

DISEÑO DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN CON CHORRO DE AGUA Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA UNA EMBARCACIÓN FLUVIAL

Por: Diego Sarzosa B., y, Josè R. Marìn
Egresado de Ing. Naval, 2005, y, Profesor de la FIMCM-ESPOL desde 1984

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó un programa en Visual Fortran para calcular las variables de diseño de un sistema de propulsión con chorro de agua (Flujo másico, Cabezal de la bomba, Potencia en el eje, Velocidad de Rotación de la Bomba, y niveles de Eficiencia Propulsiva). Se aplicó el proceso implementado para obtener el diseño de una embarcación Fluvial (Samarina). Luego se comparó los niveles teóricos de eficiencia del sistema tradicional de propulsión con hélice en agua abierta con el diseño realizado para la embarcación Samarina. Posterior se realizó el diseño y construcción de un sistema prototipo de propulsión con chorro de agua movido por un sistema de pedales, el cual fue instalado en un pequeño bote. El proceso de construcción del prototipo fue realizado en partes, primeramente se diseño la geometría del sistema de ducto, luego se construyó un sistema multiplicador de velocidades, posterior a esto se construyó la bomba y descansos del sistema para finalmente instalar el sistema en la embarcación realizada. Finalmente se realizaron las pruebas del prototipo construido para observar el comportamiento del conjunto casco-sistema propulsor.

SUMMARY

In this work it was developed a computer program written in Visual Fortran to calculate the design variables of a water-jet propulsion system (Mass flow, head of the pump, shaft horsepower, rpm of the pump and overall propulsive coefficient. The implemented process was applied to a river hospital ship (Samarina). Then it was compared the theoretical efficiencies between the traditional system using an open water propeller and the other using water jet. After that it was designed and built a prototype waterjet system for a small boat driven by pedals. The construction process of the prototype was developed by parts, first it was developed the geometry of the duct, then the rpm multiplier; after that the impeller of the pump and the supports of the shaft system, and finally the system was installed on the boat. Finally there were conducted some tests with the prototype to observe the behavior of the system hull-propulsion system.

CONTENIDO

Descripción General de un sistema de propulsión con chorro de agua

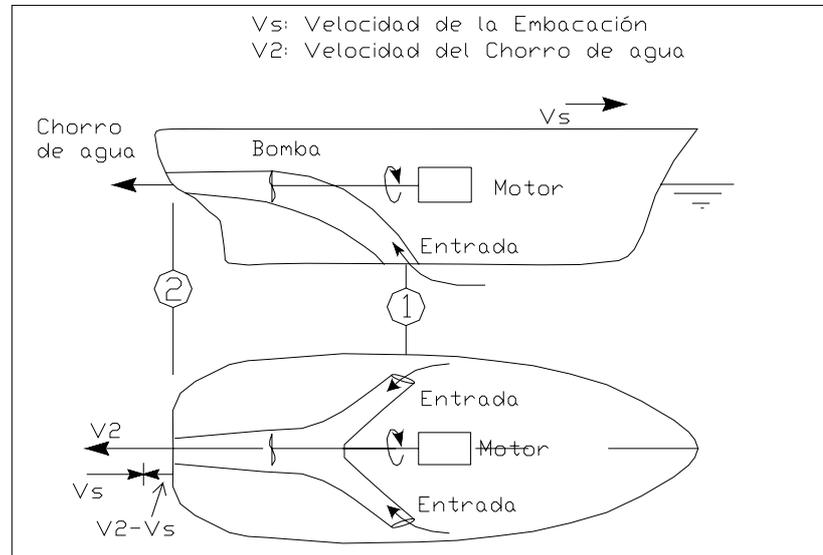


Figura 1.- Esquema del Funcionamiento del Sistema De Propulsión con Chorro de Agua, [8]

En la figura anterior se observa el principio básico de funcionamiento de este sistema de propulsión: el agua ingresa por uno o dos ductos ubicados en el fondo o en el costado de la embarcación. La energía necesaria para vencer la fricción, la diferencia de nivel y el incremento de velocidades es proporcionada por una bomba, la misma que es accionada por un motor. Finalmente el flujo de agua que pasa por el impulsor es acelerado por una tobera, ocurriendo un intercambio de Momentum lo que genera un empuje neto sobre la embarcación.

La propulsión con chorro de agua ya fue aplicada en el año de 1661, [3], en un barco experimental y debido a la inadecuada tecnología y al poco entendimiento en el diseño de las bombas de agua, esos primeros intentos de implementar este tipo de propulsión fueron pocos exitosos. Recientemente la tendencia en la construcción de embarcaciones rápidas y el deseo de operar libre de problemas en aguas pocas profundas ha incrementado el interés en este tipo de propulsión.

Arcand, [4], presenta datos de un estudio en veinte diferentes tipos de botes en los que se implementó este sistema de propulsión, mostrando ser superior al sistema tradicional para aplicaciones de grandes velocidades y para las operaciones de poco calado, todo esto bajo condiciones específicas de operación.

En aplicaciones de altas velocidades la eliminación de la hélice, descansos y sistema de gobierno reducen sustancialmente el arrastre, obteniendo como resultado un mayor coeficiente propulsivo, y una mayor eficiencia total del sistema. La eliminación de la hélice, además, ofrece la posibilidad de mejorar la confiabilidad

en este sistema propulsivo si es diseñado teniendo como condición evitar el ingreso de sustancias de desecho o basura.

Por otro lado, Apollonio, [3], indica que en un corto periodo de tiempo numerosas empresas manufactureras están involucradas en el proceso de construcción de sistemas de propulsión con chorro de agua. Por ejemplo, en los Estados Unidos, Jacuzzi Bros Inc, y, Berkeley Pump Company, controlan el volumen de producción. Hamilton Ltd tiene sucursales en Australia, Nueva Zelanda y Canadá. Kamewa en Suecia, y, Riva Calzón en Italia, desarrollaron sistemas con elevados flujos y bajo cabezal de bombas para aplicaciones comerciales y militares.

La empresa Kamewa lidera la producción mundial de una serie estándar de alta confiabilidad en propulsores con chorro de agua. Según Allison , [1], hay más de doscientos barcos en servicio con sistemas de propulsión a chorro de agua diseñado por dicha empresa, incluyendo una embarcación de la armada de los Estados Unidos (SES 200) la cual fue convertida a propulsión con chorro de agua en 1990. En el Reino Unido, Parker ha construido sistemas de propulsión con chorro de agua desde 1972.

En tamaños pequeños con fines recreacionales y botes pesqueros, miles de "waterjets" son producidos anualmente por Castoldijet en Italia, Berkeley en los Estados Unidos y otros más en todo el mundo. En [1] se presenta un listado de las empresas manufactureras en todo el mundo, donde se detalla información de cada una de las mismas. Este listado se reproduce en los anexos de este trabajo.

1.2 Ventajas en la utilización del sistema de propulsión con chorro de agua.

La mayoría de las investigaciones realizadas han concluido que el sistema de propulsión con chorro de agua presenta su principal ventaja trabajando a altas velocidades, es decir, a partir aproximadamente de veinte nudos el sistema con chorro de agua se vuelve más eficiente que el sistema tradicional.

Esto se refleja en la exigencia de potencia del sistema tradicional versus el sistema con chorro de agua, lo que puede ser entendido de una mejor manera analizando las siguientes figuras, tomadas de [4].

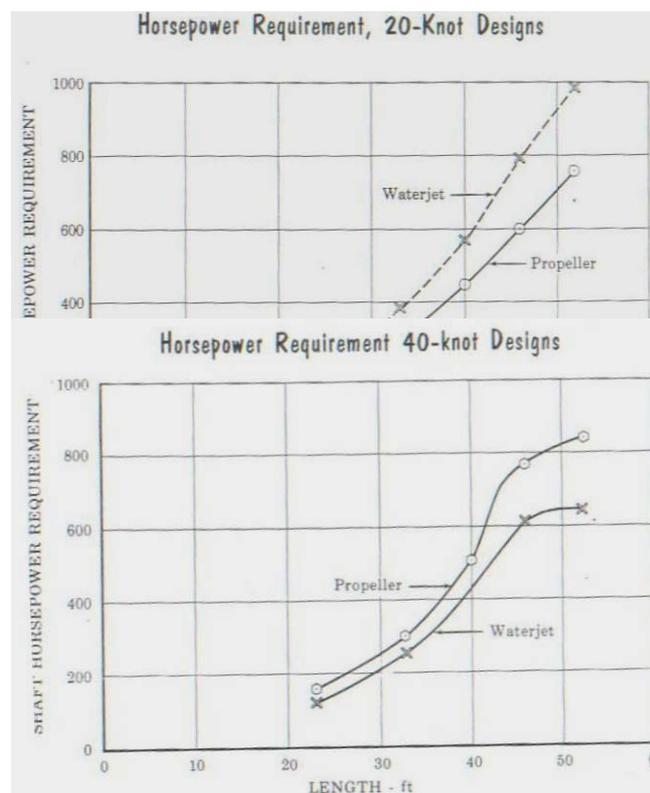


Figura 1.3.- Diagramas de potencia requerida en el eje versus la eslora de la embarcación, [4].

En las figuras anteriores, se observa la ventaja de utilizar el sistema de propulsión con chorro de agua para grandes velocidades en cuanto se refiere a los requerimientos de potencia, que resulta de las altas eficiencias propulsivas logradas.

Por otro lado también se menciona la alta maniobrabilidad que puede ser obtenida desviando la dirección del chorro de agua, por lo que no es necesario instalar un engranaje reductor o inversor. Especialmente en sistemas que emplean turbinas de vapor, turbinas de gas y máquinas diesel, este hecho es uno de los principales atractivos que ofrece el sistema.

Con un diseño apropiado, altas velocidades del eje pueden permitirse sin temor que se produzca cavitación. Además, la bomba puede ser escogida de una gran variedad para igualar las velocidades del motor instalado, permitiendo las aplicaciones de alta exigencia en maniobrabilidad. Asimismo todas las resistencias por apéndices pueden ser reducidas debido a la ausencia de un propulsor montado externamente. Vibraciones y ruido pueden también ser controlados fácilmente, logrando gran importancia en ciertas áreas de aplicación. Allison, [1], presenta una tabla donde se resumen las ventajas del sistema de propulsión con chorro de agua, la misma que se muestra a continuación:

Reducción de la resistencia al avance, dependiendo del tipo de casco.
Ausencia de resistencia por apéndices
Mejor maniobrabilidad
Menor desgaste en la transmisión
Reducción de la distancia de parada
Reducción de requerimientos de potencia a grandes velocidades (sobre 25 nudos)
Reducción de consumo de combustible para cruceros de grandes velocidades
Reducción de vibraciones
Reducción del ruido a bordo
Reducción del peso en algunos casos.

Tabla 1.1: Principales ventajas del sistema de propulsión con chorro de agua, [1].

Por último se debe acotar lo siguiente: La velocidad a la cual el sistema con chorro de agua presenta ventajas propulsivas sobre un propulsor tradicional dependerá de la selección particular del tamaño del propulsor y del chorro de agua ("jet"). Por tanto la selección del diámetro es un compromiso y una cuestión de criterios y experiencia del diseñador.

1.3. Descripción de la embarcación a analizarse

En el río Napo de la Amazonía ecuatoriana opera el barco hospital “Samarina”, prestando servicio médico a los habitantes de esta región, de ahí que su correcto desempeño en su operación diaria es fundamental para garantizar el bienestar de las comunidades de estos sectores. Las características principales de la embarcación mencionada se resumen en la siguiente tabla:

Eslora Total	20 m	Cp	0,744
Eslora	18.25 m	Cw	0,927
Manga	4.59 m	Cb	0,586
Puntal	0.8 m	Cx	0,787
Calado Diseño	0.5 m	Coef. Inerc.Water	0,851
LCB _{T Diseño}	-0.41 m	LCF	0.5 m
S. Mojada _{T Diseño}	85 m ²	MT1	106.3 Ton-m/ m
TP1 _{T Diseño}	77.75 ton/cm		

Tabla 1.2.-Características Principales del B / Hospital Samarina

Actualmente el Samarina opera con dos motores marca Yamaha tipo fuera de borda de 175 HP cada uno, operando en un rango de 4500 – 5500 RPM; las hélices son de tres palas y un diámetro de 36 cm y con razón de reducción de 1.86-1, [15]. El rango de velocidades en que opera la lancha hospital es entre 6 – 11 nudos.

Para los cálculos de la eficiencia propulsiva se necesitarán las formas de la embarcación, las que fueron generadas con el programa GFORMAS-GENNURBS, [15]. La figura muestra una vista de las formas obtenidas.

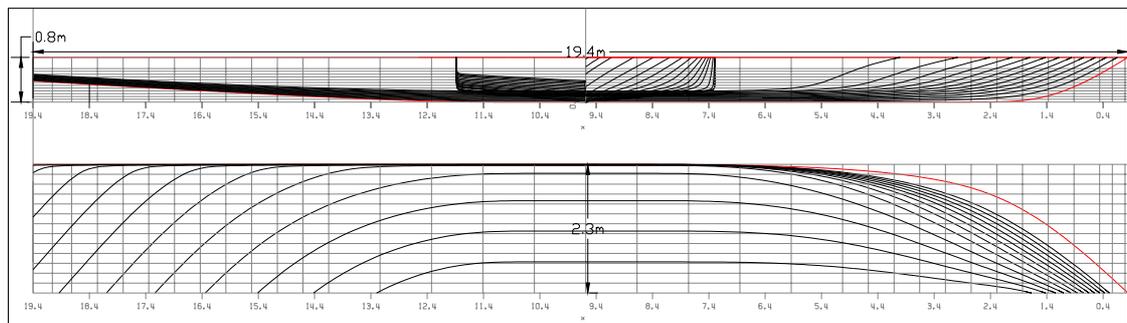


Figura. 1.4.- Líneas de Forma del Barco Hospital SAMARINA

Una vez generadas las formas se obtienen los parámetros Hidrostáticos ejecutando el programa ChidrBuq, [17], determinando de esta manera las variables requeridas para el cálculo de la eficiencia propulsiva del sistema tradicional. Los resultados se presentan en los anexos del presente trabajo.

La distribución general del Barco Hospital es la que se muestra a continuación:

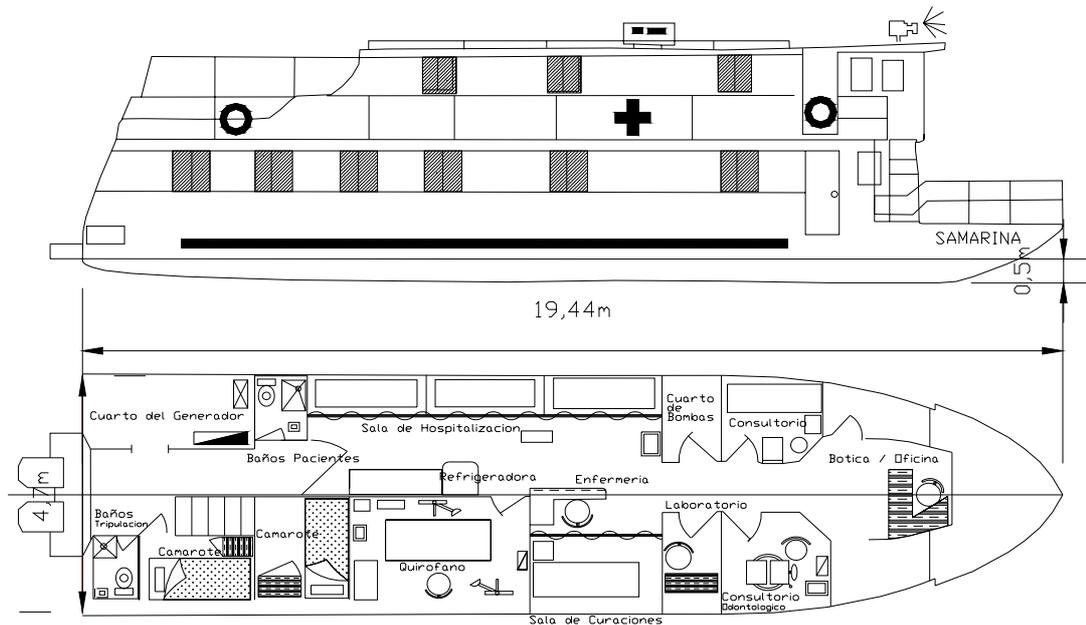


Figura 1.5.- Distribución General de la lancha Hospital Samarina

Evaluación propulsiva con sistema tradicional

Para realizar la evaluación de la eficiencia propulsiva del sistema tradicional de la embarcación Samarina, en un primer paso se empleará el método de Holtrop para estimar la resistencia al avance, utilizando la implementación computacional desarrollada por Marín, [17]. Debido a los efectos de poca profundidad, se va a producir un aumento de calado de la embarcación ya que al existir una menor área de circulación para el agua, se va a producir un incremento de velocidad debajo del casco, lo que implica una reducción de la fuerza neta de Empuje, por lo que la embarcación incrementará su calado para compensar la disminución de Boyantez, dando como resultado un incremento de la resistencia al avance [13]. Además, la velocidad de avance de la ola considerando la limitación de la profundidad resultará afectada, resultando en la velocidad crítica ($V_{ola} = \sqrt{gh}$), de tal manera que si la embarcación intenta avanzar a una velocidad superior a la crítica, se producirá un incremento de la resistencia al avance [13]. Combinado los dos efectos anteriores resulta en mayores requerimientos de potencia. En función de lo anterior se considera un coeficiente multiplicador de 1.25 sobre la resistencia al avance para tratar de representar el efecto explicado.

Una vez determinada la resistencia al avance, se procede a determinar la hélice más eficiente que se puede utilizar para las condiciones de operación de la embarcación. Aunque se pretende evaluar la Eficiencia Propulsiva, sin embargo, también se necesita tener una idea de la tendencia de la misma en función de las variables principales de diseño que son el diámetro y la velocidad de rotación. Se consideran varios diámetros a diferentes velocidades de rotación para establecer la

eficiencia de la hélice en agua abierta para cada una de las condiciones mencionadas, finalmente se escogería la hélice (Paso y Diámetro) que proporcione la más alta eficiencia, pero teniendo presente las restricciones de espacio en el codaste de la embarcación. En la tabla a continuación, se muestran los valores de los parámetros de entrada necesarios para ejecutar el programa DISPROP, [17], módulo correspondiente al análisis de una instalación propulsora.

COEF. P FLOTACION :	9,30E-01	
LCB (% L -1/2L) :	-4,09E-01	%L
SEMI. ANG. ENTRADA :	3,30E+01	°(grad)
DENSIDAD :	1,03E+03	Kg/m ³
VISCOS. CINEMATICA :	8,93E-07	m ² /seg
SUPER. APENDICES :	1,81E+01	m ²
AREA TR. BULBO :	0,00E+00	m ²
ALT.CG. BULBO	0,00E+00	m
CALADO PROA	5,00E-01	m
CALADO POPA	5,00E-01	m
AREA. SUM. ESPEJO	9,80E-02	m
DATOS DEL PROPULSOR: HELICE EN AGUA ABIERTA		
DIAM. PROPULSOR :	3,90E-01	m
Ae/Ao:	6,00E-01	
Z PALAS:	3,00E+00	
NUMERO DE PROP.:	2,00E+00	
EFICIENCIA DEL EJE:	9,65E-01	
INMERS. PROPUL :	6,80E-01	m

Tabla 1.2.-Datos de entrada para ejecutar el programa DISPROP

Las curvas de resistencia, potencia efectiva y eficiencia obtenidas se muestran en las siguientes figuras:

Figura. 1.7.- Curva de Resistencia al Avance de B/ Hospital SAMARINA

Se observa que para obtener una velocidad de 9 nudos se necesita vencer una resistencia de 1000 Kg aproximadamente, y a una velocidad de 10 nudos la resistencia es de 1200 Kg. Por último la curva de la eficiencia propulsiva para cada uno de los diámetros propuestos, y para cada una de las velocidades de rotación probadas (2420, 2690, 2960 prpm) se presenta a continuación:

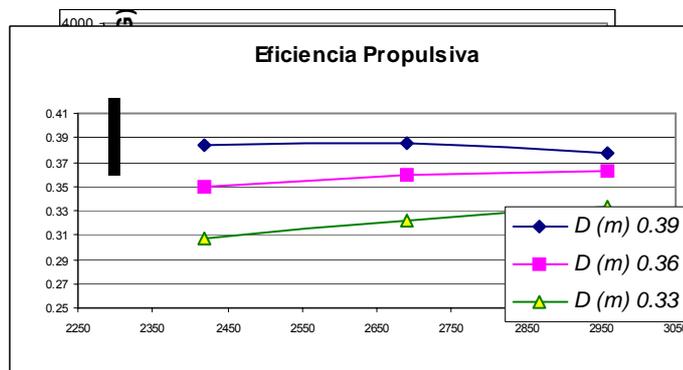


Figura. 1.9.- Curva de Eficiencia Propulsiva (η)- B/ Hospital Samarina

Implementación computacional del proceso de diseño del sistema.

El programa que se ha implementado para diseñar un sistema de propulsión con chorro de agua está escrito en lenguaje Visual Fortran. Se han usado las referencias [1], [5], [8] y [22] para determinar las variables de diseño del sistema de propulsión con chorro de agua. El procedimiento que se sigue es el que está descrito en [8], que se puede resumir de la siguiente manera:

1. *Asumir un Diámetro de entrada al impulsor*
2. *Escoger la geometría del sistema de ducto:* Esto es el número de ductos de entrada, tipo de entrada (rectangular o elíptica), ángulo de inclinación del ducto de entrada, curvatura del ducto y relación entre diámetro y altura del eje de la bomba.
3. *Seleccionar la tobera:* Esto comprende elegir el diámetro y la forma de la sección.
4. *Estimar las pérdidas que se van a producir en la geometría*
5. *Determinar las características de la bomba,* tales como diámetro del impulsor, ángulo de ataque, cabezal, caudal, NPSH, y, número de álabes.
6. *Estimar la eficiencia del jet:* Se utiliza la relación presentada en [8], para lo que se necesita conocer las pérdidas, la velocidad del chorro de agua y la velocidad de la embarcación.
7. *Estimar las diferentes eficiencias involucradas en el sistema:* Estas son eficiencia del casco, bomba, transmisión mecánica, y, relativa rotativa.
8. *Calcular la Eficiencia Propulsiva total:* Es igual al producto de todas las eficiencias anteriormente estimadas.

En los anexos se adjunta el diagrama de flujo que describe este proceso y el código fuente del programa escrito.

Para que el procedimiento sea exitoso se debe hacer una razonable estimación de las pérdidas que se van a producir en el sistema. Dicho análisis que se detalla en [8] es realizado paso a paso desde la entrada al sistema de ducto hasta la tobera.

Como variables de entrada se tiene la velocidad de la embarcación para una determinada condición y la correspondiente resistencia al avance. El proceso de cálculo que a continuación se explica, es implementado en el programa que se ha preparado para cada uno de los valores de diámetro que se asume. El rango de valores de diámetro asumido es: $0.1 \text{ m} < D_{\text{inlet}} < 0.75 \text{ m}$, con incrementos de 0.05 m

Usando la ecuación del Momentun, aplicada en la dirección del movimiento, sobre el volumen de control que se muestra en la figura (2.12), se tiene:

$$\begin{aligned} T_{\text{NETO}} &= \dot{m}(V_J - V_S) \\ T_{\text{NETO}} &= \rho Q(V_J - V_S) \end{aligned} \quad (2.27)$$

donde,

V_j = Velocidad absoluta del chorro de agua, [m/s],

V_s = Velocidad de la embarcación, [m/s],

Q = Caudal de agua, [m³ / seg],

ρ = densidad del agua, [Kg seg²/ m⁴], y,

T = fuerza de empuje neto sobre la embarcación, [Kg].

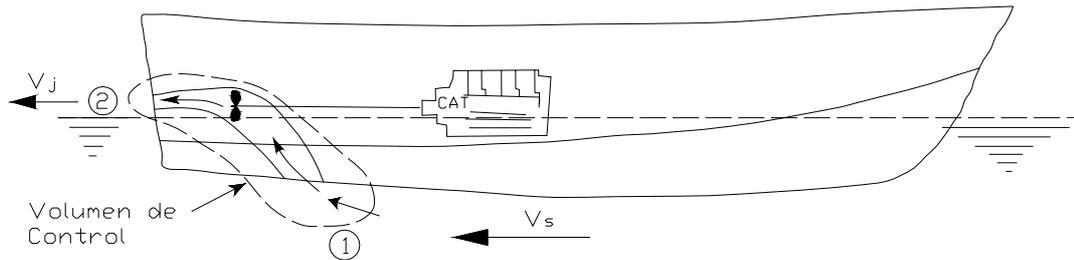


Figura 2.12.- Volumen de Control para el sistema de propulsión con chorro de agua, [26].

Utilizando la ecuación de caudal expresada de la siguiente manera: $Q = A_{\text{Tobera}} V_{\text{Chorro}}$, se obtiene una expresión para determinar la velocidad requerida del chorro de agua para alcanzar un determinado empuje, por lo que es necesario asumir el diámetro de la tobera. En [5], se presenta una aproximación de la fuerza de empuje generada por el chorro de agua, cuando se conoce la potencia del motor principal, el diámetro del ducto y la velocidad del chorro. Esta relación utiliza la geometría de la tobera en la salida. Asumiendo que el diámetro de salida de la tobera es aproximadamente 70% del diámetro de entrada, la aproximación del empuje (libras) es:

$$T = \rho(0.385)D_1^2V_J^2 \left[1 + \frac{V_S}{V_J} \left(\frac{V_J}{V_S} + 1 \right)^{-1.737} - \frac{V_S}{V_J} \right] \quad (2.28)$$

donde

$$V_J = \left[\frac{(1611.7 \text{SHP})^{1.0556}}{(\rho D_1^2)} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad \left[\frac{\text{pies}}{\text{s}} \right]$$

D_1 = Diámetro de entrada, [pies].

ρ = Densidad del agua, [lb / pie³]

En este trabajo se asume que el diámetro de salida de la tobera es 70% del diámetro del ducto de entrada. Por lo tanto se obtiene la siguiente expresión para determinar la velocidad del chorro de agua:

Flujo:

$$Q = A_2 \times V_2$$

Área del chorro de agua en la tobera:

$$A_2 = \frac{\pi \times D_2^2}{4}; \text{ tomando } D_2 = 0.7D_{\text{Inlet}}, \text{ el área de descarga es:}$$

$$A_2 = 0.3848D_{\text{Inlet}}^2, \text{ y el flujo volumétrico:}$$

$$Q = 0.3848D_{\text{Inlet}}^2 \times V_2 \quad (2.29)$$

Esta expresión del caudal se reemplaza en (2.27) y se obtiene:

$$T_{\text{NETO}} = 0.3848\rho \times D_{\text{Inlet}}^2 \times V_J \times (V_J - V_S)$$

$$\frac{T_{\text{NETO}} \times g}{0.3848 \times \gamma \times D_{\text{Inlet}}^2} = V_J \times (V_J - V_S) \quad (2.30)$$

En la tabla 1 que se presenta en [5], se dan valores típicos de los factores de interacción (t , ω y η_R) entre el casco y el propulsor para diversos rangos del número de Froude, la misma que se adjunta en los anexos de este trabajo.

En esta tesis se desea estimar la eficiencia propulsiva del sistema con chorro de agua para medianas velocidades, es decir, para valores del número de Froude menores a 1, por lo que se utilizan los valores recomendados límites para t , η_R y w . Los valores utilizados en el programa para los factores de interacción son:

F. deducción de empuje t	F. estela w	Eficiencia relativa rotativa η_{rr}
0.08	0.02	0.99

Tabla 2.2

Con estos valores la eficiencia del casco resulta en 0.938. Además, la eficiencia mecánica es asumida como 0.95.

La ecuación (2.30) proporciona la velocidad del chorro de agua, por lo que se puede determinar el caudal que se requeriría, ya que se conoce la velocidad de salida y se está asumiendo el diámetro de salida o de la tobera como un porcentaje del diámetro de entrada.

Luego se procede a escoger la geometría del sistema del ducto, para determinar las pérdidas que se van a presentar. En [8], se presenta una figura de la eficiencia de la entrada versus la relación de velocidades $V_i/V_s \cos \beta$, donde β es el ángulo entrada del ducto con respecto a la horizontal, la misma se adjunta en los anexos. Los valores probados en sistemas construidos anteriormente varían entre 15 y 40 grados para los cuales se obtienen eficiencias entre 60 y 70%. Por lo tanto, en este trabajo se utilizará un valor de $\beta=25^\circ$, debiendo recordarse que es factible utilizar

otro valor para β que esté en el rango mencionado, según sea el criterio y la experiencia del diseñador.

Se aproxima la altura de salida del ducto como 1.7 Din, [5], y en función de esto se calcula la longitud total del sistema. Luego se usan las relaciones presentadas en [8] para estimar las pérdidas a lo largo del sistema, y finalmente se escribe la ecuación de energía para estimar el cabezal necesario de la bomba, resultando en la siguiente expresión:

$$H = z + \frac{V_J^2 - V_S^2}{2g} + \sum_i h_i \quad (2.31)$$

donde,

H= Cabezal, [m],

V_J = Velocidad del chorro de agua, [m/s],

V_S = Velocidad de la embarcación, [m/s], y,

h_i = Pérdidas en el sistema por fricción, curvatura del ducto, entrada y, reducción en la tobera, [m].

Como se puede apreciar, la bomba debe suplir un cabezal para vencer la carga de altura, z, proporcionar la carga dinámica, y, vencer las pérdidas, h_i , que van a ocurrir en el sistema de ducto.

En lo que respecta a la estimación de la potencia a ser instalada, se determina la potencia entregada al fluido como:

$$P = \gamma QH$$

$$P = \rho g QH \quad (2.32)$$

donde,

P= Potencia entregada al fluido, [W],

g= aceleración de la gravedad, [m/s²],

ρ = densidad del agua, [kg /m³],

Q= caudal, [m³ / s], y,

H= cabezal, [m].

Se define la eficiencia de la bomba como la razón entre la potencia entregada al fluido sobre potencia al eje, esto es:

$$\eta_P = \frac{\gamma QH}{P_{eje}} \quad (2.33)$$

Arcand, [4], muestra una figura de la eficiencia de la bomba versus la potencia instalada, para embarcaciones menores, cuyas esloras fluctúan entre 3 y 15 m, y operan ente 20 a 40 nudos, donde se aprecia que la eficiencia está en un rango del 80 al 90 %; por lo que en el programa implementado se asume un valor de 0.8 para la eficiencia de la bomba en forma conservativa. La figura mencionada se adjunta en los anexos.

Finalmente la potencia a ser instalada viene dada por:

$$P_{\text{eje}} = \frac{\rho \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] g \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] Q \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] H [\text{m}]}{\eta_P 746}, [\text{HP}] \quad (2.34)$$

Para determinar la velocidad de rotación de la bomba se utiliza la fórmula presentada en [1], donde N es expresada en función del tamaño del impulsor y la potencia de entrada.

$$N = Z \times \text{SHP}^{1/3} \quad (2.35)$$

donde,

$Z=f(D_{\text{in}})$,

D_{in} = Diámetro de entrada al impulsor, [m],

SHP = Potencia en el eje, [HP], y,

N= revoluciones por minuto, [rpm].

Allison, [1], presenta una curva, figura (93), que relaciona el coeficiente Z versus el tamaño del impulsor, que fue construida basándose en información publicada por la manufacturera Kamewa. Esta curva se adjunta en los anexos. La ecuación regresional obtenida usando una Hoja Electrónica entre Z y D es:

$$Z = 33.78(D_{\text{Bomba}})^{-1.6835} \quad (2.36)$$

En forma similar Blount, [5], presenta una expresión equivalente a la propuesta por Allison, [1]. Si se analiza el comportamiento que tendría N en función del diámetro del impulsor, se ve que para “grandes” valores de D, la velocidad es “baja”, y para “pequeños” valores de D la velocidad es “alta”, lo que es razonablemente consistente con la otra formulación.

Para estimar las restantes características de la bomba, se utilizan las típicas relaciones conocidas, las mismas que se presentan en [1] y se reproducen a continuación:

$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{(H_g)^{3/4}} \quad (2.37)$$

$$\text{NPSH} = H_{\text{AT}} + H_{\text{pi}} + \eta_{\text{in}} \frac{V_{\text{pi}}^2}{2g} - H_i - H_v \quad (2.38)$$

$$N_{ss} = N_s \left(\frac{H}{\text{NPSH}} \right)^{3/4} \quad (2.39)$$

$$\sigma_H = \frac{\text{NPSH}}{H} \quad (2.40)$$

donde,

$NPSH$ = Cabezal de Succión Positivo Neto, [m],
 N_s = Velocidad específica, adimensional,
 N_{ss} = Velocidad específica de succión, adimensional,
 σ_H = Parámetro de cavitación de Thomas, adimensional,
 H = Cabezal de la bomba, [m],
 Q = Caudal de la bomba, [m³/s],
 N = Velocidad de rotación, [rev/s],
 g = aceleración de la gravedad, [m/s²],
 H_{AT} = Cabezal de la atmósfera, [m],
 H_{pi} = Cabezal estático a la entrada, [m],
 η_{in} = Eficiencia de la entrada,
 V_{pi} = Velocidad a la entrada de la bomba, [m/s],
 H_i = Elevación del eje de la bomba sobre la superficie libre, [m], y,
 H_v = Presión de vapor del agua, expresada en [m].

En la parte final de este capítulo se va a realizar el diseño del sistema de propulsión con chorro de agua para la embarcación Samarina, considerada en el Capítulo 1. Ya realizada la estimación de la eficiencia propulsiva del sistema tradicional de propulsión, es posible efectuar una comparación de eficiencia de ambos sistemas propulsivos.

Desde el punto de vista de eficiencia propulsiva, la comparación del sistema de chorro de agua ("jet") con propulsores abiertos no es muy equitativa a menos que las áreas de salida del chorro de agua ("jet") sea la misma que el área de un propulsor abierto, debiendo tenerse presente este criterio en la comparación.

La velocidad y la correspondiente resistencia al avance, necesaria para ejecutar el programa implementado son:

V (nudos)	R. Total (Kg.)
9	757.9
10	975.1
11	1277

Tabla 4.- Datos de entrada para del programa implementado.

Se utilizó un coeficiente de 1.25 en los cálculos para considerar los efectos de reducida profundidad en la ejecución del programa. A continuación se muestra en una tabla los valores de eficiencia y potencia obtenidos con el programa implementado para un diámetro de salida de la tobera de 0.35 m, y los valores obtenidos con [17] para el sistema tradicional con el módulo correspondiente de análisis de un sistema propulsivo.

V (nudos)	R. Total (kg)	SHP(Sist. Trad)	SHP (Chorro Agua)	OPC (Sist. Trad)	OPC (Chorro Agua)
9	757.9	113.6	197.549	0.4063	0.308
10	975.1	164.3	272.655	0.4014	0.313
11	1277	243.0	385.914	0.3913	0.314

Tabla 5.- Comparación de potencia y eficiencia.

Se grafica la eficiencia propulsiva versus la velocidad de la embarcación para analizar su tendencia.

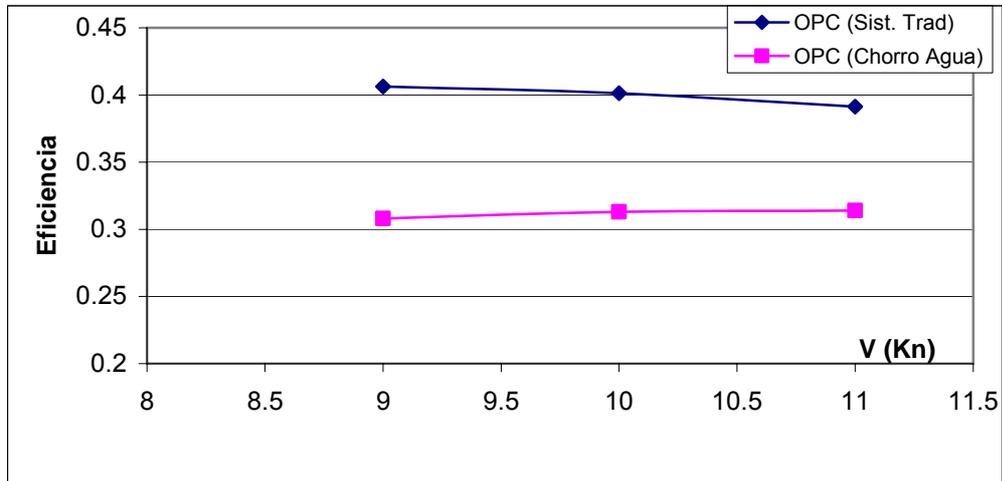


Figura 2.16.- Comparación de Eficiencia Propulsiva.

De igual manera se grafica la potencia versus la velocidad de la embarcación.

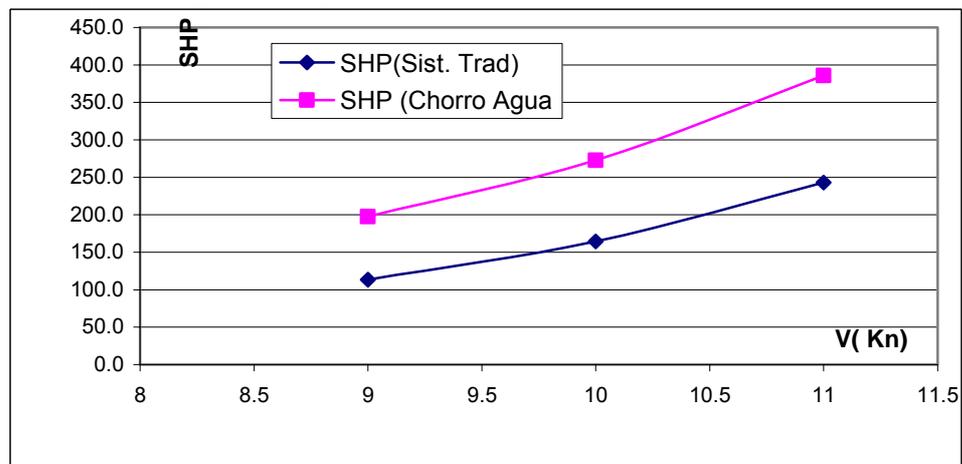
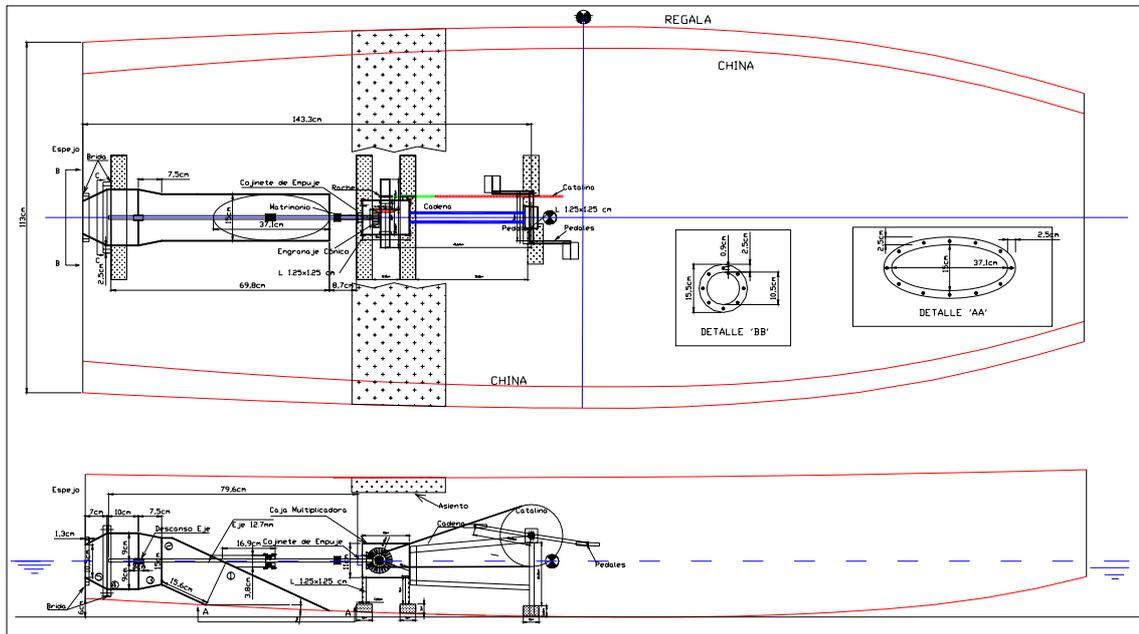


Figura 2.17.- Comparación de potencia en el eje, SHP.

Analizando las figuras 2.16 y 2.17, se confirma que para bajas velocidades de operación el sistema de propulsión tradicional es más eficiente que el sistema con chorro de agua, lo que se ve reflejado en los requerimientos de potencia en ambos sistemas. Además, se resalta que la eficiencia propulsiva obtenida con el sistema de propulsión con chorro de agua está en un orden de magnitud aceptable, por lo que “sacrificando” la eficiencia se pueden obtener las diferentes ventajas citadas en el capítulo 1, teniendo una especial atención la posibilidad de navegar en aguas pocas profundas.

Construcción y Prueba de un Prototipo



Bibliografía.

1. Allison, John, Marine Waterjet Propulsion. SNAME Transactions, vol. 101, 1993, pp. 275 – 335.
2. American Bureau of Shipping, Rules for Building and Classing Steel Vessels, Part 4, Machinery Equipment and Systems, 1996.
3. Apollonio, Howard R, Practical Application of Waterjet Propulsion. Small Craft Engineering Short Course, October 11 – 15, Ann Arbor, Michigan.
4. Arcand, Lionel, Waterjet Propulsion for Small Craft. The Southeast Section Meeting, Miami, Florida, May 26-28, 1966.
5. Blount, Donald L, Propulsor Decisions. Donald L. Blount and Associates, Inc.
6. Clement, Eugene P, How to Use the SNAME Small Craft Data Sheets for Design and for Resistance Prediction. The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York, May, 1963.
7. Emerson Power Transmission, Seal Master, Bearing Products, Catalogue BP-88.
8. Hun Chol, Kim, Hydrodynamic Aspects of Internal Pump-Jet Propulsion. Department of Naval Architecture and Marine Engineering, University of Michigan.
9. Jara, Wilmo, Notas de clase de Montaje e Instalación a Bordo. Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL, 2004.
10. Larburu, Arrizabalga Nicolás, Calderería Técnica, Trazados Fundamentales, Volumen 1, Madrid 1979.
11. Lewis, Edgard V., Principles of Naval Architecture, vol. II, Second Revision. SNAME, 1988.
12. MacPherson, Donald M, A Universal Parametric Model for Waterjet Performance. Hydrocomp, Inc, 1999.
13. Marín, José. R, Notas de Clase de Proyecto del Sistema Propulsor. Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL, 2005.
14. Marín, José. R, Estimación de la Resistencia al Avance con Influencia de una Profundidad Limitada. I Jornadas de Ciencia y Tecnología, Quito, junio, 2005.
15. Marín, José R., Informe Final Proyecto de Experimentación Hidrodinámica de una Embarcación Fluvial Prototipo. ESPOL, FIMCM, 2004.
16. Marín, José Rolando, GFORMAS-GENNURBS: Generación Preliminar de Formas de una Embarcación. ESPOL, FIMCM, 2000.
17. Marín, José Rolando, DISPROP-EFICPROP: Implementación Computacional del Cálculo de la Resistencia al Avance propuesto por Holtrop y Estimación de Características Propulsivas de una hélice. ESPOL, FIMCM, 2000.
18. Marín, José Rolando, ChidrBuq: Cálculos Hidrostáticos del Buque. ESPOL, FIMCM, 2000.
19. Mariscal, Cristóbal, Formulación y Evaluación de Proyectos. ESPOL-FIMCM, 2004.
20. Moreno, Juan Fernando, Notas de clase de Programación Aplicada 1. Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL, 2003.
21. Núñez, José F, Resistencia, Propulsión y Proyecto de Hélices de Buques Pesqueros. ESPOL, Guayaquil, 1980.
22. Pozo, Manuel, Turbomaquinarias Hidráulicas, tercera edición, 1983.

- 23.** Scobe, Alister, Some Aspects of Waterjet Design; Application; Installation and Operation. Hamilton & Co. Ltd.
- 24.** Streeter, Víctor L, Mecánica de Fluidos, Novena Edición.
- 25.** Stephanoff, A, Centrifugal and Axial Flow Pumps. John Wiley, 1957.
- 26.** Ullman, Kilgore, The Propulsive Coefficient for Jet Systems. University of Michigan, April 3, 1965.
- 27.** Wislicenus, G.F, Pumping Machinery for Marine Propulsion. The Pennsylvania State University.
- 28.** www.elengranaje.com