



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**



**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**" DISEÑO DE UN SISTEMA DE PROPULSION PARA
EMBARCACIONES POR MEDIO DE CHORRO DE
AGUA PARA UNA POTENCIA PROPULSORA DE
300 H.P. "**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :
REYES HUGO TORRES MERINO
ROBERTO ESQUEDA GUZMAN**

ASESOR: ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEXICO

1995

FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**FALLA DE ORIGEN
EN SU TOTALIDAD**



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

"Diseño de un sistema de propulsión para embarcaciones por
medio de chorro de agua para una potencia propulsora de 300 h.p."

que presenta el pasante Roberto Esqueda Guzmán
con número de cuenta: 8104707-9 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 30 de Agosto de 1994

PRESIDENTE	Fis. José de Jesús Cruz Guzmán	
VOCAL	Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez	
SECRETARIO	Ing. Agapito Rodríguez Nava	
PRIMER SUPLENTE	Ing. Emilio Juárez Martínez	
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Bernardo G. Muñoz Martínez	

UAE/DEP/VAP/OA

FALLA DE ORIGEN



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVANZA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

"Diseño de un sistema de propulsión para embarcaciones por
medio de chorro de agua para una potencia propulsora de 300 h.p."

que presenta el pasante: Reyes Hugo Torres Merino

con número de cuenta: 7807310-8 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuatitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 30 de Agosto de 1994

PRESIDENTE Fis. José de Jesús Cruz Guzmán

VOCAL Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez

SECRETARIO Ing. Agapito Rodríguez Nava

PRIMER SUPLENTE Ing. Emilio Juárez Martínez

SEGUNDO SUPLENTE Ing. Bernardo G. Muñoz Martínez

[Firma]
[Firma]
[Firma]
[Firma]
[Firma]

FALLA DE ORIGEN

DEDICATORIAS:

A DIOS:

Por que a El se deben todas las cosas.

A MIS PADRES:

A Reyes y Eloina, gracias a su ejemplo, estímulo y sacrificio fue posible que llegara a lograr al término de este camino y obtener las oportunidades que hoy se brinda la vida.

A MI HIJO:

Diego Isaac, Porque eres la ilusión más grande de mi vida y un estímulo para ser un buen ejemplo y guía.

A MIS HERMANOS:

Coco, Oscar, Paco, Juan y Eloy, ya que juntos hemos caminado este sendero y nos hemos permitido ser y decidir cada quien por cual camino seguir.

A MIS SOBRINOS:

Miriam, Joselyn, mi ahijada Mónica, Oscar, Luis, Paco, Jesús, Amairani y Alex.

AGRADECIMIENTOS:

A MI ESCUELA:

Ya que aquí se me ha permitido crecer y lograr cumplir una ilusión, el de estudiar una carrera.

A MIS PROFESORES:

Que en cada etapa de mi vida me han ido sembrando el deseo de la superación.

Al Profesor Antonio Sanchez, Por su empeño por asesorarnos en este trabajo de tesis.

A MIS TIOS Y PRIMOS:

Por su apoyo y comprensión.

A MIS AMIGOS:

Gabino Diaz, por todo el apoyo incondicional que me ha dado, ya que es una persona, la cual, como amigo se entrega totalmente y será su ayuda invaluable.

A Roberto Esqueda y a toda su Familia, ya que su apoyo y aceptación ha sido esencial.

A Jesus Palma, y a todos mis amigos que siempre han estado conmigo, los cuales son demasiados para poder nombrar a todos, pero todos tan determinantes en mi vida.

FALLA DE ORIGEN

AGRADECIMIENTOS :

A Jehová Dios por su ayuda durante todo el camino, por su compañía y aliento que me han dado la fortaleza para seguir adelante, en agradecimiento por permitirme cumplir una meta más.

A mis padres Alfonso y Rosario por todos sus sacrificios, por confiar en mí, por darme su amor y apoyo incondicional y por haberme hecho hombre. Su esfuerzo valió la pena.

A mi esposa Ofelia por su gran amor y apoyo, por compartir mis sueños y como uno de nuestros primeros logros juntos.

A mi hermano Alfonso por haber sido un gran hermano, un buen amigo y por permitirme pasar agradables momentos juntos. Dejaste mucho de tí en mí vida y enriqueciste mi alma, sigues vivo en mi corazón y en mi pensamiento. A Isabel y a Ponchito con mucho cariño.

A Jorge, Margarita y Sasara por todo su cariño y apoyo que me han brindado en la vida.

A mis abuelas Macedonia y Consuelo, a mis tios Manuel, Teresa, Reyna, José, Antonio, Carlos, Rosa Maria, Hilda y Leticia, a todos mis primos, primas y sobrinos por el amor y las enseñanzas que me han dado.

A mi patria, por su búsqueda de la excelencia y el desarrollo de una tecnología propia.

Al profesor José Antonio Sánchez por el valioso tiempo que dedicó para asesorar, revisar y corregir este trabajo de tesis.

A mis maestros y escuelas por haberme formado como persona y como profesionista.

A la familia Torres Merino por permitirme ser parte de ellos y por todas las muestras de cariño y de apoyo que me han dado.

I N D I C E
CAPITULO UNO

TEMA :	PAGINA
Generalidades.....	1
1.1 Descripción general del sistema.....	1
1.2 Breve Historia del sistema de propulsión por chorro de agua.....	3
1.3 Ventajas y desventajas:	
1.3.1 Ventajas.....	8
1.3.2 Desventajas.....	9
1.4 Principales usos.....	10

CAPITULO DOS

FUNDAMENTOS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION

2.1 Impulso y Cantidad de Movimiento.....	13
2.2 Componentes de la velocidad absoluta.....	22
2.3 Ecuación de Euler.....	25
2.4 Carga teórica y Carga neta.....	26
2.5 Grado de reacción.....	27
2.6 Velocidad específica.....	28
2.7 Factores de pérdida de energía.....	29
2.8 Potencia.....	30

CAPITULO TRES

GENERALIDADES DE LAS BOMBAS DE FLUJO AXIAL

3.1 Características generales.....	32
3.2 Condiciones del flujo ideal.....	34
3.3 Condiciones del flujo real.....	37

TEMA :	PAGINA
3.4 Diagramas vectoriales de velocidad.....	38
3.5 Grado de reacción.....	40

CAPITULO CUATRO

CALCULO DEL IMPULSOR

4.1 Terminología y Geometría del álabe.....	43
4.2 Analisis del álabe como elemento con perfil de ala.....	46
4.3 Modelos de perfiles de ala de avión.....	56
4.4 Velocidad axial de entrada.....	58
4.5 Diámetro mínimo del cubo.....	61
4.6 Cálculo del impulsor.....	62

CAPITULO CINCO

DISEÑO DEL ESTATOR

5.1 Diseño del estator.....	74
5.2 Cálculo de los álabes del estator.....	77

CAPITULO SEIS

CARCAZA

6.1 Cálculo del espesor de la carcaza.....	81
6.2 Estanquidad.....	83
6.3 Tensado previo.....	84
6.3.1 Cálculo de las bridas.....	84

CAPITULO SIETE

Diseño del ducto de admisión.....	89
-----------------------------------	----

CAPITULO OCHO

Diseño del ducto de descarga.....	97
-----------------------------------	----

TEMA :

PAGINA

CAPITULO NUEVE

CONSIDERACIONES ADICIONALES QUE SE DEBEN TOMAR EN CUENTA PARA
DISEÑO DEL SISTEMA DE PROPULSION.

9.1 Abrasión.....	103
9.2 Adherencia.....	106
9.3 Cavitación.....	107
9.4 Corrosión.....	108

CAPITULO DIEZ

DISEÑO DEL EJE

10.1 Diseño del eje.....	110
10.1.2 Diseño del eje por rigidez torsional.....	112
10.1.3 Diseño del eje por rigidez lateral.....	113
10.1.4 Dimensiones normales de los ejes.....	113
10.1.5 Momentos de torsión y de flexión.....	113
10.2 Calculos de la determinación del diámetro del la flecha..	114

CAPITULO ONCE

Diseño del sistema de gobierno.....	118
Cilindros Hidraulicos.....	120
Banco de válvulas.....	121
Válvula izquierda.....	124
Válvula central.....	124
Dibujos	
Conclusiones	
Bibliografía	
Nomenclatura	

GENERALIDADES

1.1 DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA

La propulsión por medio de chorros de agua es una alternativa para las embarcaciones menores, donde por sus características particulares, es competitiva y en algunos casos superior a la propulsión por medio de hélices o propelas.

La propulsión por chorro de agua puede ser definida como la fuerza propulsora proporcionada por el empuje de un chorro reactivo de agua a alta velocidad expelida a través de una tobera o boquilla. La teoría del impulso es similar para el sistema de chorro de agua como para las hélices. De hecho la propela actúa como una bomba similar a la bomba en un sistema a chorro. El sistema de chorro de agua tiende a manejar pequeñas masas de agua a altas velocidades, lo que en una propela resultaría de baja eficiencia.

Este sistema consiste en un impulsor o bomba colocado dentro del casco, que toma agua del exterior, la acelera y la descarga con alta velocidad por la popa. Es un mecanismo de reacción semejante a la propela, sin embargo las partes móviles se encuentran dentro del casco.

El sistema aspira agua de un orificio que se encuentra en el fondo del casco del barco, y éste puede estar cerca de la popa o en la proa. Este orificio conecta con el ducto de admisión, que conduce al flujo de agua al impulsor de la bomba, donde se imparte el impulso al agua. En el orificio de admisión se instala una rejilla que filtra el agua para evitar la admisión de cuerpos extraños que se encuentren flotando y que puedan dañar el impulsor.

El impulsor es realmente el de una bomba axial . El impulsor se puede encontrar con relación al eje longitudinal del barco en posición horizontal o vertical, y dependiendo de esta posición es la configuración de la carcasa. De la carcasa se descarga el flujo de agua por el ducto de descarga.

Atrás del impulsor se encuentran los álabes directores de flujo, que son álabes contracurvados con relación al impulsor, que tienen la función de quitarle la rotación al fluido. El sistema descarga el flujo de agua en forma de chorro por la popa a través de una boquilla que se encuentra al final del ducto de descarga. La descarga puede hacerse a través de una tobera sumergida o de una tobera superficial.

Los ductos de admisión y de descarga y la carcasa pueden venir integrados al sistema o pueden ser fabricados como parte del casco por el astillero que esté construyendo la embarcación.

Atrás de la boquilla de descarga y por afuera del casco se encuentra el mecanismo de gobierno, que se encarga de desviar el chorro en la dirección correcta para que el barco pueda navegar hacia adelante, hacia atrás o virar hacia cualquier lado. Esto se obtiene de varias maneras ya sea por medio de un álabes desviador, por medio de la rotación de un codo o con la rotación de la boquilla de descarga. Con el mecanismo de gobierno se obtiene gran maniobrabilidad y se evita la instalación de un timón.

El sistema de propulsión se puede acoplar directamente o por medio de una caja de velocidades a motores diesel, de gasolinas turbinas de gas.

Un esquema que muestra una instalación típica de propulsión por chorro de agua está dado en la figura 1.1



FIGURA 1.1. - BOMBA DE PROPULSION A CHORRO

1.2 BREVE HISTORIA DEL SISTEMA DE PROPULSION POR CHORRO DE AGUA

La propulsión por medios de chorros de agua, expulsados por el casco, es uno de los viejos medios conocidos para impartir movimiento mecánicamente a barcos. Fue utilizada en barcos experimentales por Toogood y Hayes en 1661, por Allen en 1729 y por Rumsey en 1788. Entre 1830 y 1860 en Inglaterra, solamente, se patentaron alrededor de 35 aplicaciones de formas diferentes de propulsión de barcos con chorros hidráulicos.

Algunos principios básicos de estas numerosas ideas son los mismos. Los siguientes ejemplos son características de los propositos de muchos inventores.

Una típica bomba para producir el chorro hidráulico, fue la operada por pistón de vapor, similar a la del siglo XVIII diseñada por James Rumsey. El agua es aspirada por la proa y expulsada por la popa, por una bomba reciprocante vertical. En 1857, John Reeve propuso que el pistón de la bomba fuera movido por una palanca desde el pistón de vapor, esto incrementó la velocidad del agua y se obtuvo una alta velocidad del barco.

En Alemania el barco hidráulico *Hydromotor* (1870), el pistón fue reemplazado por un bloque flotante de madera, éste se levanta o baja con el nivel del agua en el cilindro, esto actúa como una válvula de pistón, abriendo y cerrando las puertas de entrada y descarga del agua y vapor.

Otra variación de esta bomba fue inventada por Thomas Carter (1852), el tubo corre a lo largo del fondo del barco y el pistón oscilaba de proa a popa. El pistón era un disco perpendicular al tubo en la carrera hacia la popa y casi horizontal en la carrera de retorno.

En varios diseños fue empleada la bomba del tornillo de Arquímedes para este sistema de propulsión, uno de estos inventado por Robert Walker en 1843 (fig.1.2), otro inventado por William Hale en 1836 (fig.1.3). La bomba de tornillo horizontal fue más eficiente que la del tipo vertical, pero esta posición en el barco indicaba una falta de conocimiento de los problemas del incremento de la resistencia a la fricción al aumentar la velocidad del flujo a través del casco.

Una bomba más eficiente de flujo axial fue patentada en 1849 por Henry Bessemer en Londres. Esta bomba (fig.1.4), tiene una sola tubería de succión que corría de la proa y dos descargas a popa.

Alabes directores del flujo fueron instalados adelante y atrás del impulsor para recobrar algunas de las pérdidas debidas a la rotación del fluido. Este fue un gran avance en el diseño de bombas para ese tiempo.

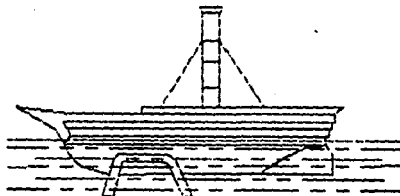


FIGURA 1.2. - ESQUEMA DE EL SISTEMA DE PROPULSION WALKER

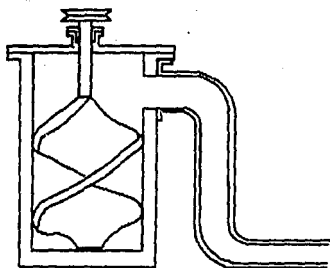


FIGURA 1.3.- BOMBA DE TORNILLO DE MALE

Las bombas rotatorias de desplazamiento positivo también recibieron atención. George Alexander Thompson y Joseph Wrihth de Londres patentaron un mecanismo en 1846 (fig.1.5). Su bomba tiene dos rotores engranados, con palas y alojamientos arreglados de tal manera que uno engranaba con el otro. El resultado de la acción de bombeo succionaba agua por la proa del barco y la descargaba por la popa.

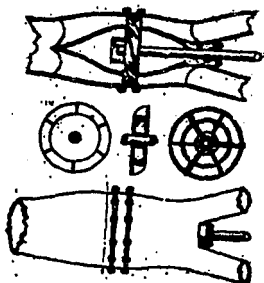


FIGURA 1.4.- BOMBA DE FLUJO AXIAL DE BESSEMER

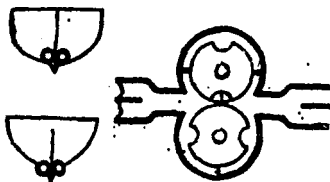


FIGURA 1.5.- BOMBA ROTATORIA DE THOMPSON Y WRIGHT

Una bomba centrífuga imperfecta fué desarrollada por William Hale en 1830, llamándola propela horizontal (fig.1.6), el agua era empujada hacia el centro de la bomba a través de cuatro orificios en el fondo del casco. La rotación de las paletas generaba una fuerza centrífuga y descargaba el agua a través de una tubería horizontal al final de la popa.

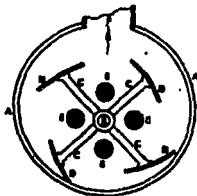


FIGURA 1.6.- BOMBA CENTRIFUGA DE HALE

Una bomba centrífuga más sofisticada fué diseñada por John Ruthven en 1849 (fig.1.7), el agua es aspirada a lo largo de la quilla, a través de un depósito de agua de mar en la succión al centro de la

bomba. El rotor axial vertical, le imprime alta velocidad, descargando el agua a través de dos salidas tangenciales, las cuales están entubadas a los lados del barco. La descarga del chorro era sobre unos codos rotables los cuales podían dar un empuje hacia adelante o hacia atrás.

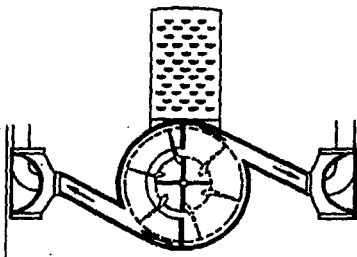


FIGURA 1.7.- BOMBA CENTRIFUGA DE RUTHVEN

En 1844, John George Bodmer montó sus bombas centrífugas externas, al casco apropiado. Dos bombas axiales verticales fueron instaladas, una de cada lado de la obra muerta. La succión era tomada hacia el centro de las bombas del fondo y descargaban a través de orificios tangenciales.

Este fue uno de los primeros ejemplos de chorros hidráulicos usados para gobierno (mecanismo de dirección) y maniobrabilidad, así como para propulsión.

En 1852, Alejandro Hediard patentó un mecanismo, el cual succiona agua al interior de la bomba desde el fondo del barco y descargaba a través de un codo. La rotación del codo alrededor de su eje vertical proveía control de la dirección y reversa.

Hacia finales del siglo XII, instalaciones de chorros hidráulicos fueron encontrados en muchos tipos de embarcaciones.

Desde el tiempo del inicio del desarrollo de bombas de líquidos, fue reconocido que un barco podía llevar una bomba de este tipo, la cual aspiraba agua en un punto conveniente y la expulsaba con un aumento de velocidad en forma de chorro por la popa, y podía ser propulsado por la reacción de este impulso. Sin embargo, el chorro de agua tiene la historia más larga de desarrollo que cualquier sistema de propulsión, aunque el mejor funcionamiento a través de los años no es impresionante. Este mecanismo, con obvias ventajas para uso marino, ofrecen un desafío para la inventiva y la ingeniosidad para hacer los cambios necesarios para optimizar el funcionamiento y el rendimiento.

1.3 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL SISTEMA

1.3.1 VENTAJAS

Los diferenciales de presión positivos en la proa son reducidos por la extracción de agua de esta región.

El agua, la cual tiende siempre a reducir la velocidad hacia adelante y a tomar un incremento de presión puede ser extraída desde el exterior del casco, preferentemente al estar navegando el barco.

Una apreciable parte de la energía rotacional en el flujo exterior del flujo puede ser recuperada en la forma de empuje en los álabes directores que se encuentran atrás del impulsor.

La acción de las áreas de presión sobre los álabes en el interior de la carcasa es uniforme, y la vibración por esta causa es muy reducida.

La alta presión en el impulsor retrasa o elimina la cavitación, con esto el ruido que la acompaña y la posible erosión.

El supercargado de la bomba, para incrementar la presión y retardar o prevenir la cavitación de los álabes, puede ser completado con el uso del ariete hidráulico o presión dinámica aumentada en el ducto de entrada por el movimiento del barco a través del agua. Esto es también usado como fuerza de auxilio de la cantidad de agua requerida a través del ducto hacia la bomba, contra la resistencia de fricción de las olas.

Es posible conseguir un gobierno y reversa, así como un efecto propulsor, por la rotación de la descarga del chorro, produciendo un empuje en cualquier dirección relativa a la del barco, evitando la instalación de un timón.

Si el barco está varado o encallado, la arena o lodo bajo el casco pueden ser arrastrados fuera por la acción lavadora del chorro.

Se evita la propela externa y sus accesorios, lo que permite una superficie exterior del casco sin protuberancias, se evita la posible falla por atascamiento o varamiento en aguas de poco calado y da mayor seguridad a los nadadores.

Se instala o monta fácilmente a la embarcación.

Se obtienen velocidades más altas que utilizando una propela normal.

1.3.2 DESVENTAJAS

La eficiencia global del sistema es menor que para una propela que absorba la misma potencia.

El sistema es ineficiente para rangos de baja y mediana velocidad.

Tendencia a abrir una boca a la entrada cuando el barco esta cabeceando en mar abierto y tomando grandes cantidades de aire.

Dificultad de retardar y reducir a una velocidad uniforme el flujo tomado desde el exterior del casco, teniendo velocidad variable con

respecto a la distancia que se encuentre del casco.

Incremento de fricción por arrastre de las superficies interior y exterior de la carcasa y del cubo del impulsor, más el arrastre de los álabes y otros objetos requeridos para enderezar y hacer uniforme la velocidad del flujo del chorro.

Posibilidad de cavitación donde el flujo exterior del chorro sale de la carcasa.

El empuje efectivo desarrollado por el chorro puede ser transmitido al casco del barco a través de la conexión sobre la cual el chorro es girado.

La dificultad de obtener el agua a través del fondo del barco y en el interior de la bomba sin frenar la velocidad la cual es relativa al barco.

La necesidad de cargar en el barco el agua que pasa por los ductos.

Las pérdidas debido a las curvaturas en los pasajes.

Las pérdidas causadas por la fricción entre el agua y la tubería.

La necesidad de instalar una rejilla a la entrada para excluir escombros, madera, hielo, y otros objetos flotantes, con la consecuente obstrucción del flujo y un posible daño al impulsor.

Los ductos y la carcasa incrementan el volumen del casco el cual debe ser impulsado a través del agua, siendo esta Área aprovechable como almacén u otro servicio.

1.4 PRINCIPALES USOS

La propulsión por chorro de agua se utiliza principalmente donde las necesidades más importantes son la alta velocidad y la navegación en aguas de poco calado o en barcos para servicios especiales, donde la superficie exterior del casco debe mantenerse libre de protuberancias.

A continuación se listan unos ejemplos de las principales embarcaciones donde se utilizan estos sistemas de propulsión:

Para pequeños remolcadores operando en aguas de poco calado con una gran cantidad de desechos flotantes, la propulsión por chorro ofrece la protección contra avería y alta maniobrabilidad. Sin embargo, para remolcadores, los cuales requieren gran empuje a baja velocidad, la propulsión por chorro de agua no es la más apropiada.

En barcos contra incendios, la propulsión por chorro de agua es eminentemente satisfactoria para la delicada maniobrabilidad requerida, así como la posibilidad de llegar rápido a la zona del siniestro. Como el chorro requiere de una bomba de gran capacidad, esta misma bomba puede ser empleada eficazmente en el combate contra incendios. Esta doble función hace a una instalación de chorro de agua muy atractiva para un barco contra incendio.

Aprovechando la gran velocidad que se obtiene con este sistema de propulsión se utilizan en embarcaciones militares, para ataque y persecución, como botes patrulla, guardacoastas y lanchas torpederas.

Por la velocidad desarrollada, gran maniobrabilidad y seguridad se utilizan en embarcaciones de pasajeros y de diversión reduciendo así el tiempo de la travesía.

En barcos de abastecimiento a plataformas marinas se utilizan para transportar en corto tiempo víveres, equipo y personal de las plataformas a tierra y viceversa.

La propulsión por chorro es excelente para embarcaciones fluviales que tengan que navegar en ríos de poco calado y que en su cauce arrastren gran cantidad de objetos que podrían dañar a una propele convencional.

En lanchas de desembarco también el chorro tiene un valor muy especial. Para llevar una lancha fuera de la playa, los chorros, pueden operar en reversa, haciendo una cavidad en la playa bajo el bote lo

cual simplifica grandemente la operación. El buen control de la embarcación con oleaje es una importante razón para propulsar lanchas de desembarco con este tipo de sistema.

Los sistemas de propulsión por chorro de agua también se utilizan en lanchas de carreras, barcos de rescate, vehículos anfibios, botes piloto en puertos, chalanes, submarinos, hydrofoils y motos náuticas.

FUNDAMENTOS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION.

2.1- IMPULSO Y CANTIDAD DE MOVIMIENTO.

El intercambio de energía en una bomba axial se origina por la acción de impulsar uniforme y progresivamente la corriente de líquido al pasar ésta por los álabes del impulsor, logrando con ello que aumente la energía cinética de las partículas que constituyen el fluido.

El teorema del impulso señala que una cantidad de masa a la cual se le aplica una fuerza, sufre una variación con respecto al tiempo en su cantidad de movimiento, tal variación se presenta por un cambio en la velocidad de la masa considerada, ya sea en magnitud, en dirección o en ambas.

Si la velocidad varía en magnitud, pero se mantiene constante la dirección:

$$F = m \frac{dv}{dt}$$

y puesto que:

$$\frac{m}{dt} = \frac{\gamma Q}{g}$$

entonces el Teorema del impulso se expresa:

$$F = \frac{\gamma Q}{g} (V_2 - V_1)$$

Por otra parte, si la velocidad varía también en dirección, se tendrá lo siguiente:

a) La variación de la velocidad en su dirección, origina un efecto de rotación con respecto a un centro de giro, tal efecto se presenta por la aplicación de la fuerza que constituye la causa del cambio de dirección de la velocidad, ésta es la fuerza centrípeta.

b) Al actuar la fuerza centrípeta, la masa tiene una reacción inercial que da lugar a la fuerza centrífuga, la cual trata de sacar a la masa de la trayectoria de giro.

La resistencia al avance debe ser vencida por una fuerza propulsora. Esta fuerza propulsora es desarrollada por el sistema de propulsión del barco por la conversión o liberación de energía.

La magnitud de esta fuerza propulsora o empuje es proporcional a la masa acelerada de fluido y a la cantidad de aceleración. Al aplicarle un momento de giro o par al eje de la propela o impulsor, el fluido por delante de ella se mueve hacia el otro lado de las palas, impartiendo éstas al fluido una velocidad de salida mayor que la de llegada. La eficiencia propulsora es función de la energía que debemos suministrar conforme al tamaño y velocidad del navío propulsado.

La fuerza de reacción sobre una tobera se puede usar para impulsar la tobera y un navío en el cual pueda estar montada. Un barco contraincendios puede ser propulsado al dirigir todos los chorros hacia popa, del mismo modo que puede una draga de succión, aún cuando el agua es descargada al aire, pero la propulsión no es tan eficiente como si la misma cantidad de agua fuera descargada más lentamente por la popa en la forma de un chorro largo. En un sistema por chorro de agua, se alimenta agua a una bomba de alta potencia o impulsor, el cual aumenta la energía en forma de alta velocidad y la expulsa por la popa a través de una tobera.

A partir de la ecuación del momentum se puede calcular la fuerza

propulsora necesaria para el movimiento uniforme, en línea recta, del navío. Para el flujo permanente, los ejes de referencia se deben mover con el navío y, por tanto, todas las velocidades se miden en relación al navío.

Aunque con solamente los principios de impulso-momentum y de la energía, no se pueden diseñar los propulsores de hélice de los barcos, la aplicación de estos principios al problema conducirán a algunas de las leyes que caracterizan su diseño.

Es el mismo tipo de análisis del impulso para los sistemas de propulsión por chorro de agua como para las propelas. Debido a que la hélice constituye una forma de propulsión a chorro, en el sentido de que al crear una corriente inducida o de deslizamiento (es decir, el fluido sobre el cual actúa directamente) a chorro, se ejerce un empuje sobre ella, en otras palabras la propela actúa como una bomba similar a la bomba en un sistema a chorro.

Un propulsor utiliza el par motor de un eje para producir un empuje axial. Hace esto aumentando la cantidad de movimiento del fluido en el cual se encuentra sumergido; La reacción a la fuerza necesaria sobre el fluido provee una fuerza hacia adelante sobre el propulsor, y esta fuerza se usa para la propulsión.

Para el propósito de análisis, se hacen ciertas suposiciones. En lugar del propulsor real, se supone uno ideal denominado disco actuador. Se supone que éste tiene el mismo diámetro que el propulsor real; proporciona al fluido el aumento de momentum, pero lo hace sin impartirle ningún movimiento rotativo. Se supone que las condiciones a cada lado del disco son uniformes. Esto significa, por ejemplo, que todos los elementos del fluido que pasan a través del disco experimentan un aumento igual de presión. Esta suposición sólo se podría realizar en la práctica si el propulsor tuviera un número infinito de palas. También se supone que los cambios de presión no

alteran en forma significativa la densidad, y que el disco tiene un espesor despreciable en la dirección axial. En consecuencia, las áreas de sección transversal de la corriente de deslizamiento a cada lado del disco son iguales y, por tanto, por continuidad $V_2 = V_3$.

La figura 2.1 muestra un propulsor idealizado con la distribución de velocidades en dos secciones a distancias iguales de la propela, transversales a la corriente inducida y se supone que está operando en un fluido no confinado.

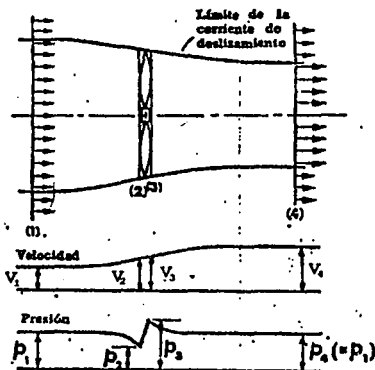


Figura 2.1

Debido a que el movimiento relativo es el mismo, la propela puede encontrarse estacionaria respecto al flujo con velocidad V_1 , o se puede mover hacia la izquierda con una velocidad V_1 a través del fluido estacionario. Por conveniencia se supondrá que el propulsor tiene una posición fija y que el fluido es incompresible y sin fricción.

Corriente arriba en la sección (1) en donde la presión es p_1 y la velocidad axial promedio V_1 , el flujo no ha sido perturbado.

El flujo uniforme en la sección (1) se acelera conforme se acerca a la propela, debido a la menor presión que se tiene abajo de la propela. Apenas enfrente del propulsor, en la sección (2), la presión es p_2 y la velocidad axial promedio V_2 . A través del propulsor, la presión aumenta a p_3 . Considerando la forma de la corriente de deslizamiento (utilizando los principios de continuidad y de Bernoulli), la presión promedio p_2 apenas corriente arriba del propulsor es más pequeña que p_1 , y la presión p_3 apenas corriente abajo del propulsor es mayor que p_4 .

Al pasar el flujo a través de la propela, aumenta su presión, la cual a su vez acelera al flujo y la continuidad requiere que se reduzca la sección transversal de la corriente en la sección (4). La velocidad V no cambia al pasar el fluido por la propela, de 2 a 3, y la presión en 1 y en 4 es la misma que tiene el fluido uniforme lejos de la propela, siendo también igual a la presión sobre el límite de la corriente inducida.

Cuando se aísla el fluido en la corriente de deslizamiento entre las secciones 1 y 4, se observa que la única fuerza que actúa es la ejercida por el propulsor sobre el fluido. Esta se puede calcular, ya sea a partir de la diferencia de presiones ($p_3 - p_2$), o a partir de la ganancia de flujo de momentum entre las secciones 1 y 4. Por lo anterior:

$$F = Q(V_4 - V_1) = (p_3 - p_2)A \quad (2.1)$$

donde A es el área barrida por los álabes de la propela. La fuerza sobre la propela debe ser igual y opuesta a la fuerza que actúa en el fluido. Al sustituir $Q = AV$ donde V es la velocidad promedio a través del propulsor, y al simplificar:

$$\rho V(V_4 - V_1) = p_3 - p_2 \quad (2.2)$$

Si se aplica la ecuación de Bernoulli entre las secciones 1 y 2 y entre las secciones 3 y 4, se tiene

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad \text{y} \quad p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 = p_3 + \frac{1}{2} \rho V_3^2$$

ya que las alturas $Z_1=Z_2=Z_3=Z_0$ al despejar p_2-p_1 , con $p_2=p_3$

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \rho V_1^2 - \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad \text{y} \quad p_2 - p_3 = \frac{1}{2} \rho V_3^2 - \frac{1}{2} \rho V_2^2$$

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \rho V_1^2 - \frac{1}{2} \rho V_2^2 = \frac{1}{2} \rho V_3^2 - \frac{1}{2} \rho V_2^2$$

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.3)$$

Sustituyendo la ecuación (2.3) en ecuación (2.2) tenemos:

$$\rho V (V_4 - V_1) = \frac{\rho}{2} (V_4^2 - V_1^2)$$

despejando V:

$$V = \frac{\rho (V_4^2 - V_1^2)}{2\rho (V_4 - V_1)}$$

factorizando:

$$V = \frac{V_4 + V_1}{2} \quad (2.4)$$

La velocidad a través de la propela es entonces igual al promedio aritmético de las velocidades corriente arriba y corriente abajo de la misma; en otras palabras, la mitad del cambio de velocidad ocurre antes de la propela y la otra mitad después de ésta. Este resultado ligeramente modificado para tener en cuenta los efectos de la fricción, de la rotación y demás, que se conoce como el teorema de Froude es una

de las principales suposiciones en el diseño de propulsores.

El trabajo útil por unidad de tiempo desarrollado por una propela que se mueve a través de un fluido en reposo es el producto del empuje de la propela por la velocidad, es decir:

$$\text{Potencia} = FV = \rho Q(V_1 - V_2)V_1 \quad (2.5)$$

Tomando como referencia la figura 2.2, el volumen de líquido que fluye a una velocidad del chorro V_{ch} hacia afuera de un ducto de Área A y formando un chorro de la misma Área es, por el tiempo Δt , $AV_{ch}\Delta t$.

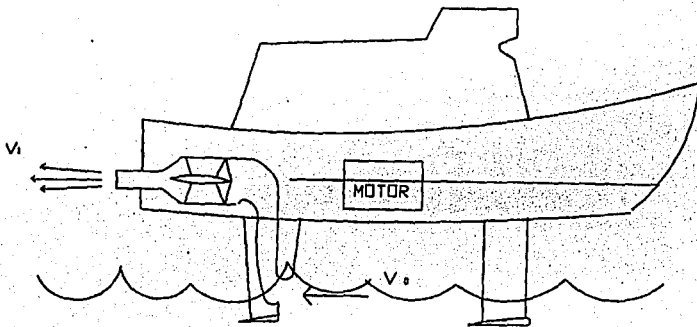


Fig. 2.2 Sistema de propulsión por chorro de agua.

La masa de este líquido es $\rho AV_{ch}\Delta t$. La velocidad absoluta en el espacio del líquido descargado es $V_{chorro} - V_{avance}$, o $V_{ch} - V_{av}$. Esto es

también el cambio en velocidad, producido por la bomba, del líquido en el ducto.

La fuerza de reacción del chorro, igual al empuje F propulsor del barco hacia adelante, es:

$$F = \frac{m\Delta V}{\Delta t} = [\rho AV_{ch}\Delta t](V_{ch}-V_{av}) \frac{1}{\Delta t}$$

$$F = \rho AV_{ch}(V_{ch}-V_{av}) \quad (2.6)$$

El trabajo útil (T) realizado en el barco, donde $V_{av}(\Delta t)$ es la distancia recorrida en el tiempo Δt , es:

$$TV_{av}(\Delta t) = (\rho AV_{av})(V_{ch}-V_{av})V_{av}(\Delta t) \quad (2.7)$$

La energía cinética (E_c) perdida en la popa en el chorro, representada por la masa de líquido $AV_{ch}(\Delta t)$ moviéndose hacia la popa en el espacio en la velocidad $(V_{ch} - V_{av})$, es:

$$E_c = \frac{1}{2} \rho AV_{ch}(\Delta t)(V_{ch}-V_{av})^2 \quad (2.8)$$

La eficiencia del sistema de propulsión es entonces:

$$\eta_{ch} = \frac{\text{Trabajo Útil}}{\text{Trabajo Útil} + \text{Pérdidas de energía en el chorro}} \quad (2.9)$$

Donde:

$$\text{Trabajo Útil} = \rho AV_{ch}(V_{ch}-V_{av})V_{av}(\Delta t)$$

$$\text{Pérdida de energía en el chorro} = 0.5\rho AV_{ch}(V_{ch}-V_{av})^2(\Delta t)$$

Cuando se sustituye en la expresión fraccional de arriba, se reduce a:

$$\eta_{ch} = \frac{2V_{av}}{V_{ch} + V_{av}} \quad (2.10)$$

Esta eficiencia obviamente se aproxima a un valor máximo de 1 cuando V_{ch} se aproxima a V_{av} en valor, en otras palabras, cuando los

restos del chorro de agua se aproximan al estado estacionario mientras el barco se mueve hacia adelante. Esto corresponde exactamente a la situación existente en la propulsión por hélice, donde la eficiencia se incrementa mientras el aumento de velocidad impartida al líquido del chorro decrementa.

Lo dicho anteriormente es basado en el hecho de que el agua en el ducto entre la entrada y la bomba se mueve a través de esa región sin forzarse hacia arriba a cualquier velocidad del barco. En otras palabras, el agua entra a la bomba con la velocidad relativa V_{av} y la abandona con la velocidad relativa V_{ch} , sí, porque el retardo del flujo hacia adelante en la entrada, pérdidas por fricción en el ducto y otras causas el agua se vuelve prácticamente estacionaria en el ducto hacia adelante de la bomba, la última tiende a impartir toda la velocidad V_{ch} a él. La situación es tan previsiblemente descrita, excepto que la bomba tiene en adición coger el agua en el ducto hacia adelante de ella y poner dentro de esta agua la energía que fue supuesta a tener cuando alcanzara la bomba en el caso previo de flujo perfecto.

Un mejor ejemplo de este caso es la situación donde, para salvar el espacio ocupado por el ducto de proa, o por otras razones, la entrada de agua a la bomba es tomada desde el fondo (quilla) o desde un lado en lugar de el frente. La masa de agua aspirada es $\rho AV_{ch}(\Delta t)$ y la velocidad impartida a ella es V_{av} , tal que la energía cinética adicional a ser suministrada es $0.5\rho AV_{ch}(\Delta t)(V_{av})^2$. La eficiencia de propulsión resultante es entonces:

Trabajo útil

$$\eta_{ch} = \frac{\text{Trabajo útil}}{\text{Trabajo útil} + \text{pérdidas de energía en el chorro} + \text{energía entrada}}$$

Donde:

$$\text{Trabajo útil} = \rho AV_{ch}(V_{ch} - V_{av})V_{av}\Delta t$$

$$\text{Pérdida de energía en el chorro} = 0.5\rho AV_{ch}(V_{ch} - V_{av})^2 \Delta t$$

Energía de entrada = $0.5\rho AV_{ch}V_{av}^2\Delta t$

Cuando sustituimos en la ecuación de arriba se reduce a:

$$\eta_{ch} = \frac{2(V_c - V_{av})V_{av}}{V_{ch}^2} \quad (2.11)$$

Esto es máximo cuando $V_{ch}=2V_{av}$ pero aún entonces esto es solamente

$$\eta_{ch} = \frac{2V_{av}}{4V_{av}^2} = 0.5$$

No tomando en cuenta en las ecuaciones (2.10) y (2.11) la inevitable fricción y otras pérdidas en los ductos de agua, o de la eficiencia del mecanismo de bombeo.

2.3 COMPONENTES DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA

Mediante un rodete o impulsor que consta de una serie de álabes rigidamente colocados en una flecha, las bombas aumentan la energía del fluido. Como el único desplazamiento de los álabes es en la dirección tangencial, el trabajo se desarrolla por el desplazamiento de las componentes tangenciales de la fuerza en el rodete; por otra parte, las componentes radiales de la fuerza en el rodete no se desplazan en la dirección radial y, por lo tanto, no pueden ni efectuar ningún trabajo.

Para cambiar la dirección o la magnitud de la velocidad de un fluido, se necesita aplicar una fuerza. Por otro lado, cuando un álabe móvil desvía una corriente de fluido, cambiando así su cantidad de movimiento, se generan fuerzas entre el álabe y el chorro, estas fuerzas desarrollan un trabajo cuando se desplazan junto con el álabe. Las bombas aumentan la energía del fluido al efectuar trabajo continuamente sobre él.

En la teoría de las turbomáquinas, se desprecia la fricción y se supone que el fluido escurre perfectamente a través de la máquina, es decir, como si lo hiciera a través de un número infinito de álabes

Imaginario muy delgado, de tal manera que la velocidad relativa del fluido siempre es tangente a los álabes de la máquina. Lo anterior se traduce en una simetría circular en el rodete y permite que la ecuación del momento de la cantidad de movimiento, adquiera la forma simple, para flujo permanente:

$$F = \rho (C_2 - C_1) \dots \dots (2.12)$$

Donde C_2 y C_1 son las velocidades absolutas del fluido a la salida y a la entrada de un álabe respectivamente, ver figura 2.3.

Del teorema de la cantidad de movimiento se deduce el teorema del momento cinético o del momento de la cantidad de movimiento. Tomando momentos en la Ec. 2.12 con relación al eje de la máquina tendremos:

$$dM = dQ\rho(l_2C_2 - l_1C_1) \dots \dots (2.13)$$

que es el teorema del momento cinético, donde:

dM - Es el momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético.

dQ - Es el caudal del filamento.

l_2 y l_1 - Son los brazos de los vectores C_2 y C_1 respectivamente.

Suponemos ahora que todas las partículas de fluido entran en el rodete a un diámetro D_1 con la misma velocidad C_1 , y salen a un diámetro D_2 con la misma velocidad C_2 . Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el rodete guíe al fluido perfectamente (teoría unidimensional o del número infinito de álabes). Al hacer la integral de la Ecuación 2.13 se obtiene:

$$M = Q\rho(l_2C_2 - l_1C_1) \dots \dots (2.14)$$

Donde: M - momento total comunicado al fluido o momento hidráulico.

Q - caudal total de la bomba.

Pero, de la figura 2.3, se deduce fácilmente que

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad \text{y} \quad l_2 = r_2 \cos \alpha_2$$

por lo tanto:

$$M = Q \rho (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \dots (2.15)$$

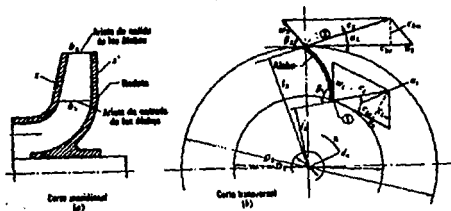


Fig. 2.3 Componentes de la velocidad absoluta

Para estudiar las relaciones que existen entre las diferentes velocidades en el álabes, generalmente se utilizan los diagramas vectoriales polares (figura 2.4); el subíndice 1 se refiere a la sección de entrada y el subíndice 2 a la sección de salida.

Donde:

C - es la velocidad absoluta del fluido.

U - es la velocidad periférica (tangencial) en el extremo del álabes.

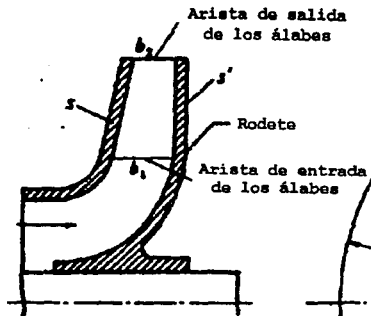
w - Es la velocidad del fluido relativa al álabes.

β - es el ángulo del álabes, es decir, el ángulo que forman la velocidad relativa y $-U$.

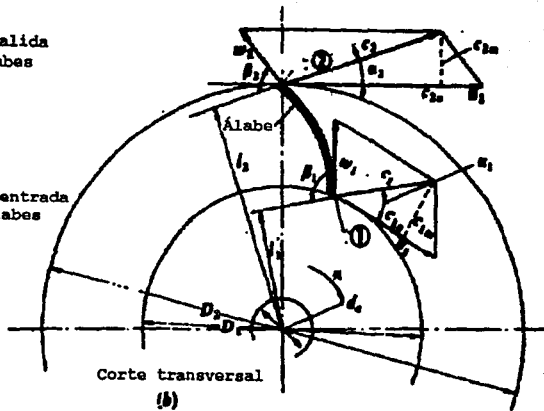
α - Es el ángulo que forma la velocidad absoluta y U .

C_u - Es la proyección de C sobre U , o componente periférica de la velocidad absoluta.

C_m - Es la componente meridional de la velocidad absoluta del fluido.



Corte meridional
(a)



Corte transversal
(b)

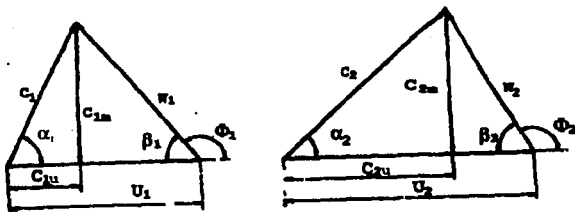


Fig. 2.4 Triángulos de velocidades.

2.4 ECUACION DE EULER

La Ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, por ser la ecuación que expresa la energía intercambiada en el impulsor.

Al multiplicar la ecuación (2.15) por ω se obtiene la potencia que el rodete comunica al fluido. por tanto:

$$P = M\omega = Q \rho (\omega r_2 C_2 \cos\alpha_2 - \omega r_1 C_1 \cos\alpha_1) \dots \dots \dots (2.16)$$

Donde ω es la velocidad angular del impulsor [rad/seg].

pero; $r_2 \omega = U_2$ y $r_1 \omega = U_1$

$$C_2 \cos\alpha_2 = C_{2u} \qquad C_1 \cos\alpha_1 = C_{1u}$$

$$P = Q \rho (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \dots \dots \dots (2.17)$$

Dado que $Q \Delta p = Q\gamma H$ es el peso por unidad de tiempo a través de la máquina y la carga H es la energía potencial por unidad de peso, la potencia disponible en una turbina es $Q\gamma H$, si no se consideran las pérdidas. Análogamente, el rodete de una bomba desarrolla una potencia $Q\gamma H$, donde H es la carga sobre la bomba. el intercambio de potencia resulta:

$$M\omega = Q\gamma H$$

Al despejar a H mediante el empleo de la ecuación (2.17) para eliminar a M, se obtiene:

$$H = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g} \dots \dots \dots (2.18)$$

esta es la que llamamos Ecuación de Euler.

2.4 CARGA TEORICA Y CARGA NETA

Sólo en condiciones ideales toda la energía de los álabes puede ser comunicada al fluido en una bomba. En condiciones reales siempre hay una diferencia entre estas dos energías, diferencia que cuantifica las pérdidas hidráulicas en la máquina, por fricción, choques, turbulencias, etc.

Se llama carga teórica H a la energía teóricamente transferida entre el fluido y los álabes, o sea

$$H = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g} = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (C_2^2 - C_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)}{2g} \dots (2.18a)$$

Y se llama carga neta H_n a la gradiente de carga dinámica entre la entrada y salida de la bomba, es decir entre la entrada a la carcasa y la salida de la voluta.

$$H_n = H_s - H_e = \frac{V_s - V_e}{2g} + \frac{P_s - P_e}{\gamma} + (Z_s - Z_e) \quad (2.19)$$

La carga neta se llama también, particularmente en bombas, altura manométrica. Si se representan por H_p las pérdidas hidráulicas antes señaladas, entre la entrada y la salida, se tiene:

$$H_n = H - H_p \quad (2.20)$$

El rendimiento hidráulico o manométrico, que muestra la relación existente entre la carga teórica y la carga neta, es

$$\eta_h = \frac{H_n}{H} \quad (2.21)$$

Este rendimiento es muy importante ya que caracteriza la capacidad de la máquina para intercambiar energía con el fluido.

Rendimiento volumétrico: no todo el fluido que entra en la bomba

está en posibilidad de intercambiar energía con los álabes del rotor; parte del mismo se fuga por los sellos, estoperos o retenes, antes de tener esa oportunidad, decidiéndose así un rendimiento volumétrico.

$$\eta_v = \frac{Q-q}{Q}$$

En donde Q es el caudal que entra a la bomba y q las fugas expresadas en la misma unidad de volumen.

El rendimiento mecánico tiene en cuenta las pérdidas por rozamiento mecánico en chumaceras, cojinetes y órganos de regulación. Se representa por η_m . Su valor es difícil de precisar y generalmente se calcula en forma indirecta a través de los otros rendimientos que se están considerando.

El rendimiento global o rendimiento energético total, es la relación entre la potencia en la flecha de la bomba y la potencia absorbida por el fluido.

$$\eta_t = \frac{\gamma Q H_n \text{ Potencia absorbida por el fluido}}{P \text{ flecha Potencia en la flecha de la bomba}} \dots (2.22)$$

Desde luego $\eta_t = \eta_h \eta_v \eta_m$

2.5 GRADO DE REACCION

La proporción relativa de energía transferida por cambio en la carga dinámica o en la carga estática es un factor importante en la clasificación de las turbomáquinas y en las características de diseño de éstas según las diversas aplicaciones. Se llama grado de reacción o más simplemente reacción, a la relación de la carga estática a la carga total transferida. Se ha visto que

$$H = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (C_2^2 - C_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)}{2g}$$

$$H(\text{dinámica}) = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (2.23)$$

$$H(\text{estática}) = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)}{2g} \quad \dots (2.24)$$

El grado de reacción es por definición:

$$G_R = \frac{H(\text{estática})}{H} = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)}{(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)} \quad (2.25)$$

Una turbomáquina de reacción se caracteriza por producir un gradiente de presión entre la entrada y la salida del rotor; debe trabajar en ducto cerrado. La reacción generalmente tiene valores entre cero y uno, pero puede tener valores superiores a la unidad.

2.6 VELOCIDAD ESPECÍFICA

La velocidad específica es el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no sólo el caudal y a la carga, variables fundamentales, sino también a la velocidad de giro, variable cinemática que sigue en importancia.

La expresión de la velocidad específica se obtiene eliminando la variable geométrica del diámetro en las ecuaciones que definen los coeficientes de funcionamiento. Siendo estos adimensionales, el grupo resultante es también adimensional. La forma adimensional no suele usarse, pero de ella se saca la forma práctica de la velocidad específica.

El nombre de velocidad específica (N_s) deriva de que para valores unitarios de Q , H y P , la N_s es proporcional a n . La práctica ha consagrado unos valores de la velocidad específica, no adimensionales resultantes de medir las variables Q , H , P y n en unidades prácticas o industriales. Así, en el sistema métrico, Q se expresa en lt/seg, H en m, P en caballos (CV) y n en rpm.. En el sistema inglés, Q se mide en gpm, H en pies, P en HP y n en rpm.

$$N_s = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}} \dots\dots(2.26) \text{ (Sist. Ingles)}$$

$$N_s = \frac{3.65 n Q^{1/2}}{H^{3/4}} \text{ (Sist. métrico)}$$

$$N_s = n P^{1/2} H^{-3/4} \dots(2.27)$$

2.7 FACTORES DE PERDIDA DE ENERGIA

Como causas principales de pérdida de energía pueden citarse las siguientes:

- a) Pérdidas por fricción sobre las paredes de los contornos; éstas varían directamente con el cuadrado de la velocidad relativa y con la longitud del ducto o canal por donde se mueve el fluido, siendo inversamente proporcionales al radio hidráulico de la sección de dicho ducto. También intervienen la viscosidad del fluido y la rugosidad de las paredes.
- b) Pérdidas por separación del fluido de los contornos de los álabes o por choques contra los mismos, produciéndose turbulencias o vibraciones perjudiciales. Este efecto tiene lugar, por ejemplo, en la operación a carga parcial o sobrecarga en las máquinas de álabe fijo, al modificarse la incidencia con la regulación del caudal. La máquina está ligada rígidamente a otra máquina de velocidad angular constante (motor) y para modificar la potencia de acuerdo con la demanda, se

regula el gasto, cambiando en magnitud o dirección la velocidad absoluta de entrada al rotor; pero como la velocidad de arrastre permanece constante, necesariamente la velocidad relativa se sale de la posición tangente que debe tener respecto al álabe, produciéndose la separación o choque contra el mismo.

Desde luego, la separación se produce en el borde de ataque del álabe, al modificarse el ángulo de incidencia y para velocidades subsónicas del fluido.

c) Pérdidas por recirculación del fluido entre el rotor y la carcasa. El rotor al girar dentro de la carcasa llena de fluido produce una verdadera centrifugación de las partículas que están en su contacto periférico, dando lugar a una corriente circulatoria que sigue al rotor en su movimiento.

d) Pérdidas por fugas. Resulta difícil evitar las fugas del fluido entre las partes móviles y las fijas de una turbomáquina, pues si se fuerza la presión sobre los sellos de ajuste, se aumenta el efecto abrasivo sobre ellos y se acelera su destrucción, además de producir un frenado que reduce el rendimiento. Preferible es tolerar una ligera fuga, en muchos casos, que ayude a mantener húmedos los sellos, no sólo para la protección de estos, sino también para favorecer el deslizamiento y mejorar las condiciones de funcionamiento.

2.8 POTENCIA

P_a = potencia de accionamiento = potencia absorbida = potencia al freno = potencia en el eje. Es la potencia en el eje de la bomba o potencia mecánica que la bomba absorbe. Esta potencia tiene la siguiente expresión:

$$P_a = \dot{M} \omega = \frac{2\pi}{60} nM \dots [\text{Watts}] \dots (2.28)$$

Donde:

M = Par en el eje [N-m]

ω = Velocidad angular del eje [rad/seg]

n = R.P.M. del eje

Potencia interna, P_i , es la potencia total transmitida al fluido, o sea la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_a - \text{Pérdidas mecánicas} \dots\dots\dots(2.29)$$

Es fácil hallar una expresión hidráulica de P_i en función de las pérdidas llamadas internas, que son las pérdidas hidráulicas (q_h) y las pérdidas volumétricas (q_v). En efecto, el rodete entrega al fluido una energía específica equivalente a una altura

$$H_u = H + \text{Pérdidas internas}$$

y esta altura la entrega al caudal bombeado por el rodete, que es $Q + q_h + q_v$. Luego:

$$P_i = (Q + q_h + q_v) \rho g H \dots\dots\dots(2.30)$$

Potencia útil, P , es la potencia de accionamiento descontando todas las pérdidas de la bomba o equivalentemente la potencia interna descontando todas y sólo las pérdidas internas. La potencia útil por otra parte es la invertida en impulsar el caudal útil Q a la altura útil H . Por lo tanto:

$$P = Q \rho g H = Q \gamma H \dots\dots\dots(2.31)$$

CAPITULO 3

GENERALIDADES DE LAS BOMBAS DE FLUJO AXIAL

3.1 CARACTERISTICAS GENERALES

Las máquinas de flujo axial son en las que el flujo tiene lugar a lo largo del eje, permaneciendo constante el radio del flujo. La bomba de flujo axial consiste generalmente de tres componentes: una carcaza, un impulsor y un sistema difusor fijo, que puede preceder al impulsor o seguir al mismo. Siendo esta última disposición la más corriente. En general una etapa de una máquina de flujo axial consiste de un rotor y un estator.

Los álabes directores en la entrada son provistos para guiar al fluido para que entre axialmente sin ninguna velocidad de rotación al impulsor. Los álabes del impulsor dan una velocidad de giro al fluido y los álabes directores de salida le quitan la rotación al fluido para que fluya axialmente a lo largo del tubo de descarga.

La bomba de flujo axial o de hélice, constituye la inversa de la turbina de hélice y tiene una apariencia muy similar. El impulsor consiste de un cubo central en el cual están montados radialmente los álabes. Este impulsor gira dentro de una cubierta cilíndrica que idealmente es de longitud suficiente para permitir que el flujo sea uniforme a cada lado de la bomba, y el claro entre los álabes y la cubierta sea tan pequeño como sea practicable. Por lo general se dispone de un juego de álabes de guía estacionarios; estos álabes están proyectados para eliminar la componente de giro de la velocidad que el fluido recibe desde el impulsor y para recuperar la energía cinética como presión estática, ver figura 3.1.

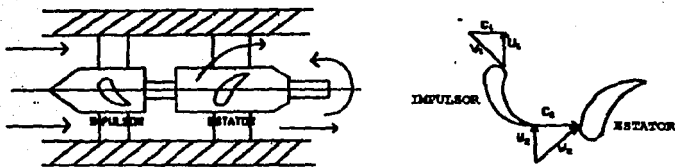


Fig. 3.1 Representación de una bomba axial

A la entrada de una de las etapas de una máquina axial la velocidad absoluta tiene dos componentes, velocidad axial y velocidad tangencial, lo mismo a la salida.

En el grupo de Alabes giratorios la variación de la velocidad tangencial del fluido es la que da lugar a la transferencia de energía entre el rotor y el fluido. Por la rotación del impulsor, el fluido es aspirado dentro de la sección de las palas y la energía es transferida al fluido por cambios en el momento angular del fluido. Esto normalmente toma lugar como un incremento en la componente de giro de la velocidad de salida de la pala o Alabe.

El grupo de Alabes estacionarios ocasiona únicamente un cambio en la velocidad del fluido (en magnitud y dirección), pero sin dar lugar a transferencia de energía; esto quiere decir que no se realiza trabajo alguno ni por los Alabes ni sobre ellos, ya que se encuentran fijos. El difusor es usado para reducir la componente de giro y así recobrar la carga equivalente de esta velocidad, incrementando así la presión corriente abajo del impulsor relativa a la carga de entrada. Esto es el requerimiento básico de una bomba, es decir la generación de presión para un flujo dado.

Las bombas axiales se deben hacer trabajar en las condiciones de

diseño, aunque también pueden operar a cargas parciales o sobrecargas, pero con gran sacrificio del rendimiento. Fácilmente se producen separaciones o choques sobre el álabe cuando el ángulo de ataque no corresponde a las condiciones de incidencia prevista. Para las condiciones de diseño el rendimiento es tan satisfactorio como el de la bomba centrífuga. Si se quiere mantener alto el rendimiento al salirse de las condiciones de diseño, es preciso variar el paso del álabe para corregir la incidencia.

La figura 3.2 muestra una sección cilíndrica a través de dos álaves del rodete y del difusor.

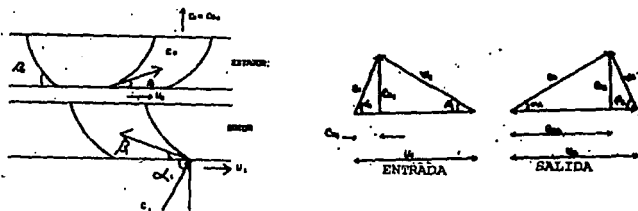


Fig. 3.2 Triángulos de velocidad de bomba axial, condiciones en el radio medio.

3.2 CONDICIONES DE FLUJO IDEAL.

Las ecuaciones generales (2.18) y (2.18a) se aplican, tanto a máquinas de flujo axial como a las centrífugas. En una máquina de flujo axial en general, un elemento de fluido entra y sale del impulsor en un mismo radio. Es decir, la velocidad base o de arrastre, en la incidencia del líquido con el álabe a la entrada, conserva su valor en el borde de fuga del álabe a la salida, o sea $U_1=U_2$; y en consecuencia

la acción centrífuga es nula.

Y considerando prerrotación en la entrada de la bomba las ecuaciones se reducen a:

$$H = \frac{U (C_{u2} - C_{u1})}{g} \quad (3.1)$$

$$H = \frac{[(C_x^2 - C_x'^2) + (W_1^2 - W_x'^2)]}{2g} \quad (3.2)$$

En una máquina de flujo axial varían a lo largo del álabe tanto la velocidad U de éste, como su ángulo β ; por lo tanto cualquier diagrama de vectores de velocidad y las ecuaciones anteriores se aplicarán sólo a un radio.

Como consecuencia de ser nulo el término de acción centrífuga $Ux^2 - Ux'^2/2g$, que es el que en las bombas proporciona mayor ganancia en carga estática, se tiene en las bombas axiales una carga estática reducida, ya que el cambio en velocidad relativa, que es donde se puede obtener, se hace difícil conseguir valores elevados, pues se exigiría una velocidad relativa de entrada muy alta que debería de ser reducida a un valor muy bajo en el ducto entre los álabes; lo cual es difícil lograr en el corto recorrido a través del rodete móvil.

Se puede, en algunos casos incrementar la carga, aumentando el número de álabes (5 ó 6), con lo que se operan mejor los cambios en la velocidad a través de los ductos entre los álabes, pero se aumentan las pérdidas por fricción. Sin embargo si se quieren mover grandes caudales, que es donde encuentran verdadera aplicación las bombas axiales, se debe reducir el número de álabes (3 ó 4), siempre que la carga sea pequeña.

La forma y disposición del impulsor en el mismo ducto de circulación del líquido, es lo que facilita el paso de grandes gastos. La velocidad específica de las bombas de hélice es alta (alrededor de $N_s = 10,000$ a $20,000$ en el sistema inglés), como corresponde a las condiciones de gran caudal y pequeña carga.

Si la prerotación dentro de la bomba es cero, es decir $C_{u2}=0$, entonces la ecuación (3.1) da:

$$H = \frac{U C_{u2}}{g} \dots \dots \dots (3.3)$$

Considerando los triángulos de velocidad dados en la figura 3.2 se puede mostrar que :

$$C_{u2} = C_{u2} \cos \alpha_2 = U_2 - C_{u2} \cot \beta_2 \dots \dots \dots (3.4)$$

$$\text{y } C_{u1} = C_{u1} \cos \alpha_1 = U_1 - C_{u1} \cot \beta_1 \dots \dots \dots (3.5)$$

Si el fluido se considera incompresible y las áreas del flujo en la entrada y en la salida desde el rotor son las mismas entonces:

$$C_{u2} = C_{u1} = C_u = \text{Velocidad media del flujo axial}$$

La ecuación (3.3) puede ahora ser escrita como:

$$H = \frac{U (U_2 - C_{u2} \cot \beta_2)}{g} = \frac{U (U - C_u \cot \beta_2)}{g} \dots \dots \dots (3.6)$$

La figura 3.3 muestra la curva ideal H-Q para los cambios del ángulo β_2 .

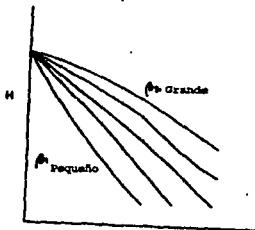


Fig. 3.3 Curva ideal H-Q para bombas de flujo axial sin prerotación.

3.2 CONDICIONES DE FLUJO REAL

La sección anterior da las características de funcionamiento ideal de una bomba de flujo axial, donde el flujo es uniforme radialmente, los ángulos de los alabes son tales que la separación del flujo no se presenta y el sistema difusor opera correctamente para recuperar la presión cinemática.

En operación real, el funcionamiento de la bomba es modificado por lo siguiente:

a) La mayoría de las bombas operan con algún grado de prerotación, el mayor efecto de esto es la reducción de la capacidad del rotor para generar carga como se muestra en la figura 3.4.

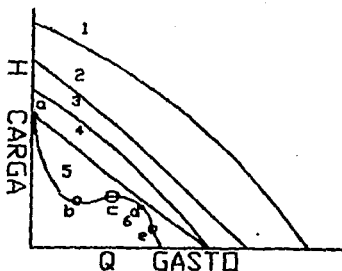


Fig. 3.4 Derivación de la gráfica H-Q.

b) El efecto de fricción, causado principalmente por el paso del fluido por el impulsor, reduce la carga producida por el mismo. Estas pérdidas dependen completamente del caudal.

c) Pérdidas de carga adicionales son causadas por los claros del impulsor y produce pérdidas más notables en las regiones de alta

presión de la curva característica.

d) Los mayores cambios, sin embargo, entre la curva ideal y la curva de rendimiento real de la bomba son producidos como resultado de valor fijo de β_1 el ángulo de entrada del álabe. Por definición los ángulos de los álaves usados para los triángulos de velocidades de la figura 3.2, se asume que no hay choques en las condiciones de entrada. A través de un flujo diferente que el de diseño, el ángulo de ataque puede ser diferente y puede producir separación de flujo y una no uniformidad radial. El diagrama de la figura 3.5 muestra la distribución de flujo que pasa por los álaves del rotor en puntos de operación de diseño y fuera del diseño.

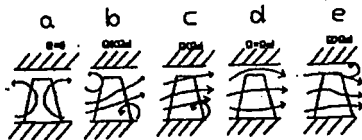


Fig. 3.5 Comportamiento de flujo en el rotor.

3.4 DIAGRAMAS VECTORIALES DE VELOCIDADES

Los diagramas de entrada y salida en el álabe móvil se suelen agrupar en uno solo bajo las dos formas siguientes: Con vértice común o sobre base común. El vector que sirve de base común es el U que tiene el mismo valor a la entrada que a la salida. En la figura 3.6 se presentan estas dos formas, en la que se ha considerado el caso más general de que C_1 no sea axial.

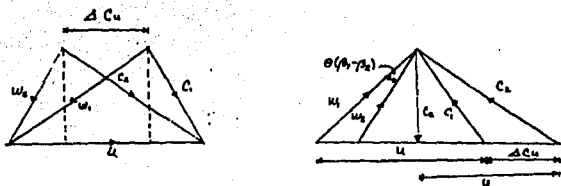


Fig. 3.6 Diagrama de velocidades combinados en base común. Estos diagramas muestran claramente el cambio de la componente de giro, $C_{2x} - C_{1x} = \Delta C\omega$ que es el factor esencial en el cálculo de la energía transferida.

En los diagramas de vértice común se aprecia además del cambio en la velocidad de giro, el valor del ángulo θ de deflexión de la velocidad relativa, el cual suele ser del orden de unos 15° para las condiciones de diseño.

La figura 3.7 nos ayuda a definir otro concepto útil como es el del 'ángulo medio del fluido' y la 'velocidad media', ambos referidos a valores absolutos o relativos. La velocidad media absoluta es mostrada como V_m y la velocidad media relativa como W_m . El ángulo del fluido medio absoluto es mostrado como α_m y el ángulo del fluido medio relativo como β_m .

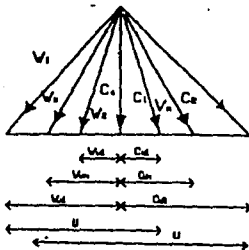


Fig. 3.7 Triángulo con velocidad media relativa W_m .

Los valores medios son definidos tal que la componente tangencial de cada velocidad media es la media aritmética de las velocidades tangenciales de entrada y de salida, es decir:

$$C_{um} = \frac{C_{u1} + C_{u2}}{2} \quad \text{y} \quad W_{um} = \frac{W_{u1} + W_{u2}}{2}$$

$$\text{Así} \quad \tan \beta_m = \frac{W_{um}}{C_a} \dots \dots \dots (3.7)$$

Donde C_a es la componente axial de la velocidad absoluta, y por sustitución de W_{um}

$$\begin{aligned} W_{u1} &= W \cos \beta_1 & \text{y} & & C_a &= W \sin \beta_1 \\ W_{u2} &= C_a \tan \beta_2 & & & W_{u2} &= C_a \tan \beta_2 \end{aligned}$$

$$\text{Entonces resulta que} \quad \tan \alpha_m = \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \dots (3.8)$$

$$\text{Similarmente} \quad \tan \beta_m = \frac{1}{2} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) \dots (3.9)$$

El ángulo β_m es útil en la fijación de características del álabe en la máquina axial. La dirección de W_m y la cuerda del perfil del álabe, definen el ángulo de incidencia.

3.5 GRADO DE REACCION

Una etapa de flujo axial puede tener cualquier grado de reacción y como no hay efecto centrífugo, una expresión simple puede obtenerse.

El cambio de carga estática en el rotor en este caso simple que debido al cambio de la energía cinética relativa, de esta manera

$$H(\text{estática}) = \frac{1}{2g} (W_1^2 - W_2^2)$$

De la figura 3.7 $W_1^2 = C_a^2 + (C_a \cot \beta_1)^2$ y

$$W_2^2 = C_a^2 + (C_a \cot \beta_2)^2$$

por lo tanto

$$H(\text{estática}) = \frac{C_a}{2g} (\cot^2 \beta_1 - \cot^2 \beta_2) \quad (3.10)$$

El cambio de la carga total H en el rotor es:

$$H = \frac{U C_a}{g} (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)$$

Así el grado de reacción G_R es

$$G_R = \frac{H(\text{est.})}{H} = \frac{C_a}{2U} \frac{\cot^2 \beta_1 - \cot^2 \beta_2}{\cot \beta_1 - \cot \beta_2}$$

Simplificando $G_R = \frac{C_a}{2U} (\cot \beta_1 + \cot \beta_2)$ (3.11)

En términos del ángulo medio β_m nos da:

$$G_R = \frac{C_a}{U} \cot \beta_m \quad (3.12)$$

4. CALCULO DEL IMPULSOR

Los capitulos anteriores tienen como objeto dar a conocer las generalidades de operación del sistema de propulsión y la teoría en que se basa su funcionamiento, además que nos permiten obtener los primeros datos de diseño, como son las velocidades de entrada y salida del agua en el sistema, el caudal requerido, las revoluciones por minuto del eje. En este capítulo se empieza con el diseño hidráulico.

La etapa de diseño se inicia al establecer los datos y condiciones de operación a los que estará sometido el sistema de propulsión. En el proceso del diseño hidráulico, se establecen las características de movimiento del líquido a través del sistema, con ello se determinan las dimensiones y morfología del impulsor, de la carcasa y de los ductos de admisión y descarga, así como los requerimientos para el diseño mecánico.

En este trabajo de tesis se hará el diseño de un sistema de propulsión que operara en agua de mar. La admisión del agua está en la parte inferior del casco del barco, cerca de popa. La impulsión del agua será por medio de una bomba de flujo axial de una sola etapa, consistiendo de un impulsor y un estator posterior al impulsor. Antes de entrar de lleno al diseño del impulsor, primero se expondrá la teoría en la que se fundamenta el diseño de impulsores de flujo axial.

El impulsor es el elemento transmisor de energía, ya que el fluido pasa a través de él, realizándose la conversión de energía mecánica que se aplica en el eje a energía cinética y energía de presión en el líquido.

El diseño del impulsor consiste en determinar los diámetros del cubo, medio y de salida, así como los ángulos del alabe y el espesor del mismo en las secciones de entrada, media y salida.

Los métodos de aerodinámica son necesarios para resolver el problema de la relación entre la forma geométrica de los álabes y los ángulos de flujo. El problema del diseño de los álabes es buscar la forma geométrica adecuada para dar los ángulos de flujo calculados. No se puede suponer que los ángulos de flujo son iguales a los ángulos de los álabes porque la inercia del fluido impide que su trayectoria se ajuste perfectamente a las superficies curvas de las partes sólidas.

Por lo general los impulsores de flujo axial son de diseño de vortice libre; esto es, la velocidad de giro a la salida varía de acuerdo con la relación $C_{u2} = \text{constante}$. El producto $U C_{u2}$ es constante, ya que $U = \omega r$. Entonces con la suposición de la entrada axial del fluido sobre el alabe, es decir $C_{u1} = 0$, las ecuaciones de la carga de Euler (3.1) y (3.2) se aplican sin importar el radio (excepto quizá cerca del cubo, en donde se puede abandonar el diseño de vortice libre).

Pero aun queda por hacer un serio análisis que consiste en que las ecuaciones (3.1) y (3.2) se basan en la suposición de que existen condiciones uniformes a la entrada y a la salida. En realidad, en la mayor parte de las máquinas de flujo axial los álabes están tan ampliamente separados que, para las posiciones cercanas al impulsor, no es aceptable esta suposición. Es más usual tratar por separado cada alabe del impulsor. Se usa la teoría de las superficies hidrodinámicas para determinar la fuerza de sustentación y la resistencia al avance sobre cada alabe e investigar así el flujo a través de la máquina.

4.1 TERMINOLOGÍA Y GEOMETRÍA DEL ALABE.

Antes de entrar con el análisis del comportamiento de los álabes, es necesario definir los parámetros usados en la descripción del perfil del alabe y en configuraciones de álabes. Los perfiles de los álabes son usualmente perfiles aerodinámicos o de ala de avión de óptimo rendimiento, perfiles de geometría simple compuestos de áreas

circulares y líneas rectas son frecuentemente usados.

Muchos perfiles de Alabes son formados por el curvando de superficies aerodinámicas simétricas sobre una línea media curvada. El perfil base, ver figura 4.1, es definido al dividir el eje mayor en partes iguales designados como un porcentaje de la longitud o cuerda. La cuerda, c , es la distancia lineal entre la nariz (borde de ataque) y la cola (borde de salida) del Alabe.

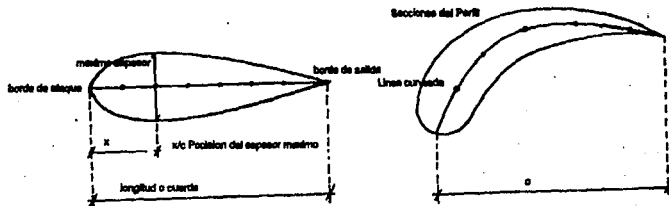


Fig. 4.1 Perfil base.

Un parámetro útil para describir un perfil aerodinámico es el espesor máximo como un porcentaje de la longitud y otro parámetro es la posición del espesor máximo como un porcentaje de la longitud.

La nariz del borde de ataque es generalmente un arco circular curvado hacia adentro del perfil principal y el radio es especificado como un porcentaje del espesor máximo. El borde de salida es idealmente punteagudo, tal que el radio es cero, pero como esto no es posible por las consideraciones de esfuerzo es también un arco circular especificado como el borde de ataque.

La forma de la línea media determina completamente la mayoría de las importantes propiedades hidráulicas de perfiles aerodinámicos, mientras el espesor es dictado por los requerimientos de esfuerzo. Todo buen perfil aerodinámico tiene casi la misma variación a lo largo de la línea media. La máxima distancia de la cuerda a la línea media es llamada curvatura y es generalmente expresada como un porcentaje de la cuerda.

Para discutir la acción de los álabes del impulsor en una bomba de flujo axial es conveniente representar los álabes sobre el desarrollo en un plano de varias secciones cilíndricas. Tres de tales desarrollos son particularmente importantes: en el diámetro exterior D_e , en el cubo D_c y en el diámetro medio efectivo D_m .

Sobre el desarrollo de los cilindros coaxiales al impulsor, los álabes aparecen espaciados en una distancia igual a $\pi D/z$, conocida como paso, s , donde z es el número de álabes y D es el diámetro de la sección cilíndrica. Es decir el paso es la distancia entre puntos correspondientes de álabes adyacentes. Por lo general el paso es grande con respecto a la longitud del álabes o cuerda.

La relación de la longitud de la cuerda del álabes al espaciamiento del álabes (c/s) es un importante elemento de diseño y es conocida como la solidez del álabes (σ). La solidez es un término descriptivo relativo al área del álabes (real o proyectada) al área anular normal al flujo. La relación cuerda/paso generalmente se incrementa desde el extremo del álabes hacia el cubo.

Para ejercer efectivamente cualquier acción de conducción sobre el fluido, el ángulo del álabes está gradualmente incrementado de β_1 a β_2 . La diferencia entre β_1 y β_2 , es una medida de la curvatura del álabes en cualquier sección particular del álabes. De la geometría de la figura 4.2, se pueden obtener las siguientes relaciones entre ángulos:

- (a) Angulo de curvatura $\beta_2 - \beta_1 = \theta = \phi_1 + \phi_2$ (4.1)
- (b) Angulo de la cuerda $\beta_2 = \beta_1 + \phi_1 = \beta_1 - \phi_2$ (4.2)
- (c) Angulo circular del alabe $\phi_1 + \phi_2 = \theta/2$ (4.3)

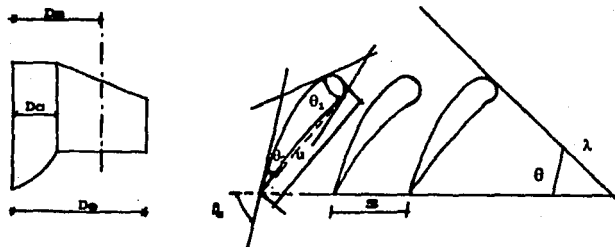


Fig. 4.2 Relación de ángulos.

4.2 ANALISIS DEL ALABE COMO ELEMENTO CON PERFIL DE ALA

Como ya se vio, el valor del paso depende del número de Alabes del rotor, el cual está condicionado por las características exigidas a la máquina en relación con la carga y el caudal.

Si la relación $c/s < 1$, esto es, si la cuerda es chica con relación al paso, se suele usar en el diseño del Alabe, el método de cálculo de perfil de ala de avión. En este método, se pone atención a la dinámica del fluido alrededor de un solo elemento, sin tener en cuenta la influencia de los otros. Después se hace un ajuste al considerar dicha influencia. La experimentación para un ajuste en forma definitiva es absolutamente necesaria. Se calculan así los impulsores de pocas aulpas como los empleados en bombas de agua.

Si $c/s > 1$, quiere decir que el número de alabes es mas numeroso, en cuyo caso debe hacerse el estudio del rotor por el método llamado de

cascada, que considera la dinámica del fluido a través de los ductos entre álabes, se usa en algunos casos en bombas axiales a las que se exige relativa alta carga.

Para este trabajo de tesis se utilizará el primer método, por lo que el análisis que se sigue solo está enfocado a este método de análisis del álabes como perfil de ala avión.

En vista de la muy baja carga producida por un impulsor de flujo axial, las pérdidas por fricción, que son conocidas como arrastre, adquieren una mayor importancia que en los impulsores centrífugos o de flujo mixto. Por esta razón son requeridos un alto grado de perfección de las líneas de corrientes y el pulido de los álabes del impulsor para obtener la máxima eficiencia.

Para satisfacer este requerimiento y de los esfuerzos mecánicos, los perfiles aerodinámicos han encontrado amplio uso en el campo de turbomáquinas de flujo axial y, por lo tanto, familiarizarse con las propiedades de estos perfiles es esencial.

Si un corte cilíndrico coaxial es hecho a través de un impulsor de flujo axial y el cilindro es desarrollado sobre un plano, una hilera o rejilla de álabes resulta como se ve en la figura 4.2.

La acción del fluido sobre el perfil puede ser considerada similar a la que toma lugar sobre un perfil aerodinámico dentro de un túnel de viento, siempre que la velocidad relativa W_m sea un valor promedio de las velocidades relativas de entrada y salida W_1 y W_2 que existen antes y después del álabes en una distancia donde el efecto del flujo a través de la rejilla de álabes es igual.

En la fig. 4.3 un perfil de ala de avión está sometido a la acción de una corriente uniforme de aire de velocidad W_m con un ángulo δ .

El ángulo δ es el ángulo de ataque o de incidencia formado entre la cuerda del álabes y la dirección de la velocidad relativa del flujo.

Ha tiene la magnitud y dirección de la velocidad de la corriente de aire a una cierta distancia por delante del ala, fuera de la influencia de la misma.

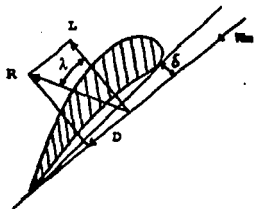


Fig. 4.3 Fuerzas actuando sobre una ala.

En determinadas circunstancias, las velocidades que reinan en las cercanías inmediatas al ala difieren considerablemente de la velocidad indicada. Debido al hecho de que la corriente ha de rodear el perfil, la velocidad crece en el lado convexo, por lo cual se forma una depresión en dicho lado. En la cara cóncava, la velocidad disminuye y causa un aumento de presión.

Teóricamente se puede imaginar la desigual distribución de las velocidades en el ala como el resultado de la acción conjunta de una corriente pura de paso y otra de circulación en torno al perfil, cuya suma geométrica produce, en el lado convexo, un aumento de velocidad, y en la cara cóncava, una reducción de la velocidad respecto a la velocidad V_{∞} . Prescindiendo del ángulo de ataque, la magnitud de las variaciones de los diferenciales de presión depende de la forma de perfil. Por lo general la variación del diferencial de presión en el lado convexo es mucho mayor que en el lado cóncavo. En la cabeza y en el extremo del ala se compensan los diferenciales de presión y las

velocidades de ambos lados.

Como resultado de la diferencia entre las presiones de los lados cóncavo y convexo del ala, se tiene una fuerza ascensional o de sustentación L , dirigida perpendicularmente a W_m . Al mismo tiempo se produce una fuerza de resistencia o de arrastre D en la misma dirección de W_m . Ambas fuerzas dependen de la velocidad W_m , de la densidad de fluido circulante y de las dimensiones del ala. Las magnitudes de estas fuerzas pueden ser representadas por las siguientes ecuaciones:

$$L = C_l \cdot b \cdot c \cdot \rho \frac{W_m^2}{2g} \dots\dots(4.4)$$

$$D = C_D \cdot b \cdot c \cdot \rho \frac{W_m^2}{2g} \dots\dots(4.5)$$

Donde:

C_l y C_D Son los coeficientes experimentales de sustentación y arrastre respectivamente.

b Es el ancho del perfil (ver figura 4.4).

c Es la longitud de la cuerda.

W_m Es la velocidad del fluido no perturbado.

ρ Es la densidad del fluido.

g Aceleración de la gravedad.

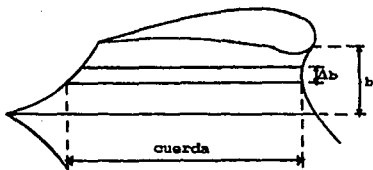


Fig. 4.4 Alabe de rotor con la indicación del elemento b.

Los coeficientes C_L y C_D carecen de dimensiones y dependen de la forma del perfil y del ángulo de ataque. Dan una idea del comportamiento del ala en la corriente de aire, y han sido determinados experimentalmente para un gran número de perfiles de ala de las clases más diversas.

$\frac{\rho V^2}{2}$ Es la presión dinámica y $c b$ representa un área del elemento sobre la que tiene acción el fluido.

En general se puede decir que los perfiles gruesos, con curvatura y ángulo de ataque iguales, proporcionan coeficientes de sustentación mayores que los perfiles delgados. Pero al mismo tiempo crece también el coeficiente de arrastre.

C_D es muy pequeño en comparación con C_L . El coeficiente $C_D/C_L = \epsilon = \tan \lambda$ subordinado a cada ángulo de ataque es la relación de planeo, y λ es el ángulo de planeo o de deslizamiento. Este corresponde al ángulo de inclinación del vuelo planeado del ala. Un perfil de ala de avión es tanto más favorable cuanto menor sea la relación de planeo.

La fuerza de arrastre D incluye las pérdidas por fricción, las cuales dependen grandemente de la uniformidad de la superficie y las pérdidas debidas a los remolinos en la estela detrás del ala. Una nariz bien redondeada y borde de salida afilado reduce esta parte del arrastre.

La relación L/D sirve como un índice de la eficiencia del ala. Cuando se grafican diferentes valores de C_L y L/D contra δ invertido, las curvas resultantes de C_L contra δ muestra un parecido a la curva ordinaria carga-caudal de una bomba de flujo axial.

La curva L/D contra δ se asemeja a la curva característica

rendimiento caudal de una bomba de flujo axial.

Al trasladar las acciones de las fuerzas medidas en el ala a las condiciones existentes en una bomba, se ha de tener en cuenta que los valores experimentales se apoyan en una longitud finita de b del ala. Por este motivo, en el extremo del ala se produce una igualación de las presiones de los lados superior e inferior del ala, de manera que la presión no se distribuye uniformemente en toda la longitud del ala.

En la bomba axial, el alabe está limitado, en un lado por el cubo del impulsor y en el otro, por la pared de la carcasa. Si se prescinde de la influencia del cubo del impulsor y del intersticio anular necesario entre los alabes y la pared de la carcasa, las condiciones de la corriente en el alabe de la bomba se pueden comparar con las del ala imaginada de longitud infinita, o sea, en las condiciones de una corriente uniforme.

Además, el traslado de los resultados obtenidos con aire a la corriente de un líquido, solo es admisible con igual número de Reynolds (Re).

De hecho las mediciones de alas se basan en valores de este coeficiente $Re \approx 4 \times 10^7$. Por encima de este valor, los coeficientes de fuerza de sustentación y de arrastre no dependen ya prácticamente del número de Reynolds.

Para $Re \geq 4 \times 10^7$ y siguiendo a Prandtl, los coeficientes obtenidos en el ala de longitud finita se puede convertir, para un ala de otra longitud y por tanto, también para el ala de longitud infinita - asimismo con validez para una corriente de líquido -, valiéndose en este último caso, para el coeficiente de sustentación:

$$C_L' = C_L \dots \dots \dots (4.6)$$

$$\text{El coeficiente de arrastre, } C_D' = C_D - \frac{C_D^2 c}{\pi b} \dots \dots \dots (4.7)$$

Y el ángulo de ataque, $\delta' = \delta - \frac{57.3 C_u c}{\pi b}$ (4.8)

Por lo general, los coeficientes de ala se basan en una relación de envergadura $c/b = 1/5$, de modo que:

$C_D' = C_D - \frac{C_u^2}{15.7}$ (4.9) y $\delta' = \delta - 3.65 C_u$ (4.10).

De acuerdo con la teoría del ala vista anteriormente, el ala experimenta una fuerza ascensional L perpendicular a la dirección de W_m . Sin embargo para poder valorar los esfuerzos sobre el rotor, necesitamos descomponer la fuerza de sustentación L y el arrastre D en componentes paralelas, unas al plano de rotación o tangenciales y otras en la dirección axial.

La figura 4.5 muestra las fuerzas que actúan sobre el álabes según la teoría del ala, representa un elemento de álabes, limitado en el sentido radial entre r y $(r + \Delta b)$, sobre el que actúa la fuerza R , que es la fuerza resultante de las fuerzas de sustentación y arrastre, al producirse la rotación en el seno del fluido. La fuerza R forma un ángulo λ con L y un ángulo $90^\circ - (\beta_m + \lambda)$ con la velocidad periférica del impulsor. La sección considerada del álabes es normal a la dirección radial. La velocidad media relativa es W_m y el ángulo de ataque es δ .

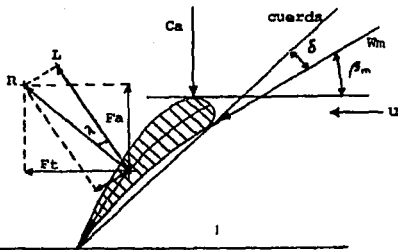


Fig. 4.5 Fuerzas que actúan sobre un elemento de álabes de la bomba de flujo axial.

La componente total a lo largo del eje de rotación, F_t , es:

$$F_t = L \sin \beta_m + D \cos \beta_m \dots\dots\dots(4.11)$$

Mientras que la componente en la dirección axial, F_a , es:

$$F_a = L \cos \beta_m - D \sin \beta_m \dots\dots\dots(4.12)$$

La fuerza resultante R es igual a:

$$R = \frac{L}{\cos \lambda}, \text{ sustituyendo } L \text{ de la ec. 4.4}$$

$$R = \frac{Cl' \gamma W_m^2 c b}{2 g \cos \lambda} \dots\dots\dots(4.13), \text{ y}$$

$$F_t = R \cos[90^\circ - (\beta_m + \lambda)] = \frac{Cl' \gamma W_m^2 c b \sin(\beta_m + \lambda)}{2 g \cos \lambda} \dots\dots(4.14)$$

También existe el método de Análisis por Arrastre y Sustentación para calcular las componentes F_a y F_t . Este método fue desarrollado por Keller⁴ primeramente para casos en el que el fluido puede ser considerado incompresible, pero capaz de tomar en cuenta los efectos de compresibilidad.

El método de Análisis es para expresar la fuerza de presión a través del elemento del álabe en términos de la componente de la fuerza axial F_a y la fuerza debida al cambio de velocidad de rotación en términos de la componente de la fuerza tangencial F_t . En el Análisis, las magnitudes de las cantidades son tomadas como vectores y valores igualados correspondientes.

Para el rotor tenemos:

$$F_a = (p_2 - p_1) s \Delta b \dots\dots\dots(4.15)$$

$$F_t = \gamma s C_n \Delta b (W_{u2} - W_{u1}) \dots\dots(4.16)$$

$$\text{y } \frac{F_t}{F_a} = \frac{C_n (W_{u2} - W_{u1})}{p_2 - p_1} = \tan(\beta_m + \lambda) \dots\dots(4.17)$$

despejando $p_2 - p_1$ tenemos:

$$p_2 - p_1 = \frac{\gamma C_a (W_{u2} - W_{u1})}{\tan (\beta_m + \lambda)} \dots\dots(4.18)$$

Se pueden conocer así, el empuje axial y la fuerza tangencial actuando sobre el elemento del álabo considerado, en función de las fuerzas de sustentación y de arrastre. La componente F_a produce un empuje perjudicial sobre los cojinetes de apoyo de la máquina, por lo que se debe tratar de reducir. La componente F_t , aplicada a una distancia r , da lugar a un momento útil de giro.

La potencia transmitida al fluido es:

$$P_{ot} = U \times F_t \dots\dots\dots(4.19)$$

El flujo a través de ese anillo elemental, entre los radios r y $(r + \Delta b)$ será:

$$Q = 2\pi r \Delta b C_a \dots\dots\dots(4.20)$$

La potencia suministrada que se ha de igualar a la potencia del líquido elevado es:

$$P_{ot} = \gamma Q H = \gamma 2\pi r \Delta b C_a H \dots\dots(4.21)$$

igualando las ecuaciones 4.19 y 4.21 y sustituyendo F_t con la ecuación 4.14, tendremos:

$$2\pi r C_a H = \frac{\pi U C_l' W_m^2 c \sin (\beta_m + \lambda)}{2g \cos \lambda} \dots\dots(4.22)$$

siendo el paso $s = \frac{2\pi r}{z}$, despejando la carga H ;

$$H = \frac{C_l' U W_m^2 c \sin (\beta_m + \lambda)}{2g C_a s \cos \lambda} \dots(4.23)$$

En la zona de la relación de plano más favorable λ es tan pequeño, que sin cometer un error apreciable se puede poner $\cos \lambda = 1$. Entonces la ecuación 4.23 queda como:

FALLA DE ORIGEN

$$H = \frac{Cl' U W_m^2 c \operatorname{sen} (\beta_m + \lambda)}{2g C_a s} \dots (4.24)$$

Esta ecuación se aplica teóricamente a cada sección cilíndrica y el trabajo se reduce a calcular algunas secciones y las demás se determinan por interpolación. Para todas las secciones cilíndricas H y Ca se consideran constantes, y U se calcula en base de r y n, mientras que Wm y βm se determinan con el diagrama de velocidades de la figura 3.8, siendo:

$$W_m^2 = C_a^2 + \left(U - \frac{\Delta C_u}{2} - C_{u2} \right)^2 \dots (4.25)$$

$$\text{y } \tan \beta_m = \frac{C_a}{\frac{W_{u1} + W_{u2}}{2}} = \frac{C_a}{U - \frac{\Delta C_u}{2} - C_{u2}} \dots (4.26)$$

ΔCu se obtiene de la ecuación 3.1.

Como el ángulo de planeo λ en la zona de la relación de planeo más favorable $c = \tan \lambda$ es muy pequeño, se puede estimar en $\lambda \approx 1$ a 2° si no se conoce el perfil que se ha de emplear.

Solo faltan determinar las magnitudes de Cl' y de c/s de la ecuación 4.24, para la cual despejamos juntas estas dos magnitudes de la ecuación 4.24 quedando:

$$\frac{Cl' c}{s} = \frac{2g H (C_a/U)}{W_m^2 \operatorname{sen} (\beta_m + \lambda)} \dots (4.27)$$

Para tener en cuenta una distancia suficientemente grande entre álabes, siempre $c/s < 1$. Fijando el valor de c/s, queda determinado Cl' y, con él, el perfil que se ha de emplear, pero se debe tener en cuenta lo siguiente:

Al crecer la distancia al eje de giro, disminuye el valor numérico del producto Cl' c/s. Esta circunstancia se puede tener en cuenta reduciendo Cl' o c/s, o ambas a la vez.

La reducción de Cl' produce perfiles delgados y aplanados y la

reducción de c/s de alabes estrechos.

Teniendo en cuenta que la fuerza ascensional se produce principalmente al formarse una zona de depresión en el lado combado del perfil, para lograr una determinada altura de aspiración o bien para evitar la cavitación, conviene ir reduciendo continuamente el coeficiente de sustentación al ir creciendo la velocidad periférica.

En cambio, para lograr superficies útiles grandes se habrá de mantener un valor de c/s suficientemente grande. Esta medida causa una reducción del grueso o del combado del perfil, al ir aumentando la distancia al eje de giro, y también responde a las condiciones que se han de imponer desde el punto de vista de la resistencia mecánica del alabe.

Por lo tanto, para los alabes de las bombas convienen perfiles especiales, cuyo coeficiente de sustentación se cambie continuamente variando el espesor del perfil, o su curvatura.

4.3. - MODELOS DE PERFILES DE ALAS DE AVION.

En el mundo existen institutos de investigación como el Instituto de ensayos aerodinámicos de Gotinga y el National Advisory Committee for Aeronautics (N.A.C.A.) que han probado una gran cantidad de secciones aerodinámicas para determinar el perfil que, cuando se aplica al diseño de alas de avión, pueda soportar una máxima carga con un mínimo consumo de potencia y han sido clasificados de acuerdo a su curvatura y espesor.

Para este trabajo de tesis utilizaremos los perfiles números 422 al 428 del Instituto de ensayos Aerodinámicos de Gotinga. En la figura 4.6 podemos ver su forma y en la tabla 4.1 podemos encontrar las dimensiones y la curvatura del perfil.

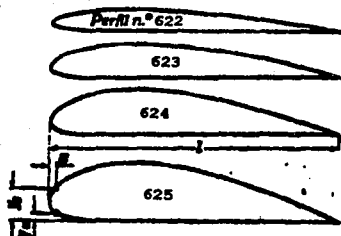


Fig. 4.6 Perfiles
(Inst. de Gotinga)

Así en la figura 4.7 se muestran graficados los valores de los coeficientes de sustentación y de arrastre en función del ángulo de planeo.

Se pueden obtener perfiles intermedios entre los perfiles 262 al 265, utilizando factores de engruese al aplicar las siguientes fórmulas.

Dentro de la zona de las relaciones de planeo más favorables, o sea, para δ' de 0 a 5°, existe una relación casi lineal entre el coeficiente ascensional y el ángulo de ataque, por lo que se puede escribir sin cometer un error apreciable:

$$\text{Para los perfiles números 622 y 623 } C_l = 4.0 \frac{y_{max}}{c} + 0.092 \delta' \dots (4.28)$$

$$624 \quad C_l = 4.0 \frac{y_{max}}{c} + 0.088 \delta' \dots (4.29)$$

$$625 \quad C_l = 4.0 \frac{y_{max}}{c} + 0.080 \delta' \dots (4.30)$$

donde y_{max} es el espesor mayor del perfil.

4.4 VELOCIDAD AXIAL DE ENTRADA.

La velocidad axial de entrada es un valor muy importante en el diseño del impulsor ya que se considera constante dentro de todo el impulsor y en base a ella se calculan muchos de los datos del diseño. Podríamos calcularla por medio de la ecuación de continuidad conociendo el caudal y obteniendo el área de paso del impulsor, o sea, el área entre el cubo y el diámetro exterior del impulsor, pero como en

este valor no están considerados efectos debido a la presencia de los álabes, utilizaremos la siguiente teoría para calcularla.

Como magnitud de partida para determinar la velocidad axial de entrada C_o utilizamos el ángulo β_o , que forma la velocidad relativa inmediatamente antes del comienzo del álabes con la velocidad periférica (negativa).

A causa de la variabilidad de β_o , referimos el ángulo relativo al punto más externo del borde del álabes. Si se observa, además, que a las distintas posiciones del punto de referencia el borde del álabes corresponden también ángulos relativos distintos, los siguiente se puede aplicar al álabes axial.

Tomando como referencia una entrada perpendicular del agua, o sea, con $\beta_o = 90^\circ$, tenemos (ver figura 4.8):

$$\tan \beta_o = \frac{C_o}{U_t} = \frac{60 C_o}{D_t \pi n} = \quad (4.31)$$

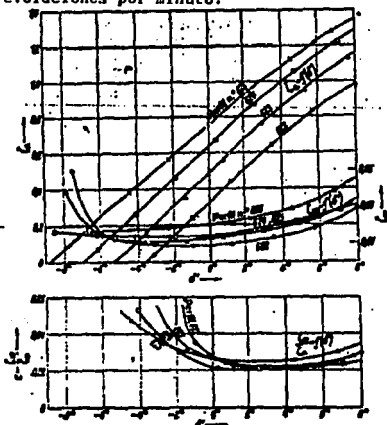
Donde:

C_o = Velocidad media absoluta del agua inmediatamente antes del álabes.

U_t = Velocidad periférica del punto de referencia.

n = El número de revoluciones por minuto.

Fig.4.7 Gráfica de los coeficientes de sustentación y arrastre en función del ángulo de plano.



C_0 es por lo general algo mayor que C_a . Si ponemos $C_0 = \tau C_a$ y $D_1 = \alpha D_a$, tenemos que:

$$\tan \beta_0 = \frac{60 \tau C_a}{\alpha D_a \pi n} \quad (4.32)$$

El diámetro D_a se deduce de la condición de continuidad:

$$\frac{Q'}{C_a} = \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_c^2) = \frac{\pi}{4} D_a^2 \left[1 - \left(\frac{D_c}{D_a} \right)^2 \right] \quad (4.33)$$

Siendo D_c el diámetro del cubo y Q' el caudal de un rodete simple aumentado con la pérdida de agua en el intersticio.

Con $k = 1 - \left(\frac{D_c}{D_a} \right)^2$, resulta:

$$D_a = \sqrt{\frac{4 Q'}{\pi k C_a}} \quad (4.34)$$

Sustituyendo esta ecuación en la ecuación (4.33) da:

$$C_a = \sqrt{\frac{\pi \tan^2 \beta_0 \sigma^2 Q' n^2}{900 k \tau^2}} = X \sqrt{Q' \left(\frac{n}{1000} \right)^2} \quad (4.35)$$

siendo X una constante igual a $15.15 \sqrt{\frac{\tan^2 \beta_0 \sigma^2}{k \tau^2}}$

De acuerdo con esto, la velocidad de entrada C_a depende del número de revoluciones n y el caudal Q' .

El coeficiente X se determina con magnitudes que, por lo general, sólo están sometidas a variaciones reducidas. El ángulo relativo β_0 se puede tomar de 10° a 18° . β_0 se refiere al punto más externo del borde del álabe, teniendo en cuenta que el ángulo relativo aumenta considerablemente al aproximarse al cubo del rodete, aquí están indicados principalmente ángulos β_0 pequeños. β_0 no debe confundirse con el ángulo del álabe β_1 , ya que a consecuencia del estrechamiento de la sección debido al espesor finito de los álabes, siempre es mayor que β_0 .

Los coeficientes σ y τ son iguales a 1 para el álabe axial. El factor de estrechamiento k varía con el diámetro del eje, depende, a su

vez, de la deformación elástica del mismo, pero especialmente de la distancia entre los cojinetes, esto quiere decir que depende también del número de fases (etapas). Por término medio, se puede poner aproximadamente $k = 0.75$ a 0.85 . El valor límite inferior corresponde a la bomba de varias fases.

4.5 DIÁMETRO MÍNIMO DEL CUBO.

Al irse acercando al cubo del rodete, disminuyen a la vez el paso s , la velocidad periférica U y la velocidad W_m , mientras crecen simultáneamente el ángulo relativo β_m y el coeficiente ascensional C_u' . Esto produce una distancia pequeña entre alabes y perfiles de alabe desfavorables, de modo que es recomendable fijar un diámetro mínimo de cubo D_c ó una relación máxima de diámetros D_e/D_c , lo cual asegure en el cubo del impulsor condiciones suficientemente satisfactorias.

Como criterio, se ha de aplicar aquí la condición de que el ángulo relativo de salida β_s no ha de ser mayor de 45° y además considerando una entrada perpendicular del agua, o sea, $\alpha_s = 90^\circ$.

Siendo Q' el caudal en m^3/seg , aumentado con la pérdida en el intersticio, de acuerdo con la ecuación de continuidad, tendremos:

$$\frac{Q'}{C_a} = \frac{\pi (D_e^2 - D_c^2)}{4} = \frac{D_c^2 \pi}{4} \left[\frac{D_e^2}{D_c^2} - 1 \right]$$

De donde resulta:

$$\left[\frac{D_e}{D_c} \right]^2 = 1 + \frac{4 Q'}{C_a D_c^2 \pi} \dots \dots \dots (4.36)$$

Para la carga teórica en el cubo tendremos:

$$H_e = \frac{U_{cubo}^2}{g} \Delta C_{u, cubo}$$

para $\alpha_s = 90^\circ$ y $\beta_s = 45^\circ$ tenemos que $\Delta C_{u, cubo} = U_{cubo} - C_a$, con lo cual:

$$H_e = \frac{U_{cubo}^2}{g} \left[1 - \frac{C_a}{U_{cubo}} \right] \quad (4.37)$$

siendo:

$$H_0 = \frac{H}{\eta_h}$$

CALCULO DEL IMPULSOR

Antes de empezar los cálculos debemos de tener en cuenta las condiciones y el medio donde va a trabajar el sistema de propulsión y algunas de sus características generales.

El sistema de propulsión se diseñará para que se pueda trabajar en agua de mar y sea capaz de propulsar una embarcación menor a una velocidad crucero de 35 nudos. Se diseñara teniendo en cuenta las siguientes características: eficiencias $\eta_m = 0.90$ y $\eta_v = 0.95$ consideraremos que no habra prerotación en la admisión del sistema, una potencia hidráulica desarrollada por una bomba de flujo axial de 300 h.p. La bomba tendra un arreglo impulsor estator de una sola etapa, y tendra la admisión en la parte inferior del casco y la descarga por la parte posterior del mismo. Habrá solo un ducto de admisión y uno de descarga, haciendo un ángulo recto entre si.

Consideraremos una eficiencia global del sistema de propulsión del 40 %. Empezaremos calculando la velocidad del chorro de agua a la salida del sistema, conociendo la velocidad del barco que es de 35 nudos y de acuerdo a las posiciones de la admisión y la descarga, utilizamos la ecuación 2.11 donde:

$$V_{av} = 35 \text{ millas/hr.} = 64.82 \text{ km/hr.} \quad ; \quad \eta_{ch} = 40\%$$

$$\eta_{ch} = \frac{2(V_{ch} - V_{av}) V_{av}}{V_{ch}^2}$$
$$\eta_{ch} V_{ch}^2 = 2(V_{ch} - V_{av})V_{av}$$
$$\eta_{ch} V_{ch}^2 = 2V_{av} V_{ch} - 2 V_{av}^2$$

$$\eta_{ch} V_{ch}^2 - 2V_{av} V_{ch} + 2 V_{av}^2 = 0$$

Sustituyendo valores:

$$0.4 V_{ch}^2 - 70 V_{ch} + 2450 = 0$$

Resolvemos esta ecuación de segundo grado por el método general para obtener el valor de la velocidad del chorro.

$$V_{ch} = 118.8 \text{ millas/hr} = 220 \text{ km/hr}$$

$$V_{cha} = 56.2 \text{ millas/hr} = 104 \text{ km/hr}$$

Seleccionamos la velocidad de 56.2 millas/hr por ser más parecida a la de la embarcación y obtener mayor eficiencia, para realizar todos nuestros demás cálculos.

Para determinar la fuerza de empuje desarrollada por la bomba utilizamos la ecuación 2.5.

$$HP = F V_{av}$$

y despejando a F tendremos:

$$F = \frac{HP}{V_{av}}$$

sustituyendo:

$$F = \frac{300 \text{ hp} (76.04 \text{ kg-m})(1\text{hr})(3600 \text{ seg})(1\text{km})}{(1\text{hp}) (\text{seg}) (64.82\text{km}) (1\text{hr}) (1000 \text{ m})}$$

$$F = 1266.94 \text{ kgf}$$

conociendo la fuerza de empuje podemos conocer el caudal requerido por el sistema al utilizar la ecuación 2.6.

$$F = \rho Q (V_{ch} - V_{av})$$

$$\text{despejando } Q = \frac{F}{\rho (V_{ch} - V_{av})}$$

donde:

$$\rho = 1030 \text{ kg/m}^3 ; V_{ch} = 28.89\text{m/seg} \quad \text{y} \quad V_{av} = 18 \text{ m/seg}$$

sustituyendo:

$$Q = \frac{(1266.94 \text{ kg}') (1 \text{ m}^3) (9.81 \text{ kg--m}) (1 \text{ seg})}{(1030 \text{ kg-m}) (1 \text{ kg}') (1 \text{ seg}^2) (28.89 - 18) \text{ m}}$$

$$Q = 1.108 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Ahora calculamos la carga de Euler de la bomba:

$$P_h = \gamma Q H_c$$

$$H_c = \frac{P_h}{\gamma Q} = \frac{(300 \text{ hp}) (76.04 \text{ kg-m}) (1 \text{ m}^3) (\text{seg})}{(1 \text{ hp}) (1 \text{ seg}) (1030 \text{ kg}) (.108 \text{ m}^3)}$$

$$H_c = 19.99 \text{ m.c.a.}$$

La potencia de salida del sistema debe ser menor a 300 hp, debido a las pérdidas, tomando como base a 300 hp como potencia de salida podemos calcular la potencia necesaria de entrada para que trabaje nuestro sistema de propulsión.

$$\eta_{tot} = \frac{P_{sal}}{P_{ent}} \Rightarrow P_{ent} = \frac{P_{sal}}{\eta_{tot}} = \frac{300 \text{ hp}}{0.40} \therefore P_{ent} = 750 \text{ hp}$$

Queremos que la potencia sea transmitida por un motor diesel y que la bomba gire a las mismas revoluciones que el motor. La selección del motor se hará entre los tres modelos marinos General Motors que aparecen en la tabla 4.2.

Para hacer la selección del motor, aparte de tener en cuenta la potencia al freno, consideraremos la velocidad específica que tendríamos en la bomba. calculamos la velocidad específica en el sistema ingles tomando en cuenta las r.p.m. que aparecen en la tabla 4.2.

$$N_s = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad ; \quad \text{donde: } Q \text{ (g.p.m.)} = 17\,564.07 \text{ g.p.m.}$$

$$H \text{ (ft)} = 65.59 \text{ ft}$$

FALLA DE ORIGEN

TABLA 4.2

MODELO DEL MOTOR	MARCA	BHP	R.P.M.	Nº EN LA BOMBA
12V-71T1	G.M.	750	2 300	13 225.5
16V-92N	G.M.	760	2 100	12 075.46
8V-149T1	G.M.	760	1 900	10 925.42

Por el principio de continuidad calculamos el diámetro del chorro y por tanto el diámetro mínimo del ducto de admisión.

$$Q = V A = V \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi V_{av}}} = \sqrt{\frac{1.106 \cdot 4}{\pi \cdot 18}}$$

por lo tanto:

$$D_{adm} = 0.360 \text{ m} \quad \text{y el diámetro de descarga: } D_{des} = 0.28 \text{ m}$$

Calculamos la velocidad axial que será constante en todas las secciones de los álabes, podemos calcular la velocidad axial en la sección del impulsor por la ecuación de continuidad, pero como este valor no incluiría efectos de interferencia de los álabes, contricciones, cambios de curvatura del álabes, utilizaremos el valor calculado por medio de la fórmula :

$$C_a = 15.15 \sqrt{\frac{8 \pi \tau^2 \beta_0 G^2 Q' n^2}{k \tau^2 (1000)}}$$

donde: $\beta_0 = 11^\circ$

$$k = 0.84$$

$$G = 1$$

$$\tau = 1$$

Sustituyendo:

$$C_a = 15.15 \sqrt{\frac{(0.1922)^2 + 1 + 1.166 + 1.9^2}{0.84 + 1}}$$

$$C_a = 8.7 \text{ m/seg}$$

Ahora calculamos la relación máxima de diámetros entre el diámetro exterior y el diámetro del cubo del impulsor, por el método desarrollado en la sección 4.5:

$$H = H_c \eta_h = 19.99 + 0.9 = 17.99 \text{ m.c.a.}$$

$$\frac{D_{ext}}{D_c} = \sqrt{1 + 1.51 \left(\frac{Q (n/100)^2}{C_a H} \right)} = \sqrt{1 + 1.51 \left(\frac{1.108 + 19^2}{8.7 + 17.99} \right)}$$

$$\frac{D_{ext}}{D_c} = 2.20 ; \text{ obteniendo su inverso: } \frac{D_c}{D_{ext}} = 0.45$$

Considerando esta relación como 0.4, ya que es un valor recomendado para diseño.

$$\frac{(D_{ext}^2 - D_c^2) \pi}{4} = \frac{Q}{C_a}$$

Donde Q' es el caudal total menos las pérdidas volumétricas Q/η_{vol} .

$$\frac{D_{ext}^2 \pi}{4} = \frac{Q}{C_a \left(1 - (D_c/D_{ext})^2 \right)}$$

$$D_{ext} = \sqrt{\frac{4 Q'}{\pi C_a \left(1 - (D_c/D_{ext})^2 \right)}}$$

$$D_{ext} = \sqrt{\frac{(4) (1.166)}{\pi (8.7) (1 - 0.16)}} = 0.45 \text{ m}$$

Y por tanto al sustituir este valor en la relación de diámetros tenemos:

$$D_{ext} = 0.18 \text{ m}$$

Con todos los datos y cálculos que tenemos hasta aquí podemos

hacer una tabla que contenga los datos preliminares para el diseño hidráulico del impulsor, y nos ayudaremos con la grafica de la figura 4.6 , para seleccionar otras características, como son el número de Alabes que tendrá el impulsor.

TABLA 4.3

POTENCIA HIDRAULICA	300 hp
NUMERO DE ALABES	4
EFICIENCIA GLOBAL	40 %
EFICIENCIA HIDRAULICA	90 %
EFICIENCIA VOLUMETRICA	95 %
EFICIENCIA MECANICA	93 %
VELOCIDAD DEL BARCO	18 m/seg
VELOCIDAD DEL CHORRO	28 m/seg
DENSIDAD AGUA DE MAR	1 030 kg/m ³
CAUDAL NECESARIO	1.108 m ³ /seg
CARGA DE EULER	19.99 m.c.a.
REVOLUCIONES	1 900 r.p.m.
Ns (VELOCIDAD ESPECIFICA)	10 925
VELOCIDAD AXIAL	8.7 m/seg
D _{hubo}	0.180 m
D _{medio}	0.315 m
D _{ext}	0.450 m
λ	1 ³

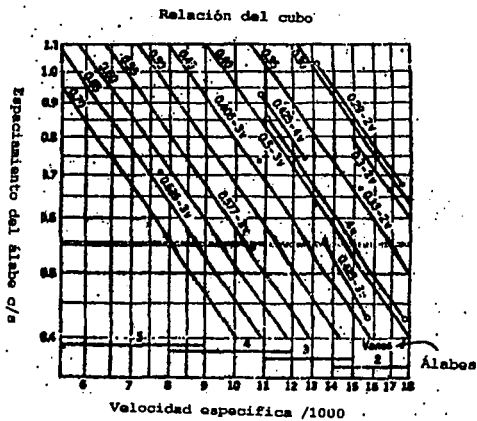


Fig. 4.8 Características de bombas axiales

Aquí empezamos con el diseño hidráulico del impulsor, donde determinaremos las diversas velocidades y curvaturas del álabe que reinarán en cada una de las diferentes secciones del álabe. Nos enfocaremos en cinco secciones del álabe para determinar su configuración final, estas secciones son el cubo, en el diámetro medio, en el diámetro exterior y en dos secciones intermedias, una entre el cubo y el diámetro medio y la otra entre el diámetro medio y el diámetro exterior.

Como ejemplo de cálculo usaremos la sección del cubo y en la tabla 4.4 encontraremos resumidos todos los valores calculados para las demás secciones.

Primero calculamos la velocidad periférica:

$$U = \frac{D_c \pi n}{60} = \frac{0.18 \pi \cdot 1900}{60} = 17.90 \text{ m/seg}$$

Conociendo U calculamos ΔC_u :

$$\Delta C_u = \frac{g H^*}{U} = \frac{9.81 \cdot 19.99}{17.90} = 10.96 \text{ m/seg}$$

ahora calculamos la velocidad media relativa con la ec. 4.25:

$$W_m^2 = C_a^2 + \left[U - \frac{\Delta C_u}{2} \right]^2 = (8.7)^2 + \left[17.9 - \frac{10.96}{2} \right]^2$$

$$W_m^2 = 229.95 \text{ (m/seg)}^2 \quad \rightarrow \quad W_m = 15.164 \text{ m/seg}$$

el ángulo medio relativo es:

$$\tan \beta_m = \frac{C_a}{U - \frac{\Delta C_u}{2}} = \frac{8.7}{17.9 - \frac{10.96}{2}} = 0.7005$$

$$\beta_m = 35^\circ$$

ahora calculamos el producto del coeficiente ascensional por el valor de la solidez del álabe por medio de la ecuación 4.27:

$$Cl \left(\frac{C}{S} \right) = \frac{2 g H \frac{C_a}{U}}{W_m^2 \sin(\beta_m + \lambda)} = \frac{19.62 \cdot 19.99 \cdot \frac{8.7}{17.90}}{229.95 \cdot \sin 36^\circ}$$

$$Cl \left(\frac{C}{S} \right) = 1.41035$$

Consideramos el valor de la solidez menor que uno y tomaremos como valor inicial 0.9 y lo iremos disminuyendo gradualmente al irnos acercando a la sección en el diámetro exterior.

$$Cl = \frac{1.41035}{0.9} = 1.567$$

Nos ayudaremos de los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida para calcular los ángulos y velocidades desconocidos en el alabe:

ENTRADA

$$W_1 = \sqrt{(8.7)^2 + (17.9)^2} = 19.90 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_a}{U} = \frac{8.7}{17.9} = 0.486$$

$$\beta_1 = 25.92^\circ$$

SALIDA

$$C_u = \sqrt{(8.7)^2 + (10.96)^2} = 13.99 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha = \frac{C_a}{C_u} = \frac{8.7}{10.96} = 0.794 \quad \text{por lo tanto } \alpha = 38.44^\circ$$

$$W_2 = \sqrt{(8.7)^2 + (6.94)^2} = 11.13 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_a = \frac{C_a}{W_u} = \frac{8.7}{6.94} = 1.253 \quad \text{por lo tanto } \beta_a = 51.42^\circ$$

Nos ayudamos en la gráfica 4.7 para determinar el número de perfil que utilizaremos para la sección del cubo. Entramos a la gráfica con un ángulo de planeo de 5° y para obtener un coeficiente ascensional de 1.567. escogemos el perfil número 624 y utilizamos la ecuación 4.29 para determinar el valor de y_{\max}/c . sustituyendo el valor de la cuerda "c" encontramos el valor y_{\max} , este valor lo comparamos con el valor de la y_{\max} del perfil No. 624 de la tabla 4.1 y encontramos que necesitamos un factor de engruese de 1.76.

CALCULO DE LAS SECCIONES DEL ALABE

TABLA 4.4

SECCIONES DEL ALABE	CUBO	D_{int1}	D_{med}	D_{int2}	D_{ext}	
SIMBOLO UNIDAD						
D	m	0.18	0.25	0.315	0.38	0.45
U	m/s	17.9	24.87	31.34	37.80	44.77
ΔC _u	m/s	10.96	7.88	6.26	5.19	4.38
W _m	m/s	15.164	22.67	29.52	36.26	43.46
β _m	°	35.00	22.57	17.14	13.88	11.55
W _s	m/s	19.90	26.35	32.52	38.79	45.61
β _s	°	25.92	19.28	15.51	12.96	11.00
C _A	m/s	8.7	8.7	8.7	8.7	8.7
α _A	°	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
W _Z	m/s	11.13	19.09	26.55	33.75	41.32
β _Z	°	51.42	27.11	19.13	14.94	12.16
C _Z	m/s	14.00	11.74	10.72	10.13	9.74
α _Z	°	38.44	47.83	54.26	59.18	63.28
λ	f	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
CL (C/B)	---	1.41035	0.6678	0.4013	0.2673	0.1857
(C/B)	---	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70

TABLA 4.4 (Continuación)

SECCIONES DEL ALABE		CUBO	D _{int1}	D _{med}	D _{int2}	D _{ext}
SÍMBOLO	UNIDAD					
Cl	-	1.567	0.7857	0.5016	0.3564	0.2653
PERFIL ELEGIDO		624	623	622	622	622
FACTOR DE ENGRUESE		1.76	1	1.136	0.898	0.685
y _{max} /c	%	28.17	12	9.09	7.185	5.48
δ'	°	5	3	1	0.75	0.50
β _m + δ	°	40	25.57	18.14	14.63	12.05
c	m	0.1273	0.167	0.198	0.2238	0.2475
y _{max}	m	0.0359	0.0200	0.0180	0.0160	0.0135
G _m	$[1-(gH/2v^2)]$	0.7190	0.8410	0.9000	0.9310	0.9510
Re	H _m (c/v) (*10 ⁶)	1.9113	3.7500	5.7900	8.0300	10.65
W _{u1}	m/seg	17.9	24.87	31.33	37.80	44.77
W _{u2}	m/seg	6.94	17.00	25.08	32.60	40.39
F _t	kg	0	49.58	95.65	142.15	191.53
F _a	kg	0	113.64	291.97	535.00	860.38
p ₂ - p ₁	kg/m ²	13 819.75	16 526.24	17 476.55	17 928.9	18 025.2
Δb	m	0	0.0350	0.0675	0.1000	0.1350
s	m	0.1414	0.1965	0.2475	0.2984	0.3536

CAPITULO CINCO

DISEÑO DEL ESTATOR.

Como ya se mencionó antes, la función de los álabes fijos es recuperar la energía cinética asociada con la velocidad tangencial, lo que hace que la eficiencia hidráulica aumente al evitar que se pierda la componente tangencial en el ducto de descarga.

El estator está formado también por álabes en posición radial como el impulsor. En los álabes fijos se reduce la magnitud de la velocidad absoluta de C_2 a C_3 con una elevación consecuente de la presión estática igual a $\rho C_2^2/2$. La presión total no cambia en los álabes fijos si se desprecian las pérdidas.

Cuando el estator está detrás del impulsor, como es en nuestro caso, el agua entra en el rodete sin giro, mientras que el giro de salida del rodete C_{2u} se elimina en el estator. El estator a la salida trabaja en una corriente retardada, por lo cual su rendimiento es más bajo que el del estator a la entrada. Las condiciones de la corriente son más favorables que las del estator a la entrada, sin embargo, desde el punto de vista del rendimiento total, tanto el estator a la entrada como el estator a la salida son aproximadamente equivalentes; pero, el estator a la entrada aumenta la tendencia a la cavitación en la bomba, en la figura 5.1 se muestran los triángulos de velocidades para un arreglo impulsor-estator, con condiciones ideales.

En los canales formados por los álabes del estator a la salida, la velocidad absoluta C_3 se ha de transformar, mediante una reducción continua, en la velocidad axial en el ducto de descarga. Si α_3 es el ángulo de salida de la velocidad absoluta del impulsor, en una sección cilíndrica dada, el ángulo de entrada correspondiente en el estator será:

$$\tan \alpha_3 = \lambda \tan \alpha_2 \dots\dots\dots(5.1)$$

$$\lambda = \frac{s_2}{s_3 - \frac{e}{\sin \alpha_2}} \dots\dots\dots(5.2)$$

En donde:

- λ = es el coeficiente de estrechamiento.
- s_2 = paso en la entrada del estator.
- e = espesor del álabes del estator.

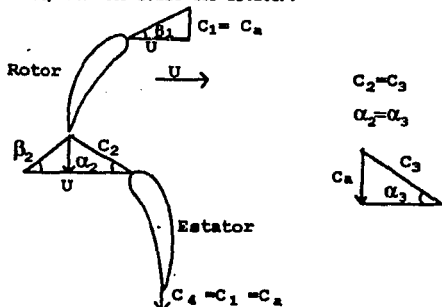


Fig. 5.1 Diagramas de velocidades en el estator.

Para lograr la ausencia completa de giro en el ducto de descarga, hay que hacer un poco mayor el ángulo de salida del estator, o sea elegirlo algo superior a 90° , aproximadamente α entre 95° y 100° .

Como a cada sección cilíndrica corresponde un ángulo de entrada α diferente, los álabes del estator han de tener curvatura especial. El número de álabes depende del guiado del agua y es de dos a tres veces mayor que el de los álabes del rodete.

Al aumentar la rapidez, o sea, al disminuir ΔC_u , la diferencia entre C_z y C_a se va haciendo cada vez menor. Esto se aplica principalmente a la parte del álabe situada cerca de la periferia del impulsor. Por este motivo, existe un límite en el cual el cambio de presión de la componente periférica C_u ya no es beneficioso o adecuado, porque las superficies del estator producen una pérdida por rozamiento.

En este caso se prescinde por completo del estator, y la solución se limita a obtener el cambio de una parte de la componente axial C_a , que se reduce a la velocidad del ducto de descarga mediante un ensanchamiento cónico moderado. De acuerdo con la experiencia, en este cambio conviene que halla cierto giro. Por este motivo, la parte cónica ha de estar libre de elementos perturbadores.

Como en el impulsor podemos expresar la fuerza de presión a través del elemento del álabe en términos de las componentes de las fuerzas axial F_a y tangencial F_t ,

Las ecuaciones que se desarrollaron para el impulsor fueron derivadas bajo la suposición de que los álabes están en movimiento con velocidad U . Por lo tanto se usaron velocidades relativas y los ángulos de flujo β para estas velocidades. Pero las ecuaciones son igualmente válidas cuando los álabes quedan fijos. Simplemente se reemplazan la velocidades relativas y sus ángulos de flujo por las velocidades absolutas y sus ángulos.

$$F_a = (p_s - p_e) s A_b \dots\dots\dots (5.3)$$

$$p_s - p_e = \frac{\gamma C_a [C_{u2} - C_{u1}]}{\tan(\alpha_m + \lambda)} \dots\dots\dots (5.4)$$

$$\text{y } F_t = \gamma s C_a A_b [C_{u2} - C_{u1}] \dots\dots\dots (5.5)$$

5.2 CALCULO DE LOS ALABES DEL ESTATOR.

Primero empezaremos a calcular los ángulos de entrada de los álabes del estator. Será de 10 el número de los álabes, pues es muy importante para la estabilidad del barco quitarle la componente del giro al chorro de agua. Consideramos un espesor constante para los álabes del estator de 5mm, el material de construcción del estator será como el impulsor bronce al magnesio.

Tomaremos las condiciones en el diámetro medio como ejemplo del cálculo. Primero calculamos el paso de los álabes en el diámetro medio.

No conocemos α para calcular directamente el coeficiente de estrechamiento pero como el seno o cosenoo podemos obtener un valor aproximado siendo $e=5mm$ y $\alpha=54.26^\circ$, sustituimos en la ecuacion 5.2 y obtenemos:

$$\gamma = \frac{98.96}{98.96 - \frac{5}{\text{sen } 54.26^\circ}} = 1.0663$$

Sustituimos este valor en la ecuacion 5.1 y obtenemos el valor de α .

$$\tan \alpha = 1.0663 \times \tan 54.26^\circ$$

$$\tan \alpha = 1.4818$$

$$\alpha = 55.99^\circ$$

El angulo de salida α sera constante para todos los diametros igual a 55° .

Ahora calculamos las fuerzas axial y tangencial sobre el estator de los datos obtenidos en el capitulo 4 tenemos que :

$$\Delta C_u = C_{u2} \quad C_{u2} = 6.25 \text{ m/seg}$$

Calculamos la altura del flabe en el diámetro medio

$$\Delta b = \frac{.315 - .180}{2} = 0.0675$$

Aplicamos la ecuación 5.5 para determinar la fuerza

tangencial

$$F_t = \gamma \cdot C_a \Delta b \text{ Cu}_2 - \text{Cu}_1$$

$$F_t = \frac{1033 \text{ Kg} \cdot \text{Seg}^2 \times 0.00900 \text{ m} \times 0.7 \text{ m} \times 0.0675 \text{ m} \times 0.20 \text{ m}}{\text{m}^2 \times 0.81 \text{ m} \quad \text{m} \cdot \text{seg} \quad \text{m} \cdot \text{seg}} = 38.308 \text{ Kg}$$

Aplicamos la ecuación 5.4 para calcular el cambio de presión en el estator

$$P_2 - P_1 = \frac{\gamma C_a (Cu_2 - Cu_1)}{\tan(\alpha_m + \lambda)}$$

Como ya se vio en el capítulo 3, con la ecuación 3.8

$$\tan \alpha_m = \frac{1}{2} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) = \frac{1}{2} (\tan 55.9776^\circ + \tan 0^\circ) = -4.0743$$

$$\alpha_m = -79.6332^\circ$$

$$P_2 - P_1 = \frac{1033 \text{ Kg} \cdot \text{m} \cdot \text{Seg}^2 \times 0.7 \text{ m} \times 0.20 \text{ m}}{\text{m}^2 \times 0.81 \text{ m} \cdot \text{seg} \cdot \text{seg} \cdot \tan(-79.6332^\circ + 11^\circ)} = 1257.4138 \text{ kg/m}^2$$

Este valor lo sustituimos en la ecuación 5.3

$$F_a = (P_2 - P_1) \cdot \Delta b$$

$$F_a = 1257.4138 \text{ Kg/m}^2 \times 0.00900 \text{ m} \times 0.0675 \text{ m} = 0.3002 \text{ Kg}$$

En la tabla 5.1 se resume todos los datos calculados para el diseño del estator siguiendo los mismos pasos para cada diámetro seleccionado para cálculo.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

CALCULOS ESTATOR

DESCRIPCION		Deubo	Dants	Dmedio	Dntz	Dxt
SIMBOLO	UNIDAD					
D	m	0.180	0.250	0.315	0.380	0.450
Número de álabes		10	10	10	10	10
ss	mm	56.66	78.54	98.08	119.38	141.37
e	mm	5	5	5	5	5
z	--	1.168	1.064	1.068	1.051	1.041
az	°	38.44	47.83	54.20	59.18	63.28
as	°	42.78	50.38	55.98	60.42	64.19
as	°	95	95	95	95	95
am	°	-79.22	-79.83	-79.83	-79.31	-77.94
Ca	m/s	8.7	8.7	8.7	8.7	8.7
λ	°	1	1	1	1	1
Ft	kg	0	19.84	38.31	56.76	76.58
Cus	m/s	10.98	7.88	8.28	5.19	4.38
ps-ps	kg/cm ²	0.2004	0.1544	0.1257	0.1070	0.0931
Fa	kg	0	4.24	8.40	12.78	17.78
Δb	--	0	0.035	0.0675	0.1000	0.1350

FALLA DE ORIGEN

CAPITULO 6

CARCAZA

Una vez dimensionados los álabes del impulsor y los del estator, procedemos a dimensionar y a calcular el espesor de la carcaza. La carcaza será de forma cilíndrica, de una longitud tal que cubra los álabes móviles y fijos y estará bridada en los extremos para poder unirse con el ducto de admisión y el estator.

La carcaza deberá tener un espesor suficiente para soportar la máxima presión de descarga a la temperatura de operación, así como soportar la presión de prueba hidrostática a temperatura ambiente, debiendo tener un espesor adicional mínimo de 3 mm como margen por corrosión. Los esfuerzos por diseño para un determinado material, no deberán exceder a los valores indicados en la Sección VIII, División 1 del Código ASME para calderas y recipientes a presión.

Se considera un huelgo de 2 mm entre el extremo del álabe del impulsor y la pared interior de la carcaza como tolerancia por vibraciones del eje, expansiones y contracciones del material.

Los criterios que determinan la selección del material para la carcaza de bombas son: La resistencia al esfuerzo, resistencia a la corrosión, resistencia al desgaste por abrasión, propiedades de fundición, maquinado y el costo.

6.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA CARCAZA

Por sus propiedades seleccionamos como material el bronce al manganeso, Designación ASTM B-138 Blando. Con resistencia a la tensión: 65 000 lb/in².

La siguiente fórmula se utiliza para calcular el espesor de un cuerpo cilíndrico en función de sus dimensiones internas, según el Código ASME, Sección VIII, División 1.

$$t = \frac{PR_1}{SE - 0.5P} \dots\dots\dots (8.1)$$

Donde:

P= Presión de diseño o máxima presión de trabajo permisible (psi).

S= Esfuerzo a la tensión del material (psi).

E= Eficiencia de las uniones soldadas.

R1= Radio interior (in).

t= Espesor de pared en pulgadas (sin considerar tolerancia por corrosión).

La presión mínima de la presión hidrostática para carcasas de bronce, Ni-resistent y hierro fundido, es 1.5 veces la presión máxima de descarga.

Haciendo el cálculo de la presión de la prueba considerando la carga de Euler, como la presión máxima de descarga tenemos:

$$H = 19.99 \text{ m.c.a} = 28.407 \text{ lb/in}^2$$

Sustituimos este valor en la ecuación 8.1 para determinar el espesor mínimo de la carcasa:

$$P = 42.61 \text{ lb/in}^2$$

$$S = 85,000 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Dm. carcasa} = 0.454 \text{ m} = 17.874 \text{ in}$$

$$R_1 = 8.937 \text{ in}$$

$$E = 1$$

$$t_s = \frac{42.61 \times 8.937}{(1 \times 85,000) - (0.5 \times 42.61)} = 0.00596 \text{ in} = 0.149 \text{ mm}$$

$$t_s = 0.149 + 3 = 3.149 \text{ mm}$$

Siendo E = 0.85 tendremos:

$$t_s = 0.00599 \text{ in} = 0.175 \text{ mm}$$

$$t_s = 3.175 \text{ mm}$$

Como se ve el espesor es muy pequeño por lo que utilizaremos el espesor recomendado en las prácticas de fundición, que es de 5 mm. Este mismo espesor se conservará constante, también para los ductos de admisión y de descarga.

6.2 ESTANQUICIDAD

La estanquidad o hermeticidad es un requisito que deben tener las uniones de los conjuntos de máquinas, de los recipientes, de los tubos y de los aparatos que contengan líquidos o gases.

La esencia del término estanquidad se puede ilustrar con el ejemplo de una unión bridada de dos tubos, fig. 6.1, por los cuales fluye líquido a una presión mayor que la atmosférica o incluso a la presión del medio ambiente.

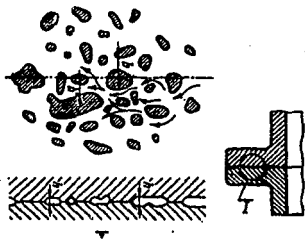


Fig. 6.1 Unión bridada

Por más escrupulosamente que se trabajen las superficies de estas bridas, nunca harán un contacto continuo por toda el área geométrica nominal, sino sólo en algunos puntos de estas superficies, los cuales después de apretar las bridas formarán pequeñas áreas, como se ve en la figura 6.1 con manchas sombreadas. Por los canales que se forman entre

dichas áreas, el líquido puede exudar y salir al exterior. La magnitud de las fugas depende de la presión del líquido, de su viscosidad y de la sección de estos canales.

Como se puede ver en el sistema es muy importante evitar las fugas del agua ya que como se sabe el sistema está dentro de la embarcación, por lo que las fugas del agua representan un peligro para la seguridad del barco, por lo cual se maquinará acabado espejo el asiento de los espaldas y se cuidará que la cantidad y distribución de los tornillos de apriete sea la adecuada para asegurar un buen cierre y evitar las fugas.

El cierre hermético de la unión separable que debe excluir la exudación del líquido se puede conseguir: apretando fuertemente las superficies acopladas, habiéndolas trabajado de antemano a un grado de acabado considerablemente fino, e introduciendo juntas de material blando y fácilmente deformable para que se llenen las irregularidades que pueda haber en las superficies a unir.

6.3 TENSADO PREVIO

CALCULOS PARA LAS BRIDAS

La carcasa estará unida al estator y al ducto de admisión por medio de bridas, por lo que aquí vamos a calcular la cantidad de tornillos requeridos y el diámetro de estos y determinar las dimensiones de las bridas.

Primero vamos a ver un factor importante en las uniones bridadas con tornillos que es el tensado previo. El montaje de la mayoría de uniones se realiza con tensado previo, cuya necesidad se determina por las exigencias para estas uniones, en algunos casos estas uniones deben satisfacer requisitos de hermeticidad, como es en nuestro caso. En otros casos no se debe abrir la junta o admitir un desplazamiento de un elemento respecto del otro, si esto altera el trabajo conjunto de los

elementos en el conjunto.

Para el caso del cálculo de elementos cargados por una fuerza axial, el valor del tensado previo T_p , debe ser tal que, después de aplicar la carga axial del trabajo T , no se abra la junta, ni se altere la hermeticidad. Esto significa que después de aplicar la carga de trabajo, la cual puede disminuir el efecto del tensado previo T_p , los elementos de la unión se deben apretar el uno contra el otro con la fuerza T_r , llamado tensado residual en la junta.

En la figura 6.2 se muestran los esquemas del principio de una unión roscada. La carga de trabajos se puede considerar aplicada directamente a los elementos roscados. Donde E_1 y E_2 son los espesores de las bridas.

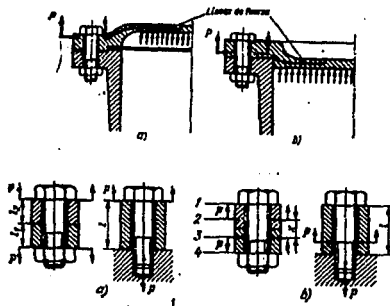


Fig. 6.2 Fuerzas de tensado en bridas.

A una presión interior "p" la carga sobre la tapa y sobre los tornillos es igual a:

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} \dots\dots\dots(8.2)$$

Donde D es el diámetro donde se encuentran los tornillos en la brida. Suponiendo que todos los tornillos están igualmente cargados, como carga de trabajo individual aplicada al tornillo será:

$$T_t = \frac{F}{x} = p \frac{\pi D^2}{4 x} \dots\dots\dots(8.3)$$

Siendo x el número de tornillos

La deformación elástica del tornillo, provocada por la fuerza del tensado es Δs . Después de aplicar a la unión una carga de trabajo T_t el tornillo se halla completamente cargado por una fuerza que provoca una elongación adicional al tornillo $\Delta \Delta s$.

De la condición de equilibrio, la fuerza que recae sobre el tornillo es igual a la suma de la carga de trabajo "F" y el tensado residual T_r .

$$F_t = T_t + T_r \dots\dots\dots(8.4)$$

La fuerza residual del tensado T_r se establece de acuerdo con la magnitud de la carga de trabajo T_t por la fórmula:

$$T_r = \psi T_t \dots\dots\dots(8.5)$$

Donde ψ es el coeficiente experimental que se toma en los cálculos, igual a 0.2 a 1.8, según sean las condiciones de trabajo del conjunto. Para nuestros cálculos, tomaremos el valor 0.8 para ψ .

Empezamos a calcular la fuerza que debe soportar cada tornillo para el cálculo de la carga de trabajo, utilizaremos la presión calculada para la prueba hidrostática, es decir $p = 2.90 \text{ kg/cm}^2$. Conociendo que el diámetro interior de la carcasa es de 454 mm y que el diámetro exterior es de 484 mm, proponemos que el diámetro donde estarán los tornillos sea $D = 494 \text{ mm}$.

La carga total de la unión bridada es según la ecuación (8.2):

$$F = (2.00 \text{ kg/cm}^2) \left\{ \frac{\pi (40.4 \text{ cm})^2}{4} \right\} = 5 \ 558.30 \text{ kg}$$

Desarrollamos el diámetro "D", para obtener su perímetro.

$$\text{Perímetro} = \pi D = \pi (40.4 \text{ m}) = 1.262 \text{ m} = 1 \ 262 \text{ mm}$$

Si utilizamos 12 tornillos estarán espaciados cada 120 mm.

Si utilizamos 14 tornillos estarán espaciados cada 111 mm.

Si utilizamos 16 tornillos estarán espaciados cada 97 mm.

$$F_{12} = 463.20 \text{ kg}$$

$$F_{14} = 397.00 \text{ kg}$$

$$F_{16} = 347.40 \text{ kg}$$

Calculamos la fuerza total sobre cada tornillo con la ecuación

B. 4:

$$F_{12} = 463.2 + 0.8(463.2) = 833.76 \text{ Kg}$$

$$F_{14} = 397.0 + 0.8(397.0) = 714.60 \text{ Kg}$$

$$F_{16} = 347.4 + 0.8(347.4) = 625.32 \text{ Kg}$$

Ya tenemos el número de tornillos que habrá y la fuerza que van a soportar. Ahora para determinar el diámetro de los tornillos nos valdremos de la teoría de la resistencia de materiales.

Para cuerpos sometidos a tensión el esfuerzo de trabajo admisible

es:

$$\sigma = \frac{\sigma \text{ punto de fluencia}}{C.S.} \dots\dots\dots (B.5)$$

$$\text{y } \sigma = \frac{F_T}{A}$$

donde C.S. es el coeficiente de seguridad y σ punto de fluencia, es el esfuerzo en el punto de fluencia del material.

Para cuerpos sometidos a corte puro, el esfuerzo de trabajo al corte es:

$$\tau = \frac{\tau \text{ p.f.}}{C.S.} \dots\dots\dots (B.7) \text{ y } \tau = \frac{F_t}{A}$$

Además, por la teoría de corte máximo se tiene que :

$$\tau \text{ p.f.} = (1/2) \sigma_{\text{punto de fluencia}} \dots\dots\dots (5.8)$$

Estas formulas se obtuvieron del libro Proyecto de Máquinas de Spott.

Los tornillos serán, también del mismo material que la carcasa, o sea, bronce al manganeso, que tiene un esfuerzo en el punto de fluencia de 4570 kg/cm².

Calculamos el diámetro del tornillo, tomando un coeficiente de seguridad de 1.5.

A la tensión:

$$\sigma = \frac{4 \text{ 570 kg/cm}^2}{1.5} = 3 \text{ 046.67 kg/cm}^2$$

$$\frac{4 F_t}{\pi d^2} = 3 \text{ 046.67} \quad \text{implica que} \quad d = \sqrt{\frac{4 F_t}{(3 \text{ 046.7}) \pi}}$$

por lo tanto:

$$d_{12} = 0.59 \text{ cm}$$

$$d_{14} = 0.55 \text{ cm}$$

$$d_{16} = 0.51 \text{ cm}$$

Al corte:

$$\tau = \frac{0.5 (4 \text{ 570})}{1.5} = 1 \text{ 523.33 kg/cm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 F_t}{(1 \text{ 523.3}) \pi}}$$

$$d_{12} = 0.84 \text{ cm}$$

$$d_{14} = 0.78 \text{ cm}$$

$$d_{16} = 0.73 \text{ cm}$$

$$0.33 \text{ " } \approx 11/32 \text{ "}$$

$$0.31 \text{ " } \approx 5/16 \text{ "}$$

$$0.29 \text{ " } \approx 5/16 \text{ "}$$

Seleccionamos 14 tornillos de un diámetro de 5/16", por ser un tornillo que tiene una medida comercial.

CAPITULO 7

DISEÑO DEL DUCTO DE ADMISION.

En el diseño de los ductos de admisión y de descarga trabajaremos con flujos no uniformes, en los que el vector de velocidad en puntos sucesivos a lo largo de una línea de corriente, cambia de dirección o de magnitud.

Estos flujos no uniformes son causados al cambiar la velocidad y/o la presión del fluido a través de los ductos al ir cambiando su geometría.

La distinción entre regiones de flujo acelerado y flujo desacelerado es de gran importancia debido a que están relacionadas con el tipo de gradiente de presión que existe a lo largo de la frontera. La separación de la capa límite del flujo es posible si la presión aumenta a lo largo de la frontera, en la dirección del flujo.

Es por esto que el análisis y el diseño de conductos no uniformes deberá estar basado en el conocimiento de las condiciones bajo las cuales ocurrirá la separación de la capa límite.

Como ya se vio en la sección 2.7 de factores de pérdida de energía, sabemos que en los fluidos que se mueven a través de conductos, tenemos pérdidas por fricción y las pérdidas de forma debidas a la separación del fluido de los contornos del ducto, debidos a cambios de dirección, por lo que es muy importante diseñar y seleccionar los contornos del ducto, para mantener al mínimo las pérdidas de energía.

Como el ducto de admisión tendrá una forma acodada expondremos

brevemente el patrón de flujo dentro de un codo.

Un codo introduce no uniformidades en el flujo y puede causar una considerable disipación de energía, a menos que se diseñe adecuadamente.

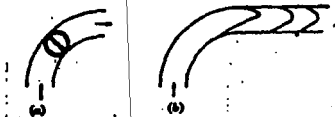


Fig. 7.1 Pérdidas de energía en el codo.

En el codo que se presenta en la figura 7.1 se originan dos tipos de pérdidas:

- Las pérdidas por la fuerza centrífuga, que origina un flujo secundario que se superpone al flujo principal y que intensifica el rozamiento.
- Las producidas por la separación que se produce en las zonas marcadas con "x".

A continuación explicaremos más a detalle como se presentan estas pérdidas.

Considerando flujo ideal inicialmente, con un perfil de velocidad uniforme entrando al codo, la curvatura del eje hace un efecto centrífugo que actúa para incrementar la presión en el radio exterior y disminuiría en el radio interior, conforme el fluido se aproxima al punto medio del codo, pasando este el proceso se invierte, por que la capa limite de un fluido real entrando al codo tiene una velocidad mayor a lo largo del eje de la tubería que en las paredes y así el efecto centrífugo es mayor en el centro del codo que en los radios exteriores.

De aquí que el núcleo central del fluido tiende a moverse hacia afuera, desplazando al fluido cerca de las paredes, en las cuales, entonces, se mueve hacia adentro. Esto produce un doble flujo circulatorio superpuesto a través del flujo como se muestra en la figura 7.1. los dos flujos juntos producen un flujo de doble espiral.

El patrón de flujo, dentro y aguas abajo de un codo es extremadamente complejo, debido a la posibilidad de separación, además de los movimientos en espiral. La razón por la que ocurre la separación es la existencia de un gradiente de presión adverso.

A lo largo del radio exterior, la presión debida al efecto centrífugo se incrementa desde la entrada del codo al punto medio y este gradiente de presión opuesto a la dirección del flujo tiende a producir una separación. A lo largo del radio interior, la presión disminuye hasta el punto medio y entonces se incrementa, tanto que puede haber separación a lo largo de la superficie interior después del punto medio.

Podemos deducir las características básicas de los gradientes de presión en la frontera de un codo, aproximando el fenómeno al movimiento potencial o irrotacional. La figura 7.2 muestra el patrón de flujo potencial, para un codo bidimensional de 90° .

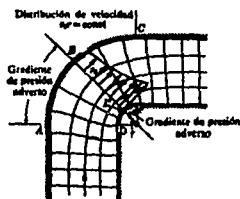


Fig. 7.2 Flujo potencial.

La velocidad decrece sobre la frontera exterior, a lo largo de AB y sobre la frontera interior a lo largo de EF. Esto nos conduce a zonas con gradiente de presión adverso y hay posibilidad de una separación de flujo en estas zonas. La distribución de velocidad de flujo potencial a lo largo del eje de simetría es la de un vórtice libre, donde $C_{ur} = \text{Constante}$.

El flujo secundario y la separación produce pérdidas, que dependen del radio de curvatura y del perfil del ducto.

La pérdida es expresada en terminos de la carga dinámica entrando así:

$$\Delta p = k \frac{\rho V^2}{2 \rho g c}$$

Los factores que afectan el coeficiente de pérdida k son:

a) la relación de radio R/D.

y b) el ángulo del codo θ .

Wirt tiene reportados los resultados de una investigación de las pérdidas en codos de 90° , y se resumen en lo siguiente:

1.- Una sección de tubería recta de 4 diámetros, siguiendo al codo, reduce una pérdida dada entre 30 y 40 %.

2.- Incrementando la relación de radio se reducen las pérdidas, con codos representativos como sigue para una relación de radios, R/D.

Relación de radio	2/3	1	1.5	2.5
Pérdidas (% de la carga velocidad de entrada)	103	42	28	16

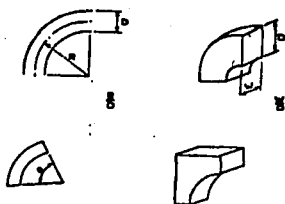


Fig. 7.3 Relación del radio.

Si utilizáramos un codo de 90° como ducto de admisión en la embarcación, tendríamos una gran desventaja debido a que se crearía una fuerza de empuje hacia abajo, haciendo que la proa se levante. Además que como se ve en los coeficientes de pérdida por ser el cambio de dirección, las pérdidas de la carga serían grandes y necesitaríamos de tramos largos de longitud recta para estabilizar el flujo de agua que entraría al impulsor.

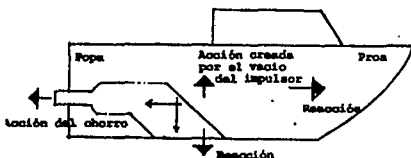


Fig. 7.4 Fuerzas que actúan en el ducto de admisión utilizando un codo de 90° .

Por lo que copiaremos el contorno que utilizan las marcas comerciales Hamilton jet, Kamewa, Castoldijet, Elliot y Riva Calzoni, para el diseño y la fabricación de los sistemas de propulsión por chorro de agua. En lugar de utilizar de un codo de 90° utilizan un ducto semiacodado, que va variando su contorno suavemente y que tiene

una transición geométrica de forma rectangular en la parte inferior hasta llegar a la forma circular en la parte donde se une con la carcaza del impulsor. Esto hace que la fuerza de reacción hacia abajo disminuya además por ser inclinada la succión, tenemos una componente de empuje hacia adelante. Las siguientes ilustraciones muestran los modelos comerciales que hay de sistemas de propulsión por chorro de agua.

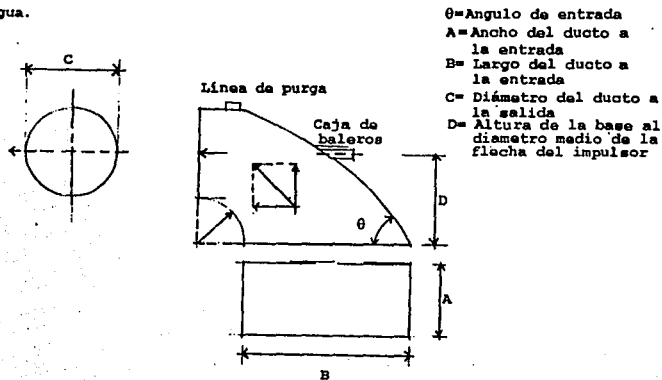


Fig. 7.5 Nomenclatura del ducto de admisión.

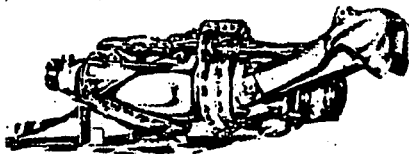


Fig. 7.6 Modelos comerciales.



TABLA 1

MARCA	ANG. DE ENT. DUCTO DE ADM.	REL. LARGO ENT. /DUCTO ADM. CONTRA ALT. EJE
ELLIOT	30°	2.75
HAMILTON JET	30°	3.66
RIVA CALZONI	25°	2.66
KAMEWA	25°	2
CASTOLDIJET	40°	2.75

Para dimensionar nuestro ducto de admisión nos valdremos de algunas relaciones dimensionales de entre las más importantes mostradas en la fig. 7.5 y referidas en la tabla 7.1.

en base a los datos de la tabla 7.1 tomaremos los valores de la tabla 7.2 para dimensionar nuestro ducto de admisión.

TABLA 2

ANGULO DE ENTRADA	30°	
DIAMETRO DEL DUCTO A LA SALIDA		454 mm
RELACION B/D	2.75	
ESPESOR DE LA PARED	5 mm	
ANCHO DEL DUCTO A LA ENTRADA		454 mm
LARGO DEL DUCTO DE ADMISION		890 mm
ALTURA A LA PARTE MEDIA DEL EJE		327 mm

FALLA DE ORIGEN

CAPITULO 8

DISEÑO DEL DUCTO DE DESCARGA

Considerando el flujo de izquierda a derecha en el conducto convergente mostrado en la figura 8.1, si despreciamos los efectos de fricción, en el pequeño tramo de transición entre las dos regiones de flujo uniforme, podemos aplicar la ecuación de Bernoulli entre las secciones (1) y (2).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}$$

De la ecuación de continuidad, es obvio que la velocidad media $V_2 > V_1$ y de aquí $p_2 < p_1$; por lo tanto, aplicando el análisis unidimensional encontramos que existe un gradiente de presión favorable (decreciente) y concluimos que no hay peligro de separación, pero esta conclusión es incorrecta y nos indica uno de los peligros que tiene el usar el análisis unidimensional para ver los efectos del flujo entre las secciones (1) y (2).

La dificultad no se evita aplicando la ecuación de Bernoulli de la sección (1) a alguna sección intermedia en la transición. Ya que las líneas de corriente dentro de la transición son curvas, deberá haber un gradiente de presión normal a ellas y el análisis unidimensional solamente nos dará información sobre la presión media en una sección.

Si la figura 8.1 representa la sección a lo largo de una transición bidimensional, el esquema de las líneas de corriente puede encontrarse suponiendo un flujo irrotacional. Esta es una solución gráfica de la ecuación de Laplace. La razón de la velocidad en

cualquier punto, a la velocidad de referencia V_A , se encuentra aplicando la ecuación de continuidad entre cualquier par de líneas de corriente adyacentes:

$$V_A \Delta j_s = V \Delta j$$

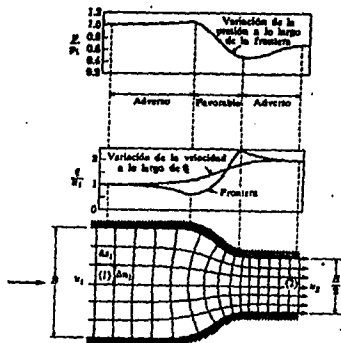
de aquí:

$$\frac{V}{V_A} \approx \frac{\Delta j_s}{\Delta j} \approx \frac{\Delta h_s}{\Delta h}$$

CB.1D



Fig. 8.1 Variaciones de velocidad.



La precisión del proceso se aumenta cuando se trazan las líneas de flujo muy cercanas y las equipotenciales.

Las variaciones de la velocidad, tanto en la línea del centro como sobre la frontera, calculadas a partir de la ecuación 8.1 se muestran en la figura 8.1.

Hasta aquí hemos ignorado los efectos de la fricción, sin embargo, a lo largo de las fronteras de la sección convergente hay dos zonas donde hay un pequeño gradiente de presión adversa y una zona de gradiente de presión favorable, de mucho mayor magnitud.

La separación es entonces posible para un fluido real si la magnitud de cualquiera de los gradientes de presión adversa es suficientemente grande como para dar lugar a una inversión de la velocidad en la pared.

Los caracteres distintivos de un flujo convergente se muestran en la figura 8.2, observándose en ella que la corriente libre se contrae aguas abajo, desde la pared y a lo largo de una distancia de aproximadamente 9 veces la altura del escalon. Abajo de este punto, la corriente se expande y alcanza la frontera menor $x/b \approx 17$.

La disipación de energía fundamental tiene lugar en la región en la cual el flujo está expandiéndose.

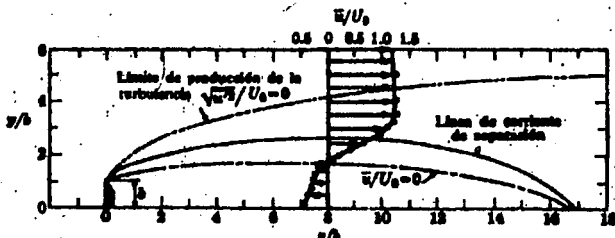


Fig. 8.2 Caracteres distintivos de un flujo convergente.

Mediante un razonamiento podemos deducir la red de flujo para la contracción brusca mostrada en la figura 8.3. Se supone que toda la disipación de la energía ocurra en la zona de expansión del flujo. De ahí que la pérdida de carga sea:

$$H_L = \frac{(V_0 - V_2)^2}{2g} \quad (8.2)$$

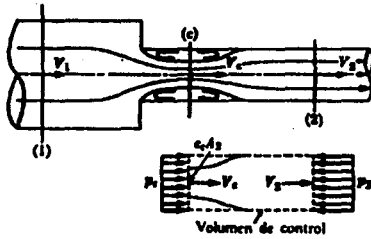
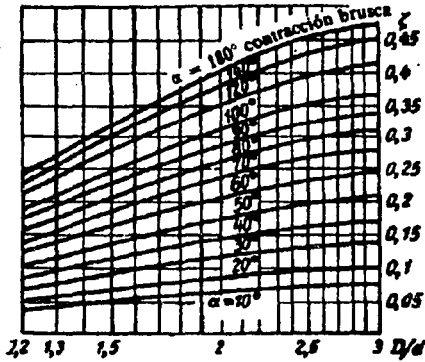


Fig. 8.3 Esquema de flujo y volumen de control para una contracción brusca.



Gráfica de pérdida de carga

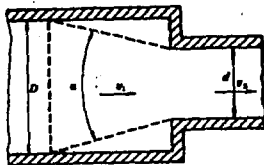


Fig. 8.4 Gráfica de pérdida de carga.

El área de la sección contraída está definida por un coeficiente de contracción C_c , entonces:

$$C_c A_2 V_2 = A_1 V_1$$

y la ecuación 8.2 se puede escribir como:

$$\frac{H_L}{V_2^2 / 2g} = K_L = C \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 \quad (8.3)$$

Los experimentos dan a C_c en términos de la relación de las áreas A_2/A_1 , como

$$C_c = 0.62 + 0.39 \left(A_2/A_1 \right)^2 \quad (8.4)$$

En el límite, cuando A_1 es muy grande, comparada con A_2 , tenemos el flujo de un gran tanque a un conducto de aristas vivas; bajo estas condiciones, $K_L = 0.4$. Un pequeño redondeo de las aristas, como el que se encuentra en la entrada de una campana (con un radio de curvatura muy grande) se reduce K_L a 0.05 o menos.

La pérdida de carga también se puede calcular por medio de la gráfica de la figura 8.4, donde se puede ver que al ir reduciendo el ángulo ϕ disminuye el coeficiente de contracción C_c

Como podemos observar en valores obtenidos para el coeficiente de

contracción en tablas y en graficas este aumenta cuando más grande es el ángulo de cambio de dirección y disminuye cuando la contracción disminuye suavemente y cuando se redondean los contornos de la contracción, en estas dos ultimas consideraciones nos basaremos para configurar nuestro ducto de descarga.

El contorno en la contracción será curvado entre dos perfiles que serian de una contracción que disminuye el diámetro suavemente con ángulos constantes de 50° y 60° . figuras 8.5 y 8.6.

Podríamos utilizar ángulos más chicos donde el coeficiente seria menor pero tendríamos el inconveniente de que el ducto seria más largo y por tanto necesitaríamos más material e incrementaríamos las pérdidas por fricción.

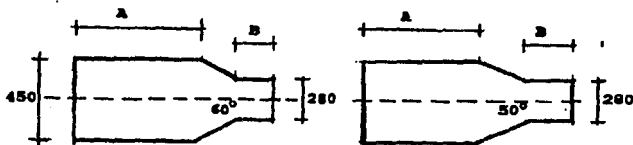


Fig. 8.5 y 8.6 Ducto de descarga 60° y 50°

La distancia B después de la contracción sería de 200 mm dando la oportunidad de que está distancia sea lo suficiente para dar dirección al chorro a la descarga.

La distancia A sería de 350 mm para permitir que el flujo se normalize después de salir del cono del impulsor.

CAPITULO 9

CONSIDERACIONES ADICIONALES QUE SE DEBEN TOMAR EN CUENTA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN.

Este capítulo tiene por objeto dar a conocer algunos de los problemas que puede tener el sistema de propulsión durante su operación, para evitarlos o disminuirlos al mínimo. Del estudio de estos problemas salen las consideraciones para la selección de los materiales de las diversas partes, pues los materiales no sólo deben resistir los esfuerzos de trabajo, sino también las condiciones del medio donde va a operar el sistema, la selección del material más económico para cualquier servicio en particular, requiere un conocimiento no solamente del diseño de la bomba y su manufactura, sino también de las propiedades erosión-corrosión y resistencia del material bajo estudio, cuando está sometida a velocidades reales encontradas en el servicio de la bomba.

La experiencia ha proveído a los diseñadores de sistemas de bombeo que los factores que dan una larga vida a la bomba son:

- 1.- Usar líquidos neutrales a bajas temperaturas.
- 2.- Ausencia de partículas abrasivas.
- 3.- Operación continua cerca de la capacidad máxima de eficiencia.
- 4.- Un adecuado margen disponible de NPSH requerido.

La selección de materiales para bombas es el mejor compromiso entre el costo de fabricación y los costos de mantenimiento anticipado.

ABRASION

La abrasión es la acción y el efecto de roer o desgastar por fricción por medio de un cuerpo o material duro (abrasivo). El

sistema de propulsión, durante su operación, puede succionar junto con el agua partículas de arena, conchas y materias flotantes que pueden rayar los ductos y el impulsor, afectando así a la rugosidad de las superficies interiores de los ductos y a las superficies del impulsor lo que incrementaría las pérdidas por fricción.

Un número de requerimientos conflictivos tienen que ser considerados al seleccionar materiales para bombas que tengan que resistir desgaste abrasivo.

El material tiene que resistir no solamente la abrasión, sino también, esfuerzos de fatiga, de impactos altos, moderados o bajos, cargas de choque y la corrosión.

El factor predominante que puede causar el desgaste debe ser entendido y reconocido antes de seleccionar el material más adecuada para la fabricación de la bomba.

El desgaste abrasivo en bombas es generalizado en tres tipos:

- Abrasión por trituración, que resulta de la acción de aplastamiento de las partículas entre 2 superficies fraccionándose.
- Abrasión por acanalamiento, que ocurre cuando partículas burdas hacen contacto (chocan) con tal fuerza que se crean esfuerzos de alto impacto, resultando en el desgarramiento del material en la superficie abrasada.
- Abrasión por erosión, que ocurre por el choque de las partículas con movimiento libre (algunas veces paralelo a la superficie) a altas o bajas velocidades sobre la superficie abrasada.

El grado de desgaste esta relacionado por la mezcla (líquido-sólido) bombeada y los materiales de construcción. El desgaste se incrementa el tamaño de la partícula en suspensión. También se

incrementa rápidamente cuando la dureza de la partícula excede la dureza de la superficie metálica a ser abrasada y cuando se incrementa la concentración de partículas.

Partículas con perfil angulado (afilado) causan mayor desgaste que partículas ligeramente redondeadas.

La velocidad de la partícula (energía cinética) y el ángulo de impacto son las consideraciones más importantes en la selección del material. Metales con altos límites elásticos son requeridos para resistir impactos directos; metales con alta dureza son usados cuando hay relativamente bajo impacto, es decir, cuando el flujo es siempre paralelo a la superficie.

La eliminación del desgaste es imposible; sin embargo, la vida de las partes puede ser apreciablemente prolongada y el costo de mantenimiento reducido al diseñar la bomba con los siguientes recomendaciones:

- Construir la bomba con materiales resistentes a la abrasión.
- Dejar generosas tolerancias por desgaste en todas las partes sujetas a abrasión.
- Adoptar diseños hidráulicos que minimicen el desgaste.
- Adoptar diseños mecánicos que utilicen materiales de construcción comerciales y que permitan el rápido acceso a las partes desgastadas para su remoción.

Los siguientes materiales están listados conforme aumenta su resistencia a la abrasión.

- Hierro fundido
- Bronce
- Bronce al manganeso

- Bronce al níquel-aluminio
- Acero fundido
- Aceros inoxidables series 300
- Aceros inoxidables series 400

ADHERENCIA

Se le llama a la incrustación de organismos marinos. Después de navegar un lapso de tiempo, sobre el casco del barco, se adhieren organismos marinos vegetales y animales, llamados comunmente conchuela, los cuales provocan reducción de la velocidad del barco por incrementarse la resistencia al agua y a la fricción, así como deterioro al recubrimiento y a la madera.

Como una manera de controlar este problema se utilizan en el recubrimiento del casco películas de pintura antivegetativa y por estudios realizados se ha visto que en el cobre y sus aleaciones se reduce grandemente la adherencia de estos organismos.

CAVITACION

Es probable que ocurra la cavitación en el lado de entrada de una bomba, particularmente si esta se encuentra situada a un nivel bastante por arriba de la superficie del líquido en el depósito de alimentación.

Las condiciones en las bombas de flujo axial son aún más conducentes a la cavitación que en las bombas centrifugas. Pero, ya que en las bombas de flujo axial el líquido no entra en un solo radio, el parámetro general de la ecuación:

$$\sigma = \frac{(P_o/\rho g) - (P_v/\rho g) - z_1 - h_f}{H}$$

donde:

P_o = Presión en la superficie del depósito (abs.).

P_v = Presión del líquido (abs.).

z_1 = Altura.

h_f = Pérdidas.

H = Carga neta.

No es adecuado para este tipo de bomba y se hace necesario un análisis más complicado. La cavitación en las bombas de flujo axial comienza por lo general en la parte posterior de los extremos de los álabes debido a que en ese punto la presión es mínima. Sin embargo, la separación del flujo con respecto a un álabes, puede inducir la cavitación en otros radios.

La cavitación es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de un cierto valor mínimo admisible, que es la presión de saturación a la temperatura de operación. El fenómeno puede producirse lo mismo en estructuras hidráulicas estáticas (tuberías, venturis, etc.) que en máquinas hidráulicas (bombas, hélices, turbinas). Si se alcanza en cualquier punto la presión de vapor, el líquido ebulle y se forma pequeñas burbujas de vapor en gran número. Estas burbujas son arrastradas por el flujo, y al alcanzar un punto en el cual la presión es más alta, sufren un colapso súbito al condensarse el vapor por otra vez a líquido; resulta entonces una cavidad, y el líquido que las rodea llena ésta rápidamente. Este líquido que se mueve en forma rápida desde todas las direcciones, choca en el centro de la cavidad, dando así lugar a grandes presiones locales muy altas.

Cualquier superficie sólida que se encuentre en la vecindad, queda sometida también a estas altas presiones porque, aún cuando las

cavidades en realidad no se encuentran directamente sobre la superficie sólida, las presiones se propagan a través de las cavidades por medio de ondas de presión similares a las que se encuentra en el ariete hidráulico.

Estas formaciones y colapsos alternos de burbujas de vapor se pueden repetir con una frecuencia de varios miles de veces por segundo. Las altas presiones, aunque sólo actúan por un corto tiempo sobre un área muy pequeña, puede causar a la superficie un daño muy severo.

El material falla al final por fatiga, auxiliada quizá por la corrosión, y la superficie llega a quedar corroída y erosionada en alto grado llegando aún a ser arrancadas partes de ésta.

El control de la cavitación es doble:

Diseñar contra la cavitación, es decir, diseñar tanto la máquina como la instalación de la misma para que no se produzca este fenómeno.

Utilizar materiales resistentes a la cavitación, si se tolera en el diseño que en algún caso se presente este fenómeno.

La cavitación en las bombas produce dos efectos perjudiciales:

Disminución del rendimiento y la erosión. La aparición de la cavitación en las bombas esta íntimamente relacionada con :

a) Con el tipo de bomba (en general el peligro de cavitación es tanto mayor cuanto mayor sea el número específico de revoluciones n_s); b) Con la instalación de la bomba (la altura de suspensión de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para que no se produzca la cavitación).

CORROSION

Las causas y tipos más comunes de corrosión encontradas en un barco son:

La corrosión galvánica que ocurre cuando dos metales de diferente potenciales están en contacto metálico en un electrolito tal como el agua de mar. La aceleración del ataque sobre el metal menos noble puede observarse. Durante más separados están los metales en la serie galvánica, mayor será el grado de corrosión.

La corrosión por pitting es la corrosión localizada en un grado acelerado debido a las penetraciones profundas dentro del metal. Este tipo de corrosión es característica en las partes del casco bajo el agua y en tanques que contengan líquidos. Las áreas dañadas, si no son reparadas, pueden permitir la perforación del acero, o puntos débiles que pueden convertirse en puntos propensos a fallar por la fatiga por corrosión o esfuerzos a la tensión.

La corrosión anaeróbica es causada por bacterias reductoras de sulfato que están presentes en muchas bahías.

Otras causas que producen el agrietamiento o el rompimiento de los metales son la cavitación, la erosión y los choques.

Las medidas normales para la prevención de la corrosión en barcos son las pinturas orgánicas e inorgánicas, pinturas metálicas, metales aleaciones resistentes a la corrosión, protección catódica y recubrimientos metálicos.

CAPITULO 10

CALCULO DEL EJE

10.1 DISEÑO DEL EJE

El diseño de ejes consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar rigidez y resistencias satisfactorias cuando el eje transmite potencia en diferentes condiciones de carga y operación. Generalmente los ejes tienen sección transversal circular y pueden ser huecos o macizos.

El diseño de ejes de materiales dúctiles, basado en la resistencia, está controlado por la teoría del esfuerzo cortante máximo. la presentación siguiente se basa en ejes de material dúctil y sección transversal circular. Los ejes de materiales frágiles deben diseñarse en base a la teoría del esfuerzo normal máximo. Generalmente los ejes están sometidos a torsión, flexión y cargas axiales. para cargas torsionales, el esfuerzo de torsión τ_{xy} es:

$$\tau_{xy} = M_t r / J = 16 M_t / \pi d^3 \text{ para ejes macizos}$$

$$\tau_{xy} = 16 M_t d_o / \pi (d_o^4 - d_i^4) \text{ para ejes huecos}$$

Para cargas de flexión, el esfuerzo de flexión sb (tracción o compresión) es:

$$s_b = M_b r / I = 32 M_b / \pi d^3 \text{ para ejes macizos}$$

$$s_b = 32 M_b d_o / \pi (d_o^4 - d_i^4) \text{ para ejes huecos}$$

Para cargas axiales, el esfuerzo de compresión o tracción s_a es:

$$s_a = 4F_a / \pi d^2 \text{ para ejes macizos}$$

$$s_a = 4F_a / \pi (d_o^2 - d_i^2) \text{ para ejes huecos}$$

La ecuación del código ASME para un eje hueco combina torsión, flexión y carga axial, aplicando la ecuación del esfuerzo cortante máximo modificada mediante la introducción de factores de choque, fatiga y columna:

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi s_s (1 - K^4)} \left[K_b M_b + \frac{\alpha F_a d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_i M_i)^2$$

Para un eje macizo con carga axial pequeña o nula, se reduce a:

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi s_s} \left[(K_b M_b)^2 + (K_i M_i)^2 \right]$$

en la cual, en la sección en consideración,

τ_{xy} = esfuerzo cortante de torsión, psi d_o = diám. ext. del eje, plg
 M_t = momento de torsión, lb-plg d_i = diám. int. del eje, plg
 M_b = momento de flexión, lb-plg F_a = carga axial, lb

$$K = d_i / d_o$$

K_b = factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector

K_i = factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

Para ejes estacionarios:

	k_b	K_i
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0

Para ejes en rotación:

Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina (choque menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

s_b = esfuerzo de flexión (tensión o compresión), psi

s_s = esfuerzo axial (tensión o compresión), psi

El código ASME especifica para ejes de acero comercial

s_s (permisible) = 8000 psi para ejes sin cuñero

s_s (permisible) = 6000 psi para ejes con cuñero

El código ASME especifica para ejes de acero comprados con

especificaciones definidas:

s_s (permisible) = 30 % del límite elástico sin sobrepasar el 18 % del esfuerzo último en tracción, para ejes sin cufiero. Estos valores deben reducirse en 25 % si existen cufferos.

α = factor de acción de columna. El factor de acción de columna es la unidad para cargas de tracción, para compresión, α puede calcularse mediante:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 (L/k)} \quad \text{para } L/k < 115$$

$$\alpha = \frac{s_y}{\pi^2 n E} \frac{L}{k} \quad \text{para } L/k > 115$$

$\alpha = 1$ para extremos articulados

$\alpha = 2.25$ para extremos fijos

$\alpha = 1.5$ para extremos restringidos parcialmente, como en el caso de cojinetes

k = radio de giro = I/A plg

I = momento rectangular de inercia, plg⁴

A = área de la sección transversal del eje, plg²

s_y = esfuerzo de fluencia en compresión, psi

10.1.2 DISEÑO DEL EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL

Se basa en el ángulo de giro permisible. La cantidad permisible de giro depende de la aplicación particular, y varía desde 0.08 grados por pie para ejes de máquinas y herramientas hasta 1.0° grados por pie para ejes de transmisión.

$$\theta = 584 \text{ M} \sqrt{\alpha d_o^4 - d_i^4} \quad \text{para un eje circular hueco}$$

$$\theta = 584 \text{ M} \sqrt{G d^4} \quad \text{para un eje circular macizo}$$

donde:

- θ = ángulo de giro, grados
- L = longitud del eje, plg
- M = momento de torsión, lb-plg
- G = módulo de elasticidad de torsión, psi
- d = diámetro del eje, plg

10.1.3 DISEÑO DEL EJE POR RIGIDEZ LATERAL

Se basa en la deformación lateral permisible para una operación apropiada de los cojinetes, un comportamiento de precisión en máquinas herramientas, una acción satisfactoria de los engranajes, alineamiento del eje y otros requisitos similares. La defromación puede determinarse mediante dos integraciones sucesivas de:

$$d^2y = dx^2 = M_x/EI$$

donde:

- M_x = momento de flexión lb-plg
- E = módulo de elasticidad, psi
- I = momento de inercia, plg⁴

10.1.4 DIMENSIONES NORMALES DE LOS EJES

Han sido normalizados por el American Engineering Standards Comitto en la siguiente forma:

Diámetro de ejes para transmisión:

1 5/16, 1 3/8, 1 7/8, 1 11/16, 1 15/16, 2 3/16, 2 7/16, 2 15/16,
3 7/16, 3 15/16, 4 7/16, 4 15/16, 5 7/16, 5 15/16.

10.1.5 MOMENTOS DE TORSION Y DE FLEXION

Son los factores principales que influyen en el diseño de ejes. Uno de los primeros pasos en el diseño de ejes es hacer diagrama de

momentos flectores, si las cargas que actúan sobre el eje están en más de un plano axial. Los puntos de esfuerzo crítico de flexión pueden determinarse del diagrama de momentos flectores.

El momento de torsión que actúa sobre el eje puede determinarse del

$$M_t = \frac{hp \times 33\,000 \times 12}{2 \pi \text{ rpm}} = \frac{63\,000 \times hp}{\text{rpm}} \text{ lb-pie}$$

CALCULOS

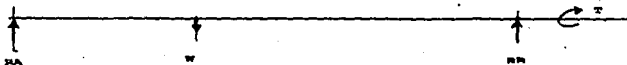
Para calcular el diámetro es conveniente hacer el análisis del diagrama de cuerpo libre, donde la fuerza que se aplica en el eje se obtiene:

$$T = \frac{750 \text{ hp } (63\,000)}{1\,900 \text{ rpm}} = 24\,868.42 \text{ lb-pie}$$

convirtiendo a kg-m.

$$T = 286.77 \text{ kg-m}$$

Diagrama de cuerpo libre



El peso del rotor es 0.87986 kg redondeando el peso a 1 kg.

Por suma de momentos obtendremos las reacciones en los puntos de apoyo.

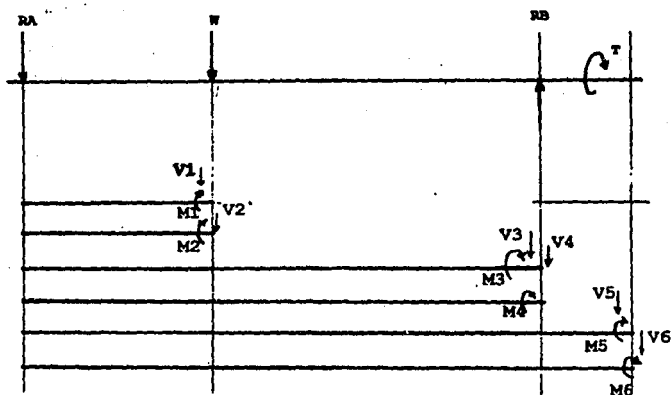
$$\sum M_a = B_1(1) - R_b(141) + 28\ 677 = 0$$

$$R_b = 203.745\ \text{kg}$$

$$\sum M_b = R_a(141) - 90(1) + 28\ 677 = 0$$

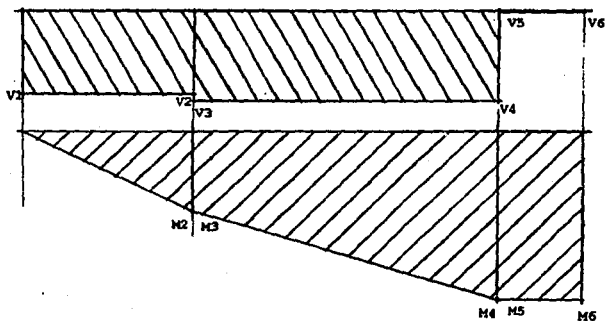
$$R_a = -202.745\ \text{kg}$$

Por lo que el sentido de la fuerza es contrario al supuesto y esto lo aclaramos en el análisis para obtener la fuerza torsionante (V) y momento flexionante (M).



$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= -R_A - V_1 = 0 & \therefore V_1 &= -R_A = -202.745 \text{ kg} \\ \Sigma M_1 &= R_A(0) + M_1 = 0 & \therefore M_1 &= 0 \\ \Sigma F_y &= -R_A - V_2 = 0 & \therefore V_2 &= -R_A = -202.745 \text{ kg} \\ \Sigma M_2 &= R_A(51) + M_2 = 0 & \therefore M_2 &= -10\,339.995 \text{ kg} \\ \Sigma F_y &= -R_A - w - V_3 = 0 & \therefore V_3 &= -203.745 \text{ kg} \\ \Sigma M_3 &= R_A(51) + M_3 = 0 & \therefore M_3 &= -10\,339.995 \text{ kg} \\ \Sigma F_y &= -R_A - w - V_4 = 0 & \therefore V_4 &= -203.745 \text{ kg} \\ \Sigma M_4 &= R_A(141) + 90(1) + M_4 = 0 & \therefore M_4 &= -28\,677.045 \text{ kg} \\ \Sigma F_y &= -R_A - w + R_b - V_5 = 0 & \therefore V_5 &= 0 \text{ kg} \\ \Sigma M_5 &= R_A(141) + 90(1) + M_5 = 0 & \therefore M_5 &= -28\,677.045 \text{ kg} \\ \Sigma F_y &= -R_A - w + R_b - V_6 = 0 & \therefore V_6 &= 0 \text{ kg} \\ \Sigma M_6 &= R_A(156) + 105(1) - R_b(15) + M_6 = 0 & \therefore M_6 &= -28\,677.045 \text{ kg} \end{aligned}$$

Diagramas de fuerzas torsionantes y momentos flexionantes son:



Para obtener el diámetro de la flecha usaremos la formula siguiente:

$$D^3 = \frac{16 M_s}{\pi \tau_{\text{maximo}}}$$

donde:

$$\tau = 0.6(\sigma_{\text{fluenta}}) / F.S.$$

F. S. = varia de 1.2 a 2.0, nosotros consideraremos 1.6 nuestro factor por ser el valor medio del intervalo.

$$\sigma_{\text{fluenta}} = 65\ 000 \text{ psi} \therefore \tau = 24\ 375 \text{ psi}$$

Sustituyendo tenemos:

$$D^3 = \frac{28\ 677.045 \cdot 16}{\pi \cdot 24\ 375} \quad \text{sacando raiz cubica a D su valor es:}$$

$$D = 1.916 \text{ pie} \therefore D = 1 \frac{7}{8} \text{ pie.}$$

Se escogio este diámetro ya que es comercial.

CAPITULO 11

DISEÑO DEL SISTEMA DE GOBIERNO

El objetivo del sistema de gobierno es poder darle a la embarcación la posibilidad de avanzar en reversa y de girar. El hecho de que la fuerza de empuje sea mantenido a lo largo del patrón de giro permite gran maniobrabilidad en giros cerrados tanto adelante, como hacia atrás.

Para parar o ir hacia atrás un Álabo deflector es interpuesto a la salida del chorro para desviar el flujo hacia abajo del barco.

Será por medio de un sistema hidráulico como se bajará y desviará el chorro el Álabo deflector.

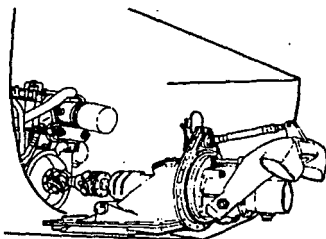


Fig. 11.1 Álabo deflector del chorro en un modelo comercial.

La ventaja de utilizar un mecanismo hidráulico es que reducimos la cantidad de piezas mecánicas y por consiguiente, puede ser accionada y controlada a distancia, las pérdidas por fricción, evitamos hacer ajustes a varillajes.

El sistema hidráulico nos sirve para transmitir fuerza y ayudar al operador a tener un buen control. Entre los componentes de que contará el sistema tenemos:

Aceite hidráulico con Viscosidad SAE 10W como fluido de trabajo, el cual tiene las siguientes propiedades; que no se congela, es buen lubricante, no hierve a altas temperaturas, contiene además aditivos para un trabajo mejor.

Un Tanque donde almacenaremos el aceite y posteriormente lo distribuiremos hacia la bomba.

Una Bomba Hidráulica, el cual consta de una varilla y un émbolo con una serie de empaques. El cilindro tiene la función de convertir la energía hidráulica en energía mecánica, esto se produce cuando el aceite entra por un extremo del cilindro y empuja el pistón.

Para poder accionar el sistema hidráulica es necesario contar con una serie de válvulas, tales como son:

Válvula de alivio de presión máxima, la cual nos sirve para proteger al sistema de sobrepresiones al permitir regresar por otro conducto el aceite al tanque.

Válvula de retención o check que sirve para evitar que el flujo, que ha sido mandado en una dirección se regrese.

Válvula de carrete que sirve para bloquear y dirigir el aceite hacia un circuito deseado.

Un filtro que limpia el aceite.

Un Alabe deflector.

Y una bomba que nos proporcione el flujo de aceite del tanque hacia el cilindro.

La figura 11.1 muestra una vista de todos los elementos del

mecanismo de gobierno y de su ubicación sobre el sistema de propulsión por chorro de agua. A continuación se explicará el funcionamiento de los cilindros y el banco de válvulas que en combinación hacen trabajar el mecanismo de gobierno.

CILINDROS HIDRAULICOS

Como se ve en la figura utilizaremos dos cilindros hidráulicos de doble acción, esto es que el pistón puede ser empujado hacia arriba o hacia abajo controlando el sentido del flujo. Primero definiremos algunas partes del cilindro para un mayor entendimiento; para esto usaremos la figura 11.2.

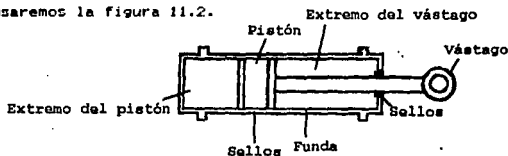


Fig. 11.2 Cilindro hidráulico.

Los cilindros estarán colocados en posición vertical uno a cada lado del ducto de admisión. Los extremos del pistón quedarán en la parte inferior y el extremo de la varilla en la parte superior. Visto desde la parte trasera del ducto de admisión el que se ve a mano

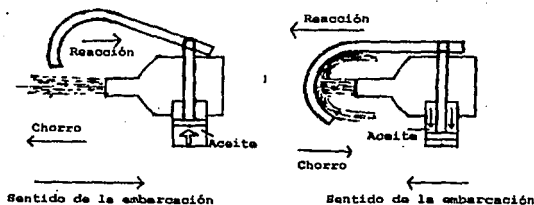


Fig. 11.3 Funcionamiento Sistema de dirección

derecha será designado como cilindro derecho y el que se ve a la izquierda como cilindro izquierdo. El cilindro tendrá dos conexiones en cada extremo del cilindro para que entre o salga el aceite.

Quando el aceite entra por la parte inferior y llena el extremo del pistón la presión del aceite empuja al pistón hacia arriba y la varilla sale y se extiende lo que hace que el álabe deflector se levante y deja de interponerse al flujo del chorro a la descarga.

Quando el aceite entra por la parte superior, extremo de la varilla, la presión del aceite empuja al pistón hacia abajo y el álabe deflector baja interponiéndose a la trayectoria del chorro de descarga lo que hace que la embarcación cambie el sentido de dirección hacia atrás.

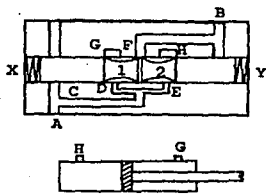


Fig. 11.4a Posición neutral

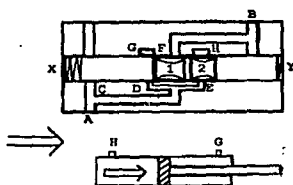


Fig. 11.4b Carrete hacia adentro
el vástago se extiende

BANCO DE VALVULAS

El banco de válvulas estará formado por tres válvulas, una para controlar el movimiento del cilindro derecho, otra para el cilindro izquierdo y una válvula central que interconecta el flujo del aceite entre los dos cilindros para poder realizar virajes con la embarcación.

Con el banco de válvulas podremos hacer las cuatro funciones fundamentales para poder controlar la dirección del barco al hacer

subir, bajar o girar el álabe deflector y son las siguientes:

- Hacer que los dos cilindros se extiendan al mismo tiempo.
- Hacer que los dos cilindros se retraigan al mismo tiempo.
- Hacer que el cilindro derecho se extienda y el izquierdo se retraiga.
- Hacer que el cilindro izquierdo se extienda y el derecho se retraiga.

Para poder controlar el flujo del aceite en ambos extremos del cilindros por medio de una válvula de control única que pueda suministrar y drenar aceite al mismo tiempo utilizaremos válvulas de carrete. El tipo más sencillo consistente de un carrete rectificado y pulido que entra a precisión en una carcasa o cuerpo, conteniendo canales internos. El carrete puede deslizarse hacia atrás y hacia adelante dentro del cuerpo. El contacto de metal a metal entre el carrete y la carcasa, forma el sello. Las secciones angostas del carrete permiten el paso del aceite, las secciones gruesas obstruyen el flujo. El movimiento del carrete hará que las partes maquinadas resaltadas cubran, descubran o interconecten estos pasajes dirigiendo el flujo del aceite en el sistema.

Designaremos a la válvula que controla el cilindro derecho como válvula derecha, la que controla al cilindro izquierdo como válvula izquierda y la válvula de interconexión de flujos como válvula central.

Primero expondremos el funcionamiento de cada válvula individualmente y luego como interactúan en el sistema para efectuar las cuatro operaciones fundamentales:

-Válvula derecha:

Como se indicó anteriormente esta válvula controla el flujo del aceite en el cilindro derecho para que este se extienda o se retraiga.

Tomemos la figura 11.3 como referencia:

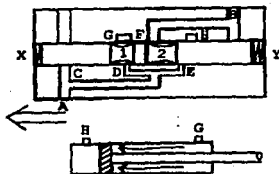


Fig. 11.40 Carrete hacia afuera, vástago se retrae.

Cuando la válvula esta en su posición neutra, cuando el carrete no ha sido movido hacia ningún lado, el aceite que viene de la bomba pasa a lo largo del conducto A y sigue a través de toda la válvula hacia la siguiente debido a que los conductos D y E permanecen cerrados lo que a su vez hace que el cilindro no se mueva de la posición en que se encuentre.

Cuando el carrete es movido hacia la izquierda, el aceite que viene de la bomba se divide en dos partes una parte pasa a las otras válvulas del banco a través del conducto A la otra parte sube por el conducto C y llega a los conductos D y E, pero E permanece cerrado. la ranura 1 en el carrete conecta los pasajes D y G lo que permite que el aceite pase al extremo del cilindro y la varilla se extiende levantando el álabe deflector. El aceite que es desalojado del extremo de la varilla entra por conducto H, la ranura 2 en el carrete conecta los pasajes H y F y el aceite puede ser drenado al tanque primero por el conducto F y luego por el conducto común de retorno en todo el banco B.

Después de que la palanca del carrete ha dejado de accionarse el resorte X vuelve al carrete a la posición de neutro.

Ahora cuando el carrete es movido hacia la derecha, el aceite que viene de la bomba se divide y llega al conducto E, la ranura 2 conecta a los pasajes E y H lo que permite que el aceite pase al extremo de la varilla y la varilla se retraiga bajando el álabe deflector para que se

interponga al chorro de agua. El aceite que es desalojado del extremo del pistón entra por el conducto G, la ranura I en el carrete conecta los pasajes G y F y el aceite regresa al tanque por el conducto de retorno B. Cuando se deja de accionar la palanca del carrete el resorte y se encarga de volverlo a la posición neutral.

-VALVULA IZQUIERDA

La válvula izquierda tiene el mismo funcionamiento que la válvula derecha, con la única diferencia que el conducto de retorno B atraviesa completamente la válvula para permitir que el aceite que viene de las válvulas derecha y central llegue al tanque.

-VALVULA CENTRAL

Esta válvula tiene la función de mezclar el flujo de aceite de los dos cilindros, la idea es que el aceite desalojado de un extremo del cilindro pasa al mismo extremo del otro cilindro esto con el fin de que cuando un cilindro se este extendiendo el otro se este retrayendo al mismo tiempo lo que haría que el álabe deflector se incline y al ser desviado el chorro la embarcación pueda virar hacia la derecha o hacia la izquierda. El A atraviesa transversalmente toda la válvula pero el aceite que viene de la bomba en esta válvula no realiza ninguna función, el conducto sirve para alimentar con aceite la válvula izquierda y pueda trabajar al mismo tiempo que la derecha.

El conducto D es el conducto de retorno común en todo el banco.

El conducto B une los dos extremos del pistón y el conducto C los dos extremos de la varilla. E y F son válvulas check que sólo permiten el paso de aceite del extremo del cilindro que está siendo desalojado al extremo similar del otro cilindro que se está llenando.

El carrete tiene tres ramiras de las cuales, se explicará su función más adelante cuando se vean las operaciones básicas del banco.

Y "X" es el resorte que devuelve a la posición de neutral el carrete cuando la palanca de la válvula se ha dejado de accionar.

En la posición neutral de la válvula del pasaje D permanece abierto y los conductos B y C permanecen cerrados.

A continuación explicaremos como trabaja en conjunto todo el banco para poder realizar las cuatro operaciones fundamentales.

- LOS DOS CILINDROS SE EXTIENDEN Y EL ALABE DEFLECTOR ES LEVANTADO

Para realizar esta operación la válvula central la mantenemos en posición neutral y los carretes de las válvulas derecha e izquierda los movemos hacia adentro de la carcasa comprimiendo el resorte "y", por los conductos A de las válvulas derecha e izquierda entra el aceite que viene de la bomba y pasa por los conductos C y luego sigue por los pasajes E y H hasta llegar al extremo del pistón de los cilindros. El aceite que retorna al tanque del extremo del vástago del cilindro derecho puede pasar libremente por la válvula central debido a que en la posición neutral su conducto D permanece abierto.

El aceite que pasa por las otras dos conexiones de los cilindros es detenido por las válvulas check E y F y los conductos cerrados B de la válvula central.

-LOS DOS CILINDROS SE RETRAEN Y EL ALABE DEFLECTOR SE INTERPONE AL CHORRO DE AGUA.

La válvula central la mantenemos en posición neutral y los carretes de las válvulas derecha e izquierda los movemos hacia afuera de la carcasa comprimiendo el resorte "x". El aceite a presión de la bomba llega por los conductos A de las válvulas izquierda y derecha y pasa por los conductos C para seguir por los pasajes D y G hasta llegar al extremo del vástago de los cilindros.

El aceite que retorna al tanque del extremo del pistón del cilindro derecho puede pasar libremente por la válvula central debido a que en la posición neutral permanece abierto su conducto D.

El aceite que pasa por las otras dos conexiones de los cilindros

es detenido por las válvulas check E y F y los conductos cerrados B de la válvula central.

- UN CILINDRO SE RETRAE Y EL OTRO SE EXTIENDE.

Para poder dirigir el chorro de agua hacia la derecha o hacia la izquierda y así poder girar la embarcación, es necesario que al mismo tiempo un cilindro se retraiga mientras el otro se extiende, para lograr esto las tres válvulas trabajan en conjunto al mismo tiempo.

Primero movemos el carrito de la válvula central hacia afuera de la carcasa comprimiendo el resorte, con esto cerramos el conducto D y abrimos los conductos B y C por medio de las ranuras 1 y 2 en el carrito.

Para que el chorro salga hacia la derecha, el cilindro derecho debe de extenderse y el izquierdo retraerse y para que el chorro salga hacia la izquierda, el cilindro izquierdo debe de extenderse y el derecho retraerse.

Para que el álabe deflector pueda girar tendrá dos pernos y bujes para agarrar las horquillas de las varillas de los cilindros y cuando exista un movimiento vertical hacia arriba o hacia abajo pueda girar el álabe sobre el buje.

Giro hacia la izquierda:

Para hacer que el chorro salga hacia la derecha, después de haber movido la válvula central debemos de mover las otras dos válvulas para que el cilindro derecho se extienda y el izquierdo se retraiga.

El carrito de la válvula derecha lo debemos de empujar hacia adentro de la carcasa comprimiendo el resorte "y", y el carrito de la válvula izquierda lo debemos de empujar hacia afuera de la carcasa comprimiendo el resorte "x".

Al hacer esto, el aceite a presión de la bomba entra a las válvulas derecha e izquierda por sus conductos A, de ahí sube por sus conductos C. En la válvula derecha el aceite pasa por los pasajes E y H hasta el extremo del pistón en el cilindro por la conexión del lado derecho, el aceite en este extremo no puede escapar por la conexión izquierda debido a que es detenido por la válvula check F de la válvula central lo que obliga al vástago del cilindro a salir y subir el álabe deflector por este lado. El aceite que se encuentra en el extremo del vástago es obligado a pasar al extremo del vástago del

cilindro izquierdo atravesando la conexión izquierda y el conducto de interconexión B de la válvula central, el aceite que se encuentra en el extremo del vástago del cilindro derecho no puede retornar al tanque por medio de la conexión derecha debido a que el conducto de retorno D de la válvula central se encuentra cerrado.

En el cilindro izquierdo entra el aceite por el extremo del vástago por los conductos de la válvula izquierda y el que viene del cilindro derecho y empuja al pistón hacia abajo haciendo que el cilindro se retraiga.

En el extremo del pistón el aceite es detenido por un lado por la válvula check E de la válvula central y por el otro retorna al tanque por medio de los conductos de la válvula izquierda.

Giro hacia la derecha:

Para hacer que el chorro salga hacia la izquierda, primero se mueve la válvula central y luego el carrete de la válvula derecha lo sacamos y el de la válvula izquierda lo metemos dentro de la carcasa.

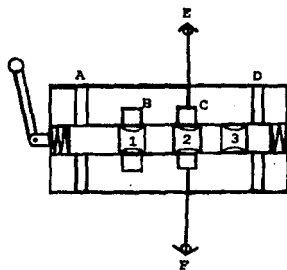


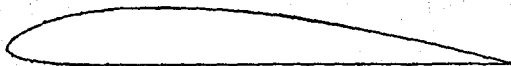
Fig. 11.5 Válvula central.

TESIS SIN PAGINACION

COMPLETA LA INFORMACION

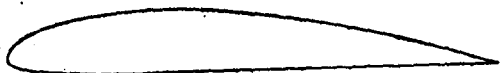


PERFIL 624
SECCIÓN CUBO

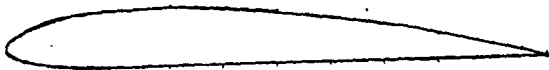


PERFIL 623
SECCIÓN INTERMEDIA 1

Escala: 1:2	F. E. S. - CUAUTILÁN	Fecha: 30-VIII-64	Dibujó: E. H. C. M.
	SECCIONES DEL ALABE		Anotaciones: HM
			Revisó: J. A. Sánchez

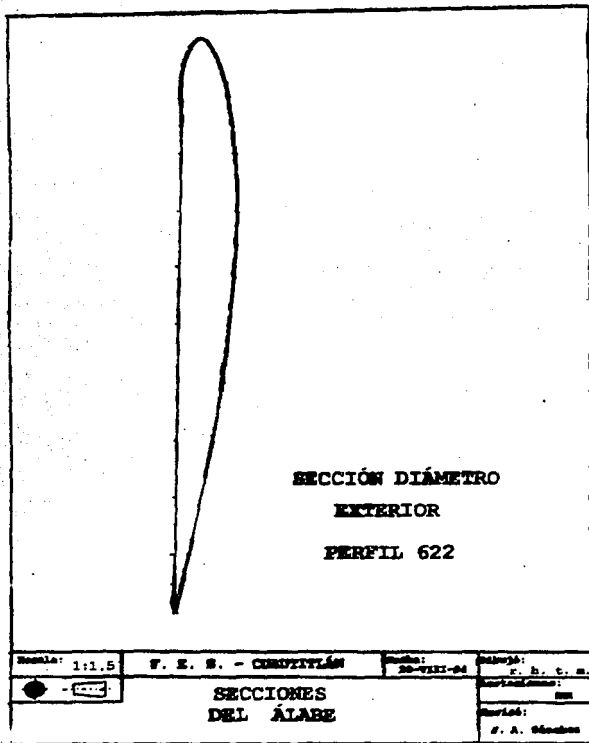


PERFIL 622
SECCIÓN DIÁMETRO MEDIO






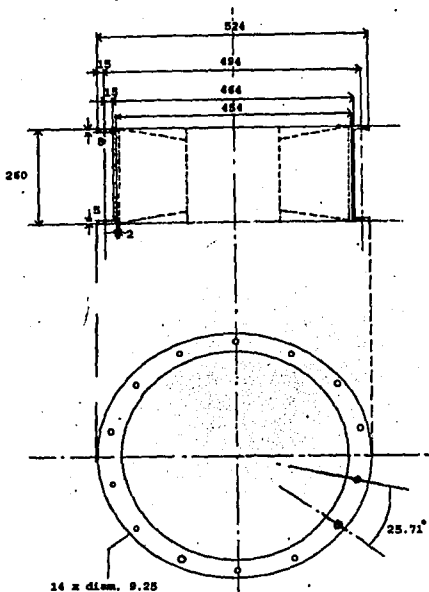
PERFIL 622
SECCIÓN INTERMEDIA 2

Escala: 1:3	F. E. S. - CUAUTILÁN	Fecha: 20-VIII-64	Dibujó: F. E. S. S.
	SECCIONES DEL ALABE		Sección: III
			Verificó: J. A. Sánchez



SECCIÓN DIÁMETRO
EXTERIOR
PERFIL 622

Escala: 1:1.5	F. E. S. - CROQUIÓN	Fecha: 20-VIII-54	Dibujó: E. B. C. S.
 	SECCIONES DEL ALARE		Verificado: 
			Firmó: F. A. Sánchez

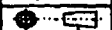


Escala: 1:25

F. E. S. - CUAUTILÁN

Fecha: 30-VIII-94

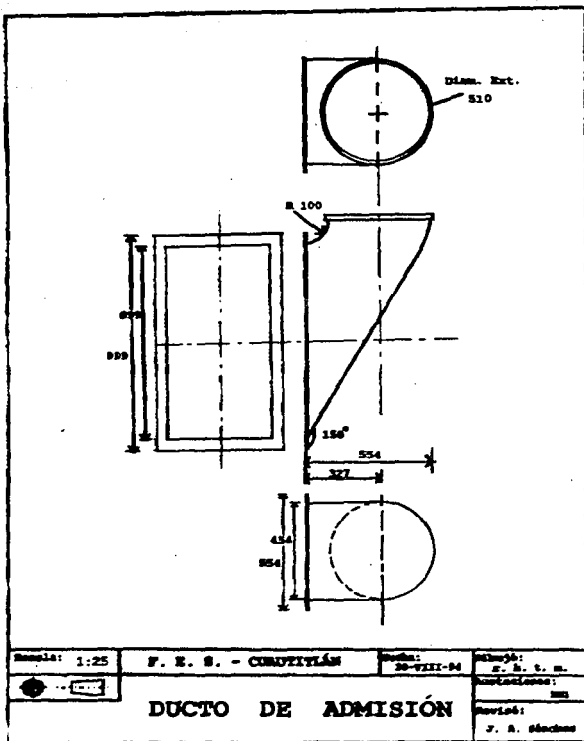
Dibuja: E. G. V.



Aprobado: JM

ESTATOR

Revisó: J. A. Sánchez

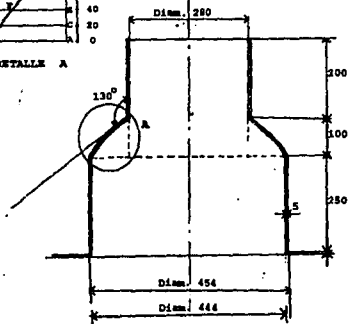


FALLA DE ORIGEN

A	D	90
B	20	80
C	40	68
D	60	50
E	80	37



DETALLE A

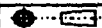


Escala: 1:25

F. E. S. - COAHUILTÁN

Fecha: 26-VIII-64

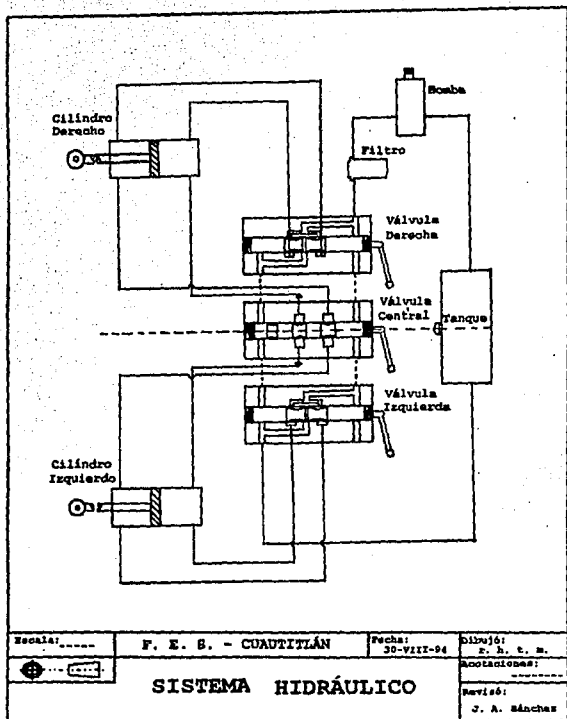
Dibujó: E. G. G.



DUCTO DE DESCARGA

Asistió: MN

Revisó: J. A. Sánchez



CONCLUSIONES

Se pueden crear y mejorar nuevos sistemas de propulsión para mover cualquier tipo de vehículo aplicando y utilizando algunos principios de física, como en el caso de este trabajo en el que es posible mover una embarcación por medio de la fuerza de reacción generada por un chorro de agua que es descargado a gran velocidad.

En este trabajo dejamos las bases matemáticas de un diseño de un sistema de propulsión por chorros de agua para que pueda ser construido y después probado en laboratorio, para comprobar los valores y factores calculados y así poder hacer todas las modificaciones necesarias que salgan por no haber considerado factores que solo se pueden encontrar cuando este trabajando el sistema.

Entre las turbomaquinas, tal vez las más difíciles de calcular y diseñar son las de flujo axial debido a que aquí intervienen otros efectos, otras fuerzas y otros fenómenos que no se presentan en otras máquinas. Como son las fuerzas de arrastre y sustentación que se generan en los álabes por el paso del fluido, contracciones del fluido cuando pasa por los canales formados por los álabes que cambian gradual y paulatinamente de forma, el cambio de los ángulos de entrada y salida a lo largo del radio del álabes, efectos de cascada cuando se tienen muchos álabes sobre el impulsor.

Sobre bombas de flujo axial hay poca información escrita y nosotros hicimos una recopilación de toda la que encontramos, además de que nos dimos cuenta que muchos factores de cálculo solo pueden encontrarse después de que la máquina esta trabajando o ha sido probada en laboratorio en condiciones específicas como ocurre también con las hélices de los barcos y turbinas Kaplan.

Deseamos que este trabajo de tesis sirva como base para desarrollar otros trabajos similares en los cuales se puedan desarrollar la construcción del modelo y las pruebas hidráulicas en laboratorio las cuales serian las más interesantes, a nuestro ver, el comportamiento del fluido y las pérdidas de carga ocasionadas en los ductos de descarga y admisión, los cuales fueron proyectados copiando la forma geométrica de los modelos comerciales existentes en el mercado.

Si fuera posible construir, desarrollar y mejorar estos sistemas de propulsión para barcos por mexicanos se tendria un mercado muy grande de posibilidades debido a la gran aplicación de estos sistemas y aún se podrian crear nuevas fuentes de empleo al introducir a México barcos con estos sistemas para aplicaciones en las cuales aún no las hemos usado. Todo esto ayudaria a que pudieramos explotar y utilizar mejor nuestros recursos marinos.

BIBLIOGRAFIA

Bombas Funcionamiento, Cálculo y Construcción
Fuchslocher - Schulz
Ed. labor S.A.

Bombas Teoría, Diseño y Aplicaciones
Manuel Viejo Zubicaray
Segunda edición
Ed. Limusa

Centrifugal and Axial Pumps
Theory, design and application
A. J. Stepanoff
2nd. edition
Ed. John Wiley and Sons, Inc.

Dinámica de Fluidos
Daily - Harleman
Ed. Trillas

Elementos de Máquinas
V. Dobrovolski, K. Zablonski, A. Radchik, L. Erlij
Ed. Mir Moscú

Encyclopedia of Science and Technology
Tomo 2
Ed. Mc Graw Hill

Enciclopedia Universal Ilustrada Europeo Americana
Tomo 47
Ed. ESPASA-CALPE S.A.

Marine Propulsion Principles and Evolution
Robert Taggart
Ed. Gulf Publishing Company, Houston Texas, 1969.

Mecánica de Fluidos
Bernard Stanford Massey
Primera edición en español
Ed. C.E.C.S.A.

Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas
Claudio Mataix
Segunda edición
Ed. Harla

Mechanical Engineers Handbook
Kent's
Twelfth edition
Wiley engineering handbook series

Modern Ship Design
Thomas C. Gillmer
Second edition
Naval Institute Press

Principles of Turbomachinery
R. K. Turton
Ed. E. and F. N. Spon LTD.

Pump Handbook
Karassik, Krutzch, Fraser, Messina
Ed. Mc Graw Hill, 1976

Ship and Boat International
May 1985

Ship Design and Construction
Robert Taggart
The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

Theoretical Naval Architecture
E. L. Attwood and H. S. Pingally
Ed. Long Mans

Turbomáquinas hidráulicas
Marcel Polo Encinas
Tercera edición
Ed. Limusa

NOMENCLATURA

A	Area
α	Angulo absoluto
α_m	Angulo del fluido medio absoluto
β	Angulo relativo
β_m	Angulo del fluido medio relativo
c	Cuerda ó longitud del álabe
C_a	Velocidad axial
C_u	Proyección de C sobre U
C_D	Coefficiente de arrastre
C_L	Coefficiente de sustentación
D	Fuerza de arrastre
D_c	Diámetro del cubo
D_e	Diámetro exterior
D_m	Diámetro medio
e	Espesor del Alabe del estator
E_k	Energía cinética
F	Fuerza
F_a	Fuerza axial
F_t	Fuerza tangencial
g	Constante de la aceleración de la gravedad
G_R	Grado de reacción
H	Carga
H_n	Carga neta
K	Factor de estrechamiento
L	Fuerza accensional
m	Masa
M	Momento
n	Revoluciones por minuto
N_s	Velocidad específica
η_{ch}	Eficiencia del sistema de propulsión por chorro de agua
η_h	Eficiencia hidráulica
η_m	Eficiencia mecánica
η_t	Eficiencia total
η_v	Eficiencia volumétrica

p Presión
P Potencia
Q Caudal
r Radio
R Fuerza resultante
Re Número de Reynolds
s Paso del álabe
t Tiempo
T Trabajo
V Velocidad
Vav Velocidad de avance
Veh Velocidad del chorro
U Velocidad tangencial
 ω Velocidad angular
W Velocidad relativa
Wm Velocidad media relativa
Ymax Espesor máximo del perfil
z Número de álabes
 Δ Incremento de ϕ diferencial de
 ρ Densidad
 γ Paso específico
 σ Solidez del álabe
 δ Angulo de ataque
 T_p Tensado previo
 ϵ Deformación elástica
 μ Coeficiente experimental para el tensado previo.