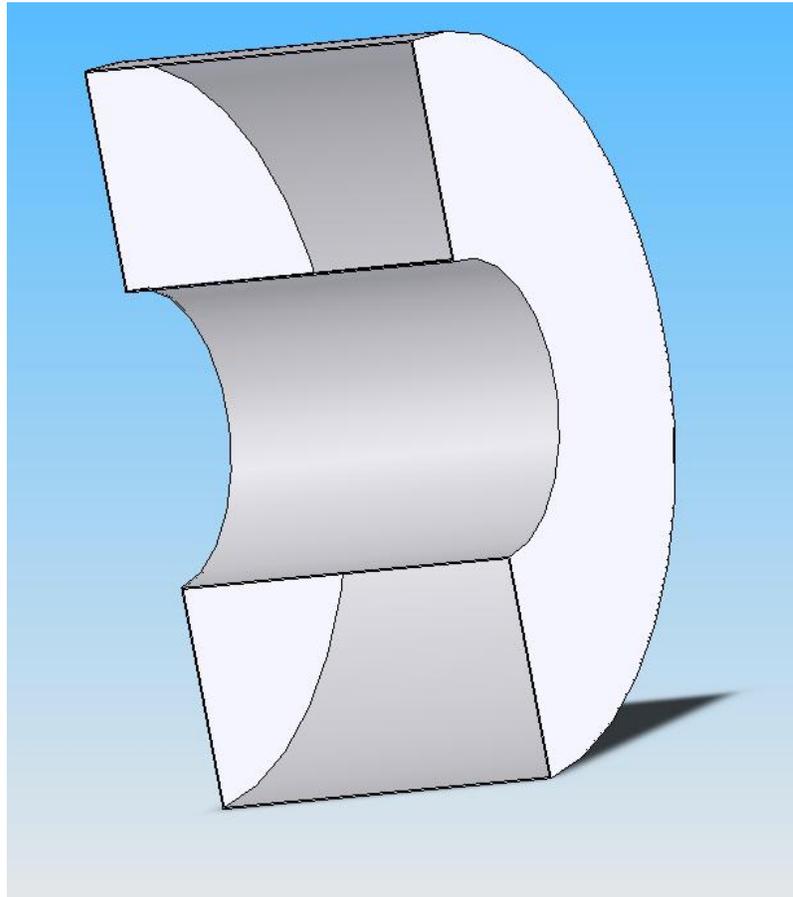


FIGURA 17 DUCTO DE ADMISION

[ANEXO 6]

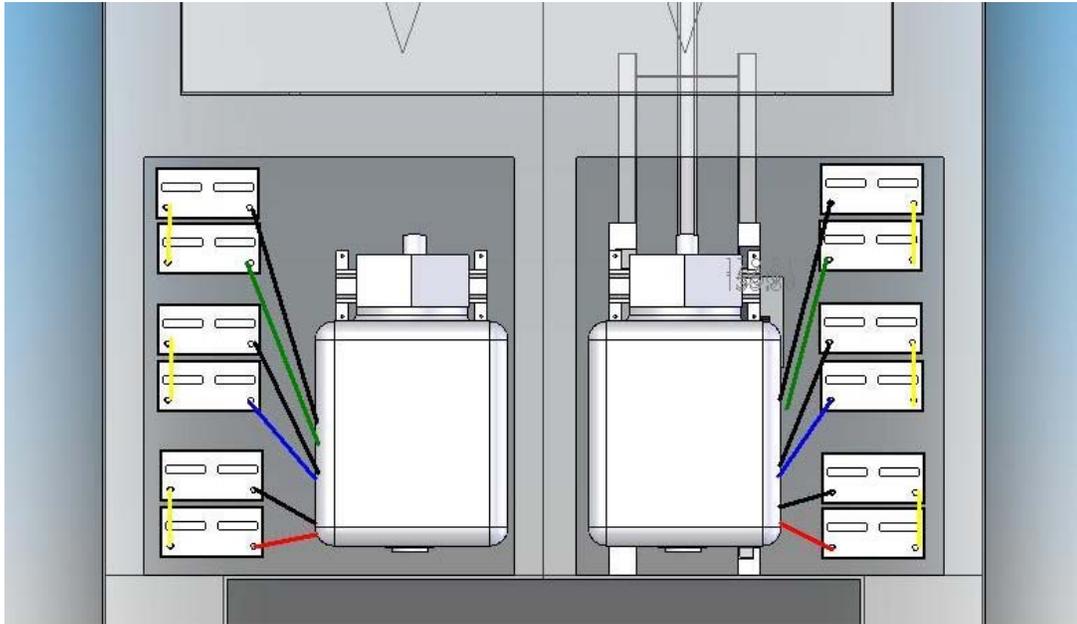


FIGURA 18 POSIBLES RUTAS DEL CABLEADO ELECTRICO

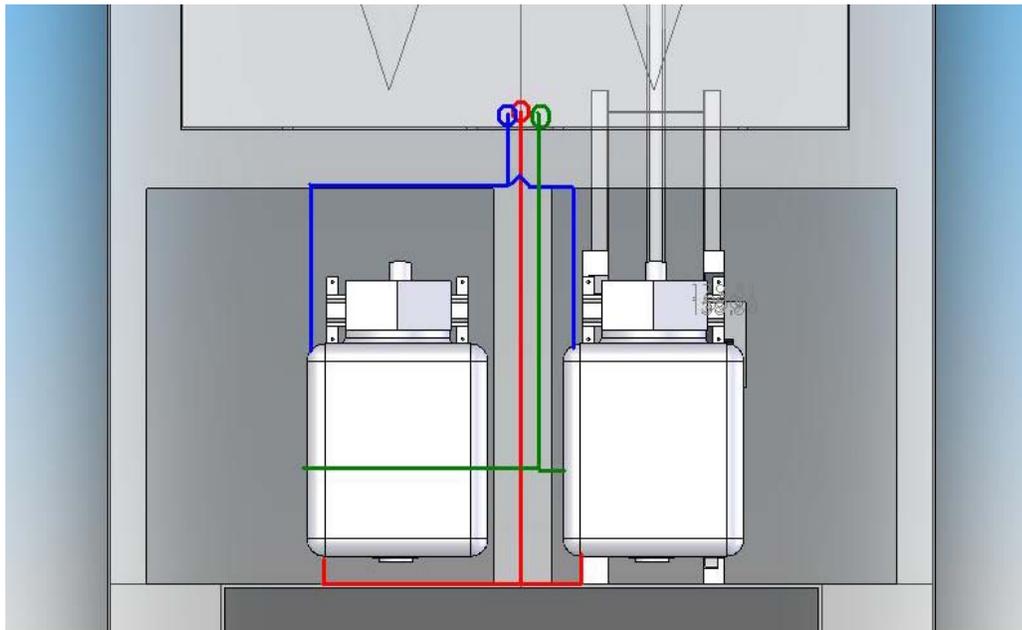


FIGURA 19 POSIBLES RUTAS DEL CABLEADO DE DATOS

[ANEXO 7]

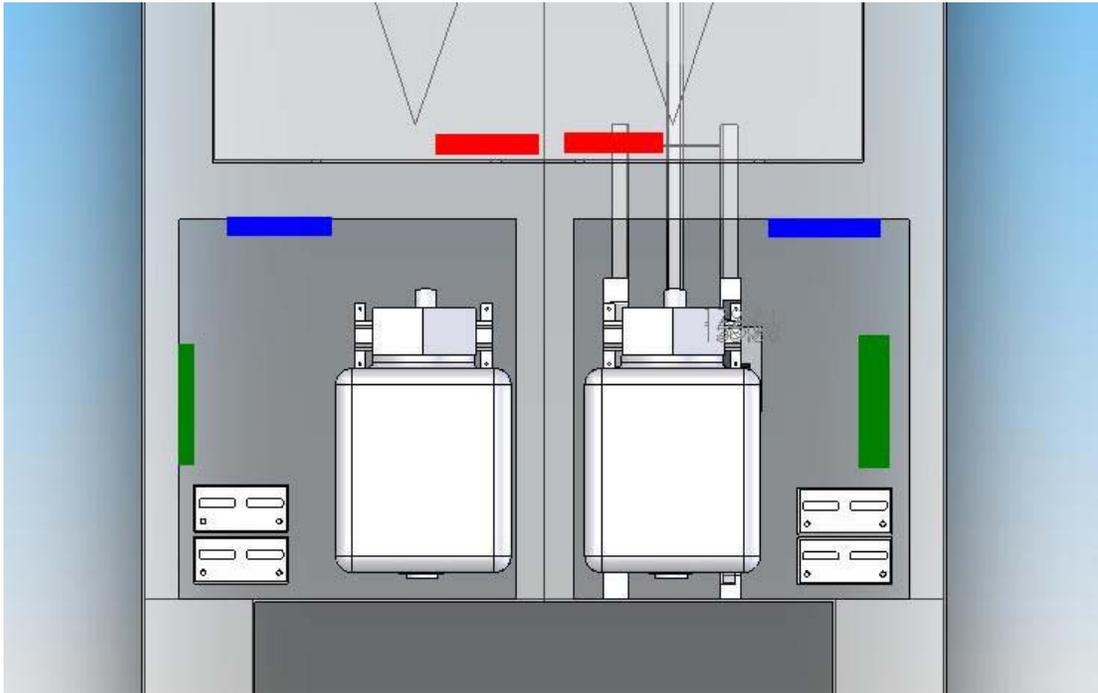


FIGURA 20 UBICACIÓN DE LAS COMPUTADORAS Y RESISTORES

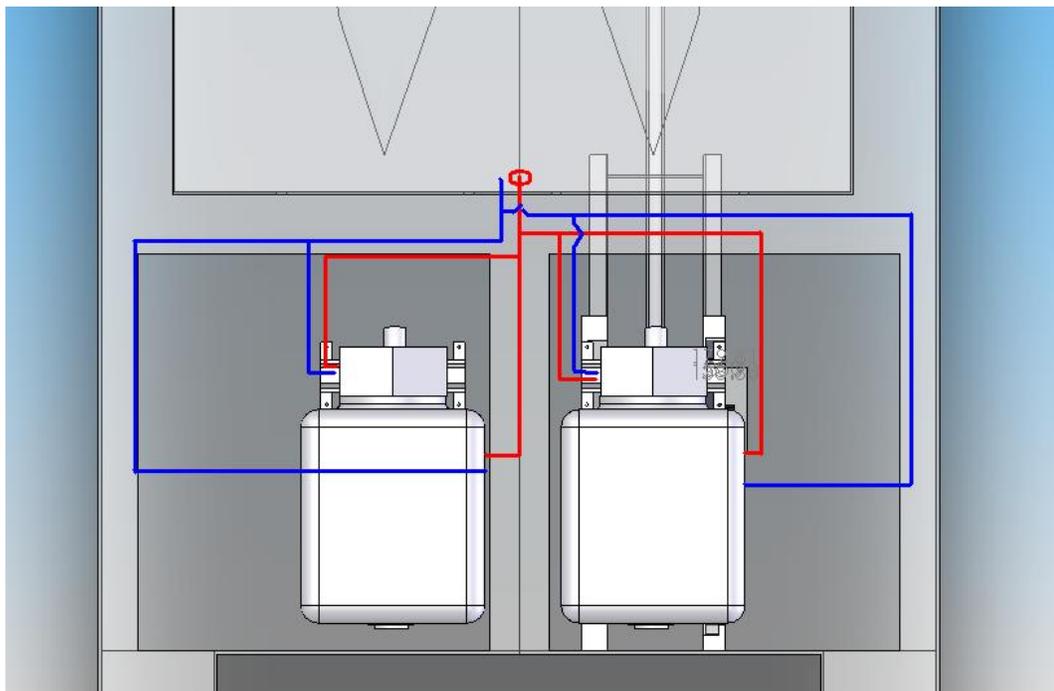


FIGURA 21 UBICACIÓN DE LOS CABLES MORSE