



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA CARCASA DE UN MECANISMO TURBOCOMPRESOR MEDIANTE TUBOS PARA APLICACIÓN NÁUTICA

Autor: Fernando Garach Martínez

Director: David Fraíz Cosano

Co-Director: Luis Rayado Guerrero

Madrid

Julio de 2019

AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESIS O MEMORIAS DE BACHILLERATO

1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.

El autor D. FERNANDO GARACH MARTÍNEZ

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA CARCASA DE UN MECANISMO TURBOCOMPRESOR MEDIANTE TUBOS PARA APLICACIÓN NAUTICA, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

2º. Objeto y fines de la cesión.

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor CEDE a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

3º. Condiciones de la cesión y acceso

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar "marcas de agua" o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

4º. Derechos del autor.

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

5º. Deberes del autor.

El autor se compromete a:

- Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.
- Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

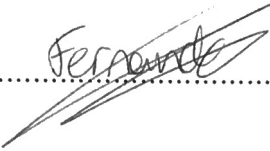
6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 08 de Julio de 2019

ACEPTA

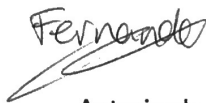
Fdo. 

Motivos para solicitar el acceso restringido, cerrado o embargado del trabajo en el Repositorio Institucional:

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA CARCASA DE UN MECANISMO
TURBOCOMPRESOR MEDIANTE TUBOS PARA APLICACIÓN NAÚTICA en la ETS de Ingeniería - ICAI de
la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2018-2019 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni
total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada

Fdo.: FERNANDO GARACH MARTÍNEZ

Fecha: 8 / 7 / 2019



Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: DAVID FRAIZ COSANO

Fecha: 8 / 7 / 2019





GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA CARCASA DE UN MECANISMO TURBOCOMPRESOR MEDIANTE TUBOS PARA APLICACIÓN NÁUTICA

Autor: Fernando Garach Martínez

Director: David Fraíz Cosano

Co-Director: Luis Rayado Guerrero

Madrid

Julio de 2019

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA CARCASA DE UN MECANISMO TURBOCOMPRESOR MEDIANTE TUBOS PARA APLICACIÓN NAÚTICA

Autor: Garach Martínez, Fernando.

Director: Fraiz Cosano, David

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas.

RESUMEN DEL PROYECTO

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, se intenta progresar con el desarrollo de sistemas más eficientes de transporte. Uno de los transportes más importantes son los transportes por medio acuáticos. Éstos no son tan frecuentados por las personas como bien son otros medios terrestres, por ello no se ha hecho gran avance desde el inicio de sus tiempos.

Este proyecto trata de innovar los sistemas de propulsión en el entorno náutico con el desarrollo de una patente de un propulsor que difiere a cualquier método de propulsión visto.

Este diseño se someterá a tres diferentes estudios para comprobar su validez y su implantación en el mundo naval. Por ello se hará un estudio completo del propulsor y se intentará analizar de tres maneras diferentes para verificar su validez.

Por un lado, se estudiará el propulsor de manera teórica como un problema clásico de turbomáquinas y mecánica de fluidos, donde se sacarán conclusiones puramente teóricas. Por otro lado, se hará una simulación computacional en el programa Fluent, donde se obtendrán gráficas y resultados más acordes a la realidad. Este método hará ciertas asunciones que se citarán más adelante para su propia facilidad de resolución.

Por último y más exacto, se diseñará la carcasa del propulsor para introducirla en el banco de pruebas y poder ensayarlo. Este diseño se hará en paralelo con otro diseño del banco de pruebas donde ir el propulsor con su carcasa. Con esto se quiere fabricar estos diseños y recrear el funcionamiento del propulsor mientras se toman medidas que ayudarán a obtener conclusiones sobre su validez.

Para este desarrollo, el responsable de la patente accedió a facilitarnos los archivos CAD del propulsor, además de una breve presentación explicando su posible funcionamiento.

Antes de empezar con el proceso de desarrollo de los análisis se debe entender previamente el funcionamiento del propulsor cuya forma es la siguiente:

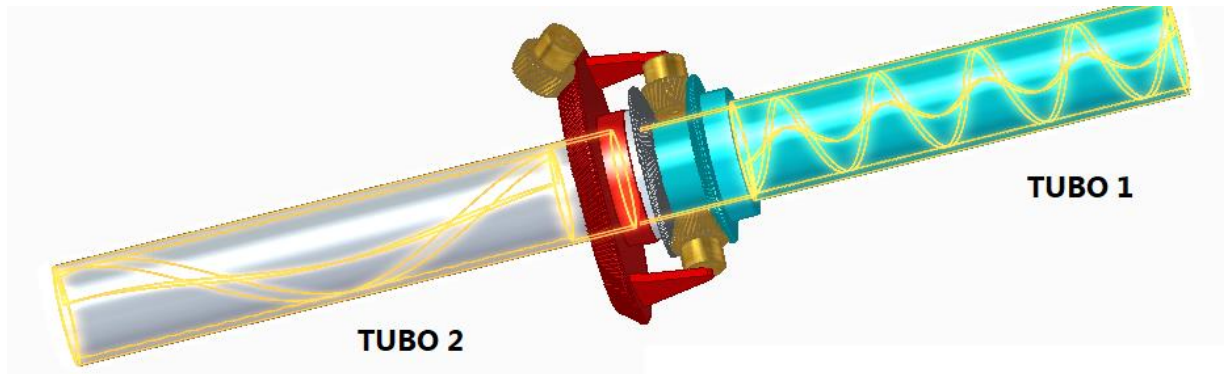


Ilustración 1 Propulso náutico por tubos

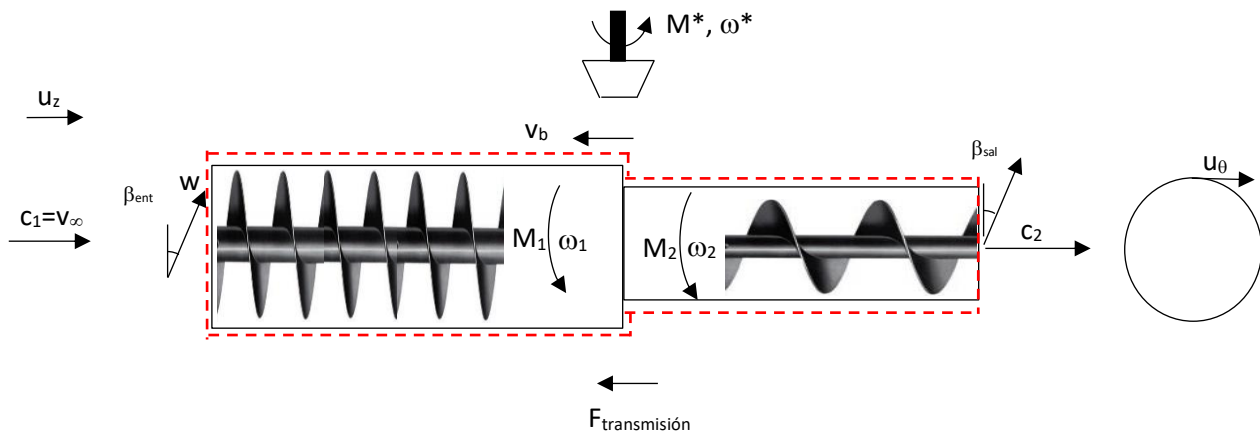
El propulsor se divide en tres partes aparentes que se pueden apreciar claramente en la ilustración. La potencia es transmitida a través de un diferencial mecánico que se muestra entre los dos tubos. Este diferencial se encarga de repartir la potencia en los dos tubos y su particularidad es que permite girar los tubos a diferentes revoluciones, el reparto de potencia dependerá del momento que ejerza el fluido sobre ambos tubos.

Por otro lado, observamos que el diferencial está unido a los tubos a través de dos satélites que rotan sobre estos. Los tubos, que tienen iguales dimensiones de diámetro y longitud, son huecos y tienen una hélice arrollada en su interior con un paso diferente en ambos. El tubo donde se produce la succión tiene una hélice arrollada 4 vueltas, mientras el tubo de impulsión tiene la hélice arrollada solo 1 vuelta. Cuando los tubos giran en régimen permanente, vemos que por la forma de la hélice el fluido opone mayor resistencia en el tubo de 1 vuelta que al tubo de 4 vueltas, por ello el tubo 1 girará a más velocidad que el tubo 2.

Al girar el tubo 1 a mayor velocidad que el tubo 2, este presurizará agua que será expulsada a gran velocidad y de forma más axial en el tubo de impulsión. Por el principio de la ecuación del momento cinético, la fuerza de propulsión se generará como la variación del producto entre el gasto másico de salida por su velocidad axial restado al mismo producto, pero a la entrada.

METODOLOGÍA

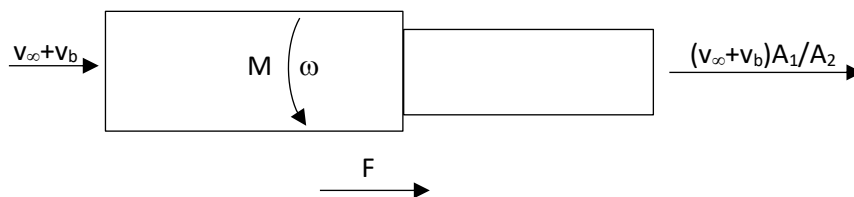
Para el análisis teórico, se planteó el propulsor como un problema de turbomáquinas, donde dicho problema tendría el esquema siguiente:



De lo primero que se da cuenta es que como el fluido de trabajo es agua de mar, que se considera fluido incompresible, el perfil de velocidades que sigue el tubo tiene que ser igual a la entrada que a la salida por estar sumergido en el mar. Por ello y por ser tubos de igual área, las velocidades a la entrada y salida será la misma.

En la entrada del tubo, se considera que para que el tubo absorba agua la velocidad absoluta tiene que ser puramente axial al tubo. La velocidad a la salida puede no ser puramente axial, aunque supondremos que para el punto de diseño la hélice lo hará que salga axial.

Por tanto, podemos afirmar que para un observador móvil que lleva la velocidad de arrastre del barco tiene el siguiente esquema con sus fuerzas:



$$\sum F = \dot{m}(v_s - v_e) \quad \rightarrow \quad F = \dot{m}(w_2 \sin \beta_2 - w_1 \sin \beta_1) = \dot{m}(v_\infty + v_b) \left(\frac{A_1}{A_2} - 1 \right)$$

Por otro lado, para la simulación computacional del propulsor, se utilizará un programa de CFD (Computational Fluid Dynamics) como Fluent, que es una herramienta de fluidos del programa utilizado Ansys 2019 R1 Student Version.

Este análisis es más exacto a priori, aunque para el análisis se hace una simplificación muy importante que es la ausencia del diferencial. Esto se debe al gran gasto computacional que podría originar el acoplar el diferencial mecánico con todos sus engranajes a los dos tubos por donde pasaría el fluido. Esto con la versión que se tiene no podría converger la simulación.

Para contrarrestar esta simplificación, por la fórmula de Willis aplicada a trenes epicicloidales como el diferencial, se obtiene una relación entre la velocidad del piñón de ataque y las velocidades de los diferentes tubos. Suponiendo que una velocidad típica del piñón de ataque es la misma que la del motor que le transmite el par, se escoge que la velocidad del piñón sea de 1500 rpm.

La fórmula de Willis por tanto se traduce en lo siguiente:

$$2 \times N_{\text{piñón}} = 3000 \text{ rpm} = N_{1^\circ \text{ tubo}} + N_{2^\circ \text{ tubo}}$$

Por ello, para poder sacar conclusiones se harán tres simulaciones con tres pares de velocidades diferentes para cada tubo que cumplan la fórmula ya citada.

Las velocidades escogidas fueron:

1. $w_{\text{tubo 4 helices}} = 1600 \text{ rpm}$; $w_{\text{tubo,1 helices}} = 1400 \text{ rpm}$
2. $w_{\text{tubo 4 helices}} = 1800 \text{ rpm}$; $w_{\text{tubo,1 helices}} = 1200 \text{ rpm}$
3. $w_{\text{tubo 4 helices}} = 2000 \text{ rpm}$; $w_{\text{tubo,1 helices}} = 1000 \text{ rpm}$

A partir de estas, se estudiarán presiones, velocidades, fuerzas de propulsión y pares resistentes del fluido a los tubos.

En último lugar, se construirá la carcasa para la que posteriormente se utilizará para ensayar el propulsor en una situación real.

La carcasa para el propulsor tiene que cumplir que tengan todos sus elementos de sujeción, para que se acople correctamente y pueda transmitir potencia correctamente, además de elementos de estanqueidad, que no permita al fluido pasar al Carter de aceite lo que impidiera el funcionamiento de este.

RESULTADOS

Como bien se citó en el análisis teórico, solo habrá fuerza de propulsión si las secciones de entrada y salida difieren entre ellas, lo que no llega a ser el caso. Este método, como coge un volumen de control alrededor de los dos tubos, no estudia lo que ocurre en el interior de los tubos y tampoco tiene en cuenta las formas de las hélices.

El análisis computacional de Fluent también soportó lo que dice el análisis teórico, pero con más datos. Si bien el análisis de presiones nos muestra que el dispositivo no tendría cavitación, el análisis de velocidades mostraría el siguiente flujograma:

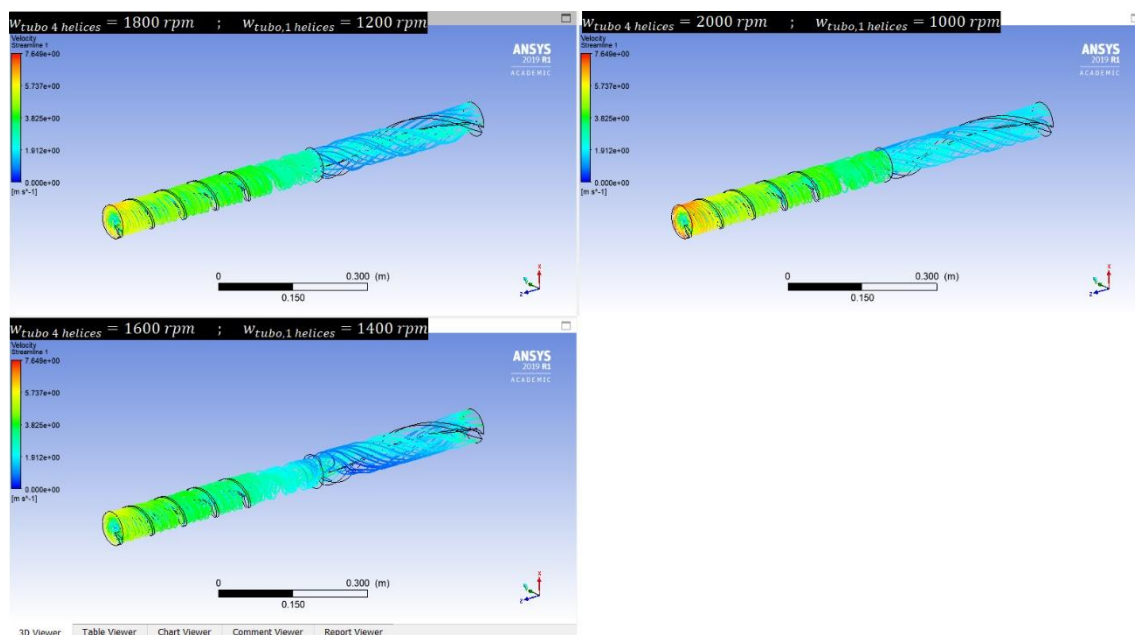


Ilustración 2 Análisis de velocidades de corriente

Aquí se ve como a mayor velocidad del primer tubo, la corriente entraría de una manera más radial en los inicios del tubo, aunque esta perdería velocidad conforme va recorriendo el tubo y se frenaría bruscamente cuando chocara con la hélice del segundo tubo.

También el programa nos daba la opción de calcularnos la integral de la velocidad axial a la entrada y a la salida para calcularnos las fuerzas de propulsión. Estas nos resultaron en los tres casos muy parecidas y ninguna era mayor que 1 Newton.

Para el diseño de carcasa se optó por un diseño parecido a una pelota, que tendría la siguiente forma:

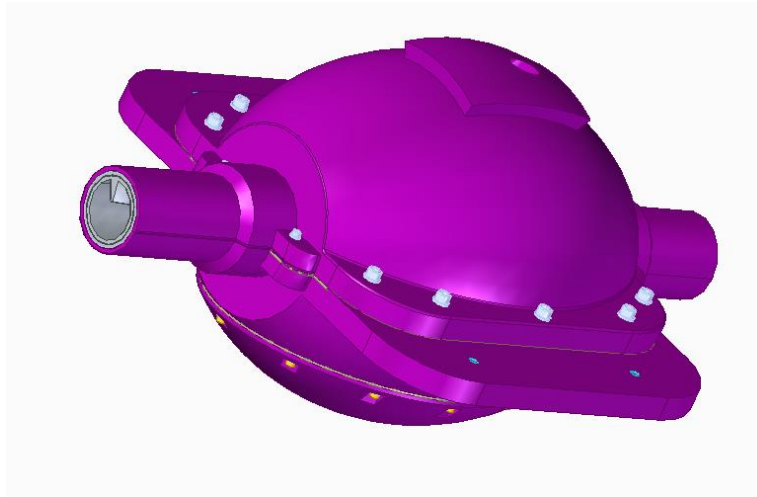


Ilustración 3 Carcasa para el banco de pruebas

Y una vista interior de la carcasa, para ver los diferentes elementos como los rodamientos, casquillos, prensaestopas y tornillos:

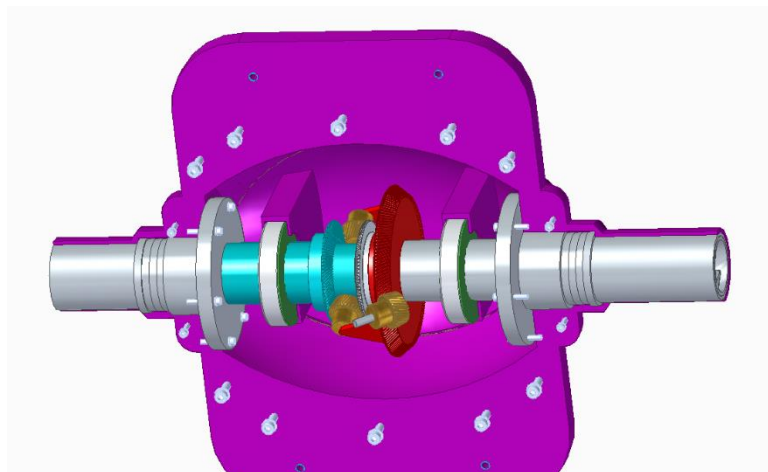


Ilustración 4 Vista interior de la carcasa

Cabe destacar que se sacarán planos de conjunto, despiece y fabricación, además de un presupuesto de la carcasa, que ascenderá a 6.000€. Con esto se tendrán todas las herramientas para fabricarla.

Al ser fabricado, se unirían ambos diseños y se sometería al banco de pruebas que tiene la siguiente forma:

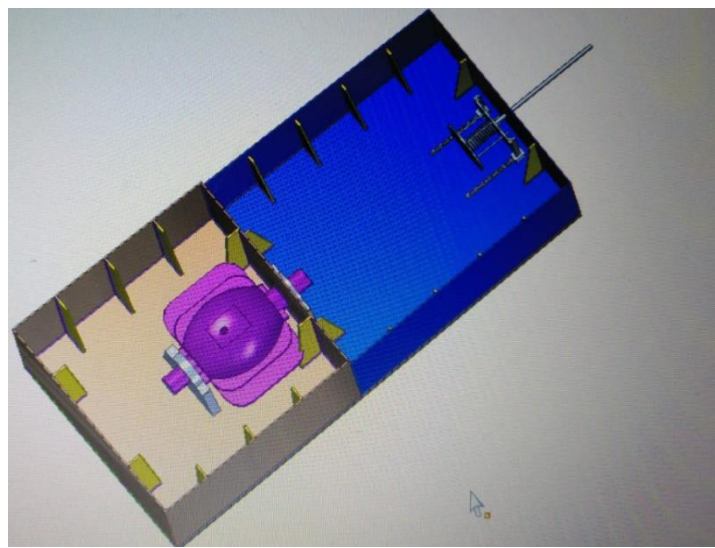


Ilustración 5 Banco de pruebas del propulsor

CONCLUSIONES

Como hemos visto, los análisis teóricos y computacionales no aseguran que el propulsor vaya a funcionar. Ambos coinciden en que el fluido entrará en los tubos y lo único que hará será rotar sobre su eje, pero sin proporcionar fuerza de empuje.

Es verdad que se hacen varias suposiciones en estos análisis, como la ausencia del diferencial y la suposición de varios regímenes de giro, o bien la suposición de que el agua entrará y saldrá de manera axial.

Por ello, la mejor manera de ver si funciona sería ensayándolo, aunque los análisis simplificados no arrojen luz sobre su funcionamiento y requiera de una elevada inversión económica.

REFERENCIAS

[SERRA12] Serrano Tenorio, J, “Modelado y simulación virtual de un diferencial mecánico en entorno VRML”. Proyecto fin de carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica.Universidad Carlos III de Madrid. Leganés 2012.

ANALYSIS AND DESIGN OF THE HOUSING OF A TURBOCHARGER MECHANISM BY MEANS OF TUBES FOR NAUTICAL APPLICATION

Author: Garach Martínez, Fernando.

Director: Fraiz Cosano, David

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas.

ABSTRACT

INTRODUCTION

At present, progress is being made in developing more efficient transport systems. One of the most important transports is the aquatic transports. These are not as frequented by people as are other terrestrial means, so no great progress has been made since the beginning of their time.

This project seeks to innovate propulsion systems in the nautical environment with the development of a patent for a propellant that differs from any propulsion method seen.

This design will be subjected to three different studies to verify its validity and its implantation in the naval world. For this reason, a complete study of the propellant will be carried out and an attempt will be made to analyse it in three different ways in order to verify its validity.

On the one hand, the propeller will be studied theoretically as a classical problem of turbomachines and fluid mechanics, where purely theoretical conclusions will be drawn. On the other hand, a computational simulation will be made in the Fluent program, where graphs and results will be obtained that are more in line with reality. This method will make certain assumptions which will be quoted below for your own convenience.

Finally, and more precisely, the propeller casing will be designed to be placed on the test bench and tested. This design will be done in parallel with another design of the test bench where the propeller with its casing will go. This is to manufacture these designs and recreate the operation of the propeller while taking measures that will help to draw conclusions about its validity.

For this development, the person responsible for the patent agreed to provide us with the CAD files of the propeller, as well as a brief presentation explaining its possible operation.

Before starting the process of developing the analyses, it is necessary to understand the functioning of the propellant, the shape of which is as follows:

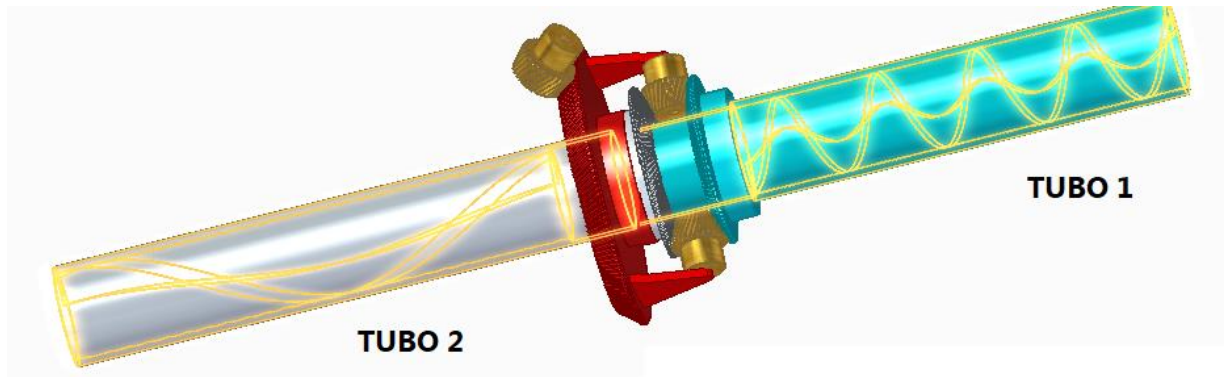


Illustration 6 Propulso náutico por tubos

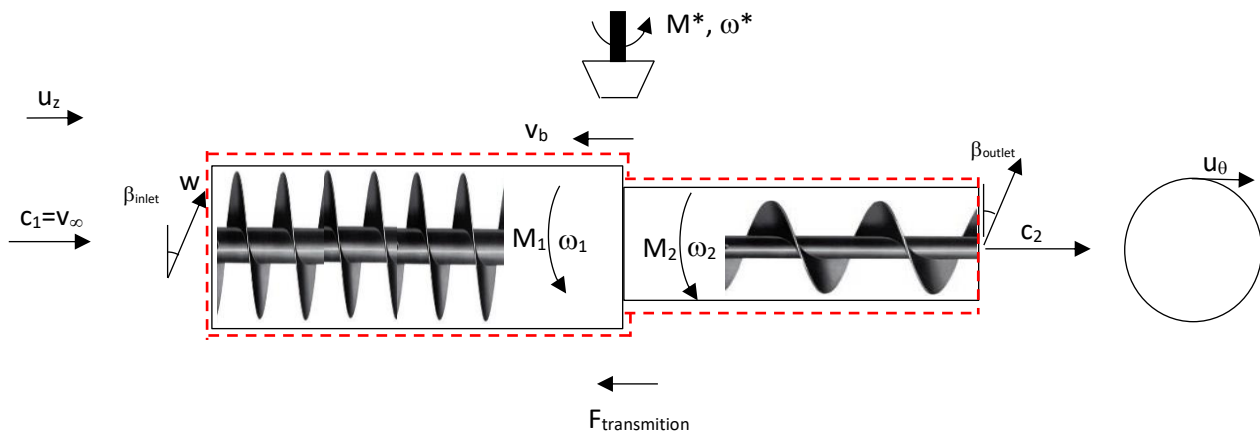
The propeller is divided into three apparent parts which can be clearly seen in the illustration. The power is transmitted through a mechanical differential that is shown between the two tubes. This differential oversees distributing the power in the two tubes and its peculiarity is that it allows the tubes to rotate at different revolutions, the distribution of power will depend on the moment that the fluid exerts on both tubes.

On the other hand, we observe that the differential is linked to the tubes through two satellites that rotate over them. The tubes, which have equal dimensions in diameter and length, are hollow and have a helix wound inside them with a different pitch in both. The suction tube has a 4-turn wound propeller, while the delivery tube has a 1-turn wound propeller. When the tubes rotate in permanent regime, we see that by the shape of the helix the fluid opposes greater resistance in the tube of 1 turn than to the tube of 4 turns, for that reason the tube 1 will rotate at more speed than the tube 2.

By rotating tube 1 at a higher speed than tube 2, it will pressurize water which will be expelled at a higher speed and more axially into the delivery tube. By the principle of the kinetic moment equation, the propulsion force will be generated as the variation of the product between the output mass flow rate by its axial velocity subtracted from the same product, but at the input.

MEHODOLOGY

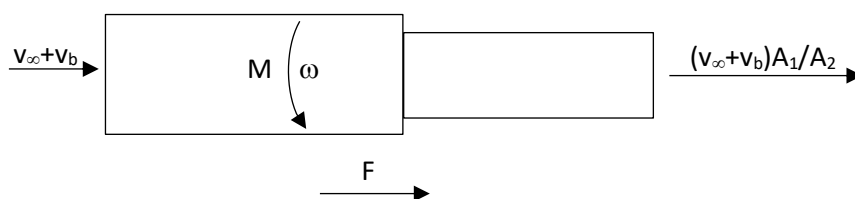
For the theoretical analysis, the propellant was raised as a problem of turbomachines, where this problem would have the following scheme:



The first thing you realize is that since the working fluid is seawater, which is considered incompressible fluid, the velocity profile that follows the tube has to be equal to the entry and exit because it is submerged in the sea. For this reason and because they are tubes of the same area, the velocities at the entrance and exit will be the same.

At the tube inlet, it is considered that for the tube to absorb water the absolute velocity must be purely axial to the tube. The speed at the output may not be purely axial, although we will assume that for the design point the propeller will make it axial.

Therefore, we can affirm that for a mobile observer who carries the trawling speed of the ship has the following scheme with its forces:



$$\sum F = \dot{m}(v_s - v_e) \quad \rightarrow \quad F = \dot{m}(w_2 \sin \beta_2 - w_1 \sin \beta_1) = \dot{m}(v_\infty + v_b) \left(\frac{A_1}{A_2} - 1 \right)$$

On the other hand, for the computational simulation of the propellant, a CFD (Computational Fluid Dynamics) program such as Fluent will be used, which is a fluid tool from the program used by Ansys 2019 R1 Student Version.

This analysis is more accurate a priori, although for the analysis there is a very important simplification that is the absence of the differential. This is due to the great computational expense that could originate the coupling of the mechanical differential with all its gears to the two tubes through which the fluid would pass. This with the version you have could not converge the simulation.

To counteract this simplification, by Willis'; formula applied to epicyclic trains such as the differential, a relationship is obtained between the speed of the attack pinion and the speeds of the different tubes. Assuming a typical speed of the attack sprocket is the same as that of the engine that transmits the torque to it, the sprocket speed is chosen to be 1500 rpm.

$$2 \times N_{pinion} = 3000 \text{ rpm} = N_{1^{\circ} tube} + N_{2^{\circ} tube}$$

Therefore, in order to draw conclusions, three simulations will be made with three pairs of different speeds for each tube complying with the above formula.

The speeds chosen were:

Willis'; formula therefore translates into the following:

1. $w_{tube \ 4 \ spirals} = 1600 \text{ rpm}$; $w_{tube,1 \ spirals} = 1400 \text{ rpm}$
2. $w_{tube \ 4 \ spirals} = 1800 \text{ rpm}$; $w_{tube,1 \ spirals} = 1200 \text{ rpm}$
3. $w_{tube \ 4 \ spirals} = 2000 \text{ rpm}$; $w_{tube,1 \ spirals} = 1000 \text{ rpm}$

From these, pressures, velocities, propulsion forces and resistant torques of the fluid to the tubes will be studied.

Finally, the casing will be built for which it will later be used to test the propellant in a real situation.

The casing for the propeller has to comply with all its fastening elements, so that it is correctly coupled and can transmit power correctly, as well as sealing elements, which do not allow the fluid to pass into the oil sump which would impede its operation.

RESULTS

As was well quoted in the theoretical analysis, there will only be propulsive force if the input and output sections differ from each other, which is not the case. This method, as it takes a volume of control around the two tubes, does not study what happens inside the tubes and does not take into account the shapes of the propellers.

Fluent's computational analysis also supported what the theoretical analysis says, but with more data. While the pressure analysis shows that the device would not have cavitation, the velocity analysis would show the following flow chart:

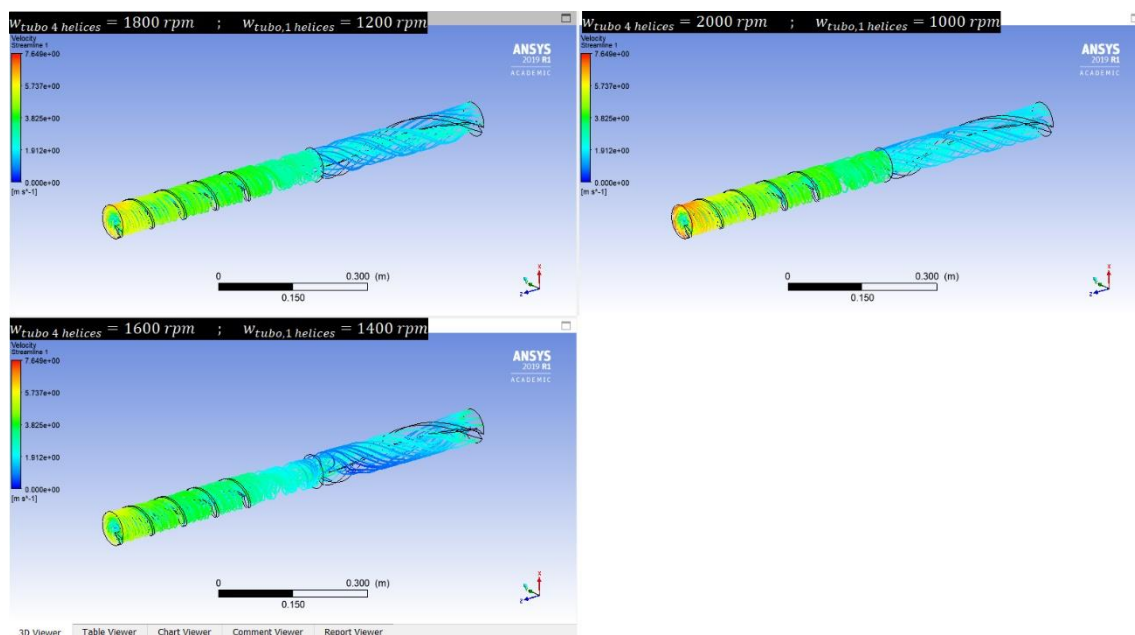


Illustration 7 Velocity analysis

Here it is seen as at higher speed of the first tube, the current would enter in a more radial way at the beginning of the tube, although this would lose speed as it goes through the tube and would brake abruptly when it collided with the propeller of the second tube.

The program also gave us the option of calculating the integral of the axial velocity at the entrance and exit to calculate the propulsion forces. These resulted in three very similar cases and none was greater than 1 Newton.

For the casing design a ball like design was chosen, which would have the following shape:

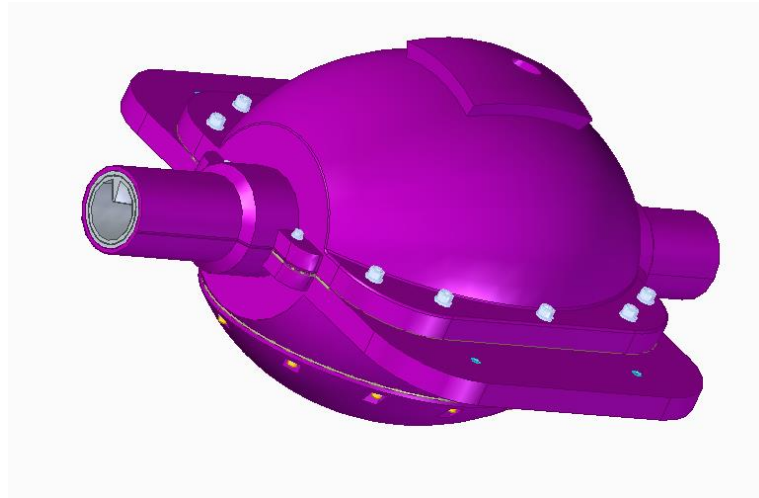


Illustration 8 Housing of the propeller

And an inside view of the housing, to see the different elements such as bearings, bushings, stuffing box and screws:

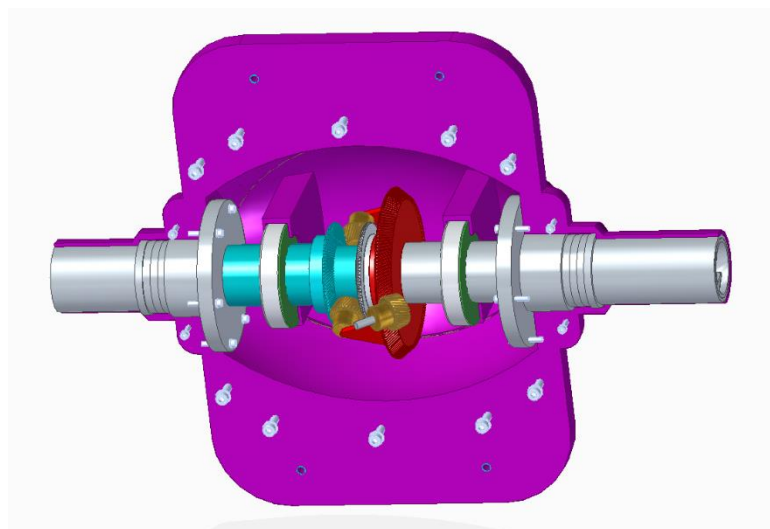


Illustration 9 Inner view of the housing

It is worth mentioning that plans will be drawn up for the assembly, quartering and manufacture, as well as a budget for the casing, which will amount to €6,000. With this you will have all the tools to make it.

When it is manufactured, both designs would be joined, and it would be submitted to the test bench that has the following form:

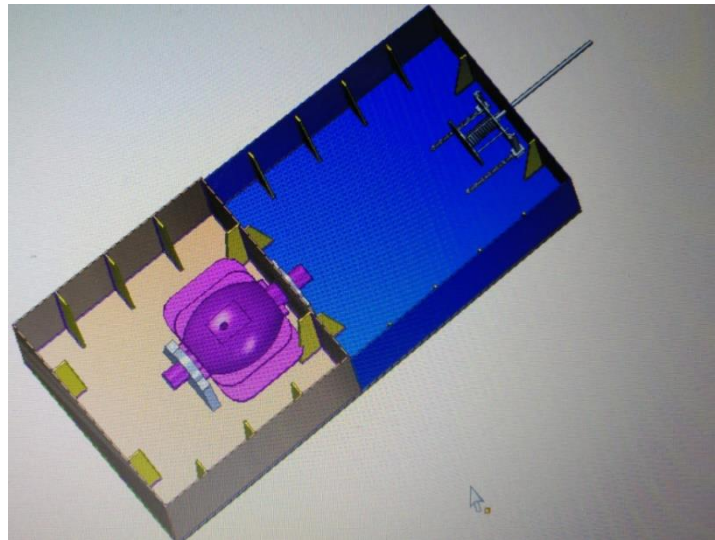


Illustration 10 Testing Bed

CONCLUSIONS

As we have seen, theoretical and computational analyses do not ensure that the propellant will work. Both agree that the fluid will enter the tubes and will only rotate on their axis, but without providing pushing force.

It is true that various assumptions are made in these analyses, such as the absence of differential and the assumption of various rotation regimes, or the assumption that water will enter and exit axially.

Therefore, the best way to see if it works would be to test it, even if the simplified analyses do not shed light on its operation and require a high economic investment.

REFERENCES

[SERRA12] Serrano Tenorio, J, “Modelado y simulación virtual de un diferencial mecánico en entorno VRML”. Proyecto fin de carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés 2012.

ÍNDICE

Capítulo 1 ESTADO DEL ARTE.....	33
1.1. EVOLUCIÓN DE LOS NAVÍOS	35
1.2. DIFERENTES TIPOS DE HÉLICES	39
1.2.1. REMOS	39
1.2.2. RUEDA DE PALETAS	39
1.2.3. HÉLICE CONVENCIONAL	41
1.2.4. HÉLICES DE PASO VARIABLE	42
1.2.5. HÉLICES CON TOBERA.....	43
1.2.6. PROPULSORES DE EJE VERTICAL VOITH-SCHNEIDER	44
1.2.7. PROPULSORES A CHORRO O HIDROJET	45
1.3. DISEÑO DE BOMBAS.....	46
1.3.1. CARACTERIZACIÓN DEL MECANISMO	46
1.3.2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.....	48
 Capítulo 2 ESTUDIO DEL PROPULSOR	 57
2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROPULSOR	59
2.2. VENTAJAS Y DESVENTAJAS RESPECTO A DIFERENTES PROPULSORES	63
2.2.1. COMPARACIÓN CON LA HÉLICE CONVENCIONAL.....	63
2.2.2. COMPARACIÓN CON EL HIDROJET	65
2.2.3. OTRAS VENTAJAS	66
2.3. FUNCIONAMIENTO DEL MECANISMO Y EL DIFERENCIAL	68
 Capítulo 3 ANÁLISIS TEÓRICO.....	 73
 Capítulo 4 SIMULACIÓN FLUENT.....	 81
4.1. DESCRIPCIÓN SIMULACIÓN.....	83
4.2. PROCESO DE GEOMETRÍA	85

4.3.	PROCESO DE MALLADO	87
4.3.	CONDICIONES DEL PROBLEMA	89
4.4.	SIMULACIÓN Y RESULTADOS.....	94
4.5.	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	96
4.5.1.	ANÁLISIS DE VELOCIDADES	97
4.5.2.	ANÁLISIS DE PRESIONES	99
4.5.3.	ANÁLISIS DE GASTO MÁSSICO Y FUERZA DE PROPULSIÓN	101
4.5.4.	ANÁLISIS DE PAR RESISTENTE DEL AGUA.....	104
Capítulo 5 DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LA CARCASA.....		107
Capítulo 6 PRESUPUESTO CARCASA.....		111
Capítulo 7 PROYECTO PARALELO: BANCO DE PRUEBAS.....		117
Capítulo 8 CONCLUSIONES		123
Capítulo 9 ANEXOS.....		127
Capítulo 10 PLANOS		133
BIBLIOGRAFÍA		148

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1—1 Barca monoxila hecha de troncos de coníferas (izquierda) y remo hecho de madera de haya (derecha) ...</i>	<i>27</i>
<i>Figura 1—2 Maqueta representativa de como pescaban en el Antiguo Egipto</i>	<i>36</i>
<i>Figura 1—3 Las Carabelas de Colón usadas en 1492, la Pinta (izquierda), la Santa María (centro) y la Niña (centro)</i>	<i>37</i>
<i>Figura 1—4 Funcionamiento de una máquina de vapor.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 1—5 Barco turístico que sigue adoptando la rueda de paletas.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 1—6 Una de las primeras hélices convencionales expuesta en Inglaterra.</i>	<i>41</i>
<i>Figura 1—7 Ejemplo de álabes giratorios en buque de carga. Sacada de</i>	<i>42</i>
<i>Figura 1—8 Ejemplo hélice con tobera en submarino (izquierda) y flujo del fluido durante en uso(derecha). .</i>	<i>43</i>
<i>Figura 1—9 Propulsor Voith-Shneider con su principio de funcionamiento.....</i>	<i>44</i>
<i>Figura 1—10 En 1, la barca marchando en sentido recto, en 2 la barca marchando marcha atrás.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 1—11 Clasificación de las máquinas de fluido.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 1—12 Esquema de los elementos de una bomba centrífuga radial.</i>	<i>48</i>
<i>Figura 1—13 Esquema 3D de los elementos de una bomba centrífuga radial.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 1—14 Esquema de una empaquetadura.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 1—15 Sección del cierre mecánico doble SB2 del fabricante John Crane.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 1—16 Retén de rueda delantera de un tractor Massey Ferguson.</i>	<i>54</i>
<i>Figura 1—17 Casquillo de fricción (Izquierda) y : Anillo de desgaste (Derecha).</i>	<i>55</i>
<i>Figura 2—18 Motor de un avión a reacción (A320 de Clickair).</i>	<i>59</i>
<i>Figura 2—19 Diseño CAD con los tubos y su mecanizado interior.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 2—20 Expresión del impulso y conservación del momento lineal en fluidos</i>	<i>61</i>
<i>Figura 2—21 Vista con un corte de los dos tubos para ver su hélice interior</i>	<i>61</i>
<i>Figura 2—22 Orificio pasante dentro de los tubos</i>	<i>62</i>
<i>Figura 2—23 Ejemplo de lancha gommone modelo ZODIAC 500 PRO.</i>	<i>64</i>
<i>Figura 2—24 Esquema simplificado de un hidrojet.</i>	<i>65</i>
<i>Figura 2—25 Esquema del ANEXO I CONJUNTO PROPULSOR</i>	<i>68</i>
<i>Figura 2—26 Partes de un diferencial. https://www.partesdel.com/diferencial.html</i>	<i>70</i>
<i>Figura 2—27 Esquema de velocidades diferentes de un diferencial.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 2—28 Esquema tren epicycloidal</i>	<i>71</i>
<i>Figura 4.1 Esquema General del problema de Fluent.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 4.2 Geometría de tubos importada desde el formato .step.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 4.3 Volúmenes de trabajo.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 4.4 Datos de calidad de la malla.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 4.5 Sección de mallado donde se observa la capa límite.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 4.6 Malla del problema.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 4.7 Menú de condiciones del problema</i>	<i>90</i>
<i>Figura 4.8 Modelos de resolución de Fluent</i>	<i>91</i>
<i>Figura 4.9 Condiciones de velocidad de rotación sobre el eje Z del volumen</i>	<i>92</i>
<i>Figura 4.10 Presión de operación y densidad</i>	<i>93</i>
<i>Figura 4.11 Orden de derivadas para sacar los diferentes valores</i>	<i>94</i>
<i>Figura 4.12 Residuos del problema.....</i>	<i>95</i>
<i>Figura 4.13 Velocidades del flujo.....</i>	<i>97</i>

<i>Figura 4.14 Sección para ver el análisis de presiones</i>	<i>99</i>
<i>Figura 4.15 Tabla donde muestra la superficie de entrada (Inlet) y salida (outlet) del fluido</i>	<i>101</i>
<i>Figura 4.16 Par resistente en los tubos de $w=1600$ rpm ; $w'=1400$ rpm.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 4.17 Par resistente en los tubos de $w=1800$ rpm ; $w'=1200$ rpm.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 4.18 Par resistente en los tubos de $w=2000$ rpm ; $w'=1000$ rpm.....</i>	<i>104</i>
 <i>Figura 7.1 Sistema de medida de potencia</i>	 <i>120</i>
<i>Figura 7.2 Banco de pruebas</i>	<i>121</i>

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I CONJUNTO PROPULSOR

ANEXO II RODAMIENTO SKF 7216 BEDBPH

ANEXO III EMPAQUETADURA SEALCO

ÍNDICE DE PLANOS

	REFERENCIA
CONJUNTO HOUSING (4 HOJAS)	1.1.00 DE A0
LISTA DE MATERIALES	1.1.00 LM A0
CASQUILLO TUBO SALIDA	1.1.01 PM A0
PRESAESTOPAS	1.1.02 PM A0
JUNTA RODAMIENTO	1.1.03 PM A0
CASQUILLO TUBO ENTRADA	1.1.04 PM A0
CARCASA SUPERIOR	1.1.05 PM A0
JUNTA INTERMEDIA	1.1.06 PM A0
CARCASA INFERIOR	1.1.07 PM A0
JUNTA CARTER	1.1.08 PM A0
TAPA CARTER	1.1.09 PM A0

Capítulo 1

ESTADO DEL ARTE

1.1. EVOLUCIÓN DE LOS NAVÍOS

En la actualidad existen una gran variedad de transportes acuáticos por las que el hombre puede ir de un lugar a otro. Los medios de náuticos de transporte pueden ir desde una barca de 300kg hasta un crucero atlántico de 270.000 toneladas y cabe esperar que sus mecanismos de propulsión varíen dependiendo de la finalidad, tamaño y aplicación. Pero antes de introducir la evolución de los sistemas de propulsión náuticos desde su primera creación, tenemos que hacer un breve repaso del primer barco que salió a flote y de cómo hicieron para ponerlo en marcha por el agua.

En la antigüedad, casi todas las civilizaciones eran nómadas, lo que hacía que estuvieran trasladando su acomodamiento permanentemente. El problema era cuando había una masa de agua de por medio. Por eso y también con motivos de caza y ganadería ya en el Neolítico se inventaron pequeñas balsas hechas a base de troncos y tallados con piedra para darle la forma para no rebosar y mantener el equilibrio.

Así mismo, utilizaban para impulsarse trozos de troncos ligeros que transformaban en un remo según la figura, que, arrastrando en el agua el tronco hacia atrás, generaban el movimiento del barco.



Figura 1—1.1 Barca monoxila hecha de troncos de coníferas (izquierda) y remo hecho de madera de haya (derecha). Imagen de <http://bertan.gipuzkoakultura.net/23/caste/4.php>

La constancia de los primeros barcos data de hace más de 3.000 años, y un claro ejemplo de ello un tanto posterior son los barcos del Antiguo Egipto. Estos barcos eran fundamentales para esta cultura, donde al ser los poblados egipcios difícilmente comunicados por vía terrestre, tenían una gran ruta de comunicación por el río Nilo y se podían observar imágenes gráficas como la siguiente.



Figura 1—1.2 Maqueta representativa de como pescaban en el Antiguo Egipto

En el podemos ver grandes barcos egipcios que se usaban para navegar por el río Nilo con fin comercial, transportando mercancías y hombres, además de poder ser utilizado para la pesca y por navegación de recreo como muestra la imagen adjunta. El gran inconveniente era que eran necesarios varios de hombres a cada lado del barco para usar los remos.

Aquí vemos como el barco podía para moverse debido a dos fuentes, una que no todos los barcos tenían que era a una enorme vela que permitía coger el viento en sentido del aire, juntamente con varias personas que remaban continuamente. Vemos que estas embarcaciones fluviales tenían la forma de una media luna, esto era debido a que los extremos eran curvados para evitar el encallamiento y facilitar el amarre. Esta embarcación para la época de la Edad Media era un gran logro ya que lograban ser rápidas y muy manejables.

Poco a poco la figura del remo fue sustituyéndose por una mejor una mayor optimización de la vela, siendo está de un tamaño apreciable en la foto.

Se construían poco a poco grandes navíos que servirían para cruzar océanos y se desempeñarían en grandes guerras navales, estos barcos gracias a sus enormes velas de hasta 30 metros de largo, eran capaces de ir ligeros y rápidos, a unos 8 nudos (15 km/h), y eso soportando un peso de más de 150 toneladas.

En la figura atrás están las reconocidas Carabelas que se usaron por Cristóbal Colón durante los siglos XV y XVI para el viaje del descubrimiento de América.



Figura 1—1.3 Las Carabelas de Colón usadas en 1492, la Pinta (izquierda), la Santa María (centro) y la Niña (centro). Imagen de <https://www.curiosfera.com/wp-content/uploads/2017/09/barcos-siglo-XV.jpg>

No fue hasta finales del siglo XIX, donde apareció una gran invención en el entorno marino. El ingeniero y fabricante de relojes John Fitch creó el primer prototipo de máquina de vapor. Este invento fue implantado inicialmente en los buques o navíos grandes, donde se precisaba de una gran potencia suministrada. La máquina de vapor consistía en una gran fuente de calor, logrado por la quema de carbón en una habitación de calderas, calentaba una fuente de agua convertida en vapor que propulsaba a través del cigüeñal el eje que movía las hélices convencionales.

Es verdad que este sistema solo se utiliza para buques de gran dimensión o transatlánticos, ya que requieren espacio para numerosas calderas y una posible turbina Parsons. Podía entregar hasta 44.000 KW a su eje motor y mover una masa de hasta 52.000 toneladas a una velocidad máxima de 23 nudos (39 km/h).

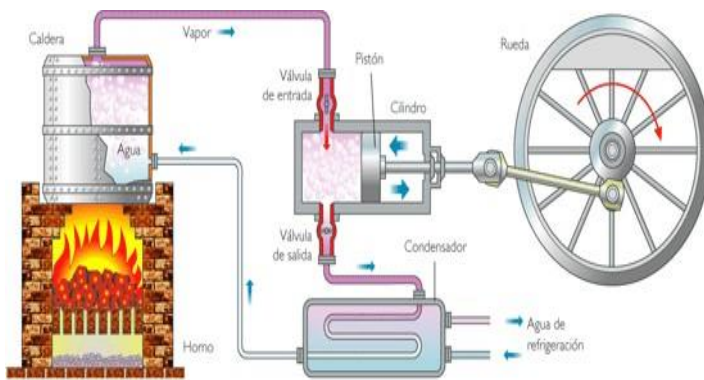


Figura 1—1.4 Funcionamiento de una máquina de vapor, Sacada de https://es.wikipedia.org/wiki/Barco_de_vapor

Estos sistemas fueron evolucionando activamente hasta lograr varios sistemas de propulsión diferentes según el transporte acuático que se esté utilizando.

1.2. DIFERENTES TIPOS DE HÉLICES

Dado que el mecanismo representa una innovación tanto como sistema de propulsión como de hélices, se detallarán brevemente los modelos de hélices que se han ido usando y perfeccionando hasta la actualidad.

1.2.1.REMOS

Aunque ya se mencionó anteriormente, el remo fue el primer sistema de propulsión inventado por el hombre. Es un instrumento que al introducir la parte de la pala en el agua impulsa el agua hacia atrás provocando un movimiento de la barca hacia adelante por efecto acción reacción. Comúnmente la persona que rema va sentada mirando hacia popa, cuando se introduce el remo en el agua, este se impulsa y se transmite a la barca a través del estrobo.

Actualmente este instrumento solo se utiliza en barcas pequeñas o en disciplinas deportivas como las de kayak, canoa, remo. Como ya se citó anteriormente, hasta antes de la vela, era el único sistema de propulsión utilizado, donde los navíos que impulsaban fueron testigos de grandes guerras navales.

Originalmente el remo se construía de madera de haya, pero poco a poco fueron perfeccionándose para lograr mayor hidrodinamismo y lograr mayor equilibrio, ya que dos terceras partes del remo no están sumergidas. Los materiales utilizados actualmente son madera de pino y abeto para embarcaciones pequeñas y para deportes acuáticos se utiliza fibra de carbono gracias a su rigidez y su ligereza.

1.2.2.RUEDA DE PALETAS

Desde la invención de la máquina vapor sustituyendo el remo, algún instrumento tendría que ser accionado por el eje y provocar el movimiento sobre el agua, a este instrumento todavía no era una hélice sino una rueda de paletas inventado en 1807.

El mecanismo se basa en los molinos de agua, pero con el sentido inverso de potencia



Figura 1—1.5 Barco turístico que sigue adoptando la rueda de paletas. Sacada de <http://footage.framepool.com/es/shot/634116925-rueda-de-paletas-vapor-de-ruedas-mississippi-río-estela-agua>

Como bien se puede ver en la figura, el eje acciona una rueda donde hay un número definido de paletas, estas paletas giraban alrededor de su eje teniendo siempre en contacto varias paletas con el agua, lo que haría provocar el movimiento en el barco.

Las paletas eran comúnmente de madera, y se llegaron a utilizar en buques y vapores de ruedas. El gran inconveniente era que el mecanismo tenía muy bajo rendimiento debido a la gran pérdida de potencia en el movimiento turbulento del agua y el choque de las palas cuando entraban al agua.

Debido a esto, era común que, para aprovechar la acción del viento, los propios barcos con rueda de paletas utilizaran también una vela. El inconveniente era que, aún solo funcionando con la vela, la rueda de paletas seguía estando en contacto con el agua provocando una gran resistencia al movimiento.

Es por eso por lo que este método no tardó en ser sustituido por la hélice y en 1841, donde una famosa prueba¹ comparando ambas probó que la hélice funcionaba con mayor eficiencia.

¹ Para decidir cuál de los sistemas de propulsión era superior, los británicos decidieron realizar en 1845 unas pruebas comparativas entre dos corbetas, Rattler y Alecto, muy similares pero dotadas una de hélice y otra de paletas. Se realizaron una serie de test de velocidad entre ambas y sobre todo destaca una prueba donde se enganchó a los dos barcos por la popa y se pusieron a tirar en direcciones contrarias, se observó que la Rattler con hélice arrastró a casi 3 millas por hora a la Alecto.

1.2.3. HÉLICE CONVENCIONAL

A partir del test que dejaba en evidencia a la rueda de paletas, se empezaron a implantar en los navíos la hélice convencional que serviría como bases para las futuras modificaciones.

La hélice consistía en un eje con una serie de elementos llamados álabes concéntricos a él. Estos álabes al tener una forma helicoidal hacían que, al girar el eje, los álabes chocaran con el flujo del agua provocando un movimiento en su propio eje.

Se dice que al principio tenían la base del mecanismo, pero no entendieron bien todo lo que conllevaba. Las primeras hélices implantadas en barcos tenían álabes que no sacaban total partido de ellas, ya que por su funcionamiento provocaban vibraciones y muchas se estropeaban debido a la cavitación. Es por eso por lo que a este diseño se le empezaron a realizar modificaciones para su optimización.



Figura 1—1.6 Una de las primeras hélices convencionales expuesta en Inglaterra. Sacada de [https://es.wikipedia.org/wiki/Hélice_\(dispositivo\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Hélice_(dispositivo))

1.2.4. HÉLICES DE PASO VARIABLE

Como ya se dijo anteriormente, la hélice convencional sería la base para las futuras mejoras. Un problema que tenían las hélices convencionales era que eran incapaces de invertir el sentido del movimiento que permitía el frenado y la marcha atrás del barco. Esto se consiguió con un tipo de hélices cuyos álabes se podrían reorientar para cambiar su ángulo de ataque.



Figura 1—1.7 Ejemplo de álabes giratorios en buque de carga. Sacada de https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/e/e3/Verstellpropeller_eines_Hurtigrutschiffes.jpg

Otra cosa que permitían este tipo de hélices era modificar el ángulo de ataque de la hélice para tener mayor eficiencia dependiendo de la velocidad de uso. Recordemos que las hélices fijas se diseñaban para una velocidad de diseño y una carga específica, pero cuando se salía de esta velocidad se empezaba a perder eficiencia. Así se encontraría siempre la máxima eficiencia para el ahorro de potencia y combustible.

1.2.5. HÉLICES CON TOBERA

Al continuar con el estudio de cómo mejorar la eficiencia de la hélice, a principios del siglo XX se consiguió implantar con éxito la tobera alrededor de la hélice. Esto hacía que a la fuerza del empuje de las hélices se le añadiera la fuerza por la diferencia de presión creada por la tobera.

La sección de entrada del fluido de la tobera (parte opuesta a de la tobera) es más grande que la sección de salida (sección que se ve de la tobera). Esto proporciona una fuerza extra por la depresión en la entrada que hace tener más velocidad con la misma potencia entregada. Además, servía de cierta manera para proteger la hélice en caso de choque contra el hielo y reduce las vibraciones de este.

Esta hélice se usa sobre todo para buques grandes como remolcadores, buques de pesca o empujadores²

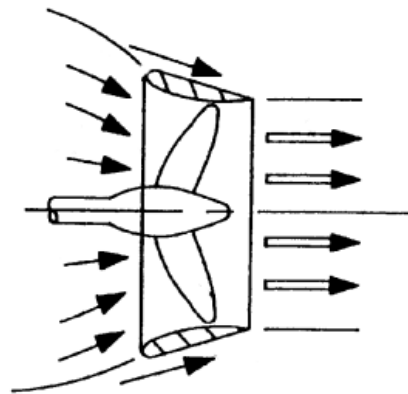


Figura 1—1.8 Ejemplo de hélice con tobera en submarino (izquierda) y flujo del fluido durante su uso (derecha). Sacada de <https://cx9aaw.wordpress.com/2018/01/14/combinacion-del-timon-becker-y-de-la-tobera-kort/>

² Barcos a remolque

1.2.6. PROPULSORES DE EJE VERTICAL VOITH-SCHNEIDER

Algo bastante innovador y que rompe con la idea de la hélice convencional es el propulsor Voith-Schneider³. Este propulsor consta de una rueda de paletas, la cual en cada extremo se sitúa un álabe vertical orientable que puede girar sobre su propio eje.

Este álabe de perfil hidrodinámico se orientaba de tal manera para que diera empuje en la dirección deseada. Esto hacía que cada álabe de la rueda giraba independientemente del mismo.

Cabe decir que este diseño no se utiliza como propulsor principal, su función es situarlo en la popa y activarlo cuando el barco desee girar para proporcionar un giro rápido, una situación puede ser el barco atracado o intentando estacionarse para su amarre.

Este propulsor se utiliza principalmente en barcos de gran dimensión que tienen poco calado⁴ y necesitan una gran maniobrabilidad.

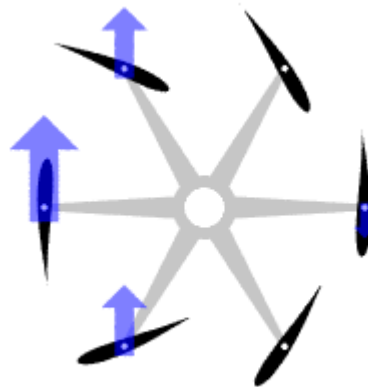


Figura 1—1.9 Propulsor Voith-Shneider con su principio de funcionamiento. Sacada de <http://www.voith.com/br/products-services/power-transmission/voith-schneider-propeller-10002.html>

³ Nombre dado por el inventor austriaco Ernst Schneider y la empresa que subcontrató llamada Voith

⁴ Distancia vertical sumergida del barco

1.2.7. PROPULSORES A CHORRO O HIDROJET

Para barcas más pequeñas y ligeras, existe otro método que se denomina propulsión a chorro o hidrojet. Éste como se muestra en la figura consiste en un propulsor que se sitúa dentro del mismo barco. El agua entra por un orificio situado en la parte inferior del barco y es acelerado por varias hélices que giran con su eje en contacto con el agua.

A continuación, el chorro sale del barco a gran velocidad produciendo una gran fuerza debido a la conservación del impulso lineal. Por eso este sistema es el más utilizado para las lanchas de competición, cuyo desplazamiento⁵ es inferior a los 200kg y puede llegar a velocidades de hasta 228 nudos (420 km/h).

Para poder girar la barca debido a su gran velocidad, se tiene comúnmente un deflector a la salida del chorro, ya que un álabe orientable no serviría. Este deflector tiene la forma de dos cucharas y dependiendo de dónde apunte el chorro y lo metido que esté el deflector, la barca podrá moverse en todos los sentidos posibles.

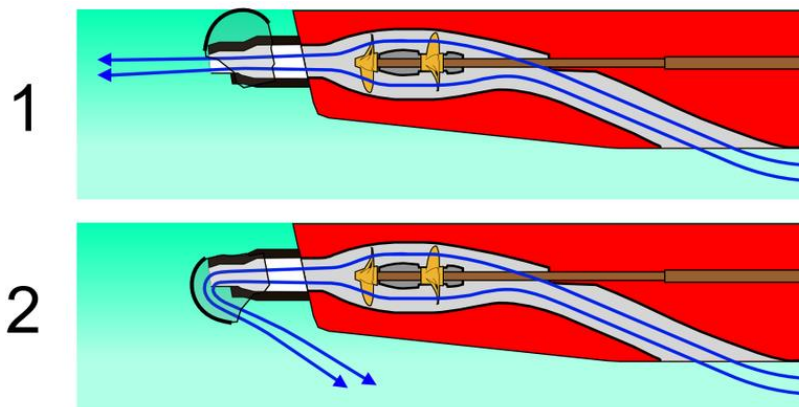


Figura 1—1.10 En 1, la barca marchando en sentido recto, en 2 la barca marchando marcha atrás. Sacada de <https://es.wikipedia.org/wiki/Hidrojet>

⁵ Masa de agua desalojada según el principio de Arquímedes

1.3. DISEÑO DE BOMBAS

1.3.1. CARACTERIZACIÓN DEL MECANISMO

Puesto que el diseño del propulsor tiene cierta semejanza con el diseño de una turbomáquina, ya que éste tiene sus elementos rotatorios y sus sistemas para lograr estanqueidad. Es necesaria esta sección para describir los elementos que componen una turbomáquina componer y su fabricación.

Lo primero que tenemos que ver es que no todas las máquinas de fluido se comportan de la misma manera, ya que todas están divididas según su función es así por lo que debemos de encontrar donde situar nuestro diseño respecto a los ya creados para tener una idea de los elementos que la componen.

La máquina de fluido, que es el caso más general, es una máquina que transporta fluidos, de manera que transforma la energía de la que dispone en forma de presión y caudal.

La primera distinción se hace diferenciando entre turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo. Las máquinas de desplazamiento positivo son máquinas roto-estáticas que causan el movimiento del fluido gracias a la disminución del volumen de una cámara, estas, aunque tengan elementos rotativos como las turbomáquinas utilizan pistones dentro de cilindros para provocar esta expansión del fluido y consiguiente energía. Las turbomáquinas en cambio son máquinas que intercambian energía a través de los álabes de un elemento giratorio, teniendo siempre el fluido de flujo continuo. Es por eso por lo que situamos nuestro diseño como una turbomáquina, debido a que no hay expansión y que las hélices de los tubos provocan el intercambio de energía.

Continuando la caracterización de nuestro mecanismo, vemos a través de la FIGURA X, que la siguiente diferencia se encuentra en si es una máquina hidráulica o térmica, esta diferencia depende del fluido de trabajo. Una máquina hidráulica será tal que su fluido sea incompresible, como por ejemplo el agua, mientras que una máquina térmica trabajará con fluidos compresibles con fluidos como el aire. Aquí caracterizamos seguimos caracterizando a nuestro diseño como una turbomáquina hidráulica, debido a que su fluido de trabajo es el agua de mar.

Por último, tendremos que ver si la máquina la consideramos generadora o motora. Como dijimos antes, esta principalmente va a ser motora debido a que un motor accionará el mecanismo para hacer girar ellos tubos e impulsar agua a gran velocidad.

Ya caracterizado nuestro diseño, dentro de las turbomáquinas hidráulicas generadoras vemos que el propulsor se asemeja más a una bomba centrífuga, aunque partiendo de la idea que no tenemos rodete, sino dos tubos con una hélice interior y que la presión la crea la diferencia de velocidades de los tubos y no la voluta.

Aunque se podría seguir caracterizando dentro de las bombas centrífugas para ver su similitud según el flujo del rodete, número de escalonamientos, número de flujos y disposición del eje. Esta profundización no sería muy conveniente debido a la complejidad y disparidad de nuestro diseño con el de las bombas.

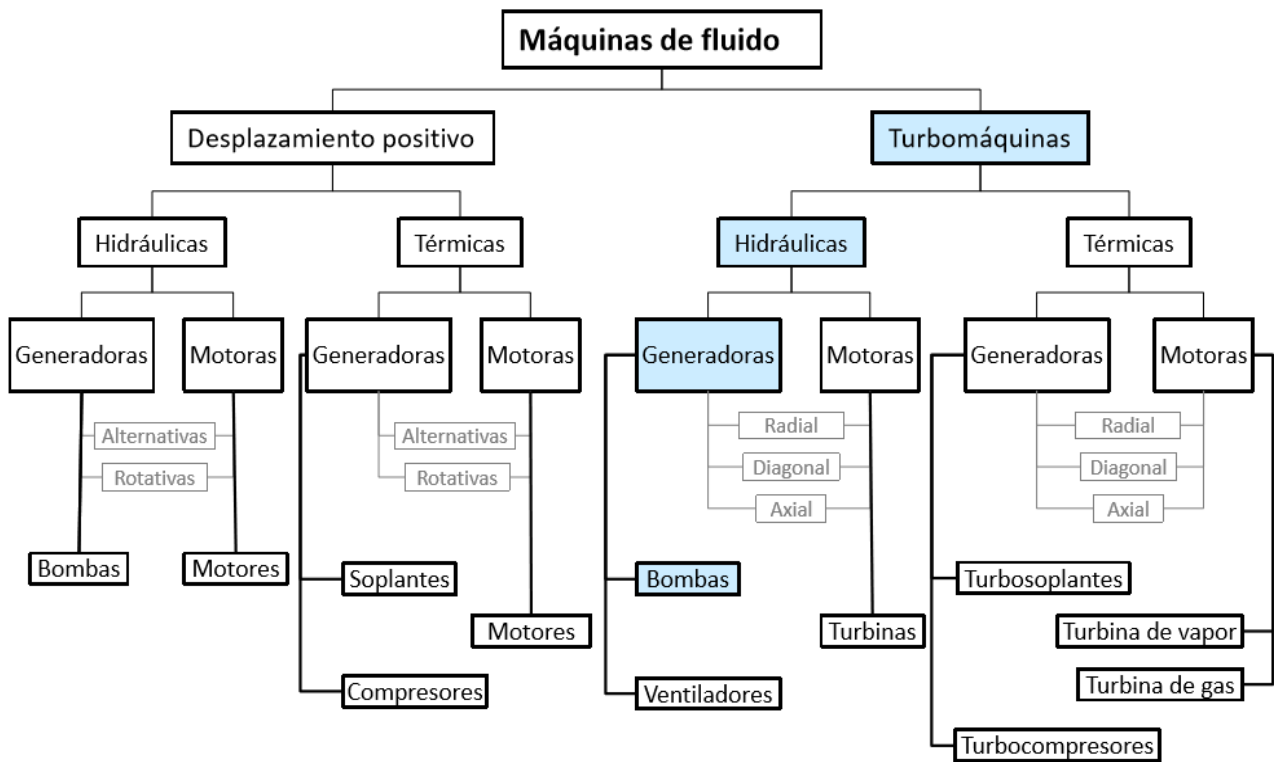
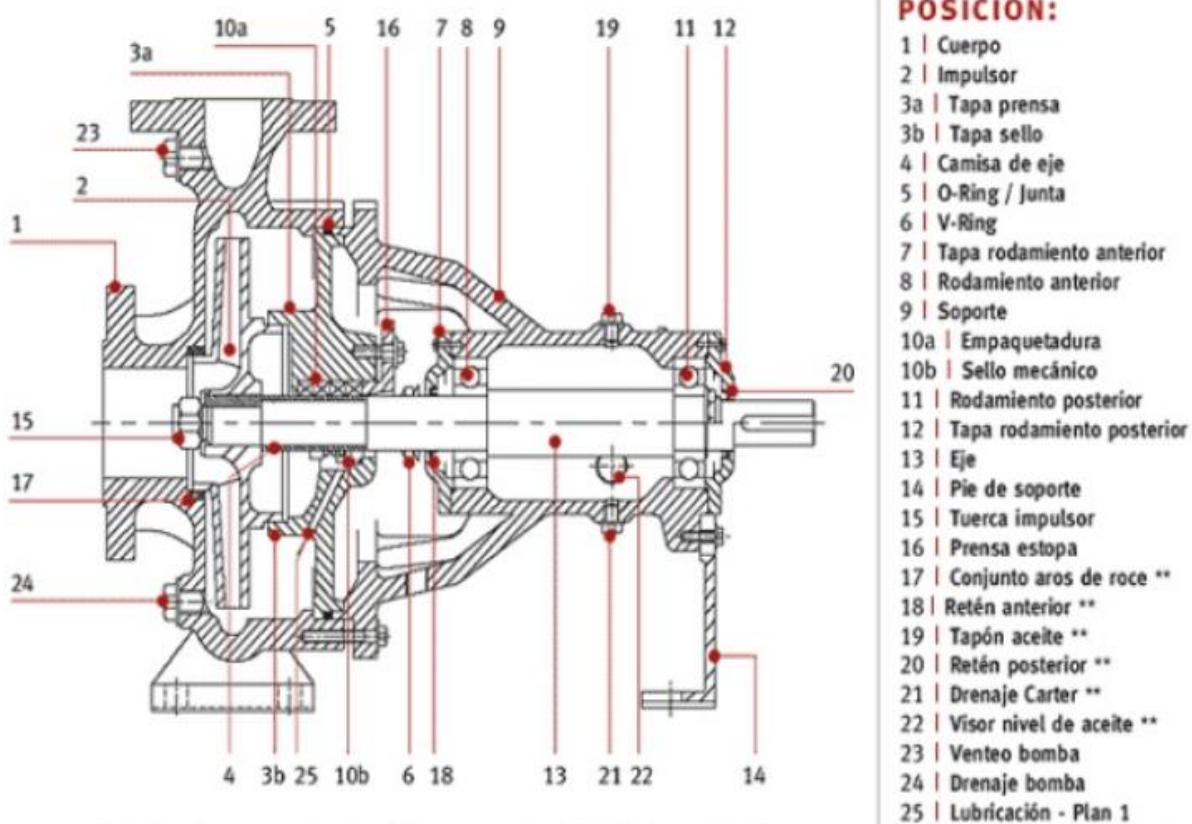


Figura 1—1.11 Clasificación de las máquinas de fluido. Sacada de “Introducción” de la plataforma Moodle de la asignatura Turbomáquinas de I.C.A.I.

1.3.2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

A continuación, y basándonos en el diseño de una bomba rotodinámica centrífuga, se verán los diferentes elementos que lo componen. Todo con motivo de poder utilizarlos luego en el diseño de nuestra carcasa del mecanismo para el banco de pruebas. Muchos de estos elementos por razones de disparidad no serán necesarios en nuestra carcasa. Estos elementos citados se describirán según su material y su función.

Tomando como referencia las Figuras 13 y 14, que representa el esquema de una bomba centrífuga radial de un escalonamiento de eje horizontal y de simple aspiración. Se pueden observar los siguientes elementos que la constituyen.



Este despiece no es apto para solicitar repuestos. Utilice el despiece certificado e indique Número de Serie del equipo.

**** Opcional. Consultar por disponibilidad**

Figura 1—1.12 Esquema de los elementos de una bomba centrífuga radial. Sacada de http://www.drotec.com.ar/folleto_html/bombas-centrifugas-normalizadas-linea-NDQ.html

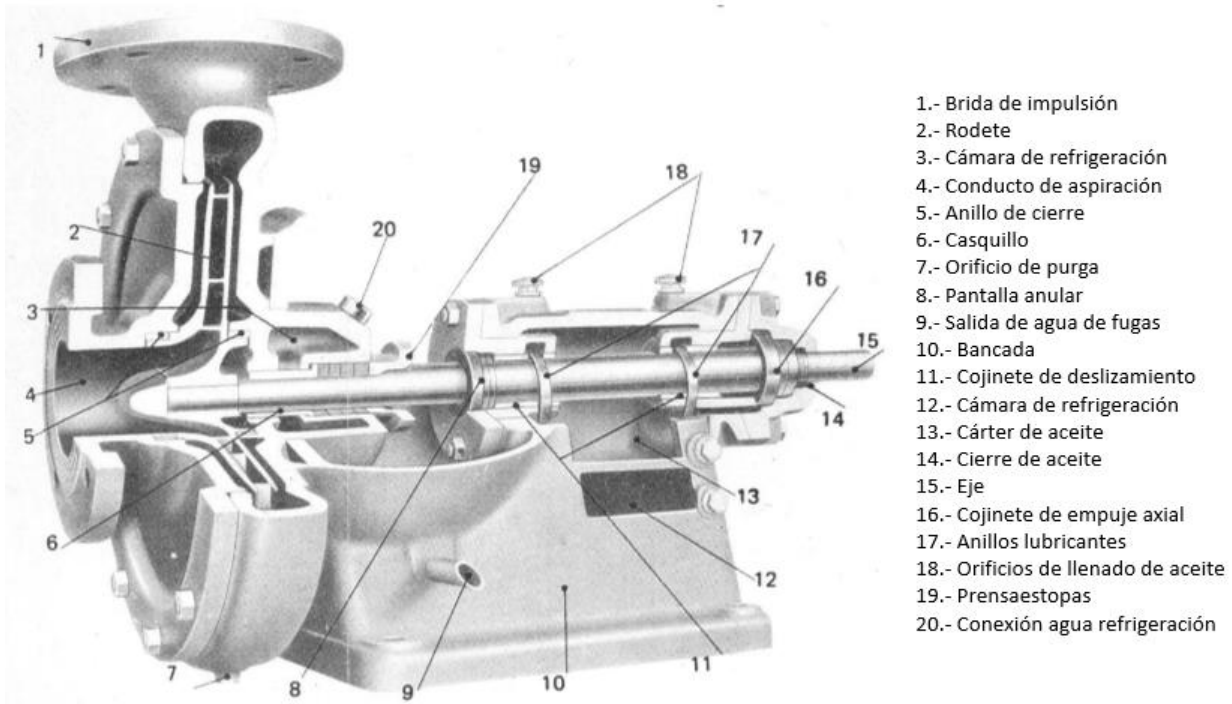


Figura 1—1.13 Esquema 3D de los elementos de una bomba centrífuga radial. Sacada de "Introducción" de la plataforma Moodle de la asignatura Turbomáquinas de I.C.A.I.

Para entender significado de cada elemento, hay que explicar brevemente el funcionamiento de la bomba radial. El agua entra por la parte izquierda de la bomba en ambas Figuras, estas impactan contra el eje y cambian de sentido perpendicularmente al chocar con el rodete. El rodete gira gracias a la acción del motor a través del eje, al impactar el agua sobre el rodete, este último tiene unos álabes que conducen y hacen girar el agua radialmente al eje.

Cuando el agua sale del rodete entraría en lo que se llama el sistema difusor, que es la forma de la voluta⁶ y la corona directriz, estos se encargan de recuperar energía en forma de presión, lo que hace que el fluido al abandonar la bomba salga con más altura energética⁷.

Claro está, que la parte hidráulica de la bomba tiene que acoplarse de alguna forma de la parte mecánica. Además, son necesarios elementos que aseguren la sujeción y estanqueidad de la máquina aparte de proporcionar equilibrio.

Es por eso por lo que se describirá cada elemento esencial de la turbomáquina, ya que este puede ser usado posteriormente para el diseño de la carcasa para el banco de pruebas del propulsor.

⁶ Carcasa con forma de espiral para favorecer el aumento de presión

⁷ Medida por la que comúnmente se mide en lo relacionado a agua

RODETE

El rodete es el elemento principal de todas las turbomáquinas, ya que es donde se produce el intercambio energético con el fluido.

El rodete está constituido por un disco con una serie de álabes. La geometría de los álabes es esencial para establecer el mayor rendimiento posible en el intercambio energético con el fluido.

Aunque esta pieza no esté presente en nuestra carcasa, cabe destacar que la hélice enrollada en el interior del tubo hará la misma función, que consisten en hacer el intercambio energético y proporcionar la fuerza de propulsión.

CARCASA

Es la parte exterior protectora de la bomba y en la turbomáquina cumple la función de convertir la energía cinética en energía de presión. Esto se consigue en la voluta donde la reducción de velocidad se convierte en un aumento gradual de la presión.

En nuestro propulsor se tiene que buscar una carcasa hidrodinámica, que reduzca la resistencia del agua mientras el barco fluya, aunque para la carcasa para el banco de pruebas que se diseñará no debe cumplir este requisito, debido a que estará en reposo para el ensayo.

Normalmente están hechas de un material barato, normalmente fundición gris, que sea capaz de absorber las vibraciones y que no deforme con los cambios de temperaturas.

EMPAQUETADURA

Como muestra la siguiente figura, una empaquetadura son un conjunto de elementos que tienen el fin de no permitir fugas entre el eje rotativo y la carcasa. Estos se desgastan debido a la fricción y cada cierto tiempo requiere su recambio. Consisten en una trenza de empaquetadura, unos prensaestopas con sus tornillos y un posible anillo linterna, estos se describirán a continuación.

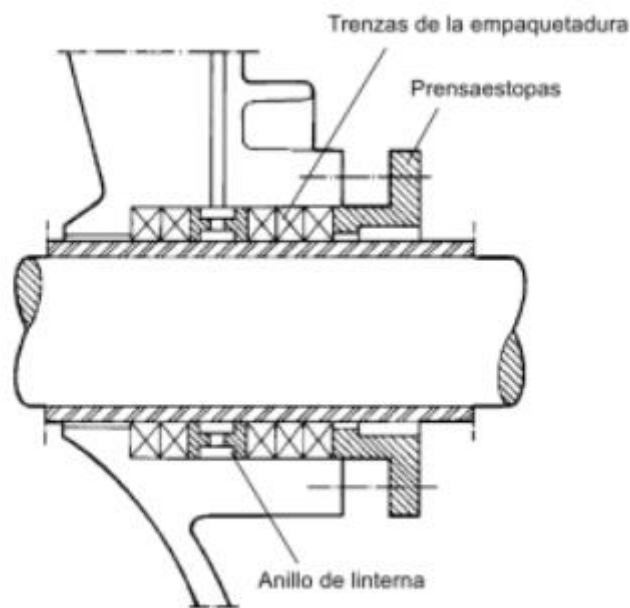


Figura 1—1.14 Esquema de una empaquetadura. Sacada de <https://areamecanica.wordpress.com/2011/09/22/ingenieria-mecanica-el-sellado-de-ejes-en-bombas-centrifugas/>

ESTOPA O TRENZA DE EMPAQUETADURA

Estas son una especie de cordón o tranzas hechas comúnmente de fibras de teflón (PFTE) o de metal babbitt⁸, estas se colocan de manera que estén en fricción con el eje rotativo y pueda soportar tanto la presión del equipo como la de los prensaestopas. Sirve para evitar las fugas de fluido y cuando se fabrican, son introducidas en algún lubricante para intentar reducir el rozamiento con el eje.

PRENSAESTOPAS

Este elemento se encarga de presionar la estopa mediante el apriete de tornillos, disminuyendo así el juego entre el eje y la carcasa.

ANILLO LINTERNA

Este componente se utiliza sobre todo cuando se tratan fluidos corrosivos o peligrosos. Consiste en un anillo con varios orificios que se coloca entre las tranzas de empaquetadura. El anillo es conectado a la carcasa mediante unas ranuras por las que pasa un fluido de seguridad a una presión que suele ser la de vacío. Como las tranzas de empaquetadura permiten ciertas fugas, estas pasan al anillo linterna y son recogidas y tratadas adecuadamente.

⁸ Metal hecho de diferentes aleaciones como Sn, Cu o Zn que es blando y es ideal para la fricción entre metales

CIERRES MECÁNICOS

Hay otra alternativa al uso de empaquetaduras y consisten en los cierres mecánicos. Estos consisten en dos anillos coaxiales en contacto a través de sus caras anulares, un anillo es solidario al eje mientras que el otro está fijo a la carcasa. Las caras que están en contacto están mecanizadas de manera que tienen una rugosidad muy baja y de gran acabado para evitar al máximo las posibles fugas. No son totalmente estancos por lo que cabe esperar que entre sus caras goteen unos pocos cm^3 al día.

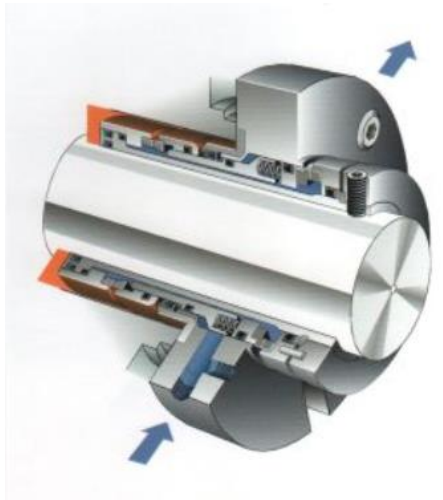


Figura 1—1.15 Sección del cierre mecánico doble SB2 del fabricante John Crane.

Sacada de
<https://areamecanica.wordpress.com/2011/09/22/ingenieria-mecanica-el-sellado-de-ejes-en-bombas-centrifugas/>

COJINETES

Son los elementos que soportan todos los esfuerzos tanto axiales como radiales en las turbomáquinas. Estos elementos mecánicos permiten el giro entre el eje con el mínimo rozamiento y en las turbomáquinas en general se utilizan los rodamientos o cojinetes de rodamiento. Estos elementos consisten en dos aros, una jaula y elementos de rodadura que dependiendo del tipo de carga los elementos de rodadura serán de bolas o rodillos. Suelen ir dos rodamientos en cada bomba hidráulica para proporcionar más equilibrio a la máquina.

RETÉN

Son anillos o sellos hechos de caucho que sirven para evitar fugas o intercambio de fluidos entre dos cámaras. Típicamente se usan para aislar la cámara de aceite de los demás elementos.



Figura 1—1.16 Retén de rueda delantera de un tractor Massey Ferguson. Sacada de <https://refaccionariamario.com/retenes/4597-reten-de-bomba-de-aceite-para-chevy.html>

CÁRTER DE ACEITE

Es una de las partes que siempre existe en cualquier máquina que contenga piezas que friccionan. Es una pieza con forma de caja metálica que sirve para aislar los elementos de dentro con el exterior.

También cumple la función de actuar como depósito de aceite que lubricará todos los elementos bien sean cigüeñales, árboles de levas o engranajes.

ANILLO DE DESGASTE Y CASQUILLOS DE FRICCIÓN

Cumplen la función de ser una pieza barata y simple de retirar en aquellas partes donde por el diseño, existirá una pequeña holgura entre dos piezas coaxiales que friccionen. Sin estos elementos, el rozamiento y desgaste son casi seguros pudiendo desgastar o dañar las piezas que friccionarían.



Figura 1—1.17 Casquillo de fricción (Izquierda) y : Anillo de desgaste (Derecha). Sacada de <https://www.schaeffler.es/content.schaeffler.es/es/productos-y-soluciones/industria/portafolio-de-productos/rodamientos-casquillos-de-friccion/casquillos-de-friccion-libres-de-mantenimiento/index.jsp>

Capítulo 2

ESTUDIO DEL PROPULSOR

2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROPULSOR

Este mecanismo trata de un sistema de propulsión de barcos y submarinos por medio de tubos. La idea se origina al ver la evolución de los sistemas de propulsión para aviones. Los aviones, al igual que con los barcos, empezaron teniendo una hélice convencional que les servía para impulsarse y poder así generar sustentación en las alas. Este invento se fue perfeccionando poco a poco hasta los aviones de reacción o *jet engine*, que son un tipo de motores que ejercen que tienen unas hélices internas que hacen acelerar el fluido descargando un chorro a gran velocidad y generando una fuerza de empuje. El mecanismo se asemeja a un turbocompresor de gas. Cuando el fluido entra se encuentra con compresor de baja y alta presión que crea una baja presión en la mitad del motor, a continuación, le sigue las turbinas con tobera de alta y baja presión que crean alta presión a la salida del motor.



Figura 2—2.1 Motor de un avión a reacción (A320 de Clickair). Sacada de https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_reacción

Por el motivo de que los barcos siguen utilizando las hélices externas como instrumento de propulsión, mientras que los aviones evolucionaron hasta crear tan innovador propulsor, se decidió dar un paso para intentar evolucionar el sistema de propulsión de los barcos a una manera que no se asemeja con los otros sistemas.

Es verdad que hay que tener en cuenta que el fluido de trabajo entre los aviones y los barcos cambia, ya que sabemos que el agua es un fluido casi incompresible, mientras que el aire por ser un gas es un fluido compresible⁹. Pero por eso se hará el estudio de su efectividad y se hará un posible diseño de la carcasa con su proceso de fabricación.

Entrando en la descripción del sistema, se trata de un mecanismo consistente en dos tubos huecos, con un mecanizado especial en su interior, que se conectan por medio de un diferencial mecánico. Esto se ve claramente de acuerdo con la figura 2-22.

⁹ La densidad del gas no permanece constante a lo largo de todo el flujo.

Este diseño nos fue aportado por el dueño de su patente y antiguo alumno de ICAI D. Emilio Bartolomé, que amablemente tuvo una reunión inicial para explicarnos los fundamentos de su diseño aparte proporcionarnos el archivo CAD del conjunto.

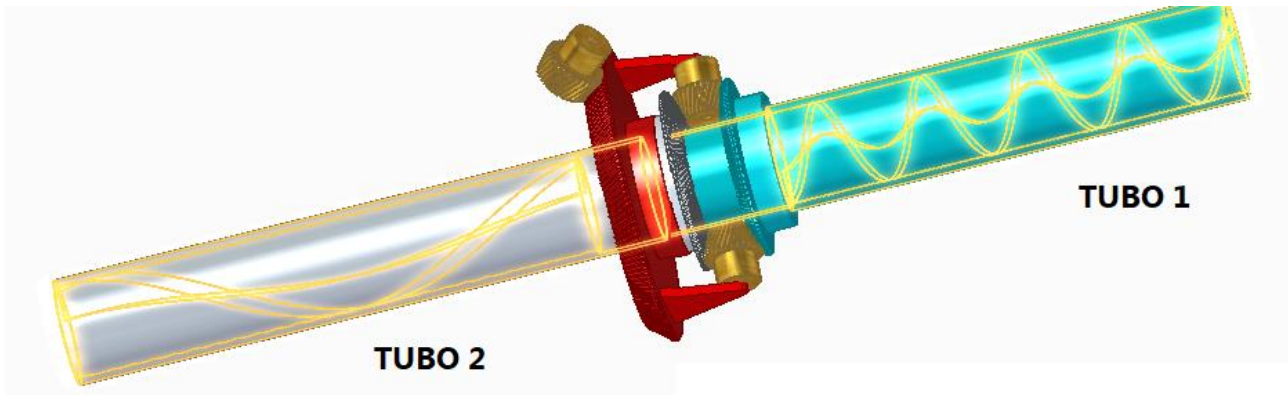


Figura 2—2.2 Diseño CAD con los tubos y su mecanizado interior

Ambos tubos tienen un diámetro de 80 mm y de entrada del primer tubo 1 a la salida del tubo 2 hay una longitud de 895 mm,

El tubo 1, recibe el agua del mar, y tiene mecanizado en su interior una hélice arrollada “n” veces. “n” será un número adecuado que la experimentación nos dirá cual es. Para este diseño se utilizó una hélice arrollada 4 veces. Esto servirá para poder presurizar el agua.

El tubo 2 que es el de salida del chorro, tiene mecanizada en su interior una hélice, aunque en este caso arrollada una sola vez.

El par del motor llega al diferencial que lo va a distribuir por igual a los dos tubos. El par en cada instante será el mismo, igualándose automáticamente por la acción del diferencial, no así la velocidad de rotación de cada uno de los tubos. Esto se debe a que, en régimen permanente del mecanismo, el tubo 1 con la hélice enrollada “4” veces opondrá más resistencia al giro que el tubo 2 de 1 enrollamiento. Por eso el diferencial podrá permitir el giro entre los tubos en el mismo eje, Más adelante se detallará el principio del diferencial.

El tubo 2 va a girar debido a agua presurizada que recibe del tubo 1, y debido a la acción del par proveniente del diferencial, de este modo es capaz de echar agua hacia atrás con presión y velocidad.

Cabe destacar que este mecanismo no funciona por el principio físico acción-reacción de Newton como el caso de la hélice, sino más bien por el principio de conservación del impulso o momento lineal. Como muestra la expresión siguiente, las fuerzas que se ejercen sobre los cojinetes del propulsor en una unidad de tiempo son debidas a la diferencia de masa de agua por su velocidad en entrada y salida. Este mismo principio es el que utilizan los aviones de motor a reacción, con la diferencia de que el fluido de trabajo es el agua.

$$\sum \vec{F} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{V} \rho dv + \int_{SC} \vec{V} (\rho \vec{V} \cdot d\vec{A})$$

Figura 2—2.3 Expresión del impulso y conservación del momento lineal en fluidos

Tras citar el principio de la física en el cual funciona, hay que pensar en cómo poder fabricar todos los componentes del propulsor mostrados en el ANEXO I

Hay que prestar atención en la fabricación de la hélice interna de los tubos con las hélices arrolladas. Ya que, aparte de tener una geometría compleja de fabricar, el diámetro del tubo es solo de 80 mm y la longitud de cada tubo unos 400 mm, este no se podría fabricar en un torno convencional ya que el husillo no sería capaz de entrar.

Por eso la única manera de fabricar la hélice de estos tubos es mediante una impresora 3D para metales o bien imprimiéndolas en 3D con termoplásticos o fibras que tengan valores de resistencia similares a los metales.

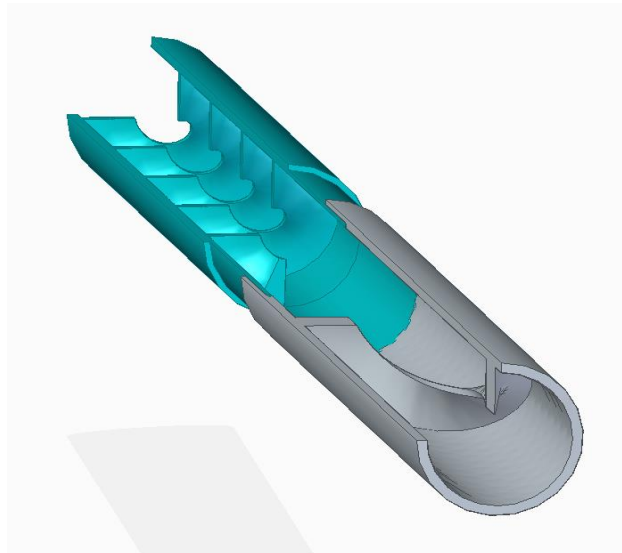


Figura 2—2.4 Vista con un corte de los dos tubos para ver su hélice interior

Debido a que el propulsor creará un gradiente de presiones durante la succión y a que son dos tubos huecos, al no ser tubos de gran dimensión como las hélices de barcos como para disuadir los

posibles restos que depare el mar. Por eso este propulsor puede ser susceptible a que se atasque. Para evitar tanto restos de plásticos, como fauna y flora marina se implantarán dos medidas para impedir que se atasque.

La primera medida viene dada en el propio diseño original y es un pequeño orificio pasante como muestra la Figura 18. El orificio es de diámetro de 20 mm, el cuál aparte de ofrecer hidrodinamismo en la hélice, permite que pequeños restos de basura o pececillos de pequeño tamaño puedan pasar libremente por ahí.

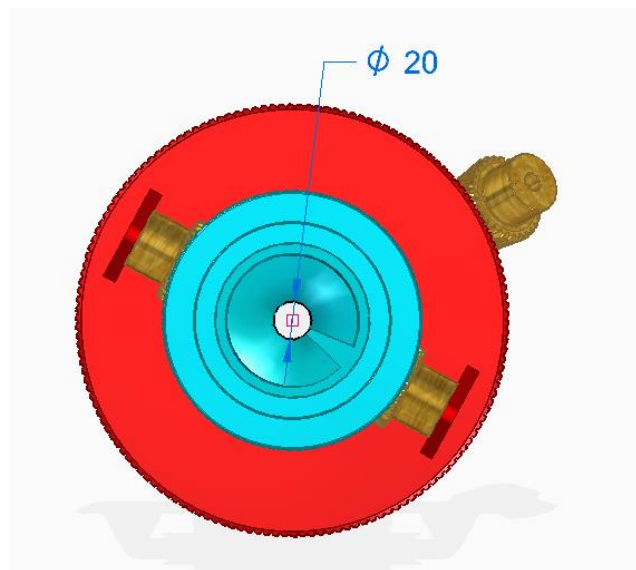


Figura 2—2.5 Orificio pasante dentro de los tubos

La segunda medida que se va a implantar no venía en el propio diseño y era casi necesaria para evitar el posible atascamiento del propulsor. Este es un guardahélice que se pondrá en la succión (tubo azul de "4" hélices arrolladas) que irá enfocado a disuadir peces que no quepan en el orificio de 20mm y restos de plástico que puedan obstruir el propulsor.

Por último, se ha de decir que este propulsor no requiere ser movido por un motor Diesel. De hecho, se pueden instalar varios propulsores en un mismo barco, para añadir potencia y maniobrabilidad. En este caso, se puede instalar en el barco, una turbina de gas, alimentada por Gas Natural, y que mueva un generador eléctrico que a su vez alimenta a los diversos propulsores. Esta es una solución muy ecológica pues los barcos dejarían de contaminar por quemar aceites pesados.

2.2. VENTAJAS Y DESVENTAJAS RESPECTO A DIFERENTES PROPULSORES

Uno de los motivos para la investigación del proyecto era que se podrían ver a priori ventajas respecto a los sistemas actuales de propulsión del mercado. Por eso en este apartado se citarán las diferencias que existen con los principales propulsores que son la hélice convencional y el hidrojet.

Cabe decir, que, aunque se estudien solo las pérdidas en la propulsión y que existen otras como por la forma del buque, la aerodinámica de la obra muerta¹⁰ o la resistencia por formación de olas. Cabe decir que las pérdidas en la propulsión suponen de un 10% a un 20% de la resistencia total.

2.2.1. COMPARACIÓN CON LA HÉLICE CONVENCIONAL

Como ya se describió en el apartado “1.2.3 HÉLICE CONVENCIONAL”, la hélice es un mecanismo muy poco eficiente debido a que esta se diseña para una velocidad específica y fuera de este rango pierde mucha eficiencia.

Es difícil calcular la eficiencia de la hélice a priori, ya que esta depende de la velocidad que se esté circulando y la marea. Aunque se pueda calcular con precisión la potencia aportada por el motor, no se puede calcular con exactitud la fuerza de rozamiento del barco. Lo único que se podría hacer es comparar datos con los actuales barcos del mercado.

Observando en las webs de fabricantes de yates (cuyo sistema de propulsión tiene una hélice convencional), observamos que el yate Pershing 82 con un peso de 56 toneladas y un motor de 2638CV consume 350L/h a velocidad de crucero¹¹ (42 Nudos).

Para ver la comparación con un vehículo terrestre, observamos que un camión de gran tonelaje con un motor de 500CV con una masa de 40 toneladas. En las peores condiciones (pendientes del 15%) el camión no llega a consumir 100 L/h. Prácticamente, la proporción es de 1/5. Es decir, para mover la misma masa, a la misma velocidad, hace falta 5 veces más de potencia.

Otro ejemplo por contrastar es un “gommone”¹² con muy poco peso y también con hélice, un motor de 350Cv alcanza los 60 Nudos (unos 120Km/h). Cualquier coche deportivo con 350Cv, alcanza velocidades mucho mayores.

Es por eso, que, aunque no se tenga el rozamiento con el suelo que tienen los neumáticos, se tenga que sacar partido al hidro dinamismo de alguna forma, ya que el modelo de las hélices convencionales se ha demostrado que es poco eficiente.

¹⁰ Es la parte emergente del casco sobre la línea de flotación hasta la borda del buque.

¹¹ V

¹² Lancha neumática cuyos lados y proa están hechos de tubos flexibles que contienen aire o gas a presión.



Figura 2—2.6 Ejemplo de lancha gommone modelo ZODIAC 500 PRO. Sacada de <https://www.boatsandoutboards.co.uk/Sports-Ribs-for-sale/zodiac-pro-500/132533>

Una de las ventajas más claras respecto a la hélice es que la eficiencia no varía con las revoluciones. Cuando se diseña una hélice se hace para que sea eficiente a determinada velocidad llamada velocidad de crucero¹³. Fuera de esa velocidad la hélice pierde eficiencia y se tiene una pérdida de potencia que se traduce en el consumo del propio barco.

Este propulsor en cambio tiene una entrega de potencia lineal. Es decir, a más revoluciones que giren los tubos, la masa de agua que forma el chorro saldrá a mayor velocidad.

¹³ Velocidad de diseño donde se tiene la mayor eficiencia del sistema

2.2.2.COMPARACIÓN CON EL HIDROJET

El hidrojet, como ya se explicó anteriormente en el apartado “1.2.7. PROPULSORES A CHORRO O HIDROJET” es mecanismo que se resume del siguiente modo.

El agua entra por unas branquias situadas en la parte inferior del caso. Esa agua, es impulsada por una hélice o bomba centrífuga situada en el centro del tubo, y es expulsada a gran velocidad a través de una tobera en forma de chorro.

Este mecanismo es el que más se parece a nuestro diseño a estudiar, ya que el agua entra por un tubo de y a través de una hélice convencional se expulsa el agua hacia atrás en forma de chorro.

Aunque este sistema sea a priori más eficiente que la hélice convencional, sigue teniendo problemas debido a su mecanismo y sus elevadas pérdidas por rozamiento.

Existe primero una gran pérdida de eficiencia debido a que la bomba está situada “en el centro de tubo”, esto hace que el agua choque con el eje de la bomba y contra las paredes del tubo, perdiendo gran cantidad de energía debido a los choques.

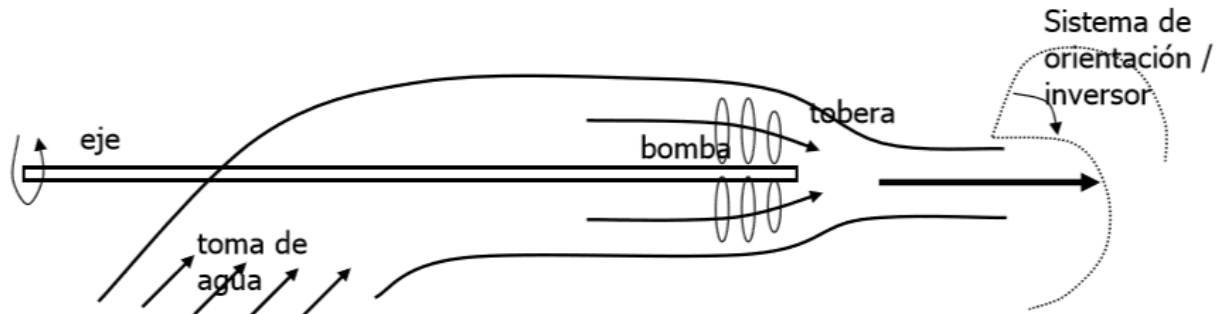


Figura 2—2.7 Esquema simplificado de un hidrojet. Sacada de <https://ingenieromarino.com/sistema-de-propulsion-waterjet/#.XSqnnPZuKPc>

La bomba, no sólo impulsa el agua, sino que por el diseño de las hélices la hace girar en sentido radial. El hecho de que gire el agua implica otra pérdida energética. En cambio, nuestro diseño demuestra ser más eficiente en este sentido. Al ser hélices exteriores con un orificio por el centro, el agua no debe girar y chocar con las paredes de la bomba o rodete, sino que irá con menos componente radial y los rozamientos solo se generan debido al contacto de las partículas de agua con la superficie de las hélices del tubo provocando menos desprendimiento de la capa límite.

Dado que el agua no puede salir por la tobera, “girando” se pone comúnmente un “estator” que hace que el agua salga como un chorro completamente axial al eje del tubo que hace que aumente la presión del flujo. El estator es una rejilla, por lo que al pasar el agua por ella vuelve a perder energía, aunque en cierto modo se recupera por aumento de presión.

En conclusión, el hidrojet, es un mecanismo, que está lleno de rozamientos internos que se traducen en pérdida energética.

Otro inconveniente que se observa en este diseño es su facilidad de que se atasque. Al aspirar agua del mar, aspira todo lo que hay en él, como todo tipo plásticos e incluso peces. Para impedir que eso suceda y no entren objetos extraños en el interior, hay que poner una rejilla en la branquia¹⁴ por donde entra el agua. El agua, al atravesar esa rejilla, sufre un rozamiento adicional que es traducen en coste energético. Cabe decir que en nuestro diseño también es susceptible a que se atasque, pero en vez de poner rejillas como en el Hidro Jet, se instalará un Guarda Hélice como muestra el ANEXO , que no le hará perder tanta energía debido a su hidro dinamismo.

2.2.3.OTRAS VENTAJAS

Este sistema es ideal para ser instalados en submarinos. Se puede posicionar en propulsor en el interior del casco, y hacer entrar el agua por medio de branquias (como el hidrojet). Este sistema hace que el submarino sea de cierta manera “silencioso” pues al no tener partes móviles externas que hagan ruido (como una hélice) no puede ser detectado en la distancia, bien por motivos militares o por inspeccionar tranquilamente la fauna marina.

Puesto que el propulsor consta de pocas piezas lo hace que su fallo sea más reducido. Además, gracias al Guarda Hélice es poco sensible a la aspiración de objetos extraños.

Según veremos más adelante en la simulación en Fluent, se verá por el análisis de presiones internas que no demuestra “zonas de baja presión” por lo que no se espera la presencia de “cavitaciones”. Todo lo contrario, a las hélices, cuya precaución era máxima hacia la cavitación y acortaba la vida útil de estas.

¹⁴ Pequeñas oberturas situadas en la parte baja del Hidrojet

Puesto que es un diseño relativamente pequeño y fácilmente instalable en cualquier sitio, es posible instalarlo en el buque de tres diferentes modos:

- Dentro del casco. En este caso iría como un “hidro-jet” y tomaría el agua por unas branquias abiertas en el casco.
- En el exterior por medio de tirantes. Se puede posicionar en el exterior del casco, en cualquier posición conveniente y sujetarlo por medio de tirantes.
- Posición azimutal. Se puede alimentar con un motor eléctrico sujetarlo al casco por medio de una base o peana que gire sobre sí misma, y hacerlo girar 360° como ocurre con el dispositivo llamado “azimut” ganando en maniobrabilidad.

Como este propulsor proporciona una potencia lineal aportada por el motor, es posible instalar varios propulsores en diversas posiciones (siempre que quede equilibrado) para así ganar más velocidad.

Finalmente, y por abrir paso a nuevos estudios y aplicaciones acerca de este dispositivo. El tubo que tiene una hélice arrollada una sola vez, pues ser usado para otros fines.

- Se puede usar como bomba de agua.
- Se puede usar en un salto de agua, para generar electricidad en lugar de las turbinas tradicionales, que tienen muchas pérdidas internas por rozamiento del agua contra las paredes, o contra el rodete, y pérdidas debidas a que el agua tiene que girar.
- Un uso muy importante que se le puede dar es el de funcionamiento como una turbina. Con ese tubo se puede generar electricidad de manera gratuita, situándolo en zonas donde hay fuertes corrientes de agua. Zonas como, por ejemplo, el Estrecho de Gibraltar, donde hay corrientes muy intensas y constantes debido al flujo de agua entre el mediterráneo y el atlántico. Este tubo puede mover un generador eléctrico con coste cero y siendo totalmente ecológico.

2.3. FUNCIONAMIENTO DEL MECANISMO Y EL DIFERENCIAL

A continuación, se hará un estudio completo del funcionamiento del mecanismo turbocompresor. Para ello se seguirá la guía del ANEXO I CONJUNTO PROPULSOR con su lista de materiales:

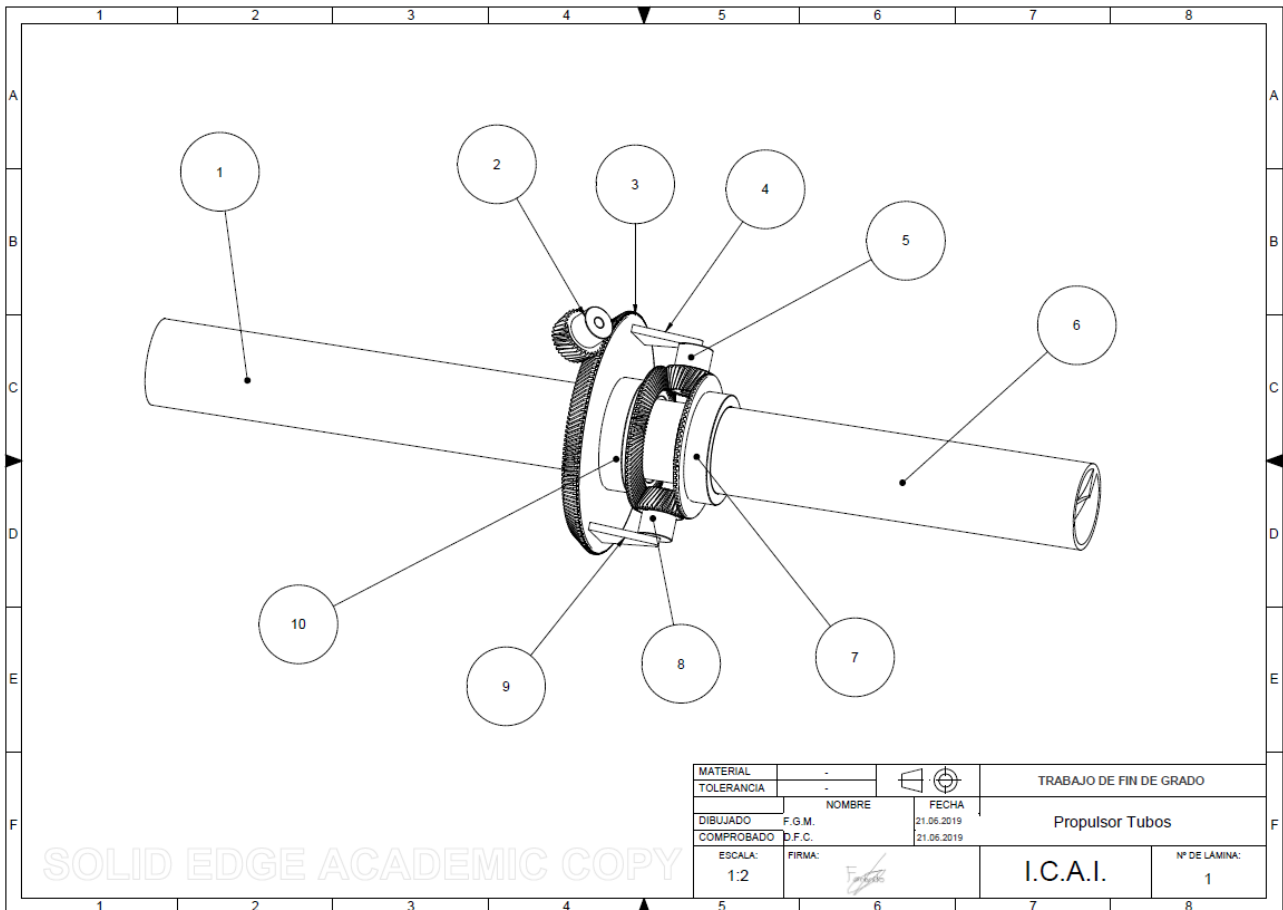


Figura 2—2.8 Esquema del ANEXO I CONJUNTO PROPULSOR

El mecanismo se basa en dos bloques diferentes, el mecanismo diferencial simple y los dos tubos con hélices enrolladas en su interior.

El diferencial mecánico contiene varios elementos que se citarán a continuación. Su principal función es repartir la potencia de manera que ambos tubos, a pesar de su diferente resistencia, puedan girar a diferente velocidad siempre estando en el mismo eje.

Este mecanismo diferencial es usado en todos los vehículos terrestres por el siguiente motivo:

Cuando el coche se desplaza en línea recta, las cuatro ruedas, como es lógico, girarán siempre a la misma velocidad. El problema sucede cuando el coche tiene que tomar una curva, para que el coche pueda tomar la curva sabemos que las ruedas internas a la curva han de recorrer menos distancia

que las ruedas exteriores. El diferencial reparte la potencia del motor de tal manera que las ruedas exteriores reciban más potencia y puedan girar a más velocidad que las ruedas internas. Todo esto es para lograr que no haya pérdida capacidad de tracción en ambos lados.

En el caso de nuestro mecanismo a estudiar, el diferencial es una pieza clave para el funcionamiento de este. Aprovechando que un tubo tiene una hélice arrollada con menos vueltas que el otro, estos opondrán diferente resistencia al giro del agua, oponiendo más resistencia el tubo de “1” hélice arrollada que el tubo de “4”. Esto se debe a que el tubo de “1” tiene un ángulo más abierto en el tubo, lo que quiere decir que es menos radial y el agua opondrá una fuerza mayor que el de “4”, cuya hélice es más cerrada y es más radial.

A priori no sabemos cómo repartirá la potencia el diferencial, pero lo que si permite es que los dos tubos giren a diferente velocidad solo por su propio diseño. Por eso el tubo de “1” hélice al oponer más resistencia se espera que gire a menos velocidad que el tubo de “4”.

Entrando en la función que desarrolla cada componente del diferencial, la potencia del motor será transmitida inicialmente al piñón de ataque, indicado con el número 2 de la figura. Como el propulsor irá apartado de la carcasa para el banco de pruebas, se espera utilizar una junta Cardan¹⁵ que permita que los ejes de piñón y motor no estén en la misma dirección.

Este piñón de ataque hará girar como un tornillo sinfín-corona a la corona representada con el elemento 3. Este tiene una relación de transmisión de acuerdo con la relación entre sus dientes de:

$$\frac{z_{corona}}{z_{piñon\ de\ ataque}} = \frac{152}{32} = 4.75$$

Por tanto, habrá una reducción de la velocidad en la corona respecto al piñón de ataque de 4.75

¹⁵ Junta no homocinética que permite que el eje tenga diferentes direcciones

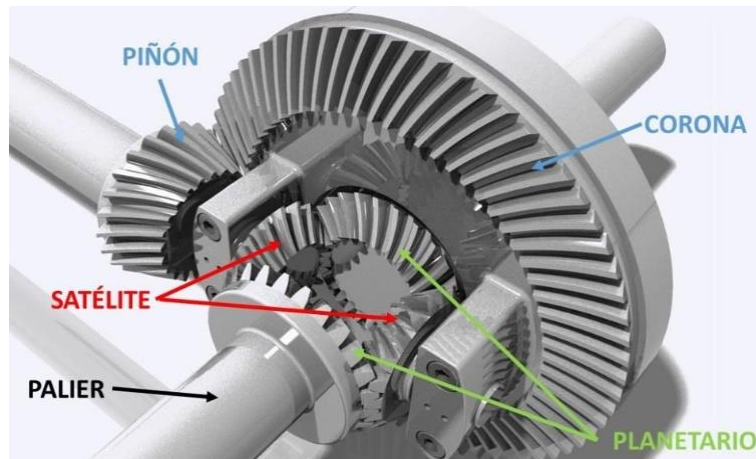


Figura 2—2.9 Partes de un diferencial.
<https://www.partesdel.com/diferencial.html>

La corona, que irá enganchada a uno de los tubos mediante algún tipo de acoplamiento permitiendo el giro relativo, tendrá dos satélites incorporados (5 y 8) donde irán los engranajes araña o satélites. Estos estarán sujetos a la corona mediante unos tirantes y rotarán sobre su eje además de tener la rotación del satélite.

Dependiendo del reparto de potencia que haga el diferencial hacia cada tubo o eje, los satélites girarán sobre su eje hacia un sentido u otro. Estos satélites engranarán con dos planetarios iguales, que irán con un ajuste de arrastre con cada diferente tubo.

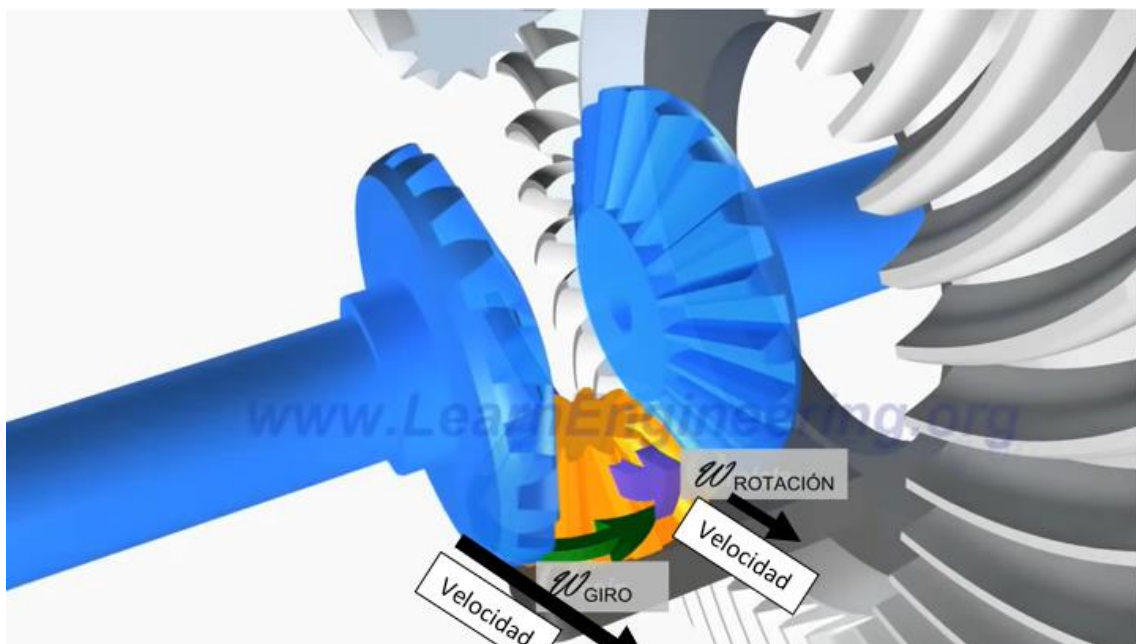


Figura 2—2.10 Esquema de velocidades diferentes de un diferencial. Sacada de
<https://www.youtube.com/watch?v=LEMNIIGX-YA&t=210s>

Como se puede observar en la figura, la velocidad en el punto de contacto entre el satélite y el planetario será la suma de la velocidad que le aporta la corona (que es para los dos tubos la misma) y la velocidad de giro sobre su eje del satélite (que es opuesta en los dos tubos). Por eso en un tubo la velocidad de rotación será diferente aún estando en el mismo eje.

Al ser el diferencial un sistema formado por varios engranajes externos o satélites que giran sobre un engranaje central, este se considera por la corona y el porta-satélites un tren epicicloidal. Es por ello que se puede usar la fórmula de Willis que determina las velocidades angulares obtenidas en un tren de engranajes epicicloidales en función de sus tres componentes.

La Fórmula de Willis deduce lo siguiente:

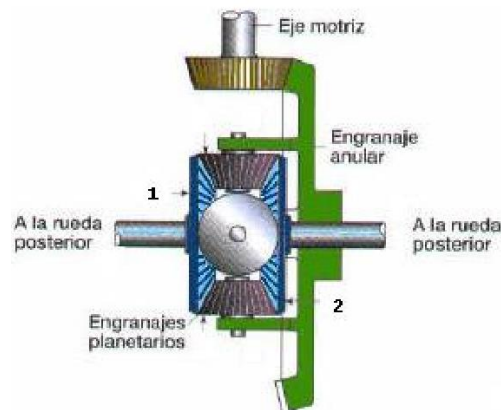


Figura 2—2.11 Esquema tren epicicloidal. Sacada de http://www3.fi.mdp.edu.ar/emaquinas/files/presenta_trenes.pdf

Siendo:

1: Primer planetario

2: Segundo planetario

B: Brazo en torno del eje fijo que, define una velocidad angular de arrastre de la rueda o velocidad angular. Que en nuestro caso será la corona

R: La relación de transmisión del tren relativa al brazo (supuesto el brazo fijo) se obtiene por la relación de las velocidades angulares relativas

Z: Número de dientes

La relación dice lo siguiente:

$$R = \frac{N_2 - N_1}{N_1 - N_B} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -1$$

Como los planetarios son iguales:

$$Z_1 = Z_2$$

Operando se tiene que:

$$-(N_1 - N_B) = N_2 - N_B$$

Por lo tanto, sabemos que las velocidades angulares se distribuyen de la siguiente forma:

$$2N_B = N_1 + N_2$$

Cabe destacar que a priori no se puede conocer la velocidad a la que giran los satélites en nuestro sistema. Estos vienen marcados por la resistencia hidrodinámica que opone cada tubo al girar y la potencia del motor. Por eso se cree conveniente construir un banco de pruebas para poder ensayar el mecanismo, y así sacar las curvas características de velocidad y propulsión.

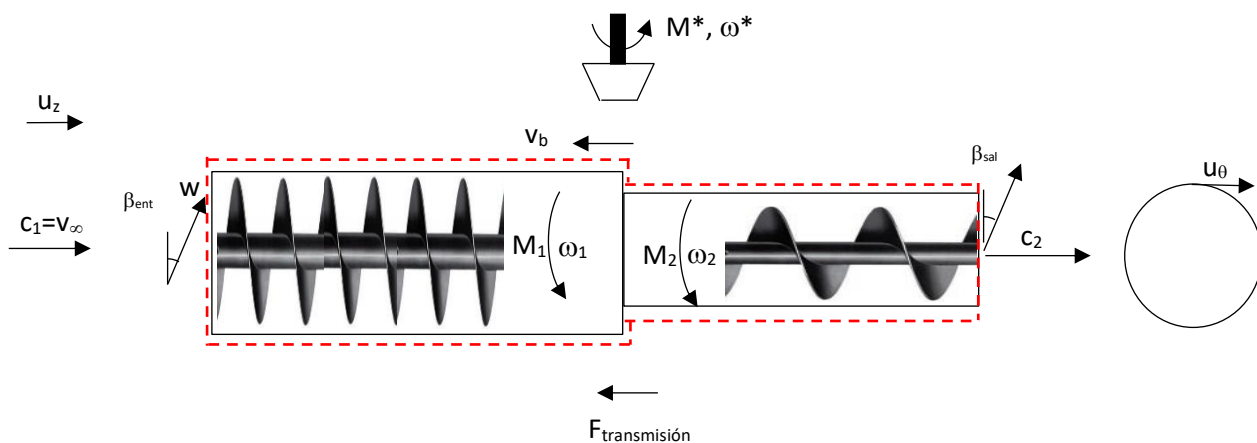
Capítulo 3

ANÁLISIS TEÓRICO

Tras describir el funcionamiento del propulsor, trataremos de averiguar si existe alguna justificación técnica que demuestre si el propulsor pueda cumplir su función de generar empuje. Este análisis se hará en base a las fórmulas básicas reconocidas en los campos de la mecánica de fluidos y las turbomáquinas.

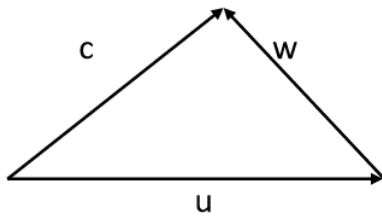
Antes de nada, cabe decir que se tratan de unos cálculos teóricos que dejan de lado fuerzas de rozamiento y análisis internos. Tampoco se considera la pérdida energética por interacción entre el agua que sale por la tobera y el agua del mar ni el orificio que tienen las hélices.

Para poder analizar el sistema correctamente utilizaremos el esquema simplificado mostrado abajo.



Como el agua se considera como fluido incompresible y las secciones de entrada y salida del fluido son prácticamente iguales, por el perfil de velocidades que se genera, las velocidades absolutas a la entrada y salida del fluido son iguales.

Por ecuaciones de las turbomáquinas se sabe que la velocidad del fluido se descompone en el triángulo de velocidades siguiente:

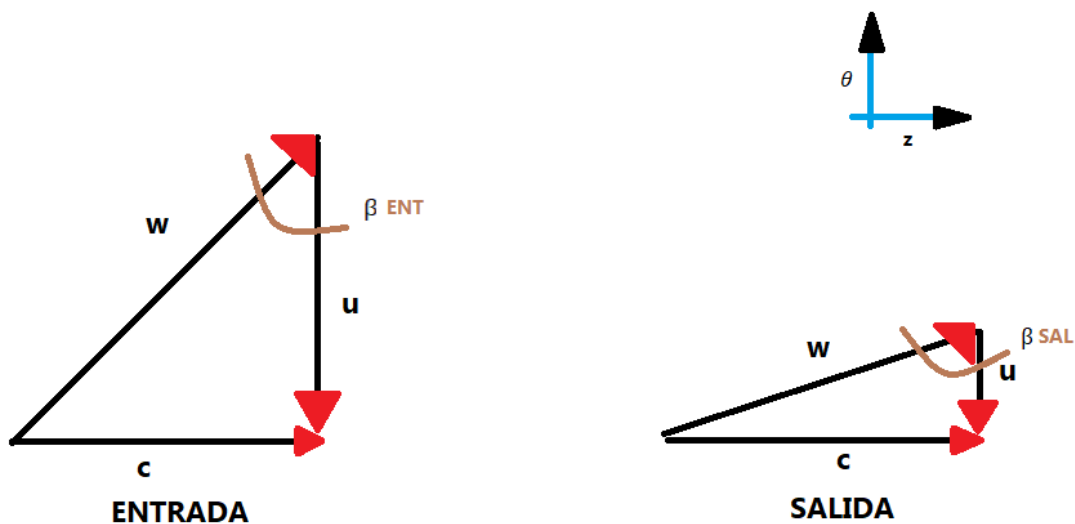


$$\begin{cases} c = \text{velocidad absoluta de la partícula} \\ u = \text{velocidad absoluta de la hélice} \\ w = \text{velocidad relativa de la partícula respecto de la hélice} \end{cases}$$

Por lo tanto, la velocidad absoluta de la hélice u irá marcada por la distribución de potencia que haga el diferencial, que será diferente en ambos tubos. Mientras que la velocidad relativa de la partícula respecto a la hélice w irá marcada por la forma de la hélice, esta irá marcada por el paso de la hélice.

Para que el tubo absorba el agua se obviará que su velocidad es puramente axial.

Por lo tanto, el triángulo de velocidades a la entrada y salida es el siguiente:



*** Suponiendo que se diseñó para su velocidad de diseño donde $c_{1u}=c_{2u}=0$

Dicho esto, las ecuaciones cinemáticas quedan de la siguiente forma:

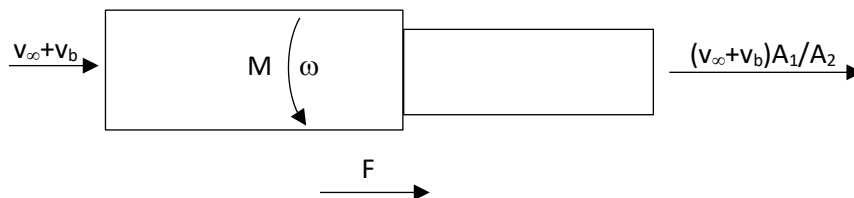
$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} = \begin{cases} \vec{w} = -w \cos \beta \vec{u}_\theta + w \sin \beta \vec{u}_z \\ \vec{u} = \omega R \vec{u}_\theta \end{cases} = (\omega R - w \cos \beta) \vec{u}_\theta + w \sin \beta \vec{u}_z$$

Para el cálculo del gasto másico se obtendrá de la fórmula general. De la ecuación de masa:

$$\dot{m} = \int \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \rho w_1 \sin \beta_1 A_1 = \rho w_2 \sin \beta_2 A_2 = \rho(v_\infty + v_b) A_1$$

Mientras que para el cálculo de la fuerza de propulsión se determinará mediante la ecuación de cantidad de movimiento, considerando referencia móvil y despreciables las presiones en las secciones de entrada y salida.

Como es un observador móvil, la velocidad que ve el tubo es la de arrastre v_b sumada a la velocidad de agua en el v_∞ .



Por lo tanto, con lo ya dicho, la única manera que haya una fuerza de empuje con es modificando la sección de salida del tubo haciéndola más pequeña.

$$\sum F = \dot{m}(v_s - v_e) \quad \rightarrow \quad F = \dot{m}(w_2 \sin \beta_2 - w_1 \sin \beta_1) = \dot{m}(v_\infty + v_b) \left(\frac{A_1}{A_2} - 1 \right)$$

Para entender por qué este diseño no funcionará mientras que el de una hélice sí, se debe principalmente a que la hélice no solo gira el fluido, sino que la partícula recorre el álabe de la hélice de tal forma que la partícula se concentra en una sección de más pequeña. Esto se ve perfectamente en la siguiente figura.

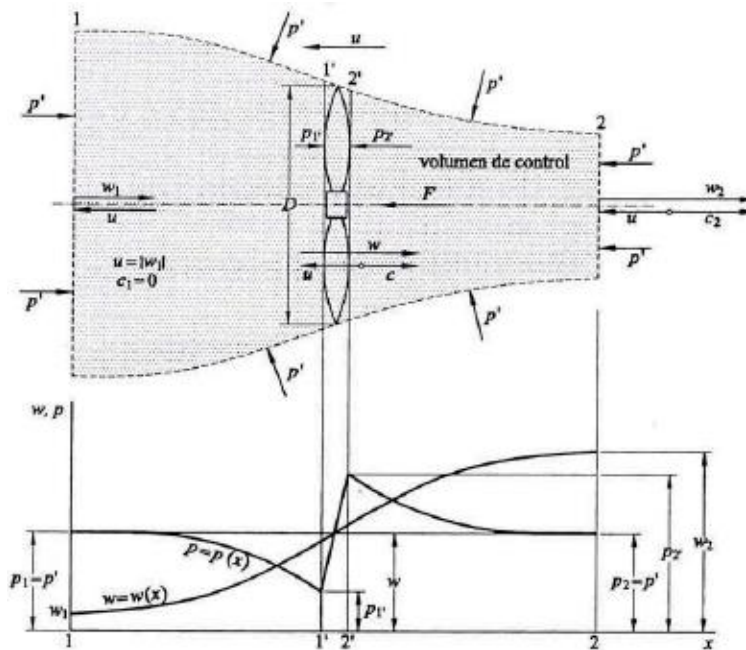


Figura 3-1 Análisis del flujo en una hélice. Sacada de [AGÜE12]

En caso de que la sección de salida sea más pequeña que la de entrada se procederá con el estudio.

Para hallar el valor del momento se utilizará la ecuación del momento cinético aplicado a un sistema referencia fijo (no móvil) que se irá desarrollando.

$$\sum M = \int \rho (\vec{r} \times \vec{v}) (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA$$

Aplicado al conjunto del tubo de accionamiento:

$$M = m[R_2(\omega_2 R_2 - w_2 \cos \beta_2) - R_1(\omega_1 R_1 - w_1 \cos \beta_1)] = mR_2(\omega_2 R_2 - w_2 \cos \beta_2)$$

donde el término $\omega_1 R_1 - w_1 \cos \beta_1 = 0$ ya que se diseñará para evitar el choque de la velocidad del fluido con la hélice en la entrada del tramo 1.

Aplicado el momento al tramo 1 del impulsor:

$$M_1 = \dot{m} [R_1 (\omega_1 R_1 - w_1 \cos \beta_{1s}) - R_1 (\omega_1 R_1 - w_1 \cos \beta_{1e})] = \dot{m} R_1 (\omega_1 R_1 - w_1 \cos \beta_{1s})$$

$$M_2 = \dot{m} [R_2 (\omega_2 R_2 - w_2 \cos \beta_{2s}) - R_2 (\omega_2 R_2 - w_2 \cos \beta_{2e})] = \dot{m} R_2 w_2 (\cos \beta_{2e} - \cos \beta_{2s})$$

Para poder hallar las ecuaciones para resolver el sistema se tiene que:

La resistencia del barco se modela como:

$$D = c_D \frac{v_\infty^2}{2} \rho A^* ; \text{siendo } A^* \text{ el área característica del barco (área mojada) y } c_D \text{ un coeficiente hallado según el área mojada.}$$

Como se tiene que cumplir que la fuerza de impulsión es igual a la resistencia del barco:

$$F = D$$

La potencia de accionamiento del motor se modelará como

$$Pot = F \cdot v_b = M \cdot \omega$$

Al ser designado el diferencial como un tren epicicloidal se cumplirá la fórmula de Willis como :

$$2\omega^* = \omega_1 + \omega_2$$

Para relacionar el par motor con el par transmitido a cada tubo, se utiliza la relación de transmisión (i) del tren epicicloidal:

$$M = M^* \cdot i$$

Finalmente, para resolver el sistema tendremos un sistema de 12 ecuaciones con 12 incógnitas, que serán:

1. $\omega_1 R_1 - w_1 \cos \beta_{1e} = 0$
2. $\dot{m} = \rho w_1 \sin \beta_1 A_1 = \rho w_2 \sin \beta_2 A_2 = \rho (v_\infty + v_b) A_1$
3. $F = \dot{m} (w_2 \sin \beta_2 - w_1 \sin \beta_1) = \dot{m} (v_\infty + v_b) \left(\frac{A_1}{A_2} - 1 \right)$

4. $M = \dot{m} R_2 (\omega_2 R_2 - w_2 \cos \beta_2)$
5. $M_1 = \dot{m} R_1 (\omega_1 R_1 - w_1 \cos \beta_{1s})$
6. $M_2 = \dot{m} R_2 w_2 (\cos \beta_{2e} - \cos \beta_{2s})$
7. $M = M_1 + M_2$
8. $D = c_D \frac{v_\infty^2}{2} \rho A^*$
9. $D = F$
10. $Pot = F \cdot v_b = M^* \cdot \omega^*$
11. $2\omega^* = \omega_1 + \omega_2$
12. $M = M^* \cdot i$

Teniendo como datos e incógnitas las siguientes variables y parámetros:

Datos:

$\rho \quad \beta_{1e} \quad \beta_{1s} \quad \beta_{2e} \quad \beta_{2s} \quad A_1 \quad A_2 \quad R_1 \quad R_2 \quad C_d \quad A^* \quad i \quad M^* \quad v_b \quad \omega^*$

Incógnitas:

$\dot{m} \quad F \quad D \quad M \quad M_1 \quad M_2 \quad v_\infty \quad w_1 \quad w_2 \quad \omega_1 \quad \omega_2 \quad P_{ot}$

Capítulo 4

SIMULACIÓN FLUENT

4.1. DESCRIPCIÓN SIMULACIÓN

Para este apartado se intentará realizar un análisis computacional que sea capaz de darnos una simulación del propulsor en funcionamiento.

El programa utilizado en este caso es un programa específico de simulación de fluidos CFD (Computational Fluid Dynamics) llamado Fluent, que es una de las herramientas del simulador Ansys. La versión del programa con la que se llevó a cabo fue la versión 2019 R1 de la versión estudiante.

Con esta simulación se quiere arrojar luz sobre la validez del modelo. Por eso se estudiarán tanto la fuerza de empuje, como las velocidades de corriente, sin olvidar del análisis de presiones ni el gasto másico.

Antes de nada, se debe anunciar que esta simulación no es del todo exacta, ya que se hacen varias suposiciones y simplificaciones para poder llevarlo a cabo.

La gran simplificación que se hará es la ausencia del diferencial. Este se ha tenido que suprimir ya que no se puede saber el reparto de potencia que hará el diferencial en los tubos, ya que este como ya se dijo se repartirá en función de la potencia que requiera. Otro motivo de la ausencia del diferencial es el gasto computacional que supondría ensayar la parte mecánica del diferencial y relacionarla con la parte hidrodinámica de los tubos, para ello se necesitaría una versión completa del programa y un ordenador con mejor procesador.

No obstante, aun suprimiendo el diferencial, se respetarán las relaciones que este pueda tener. Para ello, se harán varias simulaciones imponiendo diferentes velocidades de giro diferentes en los tubos. Estos regímenes de giro se harán cumpliendo con la ecuación de Willys mostrada abajo, que relacionaba las velocidades del piñón de ataque con las de los satélites o tubos.

$$2N_B = N_1 + N_2$$

Para esto, supondremos que el piñón de ataque gira a la velocidad típica de un motor sin reductor siendo la seleccionada 1500 rpm, supondremos también que no se acoplará una junta Cardan, que permitía acoplar el eje motor al eje del piñón aun teniendo diferentes direcciones, así las velocidades de giro de los ejes coincidirán.

Es por ello por lo que se harán tres simulaciones diferentes con tres pares de velocidad que cumplan que su suma resulte en: $2xN_B = 2 \times 1500 = 3000 \text{ rpm}$.

Los pares de velocidad seleccionados fueron los siguientes:

4. $w_{\text{tubo 4 helices}} = 1600 \text{ rpm}$; $w_{\text{tubo,1 helices}} = 1400 \text{ rpm}$
5. $w_{\text{tubo 4 helices}} = 1800 \text{ rpm}$; $w_{\text{tubo,1 helices}} = 1200 \text{ rpm}$
6. $w_{\text{tubo 4 helices}} = 2000 \text{ rpm}$; $w_{\text{tubo,1 helices}} = 1000 \text{ rpm}$

Para montar la simulación, se ha seguido la estructura típica de cualquier problema de Fluent la cual se muestra a continuación.

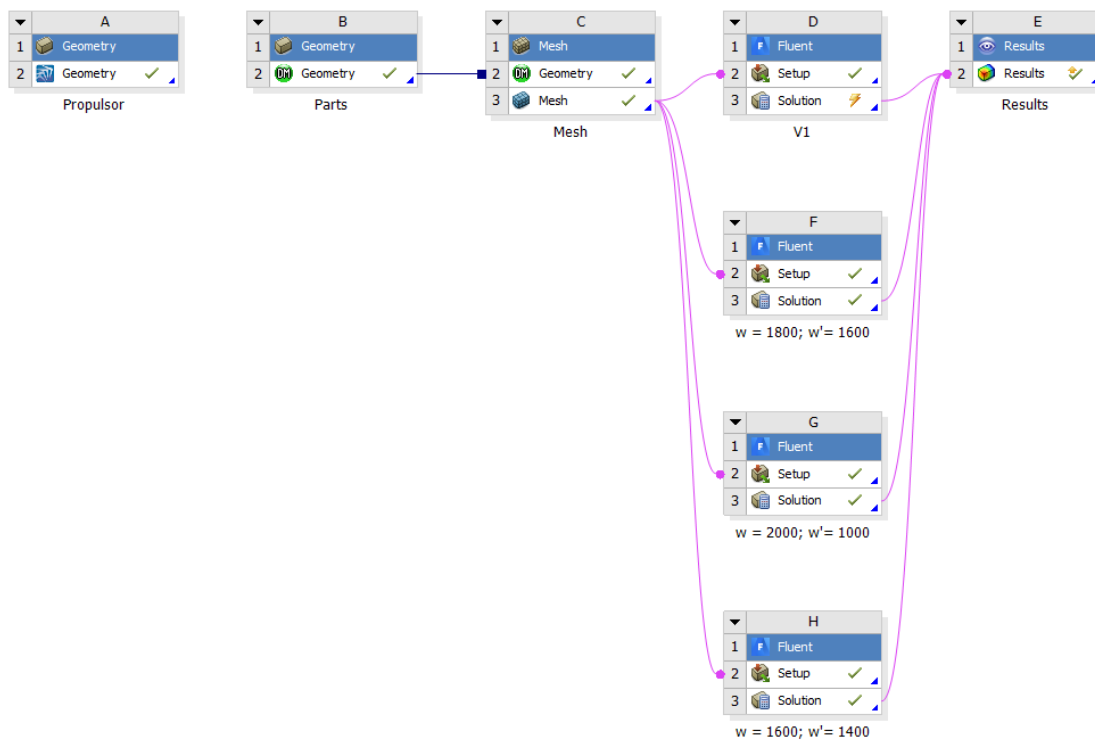


Figura 4.1 Esquema General del problema de Fluent

4.2. PROCESO DE GEOMETRÍA

Viendo la Figura 4-2, como el archivo del propulsor está originalmente en el formato .asm del programa de diseño SolidEdge, para transferirlo a Fluent es necesario guardar el documento en formato .step, que es el formato típico que leen todos los programas computacionales.

Este paso se efectuará en el apartado “Propulsor”, que leerá el conjunto a través de la herramienta SpaceClaim. Del conjunto, como ya se dijo antes, se eliminarán todas las piezas menos los dos tubos con hélices arrolladas.

La herramienta SpaceClaim sirve más que nada para poder alinear correctamente los tubos y corregir posibles defectos originados por pasar del archivo .step al programa Fluent. Los tubos ya cargados correctamente se muestran en la siguiente figura.

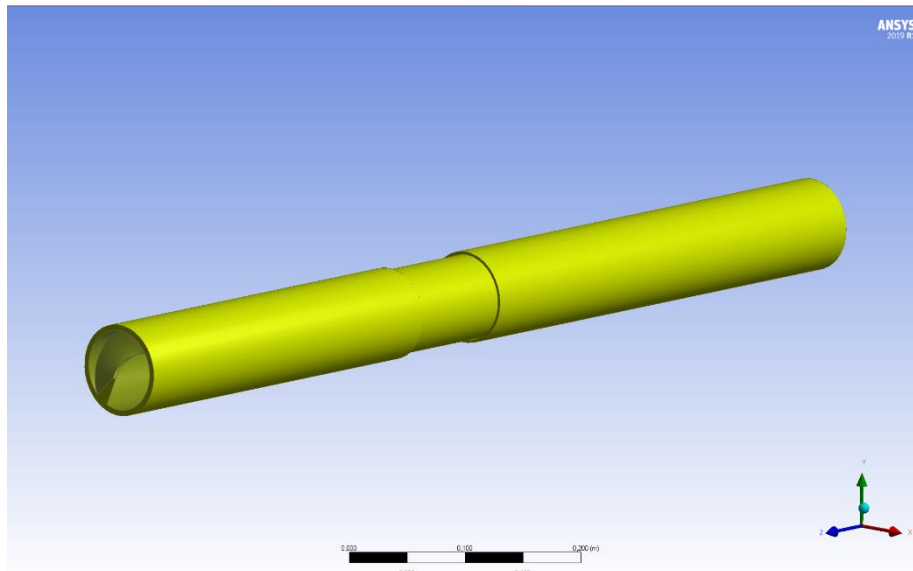


Figura 4.2 Geometría de tubos importada desde el formato .step

Al tener los dos tubos cargados correctamente en el programa, se tendrá que crear la geometría. Fluent trabaja de una manera muy específica, en vez de trabajar con sólidos haciéndolos rotar, trabaja con los volúmenes por dónde supuestamente pasará el fluido, y a estos volúmenes se le aplicarán todas las condiciones.

Por esta razón, a los dos tubos se le tendrá que crear la geometría de los volúmenes interiores de ambos tubos, sin contar las hélices ni el espesor del tubo.

La razón por la que se hacen dos volúmenes diferentes es porque vamos a hacerlos rotar a diferentes velocidades y por tanto tendrán diferentes condiciones.

Los volúmenes se llevarán a cabo extrudiendo un volumen de longitud igual a la de cada tubo y de radio el del tubo sin contar su espesor. A los tubos se le tiene que quitar el volumen ocupado por las hélices, por tanto, se hará el perfil de la hélice en una cara y se procederá con el vaciado por barrido según el eje central.

De esta manera nos quedan perfectamente definidos los volúmenes de cada tubo por donde pasará el fluido.

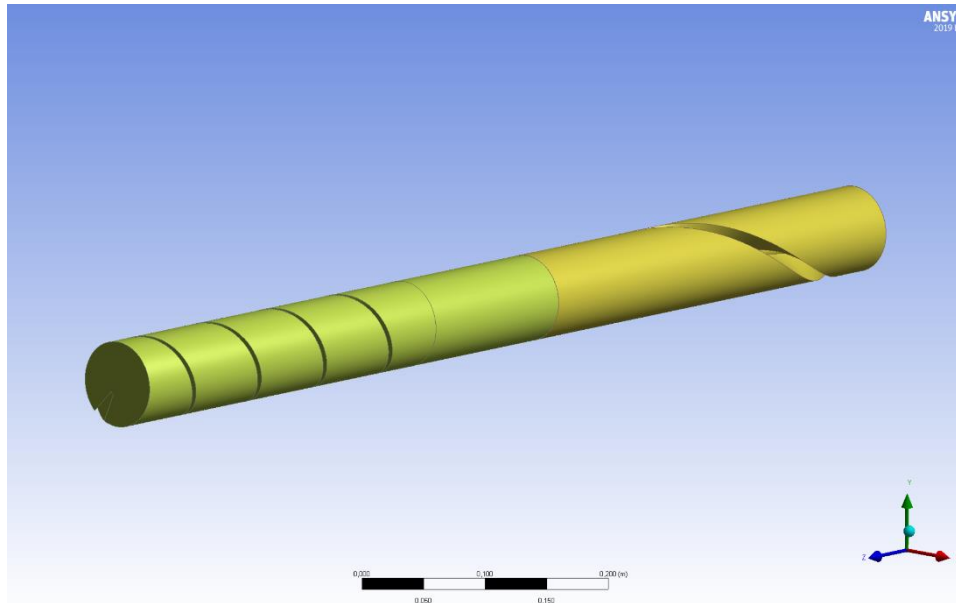


Figura 4.3 Volúmenes de trabajo

Tras definir los volúmenes de cada tubo, se pasará a la siguiente sección de “Parts”, donde solamente se definirá la entrada y salida del fluido para pasársela al mallador o “Mesh”.

4.3. PROCESO DE MALLADO

Al tener definidos los volúmenes de cada tubo y la condición de entrada y salida del fluido, solo quedará mallarlo, ponerle las condiciones de servicio y resolver el sistema. El mallado o como indica en la Figura 4-4 como “Mesh” es la parte más importante de la simulación y donde se tiene que prestar tremenda atención.

El mallado quiere decir los pequeños volúmenes o celdas en los que se divide el volumen. Una calidad de la malla muy baja o muy alta de la malla pueden ocasionar resultados erróneos o incluso que el problema no converja y por tanto no tener resultado.

En este apartado se han de especificar varios parámetros para que el mallado sea el óptimo y el resultado pueda converger adecuadamente, estos parámetros se especifican en la siguiente tabla.

Details of "Mesh"	
[-] Display	
Display Style	Use Geometry Setting
[-] Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Element Order	Quadratic
☐ Element Size	5,e-003 m
Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No
+ Sizing	
[-] Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
☐ Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Skewness
☐ Min	5,1087e-004
☐ Max	0,93415
☐ Average	0,25864
☐ Standard Deviation	0,1692
[-] Inflation	
Use Automatic Inflation	Program Controlled
Inflation Option	Total Thickness
☐ Number of Layers	5
☐ Growth Rate	1,2
☐ Maximum Thickness	5,e-003 m
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No

Figura 4.4 Datos de calidad de la malla

Para este problema se ha utilizado un mallado tetraédrico por elementos cuadráticos, a la que se le ha aplicado funciones de proximidad e inflación. Los elementos cuadráticos dividen la sección en pequeños volúmenes con forma de tetraedros, a los que se especificó un tamaño de elemento de 5 mm (es la raíz cúbica del volumen).

Las funciones de proximidad e inflación permiten crear una concentración de celdas más altas conforme se acercan a las paredes del volumen (incluyendo hélices). Esto permite captar claramente la capa límite en las paredes para así ver los gradientes de velocidad y presión que existen.

Para estas funciones se especificó que a 3 mm de las paredes del volumen se crearan 5 capas, por lo que en la sección de la malla siguiente se pueden observar más celdas en la capa límite. Por ello se dice que te “infla” un número de capas cerca de la superficie del contorno.

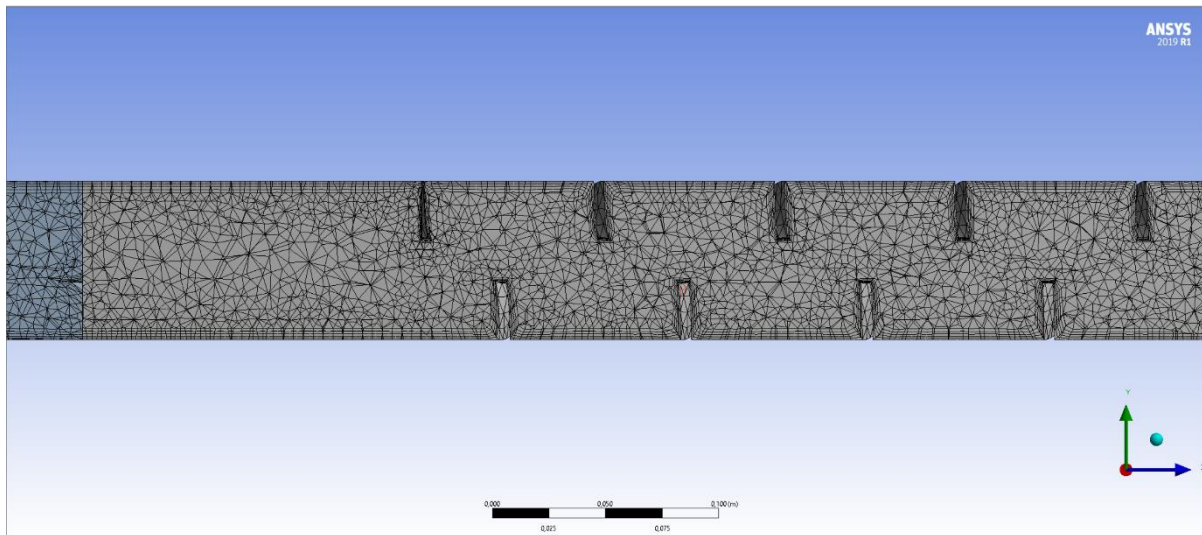


Figura 4.5 Sección de mallado donde se observa la capa límite

Cabe pensar que cuantas más capas y más celdas haya en nuestro volumen mejor sea la solución, pero la realidad del programa es diferente. Esto se debe a que si se crean muchas celdas se puede distorsionar demasiado la malla y que de tanta calidad puede que el problema ni te converja. Hay un parámetro que se encarga de controlar la calidad de la malla que se muestra en la Figura 4-4 que es el “Skewness”.

Este parámetro tiene un rango de 0 a 1, siendo la celda con parámetro “0” un tetraedro regular perfecto y “1” un triángulo plano. Para una mejor calidad de malla se desea que este parámetro sea lo más bajo posible, ya que cuanto más alto sea significará que uno de los ángulos del tetraedro es 0° y por tanto la celda se aproxima a un plano. Esto quiere decir que prácticamente el área por la que el fluido entra en la celda es la misma por la que sale (no hay volumen de control), por ello te da problemas para obtener gasto másico y con ello poder calcularte diferentes variables.

El programa solo te da la opción de manejar el parámetro “Target Skewness”, que es la distorsión a la que intentará no incrementar, además de los parámetros de inflación ya citados de número de capas y distancia de capa límite.

Tras varios intentos se escogió que un valor de parámetro adecuado del “Target Skewness” era de 0.9, donde al converger el problema vimos que la máxima celda distorsionada era de 0.934, con una media de distorsión de 0.258 y desviación de 0.169, valores que se sitúan dentro del rango de aceptación del proyecto.

Otra de las cosas que debe hacerse en esta sección es la de definir un área de contacto entre los dos volúmenes llamado “Mesh Interface”. Esta es una interfaz que indica cuál será el área de contacto entre los dos volúmenes. Si no se indicara esta función, el problema no convergería debido a que el programa no reconoce que la salida del primer tubo es la entrada del segundo tubo.

Por último y para facilitar el gasto computacional, se le indica al mallador que se abstenga de mallar con inflación la entrada y salida del fluido. A esta, si no se le indicara nada, se le considera como pared y distorsionaría con la gran densidad de celdas la entrada y salida del fluido.

Con ello tendríamos finalmente la siguiente mallada a la que se le procederá a su estudio:

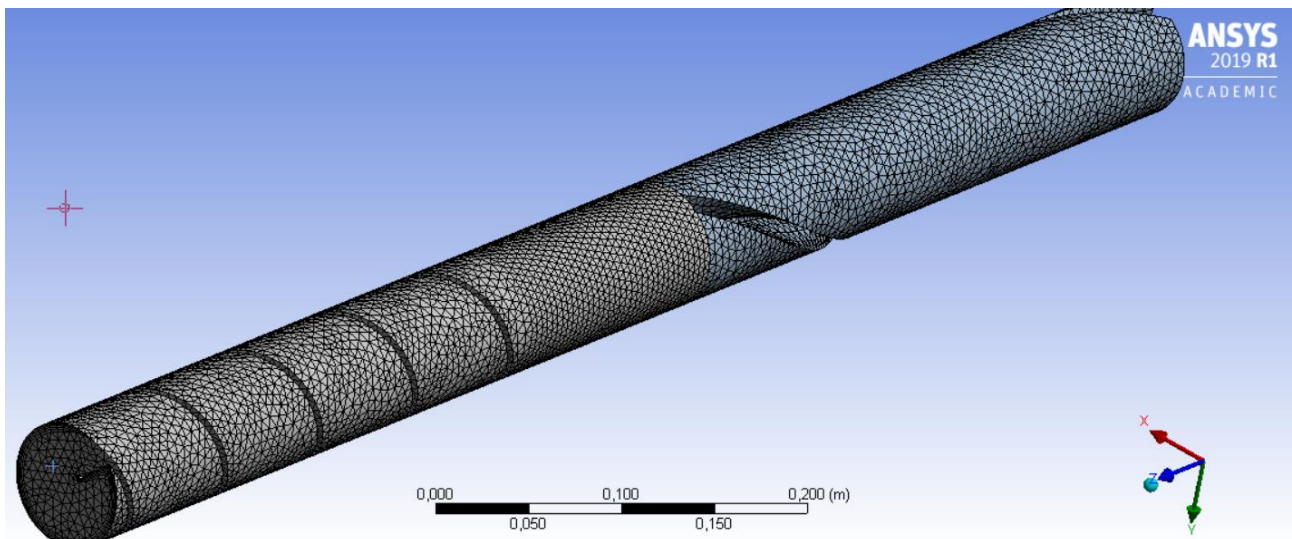


Figura 4.6 Malla del problema

4.3. CONDICIONES DEL PROBLEMA

Antes de poder realizar la simulación, se han de especificar varias condiciones en relación con el problema. Como puede mostrar la Figura 4-1, hay cuatro diferentes casos que representan tres casos con las velocidades escogidas y uno de prueba sin importancia.

Los casos solo se diferencian en las velocidades de los tubos, por tanto, todas las otras condiciones de servicio serán las mismas y se citarán a continuación.

Dentro del programa al abrir la opción “Solution” de alguno de los casos nos sale el siguiente desplegable donde introduciremos las condiciones del problema.

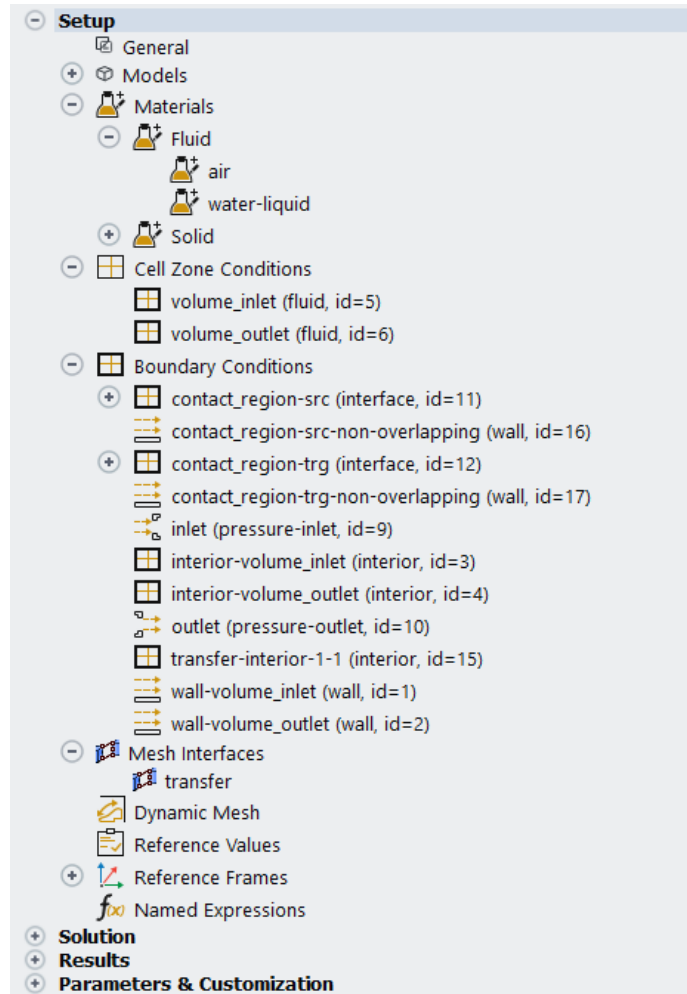


Figura 4.7 Menú de condiciones del problema

Vamos introduciendo paso a paso las condiciones, empezando primero por la parte superior de la Figura en “Models”. En este apartado tendremos que seleccionar el método por el que queramos que Fluent resuelva nuestro problema.

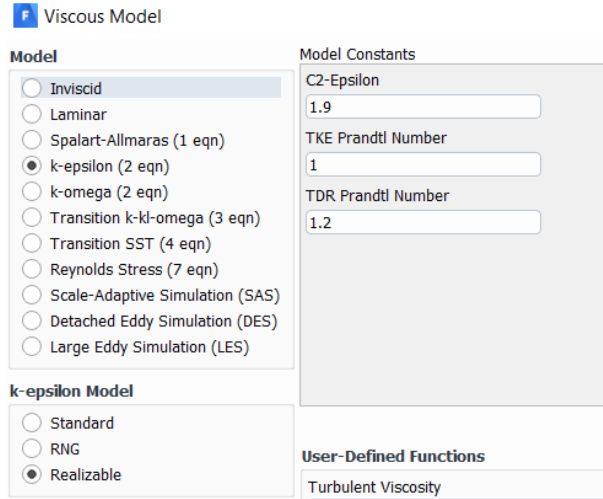


Figura 4.8 Modelos de resolución de Fluent

De todos los modelos a elegir se escogió el modelo de turbulencia *k-epsilon* por varios motivos. Uno de ellos era el gasto computacional que podía resultar al seleccionar un método más complejo.

Por ejemplo, el modelo *Large Eddy Simulation* (LES) es un modelo más completo donde se le indica un tamaño de vórtice por el que se quiere resolver, y por otra parte el método *Reynolds Stress* (7eqs) modela los esfuerzos propios de la turbulencia en 7 ecuaciones. Para estos modelos se necesitaría un ordenador con un procesador capaz de ejecutar estas simulaciones.

El método *k-epsilon* en cambio, es uno de los más robustos y utilizados en la industria para estos casos. Este modelo resuelve en cada celda usando 2 ecuaciones que serían la de la energía de la turbulencia y otra de disipación de energía que se asemeja con la función de disipación viscosa de Rayleigh. Los parámetros que aparecen a la izquierda de la figura son parámetros predeterminados que recomienda Ansys.

Continuando con las condiciones del problema, en apartado de *Materials*, en *Fluid* se cargará el fluido que recorrerá nuestros volúmenes. Es por ello por lo que se descarga desde la librería las propiedades del agua de mar, que tiene mayor densidad que la de agua común (1027 kg/m^3 frente a 1000 kg/m^3).

Más adelante, la sección de *Cell Zone Conditions* es la única sección que cambiará respecto a las demás simulaciones. Es donde se ponen las velocidades de rotación para los diferentes volúmenes, como el tubo solo rota sobre su eje y no se desplaza, solo se marcará la opción de *Frame Motion*.

En él nos sale un desplegable donde indicamos que para el volumen en el vector unitario [0 0 1] (eje Z) se le aplique una rotación de 1800 rpm, que coincide con la rotación del primer tubo (inlet).

The screenshot shows the 'Cell Zone Conditions' panel for the 'volume_inlet' zone. The 'Reference Frame' tab is active. Under 'Frame Motion', the 'Frame Motion' checkbox is checked. The 'Relative Specification' section shows 'Relative To Cell Zone' set to 'absolute'. The 'Rotation-Axis Origin' is set to (0, 0, 0) and the 'Rotation-Axis Direction' is set to (0, 0, 1). The 'Rotational Velocity' is set to 1800 rpm. The 'Translational Velocity' is set to (0, 0, 0).

Figura 4.9 Condiciones de velocidad de rotación sobre el eje Z del volumen

Para terminar con las condiciones de servicio solo haría falta imponer unas condiciones de contorno del fluido. Lo primero que se supone es la acción de la gravedad y que el propulsor va sumergido a 5 metros bajo el nivel del mar. Por tanto, la presión absoluta del tubo será:

$$p_{5 \text{ metros}} = p_{abs} + \rho_{agua \text{ de mar}} \times g \times h = 101325 + 1027 \times 9.81 \times 5 = 151 \, 699 \text{ [Pa]}$$

Operating Conditions

Pressure

Operating Pressure (pascal)
151699

Reference Pressure Location

X (m) 0

Y (m) 0

Z (m) 0

Gravity

☒ Gravity

Gravitational Acceleration

X (m/s²) 0

Y (m/s²) -9.81

Z (m/s²) 0

Variable-Density Parameters

☒ Specified Operating Density

Operating Density (kg/m³)
1027

OK Cancel Help

Figura 4.10 Presión de operación y densidad

Por último, se debe indicar que la presión que rodea a los volúmenes no cambia, ya que el propulsor se supone que este está sumergido horizontalmente. Esto se aplica en los apartados *Pressure Inlet* y *Pressure Outlet*, donde ponemos que el *Gauge Pressure* = 0, esto significa que no hay cambio de presión que rodea al fluido entre la entrada y la salida de cada volumen. Si el tubo no fuese horizontal o para otro problema donde existiera una bomba centrífuga que incrementa la presión dentro del sistema, el valor del parámetro de *Gauge Pressure* ya sería distinto de 0.

4.4. SIMULACIÓN Y RESULTADOS

El proceso que hace Fluent para simular es el siguiente: el problema lo converge gracias a que resuelve las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento en el centro de cada una de las celdas y finalmente discretiza el dominio en pequeños volúmenes.

Antes de inicializar la simulación, se han de especificar el modelo de ajuste que queremos que tengo al resolver cada variable de estudio.

En el apartado de *Solution*, debemos especificar de que orden queremos cada variable. Esto es porque para saber el gasto másico y la cantidad de movimientos tienes que saber la velocidad en la cara de las celdas. Como Fluent te resuelve las ecuaciones en el centro de cada celda, se ha de hacer una interpolación entre las celdas adyacentes mediante derivadas de distinto orden.

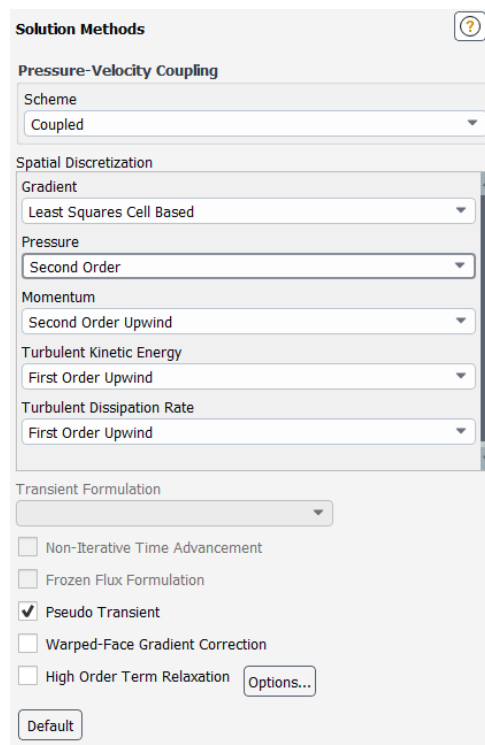


Figura 4.11 Orden de derivadas para sacar los diferentes valores

Para este caso, como nos era de especial relevancia tanto el gradiente de velocidades como el de presiones y pares resistentes, asignamos una derivada de 2º orden. Si pudiéramos mayor orden el análisis sería más costoso de converger y puede que los resultados no difieran tanto respecto de uno

de 2º orden. Para la disipación y energía tica se seleccionó una derivada de 1º orden ya que no era de especial relevancia en nuestro problema y convergería más fácil.

En el menú de *Controls* existen unos factores de relajación que hay que fijar para cada variable de estudio, estos irán den un rango de “0” a “1” y consisten en nuestro grado de confianza en la variable. Cuanto más se acerque el factor a “1”, más confianza se tendrá en el resultado anterior y por tanto Fluent hará menos iteraciones para obtener los resultados finales. Por ello seleccionaremos los factores de Momento y Presión con un factor de 0.5, mientras que los otros parámetros se utilizarán los que vienen por defecto en el programa.

Por último y antes de iniciar la simulación. Se indica el número máximo de iteraciones, que tras varios intentos de convergencia se pudo hallar un óptimo de 3000 iteraciones. Todo esto utilizando una *Hybrid Initialization* en el menú de *Inicializacion*. Esto quiere decir que hará menos iteraciones al principio, lo que ayudará a que converja el problema mucho mejor, ya que uno de los grandes problemas para la simulación es el inicio de la simulación.

Para verificar que la simulación nos salió con unos resultados estables y óptimos, vemos que los residuos que nos da la solución son del orden de 10^{-4} , lo que nos resulta una solución bastante fiable según las condiciones impuestas anteriormente.

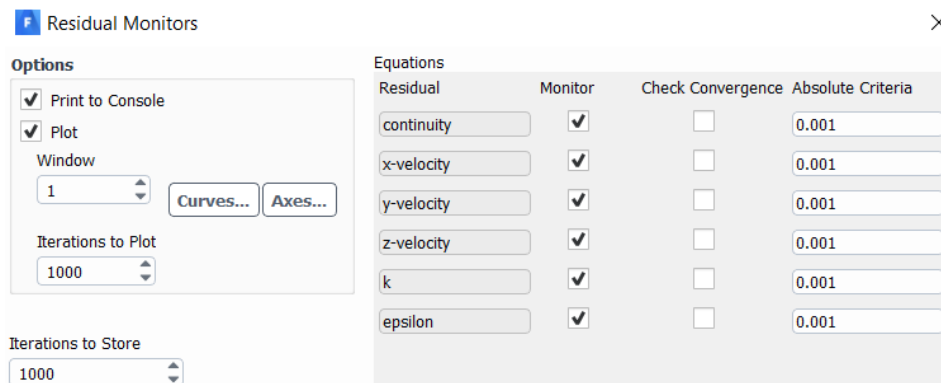


Figura 4.12 Residuos del problema

4.5. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Ya con el problema convergido y con soluciones a priori fiables por los residuos bajos se estudiarán los diferentes casos de velocidades de los tubos con sus diferentes variables.

En la última parte del esquema general de Fluent de la simulación se recogerán los resultados de todas las simulaciones para su comparación.

Ya con el problema convergido y con soluciones a priori fiables por los residuos bajos se estudiarán los diferentes casos de velocidades de los tubos con sus diferentes variables.

4.5.1. ANÁLISIS DE VELOCIDADES

El gráfico siguiente muestra las líneas de flujo del agua cuando pasa por el fluido bajos se estudiarán los diferentes casos de velocidades. La leyenda de colores representa la magnitud de la velocidad de la corriente en m/s.

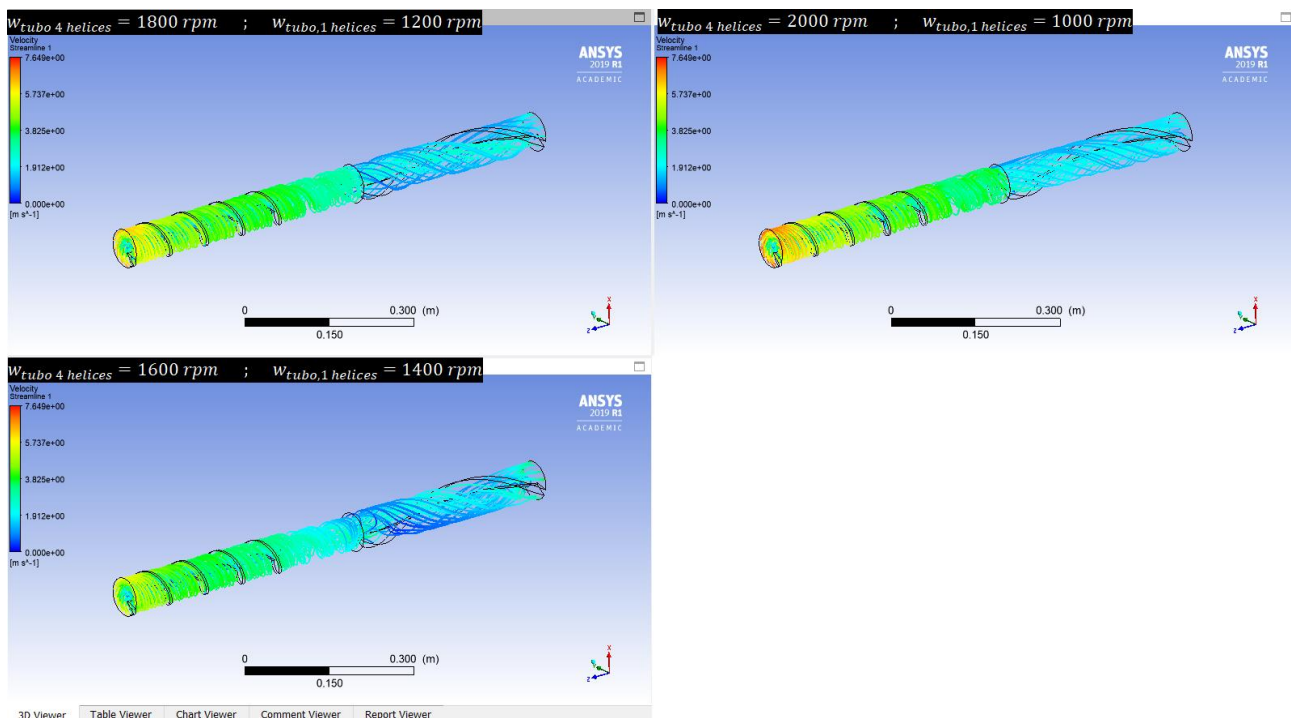


Figura 4.13 Velocidades del flujo

Lo primero que se denota en la simulación es que la velocidad es más radial y de mayor magnitud en el primer tubo y más axial y baja en el segundo tubo. Esto se debe a la forma de la hélice, que al girar más rápido en el primer tubo con un paso de hélice más bajo provoca una velocidad radial muy alta.

Cabe decir, que la velocidad cerca de las paredes del tubo es mucho mayor que cuando se va acercando al eje. Esto se debe principalmente al agujero pasante del tubo, que al no estar en contacto con la hélice rotatoria no le imprimirá tanta velocidad al fluido.

Otra diferencia que se ve es que cuanto más rápido gire el tubo, mayor velocidad en sentido radial tendrá, por ello que las líneas de flujo en el tubo de 2000 rpm alcancen una velocidad máxima de aproximadamente 7 m/s.

Una peculiaridad que se observa en ambas simulaciones es el flujo en la zona entre los tubos. Las líneas de corriente al salir de la hélice del primer tubo van perdiendo velocidad, pero con una componente radial más grande. Esto puede generar muchas pérdidas porque el flujo va más “desordenado” y habrá más desprendimiento de capa límite. Estas pérdidas se incrementan cuando el flujo choca con la hélice del segundo tubo, donde por el choque disminuye la velocidad.

Por último, podemos ver que en la simulación de

$$w_{tubo\ 4\ helices} = 1600\ rpm; \quad w_{tubo,1\ helices} = 1400\ rpm,$$

vemos que a pesar de que el segundo tubo sea el tubo de mayor velocidad de rotación, se ven paradójicamente zonas donde el flujo tiene velocidad casi nula, pudiendo ser debido a la pérdida de eficiencia de la hélice a estas velocidades.

Lo contrario que pasa en la simulación de

$$w_{tubo\ 4\ helices} = 2000\ rpm \quad ; \quad w_{tubo,1\ helices} = 1000\ rpm,$$

donde vemos que a pesar de tener más diferencia entre las velocidades de rotación de los tubos, el flujo en el segundo tubo es más axial y con la mayor velocidad de todas, 2 m/s, por lo que lo hace a priori la simulación que mejor resultado puede dar.

4.5.2. ANÁLISIS DE PRESIONES

Para este análisis de presiones se sacó el gradiente de presiones respecto a la presión del entorno a lo largo de la sección del tubo que se calculó anteriormente.

Recordemos que se supuso que el propulsor al estar sumergido a 5 metros bajo el nivel del mar la presión a la entrada y salida del tubo se impuso a 151 699 Pa.

Este análisis servirá sobre todo para ver si se produce el fenómeno de cavitación, que son unas pequeñas burbujas que implosionan y puedan causar pérdidas energéticas significativas además de poder dañar la hélice. Esto ocurre cuando la presión del agua era inferior a la presión de vapor del agua a esa temperatura.

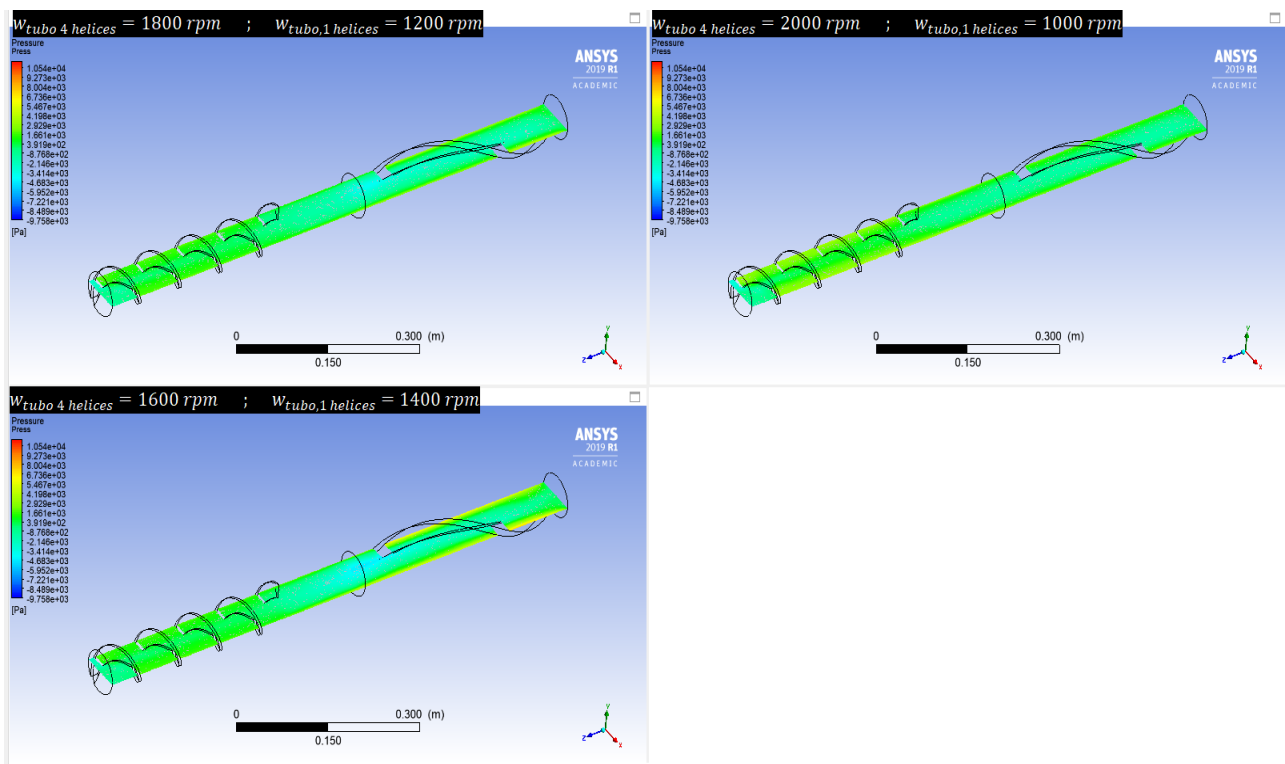


Figura 4.14 Sección para ver el análisis de presiones

Como podemos observar, la mayor presión se alcanza en la pared, alcanzándose la máxima en la simulación de $w_{tubo\ 4\ helices} = 1600\ rpm$; $w_{tubo,1\ helices} = 1400\ rpm$. Este valor de presión absoluta resulta en $151.699 + 6.730 = 158.429\ [Pa]$. Esto ocurre en el caso donde el tubo de salida gira

a más velocidad (1400 rpm) y es debido a que en este caso vimos anteriormente como el fluido llegaba a tener velocidad casi nula, por eso la presión se incrementa tan drástica.

Por otro caso, vemos que la menor presión que se tiene ocurre en la misma simulación donde se obtuvo la mayor presión. La zona en concreto donde ocurre es justo antes de llegar al fluido a la hélice del segundo tubo. Aquí llega el agua a tener una presión de $151.699 - 5.952 = 145.747$ [Pa].

Suponiendo que la temperatura del agua a una profundidad de 5 metros bajo el nivel del mar es alrededor de 15°C, la presión de vapor a dicha temperatura es 2.400 Pa. Por tanto, se puede concluir que como la mínima presión obtenida en el ensayo es mayor que la presión de vapor, no se producirá la cavitación.

Esto cabía de esperar ya que el tubo estaba sumergido a una presión muy alta, por lo que se necesitaría tener una pérdida mayor de presión para que surja este fenómeno.

4.5.3. ANÁLISIS DE GASTO MÁSSICO Y FUERZA DE PROPULSIÓN

Para este apartado no se obtienen gráficas de comparación, ya que son valores numéricos que te da el programa. Por ello se discutirá cada caso por separado.

Recordemos que para que exista fuerza de empuje se tiene que haber variación del momento lineal del fluido. Por ello se utilizará la siguiente fórmula para su cálculo, cuyos términos se explicarán a continuación.

$$\Sigma F_{\text{EMPUJE}} [N] = m'_{\text{OUTLET}} \times \frac{V_{\text{INTEGRAL,OUTLET}} \times dA_{\text{OUTLET}}}{A_{\text{OUTLET}}} - m'_{\text{INLET}} \times \frac{V_{\text{INTEGRAL,INLET}} \times dA_{\text{INLET}}}{A_{\text{INLET}}}$$

Se hace una diferencia entre el gasto másico (m') a la entrada (Inlet) y la salida (outlet), el programa aun cogiendo un volumen de control específico tiene en cuenta la acción del back-Flow, que significa que por condiciones de turbulencia el agua puede volver, aunque esta diferencia veremos que será mínima.

Para calcular la fuerza de propulsión, es importante saber que esta fórmula tiene en cuenta solo la velocidad axial o meridional, que es la que se encarga del caudal. Por lo que la velocidad radial o periférica no se ha de tener en cuenta. Para tener mayor exactitud en el cálculo de la fuerza de empuje, deberemos saber la velocidad axial en toda el área de salida y entrada, por lo tanto, se selecciona la integral de la velocidad axial en el área de entrada y salida, que nos dará en unidades de

Model (C3) > Named Selections > Named Selections		
Object Name	<i>inlet</i>	<i>outlet</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	
Definition		
Send to Solver	Yes	
Protected	Program Controlled	
Visible	Yes	
Program Controlled Inflation	Exclude	
Statistics		
Type	Manual	
Total Selection	1 Face	
Surface Area	3,6423e-003 m²	3,6424e-003 m²
Suppressed	0	
Used by Mesh Worksheet	No	

Figura 4.15 Tabla donde muestra la superficie de entrada (Inlet) y salida (outlet) del fluido

[m/s]x[m²], por ello para tenerlo en unidades de velocidad dividiremos entre cada área de entrada o salida.

Para saber con exactitud las áreas de salida y entrada del fluido, haremos uso de la opción *Name Selections*, donde nos resulta una $A_{INLET} = 3,6423 \text{ e} - 3 \text{ m}^2$; $A_{OUTLET} = 3,6424 \text{ e} - 3 \text{ m}^2$

Como se dijo antes, se discretizará el gasto másico para cada par de velocidades además de su fuerza de propulsión.

$$1. \quad w_{tubo \ 4 \ helices} = 1600 \text{ rpm} \quad ; \quad w_{tubo,1 \ helices} = 1400 \text{ rpm}$$

$$\begin{aligned} m'_{OUTLET} &= 5.2031 \left[\frac{kg}{s} \right]; \\ V_{INTEGRAL,OUTLET} &= 5.917 \text{ e} - 3 \text{ [m/s]x[m2]}; \\ m'_{INLET} &= 5.2033 \left[\frac{kg}{s} \right]; \\ V_{INTEGRAL,INLET} &= 5.3217 \text{ e} - 3 \text{ [m/s]x[m2]}; \end{aligned}$$

$$\Sigma F_{EMPUJE} = 0,849 \text{ N}$$

$$2. \quad w_{tubo \ 4 \ helices} = 1800 \text{ rpm} \quad ; \quad w_{tubo,1 \ helices} = 1200 \text{ rpm}$$

$$\begin{aligned} m'_{OUTLET} &= 5.9965 \left[\frac{kg}{s} \right]; \\ V_{INTEGRAL,OUTLET} &= 5.989 \text{ e} - 3 \text{ [m/s]x[m2]}; \\ m'_{INLET} &= 5.9963 \left[\frac{kg}{s} \right]; \\ V_{INTEGRAL,INLET} &= 6.011 \text{ e} - 3 \text{ [m/s]x[m2]}; \end{aligned}$$

$$\Sigma F_{EMPUJE} = -0,0361 \text{ N}$$

$$3. \ w_{tubo\ 4\ helices} = 2000\ rpm \quad ; \quad w_{tubo,1\ helices} = 1000\ rpm$$

$$\begin{aligned} m'_{OUTLET} &= 6.3103 \left[\frac{kg}{s} \right]; \\ V_{INTEGRAL,OUTLET} &= 6.307\ e - 3\ [m/s]x[m^2]; \\ m'_{INLET} &= 6.3102 \left[\frac{kg}{s} \right]; \\ V_{INTEGRAL,INLET} &= 6.328\ e - 3\ [m/s]x[m^2]; \end{aligned}$$

$$\Sigma F_{EMPUJE} = -0,0365\ N$$

A la vista de los resultados obtenidos podemos afirmar dos cosas.

La primera es que a mayor velocidad de giro del primer tubo habrá mayor gastó másico dentro del volumen de control, esto cabía esperar ya que la hélice hace girar más agua hacia su interior.

Por otro lado, vemos que no existe fuerza de propulsión ya que está resultó alrededor de 0. En dos de los casos salió negativa debido a que la integral de velocidad a la entrada es mayor que en la salida, y la que nos salió positiva nos salió con un valor de 0.849N, fuerza remota para propulsar un barco. Por tanto, este análisis concluye al igual que el análisis teórico que no hay fuerza de propulsión.

4.5.4. ANÁLISIS DE PAR RESISTENTE DEL AGUA

Este apartado sirve solo para comprobar si el par resistente del fluido a la hélice es mayor en el tubo de la entrada que en el de salida. Para ello nos fijamos en el valor total de la que aparecerá en cada figura a la derecha, que será negativo debido a que se opone a la rotación del fluido.

$$1. \quad w_{\text{tubo 4 helices}} = 1600 \text{ rpm} \quad ; \quad w_{\text{tubo,1 helices}} = 1400 \text{ rpm}$$

Moments - Moment Center (0 0 0) Moment Axis (0 0 1)			
Moments (n-m)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-volume_inlet	-0.08335229	-0.15930107	-0.24265336
wall-volume_outlet	-0.50693084	-0.039045363	-0.54597621

Net	-0.59028313	-0.19834643	-0.78862957

Figura 4.16 Par resistente en los tubos de $w=1600 \text{ rpm}$; $w'=1400 \text{ rpm}$

$$2. \quad w_{\text{tubo 4 helices}} = 1800 \text{ rpm} \quad ; \quad w_{\text{tubo,1 helices}} = 1200 \text{ rpm}$$

Moments - Moment Center (0 0 0) Moment Axis (0 0 1)			
Moments (n-m)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-volume_inlet	-0.09044014	-0.20636449	-0.29680463
wall-volume_outlet	-0.27562139	-0.031721505	-0.30734289

Net	-0.36606153	-0.23808599	-0.60414752

Figura 4.17 Par resistente en los tubos de $w=1800 \text{ rpm}$; $w'=1200 \text{ rpm}$

$$3. \quad w_{\text{tubo 4 helices}} = 2000 \text{ rpm} \quad ; \quad w_{\text{tubo,1 helices}} = 1000 \text{ rpm}$$

Moments - Moment Center (0 0 0) Moment Axis (0 0 1)			
Moments (n-m)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-volume_inlet	-0.13572677	-0.245668	-0.38139477
wall-volume_outlet	-0.071097852	-0.026335073	-0.097432926

Net	-0.20682462	-0.27200307	-0.4788277

Figura 4.18 Par resistente en los tubos de $w=2000 \text{ rpm}$; $w'=1000 \text{ rpm}$

A la vista de los resultados, vemos que todos los pares resistentes que ejerce el agua a las hélices es negativa, ya que se opone a la velocidad de rotación del fluido, aunque vemos que los pares resistentes son muy bajos (<1 [N.m]).

También observamos que para todas las simulaciones menos la de $w=2000$ rpm $w'=1000$ rpm, el par resistente en el tubo de salida es más grande de la entrada. Esto se debe a que la hélice a la entrada es más cerrada, lo que hace que el fluido tenga menos choque que cuando la hélice en la salida es más abierta (menos paso). Esto no se llega a cumplir en la situación ya citada por lo siguiente: como hay tanta diferencia de velocidades entre los dos tubos, cabe esperar que llegue a un punto donde a pesar de tener una hélice más cerrada en el tubo de entrada, este al tener una velocidad mucho mayor (el doble) tiene un par resistente mayor.

Capítulo 5

DISEÑO

Y FABRICACIÓN DE LA

CARCASA

Este capítulo viene a realizar comentarios generales para explicar los distintos planos de la carcasa. Cabe destacar que se ha documentado el diseño mediante la generación de planos de conjunto, despiece y lista de materiales, además de anexos con las características de las piezas normalizadas compradas a un fabricante, teniendo cada uno notas acerca de su fabricación.

Para la carcasa, se ha buscado una forma forma hidrodinámica, que reduzca al máximo la resistencia con el agua, aunque para el uso que le vamos a dar en el banco de pruebas la carcasa irá con unos soportes atornillada al banco de pruebas, por lo que el hidro dinamismo no será de especial relevancia. La carcasa contiene unas aletas que enganchan con unos soportes que se fijarán al banco de pruebas.

Como muestran los planos siguientes, las carcasas irán en fundición de Acero AISI 904-L que es resistente a la corrosión del agua, mientras que los tornillos y arandelas serán de la clase A4 que son inoxidable.

Para asegurar que no penetre agua dentro de la carcasa, donde irá aceite para engrasar el diferencial mecánico. Se utilizarán elementos de estanqueidad como juntas, empaquetaduras y prensa estopas, además de los tornillos y arandelas que apretarán las carcasas.

Para los elementos de sujeción se utilizaron tanto casquillos para que los tubos no rozarán directamente contra la carcasa, como los rodamientos para transmitir la potencia de los tubos y permitir el giro relativo entre carcasa y tubos.

Con el diseño escogido y el uso que le queremos dar, no será necesario una pintura RAL para recubrir las carcasas, esto se debe a que la carcasa es de acero inoxidable AISI 904-L y además se le someterá a un baño químico de Pasivado AMS 2700 Método 1 para reforzar y fortalecer la pieza frente a la corrosión.

Capítulo 6

PRESUPUESTO

CARCASA

Para realizar el presupuesto de la carcasa se han contabilizado para todas las diferentes áreas que intervienen en el proceso de fabricación.

Este presupuesto es el que haría una empresa especializada a la que se desearía subcontratar para que se encargara del proceso de diseño y fabricación de dicha carcasa del propulsor sin avance alguno.

Lo primero que se contabilizaron fueron las horas de diseño en el área de I+D. Esta área es la que diseñará la carcasa y sacará todos los planos para el proceso de fabricación, por tanto y por la cantidad de piezas a desarrollar, se hizo una estimación de 100 horas de trabajo para un ingeniero técnico Junior con un coste de 40€/hora.

Al tener los planos de fabricación, se haría una división entre las piezas a mecanizar y las piezas normalizadas que se comprarían. Por un lado, las piezas a mecanizar serían las más costosas ya que incluiría toda su fabricación incluyendo el coste de los materiales utilizados, el coste de las horas de los operarios y la inspección y verificación de las piezas. Para saber dicho coste se mandó pidió varios presupuestos a diferentes empresas.

Por otro lado, las piezas normalizadas como tornillos y arandelas se tendrían que encargar a un fabricante especializado. Aquí se supuso que la empresa subcontratada ya tendría estas piezas y contabilizaría las piezas exactas usadas para hacer el presupuesto. En caso contrario, donde el dueño de la patente se encargará de comprar dichas piezas, hay que tener en cuenta que los fabricantes no suelen vender piezas sueltas, sino tienen un pedido mínimo de piezas o MOQ (Minimum of Quantity) que suele rondar las 50 o 100 unidades, esto elevaría el coste y se tendrían tornillos y arandelas de sobra al final del proceso.

Posterior a la fabricación de las piezas a mecanizar, sería necesario un tratamiento químico para reforzar y fortalecer la resistencia de las piezas para darle una mayor vida útil y mejorar su calidad. En este caso se utilizó un tratamiento especial para aceros inoxidable como el Pasivado AMS 2700 Método 1. Cabe destacar que los métodos de tratamiento posterior tienen su cierta precaución, ya que una mala aplicación podría conllevar en una reducción del espesor de la pieza haciéndola inservible.

Por último, se contabilizaría aparte el proceso de montaje, la cual por todas las piezas se estima una duración de 5 horas a 30€/hora.

Los gastos de gestión se supondrán casi un 5% del total que serían aproximadamente 600€, que incluirían gastos como luz, realización del presupuesto y posibles imprevistos que puedan llegar a ocasionarse.

Con esto se tiene un presupuesto SIN IVA o subtotal de 12.667,88€, a lo que sumando el 21% de dicho impuesto se incrementaría la cifra a 15.328,13€.

Área	Elemento	Coste BASE	UNIDADES	Coste TOTAL €
Fase I+D de Diseño	Ingeniero Técnico Junior	40€/hora	100 horas	4000
Fabricación [Subcontratado]	Prensaestopas	600 €/pieza	2	1200
incluyendo mecanizado	Carcasas Superior [Fundición]	1500 €/pieza	1	1500
	Carcasa inferior	1000 €/pieza	1	1000
	Carter	1200 €/pieza	1	1200
	Casquillos	500 €/pieza	2	1000
	Juntas	100 €/pieza	2	200
Tratamientos Químicos	PASIVADO AMS 2700 MÉTODO 1	200 €/pieza	7	1400
Comerciales	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M10X50 -A4	45,16 €/100 piezas	10	4,51
	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6X30 A4	19,17 €/100 piezas	12	2,3
	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6X35 A4	22,53 €/100 piezas	4	0,9
	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6X40 A4	26,56 €/100 piezas	12	3,18
	ARANDELA PLANA BISELADA Ø6 A4	16,01 €/100 piezas	28	4,48
	ARANDELA PLANA BISELADA Ø10 A4	15,57 €/100 piezas	10	1,56
	Empaquetaduras	49,36 €/pieza	6	296,16
	RODAMIENTO SKF 7216BECBPH	45,9 €/pieza	2	91,8
	LOTITE 10 ml	12,99 €/pieza	1	12,99
Montaje	Proceso de Montaje	30€/hora	5	150
Gastos de gestión	Gastos	600	1	600
			SUBTOTAL	12667,88
			TOTAL (+21%)	15328,13

Capítulo 7 PROYECTO PARALELO: BANCO DE PRUEBAS

Este proyecto se ha comenzado con una propuesta de diseño partiendo de las medidas necesarias para sacar conclusiones acerca del funcionamiento del prototipo tras el ensayo. Se han propuesto formas de medir el caudal, la presión y la fuerza de impulsión manteniendo el prototipo en un entorno lo más similar al mar abierto posible, es decir, sumergido y rodeado de agua salada.

Para la medida del caudal se ha diseñado un sistema de dos cubas, una cuba principal en la que se situará la mayor parte del prototipo, y otra cuba secundaria que actuará de rebosadero unidas pared con pared. El final del "Tubo de salida" atravesará las paredes comunes entre la cuba y el rebosadero de manera que absorba agua de la cuba principal y la expulse al rebosadero. El caudal se medirá recogiendo el agua que rebosa de la segunda cuba en un recipiente milimetrado y haciendo la división entre el volumen recogido y el tiempo transcurrido. En la Figura 7-1 se pueden observar ambas cubas y el prototipo atravesándolas, siendo la cuba marrón la principal y la azul la que funciona como rebosadero.

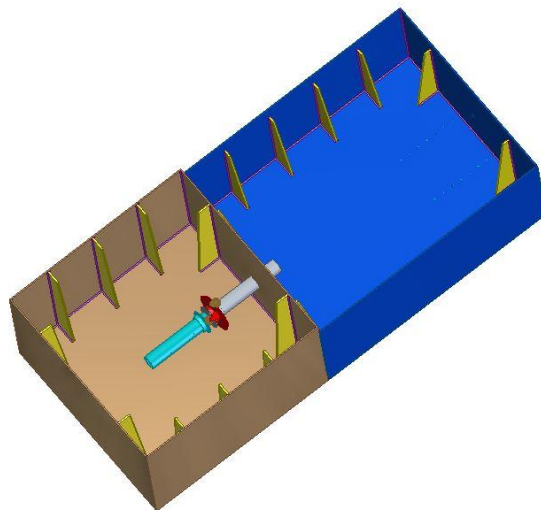


Figura 7-1 Sistema de medida del caudal (Q)

Para la medida de la fuerza de impulsión se ha diseñado un sistema placa-muelle cuyo funcionamiento es el siguiente: sobre una placa situada a una distancia "x" de la salida del tubo incide el chorro de agua procedente del "Tubo de salida", la cual comprime el muelle debido a la fuerza que le transmite el chorro. Midiendo esta deformación y conociendo la rigidez del muelle podemos conocer la fuerza necesaria para generar esa deformación. Esta fuerza será menor o igual a la fuerza de impulsión del prototipo en función de esa distancia "x" (esta distancia se controlará a través de unas guías). El sistema se puede ver en la figura 7-2, siendo la varilla que sobresale el sistema para medir la deformación del muelle. La varilla atraviesa el rebosadero como se observa en la Figura 7-3, y ahí se podrá ver la posición en reposo del muelle y la posición deformada, cuya resta nos dará la deformación del muelle.

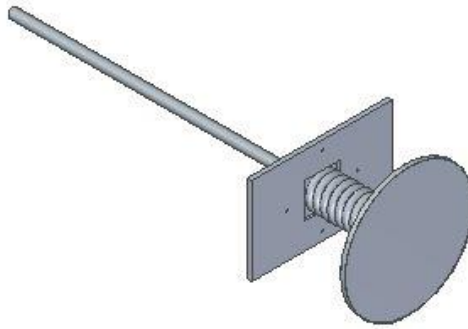


Figura 7-2 Sistema de medida de potencia

Para la medida de presiones a la entrada y a la salida se ha diseñado un sistema que consiste en un Tubo de Pitot a cada lado. Este tubo se dispondrá con un extremo situado en el eje del flujo de agua y el otro extremo sobresaliendo por la superficie del agua (por lo que tendrá forma de J a la entrada y a la salida). El tubo irá sujeto a la cuba de tal forma que resista la fuerza de impulsión.

Para ensamblar todos estos elementos de medida se utilizan piezas auxiliares que sujetan el prototipo, dan mayor rigidez a las paredes de la cuba o permiten el movimiento del sistema de medida de potencia en su conjunto. El conjunto cuba-rebosadero va montado sobre una placa base y cuatro soportes en forma de T.

Debido a que todas las piezas estarán en contacto con agua salada, todo el banco de pruebas está fabricado en acero inoxidable (F-316L) tratado mediante un pasivado para mejorar las propiedades de resistencia a la corrosión.

Respecto a la fabricación, la mayoría de las piezas del banco de pruebas han sido fabricadas mediante corte láser de chapas de acero inoxidable de distinto espesor. De esta forma conseguimos obtener todos los perfiles necesarios y solo algunos necesitarán un postmecanizado, como, por ejemplo, las placas del sistema de medida de potencia. Otros elementos imposibles de conseguir a partir de una lámina se fabrican por extrusión de perfiles, como por ejemplo unos soportes para el banco en forma de T.

Posteriormente, la unión de la mayoría de los elementos del banco de pruebas se realiza mediante soldadura MIG (es posible observar los cordones de soldadura en la 7-1), aunque otros elementos están unidos mediante tornillos, como por ejemplo el apoyo del prototipo sobre el banco, que consiste en un soporte y una tapa unidos mediante dos tornillos y dos arandelas

El aspecto final del banco de pruebas se representa en la Figura 7-3, este banco será capaz de medir el volumen desplazado por el prototipo, la deformación del muelle que nos permitirá calcular la fuerza de impulsión y gracias a dos tubos de Pitot podremos conocer las presiones a la entrada y a la salida para controlar la cavitación. Respecto a las conclusiones, sería necesario la fabricación del banco de pruebas para evaluar la veracidad de las medidas y las posibles mejoras que se podrían realizar para simplificar la toma de medidas.

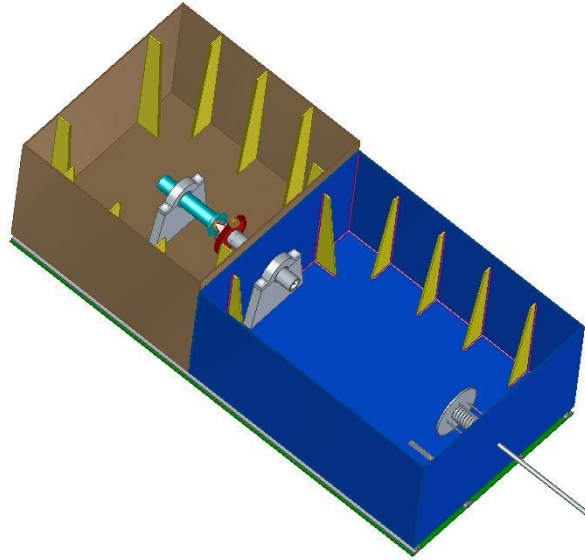


Figura 7- 3 Banco de pruebas

Capítulo 8

CONCLUSIONES

Este proyecto se hizo desde un principio con la finalidad de comprobar el funcionamiento de una patente de un innovador propulsor náutico, donde para ello se abarcan diferentes áreas y se utilizan diferentes herramientas como fórmulas de turbomáquinas y mecánica de fluidos, simulaciones computacionales del propulsor y planos de fabricación de la carcasa para el banco de pruebas.

Como hemos visto, los análisis teóricos y computacionales no aseguran que el propulsor vaya a funcionar. Ambos coinciden en que el fluido entrará en los tubos y lo único que hará será rotar sobre su eje, pero sin proporcionar fuerza de empuje.

Es cierto que los análisis no son del todo exactos, ya que suprimen ambos la acción del diferencial y hacen varias suposiciones para sacar conclusiones acerca del diseño. También se hicieron suposiciones como la de entrada del agua en sentido axial en el análisis teórico, o la suposición de varios regímenes de giro de los tubos.

Puede llegar a ocurrir que lo que haya fallado haya sido el dimensionamiento del propulsor, que como se detalla en los anexos tiene una longitud entre tubos de 895mm y los tubos de 80mm de diámetro.

Aun haciéndose un correcto dimensionamiento, el análisis teórico revela que como el agua es un fluido incompresible, la única manera de conseguir propulsión es teniendo una sección de salida del fluido más pequeña que la de entrada, lo que se puede lograr fácilmente instalando una tobera a la salida del tubo.

A pesar de estos análisis, cabe destacar que la manera más fiable para ensayar el propulsor es fabricando el propulsor con su carcasa y banco de pruebas correspondiente. Por ello este proyecto ha hecho una parte de ello diseñando los planos para la fabricación de la carcasa, mientras que en paralelo se ha hecho lo mismo con el banco de pruebas.

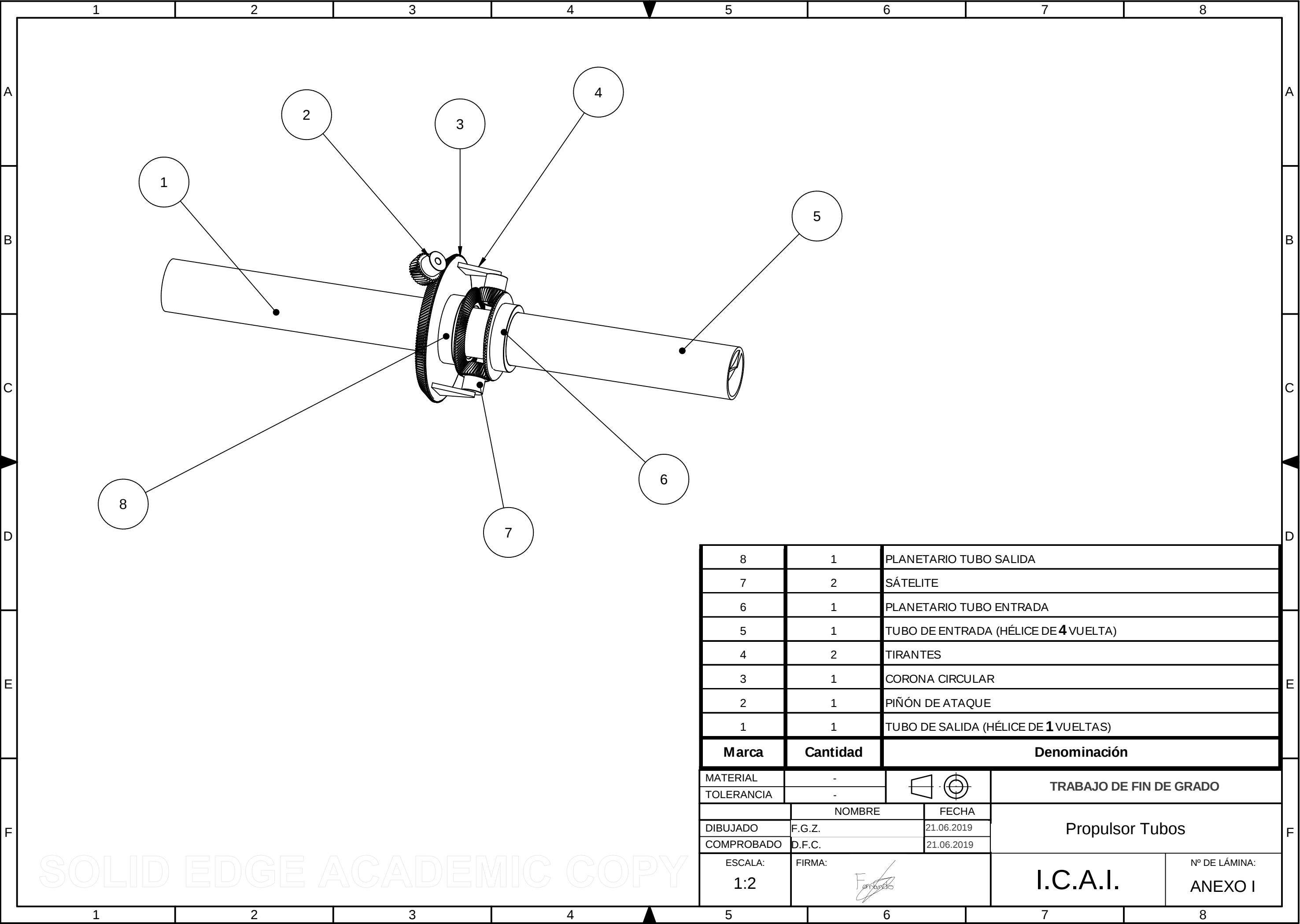
Cierto es que realizar en análisis real supondría un coste elevado que ascenderá a las decenas de miles de €. Ya solo la fabricación de la carcasa asciende a más de 15.000€, lo que replantearía hacer dicha inversión para su comprobación empírica.

La manera óptima que se recomendaría seguir es desarrollar de manera más exacta los cálculos computacionales de Fluent sin suprimir la acción del diferencial y comprobando su funcionamiento para diferentes dimensionamientos del propulsor. Esto da cabida a una continuación de este proyecto para futuros trabajos.

Si aún así estas simulaciones no arrojan veracidad sobre su funcionamiento real, no se recomienda hacer la inversión para comprobar su funcionamiento, ya que, debido al coste de fabricación, los análisis serán lo suficientemente veraces para no llegar a fabricarlo.

Capítulo 9

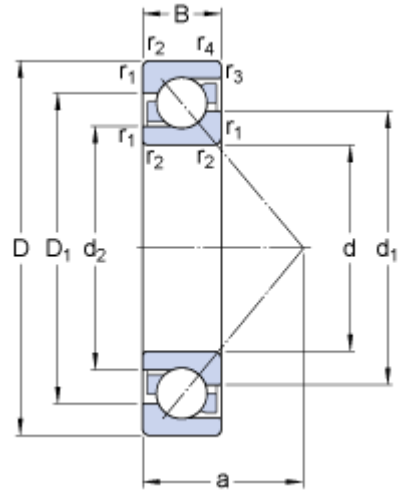
ANEXOS



7216 BECBPH

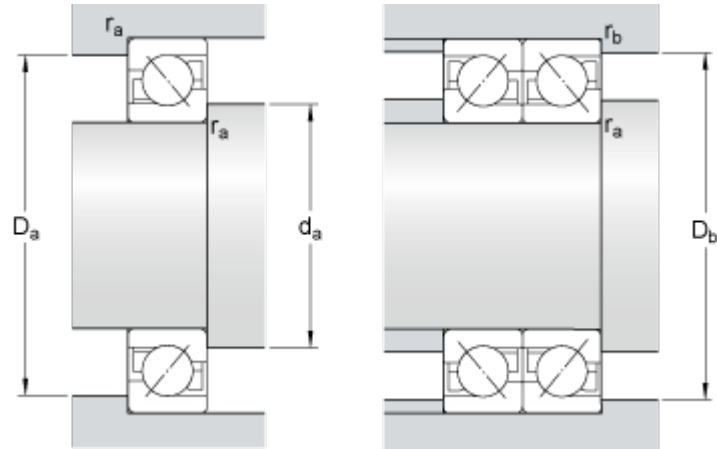
SKF Explorer

Dimensiones



d	80	mm
D	140	mm
B	26	mm
d ₁	≈ 103.55	mm
d ₂	≈ 91.44	mm
D ₁	≈ 117.85	mm
a	59	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	min. 1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 91	mm
D _a	max. 130	mm
D _b	max. 134	mm
r _a	max. 2	mm
r _b	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	85	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	75	kN
Carga límite de fatiga	P _u	3.05	kN
Velocidad de referencia		5600	r/min
Velocidad límite		5600	r/min
Factor de cálculo	A	0.0801	
Factor de cálculo	k _r	0.095	
Factor de cálculo	e	1.14	

Rodamiento individual o par de rodamientos dispuestos en tándem

Factor de cálculo	X	0.35	
Factor de cálculo	Y ₀	0.26	

Factor de cálculo	Y_2	0.57
Par de rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara		
Factor de cálculo	X	0.57
Factor de cálculo	Y_0	0.52
Factor de cálculo	Y_1	0.55
Factor de cálculo	Y_2	0.93

Masa

Rodamiento de masa	1.45	kg
--------------------	------	----

CERÁMICA CON INCONEL ■ 1450W CERAMIC WITH INCONEL ■ 1450W



• Hilos de fibra cerámica (no asbesto) reforzados con inserción metálica, son multitrenzados en una mezcla elastomérica para conformar una empaquetadura de gran estabilidad dimensional y resistencia térmica y mecánica. Se usa para sellar vapor saturado, sobresaturado, aire y gases calientes, productos derivados del petróleo, productos químicos y otros.

• Ceramic fibers (non asbestos) are reinforced with metallic insertions, those fibers are multitbraided to conform an elastomeric mix with high dimensional stability and thermic and mechanical resistance. Is used to seal saturated vapor, over saturated, air and hot gas, oil products, chemical products and others.

t °C	■	■	⊗
p bar	400	n/a	n/a
v m/s	2	n/a	n/a
pH	2-14		

RELACIÓN METROS x KG / RELATIONSHIP METERS x KG													
TOLERANCIAS/TOLERANCES													
1/8" - 1 1/2"													
1/8"	3/16"	1/4"	5/16"	3/8"	7/16"	1/2"	9/12"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/2"
50,00	34,00	19,10	12,62	9,50	5,90	5,30	4,20	3,45	2,40	1,88	1,82	—	—

SealPack ■ MASILLA INYECTABLE 5453 INJECTABLE PUTTY 5453

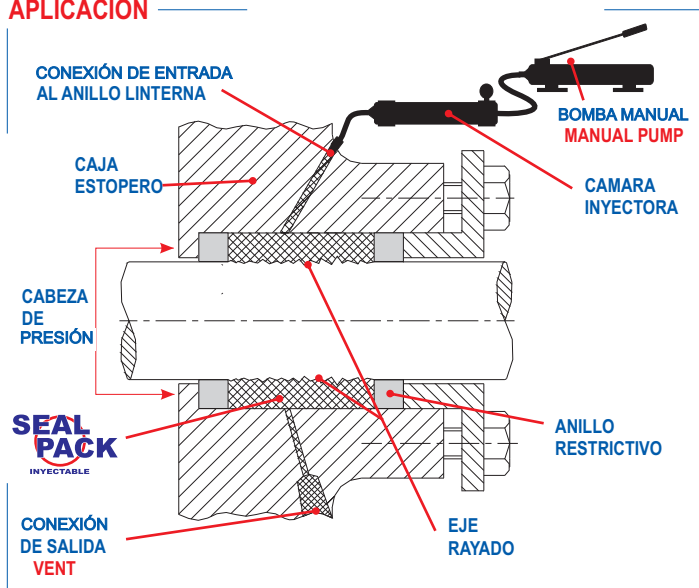


• Masilla sellante, fabricada a partir de fibras sintéticas y lubricantes sólidas, con puntos de fusión controlados. No contiene asbesto. Sella ejes rayados y no necesita removerse. Una dimensión sirve en todas las aplicaciones. También disponible en grado alimenticio. (Ref. 5452).

• A non asbestos pump and valve sealant manufactured with solid lubricants and greases are strengthened with synthetic fibers. Special designed for damage shafts, reduce friction and seals with virtually zero leakage. One universal size and never needs to be removed. Available in food grade (Ref. 5452).

t °C	■	■	⊗
p bar	45	30	20
v m/s	1,5	2	15
pH		0-14	

APLICACIÓN



EMPAQUETADURAS PARA BOMBAS PUMP PACKINGS

■ MT 2010 PTFE PURO PURE PTFE

• Empaquetadura de PTFE puro, es impregnada en aceites especiales. Posee una excelente resistencia a los productos químicos tales como ácidos fuertes, álcalis y solventes. No se recomienda su utilización con flúor y metales alcalinos derretidos. Tenemos también una versión económica MT 2010A.

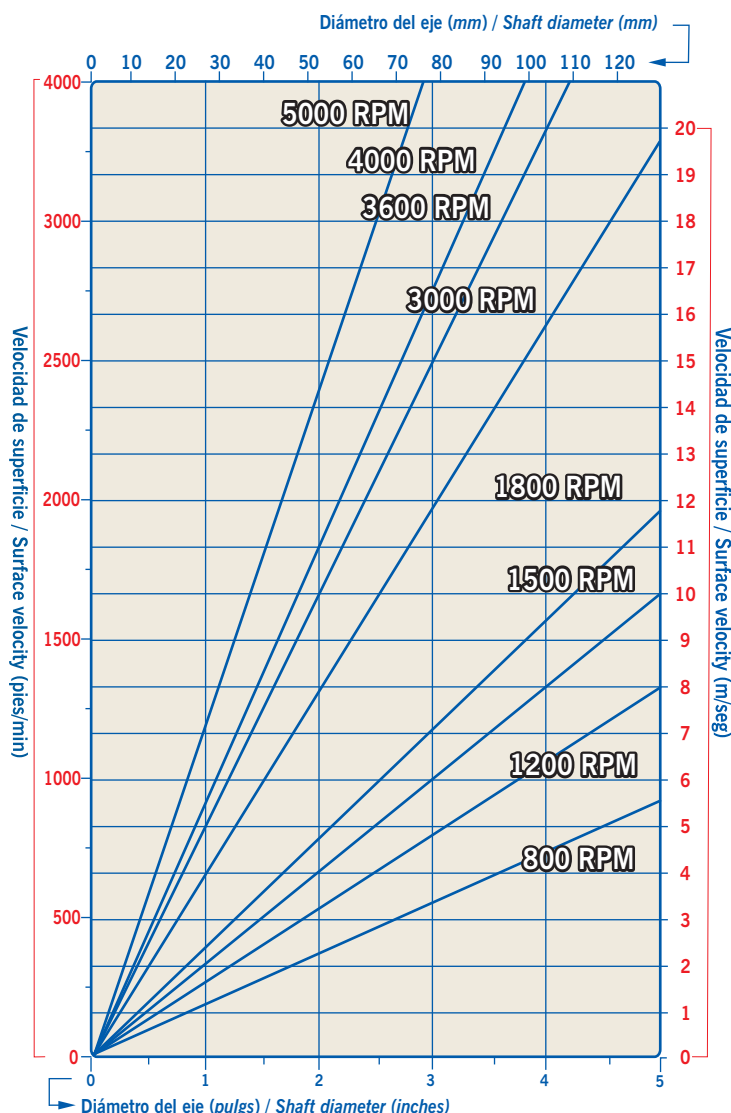


• Yarns of pure PTFE are interbraided and impregnated with special oils to give this packing excellent resistance to highly aggressive chemical substances, such as acids, alkalis and solvents. This reference is a soft, flexible packing with a low friction which does not vitrify at high velocities. Also have an economical version MT 2010A.

t °C	■	■	⊗
p bar	100	100	30
v m/s	1	2	12
pH		0-14	

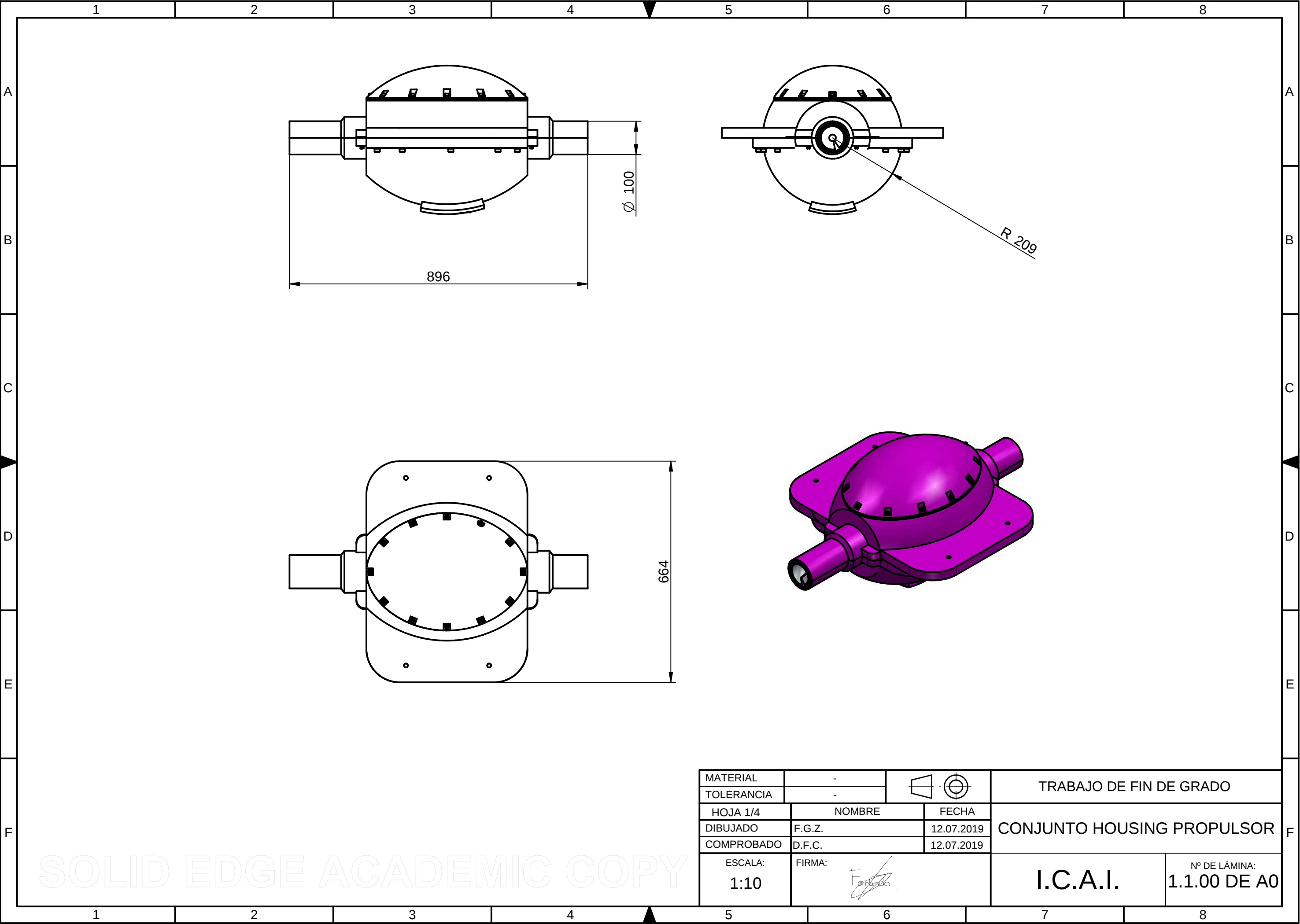
RELACIÓN METROS x KG / RELATIONSHIP METERS x KG													
TOLERANCIAS/TOLERANCES													
1/8" - 1 1/2"													
1/8"	3/16"	1/4"	5/16"	3/8"	7/16"	1/2"	9/12"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/2"
57,00	25,50	13,49	9,20	6,59	4,20	3,60	3,24	2,45	1,76	1,30	1,01	—	0,66

■ TABLA DE CONVERSIÓN DE VELOCIDADES DE EJES SHAFT VELOCITIES CONVERSIONS TABLE

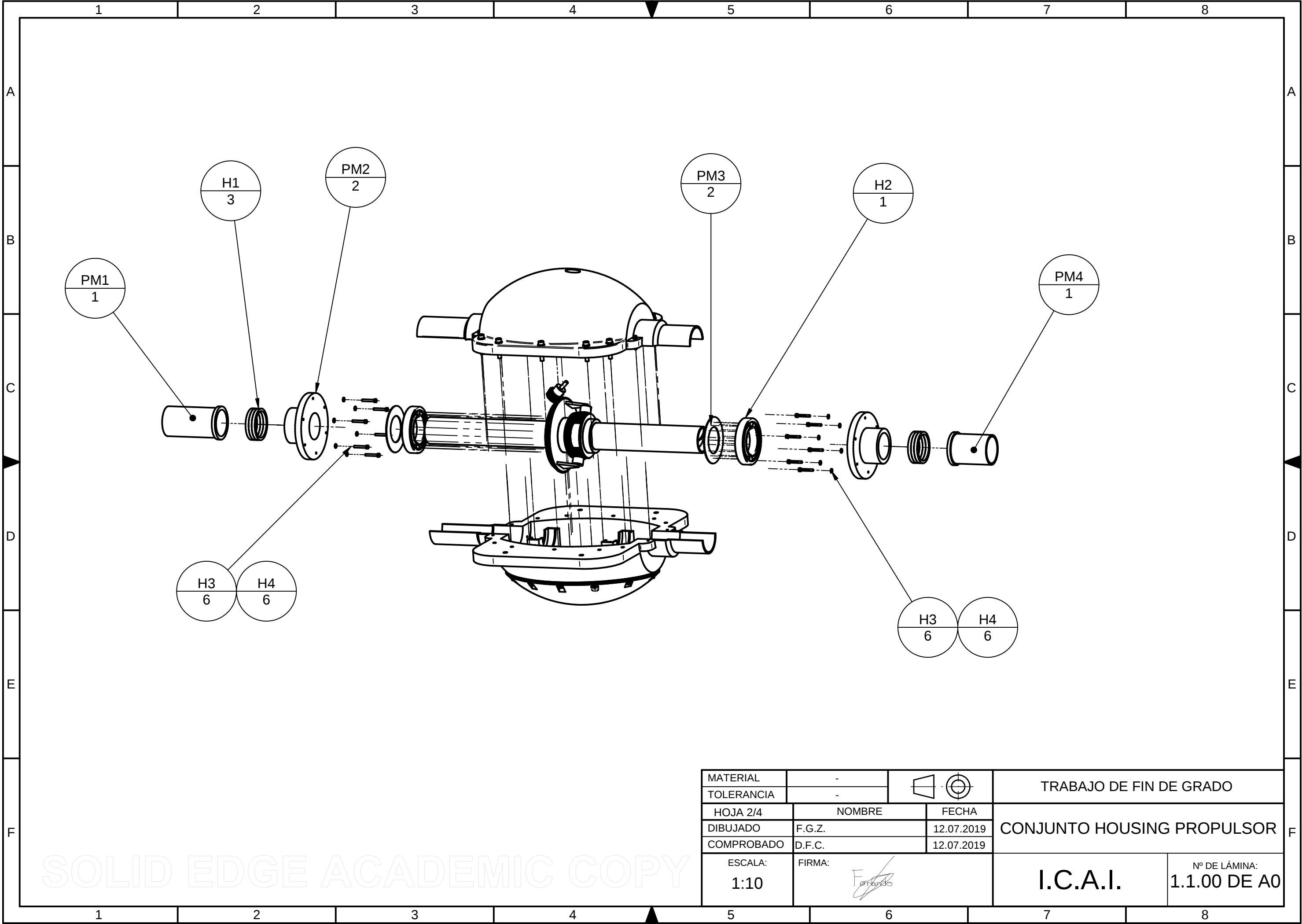


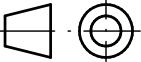
Capítulo 10

PLANOS

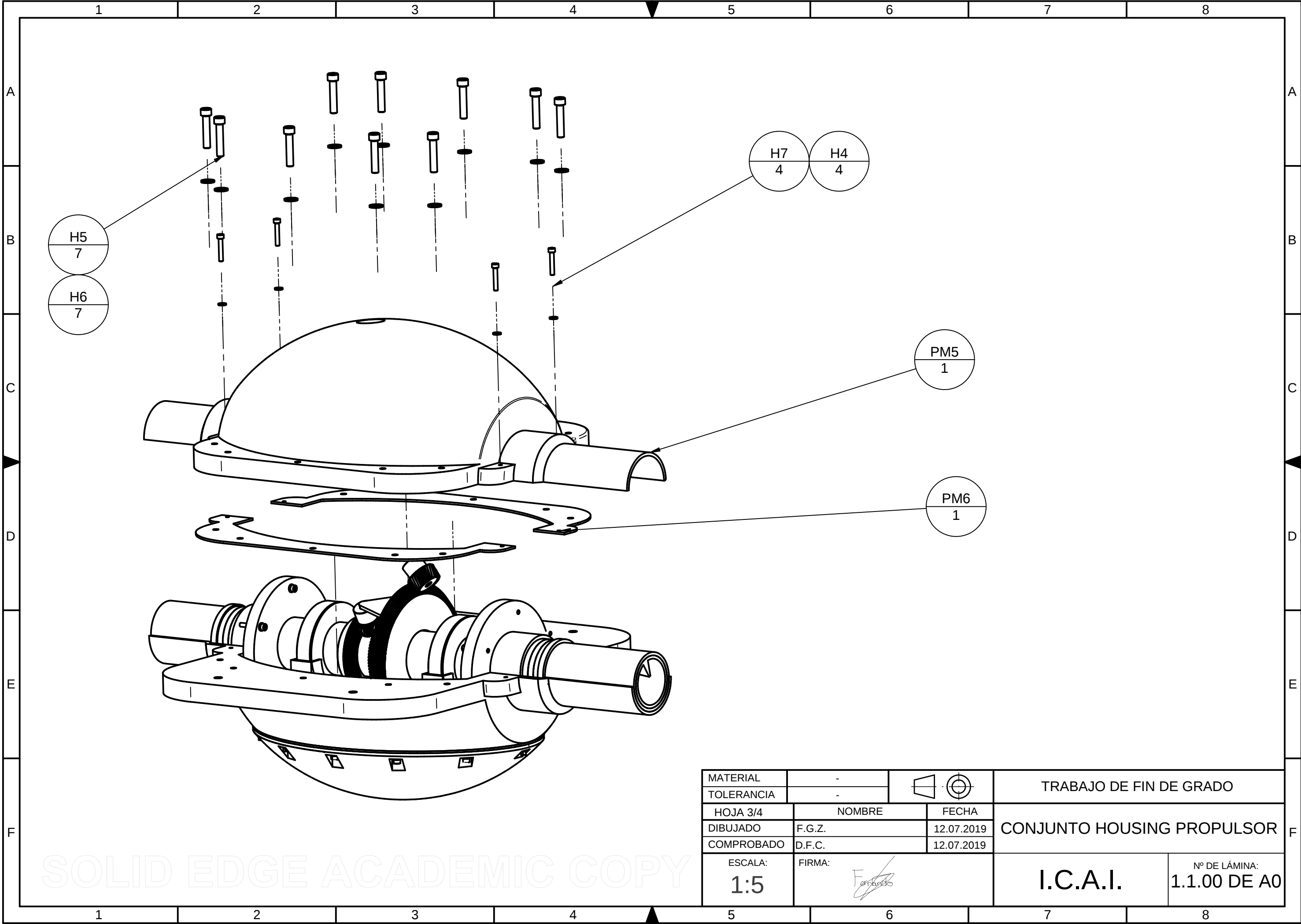


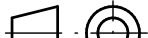
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



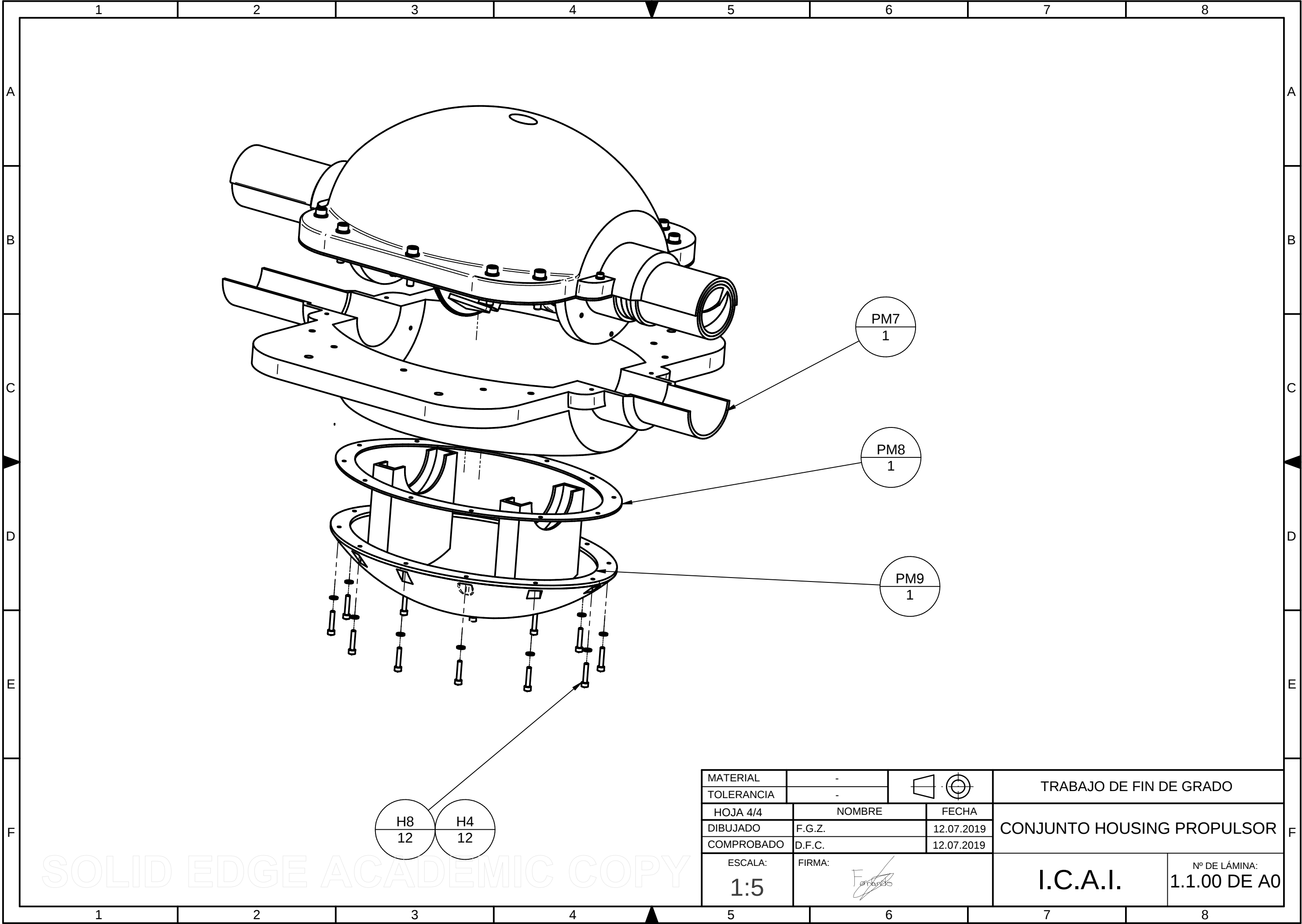
MATERIAL	-		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	-			
HOJA 2/4	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO HOUSING PROPULSOR	
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA: 1:10	FIRMA: 		I.C.A.I.	Nº DE LÁMINA: 1.1.00 DE A0

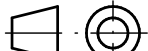
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



MATERIAL	-		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	-		CONJUNTO HOUSING PROPULSOR	
HOJA 3/4	NOMBRE	FECHA		
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA:	FIRMA: 			
1:5				
I.C.A.I.			Nº DE LÁMINA: 1.1.00 DE A0	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



MATERIAL	-		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	-		CONJUNTO HOUSING PROPULSOR	
HOJA 4/4	NOMBRE	FECHA		
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA:	FIRMA: 			
1:5				
I.C.A.I.			Nº DE LÁMINA: 1.1.00 DE A0	

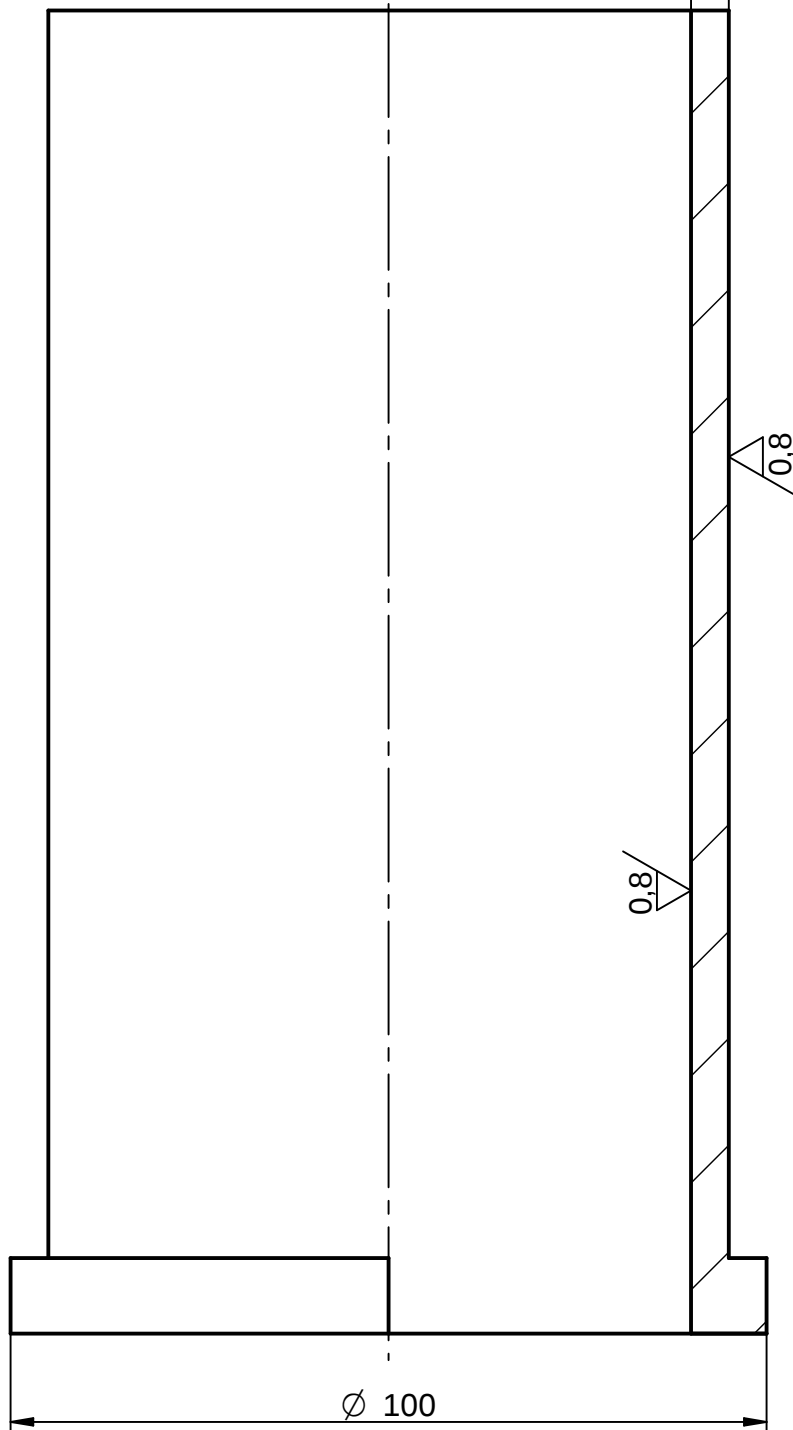
H8	12	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6X30-A4	DIN 912	-
H7	4	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6X35-A4	DIN 912	-
H6	10	ARANDELA PLANA BISELADA M10-A4	DIN 125a	-
H5	10	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M10X50-A4	DIN 912	-
H4	28	ARANDELA PLANA BISELADA M6 – A4	DIN 125a	-
H3	12	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6X40 -A4	DIN 912	-
H2	2	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS Ø140xØ80x26	SKF 7216	-
H1	6	EMPAQUETADURAS	-	-
PM9	1	TAPA CARTER	-	AISI 904 L
PM8	1	JUNTA CARTER	-	PFTE
PM7	1	CARCASA INFERIOR	-	AISI 904 L
PM6	2	JUNTA INTERMEDIA	-	PFTE
PM5	1	CARCASA SUPERIOR	-	AISI 904 L
PM4	1	CASQUILLO TUBO ENTRADA	-	AISI 316
PM3	2	JUNTA RODAMIENTO Ø140xØ80	-	PFTE
PM2	2	PRENSAESTOPA	-	AISI 316
PM1	1	CASQUILLO TUBO SALIDA	-	AISI 316
Marca	Cantidad	Denominación	Norma	Material
Material:	LISTA DE MATERIALES		Fecha:	12.07.2019
-			Dibujado:	F.G.Z.
Escala:	CONJUNTO CARCASA		Plano N°:	-
-			Proceso N°:	-
ICAI				

3,2 / (0,8)

Ø 90 h6

Ø 80 M7

PM1



NOTAS:

1. REPASAR Y MATAR ARISTAS
2. PASIVADO AMS
3. REDONDEOS NO ACOTADOS 2 mm

MATERIAL	AISI 314	
TOLERANCIA	ISO 2768 f-H	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019
ESCALA:	FIRMA:	
1:1		

TRABAJO DE FIN DE GRADO

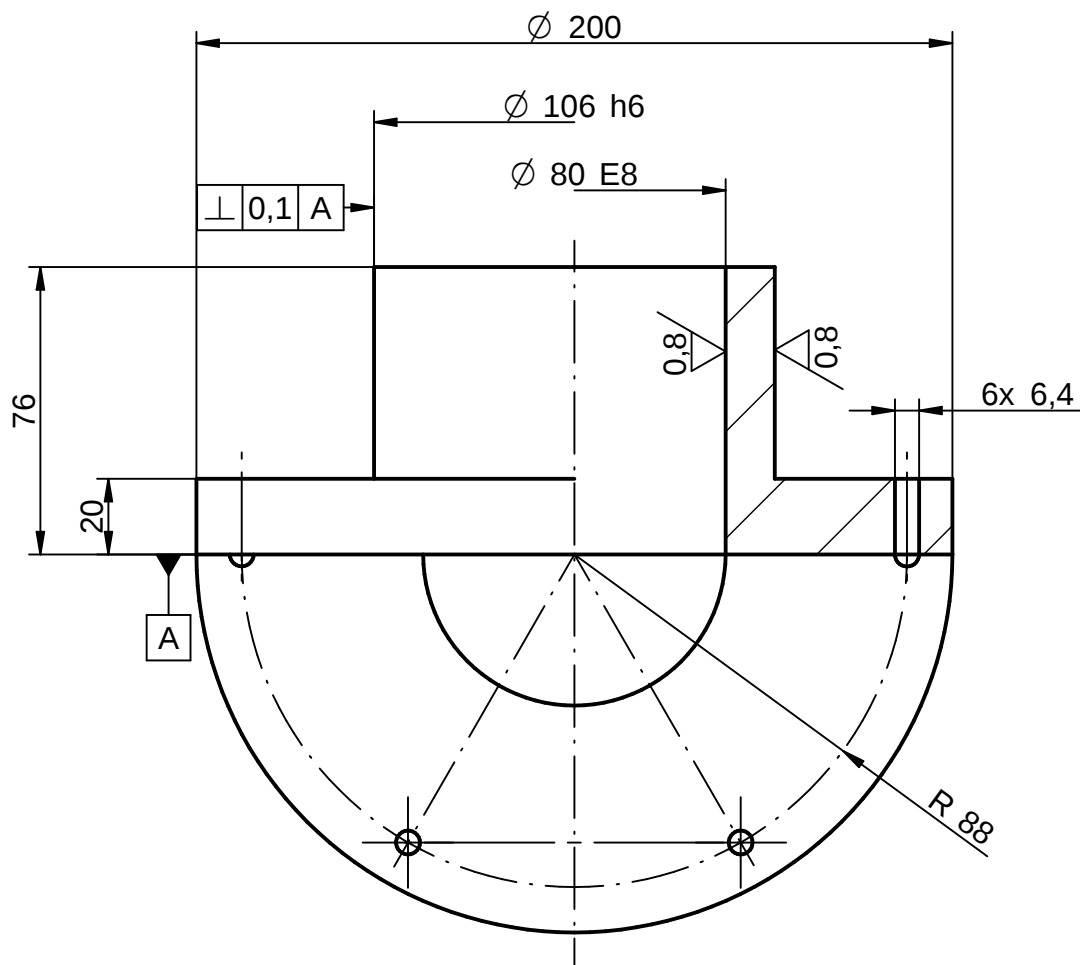
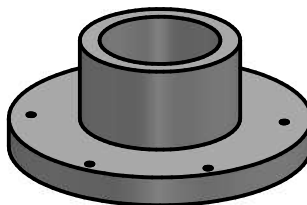
CASQUILLO TUBO SALIDA

I.C.A.I.

LÁMINA:
1.1.01 PM A0

1,6 / (0,8)

PM2



NOTAS:

1. REPASAR Y MATAR ARISTAS
2. PASIVADO AMS 2700 MÉTODO 1
3. REDONDEOS NO ACOTADOS 2 mm

MATERIAL	AISI 316	
TOLERANCIA	ISO 2768 - f,H	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019
COMPROBADO	D.F.C.	15.07.2019
ESCALA:	FIRMA:	
1:2		

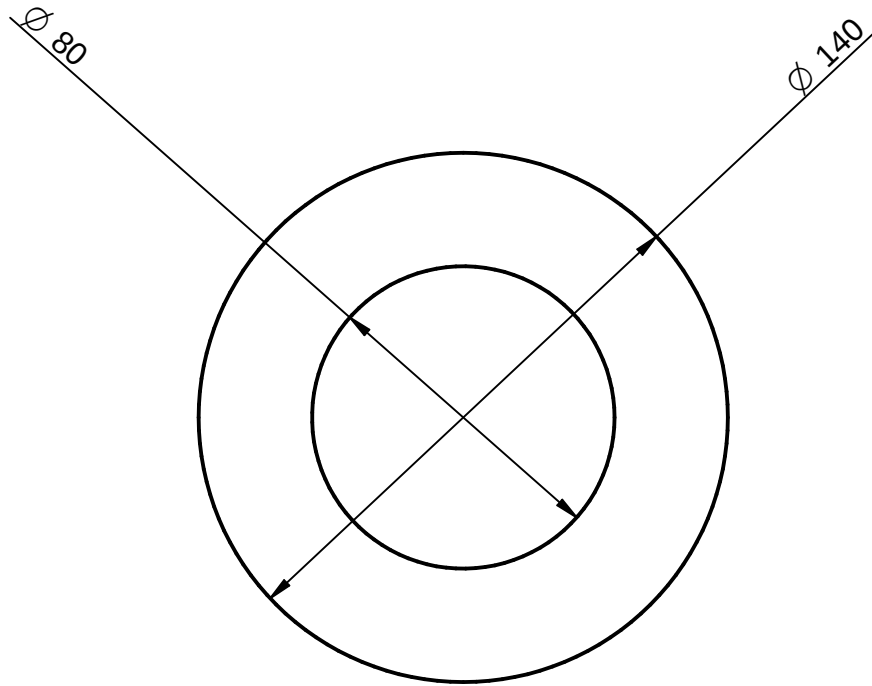
TRABAJO DE FIN DE GRADO

PRENSAESTOPAS

I.C.A.I.

Nº DE LÁMINA:
1.1.02. PM A0

PM3



NOTAS:

1. ESPESOR 3 mm
2. CORTAR CON LÁSER

MATERIAL	PTFE		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	-			
	NOMBRE	FECHA	JUNTA RODAMIENTO	
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA:	FIRMA:	I.C.A.I.		Nº DE LÁMINA:
1:5				1.1.03 PM A0

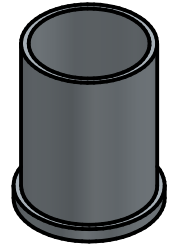
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

3,2 / (0,8)

PM4

Ø 90 h6

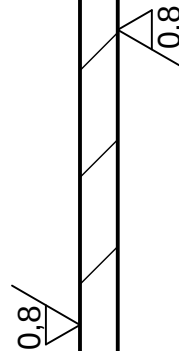
Ø 80 M7



125

10

Ø 100



NOTAS:

1. REPASAR Y MATAR ARISTAS
2. PASIVADO AMS 2700 MÉTODO 1
3. REDONDEOS NO ACOTADOS 2 mm

MATERIAL	AISI 314	
TOLERANCIA	ISO 2768 f-H	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019
ESCALA:	FIRMA:	
1:1		

TRABAJO DE FIN DE GRADO

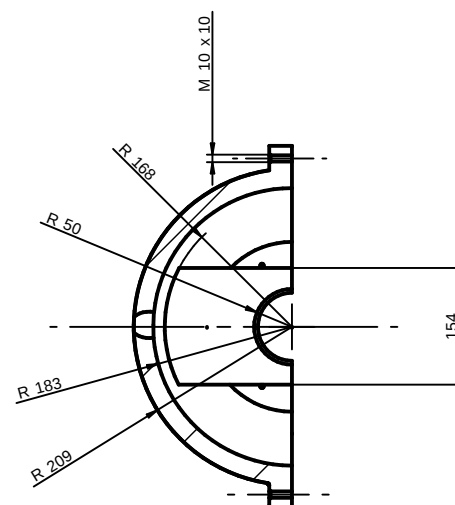
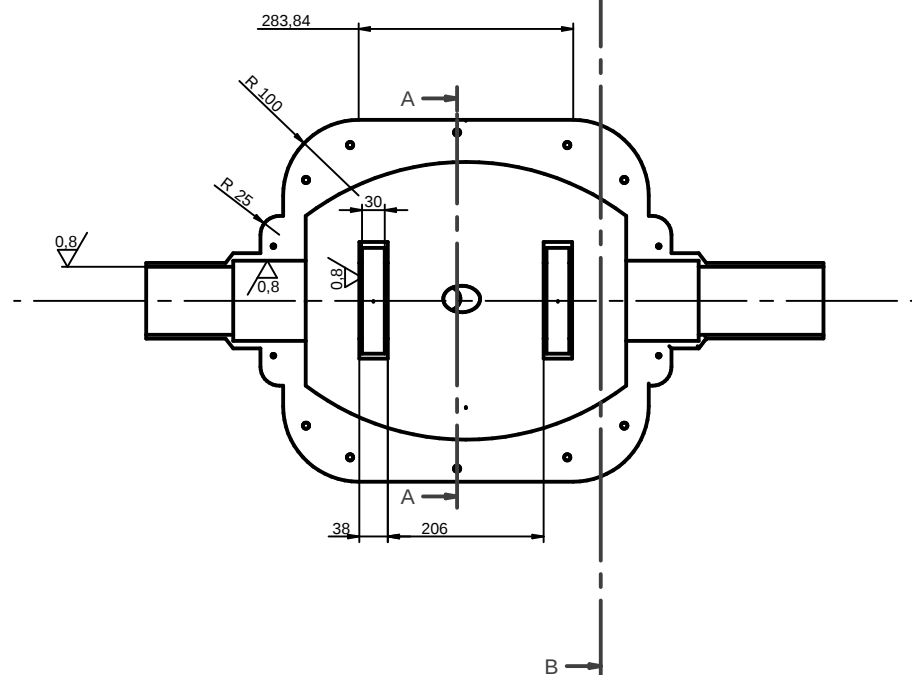
CASQUILLO TUBO ENTRADA

I.C.A.I.

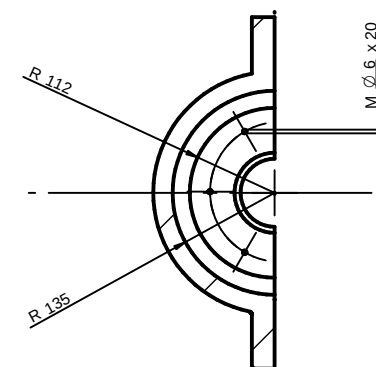
Nº DE LÁMINA:
1.1.04 PM A0

4,8 / (0,8)

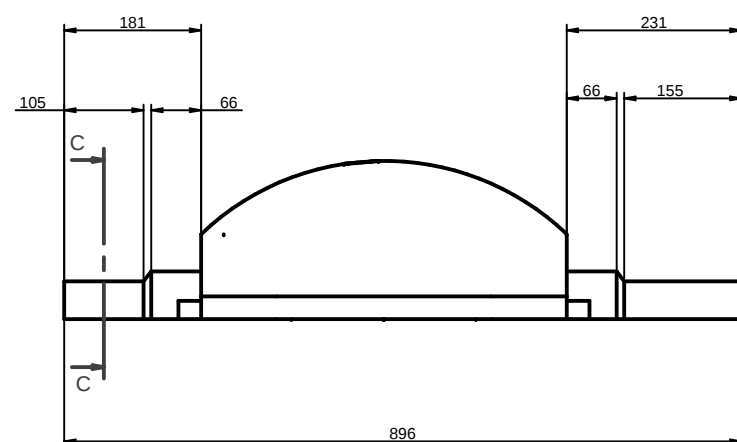
PM5



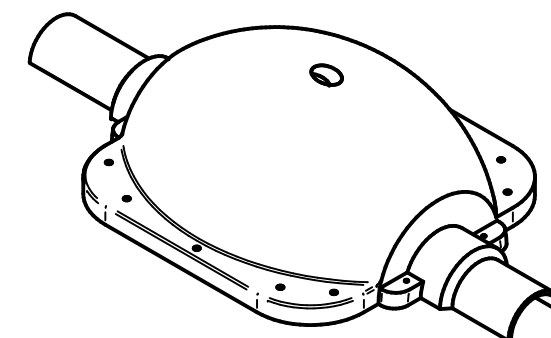
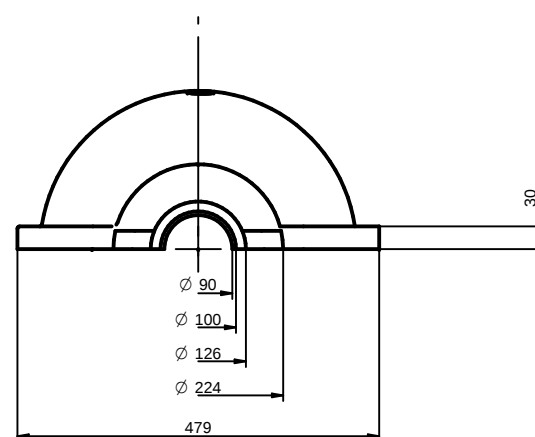
CORTE A-A



CORTE B-B



CORTE C-C



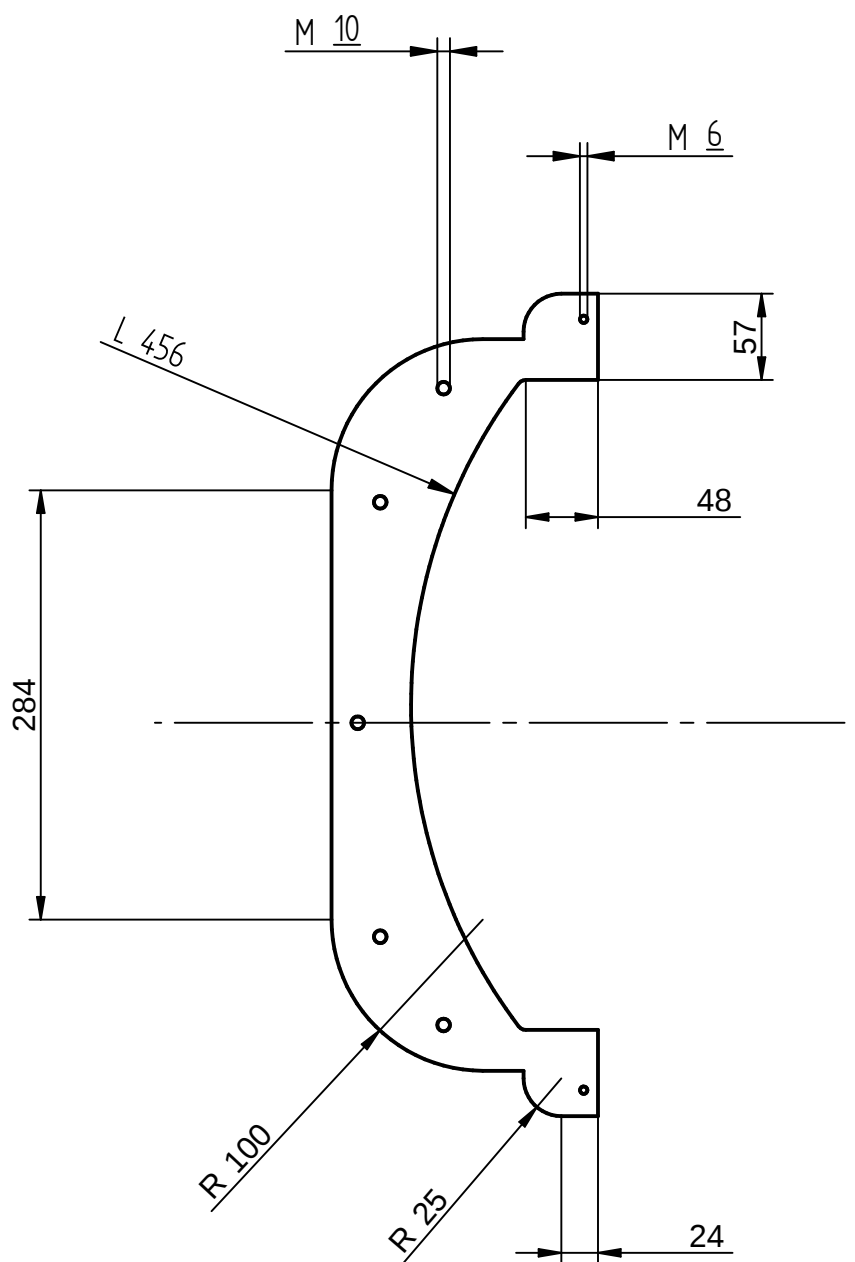
NOTAS:

1. REPASAR Y MATAR ARISTAS
2. PASIVADO AMS 2700 MÉTODO 1
3. PINTURA AL HORNO - RAL
4. AISLAR AGUJEROS AL PINTAR
5. REDONDEOS NO ACOTADOS 2 mm

MATERIAL	AISI 904 L		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	ISO -2768 L		CARCASA SUPERIOR	
DIBUJADO	F.G.Z.	FECHA	I.C.A.I.	
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA:	FIRMA:		Nº DE LÁMINA: 1.1.05 PM A0	
1:10				

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

PM6



NOTAS:

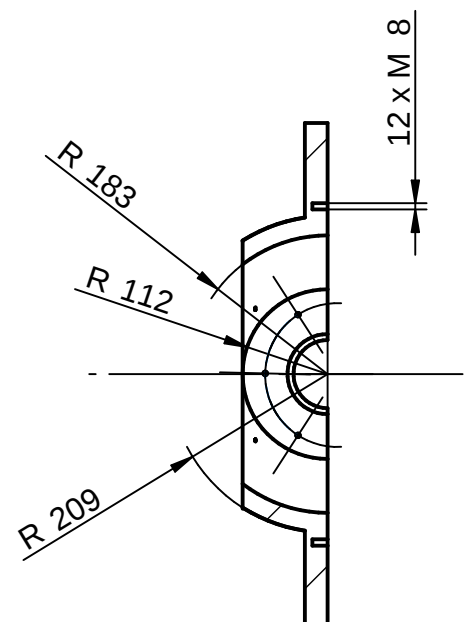
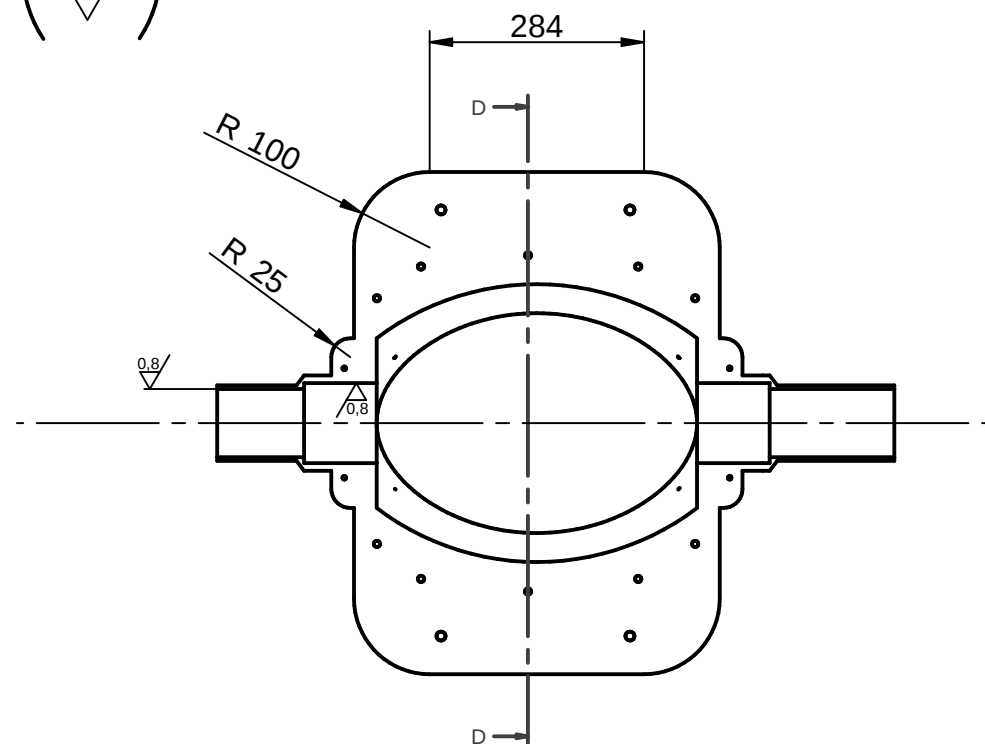
1. ESPESOR 3 mm
2. CORTAR CON LÁSER

MATERIAL	PTFE		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	-			
	NOMBRE	FECHA	JUNTA INTERMEDIA	
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA:	FIRMA:	I.C.A.I.		Nº DE LÁMINA:
1:5				1.1.06 PM A0

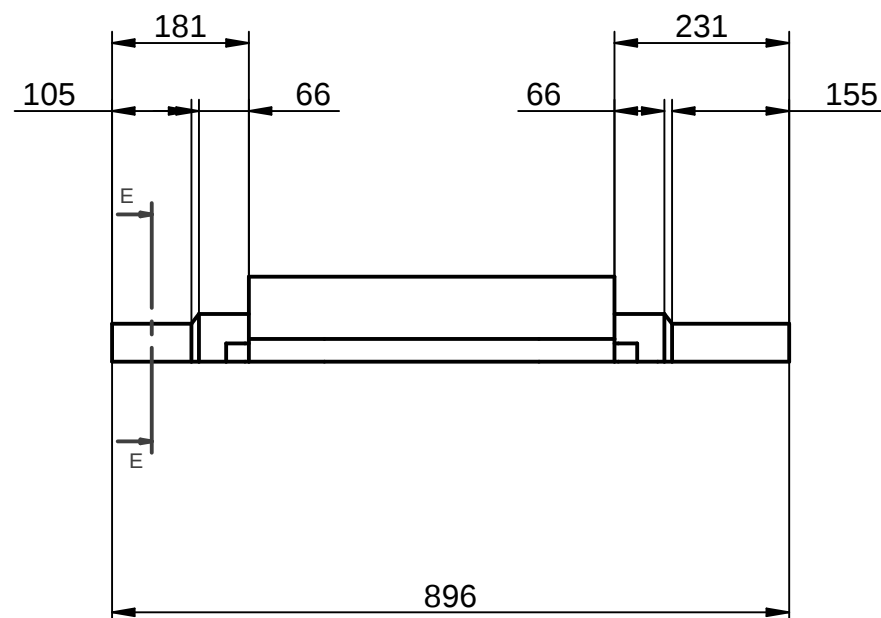
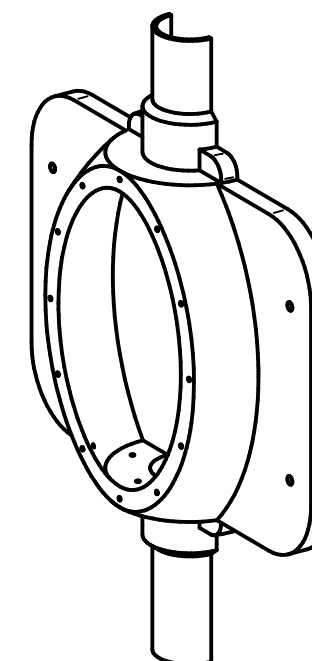
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

4,8 / (0,8)

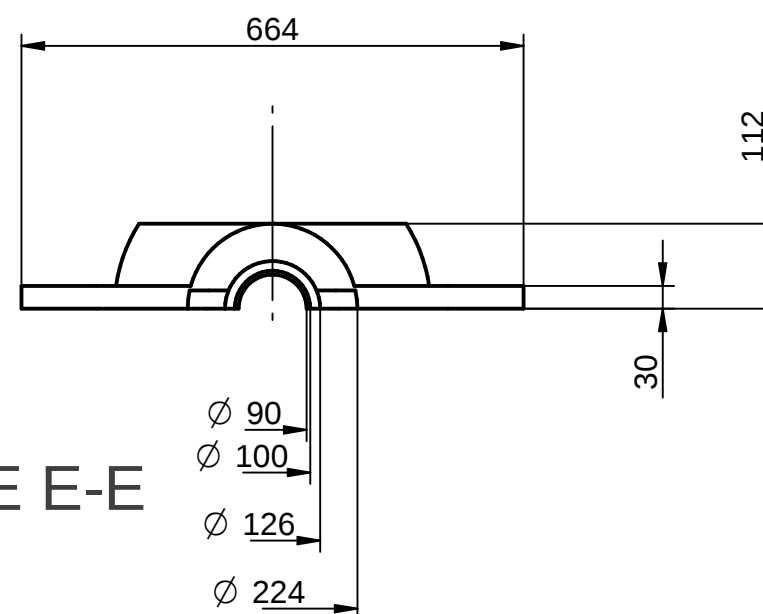
PM7



CORTE D-D



CORTE E-E



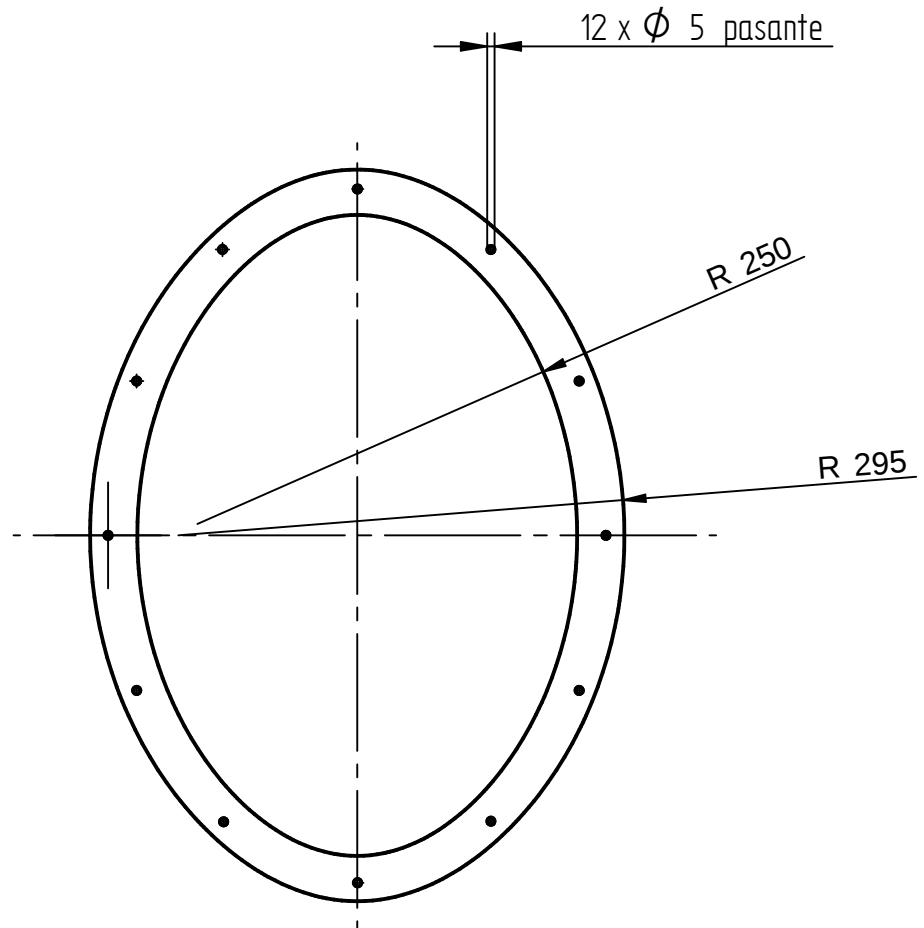
NOTAS:

1. REPASAR Y MATAR ARISTAS
2. PASIVADO AMS 2700 MÉTODO 1
3. PINTURA AL HORNO - RAL
4. AISLAR AGUJEROS AL PINTAR
5. REDONDEOS NO ACOTADOS 2 mm

MATERIAL	AISI 904 L		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	ISO -2768 L			
	NOMBRE	FECHA	CARCASA INFERIOR	
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA: 1:10	FIRMA: 		I.C.A.I.	Nº DE LÁMINA: 1.1.07 PM A

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

PM8



NOTAS:

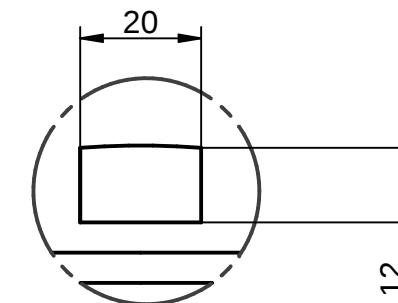
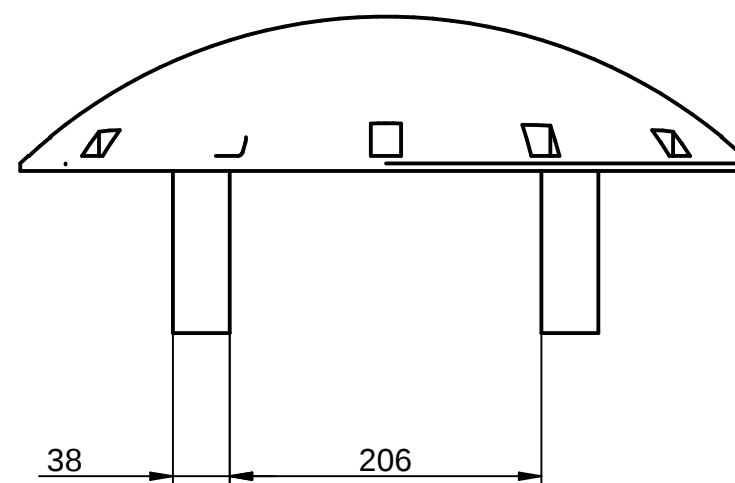
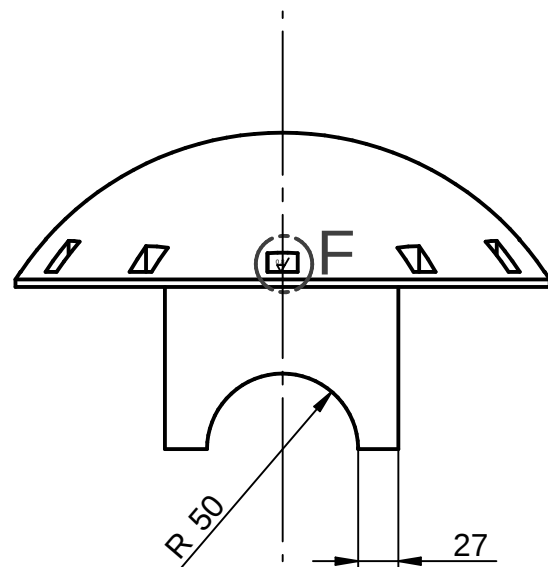
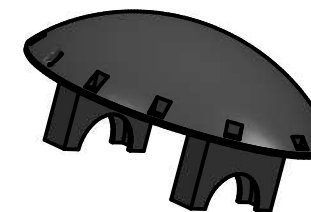
1. ESPESOR 3 mm
2. CORTAR CON LÁSER

MATERIAL	PTFE		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	-			
	NOMBRE	FECHA	JUNTA CARTER	
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA:	FIRMA:	I.C.A.I.		Nº DE LÁMINA:
1:5				1.1.08 PM A0

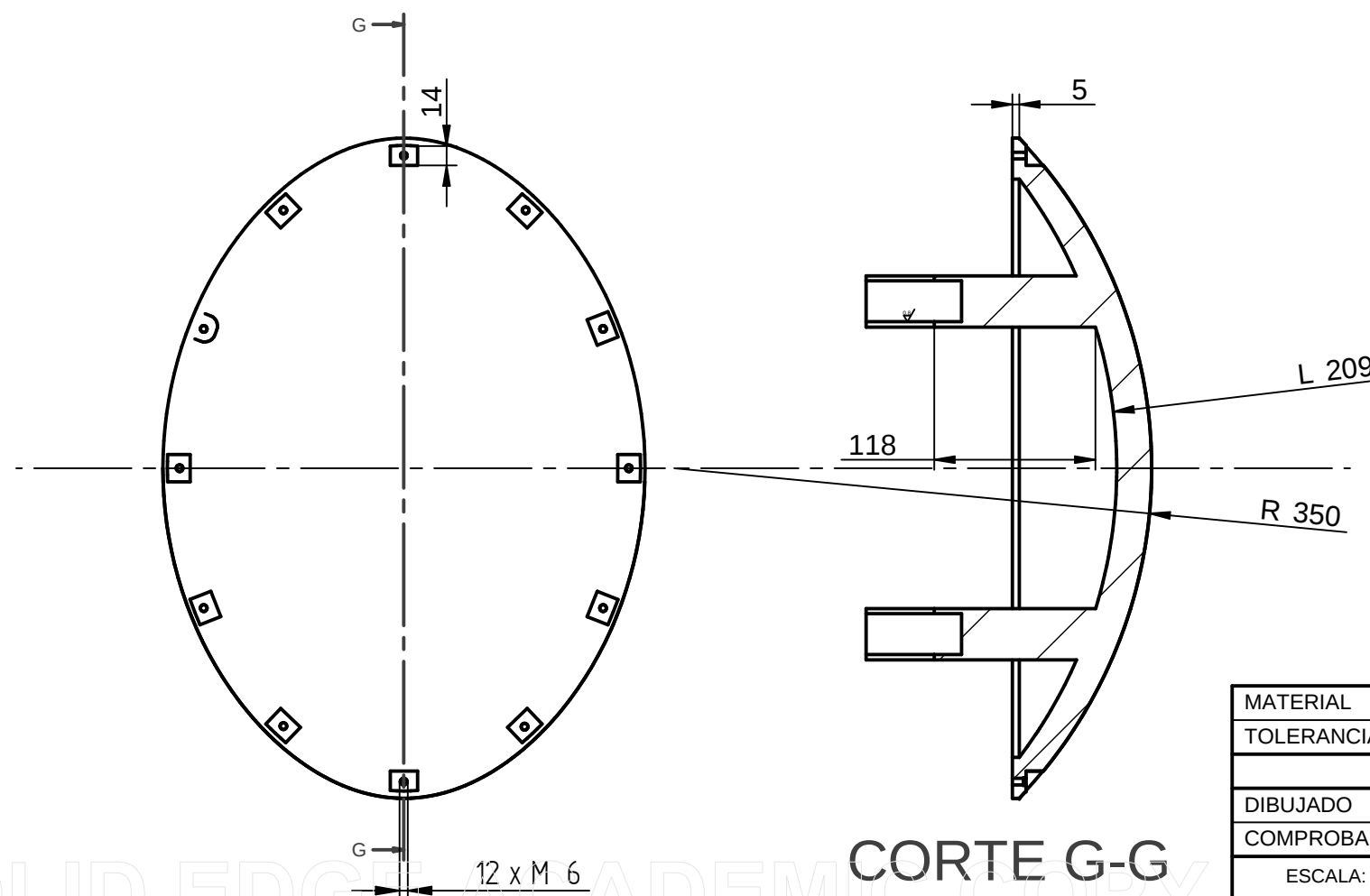
SOLID EDGE ACAD/2018 SEMIC COPY

4,8 / (0,8)

PM9



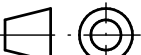
DETALLE F



CORTE G-G

NOTAS:

1. REPASAR Y MATAR ARISTAS
2. PASIVADO AMS 2700 MÉTODO 1
3. PINTURA AL HORNO - RAL
4. AISLAR AGUJEROS AL PINTAR
5. REDONDEOS NO ACOTADOS 2 mm

MATERIAL	AISI 904 L		TRABAJO DE FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	ISO -2768 L		TAPA CARTER	
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJADO	F.G.Z.	12.07.2019		
COMPROBADO	D.F.C.	12.07.2019		
ESCALA: 1:5	FIRMA: 		I.C.A.I.	Nº DE LÁMINA: 1.1.09 PM A0

BIBLIOGRAFÍA

[SERRA12] Serrano Tenorio, J, "Modelado y simulación virtual de un diferencial mecánico en entorno VRML". Proyecto fin de carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica.Universidad Carlos III de Madrid. Leganés 2012.

[GONZ15] González Rodríguez, María, "Las embarcaciones en el antiguo Egipto". Artículo Historiae: Aprende y Sonríe. 2015.

[MART16] Garrido Martínez, Sergio, "Diseño y Estudio de una bomba hidráulica centrífuga mediante la generación de su prototipo virtual". Trabajo Fin de Máster. ETSII.UPV. 2016/2017.

[RODR15] Rodríguez Ponce, José Adrián, "Sistemas de Propulsión y Clasificación de Buques". Trabajo Fin de Grado. EPSI-Sección náutica, máquinas y radioelectrónica naval.ULL.2015

[AGÜE12] Agüera Soriano, José, "Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas, 5ª Ed.". Figura 2-14-1988. Ed. Ciencia.

[GRUP03] Grupo V "Prueba del Pershing 43 Crucero deportivo". A motor &Yachting Barcos.2003.

[COLM16] Colmenarez Quevedo, Luis Alfredo, "Clasificación y partes de una bomba centrífuga.".Slideshare. 2016.