



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MARITIMA Y CIENCIAS DEL MAR

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

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de:

INGENIERO NAVAL

Presentada por:

Diego Felipe Sarzosa Burgos

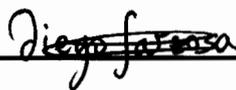
Guayaquil – Ecuador

2006

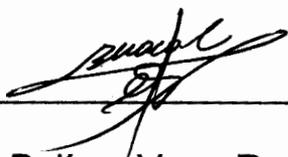
DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la Escuela Superior Politécnica del Litoral".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL)

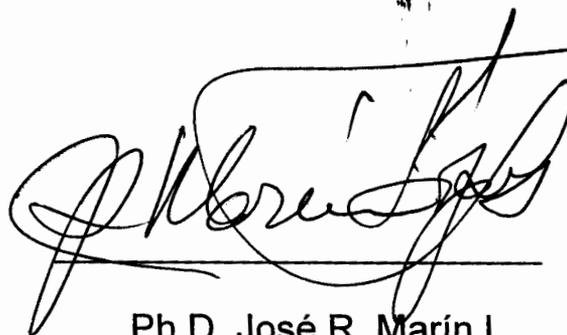


TRIBUNAL DE GRADO



Ing. Bolívar Vaca R.

Presidente del Tribunal



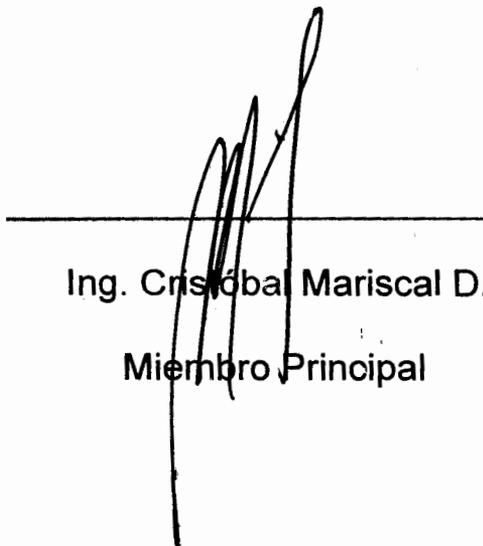
Ph.D. José R. Marín L.

Director de Tesis



Ing. Marco Velarde T.

Miembro Principal



Ing. Cristóbal Mariscal D.

Miembro Principal

AGRADECIMIENTO

A DÍOS, por haberme proporcionado
paciencia, sabiduría, y fuerza necesaria para
la elaboración de esta Tesis

Al Ph.D. José R. Marín López, por su
paciencia y permanente apoyo para el
desarrollo de esta Tesis

DEDICATORIA

**A Mis padres, hermanos, sobrinos,
profesores, y amigos.**

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 diseñó 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.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	II
INDICE DE TABLAS.....	IV
INDICE DE FIGURAS.....	VI
INTRODUCCIÓN.....	X

CAPITULO 1

Descripción y Ventajas del Sistema de Propulsión con Chorro de Agua

1.1 Revisión histórica del sistema de propulsión con chorro de agua..	1
1.2 Ventajas en la utilización del sistema de propulsión con chorro de agua.....	2
1.3 Descripción de la embarcación a analizarse.....	8
1.4 Evaluación propulsiva con sistema tradicional.....	12

CAPITULO 2

Diseño del Sistema de Propulsión con Chorro de Agua

2.1 Criterios para el diseño óptimo del sistema de propulsión con chorro de agua.....	22
2.2 Selección de características de la bomba.....	25
2.3 Diseño de Entrada, Ducto y Tobera.....	40
2.4 Selección de Eje, Cojinete de Empuje y Descansos.....	47
2.5 Determinación de la eficiencia propulsiva total del sistema.....	50
2.6 Implementación computacional del proceso de diseño del sistema.....	54

CAPITULO 3
Construcción y Pruebas de un Prototipo

3.1 Diseño Hidrodinámico del Sistema Prototipo.....	73
3.2 Diseño Mecánico del Sistema Prototipo.....	81
3.3 Pruebas y Evaluación del Prototipo Construido.....	89

CAPITULO 4
Análisis de Resultados

4.1 Comparación de Eficiencia Propulsiva del Sistema Tradicional versus el Sistema con Chorro De Agua.....	103
4.2 Seguridad y Mantenimiento del Sistema.....	107
4.3 Análisis de Costos de Instalación y Operación del Sistema.....	109

CONCLUSIONES..... 114

RECOMENDACIONES..... 118

ANEXO 1: Empresas Manufactureras, Cálculos Hidrostáticos Y Diagrama De
Burrill

ANEXO 2: Diseño Del Sistema De Propulsión Con Chorro De Agua

ANEXO 3: Construcción del Prototipo del Sistema con Chorro de Agua

BIBLIOGRAFIA

INDICE DE TABLAS

No.

1.1 Principales ventajas del sistema de propulsión con chorro de agua.....	8
1.2 Características Principales del B / Hospital Samarina.....	9
1.3 Datos de entrada para ejecutar el programa DISPROP.....	13
1.4 Parámetros para estimar el nivel de cavitación B/ Samarina.....	18
1.5 Niveles de Cavitación posterior - B/ Hospital Samarina.....	20
2.1 Número de álabes para una bomba axial en función de la velocidad especifica.....	40
2.2 Coeficientes de interacción Casco-Propulsor.....	59
2.3 Datos de entrada para del programa implementado.....	65
2.4 Comparación de potencia y eficiencia.....	66
3.1 Dimensiones principales del bote.....	74
3.2 Características hidrostáticas del bote.....	75
3.3 Potencia promedio disponible.....	76
3.4 Proporciones asumidas para la construcción del sistema de ducto.....	78
3.5 Diseño de Bomba axial.....	81
3.6 Diseño de la geometría del sistema de ducto.....	84

3.7 Características geométricas de los piñones y engranajes del sistema multiplicador de velocidades diseñado.....	88
3.8 Longitud de la cuerda de la aspa de la bomba axial.....	96
4.1 Datos del propulsor.....	105
4.2 Detalle de los costos de construcción, instalación y mantenimiento de un sistema prototipo de propulsión con chorro de agua.....	112

INDICE DE FIGURAS

No.

1.1 Esquema del Funcionamiento del Sistema De Propulsión con Chorro de Agua	2
1.2 Partes de un Sistema de Propulsión con Chorro de Agua	3
1.3 Diagramas de potencia requerida en el eje versus la eslora de la embarcación.....	6
1.4 Líneas de Forma del Barco Hospital Samarina.....	10
1.5 Distribución General de la lancha Hospital Samarina.....	11
1.6 Detalle de la profundidad de inmersión de la hélice.....	15
1.7 Curva de Resistencia al Avance de B/ Hospital Samarina.....	16
1.8 Curva de Potencia Efectiva- B/ Hospital Samarina.....	16
1.9.-Curva de Eficiencia Propulsiva (η)- B/ Hospital Samarina.....	17
2.1 Diagrama Vectorial de la Velocidad absoluta.....	27
2.2 Triángulo de velocidades	29
2.3 Diagrama de velocidades a la entrada y a la salida del rotor	32
2.4 Diagrama de velocidades con vértice común.....	33
2.5 Características principales de los álabes de una bomba axial.....	34
2.6 Fuerzas que actúan sobre un elemento de álabe de una bomba axial...	36

2.7 Esquema de entrada, ducto y tobera.....	40
2.8 Entrada al ducto.....	42
2.9 Caída de presión causada por la curvatura en un ducto.....	45
2.10 Eficiencia versus contracción para varias formas.....	46
2.11 Volumen de Control para el sistema de propulsión con chorro de agua.....	57
2.12 Comparación de Eficiencia Propulsiva.....	66
2.13 Comparación de potencia en el eje, SHP.....	67
2.14 Peso instantáneo añadido por el agua que circula por el sistema de ducto.....	68
2.15 Perfil del ducto para varios posibles diámetros de entrada.....	69
2.16 Potencia en el eje para el sistema con chorro de agua.....	70
2.17 Eficiencia total obtenida.....	70
3.1 Formas generadas del bote.....	74
3.2 Curva de resistencia al avance.....	76
3.3 Programa implementado para la determinación de las características del sistema de propulsión con chorro de agua.....	79
3.4 Plano de la bomba construida.....	81
3.5 Secciones del sistema de ducto.....	82
3.6 Detalle del desarrollo realizado de cada una de las partes del sistema de ducto	85
3.7 Sistema multiplicador de velocidades.....	87
3.8 Sistema de propulsión con chorro de agua.....	89

3.9 Corte de las secciones del sistema de ducto.....	90
3.10 Proceso de unión de las secciones del sistema de ducto.....	91
3.11 Adaptación de chumaceras al planchaje.....	92
3.12 Proceso de maquinado del eje de transmisión.....	92
3.13 Adaptación de los engranajes cónicos.....	93
3.14 Maquinado del eje donde va a trabajar el rache.....	94
3.15 Unión de piezas del sistema de multiplicación de velocidades.....	94
3.16 Sistema multiplicador de velocidades.....	95
3.17 Manzana de la bomba construida.....	96
3.18 Aspa del impeler.....	97
3.19 Unión de aspa a la manzana de la bomba.....	97
3.20 Chavetero e hilos realizados en el eje que trabajará la bomba.....	98
3.21 Soportes del eje de la bomba.....	98
3.22 Soportes del eje de la bomba.....	99
3.23 Impeler de la bomba instalada en el sistema de ducto.....	99
3.24 Sistema de propulsión instalado y operando.....	100
3.25 Sistema de propulsión operando.....	101
4.1 Comparación de eficiencia propulsiva bote FIMCM	106

4.2 Comparación de eficiencia propulsiva para la lancha Samarina.....	106
4.3 Requerimientos de potencia en el eje.....	107

INTRODUCCIÓN

La reducida profundidad que se presenta en un sistema fluvial se convierte en una limitación en el diámetro de la hélice de las embarcaciones que circulan en este medio. Una alternativa factible a implementarse son los túneles en la popa de las mismas, con lo que se obtiene una mejora en el flujo másico de agua que llega a la hélice de la embarcación; sin embargo, estos túneles pueden generar alta turbulencia en el flujo que entra al disco de la hélice. Otra alternativa posible es el uso de propulsión con chorro de agua que ha probado tener una alta eficiencia propulsiva a altas velocidades de navegación. Por lo que es necesario analizar la posibilidad de implementar este sistema de propulsión en las embarcaciones de velocidad media, para que puedan navegar de manera efectiva en ríos con reducida profundidad.

Esta tesis propone en general diseñar el sistema de propulsión con chorro de agua para una embarcación fluvial de velocidad media, y específicamente se pretende:

- o Calcular la eficiencia de un sistema tradicional de propulsión para embarcaciones fluviales que emplea motor fuera de borda.
- o Diseñar la geometría de la bomba y del sistema de ducto requerido

- o Implementar en una herramienta computacional el proceso de diseño del sistema.
- o Comparar la eficiencia del sistema de chorro de agua a medianas velocidades versus el sistema tradicional.
- o Construir e instalar el sistema de chorro de agua en una lancha movida mediante un sistema de pedales.

Los beneficios que se obtendrían con el desarrollo de esta tesis serían determinar las ventajas o desventajas de emplear propulsión con chorro de agua en este tipo de embarcaciones para el rango de velocidades probado. En caso de concluir positivamente sobre la implementación del sistema, se tendría la posibilidad de navegar en aguas someras con mucha más seguridad, se podrá acceder a nuevos sectores por lo que se podría incrementar el comercio y el turismo de los mismos.

Capítulo 1

Descripción y Ventajas del Sistema de Propulsión con Chorro de Agua

1.1 Revisión histórica del sistema de propulsión con chorro de agua.

El mercado que aceptó la propulsión con chorro de agua de una embarcación fue inicialmente lento, pero en una década creció en dos aspectos muy importantes: *competencia y volumen*. Un nuevo sistema de propulsión marino es generalmente complicado o difícil de ingresar en un mercado tan exigente como es la propulsión de las embarcaciones, por lo que el nuevo producto debe demostrar su capacidad de competir con los productos existentes, además, debe adicionar ventajas sobre los demás sistemas. El sistema de propulsión con chorro de agua ha hecho esto en suficientes áreas para ser considerado una alternativa en el caso de buques.

En el sistema de propulsión con chorro de agua una bomba de agua, una tobera y un ducto son usados para proporcionar un chorro de agua a altas velocidades.

Este arreglo de elementos componentes del sistema permite diferenciarlo del sistema tradicional de propulsión; la siguiente figura tomada de la referencia [8] ilustra el sistema de propulsión con chorro de agua.

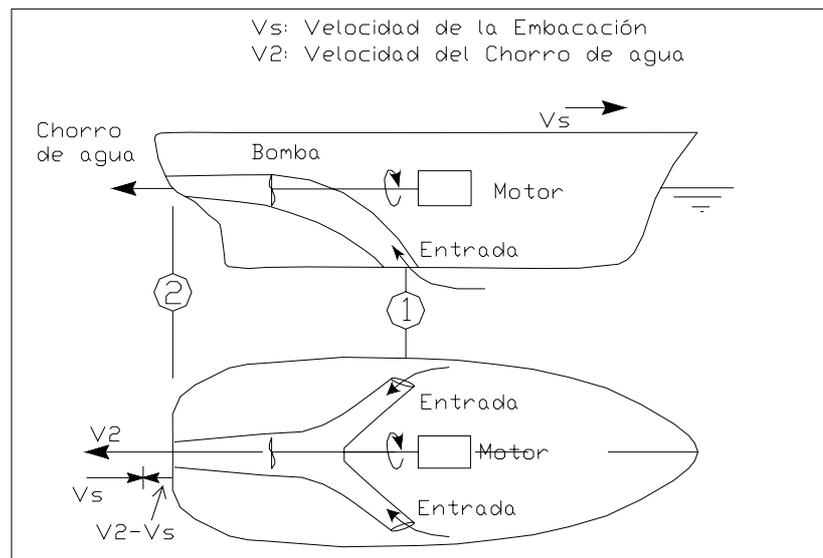


Figura 1.1.- Esquema del Funcionamiento del Sistema De Propulsión con Chorro de Agua, [8]

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.

En la figura que se muestra a continuación se pueden observar con más detalles los diferentes elementos que conforman el sistema de propulsión con chorro de agua.

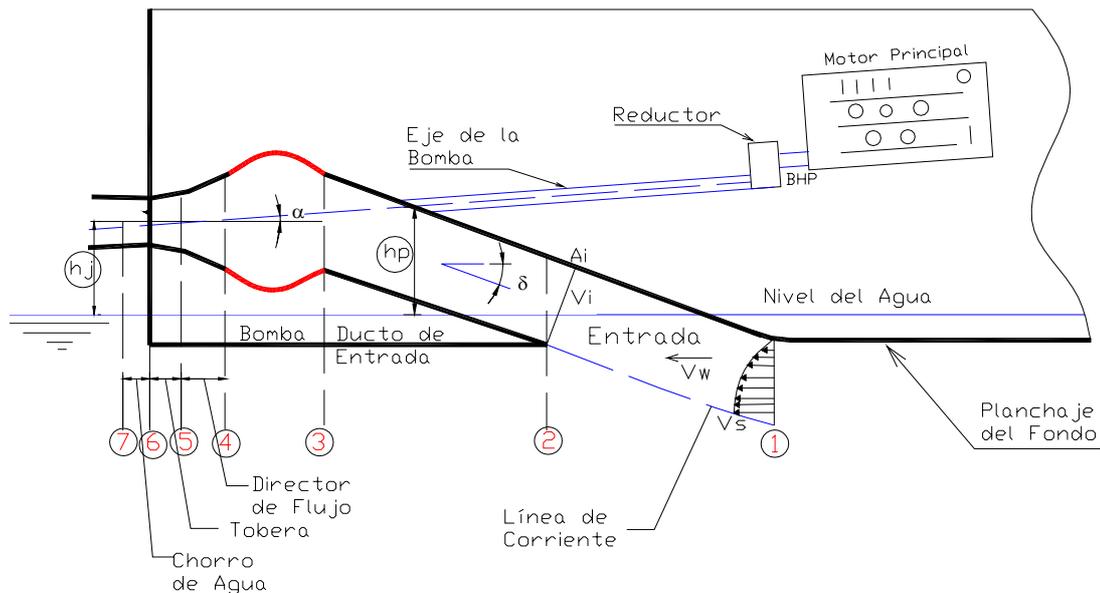


Figura 1.2.- Partes de un Sistema de Propulsión con Chorro de Agua,[1].

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].

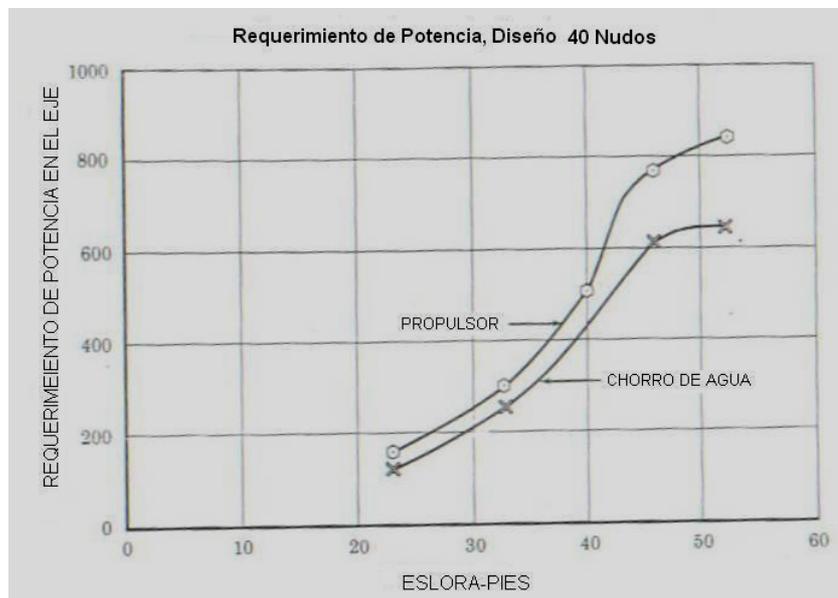
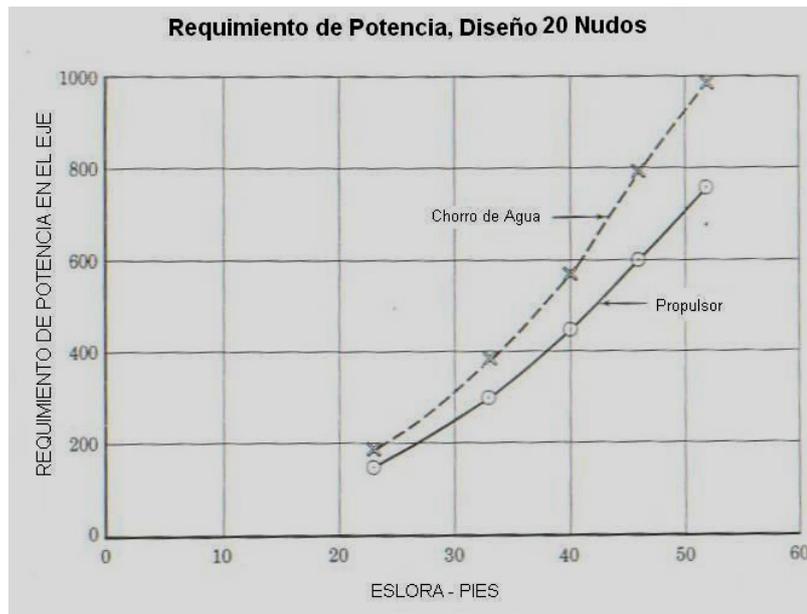


Figura1.3.- Diagramas de potencia requerida en el eje versus la eslora de la embarcación, [4].

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 se resumen en la siguiente tabla.

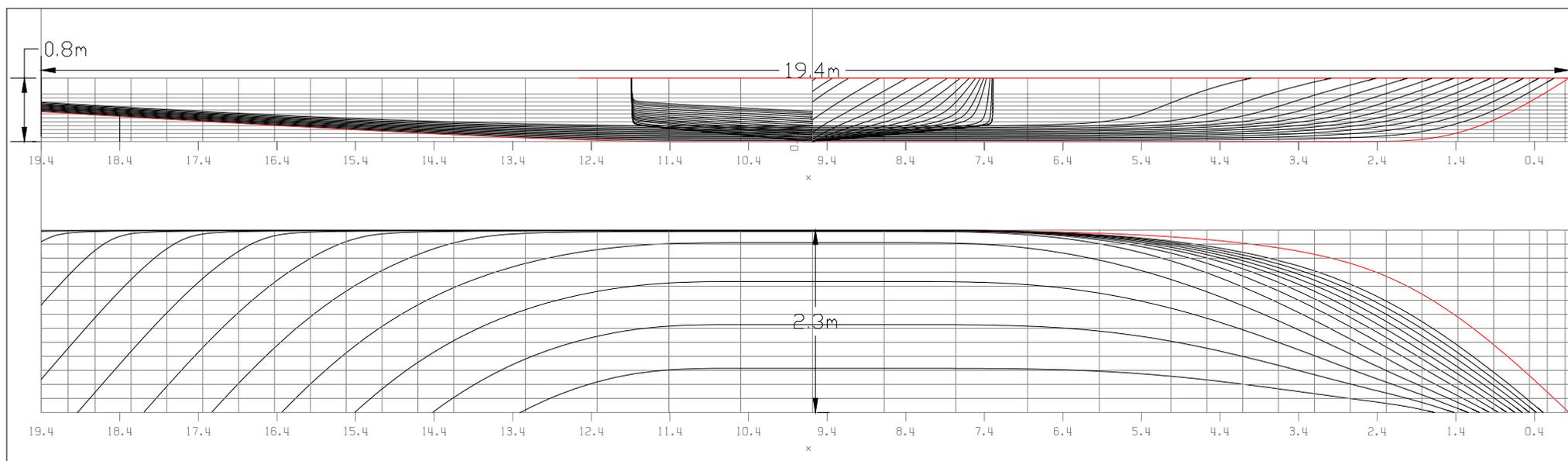
Eslora Total	20 m	Cp	0,744
Eslora	18.25 m	Cw	0,927
Manga	4.59 m	Cb	0,586
Puntal	0.8 m	Cx	0,787
Calado Diseño	0.5 m	Coef. Inerc. Water	0,851
LCB _{T Diseño}	-0.41 m	LCF	0.5 m
S. Mojada _{T Diseño}	85 m ²	MT1	106.3 Ton-m/ m
TP1 _{T Diseño}	77.75 ton/cm		

Tabla 1.2.-Características Principales del B / Hospital Samarina

Actualmente el Samarina tiene dos motores marca Yamaha 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 Forme del Bordo Herrital SAMADINA



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:

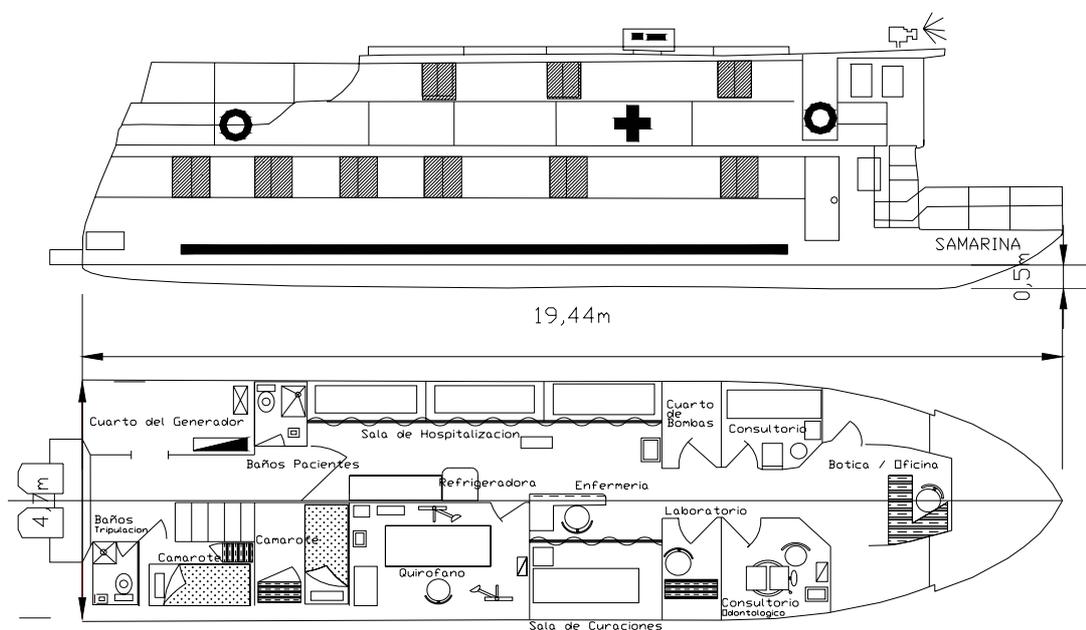


Figura 1.5.- Distribución General de la lancha Hospital Samarina

En los anexos se incluyen fotos de la embarcación, obtenidas en la visita realizada al barco hospital Samarina, durante el trabajo desarrollado por [15].

1.4 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

La estimación de los niveles de cavitación es importante para conocer las condiciones en las que va operar el propulsor, ya que dicho fenómeno puede reducir la eficiencia propulsiva, además genera problemas vibracionales y erosión. Núñez, [21], señala que un parámetro importante que influirá en el valor de la eficiencia propulsiva y en los niveles cavitación es la inmersión de la hélice, ya que la velocidad de la estela es mayor cerca de la superficie del agua lo que provoca una velocidad de avance pequeña. A medida que el punto analizado se aleja de la superficie, la estela disminuye y en consecuencia se tiene una mayor velocidad de avance del agua que ingresa al disco de la hélice. Se consigue de esta manera un flujo más uniforme que entra al propulsor, [21].

Otro factor que se debe tener presente al diseñar un sistema de propulsión es el diámetro del propulsor. Núñez, [21], menciona que un diámetro “pequeño” produce un aumento en la estela, y en forma opuesta un diámetro “grande” tiende a disminuirla. A continuación se muestra en un plano detallado las relaciones apropiadas para determinar la inmersión de la hélice en función del calado y del diámetro de la hélice.

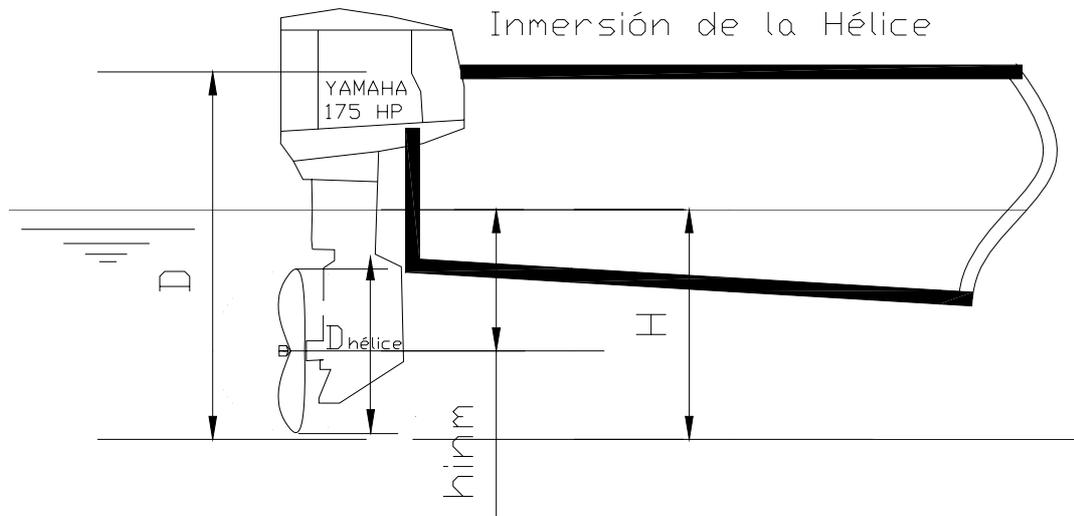


Figura. 1.6. - Detalle de la profundidad de inmersión de la hélice

Una vez estimados todos los parámetros de entrada del programa, se procede a ejecutar y se obtiene la curva de resistencia al avance, Potencia de Remolque (EHP), relación Paso/Diámetro (P/D) y Eficiencia Propulsiva para varias velocidades de rotación. Estos parámetros sirven para estimar los niveles de cavitación a los que estaría expuesta la hélice escogida.

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

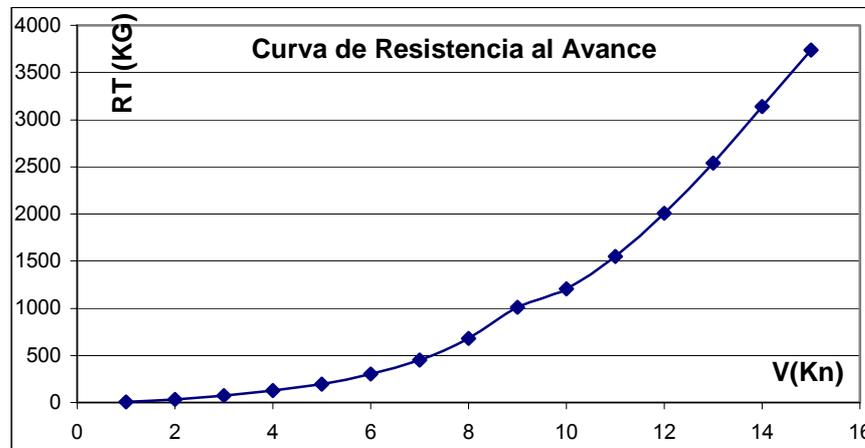


Figura. 1.7.- Curva de Resistencia al Avance de B/ Hospital SAMARINA

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. En forma similar se muestra la curva de potencia de remolque (EHP), la misma que tiene la siguiente forma:

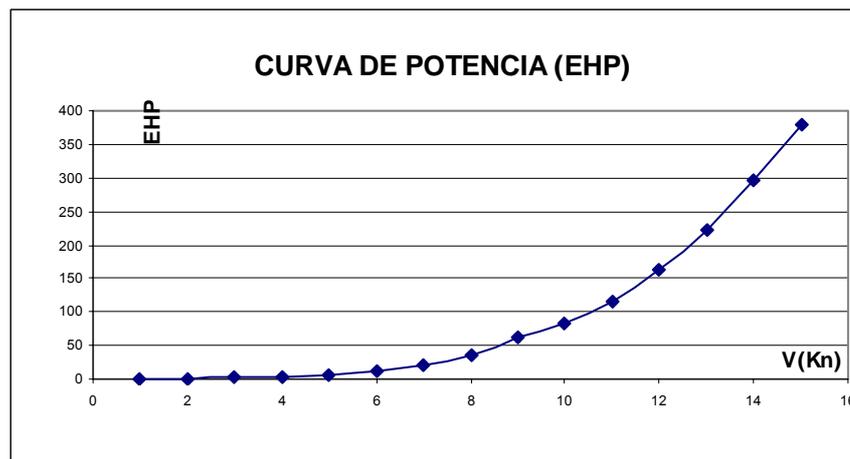


Figura. 1.8.- Curva de Potencia- B/ Hospital Samarina

Para este caso se puede estimar que la potencia necesaria para obtener una velocidad de 9 y 10 nudos son 60 y 80 EHP respectivamente, y conociendo la eficiencia propulsiva total se puede conocer la potencia total del motor requerido.

Po 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) se presenta a continuación:

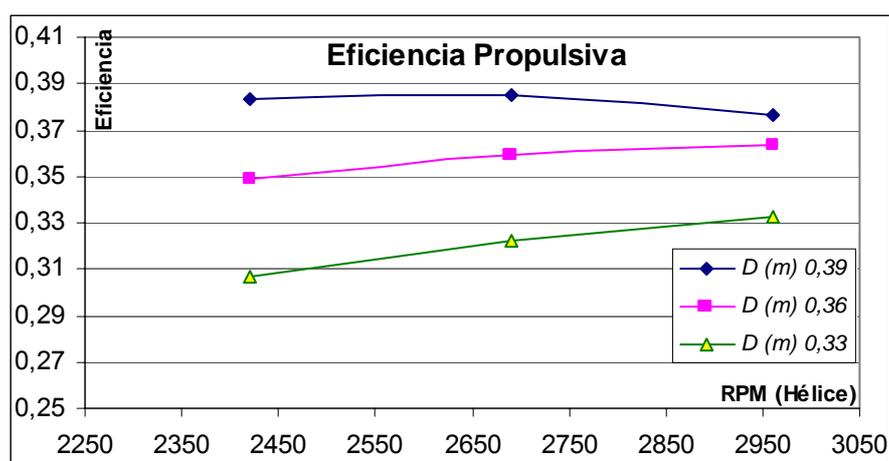


Figura. 1.9.- Curva de Eficiencia Propulsiva (η)- B/ Hospital Samarina

Se tiene que la máxima eficiencia que se podría alcanzar es de alrededor de 0.385 en el caso hipotético que la hélice sea de 0.39 metros de diámetro y gire a 2690 rpm; para un diámetro de 0.36 metros el máximo valor de la

eficiencia será de 0.363 aproximadamente, operando a una velocidad de 2960 rpm.

Finalmente en el diagrama de Burrill que se encuentra en [11], se puede determinar los niveles de cavitación posterior (“Back Cavitation”) a los que estaría sujeta la hélice. Se muestran los valores requeridos para estimar la cavitación de la hélice:

Diámetro [m] =	0,33	
rpm	τ	σ
2420	0,325	0,238
2690	0,263	0,193
2960	0,216	0,160

Diámetro [m] =	0,36	
rpm	τ	σ
2420	0,239	0,200
2690	0,192	0,163
2960	0,156	0,135

Diámetro [m] =	0,39	
rpm	τ	σ
2420	0,178	0,171
2690	0,141	0,139
2960	0,112	0,115

Figura. 1.10.- Parámetros para estimar el nivel de cavitación B/ Hospital

Samarina

Donde σ y τ se definen, [11], como:

$$\sigma_{0.7R} = \frac{p_0 - p_v + \gamma h}{\frac{1}{2} \rho [V^2 + (0.7\pi ND)^2]}$$

$$\tau_C = \frac{T}{\frac{1}{2} A_p \rho V^2 0.7R}$$

donde,

p_0 = presión atmosférica, [kg/m²]

p_v = presión de vaporización del agua, [kg/m²]

h = profundidad que está sumergida el centro de la hélice, [m].

T = empuje producido por la hélice, [Kg]

A_p = Área proyectada de la hélice, [m²]

D = Diámetro de la hélice, [m].

N = Velocidad de rotación de la hélice, [rpm].

El valor de $p_0 - p_v + \gamma h$ se puede estimar como, [13]:

$$p_0 - p_v = 14.45 + 0.45h[\text{pies}], \quad (\text{psi}),$$

La relación entre el área proyectada y el área desarrollada puede ser obtenida utilizando la siguiente ecuación, propuesta por [11].

$$\frac{A_P}{A_D} = 1.067 - 0.229 \left(\frac{P}{D} \right)$$

En los anexos se reproduce el diagrama de Burrill. Se observa en el gráfico mencionado los % de cavitación posterior siguientes:

Diámetro [m] =	0,33
rpm	% de CAV
2420	>30
2690	>30
2960	>30

Diámetro [m] =	0,36
rpm	% de CAV
2420	>30
2690	>30
2960	>30

Diámetro [m] =	0,39
rpm	% de CAV
2420	30
2690	30
2960	30

Figura 1.9.- Niveles de Cavitación posterior - B/ Hospital Samarina

Se observa que los niveles de cavitación son “altos”, por lo que la hélice debió ser diseñada para soportar grandes niveles de cavitación, estas son las llamadas hélices supercavitantes.

Se tienen en conclusión las siguientes características propulsivas para la condición de diseño:

- Diámetro de la hélice = 0.36 m.
- Velocidad del buque, $V_S = 10$ Nudos.
- Potencia Instalada = 350 HP.
- Numero de motores = 2
- $A_e/A_o = 0.6$
- $P/D = 0.723$
- Número de Palas, $Z = 3$
- $\eta_{\text{Propulsivo}} = 0.359$
- Vel. Rotación del eje, $N = 2690$ rpm.
- Reducción 1.86:1.
- Porcentaje de cavitación posterior > 30%.

Capítulo 2

Diseño del Sistema de Propulsión con Chorro de Agua

2.1 Criterios para el diseño óptimo del sistema de propulsión con chorro de agua.

En la actualidad existe en el mundo un gran número de empresas dedicadas a la comercialización de sistemas de propulsión con chorro de agua, tal como se indicó en el capítulo anterior. Estas empresas han logrado gran experiencia en el diseño y construcción como resultado de muchos años de investigación experimental y/o computacional (CFD) en esta área. De manera que en este trabajo se enfatiza la recopilación y uso de la información que está disponible para conjugarla y obtener un diseño que cumpla de una manera aceptable los requerimientos planteados.

Para que el sistema de propulsión sea eficiente se deberían de satisfacer los siguientes puntos:

- La velocidad de la embarcación debería ser alta.
- Presentar una baja resistencia al avance.
- Tener una razón de velocidades (V_{jet}/V_{SHIP}) pequeña.
- Las pérdidas de cabezal en el sistema deben ser pequeñas, por lo que el sistema de ducto debería ser lo más corto posible y tener el mayor diámetro factible.

Obviamente todos estos requerimientos no son completamente compatibles entre sí. Por ejemplo una baja relación de velocidades (V_{jet}/V_{ship}) implica una área de salida “grande”, y el agua dentro del ducto incrementa el desplazamiento, lo que produce un incremento en resistencia.

El proceso de diseño consiste en calcular el tamaño “óptimo” de la bomba para condiciones específicas de operación que proporcione un diámetro de salida razonablemente aceptable, desde un punto de vista práctico, satisfaciendo los requerimientos de flujo y cabezal. La selección dará el óptimo arreglo para la embarcación a la velocidad requerida, esto es: número de entradas, lugar de entrada (costado o fondo), tipo de entrada (rectangular o elíptica), número de curvaturas en el sistema, tipo de tobera, y, tipo de bomba.

Lo expresado en el párrafo anterior implica que se debería realizar un diseño específico para cada tipo de embarcación, lo que únicamente para una

producción en línea (varias unidades de propulsión) resultaría económicamente factible. Es decir se justificaría la inversión necesaria, tiempo y dinero, para llevar a cabo las diferentes pruebas en modelos, si se van a construir una serie de sistemas de propulsión con chorro de agua. En consecuencia para pequeños proyectos, lo que se hace es adaptar los diseños disponibles para cumplir los requisitos impuestos sobre el proyecto.

En lo que respecta a la bomba, se deberían de tener presentes los siguientes criterios cuando deba ser seleccionada:

- o Minimizar la velocidad de rotación del eje.
- o Maximizar la presión estática en la entrada al impulsor.
- o Usar bombas de etapas múltiples, donde la primera etapa proveerá suficiente presión para la siguiente etapa y se minimiza la cavitación.
- o Utilizar difusores o guías de flujo a la salida del impulsor de la bomba para obtener un flujo netamente axial
- o Dividir el requerimiento de empuje entre varias unidades de chorro de agua para reducir la demanda de cada unidad.
- o Seleccionar el número de álabes del sistema en función del caudal y cabezal requeridos.
- o Seleccionar un mínimo diámetro para una tobera seleccionada.
- o Desarrollar un diseño libre de cavitación, a la máxima velocidad de rotación de la bomba.

- o Poder operar en forma aceptable con ciertos niveles de cavitación.

Una bomba que deba entregar cierto cabezal y flujo, y con una elevada velocidad específica tendrá una alta velocidad de rotación al eje y un bajo torque para una potencia determinada, esto significa una bomba más pequeña, ligera y menos costosa. Además, se debe tener presente los costos que podrían presentar si se quiere satisfacer cada uno de los criterios mencionados anteriormente. Allison, [1], señala que el peso de las bombas es proporcional al torque, por lo que doblando la velocidad específica de rotación, el peso se reduciría a la mitad para una potencia específica, ya que esta es proporcional al torque y a la velocidad de rotación. Esto representa un gran aliciente para utilizar máquinas de una alta velocidad específica, pero como en todo proceso de ingeniería existen limitaciones prácticas para la velocidad de rotación, impuestos por la cavitación y esfuerzos en las partes rotativas.

2.2. Selección de características de la bomba

En esta sección se revisan los conceptos fundamentales necesarios para seleccionar las características básicas de una bomba, tales como la velocidad específica, la carga o cabezal, la velocidad de rotación, el caudal, ángulo del álabe, número de álabes, y, Cabezal de Succión Positivo Neto.

Se definen las variables de diseño de una bomba:

- **Velocidad específica**, N_s : La velocidad de rotación de una unidad de una serie de bombas similares tal que mueve un caudal unitario con una altura de cabezal unitario.
- **Cabezal**, H : La carga o energía mecánica por unidad de peso que debe desarrollar la bomba.
- **Cabezal de Succión Positivo Neto**, NPSH: La presión mínima necesaria de entrada en la bomba para evitar la cavitación.
- **Caudal**, Q : Volumen de agua que debe mover la bomba por unidad de tiempo.

Si se asume que el empuje y velocidad son conocidos, una bomba debe ser seleccionada para producir el cabezal y flujo requerido con la máxima eficiencia.

Componentes de Velocidades.

Para el estudio de Turbo-máquinas es necesario realizar un análisis cinemático para obtener las relaciones geométricas necesarias en el diseño de la misma, y para ello se va a utilizar la referencia [22] como guía. Se puede descomponer la velocidad de una partícula del fluido que se mueve en una Turbo-máquina, en tres componentes espaciales de una manera conveniente, las mismas que se muestran a continuación:

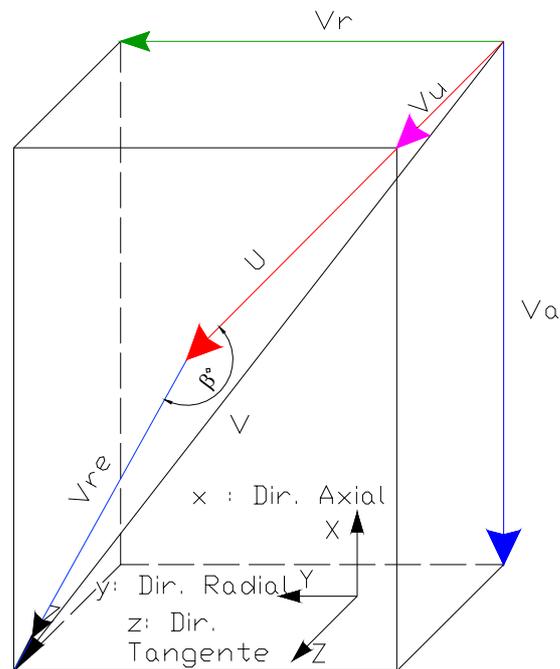


Figura 2.1.- Diagrama Vectorial de la Velocidad Absoluta.

donde,

V_u : Velocidad tangente a la trayectoria que sigue la partícula,

V_a : Velocidad paralela al eje de rotación de la Turbo-máquina o componente axial,

V_r : Velocidad radial de la partícula,

V_{re} : Velocidad relativa del fluido respecto al álabe, y,

V : Velocidad resultante.

Se define la velocidad meridiana, V_m , como la resultante entre la componente axial y radial, y es la que condiciona el gasto en una Turbo-maquinaria:

$$\vec{V}_m = \vec{V}_r + \vec{V}_a \quad (2.1)$$

La componente tangencial, V_u , establece la transferencia energética. Por otro lado la velocidad U es definida como la velocidad tangencial a los álabes, que en ocasiones es llamada velocidad de arrastre o velocidad base.

Como se muestra en la figura 2.1, la velocidad relativa del fluido respecto al alabe, V_r , está ligada de la siguiente manera, con la velocidad absoluta total, \vec{V} , y la velocidad base o periférica del rotor, \vec{U} :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{V}_r \quad (2.2)$$

Este triángulo de velocidades tiene un papel importante en el análisis y diseño de las Turbo-maquinarias. “Se tiene que para las condiciones de diseño, los contornos del álabe son líneas de corriente, siendo de esta manera la velocidad relativa del fluido tangente al álabe”, [22]. El ángulo que forma la velocidad relativa con la dirección de la velocidad de arrastre, se llama ángulo del álabe y se lo representa con β .

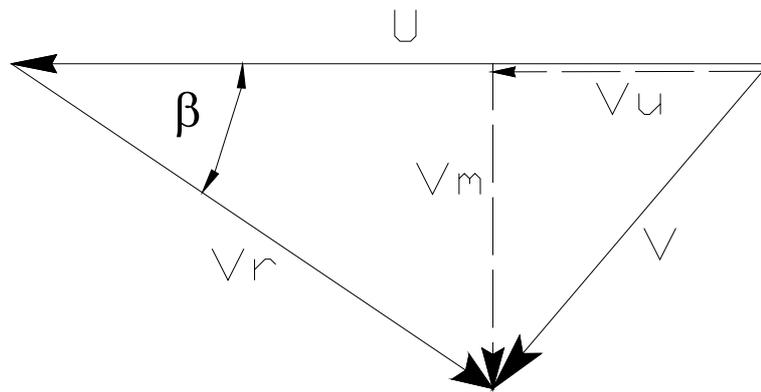


Figura 2.2.- Triángulo de velocidades

La ecuación de Euler, que expresa la energía transferida entre álabes y fluido, por unidad de masa del fluido, es para el caso de bombas, como se muestra a continuación:

$$E = \frac{1}{g}(U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad (2.3.1)$$

O también :

$$E = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g} \quad (2.3.2)$$

Donde los puntos 1 y 2 representan las posiciones de entrada y salida del fluido a la Turbo-máquina, respectivamente. Las ecuaciones (2.3.1) y (2.3.2) son deducidas en detalle en [22], y representan un balance del cambio en la cantidad de movimiento que sufre el fluido a su paso a través de los álabes. Para su obtención se han considerado las componentes de fuerza axial, radial y tangencial.

La componente axial debe ser minimizada para evitar problemas en los cojinetes o descansos del eje; la componente radial se neutraliza debido a la simetría que existe en la configuración de los álabes del rotor. De manera que toda la transferencia de energía útil entre fluido y rotor es producto de la componente tangencial, ya que al estar actuando a una distancia r desde el centro de rotación va a producir un momento sobre el eje, el mismo que es transmitido al fluido que está circulando.

Cuando se refiere a bombas, existen varias clases recibiendo un nombre específico cada una dependiendo de las características del flujo, entre las que se pueden mencionar Mixta, Axial y Centrífuga. En el sistema de propulsión con chorro de agua, la clase de bomba que generalmente se utiliza es axial o mixta. En el presente trabajo se diseñará una bomba axial para proporcionar el incremento de presión necesario en el sistema.

Bombas Axiales

La bomba debe suplir la energía necesaria o cabezal en forma de incremento de presión, y solamente en esta forma. Las bombas axiales transfieren energía mecánica del rotor al fluido mientras éste pasa través de los álabes (aspas) en dirección axial. El impulsor tiene la forma de las hélices de propulsión marina, contando con 2 a 8 aspás, y por esta razón se las conoce también como de hélice.

Recordando el diagrama de velocidades general mostrado en la figura 2.1 para una Turbo-maquinaria, e incorporando las condiciones de flujo que se presentan en una bomba de flujo axial, se deducirá la ecuación de Euler aplicada para esta clase de bombas. La velocidad base, U , en la incidencia del fluido en el borde de entrada del álabe mantiene su valor a la salida del mismo, ya que no se producirá acción centrífuga ($\Delta U=0$). De manera que en esta clase de bombas el incremento en carga estática es producto del cambio en magnitud de la velocidad relativa, es decir se debe tener que $V_{r2} < V_{r1}$. Esto se puede lograr obteniendo un alto valor de V_{r1} para luego disminuir V_{r2} en la trayectoria del fluido a lo largo del álabe. Una manera de conseguir lo anteriormente explicado es aumentando el número de álabes aunque esto conlleva un aumento de las pérdidas. Por otro lado cuando se desea mover “elevados” caudales es recomendable disminuir el número de álabes (3 o 4), teniendo como condición un cabezal no muy “grande”.

El flujo que abandona los álabes tiene una trayectoria helicoidal, por lo que para retornarla a la dirección axial se suele disponer de un estator con un sistema de álabes fijos, llamados directores o difusores.

Diagrama de Velocidades para Bombas Axiales

Como se mencionó anteriormente el flujo que ataca el álabe lo hace de una manera axial; esta velocidad debe conservar su valor a la salida para de esta

manera evitar fuerzas axiales perjudiciales. Esto condicionará de manera especial la relación entre las variables de diseño. En la figura que se muestra a continuación, se observan los diagramas vectoriales de la velocidad a la entrada y salida del álabe en una sección típica, la misma que es perpendicular a la dirección radial.

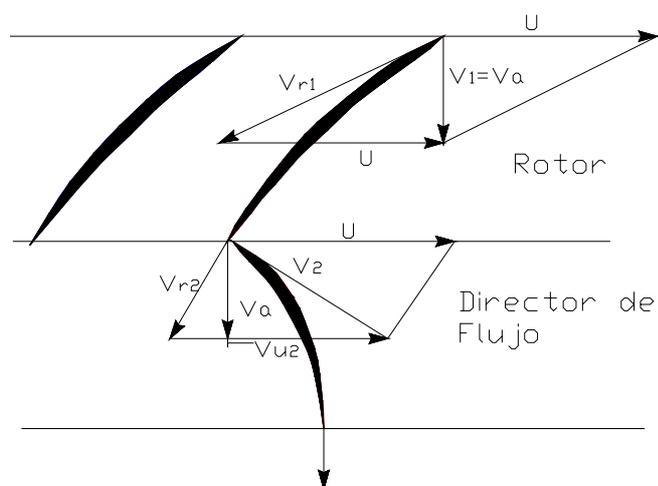


Figura 2.3.- Diagrama de velocidades a la entrada y a la salida del rotor, [22].

La figura que se muestra a continuación es trazada tomando un vértice común, donde se puede visualizar y entender mejor las relaciones geométricas entre las velocidades a la entrada y a la salida del álabe.

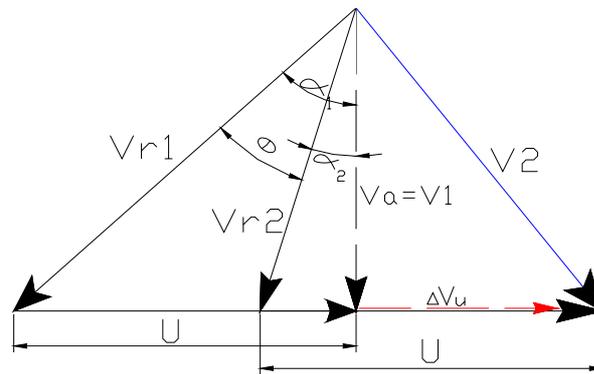


Figura 2.4.- Diagrama de velocidades con vértice común.

Se debe recordar que las velocidades relativas del flujo con respecto al álabe son tangentes a los bordes de ataque y de salida, por lo que el ángulo θ que forman, representa la curvatura del álabe. Para las condiciones de diseño se puede tomar un valor de 15° , según lo recomendado por [22].

Es conveniente también definir para el análisis del perfil del álabe la “velocidad relativa media”, cuya tangente está definida como:

$$\operatorname{tag} \alpha_m = \frac{V_{mru}}{V_a} \quad (2.3)$$

donde,

$$V_{mru} = \frac{V_{ru1} + V_{ru2}}{2} \quad (2.4)$$

Utilizando la figura 2.4 se expresa V_{ru1} y V_{ru2} en función del ángulo que forman con la velocidad V_a :

En la figura 2.5:

c = cuerda del álabe o línea que une al borde de ataque con el borde de salida,

s = paso circunferencial; que es la distancia entre álabes, resultante de dividir el valor circunferencial $2\pi R$ entre el número de álabes,

θ = ángulo de curvatura del álabe, formado por las dos tangentes en los bordes de ataque y de salida del álabe,

V_{mr} = velocidad media relativa del fluido,

α = ángulo de incidencia, definido por el vector V_{mr} con la dirección de la cuerda,

α_m = ángulo medio del fluido,

β_m = ángulo de V_{mr} con la dirección tangente al rotor, y,

$\beta_m + \alpha$ = ángulo del álabe, formado por la cuerda y la dirección tangente.

Para el presente análisis, es necesario determinar $\beta_m + \alpha$, con lo que se define el ángulo de ataque del álabe. Basándose en la figura que se presenta a continuación, se desarrollará un pequeño análisis de las fuerzas que están actuando sobre una sección normal al radio.

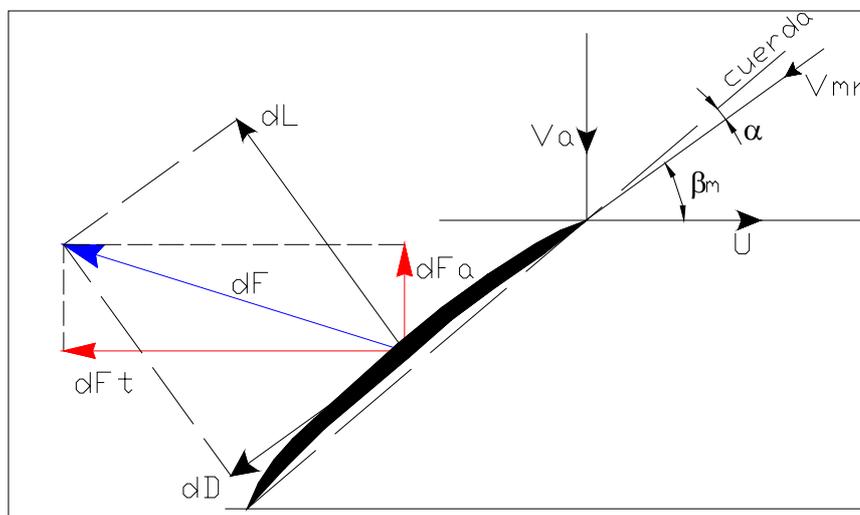


Figura 2.6.-Fuerzas que actúan sobre un elemento de álabe de una bomba axial, [22].

El fluido al tener contacto con el perfil va a generar una fuerza neta, la misma que se descompone en dirección normal a la velocidad relativa del fluido, llamada Empuje (dL), y, otra paralela a la misma, llamada Arrastre (dD). En forma similar se puede descomponer la fuerza neta en dos componentes, una paralela a la dirección axial (dF_a) y otra paralela a la tangente al rotor (dF_t). De esta manera se pueden expresar la fuerza axial y la fuerza tangencial en función de las componentes de arrastre y de empuje. Como se mencionó anteriormente la única componente de interés en este caso es la componente tangencial, ya que va a producir un momento sobre el eje de rotación; en cambio la componente axial va a producir un empuje perjudicial

sobre los cojinetes de descanso, por lo que se debe buscar minimizar esta fuerza.

Observando el diagrama vectorial de la figura 2.6, se aprecia que la componente tangencial va a resultar de la suma de la componente tangencial del Empuje con la componente tangencial del Arrastre. En cambio la componente axial resulta de restar la componente axial del Arrastre de la componente axial del Empuje, esto es:

$$dF_a = dL_a - dD_a \quad (2.8)$$

$$dF_t = dL_t + dD_t \quad (2.9)$$

donde,

$$dL_a = dL \cos \beta_m$$

$$dL_t = dL \sin \beta_m$$

$$dD_a = dD \sin \beta_m$$

$$dD_t = dD \cos \beta$$

De las pruebas realizadas en túneles de viento se han obtenido resultados del comportamiento de L (empuje) y D (arrastre), y se conoce que para valores de α de hasta 25 °, L es mayor que D, por lo que esto se puede imponer como límite en el diseño. Además se concluye también que la componente L contribuye en mayor proporción al momento de torsión que se transmite al eje, en el rango indicado de α .

Para determinar una expresión que relacione la geometría de la bomba con el cabezal de la misma, se utiliza la ecuación (2.3.1), y el diagrama vectorial de la figura 3, con lo que se obtiene la siguiente relación escalar entre el cabezal y las magnitudes de las velocidades U y V_{u1} .

$$H = \frac{U\Delta V_u}{g} \quad (2.10)$$

De la figura 2.4, se observa que:

$$\Delta V_u = V_{u2} = U - V_a \tan \alpha_2 \quad (2.11)$$

De la ecuación del caudal se tiene que:

$$V_a = \frac{Q}{A}$$

Finalmente se reemplazan en la ecuación (2.10) para obtener:

$$H = \frac{1}{g} \left(U^2 - U \frac{Q \tan \alpha_2}{A} \right) \quad (2.12)$$

Esta relación será usada para determinar el ángulo α_2 . Se considera que la sección crítica del álabe está localizada a $0.7R$, por lo que U se determina para este valor del radio del impulsor. Observando la figura 2.5 y recordando que el ángulo de ataque es $\beta_m + \alpha$, se tiene, llamando ϕ al ángulo de ataque:

$$\begin{aligned}\varphi &= \beta_m + \alpha \\ \beta_m + \alpha_m &= 90 \\ \beta_m &= 90 - \alpha_m\end{aligned}$$

Entonces:

$$\varphi = 90 - \alpha_m + \alpha \quad (2.13)$$

Consiguiendo con esta expresión determinar el ángulo de ataque que deben tener los álabes del impulsor. Resumiendo se tiene:

$$\alpha_m = \tan^{-1}((\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)/2)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 + 15^\circ$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}\left((U^2 - Hg) \frac{A}{QU}\right)$$

$$0 \leq \alpha \leq 25^\circ$$

En cuanto al número de álabes que debe tener el impulsor, se selecciona de acuerdo con la velocidad específica, según recomienda [22], esto es:

# de álabes	6	5	4	3
Velocidad específica (S. Métrico)				
$N_s = \left(\frac{1}{75}\right)^{1/2} \frac{(\text{rpm})(L / \text{seg})^{1/2}}{(\text{m})^{3/4}}$	400	600	800	1000

Tabla 2.1 Número de álabes para una bomba axial en función de la velocidad específica.

2.3 Diseño de Entrada, Ducto y Tobera

En este sub-capítulo se presentan criterios para seleccionar la entrada, el ducto y la tobera de tal manera que se minimicen las pérdidas. A continuación se muestra un esquema general de estos elementos.

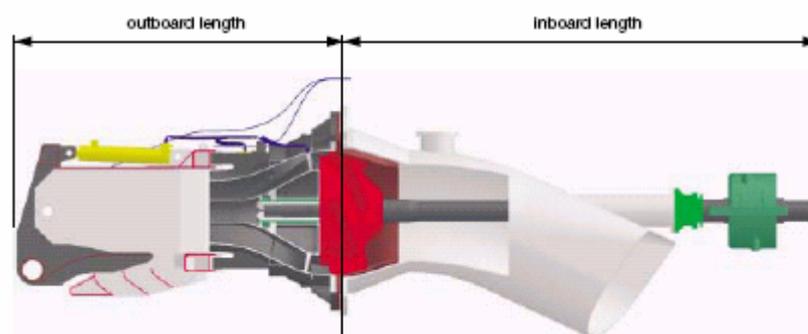


Figura 2.7 Esquema de entrada, ducto y tobera, tomada de [23]

Entrada (“*Inlet*”)

El tipo más común de entrada usado en este sistema de propulsión son las entradas a ras (“*Flush Inlets*”), que consisten en aberturas rectangulares o elípticas en el fondo del casco de la embarcación. Teóricamente la óptima entrada debería ser diseñada para obtener el flujo requerido para la velocidad de diseño, consiguiendo de esta manera una razón de velocidad de entrada óptima y libre de cavitación. De manera que la entrada debería ser determinada por pruebas en modelo y con ajustes iterativos guiados por la teoría y la experiencia. Esto resulta impráctico para pequeños proyectos, por lo se debe recurrir a usar modelos estándares los cuales han sido comprobados que proporcionan un buen desempeño.

Para maximizar el desempeño, se debe minimizar el tamaño total de la entrada, las pérdidas de presión en el ducto y la distorsión de la velocidad para mantener un flujo uniforme, y de esta manera conseguir una eficiencia relativa rotativa alta. Además se debe evitar la formación de cavitación en la entrada. Desafortunadamente todos estos criterios no son compatibles entre sí; por ejemplo pequeños volúmenes tienden a incrementar la distorsión de la velocidad, por lo que se debe cumplir un compromiso entre estos requisitos.

Kim, [8], indica que es factible utilizar tubería recta unida al fondo formando un ángulo β con respecto a la horizontal, según se muestra en la figura:

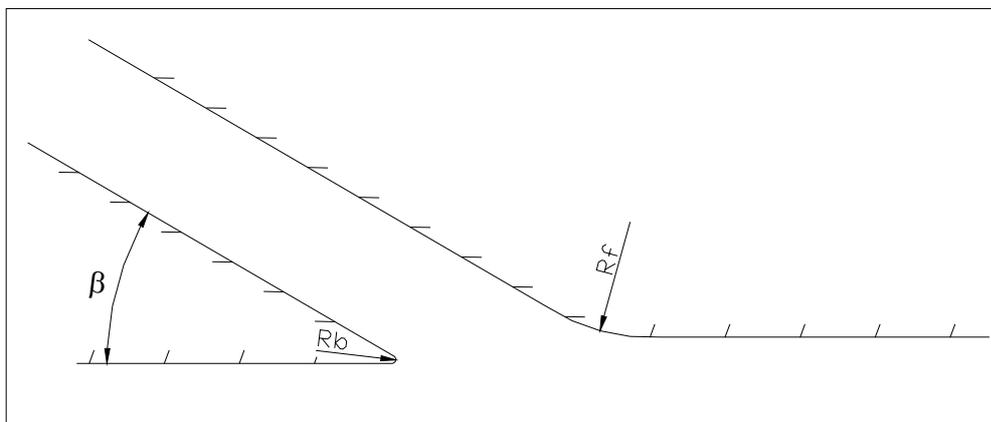


Figura 2.8 Entrada al ducto, [8].

Para evitar la formación de turbulencia en la entrada, los bordes del tubo deben tener cierta curvatura, R_b y R_f , valores que no están cuantificados en [8], por lo que se deja a criterio del diseñador la selección de los mismos.

Las mediciones de presión hechas en la vecindad de la entrada en el sistema de propulsión con chorro de agua, han mostrado que se produce una fuerza neta de levante en la popa de la embarcación. En el caso de las hélices en agua abierta ocurre un efecto opuesto ya que la presión cerca de la popa es reducida por la influencia del propulsor en el campo de flujo, [1]. Allison, [1], presenta una expresión para determinar la influencia mencionada adicionando un coeficiente C_P en la expresión de la eficiencia propulsiva como una cantidad negativa; reduciendo así la potencia hidráulica y por tanto disminuyendo la potencia requerida en el eje. Es decir, este efecto se puede

decir que es beneficioso desde el punto de vista de requerimientos de potencia.

Es un hecho conocido que cuando un barco empieza a moverse bajo la influencia de su sistema propulsor, se produce un incremento del calado en popa debido a la reducción de presión estática causada por el movimiento del fluido, y la acción de un propulsor incrementa este efecto. En el caso de la entrada de la propulsión con chorro de agua se remueve parte de la capa límite la cual es reemplazada en la parte posterior de la entrada con agua relativamente tranquila a una presión estática correspondiente a su profundidad. Esto es una razón por la que la entrada no debería estar muy cerca del espejo.

Ducto

En lo que respecta al sistema de ducto, desde el punto de vista energético se debe tener presente que las pérdidas son proporcionales a la longitud e inversamente proporcionales al diámetro, por lo que el ducto ideal sería el de mayor diámetro posible y de menor longitud. Además se debe tener presente que el ducto debería tener un bajo costo y el menor peso posible.

En algunos casos es posible utilizar varios ductos que convergen a un empalme donde actúa la bomba, pudiendo la entrada estar en el fondo o al

costado de la embarcación. Conforme a la experiencia lograda, Kim [8], acota que un ducto simple es el más recomendable para ser utilizado en estos diseños. Otro aspecto a ser considerado son las curvaturas que se pueden presentar en el ducto. Kim, [8], propone una expresión para determinar las pérdidas en un ducto con doble curvatura:

$$\Delta P = \frac{\theta d}{1 - \cos \theta} \left[2 + 4000f^{2.5} + 0.212D^{2.5} \frac{[2(1 - \cos \theta)]^{2.5}}{d^{2.5}} \right] \quad (2.14)$$

donde:

ΔP = Caída de presión, [psi],

d = elevación del chorro con respecto a la entrada, [pies],

θ = Curvatura del ducto, y,

f = factor de fricción.

Si se grafica la ecuación anterior se puede concluir que las pérdidas serán mínimas teniendo una gran curvatura, es decir el radio debe ser lo más grande posible. Se muestra a continuación la tendencia que tienen las pérdidas en función de la curvatura del ducto.

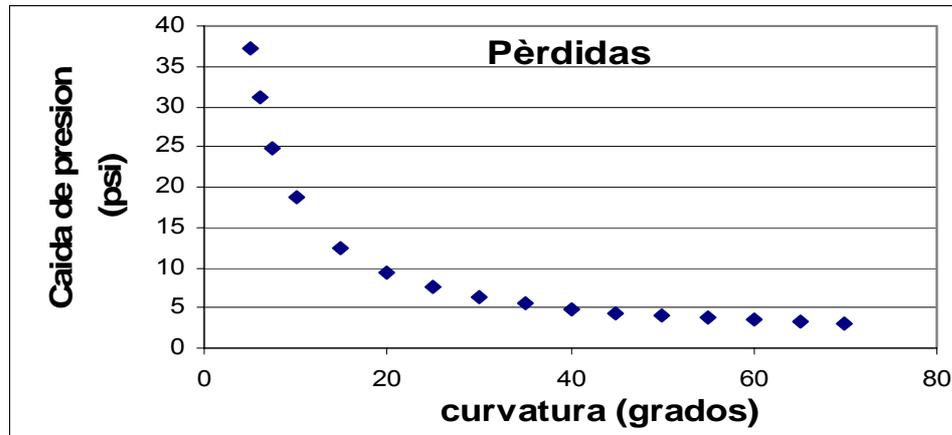


Figura 2.9.- Caída de presión causada por la curvatura en un ducto.

Es obvio que existen limitaciones prácticas para grandes radios de curvatura, por razones de espacio, por lo que se recomienda dos cosas:

- La mayor curvatura posible en el ducto.
- La menor cantidad de curvaturas en el sistema de ducto.

Si se pueden cumplir los criterios anteriores, se logrará reducir la carga requerida de la bomba.

Tobera

La función de la tobera en esta clase de sistema de propulsión es convertir el cabezal de presión en cabezal de velocidad por medio de una reducción en el área, logrando un cambio en la cantidad de movimiento del fluido, y un empuje neto sobre la embarcación. Como en todo proceso de conversión de energía existirán pérdidas, por lo que se puede hablar de cuán eficiente es la

tobera en el proceso de transformación de energía. La figura siguiente que fue tomada de [8], muestra la eficiencia de la tobera versus la relación de diámetros.

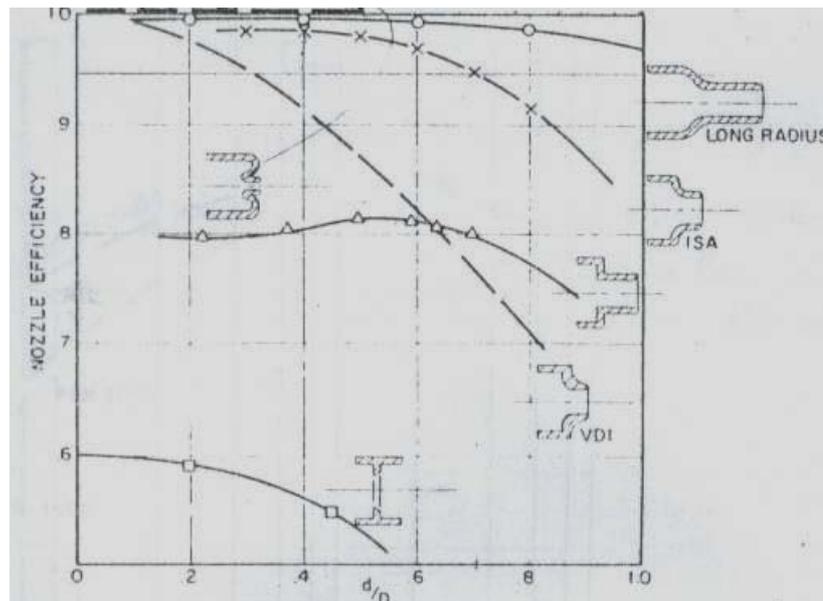


Figura 2.10 Eficiencia versus contracción para varias formas, [8].

Todos los datos para obtener las curvas fueron tomados en un flujo con número de Reynolds del orden de 5×10^5 , [8]. Se observa en la figura anterior que la mejor tobera es la que tiene una reducción suave y gradual.

Para estimar la eficiencia de la tobera, se la puede definir utilizando la figura (2) presentada en [8], como sigue:

$$\eta_{\text{Tobera}} = \frac{\frac{V_{\text{out}}^2 - V_{\text{in}}^2}{2g}}{\frac{P_{\text{in}} - P_o}{\gamma}} \quad (2.15)$$

donde,

V_{in} = Velocidad a la entrada de la tobera,

V_{out} = Velocidad a la salida de la tobera,

g = Aceleración de la gravedad,

P_{in} = Cabezal a la entrada de la tobera, y,

P_o = Presión atmosférica.

Para el presente trabajo se usará una tobera con razón de diámetros igual 0.7, esto es:

$$\frac{d}{D} = 0.7$$

La longitud de la tobera no es especificada en [8], por lo que se asumirá en este trabajo como $0.65 D_{\text{in}}$.

2.4 Selección de Eje, Cojinete de Empuje y Descansos.

La conexión entre la bomba y el motor principal es el eje, el mismo que debe tener un sistema de apoyos o descansos, por lo que este conjunto debe ser seleccionado para completar el sistema de propulsión. El eje debe ser capaz de soportar las diferentes cargas que se van a presentar producto de la

operación del sistema, además, es fundamental la selección de los descansos del eje para su correcto funcionamiento.

Se utilizarán las reglas de ABS, [2], para determinar el diámetro del eje. En las reglas de 1996, Parte 4, Equipos de Maquinaria y Sistemas, sección 4/7.19 se tiene que el diámetro del sistema de propulsión debe ser:

$$D = 100K_3 \sqrt[3]{\left(\frac{H}{R}\right) \left[\frac{c_1}{U + c_2}\right]} \quad (2.16)$$

donde:

$c_1=560$,

$c_2=160$,

D= Diámetro requerido del eje, [mm],

K= Factor de diseño del eje, según las tablas 4 /7.1 y 4/7.2,

H= Potencia a ser instalada, [KW],

R= Velocidad de rotación, [rpm], y,

U= Esfuerzo último mínimo de fluencia del material, [N/mm²]

= 800 [N/ mm²]

Para la selección del cojinete de bolas (rodamiento) se utiliza la referencia [7], en la que se presenta un procedimiento para seleccionar esta clase de descansos. Es necesario conocer o estimar los siguientes parámetros antes de aplicar el proceso mencionado:

- Diámetro del eje, D.
- Carga estable a ser soportada, sea esta radial, axial o una combinación de ambas.
- Velocidad de rotación, N.
- Tiempo promedio de vida, Horas.

Los rangos de valores que se muestran en las tablas para N y D son:

$$50 \leq N \leq 5000 \quad [\text{rpm}] \qquad 1\frac{13}{16} \leq D \leq 4\frac{15}{16} \quad [\text{in}]$$

El proceso para la selección del cojinete se explica a continuación:

1. De las tablas de carga disponibles en las páginas 17- 20, localizar los rodamientos correspondientes al diámetro y velocidad de rotación dados.
2. De la figura de factor de servicio versus la vida promedio en la página 17, determinar el factor de servicio para la condición de servicio estable, choque ligero o moderado.
3. En caso de existir carga axial y radial, superponerlas y obtener la carga neta.
4. Multiplicar la carga aplicada por el factor de servicio obtenido en el paso 2 y compararlo con la carga que se obtiene en el paso 1.

2.5 Determinación de la eficiencia propulsiva total del sistema.

La eficiencia propulsiva total es el producto de las eficiencias de cada uno de los elementos que comprenden el sistema propulsivo, es decir:

$$OPC = \prod_{k=1}^n \eta_k \quad (2.17)$$

donde,

OPC= Eficiencia propulsiva total

η_k = Eficiencia de cada uno de las partes del sistema (bomba, chorro de agua ("jet"), relativa rotativa, casco, descansos y engranajes)

El sistema de propulsión con chorro de agua consiste de un ducto, un impulsor y una tobera. Además se debe considerar el efecto de la eficiencia del casco, las pérdidas en la transmisión de la potencia desde la máquina hasta el impulsor y las pérdidas de eficiencia en la bomba debido a las distorsiones que sufre el flujo en la entrada.

Se define la eficiencia del chorro de agua ("jet") como la relación de la razón de trabajo hecho dividido para la razón de energía entregada al agua (Potencia Hidráulica). Kim, [3], deduce una formulación para determinar la eficiencia del chorro de agua, esta es:

$$\eta_{JET} = \frac{2 \times \left(\frac{V_J}{V_S} - 1 \right)}{\left(\left(\frac{V_J}{V_S} \right)^2 - 1 \right) + \frac{2 \times g \times h_L}{V_S^2}} \quad (2.18)$$

donde,

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

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

g = Aceleración de la gravedad, [m/s²], y,

h_L = Pérdidas en el sistema, [m].

Mediante manipulación algebraica de la expresión presentada por Kim, se obtiene:

$$\eta_J = \frac{\frac{2V_S \times (V_J - V_S)}{V_S^2}}{\frac{V_J^2 - V_S^2 + 2gh_L}{V_S^2}}, \text{ o bien,}$$

$$\eta_J = \frac{\left(\frac{2V_S}{V_J + V_S} \right) \times \left(\frac{V_J^2 - V_S^2}{2g} \right)}{\frac{V_J^2}{2g} - \frac{V_S^2}{2g} + h_L} \quad (2.19)$$

Donde $\left(\frac{2V_S}{V_J + V_S} \right)$ es la eficiencia ideal del chorro de agua. Por lo tanto se

puede definir la eficiencia cuasi- propulsiva como:

$$\eta_q = \eta_J \times \eta_{P, o}$$

$$\eta_q = \eta_{J-IDEAL} \times \eta_{J-PERDIDAS} \times \eta_{Bomba} \quad (2.20)$$

Y la eficiencia propulsiva total será:

$$OPC = \eta_H \times \eta_B \times \eta_{RR} \times \eta_T \times \eta_J \quad (2.21)$$

donde,

$$\eta_H = \left(\frac{1-t}{1-w} \right), \text{ Eficiencia del Casco,}$$

η_B = Eficiencia de la Bomba,

η_{RR} = Eficiencia Relativa Rotacional de la Bomba,

η_T = Eficiencia Mecánica del Eje, y,

η_J = Eficiencia del Chorro ("jet").

Se definen las siguientes variables:

$$r = \text{Razón de Velocidades} = \frac{V_J}{V_S} \quad (2.22)$$

$$K' = \text{Pérdidas} = \frac{2 \times g \times h_L}{V_S^2} \quad \vdots \quad (2.23)$$

Se puede considerar que solo la eficiencia del chorro es dependiente de la razón de velocidades, definida por la ecuación (2.22) , por lo que derivando con respecto a r la expresión de la eficiencia total, ecuación (2.21), se puede

obtener un rango de valores r para los cuales se obtendría la eficiencia “óptima” del sistema. Para hacer esto, se debe expresar la eficiencia del chorro (“*jet*”) en función de r como sigue:

$$\eta_J = \frac{\left(\frac{2V_S}{V_J + V_S} \right) \times \left(\frac{V_J^2 - V_S^2}{2g} \right)}{\frac{V_J^2}{2g} - \frac{V_S^2}{2g} + h_L}$$

Utilizando la ecuación (2.22) y (2.23) se obtiene:

$$\eta_J = \frac{2}{r+1} \times \frac{r^2 - 1}{r^2 \times (K'+1) - 1} \quad (2.24)$$

Ahora derivando e igualando a cero resulta:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \text{OPC}}{\partial r} &= \eta_H \times \eta_P \times \eta_{RR} \times \eta_T \times \frac{\partial \eta_J}{\partial r} \\ \frac{\partial \text{OPC}}{\partial r} &= \eta_H \times \eta_P \times \eta_{RR} \times \eta_T \times \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{2}{r+1} \times \frac{r^2 - 1}{r^2 \times (K'+1) - 1} \right] = 0 \\ r^2(K'+1) - 2r(r-1)(K'+1) - 1 &= 0 \end{aligned} \quad (2.25)$$

Resolviendo esta ecuación, (2.25), se obtiene el rango de valores para la razón de velocidades, esto es:

$$\begin{aligned} r^2[K'+1 - 2(K'+1)] + 2(K'+1)r - 1 &= 0 \\ r^2(K'+1) + 2(K'+1)r - 1 &= 0 \end{aligned}$$

$$r = 1 \pm \sqrt{\frac{K'}{K'+1}} \quad (2.26)$$

Se debe tener un valor de $r = \frac{V_J}{V_S} > 1$ ya que se desea producir un empuje neto sobre la embarcación, como resultado del cambio en la cantidad de movimiento del fluido que pasa por el sistema, por lo que signo menos es desechado. Además la expresión dentro del signo radical se observa que es menor que 1, por lo que se puede concluir que el rango “óptimo” para la razón de velocidades debe ser menor a 2.

Se debe comentar que la máxima eficiencia podría no ser práctica, por lo que el diseñador debería conocer sus límites de operación para de esta manera imponer restricciones a las variables de diseño. Por ejemplo si se desea obtener la máxima eficiencia podría resultar en un diseño con áreas de salida excesivamente grandes.

2.6 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, [m^3 / seg],

ρ = densidad del agua, [$Kg \text{ seg}^2 / m^4$], y,

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

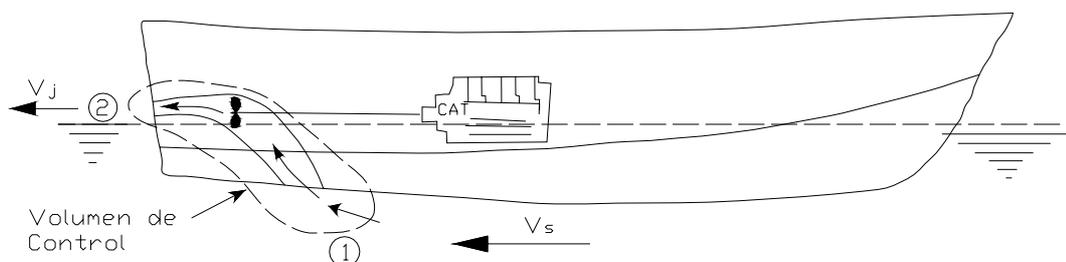


Figura 2.11.- Volumen de Control para el sistema de propulsión con chorro de agua, [26].

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 , w 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	F. estela	Eficiencia relativa rotativa
t	w	η_{rr}
0.08	0.02	0.99

Tabla 2.2.-factores de interacción casco-propulsor

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 $1.7 D_{in}$, [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:

$$\begin{aligned} P &= \gamma QH \\ P &= \rho g QH \end{aligned} \quad (2.32)$$

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:

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

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,

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

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:

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

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:

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

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

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

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

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.

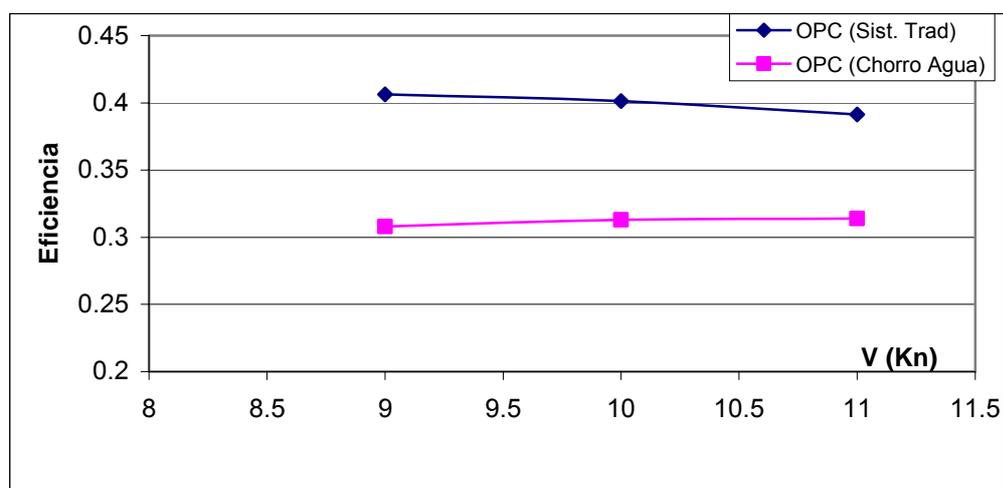


Figura 2.12.- Comparación de Eficiencia Propulsiva.

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

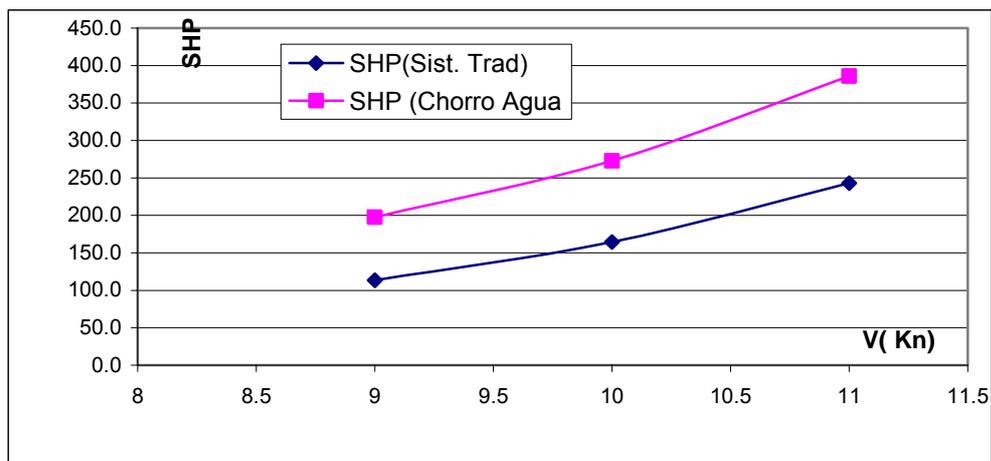


Figura 2.13.- Comparación de potencia en el eje, SHP.

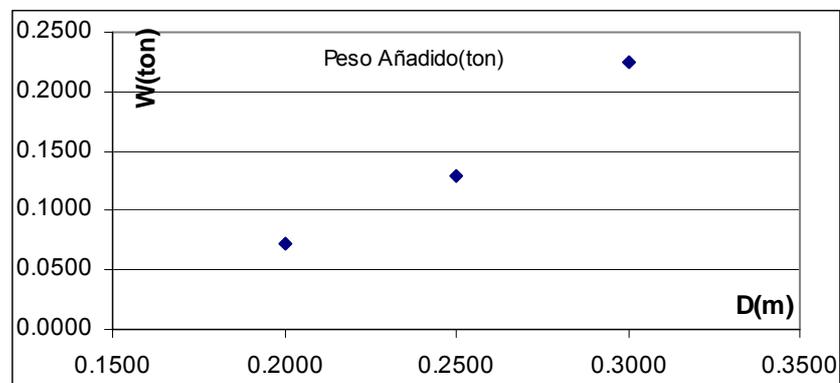
Analizando las figuras 2.16 y 2.17, se confirma que para bajas velocidades de operación el sistema de propulsión tradicional es más eficiente que el sistema con chorro de agua, lo que se ve reflejado en los requerimientos de potencia en ambos sistemas. Además, se resalta que la eficiencia propulsiva 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.

Para seleccionar el diámetro del sistema propulsivo con chorro de agua, es necesario establecer un “compromiso” entre el peso añadido por el agua que circula por el ducto, los niveles de eficiencia a obtenerse, la potencia requerida y la instalación del sistema.

Se realizó una estimación del peso del agua añadido a la embarcación para diferentes diámetros.

Din(m)	Area (m ²)	Volumen (m ³)	Peso Añadido (ton)	%Δ
0,2	0,0314	0,0716	0,0716	0,29%
0,25	0,0491	0,1293	0,1293	0,53%
0,3	0,0707	0,2255	0,2255	0,92%

Tabla 6.- Peso instantáneo añadido por el agua que circula por el sistema.



En forma similar se realizó un esquema del perfil del ducto para diferentes diámetros de entrada, el mismo que se muestra a continuación.

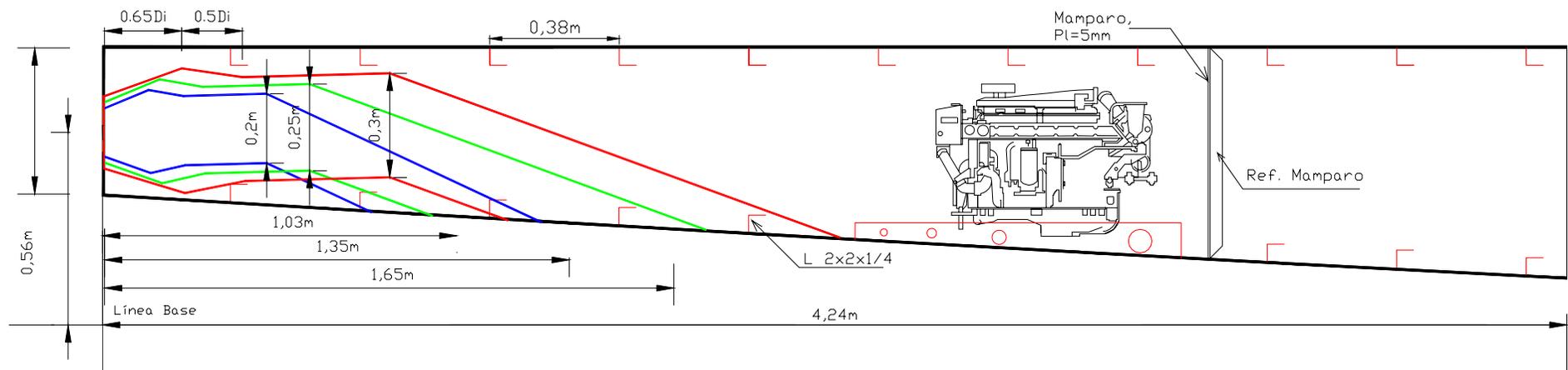


Figura 2.14.- Perfil del ducto para varios posibles diámetros de entrada.

Los valores necesarios de potencia al eje, SHP, son:

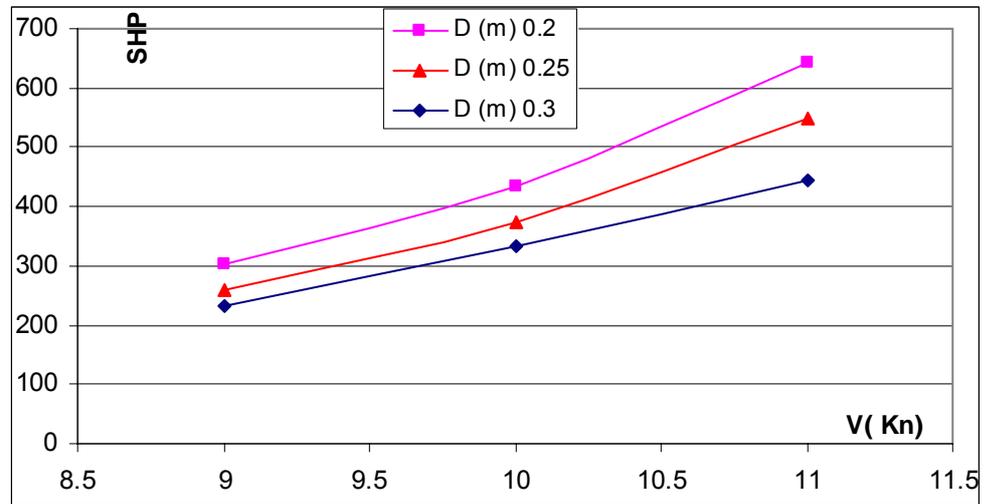


Figura 2.15.- Potencia en el eje para el sistema con chorro de agua.

En forma similar la eficiencia obtenida para los tres diámetros probados es:

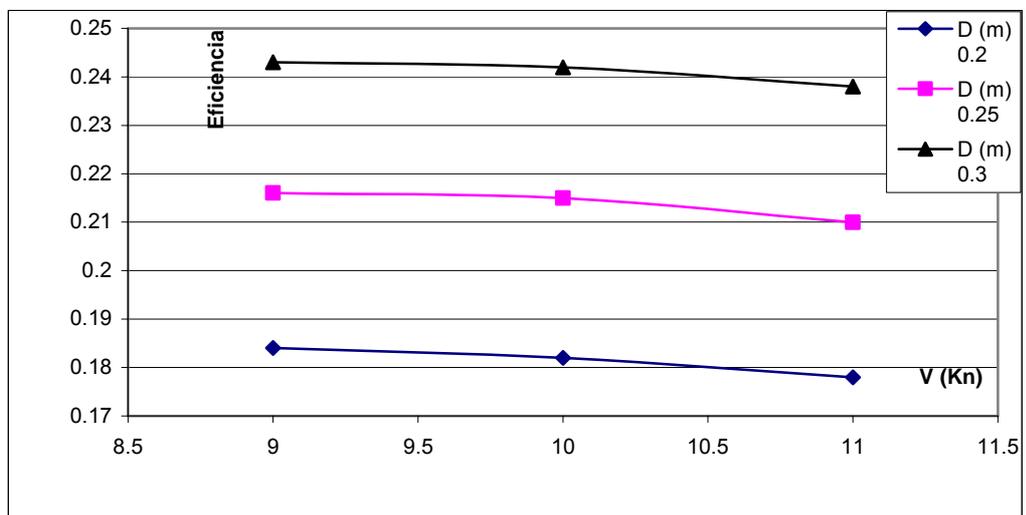


Figura 2.16.- Eficiencia total obtenida.

En los anexos se encuentran los valores de salida del programa para cada uno de los diámetros probados (0.2, 0.25 y 0.30).

Si se observa el perfil del sistema para el diámetro de 0.30 m, se nota que se tendrá problemas de espacio para realizar la instalación y un posterior mantenimiento. Las dos opciones factibles en los que respecta a espacio son los diámetros de 0.2 y 0.25 m. Observando las curvas de eficiencia y potencia se tiene que utilizando un diámetro de 0.25 m se obtiene un 18% más en eficiencia, y 15% menos de potencia requerida aproximadamente. Con el diámetro de 0.25m el desplazamiento se incrementaría en un 0.5% lo que implica un incremento de la resistencia en un 0.75% aproximadamente. Se observan ventajas sobre el diámetro de 0.2m, por lo que se escoge el diámetro de entrada al impulsor de 0.25 m

Esta opción tiene los siguientes parámetros de operación:

- $V_S = 10 \text{ Kn}$
- $D_{\text{Ducto}} = 0.3 \text{ m}$
- $D_{\text{Bomba}} = 0.3 \text{ m}$.
- $D_{\text{tTobera}} = 0.175 \text{ m}$
- Velocidad de rotación del eje, $N = 1423 \text{ rpm}$
- Potencia en el eje, $\text{SHP} = 2 \times 136 = 373 \text{ HP}$.
- Diámetro del eje, $D_{\text{eje}} = 2 \text{ in}$

- Longitud del Sistema, $L=1.3$ m.
- Cabezal de la bomba, $H=36.4$ m.
- Velocidad específica, $N_s = 280$

En los anexos, se presenta un análisis comparativo de los valores de Eficiencia Propulsiva Total y Potencia en el eje que se obtienen con el programa implementado, versus valores típicos encontrados en la bibliografía disponible.

CAPÍTULO 3

Construcción y Pruebas de un Prototipo

En este capítulo se describirá la embarcación en la que se instalará el sistema de propulsión con chorro de agua que se va a construir, y se desarrollarán en detalle los planos necesarios para realizar la construcción del sistema prototipo. Los planos que se desarrollarán son:

- Plano del sistema de ducto (entrada, expansión, y tobera).
- Plano del sistema multiplicador de velocidades.
- Plano de la bomba axial.

En los anexos correspondientes a este capítulo se describirá el proceso detallado de diseño de cada una de las partes componentes mencionadas anteriormente.

3.1 Diseño Hidrodinámico del Sistema Prototipo.

En el presente subcapítulo se describirán las características de la embarcación donde operará el prototipo del sistema de propulsión con chorro de agua y los criterios de selección del resto de parámetros del sistema de propulsión. El bote que se utilizará para las pruebas del sistema de propulsión a ser construido es propiedad de la FIMCM, y posee las siguientes características principales:

L	3,2	m
B	1,2	m
D	0,45	m

Tabla 3.1.- Dimensiones principales del bote

Las líneas de formas fueron generadas usando el programa GenForms, [16], y se partió de las características registradas del bote real. Se muestra en la siguiente figura las formas obtenidas.

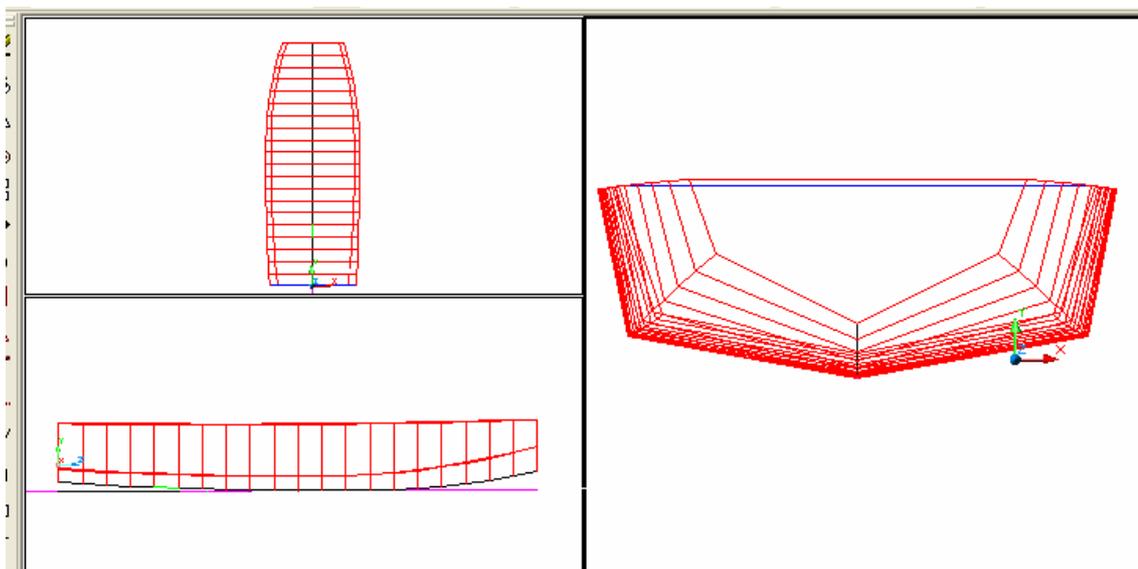


Figura 3.1.- Formas generadas del bote

En los anexos se encuentra una vista tridimensional del bote. Una vez que se generaron las formas se ejecutó el programa ChidrBuq, [18], para obtener las características hidrostáticas del bote. Se muestra en la siguiente tabla un resumen de las principales características.

H	0.18	cm
Δ	0.333	Ton
LCB	-14.21	cm
KB	11.99	cm
SM	34866	cm ²
CP	0.729	
CW	0.877	
CB	0.516	
BMT	84.85	cm
KMT	96.85	cm
TP1	0.03	Ton/cm
MT1	0.7	Ton-cm/cm

Tabla3.2.- Características hidrostáticas del bote.

En los anexos se adjunta los valores hidrostáticos estimados con el programa.

Se preparó el archivo de datos para ejecutar el programa EFICPROP, [17], para obtener la curva de resistencia al avance para diferentes velocidades. De esta forma se consiguen los parámetros de entrada, Resistencia y Velocidad, para estimar las características del sistema de propulsión con chorro de agua utilizando el programa implementado en el capítulo pasado. A continuación se muestra la curva de resistencia al avance obtenida:

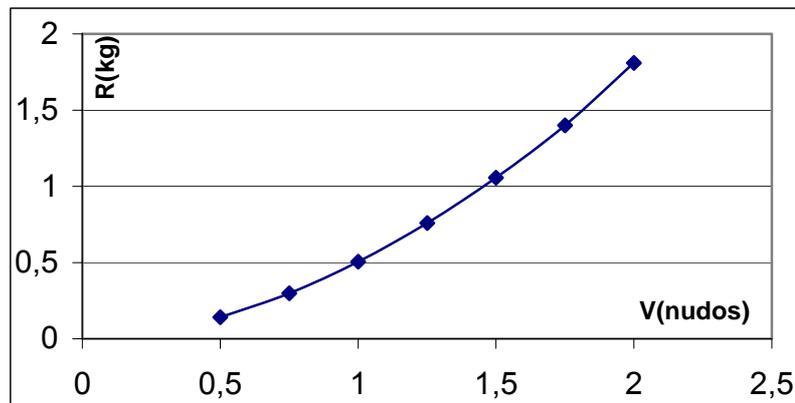


Figura 3.2.- Curva de resistencia al avance.

En la Web se encontró que la potencia promedio específica que una persona puede producir es de 1.75 Watts/ Kg, y tomando el peso promedio de una persona como 70 Kg (154 lb.), se obtiene que la potencia que puede desarrollar una persona es de aproximadamente 0.16 HP. Resumiendo en una tabla lo anterior tenemos:

Pot. disponible	1.75	W/Kg
W promedio/persona	70	Kg
Pot promedio/persona	122.5	W/Kg
Pot promedio/persona	0.16	HP

Tabla3.3.- Potencia promedio disponible.

Se debe tener presente que existen muchos factores que pueden mermar o aumentar este valor estimado de potencia, por lo que será tomado como

valor referencial para estimar la velocidad que se puede alcanzar con el sistema de chorro de agua utilizando un sistema de pedales como medio motriz.

Se procedió a ejecutar el programa desarrollado en el capítulo 2, con los siguientes valores de los parámetros de entrada:

- $R = 0.15 \text{ Kg}$
- $V = 0.5 \text{ Nudos}$
- $EHP = 4.79 \text{E-}0.4$

Se muestran los cuadros de dialogo al momento de ejecutar el programa.

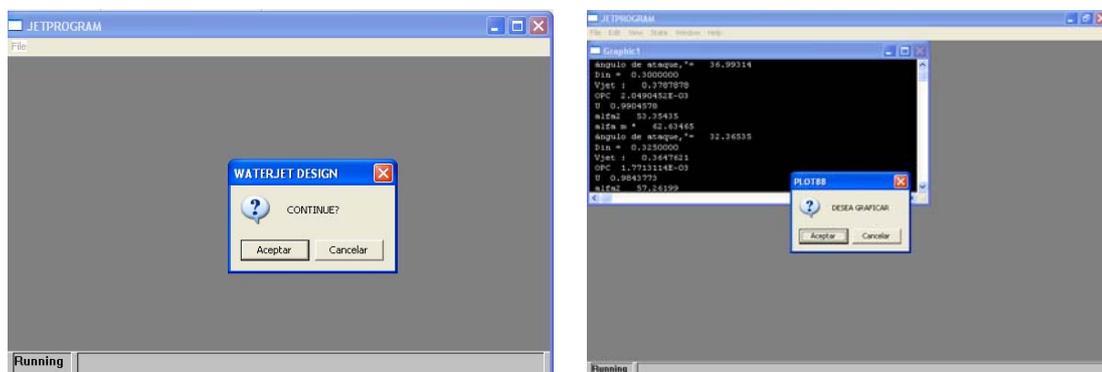


Figura 3.3.- Programa implementado para la determinación de las características del sistema de propulsión con chorro de agua.

Analizando los resultados obtenidos con el programa, se observa que para un diámetro de 0.18 m del impeler de la bomba se necesita una potencia de

0.15 HP en el eje, por lo que se selecciona este valor para el diámetro del impeler. Los valores de salida del programa se adjuntan en los anexos.

Para escoger el valor del diámetro del sistema de ducto se asumieron las siguientes proporciones:

$D_{ducto} =$	$D_{bomba}/1.2$
$D_{tobera} =$	$D_{ducto} \times 0.7$

Tabla3.4- Proporciones asumidas para la construcción del sistema de ducto.

Como se mencionó en el capítulo anterior el ángulo que forma el ducto generalmente va en el rango de 15 a 35 grados con respecto a la horizontal. En el ducto prototipo construido en esta tesis se escogió un ángulo de 25°, siendo criterios de selección la eslora y calado del bote, esto es espacio disponible y desplazamiento estimado en el que operaría el bote.

La difusión del flujo para elevar la presión total interior puede ser obtenida utilizando una expansión gradual del ducto, dependiendo de la razón de velocidades a la entrada y del impeler deseada, y la velocidad esperada del bote. Una malla removible debe ser fijada en la entrada para evitar el ingreso de desechos o basura que no pueden pasar a través de la bomba.

Como en el caso de las hélices de las embarcaciones, para el diseño de la bomba es necesario establecer un compromiso entre las variables independientes. Se debe escoger el diámetro y la velocidad de rotación para obtener un determinado flujo, cabezal y potencia. Las relaciones de proporcionalidad que se deben tener presente para una bomba cuando deba ser diseñada son:

$$Q \propto ND^3$$

$$H \propto N^2D^2$$

$$SHP \propto N^3D^5$$

En el diseño de bombas se usa los coeficientes de caudal, cabezal y potencia, existiendo valores recomendados para cada uno de ellos dependiendo del tipo de bomba a ser diseñada. Los mismos se definen de la siguiente manera, [22],:

$$C_Q = \frac{Q}{ND^3} \quad (3.1)$$

$$C_H = \frac{Hg}{N^2D^2} \quad (3.2)$$

$$C_P = \frac{SHP}{\rho N^3D^5} \quad (3.3)$$

De igual manera para el diseño de se utiliza el coeficiente de velocidad de arrastre y de velocidad de paso, que se define según [22] como:

$$\phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}} \quad (3.4)$$

$$\psi = \frac{Va}{\sqrt{2gH}} \quad (3.5)$$

donde,

ϕ = coeficiente de velocidad de arrastre,

ψ = coeficiente de velocidad de paso, y,

U, Va, y H como fueron definidas en el capítulo dos.

Se dice que ϕ califica la velocidad y el tamaño en función de la carga. El rango de valores usuales recomendados para ϕ , para bombas axiales es:

$$1.6 < \phi < 2.1$$

Para el coeficiente de velocidad de paso, el valor típico estimado para bombas axiales es de 0.45 aproximadamente, y se dice que cuantifica el gasto másico.

El proceso de diseño de las variables de la bomba que se utilizó en esta tesis es el implementado por Marín, [14], utilizando la referencia [25], el mismo que se detalla en los anexos. A continuación se muestra un resumen de los valores de las variables obtenidos luego de haber implementado el proceso antes mencionado.

Caudal [Q] =	91,4	gpm
Cabezal H] =	60	cm
Vel .Rotación [N]=	400	rpm
Vel. Específica [Ns]=	2302	
Número Aspas [Z] =	4	
Diámetro bomba =	18	cm
Ángulo de entrada [$\alpha_1=\beta_1$] =	7,86	°
Ángulo de salida [$\alpha_2=\beta_2$] =	22,5	°
Curvatura del álabe [$\theta=\phi$] =	14,64	°
Cuerda [l=c] =	4,81	cm
Paso diametral [s=t] =	4,81	cm
Diámetro manzana =	6,1	cm
Camber =	0,303	cm
Ángulo de paso [$\beta_m+\alpha=\beta_c$] =	25	°

Tabla3.1.- Diseño de Bomba axial

A continuación se muestra un diagrama de la bomba:

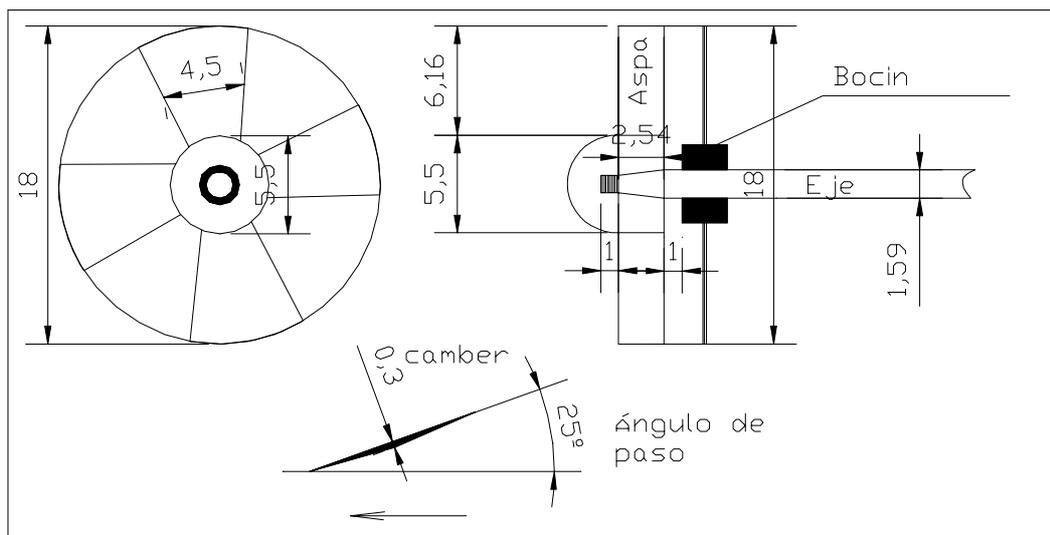


Figura 3.4.- Plano de la bomba construida, medidas en cm.

3.2 Diseño Mecánico del Sistema Prototipo.

Este subcapítulo se lo dividirá en dos partes:

- Sistema de ducto
- Sistema Multiplicador de velocidades

Sistema de Ducto.

El sistema de ducto ha sido dividido en cinco secciones por facilidad de construcción, según se muestra en la figura a continuación:

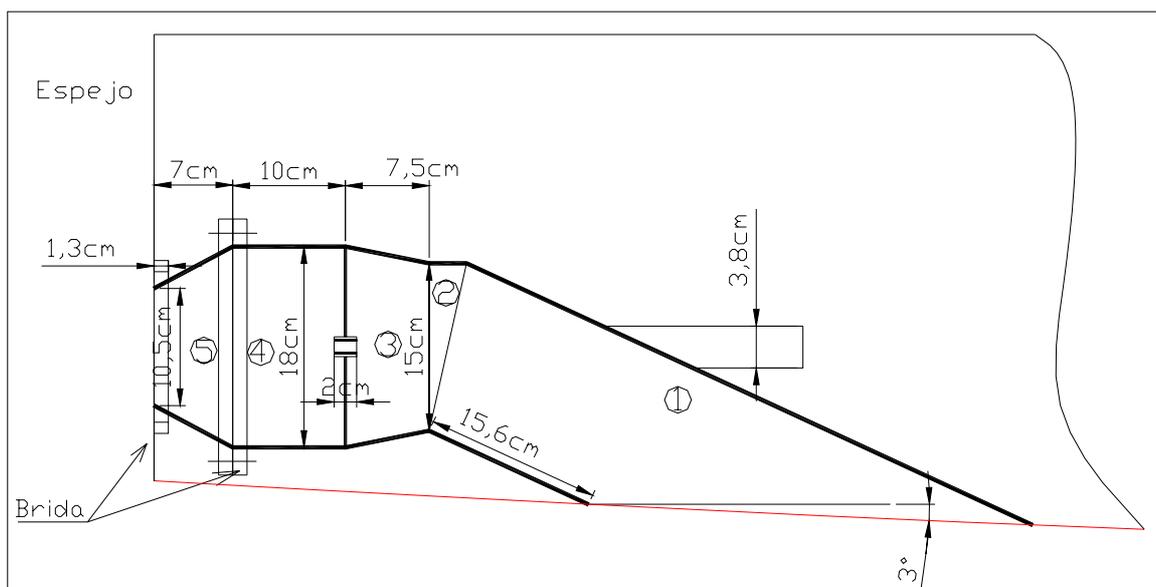


Figura 3.5.- Secciones del sistema de ducto

La sección uno (1) corresponde al segmento que va desde la entrada hasta la sección de curvatura del ducto; la sección dos (2) es el codo del sistema; la sección tres (3) es la expansión; la sección cuatro (4) se refiere a la

sección constante de sistema donde va a operar la bomba; y, la parte cinco (5) representa la tobera del sistema.

Larburu, [26], presenta un procedimiento para obtener el desarrollo de las formas de cada una de las secciones antes mencionadas, en el mismo que es detallado en los anexos. A continuación se muestra los valores calculados en una hoja electrónica de Excel, para el trazo del sistema de ducto.

Expansión				Reducción			
d1 = 15	cm	h2 = 45	cm	d1 = 10,5	cm	h2 = 16,8	cm
d2 = 18	cm	h1 = 37,5	cm	d2 = 18	cm	h1 = 9,8	cm
h = 7,5	cm	g2 = 12,9	cm	h = 7	cm	g2 = 14,55	cm
e = 0,2	cm	m = 0,096	cm	e = 0,2	mm	m = 0,096	cm
		n = 0,004	cm			n = 0,004	cm
tan $\alpha/2 = 17$		d1m = 15,19	cm	tan $\alpha/2 = 17,25$		d1m = 10,69	cm
$\alpha = 0,577$	rad	d2m = 18,19	cm	$\alpha = 0,585$	rad	d2m = 18,19	cm
$\alpha = 33,05$	°	g1 = 65,34	cm	$\alpha = 33,51$	°	g1 = 20,73	cm
		h3 = 0,352	cm			h3 = 0,347	cm
S1 = 47,73	cm	c = 0,03	cm	S1 = 33,59	cm	c = 0,03	cm
S2 = 57,15	cm	R = 78,25	cm	S2 = 57,15	cm	R = 35,28	cm
Para el trazado				Para el trazado			
$\beta = 0,73$	rad	c1 = 46,67	cm	$\beta = 1,62$	rad	c1 = 30,03	cm
$\beta = 41,85$	°	c2 = 55,89	cm	$\beta = 92,81$	°	c2 = 51,1	cm
		f1 = 4,309	cm			f1 = 6,438	cm
H = 17,21	cm	f2 = 5,16	cm	H = 20,98	cm	f2 = 10,95	cm
p = 12,05	cm			p = 10,03	cm		

**Cilindro intersectado
por un plano oblicuo**

Fondo+tubo		
d=	15	cm
e=	0,2	cm
$\alpha =$	68	°
l=	15,6	cm
a=	37,1	cm
S=	47,8	cm
a/6=	6,19	cm
S/12=	3,98	cm

Cuerpo cilíndrico		
d =	18	cm
e=	0,2	mm
l=	10	cm
S=	57,18	cm

Codos Cilíndricos

d=	15	cm
e=	0,2	cm
R=	0,05	cm
$\alpha =$	12,5	°
a=	3,33	cm
a/6=	0,55	
d=	80	cm
y1=	58	cm
y2=	64	cm
tan $\alpha =$	0,08	
$\alpha =$	4,29	°
S=	47,8	cm
S/12=	3,98	cm

**Cilindro intersectado
por un plano oblicuo
"Tubo del codaste"**

d=	3,75	cm
e=	0,2	cm
$\alpha =$	65	°
l=	15,6	cm
a=	8,04	cm
S=	12,4	cm
a/6=	1,34	cm
S/12=	1,03	cm

Tabla 3.6.- Diseño de la geometría del sistema de ducto.

A continuación se muestran el diseño del desarrollo de cada una de las secciones del sistema de ducto.

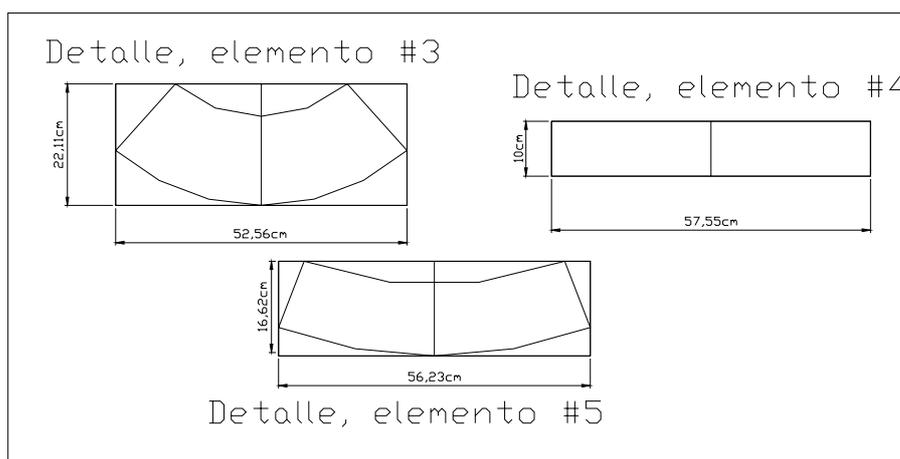
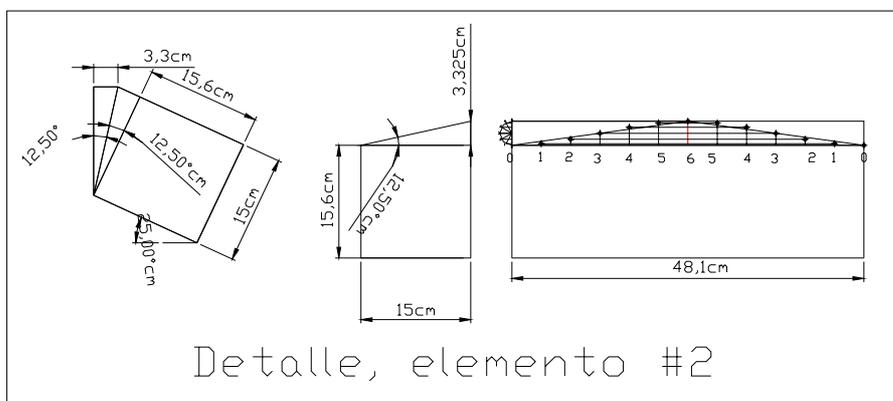
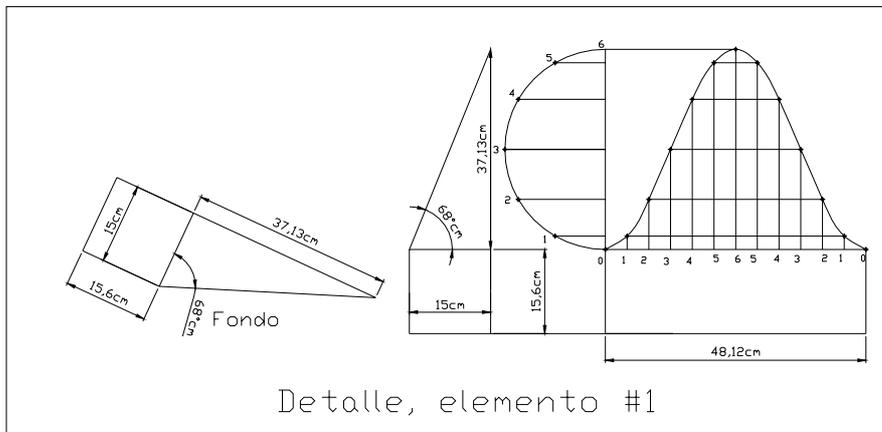


Figura 3.6.- Detalle del desarrollo realizado de cada una de las secciones del sistema de ducto.

Sistema Multiplicador de Velocidades.

Como parte del trabajo de esta tesis es necesario desarrollar un mecanismo que permita obtener la velocidad de rotación necesaria para que la bomba opere adecuadamente, esto es para conseguir el incremento deseado en la presión del fluido, con el fin de obtener el empuje requerido para impulsar la embarcación. Al ejecutar el programa implementado en el capítulo 2, se obtiene la velocidad de rotación de la bomba, para el diámetro escogido, y tal como se indicó, será igual a 18 cm.

Revisando el archivo de resultados generados se observa que para un diámetro de 18 cm la velocidad de rotación de la bomba debe ser aproximadamente 250 rpm. Con esta variable como dato de entrada se realizó el diseño del sistema de engranajes que nos permitan obtener la velocidad requerida en el eje de la bomba. Se utilizaron las relaciones dadas en [28] para llevar a cabo este diseño, las mismas que son detalladas en los anexos. El sistema diseñado consta de las siguientes partes:

- Dos engranajes cónicos, una catalina y un rache,
- Una cadena,
- Tres chumaceras, y,
- Una caja metálica de soporte.

Se muestra en la siguiente figura el plano detallado del diseño realizado:

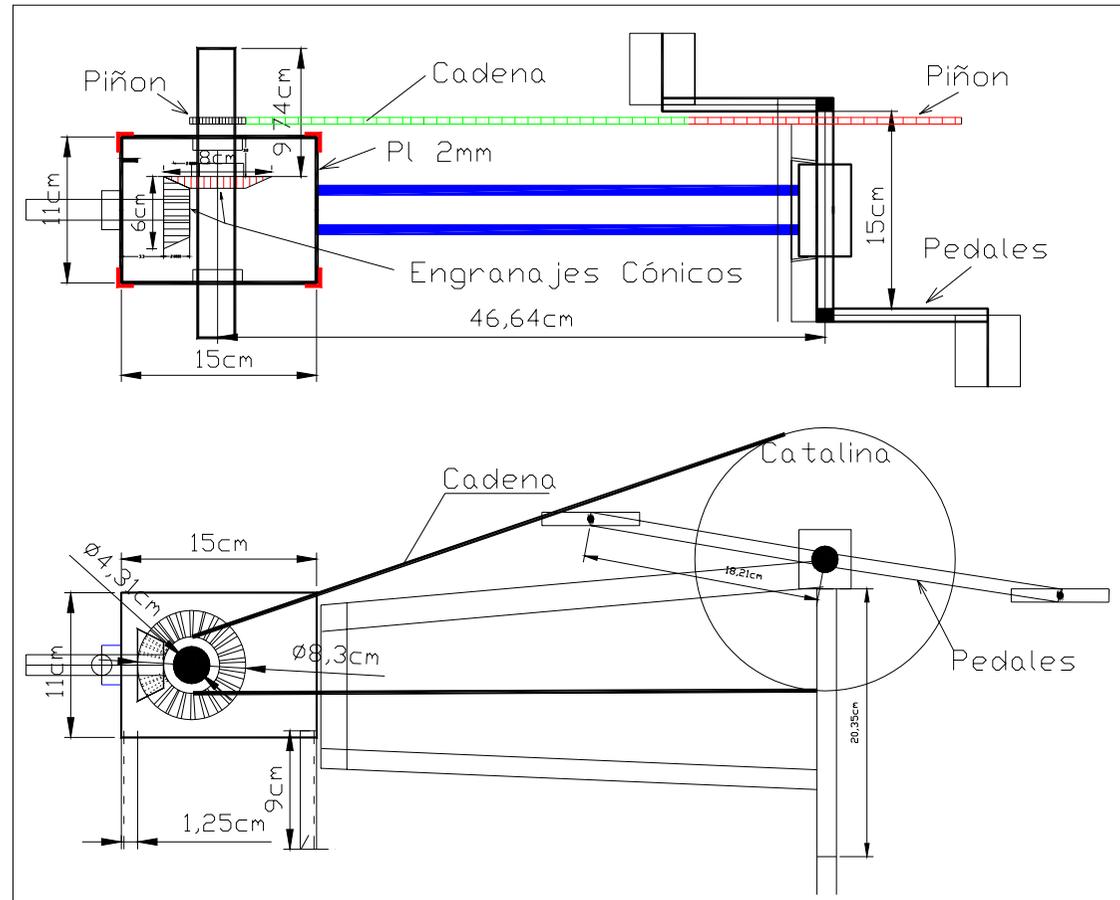
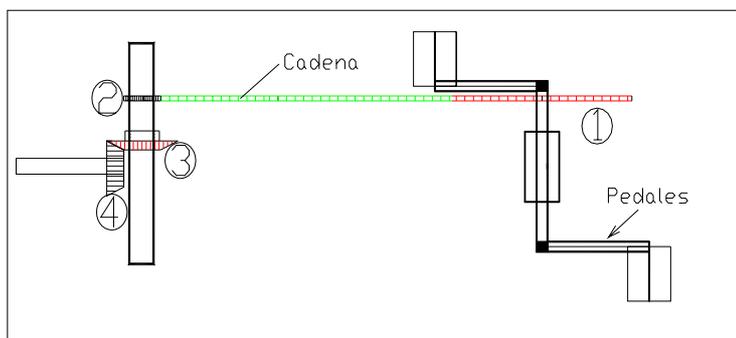


Figura 3.7.- Sistema multiplicador de velocidades

El sistema tiene una relación multiplicadora de transmisión de 1:4.8, valor suficiente para obtener la velocidad de rotación requerida en el eje de la bomba. A continuación se muestra en una tabla el resumen de los diámetros y números de dientes que tienen cada uno de los elementos del sistema de multiplicación de velocidades escogido.



$\omega_4/\omega_1=$	4.8			# dientes	
D4=	4,5	cm	Piñón-cónico	Z4=	7
D3=	6,5	cm	Piñón-cónico	Z3=	17
D2=	6	cm	Rache	Z2=	18
D1=	20,8	cm	Catalina	Z1=	48

Tabla 3.5.- Características geométricas de los piñones y engranajes del sistema multiplicador de velocidades diseñado.

En la siguiente figura se muestra el sistema de propulsión instalado en la embarcación donde va a ser probado.

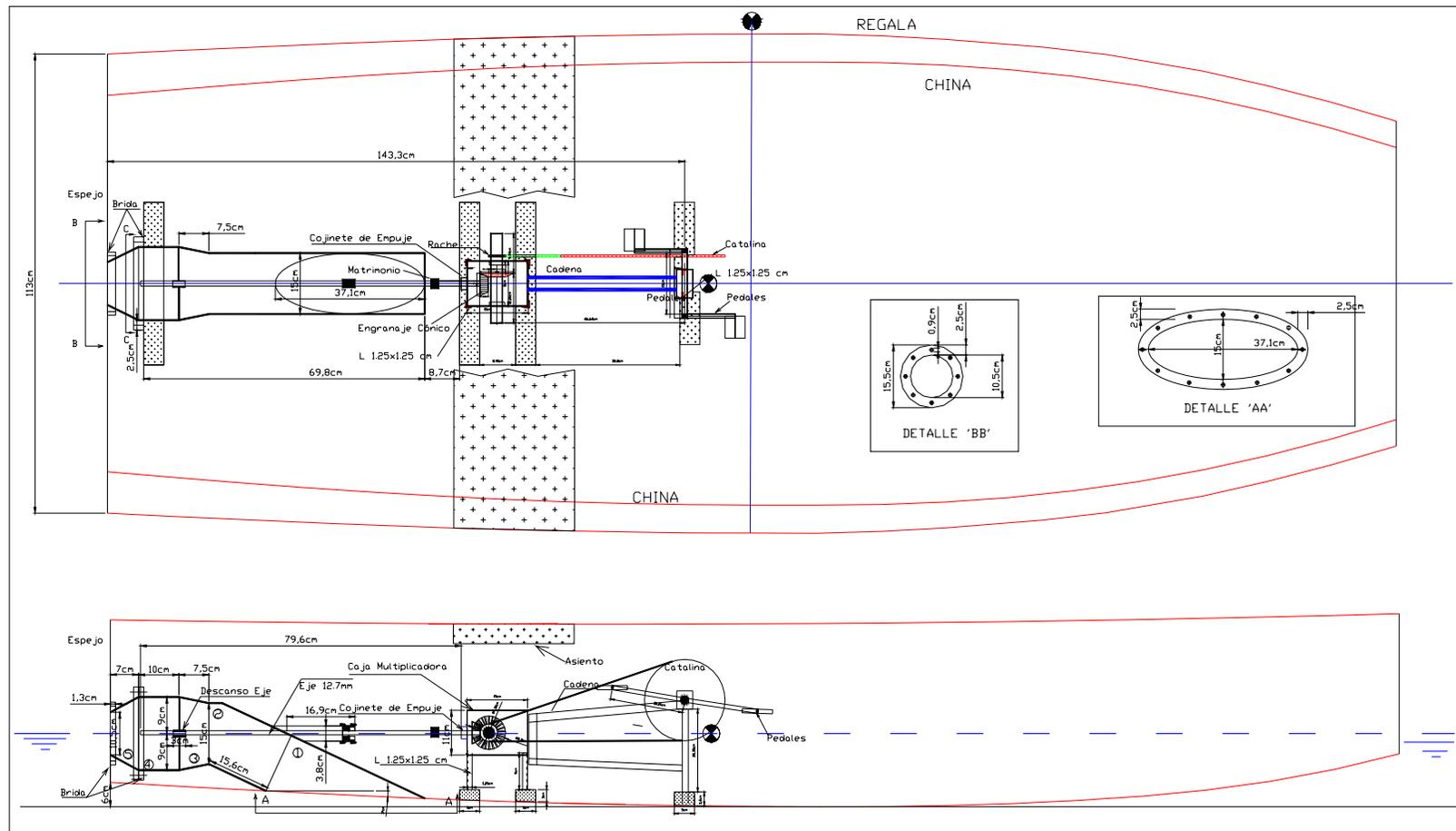


Figura 3.8.- Sistema de propulsión con chorro de agua.

3.3 Pruebas y Evaluación del Prototipo Construido

Una vez finalizado el proceso de diseño de todo el sistema de propulsión, se procedió a la construcción de cada una de sus partes componentes. Se describirá el proceso de construcción del ducto, sistema multiplicador de velocidades, bomba, y, **el mantenimiento realizado al bote utilizado.**

Para la construcción del sistema de ducto, se realizaron las impresiones de los planos a escala 1:1, de tal manera de poder marcar en forma precisa la plancha la forma de cada una de las secciones en que se ha dividido el ducto. Se escogió una plancha de 1.27 mm para la construcción del mismo. En la figura que se muestra a continuación se observan las diferentes secciones luego de haber sido cortadas.



Figura 3.9.- Corte de las secciones del sistema de ducto.

Luego de procedió a rolar cada una de las secciones, para finalmente unir las con soldadura. Por último se unió cada una de las partes, colocando las respectivas bridas (en el fondo, donde va operar la bomba y la correspondiente al espejo de la embarcación). Se muestra el proceso de soldadura de las piezas.



Figura 3.10.- Proceso de unión de las secciones del sistema de ducto.

Multiplicador de Velocidades

Una vez finalizado el sistema de ducto se procedió a la construcción del sistema de multiplicación de velocidades. Primeramente se colocaron las chumaceras en las planchas de 3 mm que servirán de base. Se muestra las chumaceras aseguradas a las planchas.



Figura 3.11.- Adaptación de chumaceras al planchaje.

Se maquinó el eje hasta un diámetro de 5/8" para proceder a adaptarlo al engranaje cónico pequeño. Se aprecia en la figura este proceso.



Figura 3.12.- Proceso de maquinado del eje de transmisión.

Una vez maquinado el eje de transmisión, se procedió a la adaptación de los engranajes cónicos en los ejes aplicando calor a los piñones de tal manera de conseguir un ajuste de 4 milésimas de pulgada. Se muestra en la siguiente figura este proceso.



Figura 3.13.- Adaptación de los engranajes cónicos.

Una vez adaptados los ejes a los engranes cónicos, se elaboraron los hilos y el maquina del eje donde va a trabajar el rache que se conectará a la catalina por medio de una cadena. Se muestra esto a continuación.



Figura 3.14.- Maquinado del eje donde va a trabajar el rache.

Luego que los ejes se montaron sobre las chumaceras, se procedió a unir las secciones que formarían el sistema multiplicador. Se muestran las piezas antes y después de haber sido unidas con soldadura.

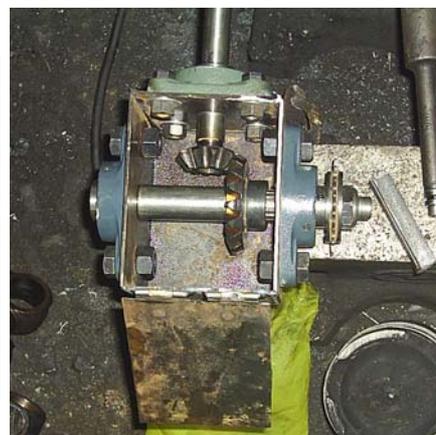


Figura 3.15.- Unión de piezas del sistema de multiplicación de velocidades.

Por último se soldaron los ángulos (1/2x1/2x1/8") que serán las bases de la caja multiplicadora, las que servirán de medio de unión a la estructura de la embarcación. Finalmente se muestra una figura donde se puede apreciar el sistema finalizado y listo para ser instalado a bordo.



Figura 3.16.- Sistema multiplicador de velocidades.

Bomba

La construcción del impeler de la bomba fue llevada en dos partes:

- Construcción de la Manzana
- Construcción de las Aspas

A la manzana se le realizó un chavetero para poder asegurarla al eje de la bomba. El diámetro de la manzana es de 5.5 cm. Se muestra a continuación una figura de la misma.



Figura 3.17.- Manzana de la bomba construida.

Las aspas se construyeron después de la manzana, se les proveyó un cámbier de 3 mm. La cuerda de las aspas en la manzana tiene los siguientes valores:

Descripción	Valor
Cuerda manzana	7
Cuerda 0.5R	5
Cuerda R	3

Tabla 3.8.- Longitud de la cuerda de la aspa de la bomba axial.

En la siguientes figuras se muestra la forma de las palas que fueron construidas y luego se soldaron a la manzana del impeler.



Figura 3.18.- Aspa del impeler.

Luego que se pre-fabricaron las aspas se soldaron a la manzana, con ángulo de paso de 25 grados. En la figura a continuación se muestra el instante que se está soldando una de las aspas a la manzana.



Figura 3.19.- Unión de aspa a la manzana de la bomba.

Eje

Una vez unidas todas las aspas de la bomba, se procedió a la preparación del eje en el que operaría la bomba. Se preparó el chavetero correspondiente, y la rosca en el extremo del eje para poder asegurar finalmente al impeler de la bomba.

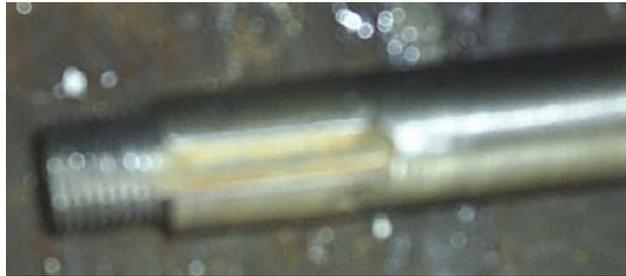


Figura 3.20.- Chavetero e hilos realizados en el eje que trabajará la bomba.

Descansos

En forma paralela se construyeron dos bocines donde va a descansar el eje. Uno antes del impeler de la bomba y otro a la salida del eje del sistema de ducto. Estos bocines se colocaron sobre el porta bocín previamente adaptado al ducto, y en la sección de tubo que sale del ducto según se muestra en la figura siguiente.



Figura 3.21.- Soportes del eje de la bomba.

El bocín cercano al impeler de la bomba es de material sintético y el que está junto a la salida del eje del sistema de ducto posee dos O`rings para asegurar la estanqueidad del sistema. Se muestra una figura donde se notan los bocines ya instalados

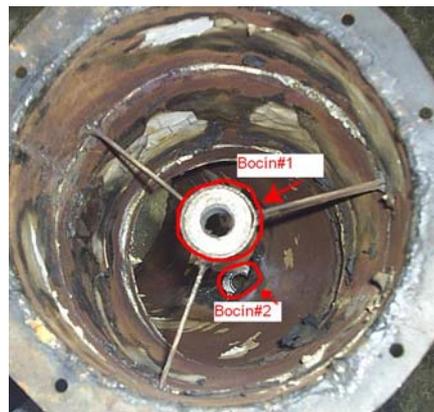


Figura 3.22.- Soportes del eje de la bomba.

Finalmente se instaló el impeler de la bomba construida sobre el eje y fue asegurada con la cuña y la tuerca, según se muestra en la siguiente figura.



Figura 3.23.- Impeler de la bomba instalada en el sistema de ducto.

Pruebas del Prototipo Construido.

Finalizada la instalación del sistema de propulsión prototipo en el bote, se realizaron pruebas básicas en el lago de la ESPOL, con el fin de analizar el comportamiento del conjunto embarcación-sistema propulsor. A continuación se muestran fotos del sistema general, ducto de salida e impeler acoplado, y el bote siendo operado en el lago durante las pruebas realizadas.



Figura 3.24.- Sistema de propulsión instalado.

El bote se desplazaba producto del empuje generado por el chorro de agua, a una velocidad baja pero debido a la falta de equipos no fue posible registrar valores de la velocidad de rotación del eje, cabezal producido por la bomba, y flujo volumétrico obtenido. Además resultó complicado mantener constante la velocidad de rotación de la bomba con el sistema de pedales utilizado, resultando en un avance no uniforme.

Sin embargo el sistema opera cualitativamente según lo previsto teóricamente. A continuación se muestra como el chorro de agua era impulsado por la bomba.



Figura 3.25.- Sistema de propulsión operando.

Durante el desarrollo de las pruebas ocurrieron algunos inconvenientes que no permitieron ejecutar los ensayos planificados. En general se presentaron los siguientes problemas:

- Se observó la presencia de aire en el sistema de ducto lo que ocasionaba un mal funcionamiento de la bomba
- Bajas velocidades de rotación obtenidas con el sistema de pedales debido a problemas de alineamiento entre la catalina y el rache. Esto ocasionaba que salte la cadena con cierta frecuencia.
- Falta de estanqueidad de la embarcación en la entrada del ducto. Debido a la falta de elementos estructurales en el bote ocurrieron pequeñas deformaciones que ocasionó el ingreso de agua, disminuyendo de esta manera el tiempo disponible para realizar las pruebas.

Se presentan las siguientes sugerencias para obtener un mejor funcionamiento del sistema prototipo de propulsión con chorro de agua construido.

- Rigidizar las bases del sistema multiplicador de velocidades para impedir el moviendo lateral (estribor-babor), logrando de esta manera estabilidad al momento de pedalear, y además facilitar la alineación de todo el sistema.

- Rigidizar el fondo del bote para permitir pruebas con mayor número de personas a bordo del bote. Esto permitirá obtener un mayor calado y podrá el impeler operar con mayor cantidad de agua, evitando la formación de regiones de aire en el sistema de ducto.

Capítulo 4

Análisis de Resultados.

Se presentan resultados de eficiencias propulsivas teóricas obtenidas con ambos sistema de propulsión para la embarcación Samarina y el bote utilizado en el capítulo anterior para realizar las las pruebas del prototipo construido, se describe el mantenimiento del sistema, y finalmente se revisarán los costos involucrados en la construcción, instalación y operación.

4.1 Comparación de Eficiencia Propulsiva del Sistema Tradicional versus el Sistema con Chorro De Agua.

En el presente subcapítulo se analizarán los valores de eficiencia propulsiva teórica obtenidos con ambos sistemas de propulsión (Chorro de agua y Hélice abierta) para la embarcación Samarina y el bote utilizado para realizar las pruebas del prototipo construido.

Primeramente se mostrarán los valores de eficiencia para el bote. Es importante recalcar lo indicado por Arcand, [4]: “Desde el punto de vista de eficiencia propulsiva la comparación del sistema de jet con propulsores abiertos no es muy equitativa a menos que el área de salida del chorro sea la misma que el área de un propulsor abierto”. Este debe ser un criterio que se debe tener presente al momento de realizar la comparación de eficiencia propulsiva. Se realizó la estimación de eficiencia para un propulsor abierto utilizando el programa DISPROP, [17]. Los datos del propulsor utilizado son los siguientes:

Descripción	Valor
Diámetro	10.5 [cm]
Número de Palas	4
Paso/Diámetro	1
A_E/A_O	0.6

Tabla4.1.- Datos del propulsor.

Para obtener los valores de eficiencia propulsiva para el sistema con chorro de agua, se utilizó el programa implementado en el capítulo 2, seleccionado un diámetro de 10.5 cm. A continuación se muestra una curva con los valores de eficiencia para ambos sistemas propulsivos.

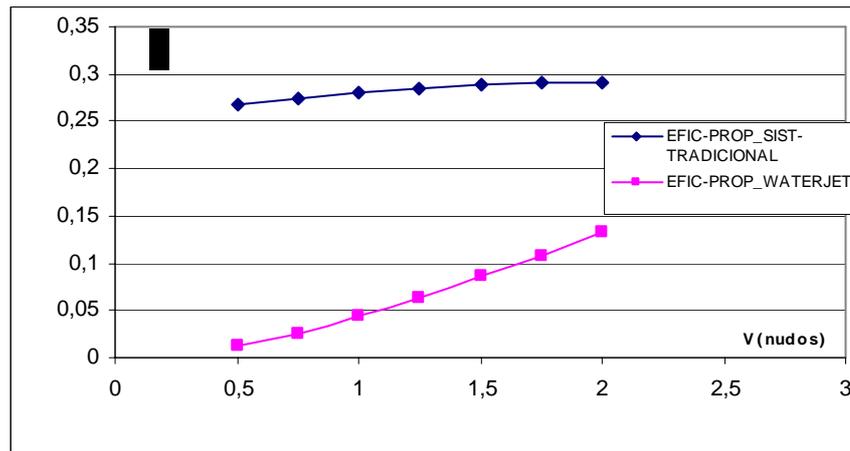


Figura 4.1.- Comparación de eficiencia propulsiva bote FIMCM.

De igual manera se muestra la curva de eficiencia propulsiva determinada para la embarcación Samarina, utilizando un diámetro de 0.35 m.

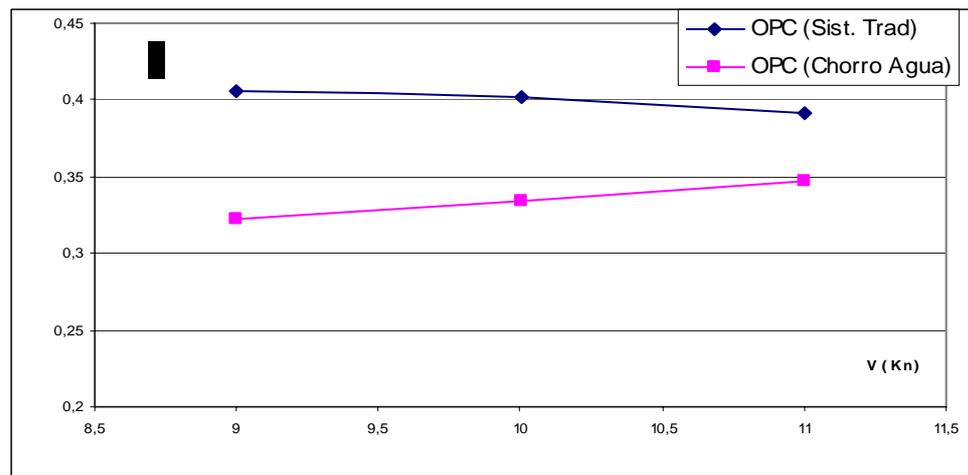


Figura 4.2.- Comparación de eficiencia propulsiva para la lancha Samarina

Como se observa en las figuras anteriores el sistema tradicional de propulsión tiene una mejor eficiencia propulsiva sobre el sistema con chorro de agua para el rango de velocidades analizado, lo que está de acuerdo con

la teoría revisada. Los valores de potencia en el eje necesarios para cada uno de los sistemas de propulsión confirman el comportamiento de los valores de eficiencia, según se observa en la siguiente figura, donde la primera figura corresponde al bote utilizado para realizar las pruebas del prototipo, y la segunda del B/H Samarina.

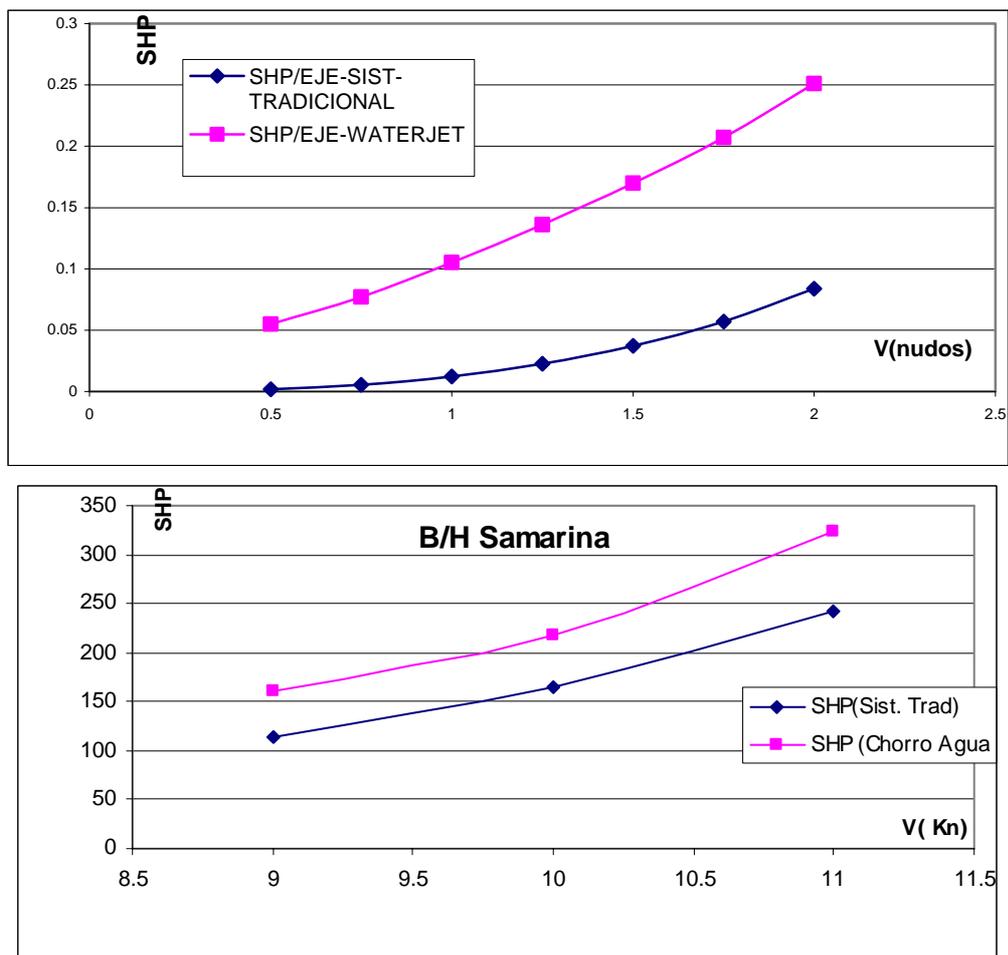


Figura 4.3.- Requerimientos de potencia en el eje.

La reducida eficiencia obtenida, debe ser comparada con las otras ventajas que proporciona el sistema con chorro de agua, las cuales incluyen:

navegación segura en aguas pocas profundas, seguridad para rescatar personas en el agua, y, alta maniobrabilidad. Finalmente se debe hacer un análisis de costo-beneficio para determinar la aplicación o no de este sistema propulsivo.

4.2 Seguridad y Mantenimiento del Sistema.

En general el sistema con propulsión con chorro de agua presenta varias ventajas operativas sobre el sistema con propulsor abierto, que lo convierte en un sistema más seguro y confiable.

Existen actualmente muchas aplicaciones de este sistema propulsivo, sean estas de tipo comercial o militar, que demuestran cuan viable es la utilización para navegación en aguas con restricciones de calado, exigencias de alta velocidad y maniobrabilidad. En caso de existir la necesidad de navegar en sectores o lugares con presencia de personas en el agua, por ejemplo en algún rescate, existe la seguridad de que no se lastimará a nadie ya que el impeler de la bomba está operando en el interior del sistema de ducto. Otro caso puede ser en las embarcaciones militares, que deben hacer patrullajes en los ríos y esteros donde la limitada profundidad puede ocasionar problemas en la hélice para sistemas con propulsor abierto, por lo que el sistema con chorro de agua se convierte en una opción factible.

En forma similar en ciertos sectores de nuestra región amazónica la mejor vía de acceso son los ríos, y la navegación en los mismos puede llegar a ser muy complicada utilizando un motor fuera de borda por los bajos que se forman, siendo nuevamente el sistema con chorro de agua un medio seguro de navegación para la condición antes mencionada.

El mantenimiento preventivo que se debe realizar al sistema de chorro de agua debe estar focalizado en el posible ingreso de partículas de desecho al sistema de ducto, lo que puede ocasionar un mal funcionamiento de la bomba, por erosión de las palas, provocando que los niveles de eficiencia de todo el sistema sean reducidos considerablemente. Utilizar una malla removible en la entrada del sistema de ducto de manera de impedir el ingreso de basura o cualquier otro objeto que impida el correcto funcionamiento del impeler de la bomba. También se recomienda utilizar ánodos de sacrificio en sectores críticos del sistema, tales como el sistema director del flujo o de gobierno, proteger todo el sistema de propulsión con pintura anticorrosiva y antifouling, prolongando de esta manera la vida útil de todas las partes.

El mantenimiento sugerido para el prototipo construido debe abarcar los siguientes aspectos:

- Sistema de ducto: Evitar posibles deformaciones, en especial en el sector de la bomba y proteger con pintura anticorrosiva.
- Impeler de la bomba: Verificar que no existan deformaciones en las aspas.
- Eje de transmisión: Comprobar que no exista flexión.
- Multiplicador de velocidades: Evitar deformaciones en las planchas de apoyo de las chumaceras, y mantener engrasado los piñones cónicos.
- Sistema de descansos: Comprobar el buen estado de los O-rings en el bocín de popa, y verificar el buen funcionamiento del bocín próximo al impeler de la bomba.

4.3 Análisis de Costos de Instalación y Operación del Sistema.

El presente trabajo se enfoca a presentar en detalle los costos involucrados en la construcción, instalación y operación del prototipo construido del sistema de propulsión con chorro de agua.

Mariscal, [19], presenta diversas maneras de agrupar los costos en un proyecto para efectos contables, dependiendo en qué parte del proceso de producción sean generados.

Una clasificación general de los costos para un proyecto productivo según dicha referencia es:

- Costos de producción.
- Costos de administración.
- Costos de ventas.
- Costos financieros.

En el desarrollo de este sub-capítulo se detallan los costos de producción del sistema prototipo, esto es, costos de materias primas, mano de obra directa, y costos de mantenimiento.

En la tabla que se muestra a continuación se presentan en detalle cada uno de los costos de la construcción del sistema prototipo de propulsión

Costos de Construcción del Prototipo de un Sistema de Propulsión con Chorro de Agua				
Descripción	Cantidad	V. Unitario	Sub-Total	Total
SISTEMA MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES				
Chumacera UCFL 205-16 1"	2,00	3,71	7,42	8,31
Plancha de 11x82x0,32 cm	1,00	2,50	2,50	2,80
Acero de transmisión 20x 2.54 SAE 1018	1,00	2,05	2,05	2,30
Chumacera de Pared 7/8 " UCF 205-14	1,00	6,59	6,59	7,38
Acero de transmisión 14x 2.54 SAE 1018	1,00	1,48	1,48	1,66
Acero de transmisión 90x2.22 SAE 1018	1,00	5,17	5,17	5,79
Construcción de caja multiplicadora de velocidad	1,00	40,00	40,00	40,00
SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA				
Manzana tipo Lovejoy 070	2,00	5,66	11,32	12,68
Repuesto tipo lovejoy 070	1,00	3,86	3,86	4,32
Catalina 48 T	2,00	2,90	5,80	6,50
Cuñas con tuerca y anillo	2,00	0,10	0,20	0,22
Eje central	1,00	0,65	0,65	0,73
Pista central	1,00	0,75	0,75	0,84
Cadena S.T.D	2,00	1,00	2,00	2,24
Pedales	2,00	0,40	0,80	0,90
Pernos 5/8 " con anillo plano	4,00	0,68	2,72	3,05
Perno Acero G5 1x 6 " con tuerca	1,00	4,70	4,70	5,26
Descansos	2,00	10,00	20,00	20,00
Construcción de Impeler y descansos	1,00	40,00	40,00	40,00
SISTEMA DE PROTECCIÓN				
Diluyente (galon)	1	3,5	3,50	3,92
Pintura (galon)	1	9,5	9,50	10,64
SISTEMA DE DUCTO				
Construcción de Bridas y ducto	1	50	50,00	50,00
			Total (\$)	229,53
Costos del Mantenimiento del Bote e Instalación del Sistema Prototipo				
Descripción	Cantidad	V. Unitario	Sub-Total	Total
Fibra de vidrio 380- 5metros	1,00	6,50	6,50	7,28
Dióxido de titanio-1 Kg	1,00	3,90	3,90	4,37
Estireno-1 litro	1,00	4,90	4,90	5,49
Tablones de Laurel 20x2,4 metros	2,00	3,50	7,00	7,84
Mano de obra (Instalación del sistema)	1,00	40,00	40,00	44,80
			\$	69,78
Costos Indirectos de la Construcción				
Descripción	Cantidad	V. Unitario	Sub-Total	Total
Mobilización (pasajes, gasolina)	1	20	20	20
Alimentos	1	10	10	10
Impresiones (planos)	3	1,9	5,7	5,7
Varios	1	10	10	10
			\$	45,70
Total (Costos de Construcción de prototipo, Mantenimiento e instalación, y costos indirectos)			(\$) =	345,01
Costos de Mantenimiento (15% Costos de construcción)			(\$) =	34,42968
Costo Final Total			(\$) =	379,44

Tabla4.2.- Detalle de los costos de construcción, instalación y mantenimiento de un sistema prototipo de propulsión con chorro de agua.

Como se puede observar en la tabla 4.2, el costo final de implementar el sistema de propulsión con chorro de agua es alrededor de \$400 dólares. Se debe resaltar que este es un precio piloto, dado que se piensa que algunos ítems podrían reducirse a partir de la primera experiencia lograda. Es necesario tener presente que el sistema prototipo construido debe ser mejorado en ciertos aspectos según se recomendó en el capítulo 3, por lo que el costo final del sistema con chorro de agua variaría. Finalmente para decidir la viabilidad o no de la implementación de esta clase de propulsión, se debería tratar de mejorar el prototipo construido y observar su comportamiento global, para finalmente determinar los costos totales y compararlos con los costos relacionados con el sistema tradicional.

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un proceso de selección preliminar de las variables de un sistema de propulsión con chorro de agua, y a partir de esta estimación se pudo hacer las comparaciones teóricas de eficiencia propulsiva y potencia en el eje con el sistema tradicional de propulsión para la embarcación Samarina. Además se realizó el diseño y la construcción de un prototipo de un sistema de propulsión con chorro de agua movido por un sistema de pedales, y fue instalado en un bote recreacional que posee la FIMCM para las pruebas y evaluación del mismo.

Se concluye lo siguiente:

- Los niveles de eficiencia propulsiva obtenidos con un sistema tradicional de propulsión que emplea motor fuera de borda con hélice abierta están en el orden de 0.3-0.4, véase la figura (1.9). La gran diferencias con sistemas de mayor tamaño está en la velocidad de rotación de la hélice, alrededor de 2500 rpm, que permite emplear diámetros reducidos del propulsor. Estos cálculos se basan en estimaciones de Resistencia al avance empleando el método de

Holtrop y utilizando los polinomios de K_T y K_Q de la serie B-Wageningen de propulsores para evaluar los coeficientes de operación en agua abierta de hélices.

- El uso de métodos para la estimación de Resistencia y Selección de propulsores, por ejemplo Holtrop y Series B-Wageningen, que puedan ser implementados en un programa computacional es de mucha utilidad para el diseño y análisis de sistemas propulsivos. Estas herramientas pueden ayudar a reducir tiempo y costos para la realización de un determinado proyecto.
- La implementación computacional desarrollada para efectuar el cálculo de las variables de diseño para un sistema de propulsión con chorro de agua, permite obtener rápidamente un diseño de las principales variables involucradas, tales como: flujo volumétrico, cabezal requerido de la bomba, velocidad de rotación de la bomba, eficiencia propulsiva total, potencia necesaria en el eje, velocidad específica de la bomba, y longitud del sistema de ducto. La aplicación realizada en los anexos del capítulo 2 permitió comprobar la validez del proceso implementado al obtener resultados cercanos a los mostrados en la bibliografía. Véase la figura (2.b)
- Los valores de eficiencia propulsiva obtenidos para el sistema de propulsión con chorro de agua para la embarcación Samarina, están en un orden de magnitud próximo al obtenido para el sistema

tradicional con propulsor abierto, véase la figura (2.16). Sacrificando la eficiencia propulsiva en alrededor del 21% con respecto al sistema tradicional, se pueden obtener algunas de las ventajas que ofrece el sistema con chorro de agua. Véase la tabla (1.1).

- Se estableció un proceso generalizado para la obtención del desarrollo para el trazado de la geometría del sistema de ducto (expansión, contracción, sección constante, codo, y ducto interceptado por un plano oblicuo). El desarrollo de cada una de las secciones del ducto individualmente facilitó el diseño y la posterior construcción del mismo. Véase la figura (3.6).
- La descripción del proceso de diseño de las variables de una bomba axial fue desarrollado. Con los resultados obtenidos se realizó el plano para la construcción de la bomba, especificando número de aspas, longitud de la cuerda, ángulo de paso, diámetro de la manzana y del impeler, camber, y longitud de la manzana. Véase la figura (3.4) y la tabla (3.1).
- La construcción y posterior instalación del sistema prototipo permitió aplicar todo el proceso de diseño realizado en el desarrollo de esta tesis. Durante el proceso sistemático de construcción de las diferentes partes del prototipo, se adquirió experiencia y confianza en la teoría aprendida y en el uso de las diferentes herramientas básicas

de diseño adquiridas en el transcurso de la formación Teórica Práctica dado en la FIMCM.

- La realización de las pruebas del prototipo construido permitió observar el comportamiento del conjunto casco-sistema propulsor, determinando varias conclusiones acerca del funcionamiento y plantear varias recomendaciones para mejorar la operación del sistema.

Recomendaciones

Luego de haber realizado las pruebas del prototipo construido se presentan las siguientes recomendaciones para mejorar el funcionamiento del mismo.

- Implementar un diseño más ergonómico para la persona que este operando el sistema. De esa esta forma el operador podría desarrollar más torque y entregarlo de manera más continua.
- Adaptar un director de flujo a la salida de la tobera, de tal manera de obtener la maniobrabilidad requerida en el bote.
- Hacer más rígidas las bases del sistema multiplicador de velocidades para impedir el moviendo lateral (estribor-babor), logrando de esta manera estabilidad al momento de pedalear, resultando en velocidades de rotación mucho más uniformes. Además se obtienen facilidades para la alineación de todo el sistema e impedir un posterior desalineamiento.
- Hacer más rígido el fondo del bote para permitir pruebas con mayor número de personas a bordo del bote. Esto permitirá obtener un mayor calado y podrá el impeler operar con mayor cantidad de

agua, evitando la formación de regiones de aire en el sistema de ducto.

- Mejorar la unión del sistema de ducto con el fondo de la embarcación, buscando obtener una estanqueidad total, utilizando masilla en el sector de la quilla de la embarcación.
- Probar un nuevo impulsor de la bomba que tenga 6 palas, esperándose una mayor eficiencia de la bomba debido al bajo valor de Velocidad Específica.
- Como trabajo futuro en esta área, queriendo mejorar su funcionamiento y extender su aplicación, se debería continuar con las pruebas en el prototipo construido una vez llevados a cabo las diferentes sugerencias mencionadas anteriormente, buscando ganar más confianza en el diseño realizado. Se podría analizar la factibilidad de desarrollar pruebas de banco, usando un motor eléctrico como medio motriz de tal manera de operar a velocidades más altas y tratar de mejorar la eficiencia de la bomba.
- Otro posible aspecto a ser considerado a futuro sería buscar los nexos con las empresas manufactureras de esta clase de sistemas propulsivos, con el fin de analizar un posible asesoramiento para la implementación más efectiva de propulsión con chorro de agua en embarcaciones que lo requieran a nivel local.

ANEXOS 1

a) Empresas Manufactureras de Sistemas de Propulsión con Chorro de Agua.

#	WATERJET PROPULSION MANUFACTURES WORLD-WIDE
1	Aerojet (ALRC) / Aerojet Tech Systems Co. P.O. Box13222, Sacramento, CA,95813, USA. TEL:(916)355-3011
2	American Hydrojet Corporation. 2033 F W. McNab Rd, Pompano Beach, FL, 33069, USA. TEL: (305)978-6676; FAX:(305)978-6597
3	Berkeley Pump Company/Berkeley Jet Drive 2222 5th Street, Berkeley, CA, 94710,USA TEL (415) 549-2610
4	Castoldi SpA Viale Mazzini 161-20081 Abbiategrosso, Milano Italy TEL: 2 94821; FAX: (9*) 4960800
5	Hamilton, CWF & Co. Ltd World Headquarters POBox 709 Christchurch New Zealand Fax: 6433486969. American Office Hamilton Jet Inc. 1111 NW Ballard Way Seattle, WA 98107 United States of America. Fax: 12067837323. E-mail:marketing@hamiltonjet.com
6	KaMeWa AB P.O Box 1010, S-681 Kristinehamn, Sweden Tel: 46 550 84000; Fax: 46 550 181 190
8	Kawasaki Heavy Industries, Ltd. Higashi Kawasaki-cho 3-chome, Chuo-ku,Kobe, 650-91, Japan. Tel: (078) 682 5321; Fax: (078) 682 5549
9	Marine Jet Power (MJP) . S-74063 Osterbybruk, Sweden Tel: (46) 295 20785 ; Fax: (46)29521383
7	MitsubishiHeavy Industries (MHI) U.S. Office 630 Fifth Avenue, New York,10111 Tel: (212) 969-9000; Fax: (212) 262-2113/3301
10	Riva Calzoni Spa (Riva Lips) Via Stendhal, 34-20144 Milan, Italy Tel: 39 2 414356; Fax: 39 2 483 300 458

b) Cálculos Hidrostáticos de la Embarcación Samarina

H[m]	VOL[m ³]	DESP[Ton]	LCB[m]	KB[m]	SM[m ²]	CP	CW	CIW
0.25	7	7.1	0.65	0.17	58	0.588	0.686	0.563
0.3	10	10.1	0.41	0.2	65	0.623	0.757	0.643
0.35	13	13.4	0.18	0.23	71	0.657	0.818	0.71
0.4	17	17	-0.05	0.26	77	0.689	0.873	0.769
0.45	21	20.7	-0.25	0.29	82	0.719	0.91	0.821
0.5	25	24.6	-0.41	0.32	85	0.744	0.927	0.851
0.55	28	28.5	-0.52	0.35	87	0.765	0.935	0.861
0.6	32	32.4	-0.6	0.38	89	0.783	0.943	0.87

H[m]	AW[m ²]	LCF[m]	TP1	CD/P	BML[m]	BMT	KML	KMT	MT1
0.25	57	0.04	57.11	-0.11	117.9	11.45	118.1	11.62	45.9
0.3	63	-0.34	63.26	1.19	108.1	9.29	108.3	9.49	60
0.35	69	-0.71	68.53	2.67	101.8	7.76	102	8	74.9
0.4	73	-1.05	73.19	4.22	96.8	6.67	97.1	6.93	90.1
0.45	76	-1.24	76.27	5.16	88.8	5.84	89.1	6.13	100.8
0.5	78	-1.26	77.75	5.37	78.9	5.12	79.2	5.44	106.3
0.55	78	-1.2	78.46	5.18	69.8	4.47	70.2	4.82	108.9
0.6	79	-1.14	79.09	4.94	62.7	3.97	63.1	4.34	111.4

b) **Diagrama de Burrill** utilizado para estimar los niveles de cavitación en propulsores.

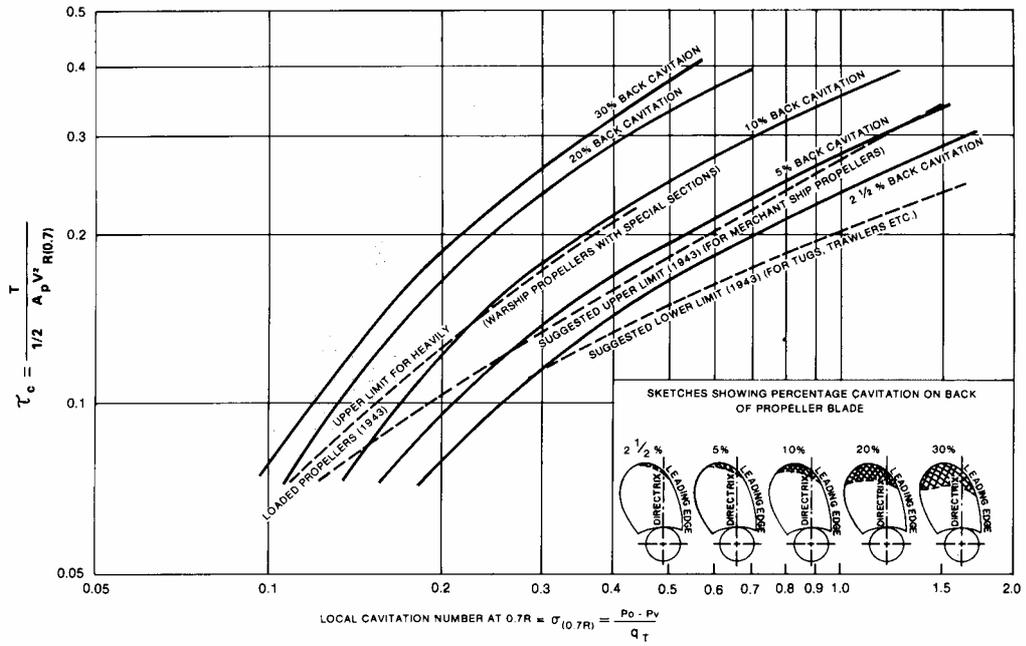
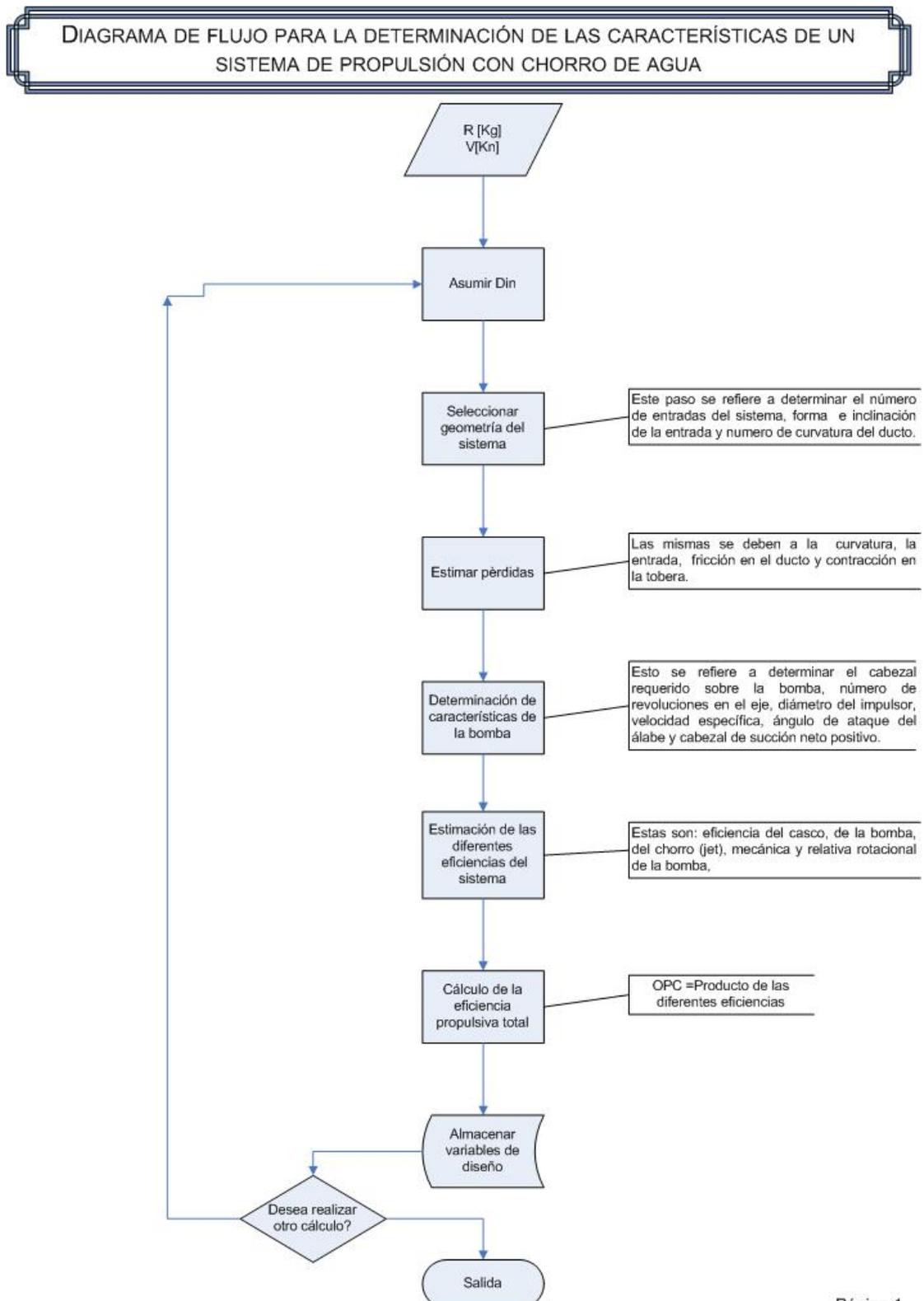


Fig. 45 Simple cavitation diagram (Burrill, et al, 1943, 1962-63)

ANEXOS 2

- a) Diagrama de flujo para la determinación de las características del Sistema de Propulsión con Chorro



b) Código Fuente del Programa implementado.

```

PROGRAM WATERJET
C*****
C
C                                DECLARACIÓN DE VARIABLES
C*****
C
C    USE DFLIB
C    real Resis,Vs,l,altura,w,SHP,cp,ct,V2,Din,Dinn, Dtob,p1,p3,Hfout
C    real cabezal,f,Le,R,l1,nhull,nrr,alfa1,alfa2,alfa22,alfam
C    real efijet,efipump,efimecnica,OPC,Q,densidad,An,t,Re1,Re2,mu,Ru
C    real N,z,Ns,Nss,sigma,NPSH,long,Hfin,dif,Hsv,jvr,Ppump,auxi,cs
C    !jvr= JET VELOCITY RATIO
C    Integer band, inlet
C    Real A(202),B(202),MA(200,200)
C    Common /datos/A,B
C    Common Nmax
C    character*40 archidata,archires,graph,NAME1,NAME2
C    integer(4) i4
C    i4=messageboxqq('CONTINUE?'C,'WATERJETDESIGN'C,mb$iconqu
C    estion.1or.mb$okcancel)
C    if(i4.eq.mb$idok)then
C*****
C                                ENTRADA DE DATOS
C*****
C
C    write(*,*)'Enter: Resistance[Kg], Velocity[Kn]'
C    read(*,*)Resis,Vs
C    write(*,*)'Enter Security Coefficient '
C    read(*,*)cs
C    Resis=cs*Resis ! Considerations of Shallow water
C    write(*,*)'write the name of the result archive'
C    read(*,*)archires
C    write(*,*)'ingrese el nombre del archivo de resultado '
C    open (5,file=archires)
C    coeficiente de deducción de empuje 0.05<t<.1 [5]
C    t=0.08 ! asumimos coeficiente de deducción de empuje [5]
C    w=0.02 ! factor de estela,[5]
C    nrr=0.99 ! eficiencia relativa rotacional,[5]
C    nhull=(1-t)/(1-w)
C    write(5,*)'Parámetros de Entrada:'
C    write(5,*)'Resistencia[Kg]  V ship[Kn]:'
C    Resist= Resis/cs
C    write(5,*)Resist,Vs
C    write(10,*)'Resistencia [Kg]  V ship[Kn]:'
C    write(10,*)Resist,Vs

```

```

write(5,*)'Coeficiente de Seguridad =' ,cs
Write(*,*)'Inlets Numbers (1 o 2) ='
read(*,*)ninlet
write(5,*)'Número de entradas =' ,ninlet
write(5,*)'las Características Determinadas Son:'
write(5,*)' Din(m) Vjet(Kn) Reout f Q(gpm) H(m)
2 N(rpm) Long(m) '
l=1
Vs=Vs*0.514 ! 1Kn=0.514 m/s
C*****
C ESTIMACIÓN DE VARIABLES
C*****
do Din=0.1,0.8,0.05 ! Metros
A(l)=Din
write(*,*)'Din =' ,Din
C Diámetro de la tobera 70%Din [5]
An=(3.1416*(0.7*Din)**2)/4
Thrust=Resis /(1-t)
rel1=Thrust*9.8/(1000*(3.1416*(0.7*(Din/2))**2)) ! [8]
! band=1
V2=(Vs+(Vs**2+4*rel1)**0.5)/2 ! [8]
Write (*,*)'Vjet : ',V2
C*****
C ESTIMACION DE LAS PÉRDIDAS
C*****
C cálculo de pérdidas de cabezal antes del impeler y después del mismo.
C Pérdida de cabezal desde la vena contracta (Tobera) hasta después del
impulsor
mu =0.000001003 ! m^2/s viscosidad cinemática 20 grados
Re1=(V2*0.7*Din)/mu
call friccion (Re1,Din,f)
Q=(3.1416*(0.7*Din/2)**2)*V2
C Geometría del ducto
Altura =1.77*Din ![5]
beta=25 ! ángulo de inclinación del ducto,[8],20<=beta<35
l1=(altura/sin(beta*3.1416/180))
l=1.05*l1 ! longitud total del ducto
MA(l,11)=l

! *****
! Ecuación de emerja:
! (Vjet^2/2g)+Hf = P1+(V1^2/2g) : V2=Vjet
! Hf= suma de las pérdidas fLV^2/D2g
! Hbomba = cabezal de la bomba

```

! Las pérdidas en este tramo serán expresadas en términos de la velocidad constante a la salida

! Factor de corrección por energía cinética se ha tomado la unidad

! P1 presión después del impeler

! Q = constante $V1 \cdot A1 = V2 \cdot A2$ $A2 = 0.7A1$

! 1= a la salida del impulsor 2= a la salida de la tobera

! $K = (1 - A2/A1)^2$

$$K = (1 - (0.7^2))^2$$

$$H_{fout} = K \cdot V2^2 / (2 \cdot 9.8) + (f \cdot 0.25 \cdot l \cdot V2^2 / (2 \cdot Din \cdot 9.8))$$

! Pérdida de cabezal desde la entrada al ducto hasta antes del impulsor

! Referencia 8, Kim

! Pérdida debida a curvatura

! Longitud Equivalente = Le

! R curvatura del ducto

$R = 2 \cdot Din$! asumido

$$Le = l \cdot (0.106 \cdot (R/Din)^{-2.5} + 2000 \cdot f^{2.5})$$
 ! [18]

! Ecuación de energía:

! $V_{ship}^2 / 2g + P4/pg = P3/pg + V3^2/2g + z3 + H_f$: $V4 = V_{ship}$

! $H_f =$ suma de las pérdidas $= fL V3^2 / D2g$

! Las pérdidas en este tramo serán expresadas en términos de la velocidad antes del impulsor

! Factor de corrección por energía cinética se ha tomado la unidad

! P3 presión antes del impeler

! Q = constante $V3 \cdot A3 = Q$

! 3= entrada al impulsor 4= entrada al ducto

! $K = 0.5$ [4] entrada $z3 = h$

! Tomamos P4 = atmosférica, flujo libre

! cabezal $H = (P1 - P3) / pg$

! friction loss $= 0.000108 \cdot dens \cdot L \cdot f \cdot V^2 / D$ (psi) [8]

! Tomaremos los valores de $V_i/V_s = 0.5$, $V_i = V3$ [3].

$Re2 = (0.5 \cdot V_s \cdot Din) / \mu$

$Dinn = Din / 0.7$! En subroutine Fricción hay una corrección.

call friccion(Re2, Dinn, f)

$loss = (0.000108 \cdot 1000 \cdot l \cdot f \cdot (0.5 \cdot V_s)^2) / Din$! psi [8]

$loss = loss \cdot 703.06 / (1000)$! metros 1psi = 703.06 kg/m²

! K entrada = 0.5, valor pesimista, asumido

if(ninlet.gt.1)then

$H_{fin} = (0.5 \cdot (V_s \cdot 0.5)^2) / (2 \cdot 9.8) + Le + loss$

$H_{fin} = H_{fin} \cdot ninlet + (0.3 \cdot (V_s \cdot 0.5)^2) / (2 \cdot 9.8)$! adición por la unión ¡Y¡

else

$H_{fin} = (0.5 \cdot (V_s \cdot 0.5)^2) / (2 \cdot 9.8) + Le + loss$

end if

! pérdidas por la entrada, tubería y curvatura,

! Cabezal de la Bomba: $H_{bomba}=z_3+(V_2^2-V_{ship}^2/2g)+$ Suma de las pérdidas

cabezal = altura + $((V_2^2-V_s^2)/(2*9.8))+ H_{fin}+ H_{fout}$! Considerar posible ! operación del eje a la línea de flotación, altura=0

! $jvr=V_2/V_s$

$efijet=2*((jvr)-1)/(((jvr^2)-1)+(2*9.8*(H_{fin}+H_{fout}))/V_s^2)$

$MA(l,10)=efijet$

$MA(l,12)=jvr$

!*****

! CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

!*****

! Velocidad Específica

! $1m^3/s=15850.3$ galones/min

! $V_2/V_s =$ jet velocity ratio $2gh/V_s^2 =$ nondimensional loss

$efipump=0.80$! valor asumido

$efimecanica=0.95$! valor asumido

$P_{pump}=(1000*9.8*Q*cabezal)/746$! $1W= 1N \times m/s$ $1HP=746 W$

$OPC=efimecanica*efipump*MA(l,10)*nhull*nrr$

$write(*,*)'OPC',OPC$

$Z=33.78*(Din*1.4)**(-1.6835)$! [1]

$N=Z*(P_{pump}/efipump)**(0.333333333333)$!rpm [1]

$N_s=N*(Q*15850.3)**0.5/(cabezal*3.28)**(0.75)$! no-adimensional

! Parámetro de Cavitación, $\sigma=2g*H_{sv}/V^2$

! $V=$ Velocidad no perturbada

! $H_{sv}=\text{Head Static at the input inlet}$

! NPSH (Net Suction Positive Head)

! $NPSH=h_{sv}+nrV^2/(2g)$![16]

! $h_{sv}=32+h$, $h=\text{submergence below the free water (could be +/-)}$

! $nr=0.65$ eficiencia en la entrada

! $NPSH=32+0.65*(V_s*3.28)**2/(2*9.8)$!pies

! parametro de Thomas $\sigma=NPSH/H$

$\sigma=6.3*N_s**1.33333333/1000000$!

$NPSH=\sigma*cabezal$

! Suction Specific speed

! $N_{ss}=N*(cabezal)**0.5/NPSH)**(0.75)$! custom unit in U.S

! N [rpm], Q [gpm] $NPSH$ [pies]

$N_{ss}=N*(Q*15850.3)**0.5/(NPSH*3.28)**0.75$

! Determinación del Angulo del alabe

$U=3.1416*(N/60)*(0.7*Din)$! Velocidad tangente del alabe

$Arotor=(3.1416*Din^2)/4$

$\alpha_{22}=\tan((U^2-cabezal*9.8)*Arotor*(3.1416/180)*(1/(Q*U)))$

$\alpha_2=\text{abs}(\text{atan}(\alpha_{22})*180/3.14159)$

$fi=U/(2*9.8*cabezal)**0.5$

```

alfa1=15+alfa2 ! curvatura del àlabe 15 para el diseño
tagm=(tan(alfa1*3.1416/180)+tan(alfa2*3.1416/180))/2
alfam=atan(tagm)*180/3.1416

```

```

|*****
!           ALMACENAMIENTO DE VARIABLES CALCULADAS
|*****

```

```

MA(I,20)=alfam
MA(I,21)=alfa1
MA(I,22)=alfa2
MA(I,23)=alfam !90-alfam+alfa ángulo de ataque , alfa=0-25°
MA(I,24)=95-alfam
MA(I,25)=fi
MA(I,26)=U
MA(I,27)=Z ! variable para determinar las revoluciones
MA(I,28)=n1
MA(I,29)=z1
write(*,*)'alfa m ^a',alfam
write(*,*)'ángulo de ataque, °=',MA(I,24)
Q=Q*15850.3 !gpm
V2=V2/0.514 ! nudos

```

```

C*****
C GENERAR ARCHIVO DE RESULTADOS

```

```

C*****
WRITE(5,50)Din,V2,Re1,f,Q,cabecal,N,ma(i,11) ! 1=out 2 =in
50 format(2(F8.3,2x),3(E8.3,2x),4(F8.3,2x))
!pause
MA(I,1)=V2 ! Nudos
MA(I,2)=Re1
MA(I,3)=Q !gpm
MA(I,4)=cabecal ! m
MA(I,5)=N
MA(I,6)=f
MA(I,7)=SHP
MA(I,8)=NPSH
MA(I,9)=Nss
MA(I,14)=Din
MA(I,15)=efipump
MA(I,16)=OPC
MA(I,17)=Ns
MA(I,18)=Ppump/efipump
I=I+1
END DO
NMAX=I-1
write(5,100)

```

```

100 format(//)
   write(5,*)'efipump=',efipump
   write(5,*)'efirr=',nrr
   write(5,*)'efihull=',nhull
   write(5,*)'efimecanica=',efimecanica
   write(5,*)' Din(m) Efijet OPC SHP V2/Vs Ns
5   NPSH(m) '
   do j=1,nmax
   write(5,58)ma(j,14),ma(j,10),ma(j,16),ma(j,18),ma(j,12),
8   ma(j,17),ma(j,8)
   end do
58 format(7(F8.3,2x))
C Datos de salida de la bomba
   write(5,110)
110 format(//)
   write(5,*)' Din(m) U(m/s) alfam A.ataque fi Z'
   do j=1,nmax
   write(5,59)ma(j,14),ma(j,26),ma(j,23),ma(j,24),ma(j,25),ma(j,27)
   end do
   format(6(F8.3,2x))

```

SUBROUTINE friccion(Re,Din,f)

```

real Re,Din,f
If(Re.lt.2000)then
   f=64/Re
   else
!epsilon=Rug
   Rug=0.003
   Relacion =Rug/(Din*0.7)
   band=1
   f=0.001
   do while(band.eq.1)
   valor1=1/f**(0.5)
   valor2=-.869*log((relacion/3.7)+2.523/(Re*(f**0.5)))!colebrook
   cont=valor1-valor2
   if(cont.lt.0.001) then
   band=0
   else
   f=f+0.001
   end if
   end do
end if
end

```

c) Factores de interacción (t , ω y η_R) entre el casco y el propulsor

Sistema Propulsivo		Rango de Velocidad								
		Desplazamiento $F_{nv} < 1$			Semiplano: $1 \leq F_{nv} \leq 2,5$			Plano $F_{nv} > 2,5$		
		wt	t	nrr	wt	t	nrr	wt	t	nrr
Propulsor con eje inclinado	6°	0,01 a -0,02	0,01	0,97 a 1,01	0 a 0,04	0,01 a 0,02	0,97 a 1,01	0 a -0,1	0,03	0,97 a 1,01
	12°	0,02 a -0,02	0,05	0,97 a 1,01	0,04 a -0,05	0,05 a 0,07	0,97 a 1,01	0,03 a -0,05	0,07 a 0,11	0,97 a 1,01
Propulsor en tunel	40% D	-0,03	0,1	0,92	0,02 a -0,03	0,07 a 0,1	0,93 a 0,9	0,03	0,03 a 0,07	0,88 a 0,9
	65% D	-0,03	0,12	0,92	0 a 0,05	0,1 a 0,12	0,93 a 0,9	0,04 a 0,05	0,08 a 0,1	0,97 a 1,01
Propulsor fuera de borda		0,03	0	0,97 a 1,01	0,03	0	0,97 a 1,01	0,03	0	0,97 a 1,01
Propulsor parcialmente sumergido		0	0	0,97 a 1,01	0	0	0,97 a 0,98	0	0	0,97 a 1,01
Chorro de agua con entrada a ras		0 a 0,02	0,05 a 0,08	0,99	0,02 a 0,04	0,05	0,99	0,05	-0,02 a -0,27	0,99
Propulsor de remolcadores		0	0 a 0,05	1	0	0 a 0,05	1	0	0 a 0,05	1
Propulsor de empujadores		0,05 a 0,07	0,05 a 0,07	0,97 a 1,01	0,05 a 1,01	0,05 a 0,07	0,97 a 1,01	0,5 a 0,07	0,05	0,97 a 1,01

d) Eficiencia de la entrada versus la relación de velocidades V_i/V_s

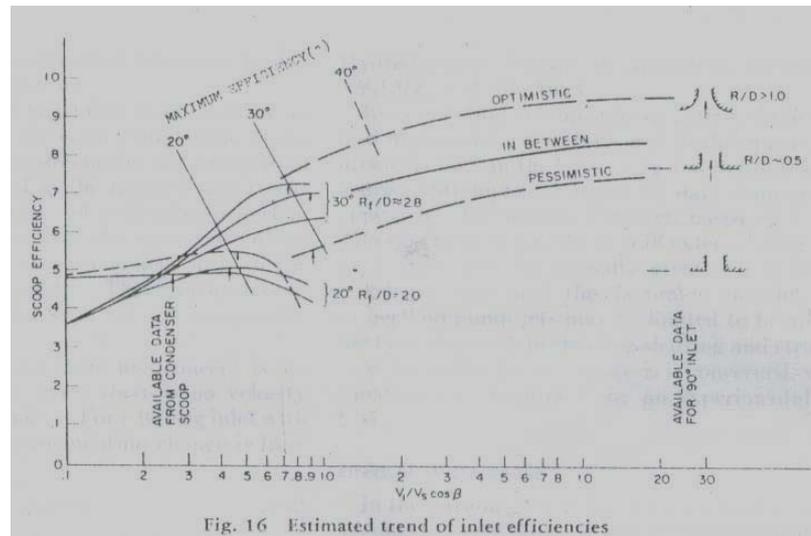
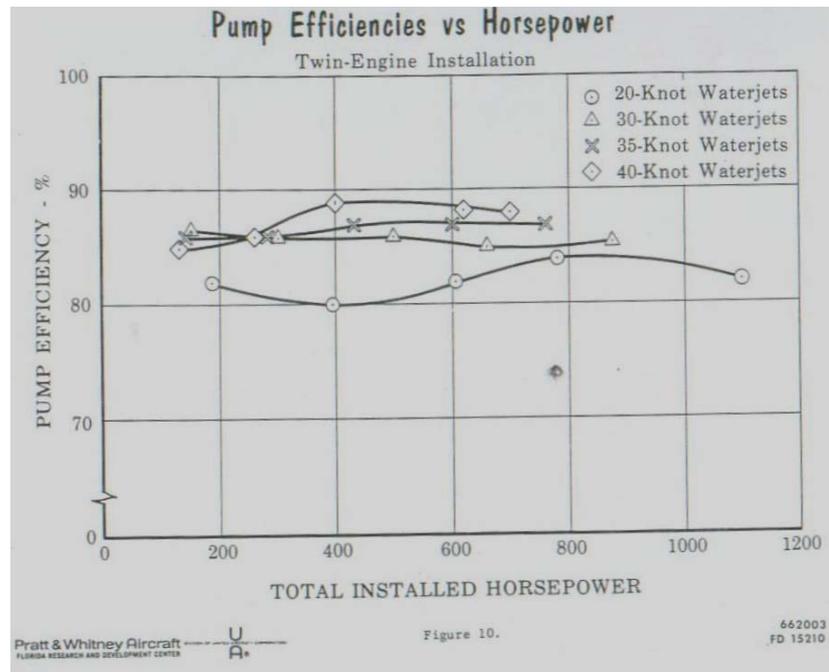
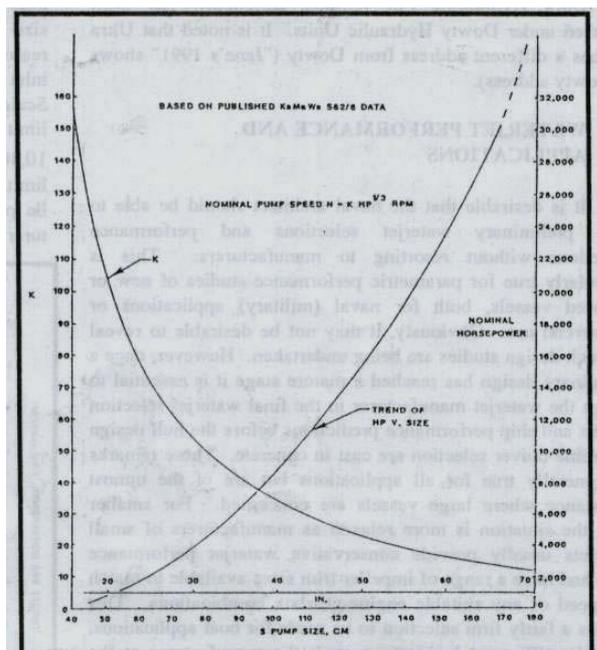


Fig. 16 Estimated trend of inlet efficiencies

e) Eficiencia de la bomba versus la potencia instalada



f) Velocidad de rotación de la bomba versus el diámetro.



g) Valores de salida del programa para el diseño de la embarcación

Samarina (D= 0.3, 0.25, y 0.2)

Entrada:

- V=10 nudos
- R=975 Kg

Din(m)	Vjet(Kn)	Reout	f	Q(gpm)	H(m)	N(rpm)	Long(m)
0,1	118,108	4,24E+06	5,80E-02	3,70E+03	201,91	8495,356	0,44
0,15	80,498	4,33E+06	4,90E-02	5,68E+03	92,799	3820,231	0,66
0,2	61,72	4,43E+06	4,40E-02	7,74E+03	54,344	2183,386	0,88
0,25	50,475	4,53E+06	4,10E-02	9,89E+03	36,36	1423,297	1,099
0,3	42,996	4,63E+06	3,80E-02	1,21E+04	26,485	1008,542	1,319
0,35	37,67	4,73E+06	3,70E-02	1,45E+04	20,506	757,596	1,539
0,4	33,689	4,83E+06	3,50E-02	1,69E+04	16,572	593,555	1,759
0,45	30,604	4,94E+06	3,40E-02	1,94E+04	13,92	481,171	1,979
0,5	28,146	5,05E+06	3,30E-02	2,21E+04	11,929	399,308	2,199
0,55	26,145	5,16E+06	3,20E-02	2,48E+04	10,516	339,072	2,419
0,6	24,485	5,27E+06	3,10E-02	2,76E+04	9,44	292,92	2,639
0,65	23,089	5,38E+06	3,00E-02	3,06E+04	8,698	257,657	2,858
0,7	21,899	5,50E+06	3,00E-02	3,36E+04	8,034	228,647	3,078
0,75	20,874	5,62E+06	2,90E-02	3,68E+04	7,498	205,007	3,298
0,8	19,984	5,73E+06	2,80E-02	4,01E+04	7,059	185,448	3,518
0,85	19,203	5,86E+06	2,80E-02	4,35E+04	6,8	169,928	3,738

Din(m)	Efijet	OPC	SHP	V2/Vs	Ns	NPSH(m)
0,1	0,144	0,102	774,614	11,811	3960	79,693
0,15	0,205	0,145	545,957	8,05	3950,5	36,511
0,2	0,258	0,182	435,797	6,172	3937,7	21,289
0,25	0,304	0,215	372,583	5,047	3922,3	14,17
0,3	0,343	0,242	332,907	4,3	3904,1	10,257
0,35	0,375	0,265	307,375	3,767	3879,9	7,876
0,4	0,403	0,284	290,153	3,369	3854,5	6,31
0,45	0,423	0,299	280,213	3,06	3818,6	5,234
0,5	0,443	0,313	272,655	2,815	3791,1	4,443
0,55	0,456	0,322	270,159	2,614	3751,4	3,862
0,6	0,466	0,329	270,297	2,449	3709,8	3,416
0,65	0,468	0,33	275,603	2,309	3650,4	3,08
0,7	0,472	0,333	280,031	2,19	3605,9	2,799
0,75	0,475	0,336	285,987	2,087	3561,7	2,569
0,8	0,477	0,337	293,269	1,998	3518,1	2,38
0,85	0,469	0,331	306,456	1,92	3453,2	2,236

h) Análisis comparativo de los valores de Eficiencia Propulsiva Total

Para evaluar el procedimiento que se ha implementado para la estimación de los diferentes parámetros de diseño, se lo ejecutará para diseñar el sistema propulsivo con chorro de agua para una embarcación con las siguientes características:

Descripción	Valor
Desplazamiento	4545.5 kg
Eslora	9.7 m
Manga	3.5 m
Sup. Mojada	21.81 m ²

Tabla 2.a Dimensiones Principales

En los resultados mostrados en la publicación de SNAME, "Small Craft Data Sheet", [6], incluyen curvas de la relación R/Δ y EHP en función de la velocidad de la embarcación antes mencionada; se selecciona un rango de valores para la velocidad y se leen los valores correspondientes de resistencia/desplazamiento y de potencia de remolque. Con el valor de desplazamiento se determina la Resistencia al avance, contando entonces con los parámetros necesarios de entrada para determinar las características de diseño del sistema con chorro de agua.

Arcand, [4], presenta una curva de la eficiencia propulsiva versus la velocidad de la embarcación, de donde se obtienen valores para realizar la comparación con los resultados del programa que se ha implementado, la misma se muestra a continuación.

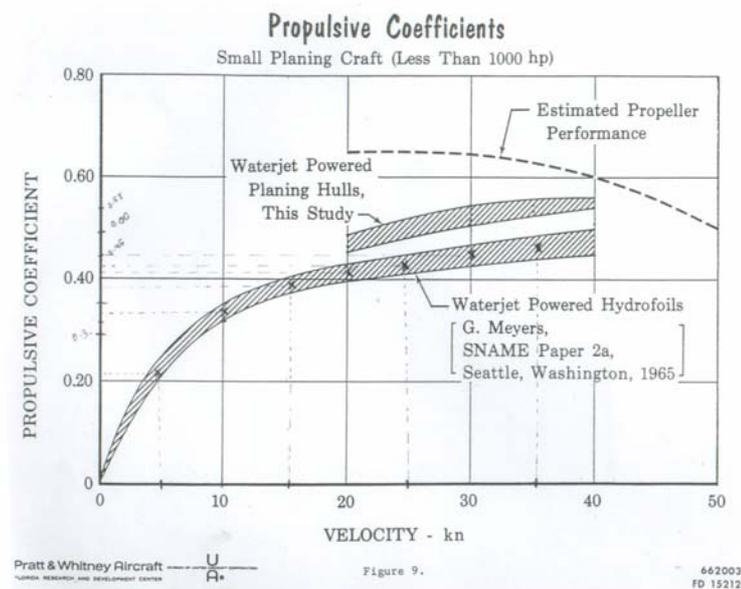


Figura 2.a .-Eficiencia propulsiva versus velocidad, tomada de [4]

El rango de esloras de las embarcaciones para los que se aplica el gráfico anterior va desde 7 hasta 16 metros, [4].

La potencia en el eje, SHP, se determina en función de la potencia de remolque y los valores de eficiencia propulsiva obtenidos de la figura 2.21, para finalmente compararlo con el valor calculado en el programa. A continuación se presenta un resumen de los valores de Eficiencia Propulsiva y Potencia en el eje para analizar su tendencia.

Pruebas, SNAME, Figura 5, pag 3

L= 31.86 ft									
Δ = 10000 lb									
V(Kn)	R/Δ =	R (kg)	EHP(Ref.6)	OPC (Ref. 4)	OPC (Presente cálculo)	SHP=EHP/η [4]	SHP(Presente Cálculo)		
5		293.6275	15	0.233	0.241	64.378	49.310		
10	0.0815	370.455	30	0.35	0.34	85.714	78.626		
15	0.105	477.273	50	0.38	0.388	131.579	129.313		
20	0.1215	552.273	75	0.415	0.412	180.723	182.13		
25	0.1325	602.273	105	0.43	0.426	244.186	238.665		
30	0.1435	652.273	140	0.45	0.434	311.111	299.047		
35	0.164	745.455	180	0.462	0.439	389.610	393.162		

Tabla 2.b.- Comparación de eficiencia propulsiva y potencia en el eje.

Se procede a graficar los valores mostrados anteriormente.

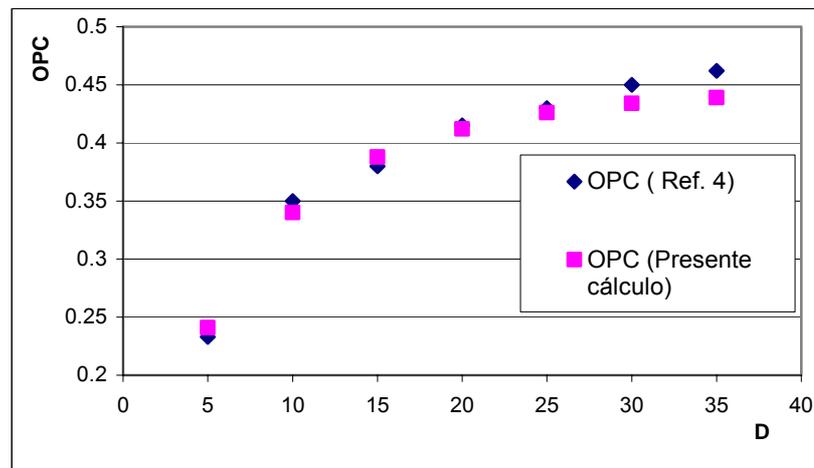


Figura 2.b.- Eficiencia Propulsiva estimada

Se muestra el comportamiento de la potencia estimada versus la potencia de remolque dividida para el OPC.

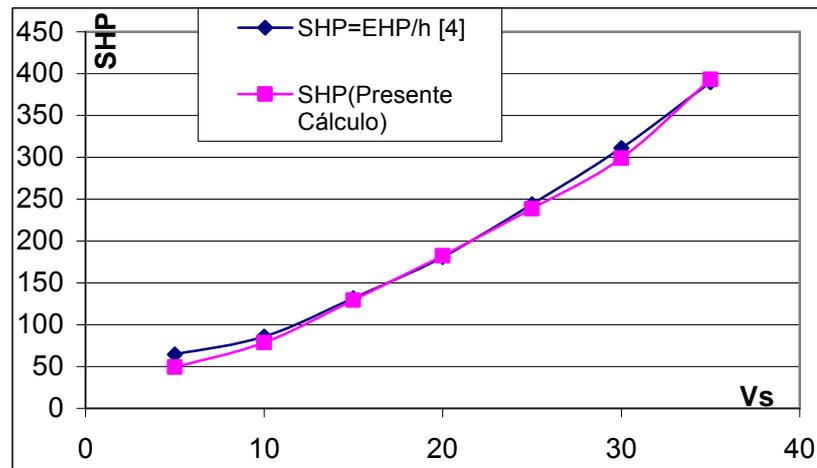


Figura 2.c.- Potencia en el eje estimada.

Como se puede apreciar en las figuras 2.14 y 2.15 las estimaciones realizadas en ambos casos son razonablemente cercanas, por lo que se va adquiriendo confianza en el proceso de diseño implementado. Al final de estos anexos se incluyen los resultados de salida del programa.

Los valores de las variables obtenidas con el programa para la velocidad de 10 nudos se adjuntan a continuación.

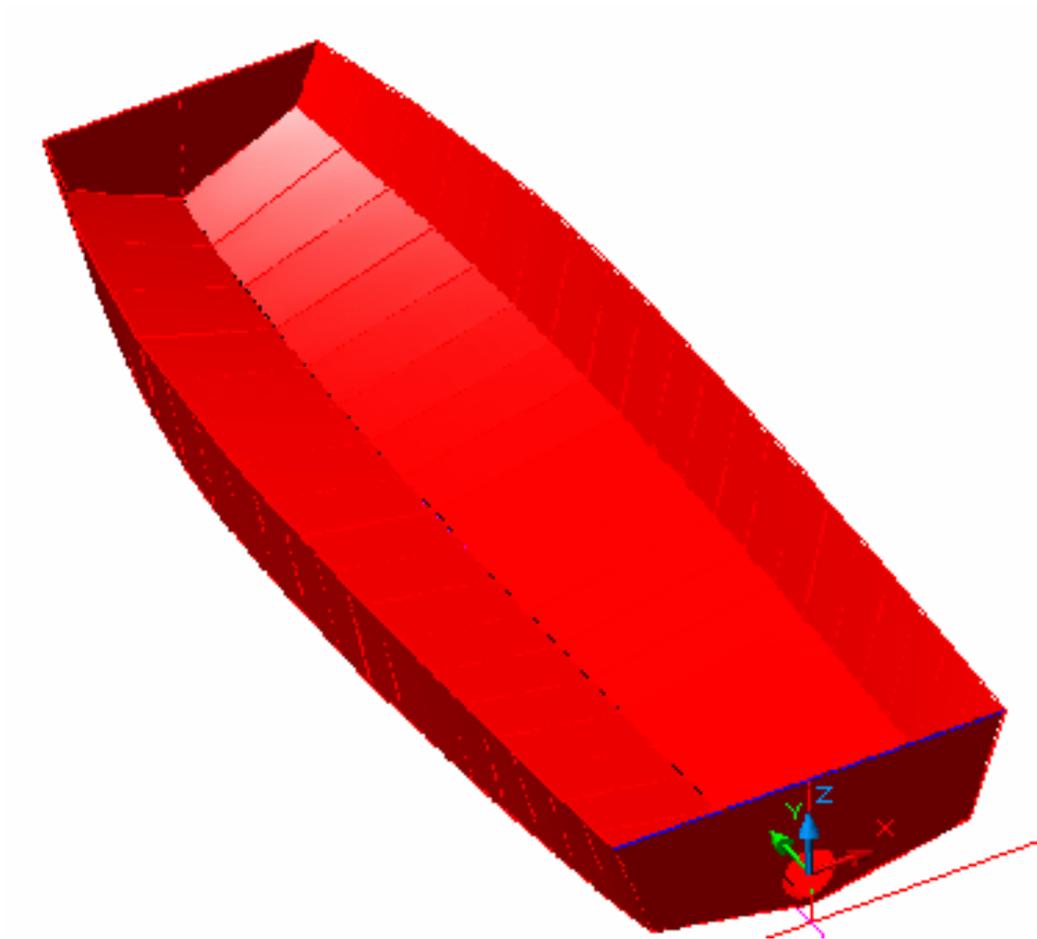
Din(m)	Vjet(Kn)	Reout	f	Q(gpm)	H(m)	N(rpm)	Long(m)
0.1	106.197	3.81E+06	5.80E-02	3.33E+03	162.872	1076.1	0.423
0.15	72.568	3.90E+06	4.90E-02	5.12E+03	75.321	442.86	0.635
0.2	55.783	4.00E+06	4.40E-02	7.00E+03	44.394	245.61	0.846
0.25	45.737	4.10E+06	4.10E-02	8.96E+03	29.906	162.27	1.058
0.3	39.06	4.20E+06	3.80E-02	1.10E+04	21.943	119.96	1.269
0.35	34.308	4.31E+06	3.70E-02	1.32E+04	17.123	95.443	1.481
0.4	30.758	4.41E+06	3.50E-02	1.54E+04	13.95	79.706	1.692
0.45	28.011	4.52E+06	3.40E-02	1.78E+04	11.82	68.773	1.904
0.5	25.824	4.63E+06	3.30E-02	2.02E+04	10.211	60.71	2.115
0.55	24.045	4.74E+06	3.20E-02	2.28E+04	9.08	54.487	2.327
0.6	22.572	4.86E+06	3.10E-02	2.55E+04	8.221	49.516	2.538
0.65	21.334	4.97E+06	3.00E-02	2.83E+04	7.645	45.438	2.75
0.7	20.28	5.09E+06	3.00E-02	3.12E+04	7.118	42.023	2.961
0.75	19.374	5.21E+06	2.90E-02	3.42E+04	6.695	39.114	3.173
0.8	18.588	5.33E+06	2.80E-02	3.73E+04	6.349	36.602	3.384
0.85	17.899	5.46E+06	2.80E-02	4.05E+04	6.164	34.407	3.596

efipump= 0.8
 efirr= 0.99
 efihull= 0.938776
 efimecanica= 0.95

Din(m)	Efijet	OPC	SHP	V2/Vs	Ns	NPSH(m)
0.1	0.159	0.113	561.831	10.62	558.791	4.723
0.15	0.225	0.159	399.473	7.257	508.493	1.926
0.2	0.28	0.198	321.761	5.578	490.098	1.081
0.25	0.327	0.231	277.692	4.574	492.85	0.733
0.3	0.366	0.258	250.569	3.906	509.659	0.563
0.35	0.397	0.28	233.759	3.431	534.015	0.467
0.4	0.423	0.299	222.992	3.076	562.794	0.408
0.45	0.44	0.311	217.768	2.801	590.314	0.369
0.5	0.457	0.323	214.129	2.582	620.41	0.34
0.55	0.467	0.33	214.531	2.405	645.411	0.319
0.6	0.473	0.334	216.993	2.257	667.919	0.302
0.65	0.47	0.332	223.82	2.133	681.7	0.289
0.7	0.471	0.333	229.771	2.028	698.355	0.278
0.75	0.471	0.333	236.994	1.937	712.741	0.269
0.8	0.469	0.331	245.343	1.859	725.101	0.261
0.85	0.457	0.323	258.923	1.79	726.681	0.254

ANEXOS CAPITULO III

a) Bote utilizado para las pruebas del prototipo.



b) Parámetros Hidrostáticos del bote.

H	VOL	DESP	LCB	KB	SM	CP	CW	CIW
[cm]	[cm ³]	[Ton]	[cm]	[cm]	[cm ²]	----	----	----
1.35	745	0,0007	11.42	0.96	1397.	0.234	0.292	0.200
3.00	5380	0,0054	5.36	2.14	4500.	0.343	0.423	0.291
5.00	18919	0,0189	-0.58	3.56	9467.	0.434	0.533	0.367
10.00	101784	0,1018	-11.70	7.07	24518.	0.584	0.689	0.494
15.00	240943	0,2409	-14.80	10.26	32223.	0.688	0.849	0.724
18.00	333433	0,3334	-14.21	11.99	34866.	0.729	0.877	0.752
20.00	397088	0,3971	-13.50	13.12	36498.	0.750	0.891	0.767
30.00	731385	0,7314	-10.24	18.57	43604.	0.815	0.920	0.803
40.00	1082686	1,0827	-8.62	23.91	50179.	0.848	0.928	0.821

H	AW	LCF	TP1	BML	BMT	KML	KMT
[cm]	[cm ²]	[cm]	[ton/cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[cm]
1.35	1374.	9.00	0.00	1829.1	22.77	1830.0	23.73
3.00	4422.	1.53	0.00	1692.1	50.49	1694.2	52.63
5.00	9298.	-6.50	0.01	1620.9	83.76	1624.5	87.32
10.00	24048.	-16.98	0.02	37.3167	1244.4	174.55	0.4
15.00	30135.	-14.91	0.03	8.7109.	858.9	119.74	0.6
18.00	31461.	-10.79	0.03	678.5	84.85	690.5	96.85
20.00	32181.	-8.80	0.03	599.5	74.17	612.6	87.28
30.00	34388.	-5.31	0.03	368.7	46.71	387.3	65.29
40.00	35872.	-5.22	0.04	262.6	35.63	286.5	59.55

c) Variables determinadas con el programa implementado

Din(m)	Efijet	OPC	SHP	V2/Vs	Ns	NPSH(m)
0,05	0,023	0,017	0,029	5,539	1434,3	0,133
0,075	0,017	0,012	0,041	3,88	1119,3	0,084
0,1	0,013	0,009	0,055	3,057	928,09	0,063
0,125	0,01	0,007	0,068	2,567	817,8	0,05
0,15	0,008	0,006	0,086	2,245	726,29	0,043
0,175	0,006	0,005	0,107	2,017	658,05	0,039
0,2	0,005	0,004	0,127	1,85	613,14	0,035
0,225	0,005	0,003	0,153	1,721	572,1	0,032
0,25	0,004	0,003	0,178	1,621	542,66	0,03
0,275	0,003	0,002	0,202	1,54	521,79	0,028
0,3	0,003	0,002	0,237	1,474	495,87	0,027
0,325	0,003	0,002	0,274	1,419	475,24	0,026
0,35	0,002	0,002	0,313	1,374	458,75	0,026
0,375	0,002	0,001	0,353	1,335	445,57	0,025
0,4	0,002	0,001	0,393	1,302	435,11	0,024

Din(m)	Vjet(Kn)	Reout	f	Q(gpm)	H(m)	N(rpm)	Long(m)
0,05	2,77	4,97E+04	8,20E-02	2,17E+01	1,307	916,895	0,22
0,075	1,94	5,22E+04	6,80E-02	3,42E+01	1,144	515,738	0,33
0,1	1,528	5,48E+04	6,00E-02	4,79E+01	1,1	350,903	0,44
0,125	1,284	5,76E+04	5,50E-02	6,29E+01	1,041	259,124	0,55
0,15	1,122	6,04E+04	5,10E-02	7,92E+01	1,051	206,471	0,66
0,175	1,009	6,33E+04	4,80E-02	9,69E+01	1,069	171,323	0,77
0,2	0,925	6,64E+04	4,60E-02	1,16E+02	1,059	144,848	0,88
0,225	0,861	6,95E+04	4,40E-02	1,37E+02	1,078	126,2	0,989
0,25	0,81	7,27E+04	4,20E-02	1,59E+02	1,08	111,194	1,099
0,275	0,77	7,60E+04	4,10E-02	1,83E+02	1,067	98,822	1,209
0,3	0,737	7,93E+04	4,00E-02	2,08E+02	1,101	90,078	1,319
0,325	0,71	8,27E+04	3,90E-02	2,35E+02	1,127	82,638	1,429
0,35	0,687	8,62E+04	3,80E-02	2,64E+02	1,145	76,22	1,539
0,375	0,667	8,98E+04	3,70E-02	2,94E+02	1,157	70,616	1,649
0,4	0,651	9,34E+04	3,60E-02	3,27E+02	1,162	65,672	1,759

1) SELECCIÓN DE CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA AXIAL.

Se aplicará el proceso sugerido por Stepanoff, [23], para desarrollar la geometría de la bomba.

Terminología y geometría de las bombas axiales

Para discutir la acción de las aspas del impulsor en una bomba axial es conveniente definir la siguiente nomenclatura:

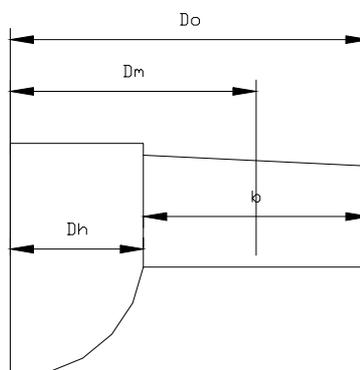


Figura 3.a.- Especificación de variables en una bomba axial, [25].

Donde,

D_o = diámetro exterior del impulsor

D_h = diámetro de la manzana.

D_m = diámetro efectivo medio.

Se define el diámetro medio efectivo de la siguiente manera:

$$D_m = D_o \left(\frac{1 + v^2}{2} \right) \quad (3.1.1)$$

Donde,

$v = D_h / D_o$, razón de la manzana.

De igual manera se utiliza la siguiente simbología para la definir los ángulos de entrada, de salida y de ataque con los que se define la forma de la sección de las aspas de la hélice.

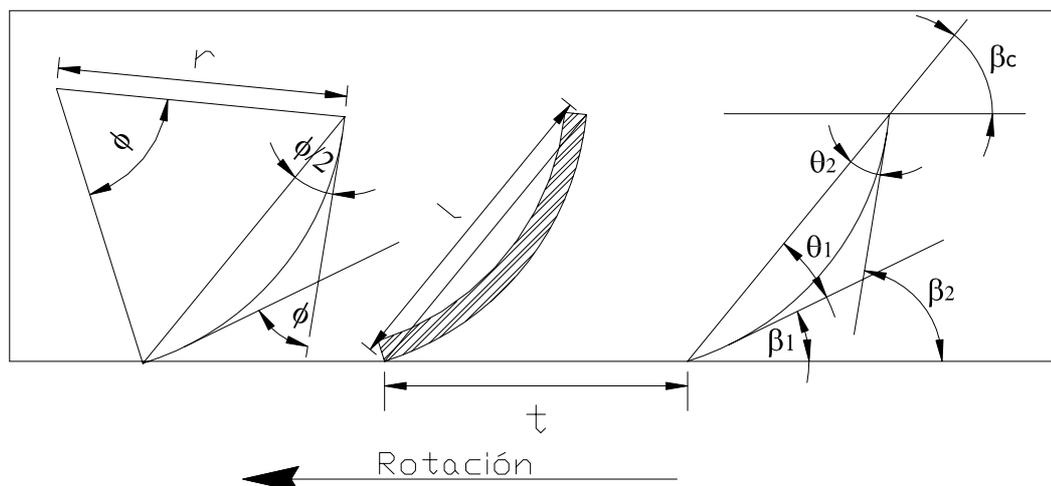


Figura 3.b.- Notación de las variables en la sección de una hélice, [25].

Se está utilizando la nomenclatura de [25], semejante a la utilizada en el capítulo 2 de esta tesis; a continuación se escriben las siguientes equivalencias de variables entre las figura 2.15 y la figura 3.b

$$\phi = \theta$$

$$\beta_1 = \alpha_1$$

$$\beta_2 = \alpha_2$$

$$\beta_c = \beta_m + \alpha$$

$$c = l$$

$$s = t$$

Procedimiento de diseño

Para el proceso de diseño de una bomba axial Stepanoff,[25], presenta un proceso el cual pueden ser resumido de la siguiente manera:

1. Establecer los requerimientos de cabezal y flujo, para luego seleccionar la velocidad de rotación; de esta forma, la velocidad específica de la bomba es determinada.
2. Para la velocidad específica obtenida, la razón de la manzana y el espaciamiento entre aspas (l/t) son seleccionados de la figura 8.7, [25]; el número de aspas es seleccionado al mismo tiempo.
3. Las constantes de velocidad y capacidad son seleccionadas de la figura 5.2, [25], las cuales son dadas para un ángulo promedio de descarga de 22.5° (β_2).
4. Se determina luego el flujo y se lo compara con el valor de entrada.

5. En caso de no coincidir el flujo calculado en “4” con el dato de entrada, se procede a cambiar el diámetro de la manzana.
6. Se repiten los pasos 2 a 4 nuevamente hasta satisfacer la igualdad en flujo.

A continuación se presentan en detalle las relaciones que intervienen en cada uno de los pasos antes indicados y las curvas involucradas en el diseño.

Conociendo los valores de las variables de entrada (N, Q, H), se puede calcular la velocidad específica con la expresión conocida:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.1.2)$$

donde las dimensiones deben tomarse de acuerdo al sistema de unidades empleado: para el sistema inglés serán: n (rpm), Q (gpm) y H (pies). Una vez determinada la velocidad específica se utiliza la siguiente figura para estimar la razón de la manzana (“hub ratio”), ψ , la razón longitud/separación entre aspas, l/t , y, Z (número de aspas).

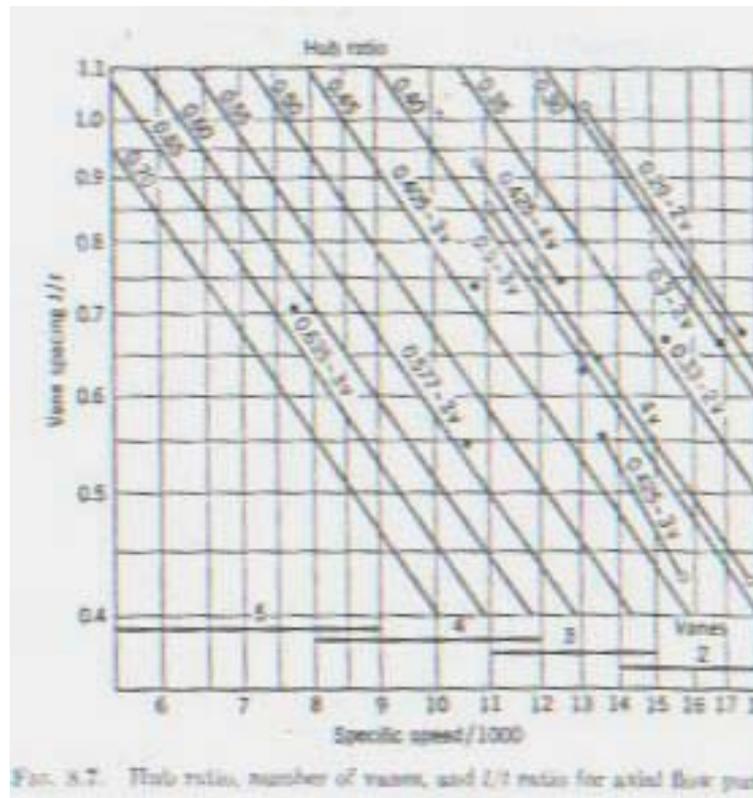


Figura 3.c.- Características de diseño para Bombas axiales, [25].

Luego se determina el valor de las constantes de velocidad, utilizando la siguiente expresión:

$$K_u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}} \quad (3.1.3)$$

Donde el parámetro K_u es obtenido de la siguiente figura:

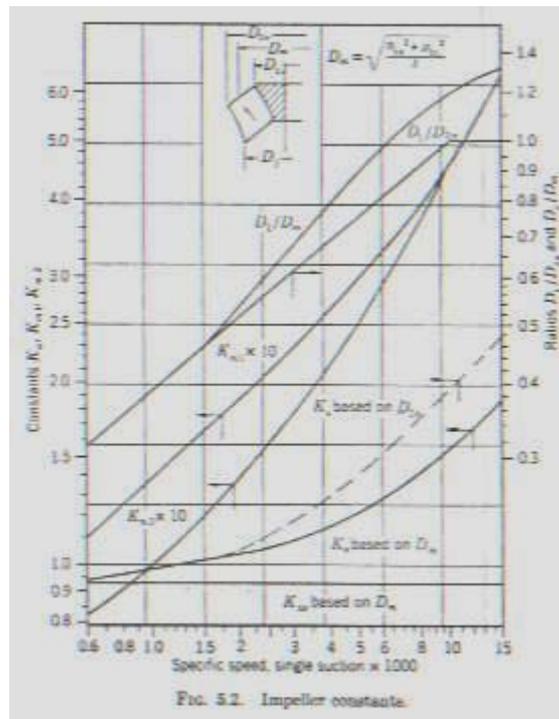


Figura 3.d.- Constantes de diseño para Bombas axiales, [25].

Para obtener el diámetro del impulsor se utiliza la ecuación (3.1.3) y la figura 3.d anterior pero utilizando la curva K_u basada en D_m .

En forma similar se determina $K_{m2} \times 10$ de la figura 3.d para obtener el valor de C_{m2} , utilizando la constante de capacidad definida de la siguiente manera.

$$K_{m2} = \frac{C_{m2}}{\sqrt{2gH}} \quad (3.1.4)$$

Se determina el valor de β_{1m} en función de las velocidades u_{2m} y C_{m2} , utilizando el triángulo de velocidades de Euler.

$$\text{Tan}\beta_{1m} = \frac{C_{m2}}{u_{2m}} \quad (3.1.5)$$

Se obtiene el caudal en función de la velocidad meridional c_{m2} y el diámetro D_{2m} . Se calcula el valor de ϕ restando β_2 de β_1 . Finalmente se determina el ángulo del álabe de la siguiente manera:

$$\beta_c = \beta_1 + \frac{\phi}{2} \quad (3.1.6)$$

El paso diametral se determina de la siguiente manera:

$$t = \frac{\pi D}{Z} \quad (3.1.7)$$

Conocida la relación l/t (figura 3.c) se calcula el valor de la cuerda. El camber de la sección se determina con la siguiente ecuación, [25]:

$$\text{Camber} = r(1 - \cos(\phi/2)) \quad (3.1.8)$$

$$r = \frac{l}{2\text{sen}(\phi/2)} \quad (3.1.9)$$

2) TRAZADO DE LA GEOMETRÍA DEL SISTEMA DE DUCTO.

Para la construcción del modelo, fue necesario desarrollar la geometría detallada de cada una de las partes del sistema de ducto que se instalaría en la embarcación. A continuación se explica en detalle los procedimientos de trazado del desarrollo de un tubo interceptado por un plano oblicuo, un codo,

una expansión, un tubo de sección constante, y una contracción. Se utilizó como guía la referencia [10].

Anillo en Chapa Delgada

El desarrollo de un anillo en chapa delgada o tubo de sección constante, es un cuadrilátero-rectángulo de longitud $S = \pi(d+e)$ y de ancho l igual a la longitud del anillo.

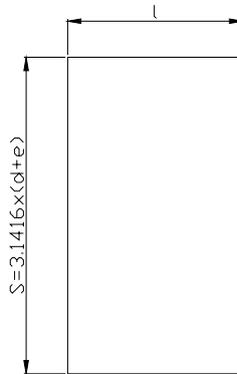


Figura 3.e.- Desarrollo de una anillo, [10].

Cuerpos cónicos.

Dimensiones Principales.- En la siguiente figura se muestra un anillo cónico, en el que las dimensiones principales corresponden al diámetro superior d_1 , el diámetro inferior d_2 , la altura h entre las bases 1-1' y 2-2', y el espesor de la plancha; con estos valores queda definido el cuerpo cónico y con ellos se puede determinar gráfica o analíticamente los valores especificados para el trazado del desarrollo de la misma.

Los valores de los diámetros medios se determinan de la siguiente manera:

$$m = \frac{e}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (3.2.5)$$

$$d_{1m} = d_1 + 2m \quad (3.2.6)$$

$$d_{2m} = d_2 + 2m \quad (3.2.7)$$

En la práctica se suelen tomar los valores de los diámetros medios como los diámetros interiores más el valor del espesor de la plancha, siendo el diámetro medio superior $d_{1m} < d_1 + e$, y diámetro inferior $d_{2m} < d_2 + e$. El error que se comete al tomar los diámetros interiores más el espesor, en lugar de los diámetros medios respectivos, es igual a $2n$, donde

$$n = \frac{e}{2} - m \quad (3.2.8)$$

Este error aumenta con el tamaño del espesor de la plancha y con el valor del ángulo del vértice del cono, según indica [10].

También resultan de la geometría del problema las siguientes relaciones:

$$g_1 = \frac{g_2 \cdot d_{1m}}{d_2 - d_1} \quad (3.2.9)$$

$$h_3 = \frac{e}{2 \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2}} \quad (3.2.10)$$

$$c = \frac{e}{2 \operatorname{cot} \frac{\alpha}{2}} \quad (3.2.11)$$

$$R = g_1 + g_2 \quad (3.2.12)$$

Trazado del desarrollo del cono.- El trazado del cuerpo cónico es un trapecio circular, cuyos radios R y g_1 ya han sido calculados según las ecuaciones (3.2.12) y (3.2.9) respectivamente, según se muestra en la figura a continuación:

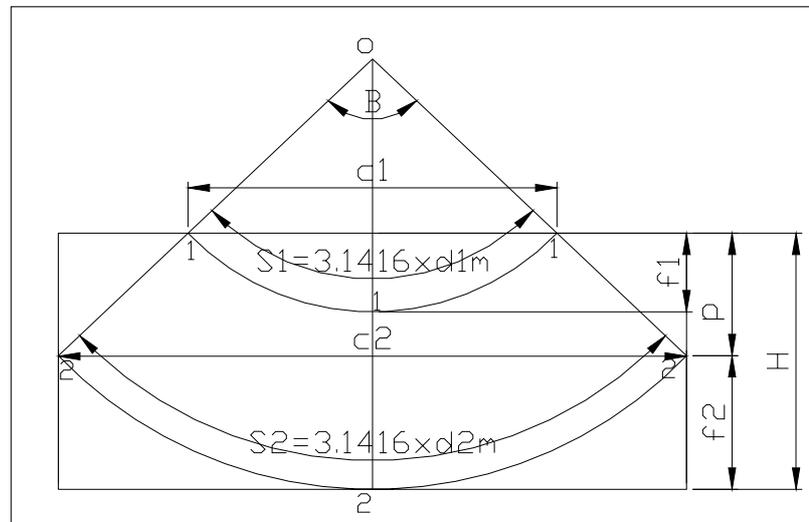


Figura 3.d.- Detalle del desarrollo de un cono, [10].

Los arcos tienen longitudes:

$$S_1 = \pi \times d_{1m}$$

$$S_2 = \pi \times d_{2m}$$

Si es posible, se trazan los arcos S_1 y S_2 desde del vértice O con radios R y g_1 respectivamente. A partir de un eje central se traza $S_1/2$ y $S_2/2$ sobre el arco menor y mayor respectivamente, obteniéndose los puntos 1-1 y 2-2 que unidos por medio de rectas radiales completan el desarrollo propuesto, como

se observa en la figura 3.d. Una alternativa factible, en caso de no conocer el centro O , consiste en fijar la posición de los arcos mediante sus cuerdas y flechas. Observando la figura 3.d, se pueden escribir las siguientes relaciones entre las variables:

$$\beta = \frac{180 \times d_{2m}}{R} \quad (3.2.13)$$

$$c_1 = 2 \times g_1 \times \operatorname{sen} \frac{\beta}{2} \quad (3.2.14)$$

$$c_2 = 2 \times R \times \operatorname{sen} \frac{\beta}{2} \quad (3.2.15)$$

$$f_1 = g_1 \times \left(1 - \cos \frac{\beta}{2} \right) \quad (3.2.16)$$

$$f_2 = R_1 \times \left(1 - \cos \frac{\beta}{2} \right) \quad (3.2.17)$$

Donde: $H = g_2 + f_1$.

Cuerpo o anillo con sección oblicua.- Toda sección transversal oblicua de un cilindro es elíptica, siendo el diámetro del cilindro el valor del eje menor de la elipse, y el mayor, la recta correspondiente a la sección plana. En el desarrollo de la superficie del cilindro, la transformada o proyección de la sección transversal perpendicular al eje es siempre una recta de longitud $S = \pi(d+e)$ al considerar el espesor de la plancha. La proyección de la sección oblicua es una curva simétrica de forma sinusoidal, cuyo trazado exige conocer la magnitud de un número determinado de generatrices, cuyos puntos extremos pertenecientes a aquella curva puedan servir para trazarla

al unirlos por medio de una curva continua. Aunque las generatrices pueden ser cualesquiera, por facilidad de trazado se hace que sean equidistantes, y generalmente en número múltiplo de cuatro, [10].

Determinación gráfica de la verdadera magnitud de las generatrices y trazado del desarrollo.- Considerando el cilindro seccionado transversalmente de la figura (3.f), se efectuará el abatimiento del mismo, para lo que se trazará una semicircunferencia de diámetro a , definido por la siguiente ecuación:

$$a = d \times \tan \alpha \quad (3.2.18)$$

Esta semicircunferencia se dividirá en un número conveniente de partes, seis en la figura mostrada. De esta manera se fija así la posición de las generatrices 0, 1, 2, ..., 6, cuya magnitud comprendida en la zona seccionada (la 1 es común) quedará determinada entre las rectas 0-6 y 0-6'.

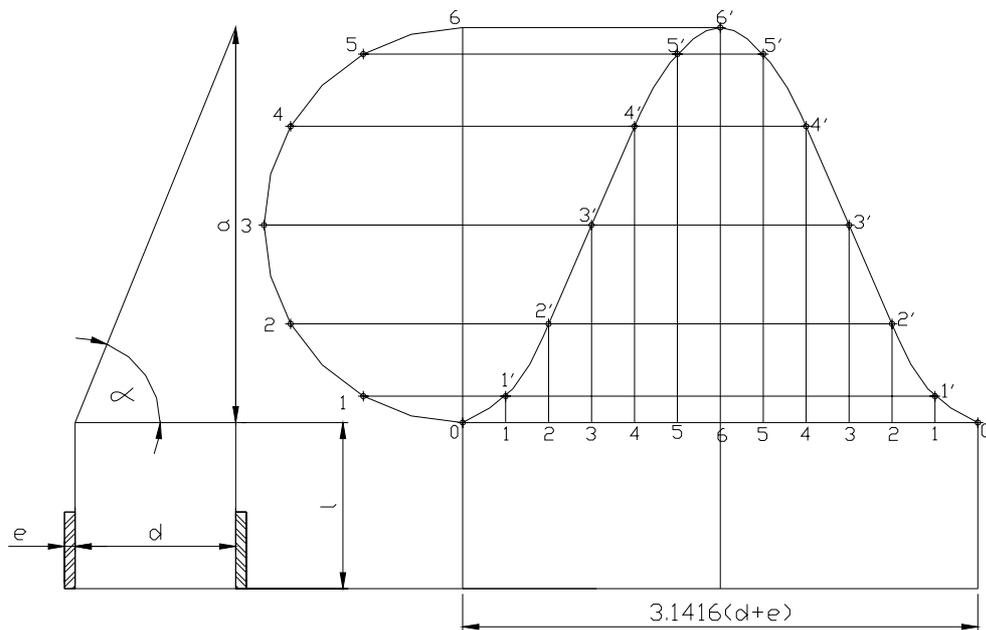


Figura3.f.- Detalle del desarrollo de anillo con sección oblicua, [10].

Para efectuar el trazado del desarrollo de la superficie del cilindro, figura (3.1.11), la longitud $0-0=S=\pi(d+e)$, se dividirá en el doble de partes iguales del que se había dividido inicialmente la semicircunferencia, y por los puntos de división i , $i = 1, 2, 3, \dots, 6$, se trazan perpendiculares a $0-0$. Sobre estas perpendiculares se llevan los valores correspondientes obtenidos al dividir la semicircunferencia, determinándose los puntos $1', 2', \dots, 6', 5', \dots, 1$ que al unirlos entre sí, y con los puntos extremos 0 por medio de una curva continua, queda trazada la proyección de la sección (curva sinusoidea).

Tubería con variación de sentido en un plano.- En la construcción del sistema de ductos es necesario cambiar de sentido, esto es factible utilizando

secciones de eje recto. Toda variación de dirección del eje de las tuberías cilíndricas, y para que la coincidencia de los cuerpos sea perfecta, obliga a que el ángulo de sección transversal sea igual para las dos partes que se han de unir. Los codos cilíndricos se usan comúnmente cuando la variación de sentido del eje es de forma curvada o de arco. Con estos codos se consiguen cambios de dirección uniformes, sin brusquedades que supongan grandes pérdidas de carga en los fluidos que han de circular por los mismos.

En la figura que se presenta a continuación se ha representado un cuerpo cilíndrico con variación de sentido en un plano.

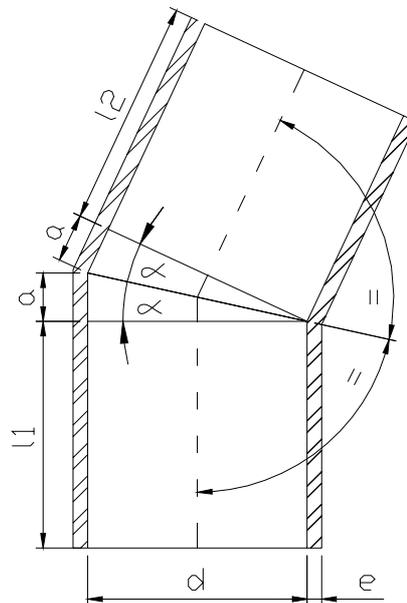


Figura3.g.- Detalle de una tubería con variación de sentido, [10].

En esta figura puede apreciarse cómo la línea de intersección de los anillos que lo componen coincide con la bisectriz del ángulo formado por los ejes de aquellos. En estos cuerpos con variación de sentido, al igual que en las tuberías rectas compuestas por anillos, las juntas longitudinales se dispondrán diametralmente opuestas.

Trazado del desarrollo de los anillos.- Conocidas las longitudes de las rectas l_1 y l_2 , figura (3.h), y determinado el valor de a , grafica o numéricamente, el desarrollo se efectuará según cualquiera de los procedimientos expuestos anteriormente.

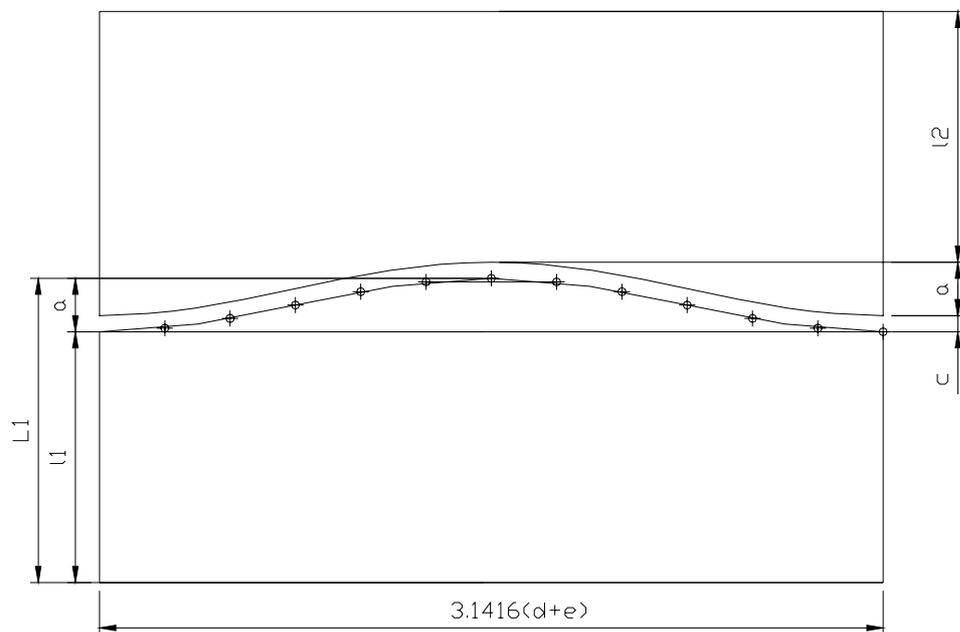


Figura3.h.- Detalle del desarrollo de una tubería con variación de sentido en un plano, [10].

En la figura (3.h) mostrada anteriormente, se representa el desarrollo de los dos anillos, trazado de modo que el aprovechamiento del material sea el máximo, ya que le valor necesario de c para poder efectuar el corte será nulo en el caso de corte con cizalla, de 2 a 6,5 mm para corte con oxiacetileno, y, superior para otros medios de corte.

3) SISTEMA MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES

A continuación se presentan las relaciones fundamentales necesarias para el diseño adecuado de esta clase de mecanismos, utilizando el caso más sencillo que es dos poleas que giran y que están vinculadas entre sí por una cadena. Las relaciones que resultan de este caso se pueden extender para el resto de posibles situaciones de transmisión. Se presenta una figura representando el caso modelo.

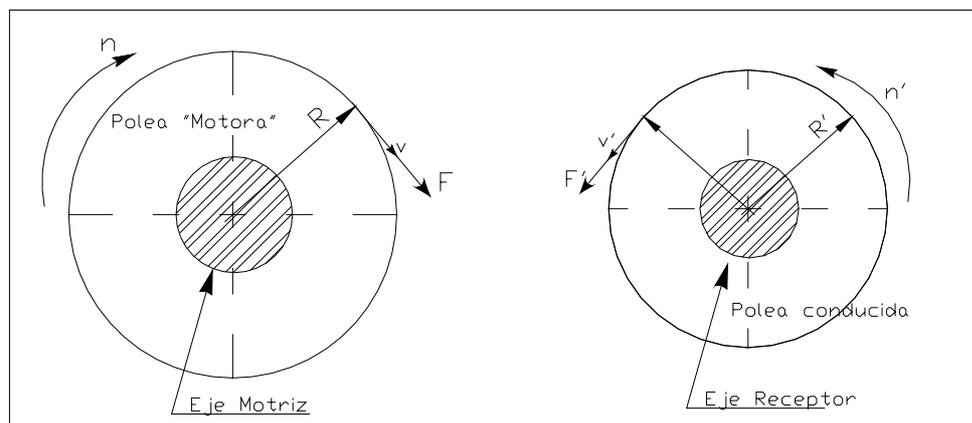


Figura3.i.- Poleas

Analizando la figura anterior se ve que hay un eje de una máquina motriz girando a n rpm, teniendo una polea solidaria que gira también a la misma rotación n , y la velocidad tangencial v en la periferia es igual a la velocidad angular ω multiplicada por el radio. También se observa la polea conducida montada sobre el eje de otro mecanismo receptor del movimiento, el cual según sea la relación de transmisión podrá adquirir una menor, igual o mayor velocidad de rotación que la polea motora. La transmisión puede ser a través de una correa.

La fuerza tangencial F va a producir un momento motor M que torsiona el eje, el mismo viene dado por la siguiente expresión:

$$M_m = FR \quad (3.3.1)$$

La potencia que desarrolla el motor que acciona la polea motora es:

$$P = M_m \omega \quad (3.3.2)$$

La potencia desarrollada tangencialmente por la polea, ya que la fuerza se mueve con una velocidad tangencial v , es:

$$P = Fv \quad (3.3.3)$$

Las ecuaciones (3.3.2) y (3.3.3) permiten conocer la potencia P en el eje que debe entregar el motor. Del curso de Dinámica se sabe que:

$$v = \omega R$$

$$v = \frac{2\pi n R}{60} \quad (3.3.4)$$

Combinando las ecuaciones (3.3.3) y (3.3.4) se obtiene:

$$P = Fv = F\omega R = F \frac{2\pi n R}{60} \quad (3.3.5)$$

donde:

F= fuerza tangencial sobre la polea conductora, [Newton]

ω = velocidad angular, [rad/seg]

R= radio de la polea, [m]

N= número de revoluciones por minuto, [rpm]

P= Potencia, [Wattios]

Para determinar la relación de transmisión, se usa la condición de que la velocidad en la periferia de dos cuerpos no deformables en rotación debe ser igual, resultando una expresión en función de sus velocidades angulares, diámetros primitivos, y números de dientes:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (3.3.6)$$

Para el accionamiento utilizando poleas con correas, la relación de transmisión, i , de acuerdo a la figura que se muestra es:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (3.3.7)$$

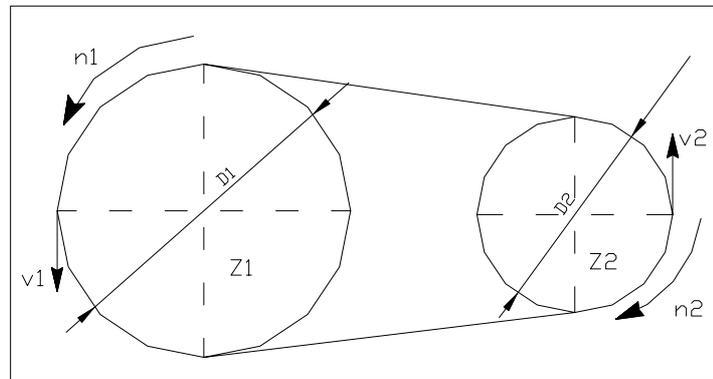


Figura3.j.- Poleas unidas por medio de una correa,[28].

Se conoce que:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (3.3.8)$$

Reemplazando en la ecuación (3.3.7), se obtiene:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (3.3.9)$$

Las velocidades tangenciales en cada polea están dadas por las siguientes expresiones:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \quad (3.3.10)$$

$$v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \quad (3.3.11)$$

Como las poleas están unidas mediante un vínculo “indeformable”, como es la correa, sus velocidades periféricas deben ser iguales:

$$v_1 = v_2 \quad (3.3.12)$$

Finalmente reemplazando las ecuaciones (3.3.10) y (3.3.11) en la (3.3.12) se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{\pi D_1 n_1}{60} &= \frac{\pi D_2 n_2}{60} \\ \frac{n_1}{n_2} &= \frac{D_2}{D_1} \end{aligned} \quad (3.3.13)$$

La relación de transmisión puede ser escrita de la siguiente manera:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

Accionamiento por ruedas de fricción cónicas.- La velocidad se toma sobre la circunferencia media de ambos conos, según se indica en la figura.

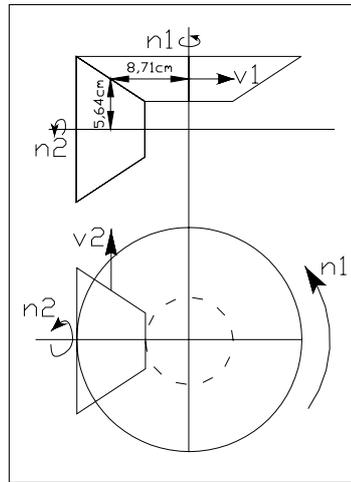


Figura3.k.- Detalle de las variables para engranajes cónicos, [28].

Como las velocidades periféricas deben ser iguales, esto es $v_1=v_2$, se obtiene:

$$\begin{aligned}
 v_1 &= v_2 \\
 \frac{2\pi n_1}{60} r_1 &= \frac{2\pi n_2}{60} r_2 \\
 n_1 &= n_2 \frac{r_2}{r_1}
 \end{aligned}
 \tag{3.3.14}$$

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, 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 Rolando, Proyecto de Experimentación Hidrodinámica de una Embarcación Fluvial Prototipo. ESPOL, FIMCM,2004.
- 16.**Marín, José Rolando, GFORMAS-GENNURBS: Programa para la 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