



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

ESTUDIO HIDRODINÁMICO DE PROPULSORES MEDIANTE EL USO DE HERRAMIENTA NUMÉRICO- COMPUTACIONAL

Brayan Senk-Tiznado

Piura, noviembre de 2017

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Senk, B. (2017). *Estudio hidrodinámico de propulsores mediante el uso de herramienta numérico-computacional* (Tesis de licenciatura en Ingeniería Mecánico-Eléctrica). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](https://repositorio.institucional.pirhua.edu.pe/)

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



**“ESTUDIO HIDRODINÁMICO DE PROPULSORES MEDIANTE EL USO DE
HERRAMIENTA NUMÉRICO-COMPUTACIONAL”**

Tesis para optar el título de
Ingeniero Mecánico-Eléctrico

BRAYAN ENRIQUE SENK TIZNADO

Asesor: Dr. Ing. Mario Daniel Marcelo Aldana
Coasesor: Dr. Ing. Elder Marino Mendoza Orbegoso

Piura, Noviembre 2017

Dedicatoria

A Dios y a la Virgen,
por guiarme durante estos años de vida,
a mi madre Paola,
por su cariño incondicional,
a mi padre Zdenko,
por constante apoyo,
A mis mentores, ingenieros Daniel y Elder,
por su gran apoyo en este proyecto.

Prólogo

El procesamiento hidrotérmico del mango para eliminar la mosca de la fruta es uno de los métodos más utilizados en la agro-industria peruana para su posterior exportación. Actualmente, se exporta dicho fruto a países como: EE.UU., Holanda, Inglaterra, España y Suiza sin embargo, hay que resaltar que Japón se está convirtiendo en un gran importador.

El procesamiento hidrotérmico se llevaba a cabo de forma tradicional hasta que la Universidad de Piura, en conjunto con la empresa BioFruit SAC, desarrolló un sistema de tratamiento hidrotérmico denominado “híbrido”, el cual presentó mejoras de los parámetros fitosanitarios impuestos por EE.UU. y Japón sin embargo, aún es susceptible de mejoras.

Una de las mejoras es modelar parte del canal del sistema híbrido con tres propulsores, a distintas velocidades de rotación, con la finalidad de comparar los resultados, y seleccionar aquel que presente el mejor desempeño operacional. Esto conllevaría a reducir los tiempos de procesamiento del mango, lo cual se logra mediante el incremento del flujo de agua caliente sobre el mango.

Un especial agradecimiento al “Fondo Nacional de Desarrollo Científico y Tecnológico – CONCYTEC”, el cual financia al proyecto Project No127-2015 FONDECYT con título: “Mejoras Innovadoras de los Equipos de Tratamiento Hidrotérmico del Mango que Cumplen con los Protocolos Fitosanitarios de Exportación a los Mercados de Japón y Estados Unidos en el Valle de San Lorenzo – Piura” y a las siguientes personas: Dr. Mario Daniel Marcelo Aldana y Dr. Elder Marino Mendoza Orbegoso por su apoyo profesional en la realización de este proyecto.

Resumen

En este proyecto se estudia la fluidodinámica de configuraciones geométricas de propulsores con el propósito de elegir aquellos que presenten las mejores prestaciones fluidodinámica bajo diferentes regímenes de operación. Básicamente, se analizan los parámetros dinámicos que determinan la eficiencia del propulsor a diferentes velocidades de giro, dichos parámetros son el número específico de potencia, el número específico de caudal y las velocidades de salida y avance del propulsor.

Actualmente la empresa BioFruit SAC cuenta con un sistema híbrido para el tratamiento hidrotérmico de la fruta del mango, desarrollado por la Universidad de Piura, con la finalidad de eliminar la mosca de la fruta. Por ello este trabajo contempla el estudio teórico de la fluidodinámica de tres propulsores de diferentes configuraciones geométricas, de manera a elegir aquellas que presentan la mejor prestación bajo un entorno similar al encontrado en el sistema de procesamiento híbrido.

Este proyecto se desarrolla utilizando la herramienta CFX del software Ansys release 17.0, en donde se modela, parte del canal del sistema híbrido en el que se ubica el propulsor, con los tres propulsores por separado con la finalidad de comparar y seleccionar el más eficiente.

Índice

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: MODELOS MATEMÁTICOS QUE DESCRIBEN LA FLUIDODINÁMICA DE PROPULSIÓN	3
1.1 Teorema del transporte de Reynolds	3
1.2 Ecuaciones constitutivas que describa la mecánica de fluidos	3
1.2.1 Ecuación de la conservación de la masa	3
1.2.1.1 Ecuación de la continuidad:.....	4
1.2.2 Ecuación de la conservación de energía.....	5
1.3 Ecuación de Navier – Stokes.....	6
1.3.1 Ecuación de la continuidad	6
1.3.1.1 Teorema de la divergencia.....	6
1.4 Turbulencia: Teoría y modelación	11
1.4.1 ¿Qué es la turbulencia?	11
1.4.2 Fenomenología de la turbulencia	12
1.4.3 Argumentos de escalamiento	15
1.4.4 Reducción del dimensionamiento del problema	16
1.4.4.1 Aproximación Euleriana.....	16
1.4.4.2 Aproximaciones útiles	16
1.4.4.3 Aproximación Lagrangiana	17
1.4.5 Modelación del transporte de turbulencia.....	18
1.4.5.1 Time – Resolved Simulations: The Full Solution.....	18
1.4.5.2 Reynolds Averaged Navier–Stokes Equations (RANS).....	19
1.5 Métodos numéricos	20
1.5.1 Discretización del dominio: Generación de Grid.....	20
1.5.1.1 Discretización de las ecuaciones	21
1.5.1.2 Esquemas de discretización.	23
1.5.1.3 Ecuación final discretizada.	24
1.5.1.4 Técnicas numéricas alternativas.	24
1.5.1.5 Difusión numérica.	25
CAPÍTULO 2: ESTADO DEL ARTE DE LOS SISTEMAS DE PROPULSIÓN HIDRODINÁMICA	27
2.1 Antecedentes de propulsores	27
2.2 Tipos de propulsores	29
2.2.1 Propulsores según el tipo de flujo	29
2.2.1.1 Propulsores de flujo axial	29
2.2.1.2 Propulsores de flujo radial	29

2.2.1.3 Propulsores de alto esfuerzo cortante:.....	30
2.2.1.4 Propulsores hidrodinámicos:	30
2.2.2 Propulsores según la geometría	31
2.2.2.1 Propulsores tipo hélice	31
2.2.2.2 Propulsores de palas o paletas	32
2.2.2.3 Propulsores tipo turbina	32
2.3 Aplicación de los propulsores.....	32
2.4 Parámetros dinámicos que determinan el desempeño de un equipo de propulsión.....	33
2.4.1 Fundamentos de propulsores	33
2.4.1.1 Número de Reynolds	33
2.4.1.2 Número específico de caudal	33
2.4.1.3 Número específico de potencia	33
2.4.2 Configuración de los propulsores	34
2.5 Propulsores comerciales	35
2.6 Leyes de semejanza para equipos de propulsión	36
2.6.1 Método de repetición de variables	37
2.7 Propulsores a utilizar en este proyecto	38
2.7.1 Propulsor Lightnin A310	38
2.7.2 Propulsor Marino	39
2.7.3 Propulsor RTF 4.....	39
CAPÍTULO 3: HERRAMIENTAS COMPUTACIONALES, METODOLOGÍA Y MÉTODOS NÚMÉRICOS.....	41
3.1 Herramientas computacionales	41
3.1.1 SolidWorks	41
3.1.2 Ansys 17.0-Computational Fluid Dynamics (CFD).	41
3.1.3 MatLab.....	41
3.2 Metodología.....	42
3.2.1 Simulación de los propulsores y canal del sistema híbrido	42
3.2.2 Elaboración de la malla.....	47
3.2.3 CFX-Pre: creación de dominios, interfaces y expresiones	49
3.2.3.1 Dominio.....	49
3.2.3.2 Interfaces de dominio	53
3.2.3.3 Solver control	55
3.2.3.4 Expresiones	56
3.2.4 Solution.....	58
3.2.5 CFD-Post	68
3.2.6 Parametrización	71
3.3 Sistema propulsor-tobera	73
CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y DISCUSIONES	77
4.1 Resultados.....	77
4.2 Discusión de resultados	98
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	99
BIBLIOGRAFÍA	103
ANEXOS	105
ANEXO A: TABLAS	106
ANEXO B: FIGURAS	111

Índice de figuras

Figura 1: Flujo que cruza un elemento de área	4
Figura 2: Componentes del tensor de esfuerzo en coordenadas cartesianas	8
Figura 3: Presión hidrostática actuando hacia dentro y normal a un diferencial de superficie	9
Figura 4: Flujo de cizallamiento.....	12
Figura 5: Velocidad de flujo laminar y turbulenta en el tiempo.	13
Figura 6: Vórtices en la capa límite mostrando las diferentes escalas de longitud o el número de onda contenidas en un solo remolino	14
Figura 7: Espectro de energía en función de frecuencia vs. frecuencia de paso del álabe	15
Figura 8: Formas geométricas de los distintos elementos según el sistema dimensional	21
Figura 9: Tipos de estructura del mallado. (a) malla malla estructurada. (b) malla no estructurada	22
Figura 10: Diseño del sistema de propulsión de John	28
Figura 11: Propulsor de la embarcación Napoleón.	28
Figura 12: Propulsores de flujo axial.	29
Figura 13: Propulsores de flujo radial.	30
Figura 14: Propulsores de alto esfuerzo de corte.	31
Figura 15: Propulsores hidrodinámicos.....	31
Figura 16: Gráfica de N_q vs. Re a diferentes relaciones de D/T	34
Figura 17: Gráfica de N_p vs. Re a diferentes relaciones de W/D	35
Figura 18: Propulsor lightnin A310 diseñado por la empresa Spxflow	38
Figura 19: Propulsor marino diseñado por la empresa Mixer Direct	39
Figura 20: Propulsor RTF 4 comercializado por la empresa CEM International	39
Figura 21. Mapa conceptual de la metodología aplicada para la simulación del proyecto.....	42
Figura 22: Isométrico del propulsor lightnin A310	43
Figura 23: Isométrico del propulsor marino.....	43
Figura 24: Isométrico del propulsor RTF 4.....	44
Figura 25: Ejemplo de analysis systems y component systems.	44
Figura 26: En la figura de la izquierda se muestra el rectángulo y a la derecha la extrucción del rectángulo que simula el canal del sistema híbrido.....	45
Figura 27: En la figura de la izquierda se aprecian los pasos para la realización de la operación boolean y en la figura de la derecha el resultado.....	45
Figura 28: En la figura de la izquierda se aprecia círculo y en la figura de la derecha la extrucción del círculo.....	46

Figura 29: La figura superior muestra el esquema de la entrada y salida del flujo de agua. En la figura inferior se observa la extrucción de la entrada y la salida con la operación imprint faces.....	46
Figura 30: La imagen de la izquierda muestra al agua fijo y la imagen de la derecha al agua móvil.....	47
Figura 31: Operación de inflation en el proceso de mallado del propulsor marino.....	48
Figura 32: Se describen todos los named selections de un propulsor. 1) Posterior_Fijo, 2) Entrada, 3) Salida, 4) Pared_Alabes, 5) Frontal_Movil, 6) Lateral_Movil, 7) Posterior_Movil, 8) Frontal_Fijo, 9) Lateral_Fijo y 10) Paredes_Canal.....	48
Figura 33: 1) Mallado del propulsor marino, 2) Mallado del propulsor Lightnin A310, 3) Mallado del propulsor RTF4 y 4) Mallado de la geometría completa.....	49
Figura 34: Propiedades y ajustes básicos del fluido de trabajo.....	50
Figura 35: Configuración del dominio fijo y en la imagen inferior derecho se muestra la región del dominio fijo	51
Figura 36: Fronteras del dominio fijo. La primera imagen representa la entrada al canal, la segunda imagen representa las paredes del canal y la tercera imagen la salida del canal	52
Figura 37: Configuración del dominio móvil y en la parte inferior derecha se muestra la región del dominio móvil.....	53
Figura 38: Configuración de la frontera Pared_Alabes en el dominio móvil y la imagen de la derecha representa la región del contorno.....	53
Figura 39: Esquema del análisis de flujo después de ser creados los dominios e interfaces de dominio.....	55
Figura 40: Configuración de solver control.	56
Figura 41: Expresiones que CFX-Post analizará.	57
Figura 42: Esquema completo de las modificaciones realizadas en <i>setup</i> – CFX-Pre	57
Figura 43: Configuración de las condiciones de inicio de la simulación en <i>solution</i>	59
Figura 44: Gráfica del momentun and mass del propulsor RTF4 a 770 rpm.....	59
Figura 45: Gráfica del imbalance del propulsor RTF4 a 770 rpm.	60
Figura 46: Gráfica de torque del propulsor RTF4 a 770 rpm.	60
Figura 47: Gráfica de velocidades (avance y salida) del propulsor RTF4.....	61
Figura 48: Job information at start of run.	62
Figura 49: Memory allocated for the run.	62
Figura 50: Initial average scales.....	63
Figura 51: Solved equations.....	63
Figura 52: Convergence history.	64
Figura 53: Fuerza de arrastre sobre una pared.	65
Figura 54: Fuerzas y momentos calculados sobre la pared del propulsor RTF4	66
Figura 55: Maximum residual statistics del propulsor RTF4.	67
Figura 56: False transient information del propulsor RTF4.	67
Figura 57: Average scale information.....	67
Figura 58: Variable range information.....	68
Figura 59: Requerimientos del CPU.	68
Figura 60: Información final de la simulación realizada por	69
Figura 61: La imagen muestra el outline de la herramienta results de la simulación del propulsor RTF4.....	69
Figura 62: Resultados de la simulación del propulsor RTF4. 1) Muestra las líneas de corriente. 2) Isosurface de la velocidad a 2m/s. 3) Contour de la velocidad....	70
Figura 63: Duplicado del analysis systems de la simulación anterior.	71
Figura 64: Parámetros de entrada y salida en la etapa de parametrización del propulsor	72

Figura 65: Analysis systems de la etapa de parametrización del propulsor con los parámetros de entrada y salida seleccionados	72
Figura 66: Etapa de parametrización. Valores de los puntos de diseño calculados.	73
Figura 67: Diseño de tobera convergente. En el interior ubica el propulsor marino	74
Figura 68: Gráfico comparativo, Torque vs. RPM, de los 3 propulsores.....	85
Figura 69: Gráfico comparativo, Potencia vs. RPM, de los 3 propulsores.	86
Figura 70: Gráfico comparativo, Kr vs. RPS, de los 3 propulsores.	86
Figura 71: Gráfico comparativo, Caudal vs. Potencia, de los 3 propulsores.	87
Figura 72: Gráfico comparativo de la velocidad salida vs RPS de los 3 propulsores.	87
Figura 73: Gráfico comparativo, velocidad avance vs. RPS, de los 3 propulsores.	88
Figura 74: Gráfico comparativo, Np vs. Re, de los 3 propulsores.	88
Figura 75: Gráfico comparativo, Nq vs. Re, de los 3 propulsores.	89
Figura 76: Gráfico comparativo, Nq/Np vs. Re, de los 3 propulsores.	89
Figura 77: Gráfico comparativo, Potencia vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera	94
Figura 78: Gráfico comparativo, Caudal vs. Potencia, de los 3 propulsores con tobera y 3	95
Figura 79: Gráfico comparativo, Factor Kr vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3	95
Figura 80: Gráfico comparativo, Np vs. Número de Reynolds, de los 3 propulsores con	96
Figura 81: Gráfico comparativo, Nq vs. Número de Reynolds, de los 3 propulsores con	96
Figura 82: Gráfico comparativo, Nq/Np vs. Número de Reynolds, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera.....	97
Figura 83: Gráfico comparativo, Velocidad de avance vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera	97
Figura 84: Gráfico comparativo, Velocidad de salida vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera	98
Figura 85: Comparación de la velocidad de avance del propulsor marino con y sin tobera a distintas velocidades de giro.....	111
Figura 86: Comparación de la velocidad de salida del propulsor marino con y sin tobera a distintas velocidades de giro.....	111
Figura 87: Comparación de la potencia del propulsor marino con y sin tobera a distintas velocidades de giro.....	112
Figura 88: Comparación del factor Kr del propulsor marino con y sin tobera a distintas	112
Figura 89: Comparación del Np del propulsor marino con y sin tobera versus el	113
Figura 90: Comparación del Nq del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.	113
Figura 91: Comparación del Nq/Np del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.....	114
Figura 92: Comparación de la potencia del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.	114
Figura 93: Comparación de la velocidad de avance del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.....	115
Figura 94: Comparación de la velocidad de salida del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.....	115
Figura 95: Comparación del factor Kr del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.	116

Figura 96: Comparación del N_p del propulsor lightning A310 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.....	116
Figura 97: Comparación del N_q del propulsor lightning A310 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.....	117
Figura 98: Comparación del N_q del propulsor lightning A310 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.....	117
Figura 99: Comparación de la potencia del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos número de revoluciones	118
Figura 100: Comparación de la velocidad de avance del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de revoluciones.	118
Figura 101: Comparación de la velocidad de salida del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de revoluciones.	119
Figura 102: Comparación del factor K_r del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.....	119
Figura 103: Comparación del N_p del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.....	120
Figura 104: Comparación del N_q del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.....	120
Figura 105: Comparación de la relación N_q/N_p del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de Reynolds	121

Índice de tablas

Tabla 1: Propulsores comerciales en la actualidad.	35
Tabla 2: Valores de número de potencia de distintos modelos de propulsores.	36
Tabla 3: Rango de valores para definir la calidad del mallado.	47
Tabla 4: Configuración de las 3 interfaces de dominio con la región que especifica cada interface.	54
Tabla 5: Esquema de los 3 propulsores importados en geometry.	77
Tabla 6: Estadística de mallado de los 3 propulsores analizados.	77
Tabla 7: Flujo másico de los 3 propulsores simulados en la etapa de parametrización. .	78
Tabla 8: Torque de los 3 propulsores en la etapa de parametrización.	79
Tabla 9: Velocidades de avance y salida de los 3 propulsores en la etapa de parametrización. La curva superior es la velocidad de avance y la inferior la velocidad de salida	80
Tabla 10: Imbalance de los 3 propulsores en la etapa de parametrización.	81
Tabla 11: Líneas de corriente de los 3 propulsores en un rango de 0.01 a 5 m/s a una velocidad a 770 rpm	82
Tabla 12: Isosurface de la velocidad en el marco estacionario a 2 m/s.	83
Tabla 13: Contour de la velocidad en el marco estacionario en un rango de 0.1 a 5 m/s a una velocidad de 770 rpm.	84
Tabla 14: Cuadro comparativo del streamline del propulsor marino con y sin tobera.	90
Tabla 15: Cuadro comparativo del streamline del propulsor lightning A310 con y sin tobera.	90
Tabla 16: Cuadro comparativo del streamline del propulsor lightning A310 con y sin tobera.	91
Tabla 17: Cuadro comparativo del contour del propulsor marino con y sin tobera.	91
Tabla 18: Cuadro comparativo del contour del propulsor lightning A310 con y sin tobera.	92
Tabla 19: Cuadro comparativo del contour del propulsor RTF4 con y sin tobera.	92
Tabla 20: Cuadro comparativo del vector del propulsor marino con y sin tobera	93
Tabla 21: Cuadro comparativo del vector del propulsor lightning A310 con y sin tobera.	93
Tabla 22: Cuadro comparativo del vector del propulsor RTF4 con y sin tobera.	94
Tabla 23: Parámetros deseados de cada propulsor sin tobera obtenidos de la etapa de parametrización.	106
Tabla 24: Cuadro comparativo de los resultados de los parámetros deseados de los propulsores con tobera y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm.	107

Introducción

BioFruit SAC, es la empresa que brinda servicios de empaque de mango previo a la exportación, la cual cuenta con un sistema tradicional de tratamiento hidrotérmico para el procesamiento del mango y su posterior exportación a EE.UU, a una determinada tasa de producción. Este sistema tradicional de procesamiento de mango, tiene como finalidad eliminar la “mosca de la fruta”, exigencia es impuesta en los protocolos fitosanitarios del referido país.

La Universidad de Piura, en el 2016, desarrolló un sistema de tratamiento hidrotérmico denominado “híbrido” que, en comparación al sistema tradicional con el que cuenta la empresa BioFruit SAC, es más eficiente ante protocolos fitosanitarios de mayor exigencia, como es el caso de Japón.

Si bien es cierto, este sistema es capaz de procesar el mango de acuerdo al cumplimiento de las regulaciones fitosanitarias exigidas por Japón, éste puede ser mejorado mediante la aplicación de innovaciones tecnológicas que permitan obtener un mayor control sobre el proceso. En particular, se pretende reducir el tiempo de procesamiento del mango, lo cual se logra mediante el incremento del flujo de agua caliente que “baña” al mango y que se encuentra inmerso en el tanque del sistema híbrido.

Para lograr un sistema de tratamiento hidrotérmico más eficiente, se desarrollan nuevas hipótesis, una de ellas es seleccionar un propulsor de mayor eficiencia en comparación al que labora, actualmente, en la dicha empresa.

En el capítulo 1 se presentan los modelos matemáticos de la fluidodinámica de propulsión y en el cual se basa la dinámica de fluido computacional (CFD). Además de los modelos de turbulencia que utiliza el software Ansys 17.0, con el que se desarrolla este proyecto.

En el capítulo 2 se describe, brevemente, el estado de arte de los propulsores y se menciona los propulsores a analizar en base a sus parámetros dinámicos que determinan su desempeño.

En el capítulo 3, se detallan los pasos a seguir para la elaboración de este proyecto; desde la simulación de los propulsores en solidworks hasta la simulación en Ansys release 17.0.

En el cuarto capítulo se presentan y comparan los resultados de la simulación en Ansys release 17.0 y se selecciona, para ciertas condiciones de operación, el propulsor más eficiente.

Adicionalmente, se implementará una tobera concéntrica al propulsor para estudiar qué ventajas o inconveniente conllevaría implementar dicho dispositivo, y se comparara con los resultados obtenidos de la simulación del propulsor sin tobera.

Capítulo 1

Modelos matemáticos que describen la fluidodinámica de propulsión

1.1 Teorema del transporte de Reynolds

Cuando se trabaja con fluidos es conveniente trabajar con volúmenes para relacionar los cambios en un volumen de control con los cambios en un sistema. El teorema del transporte de Reynolds (RTT) relaciona las razones de cambio de una propiedad extensiva de un sistema y un volumen de control; es decir, permite reescribir las ecuaciones de conservación para la formulación de un volumen de control (Saavedra, 2016).

La aproximación de la ecuación del RTT es exacta cuando la propiedad “b”, de la ecuación 1.1, es uniforme sobre el área A de la sección transversal y se expresa en términos de gasto volumétrico como:

$$\frac{dB_{sist}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \cdot b \cdot dV + \sum_{out} \rho_{prom} \cdot b_{prom} \cdot V_{f,prom} \cdot A - \sum_{in} \rho_{prom} \cdot b_{prom} \cdot V_{f,prom} \cdot A \quad (1.1)$$

1.2 Ecuaciones constitutivas que describa la mecánica de fluidos

1.2.1 Ecuación de la conservación de la masa

La masa no se crea ni se destruye, solo se transforma. Este es un principio básico de la naturaleza. Se considera el flujo de un fluido con densidad ρ , a través de un elemento dA de área durante el intervalo de tiempo dt , como se observa en la figura 1.

Entonces, el diferencial de masa es $dm = \rho \cdot V \cdot dt \cdot dA \cdot \cos \theta$, donde θ es el ángulo de la normal del elemento área (dA) con la dirección del flujo. El elemento de área perpendicular con la dirección del flujo es $dA_n = dA \cdot \cos \theta$ por lo que el diferencial de masa resultaría $dm = \rho \cdot V \cdot dt \cdot dA_n$ (Dixon, 2005). Entonces, el flujo de masa se escribe:

$$dm = \frac{dm}{dt} = \rho \cdot V \cdot dA_n = \rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n} \cdot dA \quad (1.2)$$

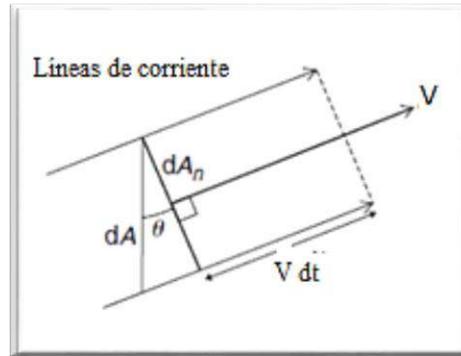


Figura 1: Flujo que cruza un elemento de área.

Fuente: (Dixon, 2005).

Para una superficie de control, el flujo neto de masa es:

$$\dot{m}_{neto} = \int_{sc} d\dot{m} = \int_{sc} \rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n} \cdot dA \quad (1.3)$$

Si se realiza un balance de masa durante un proceso de sistema abierto o volumen de control la ecuación resulta ser $\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = dm_{VC}/dt$, expresado en forma de razón. La masa de un volumen diferencial dentro de un volumen de control es $dm = \rho \cdot dV$, donde dV es el volumen diferencial. La razón de cambio de la cantidad de masa total de un volumen de control en cualquier instante es:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \cdot dV \quad (1.4)$$

Para un sistema cerrado $dm_{VC}/dt = 0$, entonces la ecuación general de la masa resulta:

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \cdot dV + \int_{sc} \rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n} \cdot dA = 0 \quad (1.5)$$

Si se toma como positivo el flujo saliente de un sistema abierto y negativo el flujo entrante, la ecuación 1.4 se puede expresar de la siguiente manera (Cengel & Cimbala, 2006):

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} \quad (1.6)$$

1.2.1.1 Ecuación de la continuidad:

Existe una diversidad de dispositivos en ingeniería que cuentan con una entrada y una salida entonces, es posible reescribir la ecuación 1.4 para sistemas de flujo estacionario con una entrada y una salida, es decir, de una sola corriente, como se aprecia en la ecuación 1.7 y 1.8.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1.7)$$

$$\rho_1 \cdot V_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot A_2 \quad (1.8)$$

Donde el subíndice 1 y 2 representa la entrada y salida respectivamente del sistema, “V” la velocidad y “A” el área. El caudal se representa mediante $Q = V \cdot A$, por lo tanto la ecuación 1.7 también se expresa como:

$$\rho_1 \cdot Q_1 = \rho_2 \cdot Q_2 \quad (1.9)$$

Para un flujo estacionario e incompresible, la ecuación 1.8 resulta:

$$V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 \rightarrow Q_1 = Q_2 \quad (1.10)$$

1.2.2 Ecuación de la conservación de energía

La variación del contenido energético de un sistema corresponde a la diferencia entre la energía de entrada y la de salida de un sistema, por lo que el principio de conservación de energía se escribe como:

$$E_{in} - E_{out} = \frac{dE_{sist}}{dt} \quad (1.11)$$

La conservación de la energía para una cantidad fija de masa se puede expresar como de razón de cambio de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{in,neta} - \dot{W}_{in,neta} = \frac{dE_{sist}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{sist} \rho \cdot e \cdot dV \quad (1.12)$$

Donde $\dot{Q}_{in,neta} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}$ y $\dot{W}_{in,neta} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}$, y representan la razón de transferencia de calor hacia el sistema y la entrada neta de potencia hacia el sistema en todas las formas respectivamente (Cengel & Cimbala, 2006).

Para sistemas compresibles simples, la energía total se representa por medio de la siguiente ecuación:

$$e = u + ec + ep = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (1.13)$$

Donde “u” es la energía interna, “ec” energía cinética y “ep” energía potencial, y se encuentran representadas en términos de unidad de masa. Se considera que la potencia total de un sistema es igual a: $W_{total} = W_{flecha} + W_{presion} + W_{viscoso} + W_{otro}$. El trabajo de flecha es transmitido por una flecha rotatoria, el trabajo de presión se realiza por las fuerzas de presión sobre una superficie de control, el trabajo viscoso se realiza por las componentes normal y cortante de las fuerza viscosas sobre una superficie de control y el trabajo de otros se realiza por otras fuerzas como la eléctrica, magnética y tensión superficial.

El trabajo de flecha siempre se tiene en cuenta debido a que en muchas aplicaciones de ingeniería interviene un dispositivo mecánico, como una bomba, turbina, ventilador o compresor. La variación de la energía aplicada al teorema del transporte de Reynolds por unidad de masa representa la siguiente ecuación:

$$\frac{dE_{sist}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{SC} e \cdot \rho \cdot (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) A \quad (1.14)$$

Sustituyendo la ecuación 1.12 y 1.13 en la ecuación 1.10 y el gasto másico a través de una entrada o salida por $\dot{m} = \int_{A_c} \rho \cdot (\vec{V} \cdot \vec{n}) \cdot dA_c$, según la definición de entalpía como $h = u + Pv = u + P/\rho$ y la razón de flujo hacia adentro o fuera de la energía a través de la entrada o salida como $\dot{m}(P/\rho + e)$, entonces se expresa la ecuación de conservación de la energía como (Cengel & Cimbala, 2006):

$$\dot{Q}_{in,meta} + \dot{W}_{flecha,in,meta} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \cdot e \cdot dV + \sum_{out} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{in} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (1.15)$$

1.3 Ecuación de Navier – Stokes

Se deduce la ecuación de Navier – Stokes a partir de la aplicación de la segunda ley de Newton y la ley de la conservación de la masa. Dicha ecuación permite resolver a detalle todos los puntos en el dominio del flujo. Para llegar a la ecuación de Navier – Stokes se considera primero de la ecuación de la continuidad de la conservación de la masa.

1.3.1 Ecuación de la continuidad

Del teorema de transporte de Reynolds se deduce la ecuación de la conservación de la masa para un volumen de control como:

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \cdot dV + \int_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n} \cdot dA = 0 \quad (1.16)$$

Para entradas y salidas definidas se puede expresar como:

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \cdot dV = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} \quad (1.17)$$

1.3.1.1 Teorema de la divergencia

Para definir de forma diferencial la ecuación de la conservación de la masa se aplica el teorema de la divergencia. Johann Friedrich Gauss fue quien desarrolló el teorema de la divergencia por lo que también se le llama el teorema de Gauss. Este teorema transforma una integral de volumen de la divergencia de un vector en una integral de área sobre una superficie que define el volumen (Cengel & Cimbala, 2006).

Para cualquier vector \vec{G} , la divergencia de \vec{G} se expresa como $\vec{\nabla} \cdot \vec{G}$, entonces el teorema de la divergencia se escribe como:

$$\int_V \vec{v} \cdot \vec{G} dV = \oint_A \vec{G} \cdot \vec{n} dA \quad (1.18)$$

El círculo en la integral denota que la integral se evalúa sobre todo el área de la superficie cerrada "A" que rodea al volumen y "G" es cualquier vector; por lo que puede escribirse como $\vec{G} = \rho \cdot \vec{v}$. El teorema se aplica a cualquier volumen de control, entonces se escoge el volumen de la ecuación 1.16 y se sustituye la ecuación 1.18 en la ecuación 1.16 resultando:

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{VC} \vec{v} \cdot (\rho \vec{v}) dV = \int_{VC} \left[\frac{d\rho}{dt} + \vec{v} \cdot (\rho \vec{v}) \right] dV = 0 \quad (1.19)$$

La ecuación 1.19 sólo es válida cuando la expresión dentro del integrando es igual a cero por lo que se puede aplicar esta ecuación para cualquier volumen de control sin importar su tamaño y forma. Con el teorema de la divergencia se expresa la ecuación de la conservación de la masa, más conocida como la ecuación de la continuidad, como:

$$\frac{d\rho}{dt} + \vec{v} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1.20)$$

La ecuación 1.20 es la forma general de la ecuación de la continuidad que es válida para flujo compresible debido a que no se supuso flujo incompresible en el proceso de su deducción por lo que es válida para cualquier punto del campo de flujo (Cengel & Cimbala, 2006).

Definida la ecuación diferencial para la continuidad, se considera las fuerzas que actúan sobre un volumen de control; las cuales son fuerzas de cuerpo (fuerza de gravedad, eléctrica y magnética) y fuerzas superficiales (fuerzas de presión, viscosas y de reacción en los puntos de contacto) como se aprecia en la ecuación 1.21.

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{cuerpo} + \sum \vec{F}_{superficiales} \quad (1.21)$$

Las fuerzas de cuerpo se aplican sobre un elemento diferencial de volumen y las fuerzas superficiales sobre un elemento diferencial de superficie. Para describir los esfuerzos superficiales se introduce un tensor de esfuerzos σ_{ij} la cual, se define a continuación en forma cartesiana:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad (1.22)$$

Las componentes de la diagonal se les denominan esfuerzos normales y están formados por los esfuerzos de presión y los esfuerzos viscosos. El resto de componentes se les denomina esfuerzos cortantes debido a que la presión actúa normal a la superficie por lo que son totalmente viscosos.

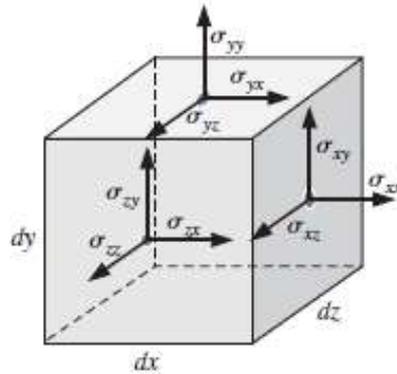


Figura 2: Componentes del tensor de esfuerzo en coordenadas cartesianas.

Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006).

Del teorema de transporte de Reynolds se obtiene una expresión para conservar la cantidad de movimiento lineal para un volumen de control, el cual se muestra en la ecuación 1.23.

$$\sum \vec{F} = \int_{VC} \rho \cdot \vec{g} \cdot dV + \int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} \cdot dA = \int_{VC} \frac{d}{dt} (\vec{V}) \cdot dV + \int_{SC} (\rho \cdot \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} \cdot dA \quad (1.23)$$

Donde \vec{V} es la velocidad promedio. Se deduce la ecuación 1.23 en su forma diferencial aplicando el teorema de la divergencia la cual no sólo se aplica a vectores sino también a otras cantidades como los tensores, esto, en su forma extendida. El teorema de la divergencia extendida sustituye G_{ij} con la cantidad $(\rho \cdot \vec{V}) \vec{V}$ obteniéndose $\int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot \vec{V} \vec{V}) dV$ y también sustituye G_{ij} con el tensor de esfuerzo obteniéndose $\int_{VC} \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \cdot dV$, donde $\vec{V} \vec{V}$ es el producto vectorial llamado producto exterior del vector velocidad consigo mismo.

Estas sustituciones convierten las integrales de superficie en integrales de volumen. Combinando y ordenando los términos se obtiene la siguiente ecuación:

$$\int_{VC} \left[\frac{d}{dt} (\rho \cdot \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) - \rho \cdot \vec{g} - \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \right] dV = 0 \quad (1.24)$$

Para que la ecuación 1.24 sea posible, el término integrando debe ser igual a cero, resultando la ecuación diferencial general para la conservación de movimiento lineal, ésta es conocida como ecuación de Cauchy, como se muestra en la ecuación 1.25.

$$\frac{d}{dt} (\rho \cdot \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot \vec{V} \vec{V}) = \rho \cdot \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (1.25)$$

La ecuación 1.25 es válida para flujo compresible, incompresible y para cualquier punto en el dominio de flujo. Es una ecuación vectorial y representa tres ecuaciones escalares, una para cada eje de coordenadas en un sistema tridimensional.

La aplicación de la ecuación de Cauchy es limitada debido a que el tensor de esfuerzo presenta nueve componentes, seis de los cuales son independientes y, contando a

la densidad como un componente más, se tiene en total 10 incógnitas, las cuales son: $\rho, u, v, w, \sigma_{xx}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yy}, \sigma_{yz}$ y σ_{zz} . Para que estas incógnitas sean matemáticamente solucionables, el número de ecuaciones debe ser igual al número de incógnitas y hasta el momento se cuenta con cuatro ecuaciones: una ecuación de la ecuación de la continuidad y tres ecuaciones de la ecuación de Cauchy, faltando seis ecuaciones.

Estas ecuaciones adicionales se llaman ecuaciones constitutivas y permiten describir las componentes del tensor de esfuerzo en términos de campo de velocidad y presión (Cengel & Cimbala, 2006).

Como se aprecia en la figura 3, cuando el fluido se encuentra en reposo, el único esfuerzo que actúa en cualquier superficie es la presión hidrostática local P , que actúa hacia dentro y normal a la superficie. Entonces, para un fluido en reposo el tensor de esfuerzo es:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} \quad (1.26)$$

La presión hidrostática P es la presión termodinámica que se encuentra relacionada con la temperatura y densidad y la cual se relaciona mediante alguna ecuación de estado.

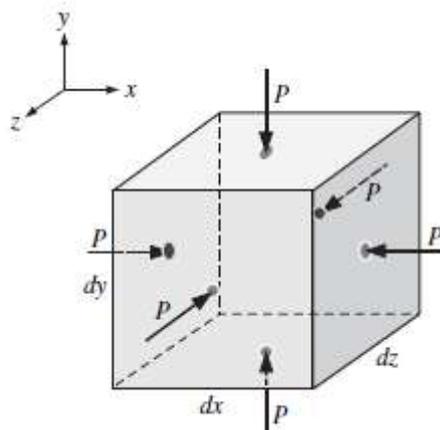


Figura 3: Presión hidrostática actuando hacia dentro y normal a un diferencial de superficie.

Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006).

Cuando el fluido se mueve se presentan los esfuerzos viscosos y la ecuación 1.26 se generaliza de la siguiente manera:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (1.27)$$

Donde se introduce un nuevo tensor τ_{ij} , el cual es llamado tensor de esfuerzos viscosos. Ciertamente se agregó una incógnita más, la de presión, y se sustituyeron las componentes de σ_{ij} por τ_{ij} , dichas componentes se expresan en términos de campo de velocidad y viscosidad.

Todos los fluidos se deforman cuando fluyen, obteniéndose fluidos newtonianos y no newtonianos. Los fluidos newtonianos son los fluidos para los cuales el esfuerzo de corte es linealmente proporcional a la razón de deformación por corte y algunos fluidos newtonianos son el aire, agua, gasolina, entre otros y los fluidos no newtonianos son los que no son linealmente proporcional a la razón de deformación por corte (Cengel & Cimbala, 2006).

Para demostrar la ecuación de Navier – Stokes se supone que el fluido es newtoniano, incompresible ($\rho = \text{constante}$), aproximadamente isotérmico y las viscosidades (dinámica y cinemática) son constantes. Con estas suposiciones el tensor de esfuerzo viscoso se expresa de la siguiente forma:

$$\tau_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (1.28)$$

Donde ε_{ij} es el tensor de razón de deformación. En la ecuación 1.28 demuestra, como es la definición de fluido newtoniano, donde el esfuerzo es linealmente proporcional a la deformación, entonces el tensor de esfuerzo viscoso se expresa como:

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\mu \frac{du}{dx} & \mu \left(\frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \right) & \mu \left(\frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx} \right) \\ \mu \left(\frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right) & 2\mu \frac{dv}{dy} & \mu \left(\frac{dv}{dz} + \frac{dw}{dy} \right) \\ \mu \left(\frac{dw}{dx} + \frac{du}{dz} \right) & \mu \left(\frac{dw}{dy} + \frac{dv}{dz} \right) & 2\mu \frac{dw}{dz} \end{pmatrix} \quad (1.29)$$

Sustituyendo la ecuación 1.29 en 1.27 se obtiene:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\mu \frac{du}{dx} & \mu \left(\frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \right) & \mu \left(\frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx} \right) \\ \mu \left(\frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right) & 2\mu \frac{dv}{dy} & \mu \left(\frac{dv}{dz} + \frac{dw}{dy} \right) \\ \mu \left(\frac{dw}{dx} + \frac{du}{dz} \right) & \mu \left(\frac{dw}{dy} + \frac{dv}{dz} \right) & 2\mu \frac{dw}{dz} \end{pmatrix} \quad (1.30)$$

Para una componente en x, se procede a sustituir la ecuación 1.30 en la ecuación de Cauchy, resultando:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{dP}{dx} + \rho g_x + 2\mu \frac{d^2u}{dx^2} + \mu \frac{d}{dy} \left(\frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right) + \mu \frac{d}{dz} \left(\frac{dw}{dx} + \frac{du}{dz} \right) \quad (1.31)$$

La presión aporta un único término debido a que es un esfuerzo normal y el tensor de esfuerzo viscoso 3 términos debido a que consiste en esfuerzos normales y cortantes. Resolviéndose la ecuación 1.31 resulta la siguiente ecuación:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{dP}{dx} + \rho g_x + \mu \left[\frac{d}{dx} \left(\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} \right) + \frac{d^2u}{dx^2} + \frac{d^2u}{dy^2} + \frac{d^2u}{dz^2} \right] \quad (1.32)$$

Aplicando la ecuación de la continuidad a la ecuación 1.32 para flujo incompresible, convierte el término dentro del paréntesis igual a cero. Los últimos

términos, $(\frac{d^2u}{dx^2}, \frac{d^2u}{dy^2} \text{ y } \frac{d^2u}{dz^2})$, se conocen como Laplaciano de la componente velocidad u en coordenadas cartesianas. Así se introduce el término operador Laplaciano en coordenadas cartesianas, el cual es igual a $\nabla^2 = \frac{d^2}{dx^2} + \frac{d^2}{dy^2} + \frac{d^2}{dz^2}$. Entonces la componente x , y y z de la ecuación de cantidad de movimiento se expresa como:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{dP}{dx} + \rho g_x + \mu \nabla^2 u \quad (1.33)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{dP}{dy} + \rho g_y + \mu \nabla^2 v \quad (1.34)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{dP}{dz} + \rho g_z + \mu \nabla^2 w \quad (1.35)$$

Al unir las tres componentes en una ecuación vectorial se obtiene la ecuación de Navier – Stokes para flujo incompresible con viscosidad constante, el cual se expresa como:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (1.36)$$

Esta ecuación es la base de la mecánica de fluidos y resulta simple resolverla para campo de flujos muy simples por lo que se necesita de un software que resuelva esta ecuación para flujos complejos (Cengel & Cimbala, 2006). El software Ansys se basa en las ecuaciones de Navier – Stokes para resolver el flujo de un sistema.

1.4 Turbulencia: Teoría y modelación

1.4.1 ¿Qué es la turbulencia?

En muchos procesos de mezclado y procesos típicos como: transferencia de masa, transferencia de calor, dispersión líquido – líquido, suspensión de sólidos, etc., es necesario conocer el fenómeno de turbulencia debido a que tiene un efecto fundamental en el comportamiento del fluido, sin un entendimiento de esta fenomenología se puede obtener una predicción errónea.

Una primera definición mecánica desarrollada por un investigador físico – matemático fue por Prandtl que introdujo la longitud de mezclado. Taylor luego sugirió que se aplicase la teoría estática para desarrollar una visión más general de turbulencia, pero resaltó que el mecanismo de turbulencia es muy compleja y que no se puede formular un modelo general sobre el cual se base un análisis a menos que se restrinja el movimiento principal de turbulencia para una fluctuación irregular sobre un valor promedio.

Dentro de este contexto de remolinos de turbulencia y del modelo de tiempo– promedio, emerge el modelo $k - \varepsilon$ que se conoció como la estructura coherente. Esta estructura se extendió para incorporar estructuras periódicas generadas por fuerzas o por geometría en el sistema. Este contexto coherente de estructura regular es una operación de muchos flujos turbulentos, incluyendo capas de mezcla y vórtices.

Para que se capture la estructura, se fuerza al flujo a adoptar una aproximación más directa para su modelación, pero en 1978, Praturi y Brodkey, comentaron que la turbulencia no puede ser tratada como un promedio debido a que los flujos son dinámicos, por lo que se describió como un sistema dinámico.

Se describe a la turbulencia como el estado de movimiento del fluido donde las velocidades fluctuantes en el tiempo se desarrollan en las 3 direcciones del espacio. Estas fluctuaciones reflejan la complejidad de la estructura de la turbulencia debido a que se tienen capas e interacciones largas y pequeñas, y en consecuencia se crean una gran variedad de formas y tamaños de vórtices, eyecciones y barrido.

En flujos turbulentos, el campo escalar es rápidamente dispersado en comparación con el laminar. Cuando se desarrolla completamente la turbulencia se observa un estado asintótico con un número de Reynolds muy elevado y las velocidades fluctuantes son muy intensas causando que las fuerzas inerciales sean muy significativas y las fuerzas viscosas insignificantes (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

1.4.2 Fenomenología de la turbulencia

Se inicia con una definición sencilla de flujo de cizallamiento, para ello se observa la figura 4. El flujo fluye a través de dos placas, y la placa superior se mueve a una velocidad V_x requiriendo una fuerza por unidad de área de la superficie de la placa para mantener el movimiento. Esta fuerza requerida es proporcional a la viscosidad del fluido. Recordando la ley de Newton de la viscosidad:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{\Delta U}{\Delta y} \quad (1.37)$$

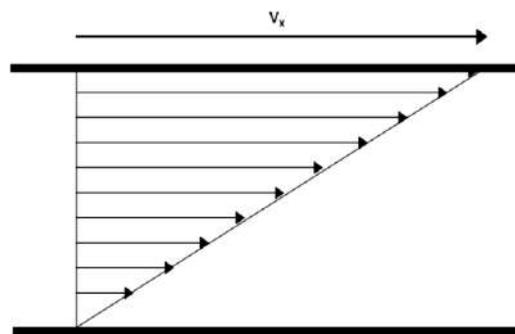


Figura 4: Flujo de cizallamiento.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Cuando se coloca un sensor de velocidad entre dos placas, para flujo laminar, éste registra una velocidad constante en el tiempo como se muestra en la figura 5.

Se considera una partícula estacionaria en el flujo del fluido, en la cara opuesta donde toca el flujo a la partícula, exactamente en la estela, se crean remolinos estacionarios lo cual es fácil de observar. Estos remolinos tienen una sección transversal redonda o elíptica manteniendo su tamaño.

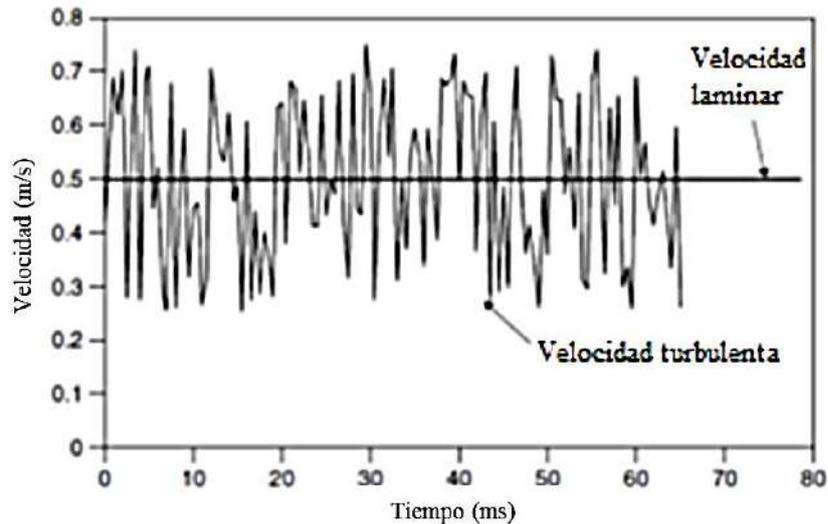


Figura 5: Velocidad de flujo laminar y turbulenta en el tiempo.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Las fluctuaciones se producen como cambios de remolinos. En el flujo fluye dentro de un tubo se puede definir una velocidad superficial constante o una velocidad promedio local y en algún punto del fluido, la señal puede ser promediada para brindar una media repetible, aunque las fluctuaciones de la señal de velocidad son únicas.

Estas fluctuaciones de la velocidad se pueden representar mediante una serie de flujos de cizallamiento giratorios de distintos tamaños, y cada flujo giratorio presenta un perfil de velocidad lineal, pero en un flujo turbulento real, en un rango más amplio, los perfiles de velocidad son de forma no lineal en respuesta a los remolinos circundantes.

Posteriormente, Taylor expone su hipótesis sobre los remolinos que se muestran en los flujos turbulentos, pero fue una suposición peligrosa porque decía que los remolinos son bidimensionales cuando en realidad son tridimensionales, y a medida que el fluido avanza, los remolinos giran, cambian de tamaño e intercambian materia, dramáticamente, con el fluido circundante en el tiempo.

Un ejemplo de remolinos tridimensionales son los que aparecen en la capa límite cercana a la pared del tubo. Muchos de estos remolinos tienen una alta dimensión distorsionada como se muestra en la figura 6.

La longitud de onda es una dimensión arbitraria de una estructura tridimensional. La ecuación de longitud de onda se escribe:

$$\frac{1}{k} = \frac{V_f}{2\pi f} \quad (1.38)$$

Donde V_f es la velocidad del fluido, k es el número de ondas y f es la frecuencia.

La naturaleza del fenómeno de turbulencia es tridimensional, los remolinos generados no son esféricos y las escalas de longitud no son dimensiones características (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

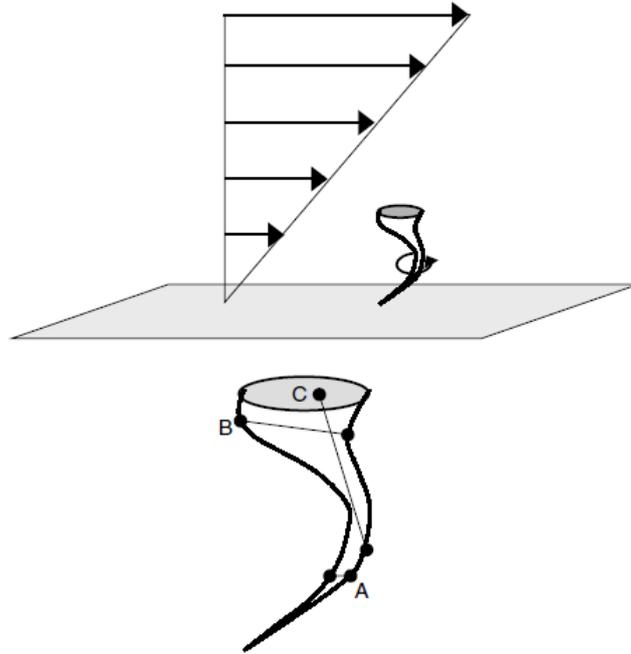


Figura 6: Vórtices en la capa límite mostrando las diferentes escalas de longitud o el número de onda contenidas en un solo remolino.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

El espectro de turbulencia cuantifica las escalas de longitud y una de las velocidades usadas es V_{RMS} o la desviación estándar de la velocidad instantánea, y es importante porque brinda información de la cantidad o intensidad de turbulencia. Si, se transforma la velocidad desde el dominio del tiempo al dominio de frecuencia mediante la transformada de Fourier, se obtiene el espectro de energía de turbulencia la cual es una medida de la energía presente en cada escala de movimiento. El espectro de energía de turbulencia es como la huella digital de la cantidad de energía contenida en un flujo en función del número de ondas o frecuencia.

Si se integran las tres dimensiones del espectro de turbulencia, éste devuelve la energía cinética de turbulencia ($2k$), y si se integra una dimensión de un número de ondas, éste devuelve la V_{RMS} . Las escalas de longitud de turbulencia son contenidas en medidas de frecuencia, pero si se requiere de un número mayor de escalas de longitud, es necesario transformarlas a número de ondas usando la hipótesis de Taylor mediante la ecuación 1.38.

En la figura 7, se observa la distribución de energía a través de las escalas turbulentas. Si la energía se encuentra en equilibrio, producto de que la disipación viscosa es mayor porque la distribución de energía también se encuentra en equilibrio, entonces la pendiente debe ser $-5/3$ en escala logarítmica. La distribución de energía presente en la figura 7 sólo satisface a ciertas posiciones cercanas a los álabes de una turbina Rushton.

A pequeños tamaños de remolinos se usa la escala de longitud de Kolmogorov donde las fuerzas viscosas son iguales a las fuerzas inerciales debido a las fluctuaciones de las velocidades turbulentas. Entonces, cambios pequeños en el espectro pueden producir grandes cambios en el proceso.

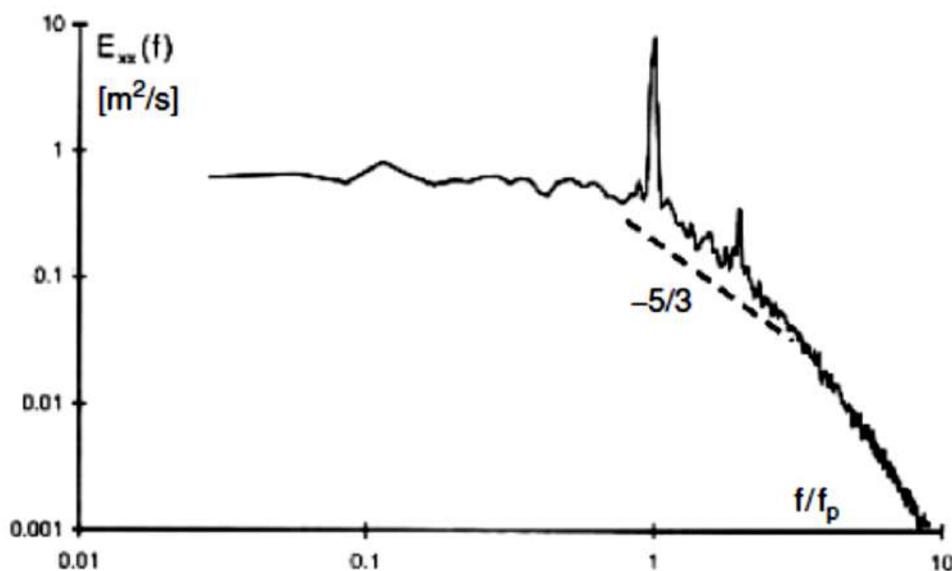


Figura 7: Espectro de energía en función de frecuencia vs. frecuencia de paso del álabe.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

También se usa la escala de Batchelor, que se limita para casos donde la difusividad molecular es lenta en comparación de la viscosidad cinemática y el número de Schmidt¹ mayor e igual a 1 ($Sc \geq 1$). Es decir, limita la escala de longitud producto de que la variación de la difusión molecular es igual a la variación de la disipación de energía cinética de turbulencia (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

1.4.3 Argumentos de escalamiento

Para relacionar la escala de Kolmogorov con variables operacionales es necesario disponer de la medida de variación de disipación de energía cinética de turbulencia por unidad de masa, ε . Por lo tanto, se usan los argumentos de escalamiento, longitudes características y escalas de velocidades, con la finalidad de relacionar ésta escala con las variables operacionales.

Cuando el flujo es totalmente turbulento, las fuerzas viscosas son relativamente despreciables en relación a las tensiones turbulentas. Por encima de un valor de Reynolds, las características del flujo se reducen a un conjunto de información adimensional, independiente de la viscosidad del fluido (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004). Para un tanque agitador, la escala de longitud característica y velocidad turbulenta característica se escribe como:

$$L_c = C_L \cdot D \quad (1.39)$$

$$V_c = C_u \cdot N \cdot D \quad (1.40)$$

¹ El número de Schmidt es un número adimensional que se utiliza para caracterizar flujos en procesos convectivos de cantidad de movimiento y masa. A su vez relaciona los espesores de las capas límite de cantidad de movimiento y masa. Su representa por $Sc = \mu/(\rho \cdot D)$, donde D representa la difusividad másica del fluido, μ la viscosidad del fluido y ρ la densidad del fluido.

Donde C_L y C_u son constantes en función del propulsor y geometría del tanque, N es el número de revoluciones y D es el diámetro del propulsor. La energía cinética turbulenta debe escalarse con V_c^2 y la velocidad de disipación de la energía se toma con la escala V_c/L_c . Para la disipación de energía existen dos fórmulas:

$$\varepsilon \propto \frac{V_c^3}{L_c} = A \cdot \frac{C_u^3 \cdot N^3 \cdot D^2}{C_L} \quad (1.41)$$

$$\frac{P}{\rho \cdot V_{propulsor}} = N_p \cdot N^3 \cdot D^2 \quad (1.42)$$

Donde A es 1 para valores experimentales y N_p es el número específico de potencia, el cual se describe en el capítulo 3.

La ecuación 1.41 es la ecuación de la disipación de la energía y la ecuación 1.42 es la ecuación de la máxima disipación de energía, la cual toma el volumen de barrido del propulsor en vez del volumen total del tanque. La relación V_c^3/L_c se halla en función del número específico de potencia N_p y depende de la geometría del propulsor (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

1.4.4 Reducción del dimensionamiento del problema

Con frecuencia, en agitación, la mezcla se controla en gran medida por la turbulencia, por lo que es necesario entender el fenómeno de turbulencia para analizar los fenómenos de transporte. Como se mencionó, la turbulencia es tridimensional, dinámica y multi-escalada, incluso en su forma ideal. Existen tres casos que determinan la simplificación más útil del flujo: la aproximación Euleriana, aproximaciones útiles y aproximación Lagrangiana.

1.4.4.1 Aproximación Euleriana

Hasta ahora, la única forma de abordar los flujos turbulentos era mediante el campo de flujo, donde los datos obtenidos de un solo punto se promedian durante el tiempo de muestro, suficientemente largo, para proporcionar una media repetible. Éste método fue adecuado para cuando la escala de tiempo del proceso era lo suficientemente mayor que la escala de tiempo promedio.

Para analizar el problema se usa la ecuación de Reynolds, que es la forma promedio en el tiempo de las ecuaciones de Navier – Stokes, pero lo complejo de este proceso es simplificar las ecuaciones y obtener relaciones adicionales entre las incógnitas. Para facilitar el análisis, se suponen fluctuaciones turbulentas de naturaleza aleatoria, para aplicar un análisis estadístico. De esta forma, al introducir ciertas suposiciones se puede simplificar y reducir las ecuaciones de Navier – Stokes y resolver las variables de interés (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

1.4.4.2 Aproximaciones útiles

Para simplificar el problema del análisis de turbulencia es necesario limitar el número de suposiciones, con el fin de obtener un mínimo margen de error.

Se considera que los remolinos varían continuamente con el desarrollo del fenómeno de turbulencia, y que la transferencia de energía se da de los remolinos más grandes hacia los más pequeños, por lo tanto pierden su energía por disipación viscosa. Dentro de estas suposiciones se ubican 5 suposiciones importantes, las cuales son:

- **Flujo totalmente turbulento:** Debido a las fluctuaciones de la velocidad, las fuerzas inerciales son mucho mayores que las fuerzas viscosas, por lo que el campo de flujo es independiente de la viscosidad del fluido, y esto se cumple cuando se presenta un elevado número de Reynolds.
- **Turbulencia homogénea:** La turbulencia es aleatoria e independiente de la posición. Las tres componentes de la velocidad (u, v, w) no son necesariamente iguales.
- **Isotropía completa:** Las fluctuaciones no tienen una dirección preferencial y no existe gradiente de velocidad.
- **Isotropía local:** Esta suposición se aplica a un rango de tamaño de remolinos, fuera de este rango puede ser altamente no isotrópico y puede existir gradiente de velocidad.
- **Flujo de corte de turbulencia:** Es la modificación de un flujo completamente homogéneo el cual, permite que aparezcan los esfuerzos de cizallamiento y el gradiente de velocidad media. Normalmente, uno de los dos esfuerzos de corte son cero.

En un flujo isotrópico homogéneo, los esfuerzos normales son iguales en las tres dimensiones y los esfuerzos cortantes anormales ($\overline{uv}, \overline{vw}$) son iguales a cero. Las componentes ($\overline{uu}, \overline{vv}, \overline{ww}$) deben ser siempre positivas. El flujo no puede ser completamente isotrópico, físicamente, pero sí, localmente isotrópico lo cual está limitado a un rango de frecuencias o tamaños de remolinos y no del volumen (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Cuando se habla de flujo totalmente turbulento no significa que la turbulencia es totalmente homogénea. A un número elevado de remolinos pequeños, el efecto de la frontera es despreciable debido que los remolinos pequeños son considerados independientes de la frontera y flujo medio.

1.4.4.3 Aproximación Lagrangiana

La aproximación Euleriana no es suficiente cuando existen cambios significativos de temperatura o concentración de elementos, afectando al proceso cinético, por ejemplo: los bioreactores y procesos de cristalización. Por lo tanto, se considera la aproximación Lagrangiana de una partícula fluida para obtener resultados precisos

La aproximación Lagrangiana sigue una partícula del fluido en el tiempo en movimiento. Para realizar el experimento, se inyectan partículas en un determinado instante y en lugares arbitrarios, las cuales son seguidas a medida que se mueven bajo la influencia del campo de velocidad. Si el tiempo del proceso es largo, los gradientes medios de concentración también lo serán, por lo que los datos transitorios no se toman en cuenta, debido a que no son significativos. Cuando los tiempos del proceso son largos se puede

conseguir un progreso significativo en el tiempo utilizando modelos de dispersión turbulenta simple.

Los inconvenientes de la aproximación Lagrangiana son definir el modelo preciso y confiable de la dispersión turbulenta a escalas intermedias, y el modelado de cinéticas complejas de orden superior (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004)

1.4.5 Modelación del transporte de turbulencia.

La modelación matemática resulta menos costosa que utilizar experimentos reales. Además proporciona información más detallada, por lo que desarrollar modelos confiables de proceso de mezclado es la tendencia en las últimas décadas. Se han desarrollado diversos modelos de transporte de turbulencia, los cuales son: *Boussinesq approximation*, *Prandtl mixing length*, *Two–Equation models*, *Full Reynolds stress models*, *Large Eddy Simulations* (LES) y *Direct Numerical Simulations* (DNS).

Entre estos modelos existe un equilibrio entre la complejidad y la representación de la física. Lo que implica alguna aproximación de convergencia basada en razonamiento estadístico, análisis dimensional, evidencia experimental o modelo conceptual simplificado. Para esto se necesitan modelos precisos que aborden las dinámicas inherentes de la turbulencia, mezcla y reacción (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

1.4.5.1 Time – Resolved Simulations: The Full Solution

Por definición, la turbulencia es un fenómeno que se desarrolla en el tiempo, lo cual es la mejor solución de la física en simulaciones. Los modelos DNS y LES utilizan ecuaciones de gobierno directamente sin promedio de tiempo, las cuales son las ecuaciones de Navier – Stokes, la ecuación de la continuidad, las ecuaciones individuales de equilibrio y la ecuación de balance de energía.

Estas ecuaciones contienen demasiadas incógnitas, sin embargo las ecuaciones diferenciales parciales son no lineales, de orden superior y acoplados. Esta modelación cuenta con dos modelos de transporte de turbulencia, DNS y LES (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

El inconveniente radica por el amplio rango de escalas de longitud que son relevantes para los resultados del proceso y de naturaleza tridimensional para el campo de flujo, por lo tanto los resultados de la simulación son difíciles de alcanzar.

- **Direct Numerical Simulations (DNS):** Las ecuaciones de Navier–Stokes describen el comportamiento de un flujo de un fluido en un volumen de control diferencial en cualquier instante en el tiempo. Estas soluciones son exactas para flujo turbulento cuando se tiene una solución transitoria de las ecuaciones de Navier–Stokes con condiciones iniciales y de contorno apropiada.

Lo complejo de este modelo es el enorme requerimiento computacional que se necesita para almacenar, lo cual es muy grande para las computadoras actuales, por lo que no es comercial.

Incluso, cuando se tienen números de Reynolds turbulentos bajos, el modelado se vuelve muy complicado para una computadora especial resolver este tipo de ecuaciones. Aun así, se usan números bajos de Reynolds y en geometrías simples (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Para cálculos de diseño es útil este modelo, debido que la estructura de su cuadrícula es más fina en comparación al modelo LES.

Large Eddy Simulations (LES): Este modelo matemático usa grandes simulaciones de remolinos. Los movimientos se modelan de forma similar al modelo DNS, pero en una cuadrícula mucho más gruesa, por lo tanto el dominio computacional no es tan complejo de simular. Aun así, sigue siendo complicada su simulación en algunas computadoras.

Este modelo calcula las escalas de turbulencia más grandes a medida que varían en el tiempo y modela las escalas más finas de la turbulencia. La ventaja de este modelo es que es mucho menos exigente que el modelo DNS, y por lo tanto se puede usar en flujos de números de Reynolds más altos. El inconveniente surge en seleccionar cuál de los modelos de mallado y técnicas de filtrado son adecuados para representar los datos (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

1.4.5.2 Reynolds Averaged Navier–Stokes Equations (RANS)

Reynolds trató de reducir el problema de modelado en una única solución estable, por lo que formuló reglas de tiempo–promedio. Son una forma en el tiempo de las ecuaciones de Navier–Stokes y otras ecuaciones, conocidas como RANS. Este relaciona las ecuaciones con cantidades promediadas en el tiempo y no los valores instantáneos dependientes del tiempo, por lo que hay un mayor número de incógnitas que de ecuaciones (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Las incógnitas adicionales son los seis esfuerzos de Reynolds que son los valores normales o medios cuadrados, el cual se escribe de la siguiente forma:

$$\text{Esfuerzo de Reynolds} = \rho \begin{bmatrix} \overline{uu} & \overline{uv} & \overline{uw} \\ \overline{vu} & \overline{vv} & \overline{vw} \\ \overline{wu} & \overline{wv} & \overline{ww} \end{bmatrix} \quad (1.43)$$

Donde u es la velocidad fluctuante en el sentido de la corriente, y v y w son las componentes de la velocidad fluctuante transversal. \overline{uu} , \overline{vv} y \overline{ww} son los esfuerzos normales o varianzas, los cuales son siempre positivos. Si, la turbulencia no tiene una dirección preferencial (turbulencia isotrópica) y no hay gradientes de velocidad, las fluctuaciones individuales serán completamente al azar y las covarianzas serán iguales a cero, entonces las seis incógnitas pueden reducirse a:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{uu} + \overline{vv} + \overline{ww}) \quad (1.44)$$

Donde k es la energía cinética de turbulencia por unidad de masa. El grado de simplificación es muy severo, por lo que se debe realizar una suposición inicial de que los esfuerzos de Reynolds pueden ser modelados usando k y su tasa de disipación. Estos son,

los modelos isotrópicos de dos ecuaciones incluyendo el modelo $k - \varepsilon$ (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

- **Two – Equation Models of Turbulence:** Este modelo, al contar con seis nuevas incógnitas (tensiones de Reynolds), tiene más incógnitas que ecuaciones, por lo tanto el sistema de ecuaciones no es cerrado. Para igualar el número de ecuaciones con las incógnitas se realizan los modelos de flujo físico para el fenómeno de turbulencia, pero no hay un enfoque estándar para validar el modelado de las tensiones de Reynolds.

El modelo $k - \varepsilon$ supone que las tensiones normales son aproximadamente iguales y están adecuadamente representadas por k . En este modelo se usan dos ecuaciones diferenciales que modelan la producción, distribución y disipación de energía cinética turbulenta: k y ε . Una de estas constantes se usa para relacionar los valores de k y ε con una estimación de \overline{uv} usando la teoría de viscosidad turbulenta modificada, la cual se escribe como:

$$\overline{uv} = v_t \frac{\partial \bar{U}}{\partial y} = 0.09 \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{U}}{\partial y} \quad (1.45)$$

Se han realizado diversas modificaciones para el modelo k y ε con diferentes grados de éxito, pero cuando una simulación completamente convergente no predice los fenómenos físicos de interés con precisión, se debe buscar otro modelo (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

- **Full Reynolds Stress Models:** Este modelo retiene las seis tensiones de Reynolds durante la solución de las ecuaciones de balance, por lo que es difícil de llegar a la convergencia. Esto contempla una ventaja debido a que las tensiones desempeñan un papel en el desarrollo del campo de flujo, y el transporte de energía entre componentes puede desarrollar fuertes direcciones preferenciales y estructuras coherentes. La complejidad del modelado radica para flujos altamente anisotrópicos muy difíciles como los de un ciclón (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

1.5 Métodos numéricos

Para resolver las ecuaciones numéricamente de éste capítulo 1, las cuales se aplican en CFD, se necesitan discretizarlas o cambiarlas de una función continua a una discontinua. La idea es describir, en el espacio y en el tiempo, pequeños pasos finitos en lugar de pasos infinitesimales, lo cual es el proceso de discretización. A continuación se describen algunos métodos de discretización.

1.5.1 Discretización del Dominio: Generación de Grid

Se denominará malla a la cuadrícula donde se divide el dominio en un conjunto de subdominios discretos, células computacionales o volúmenes de control. Esta malla contiene elementos de diferentes formas y tamaños, dependiendo del sistema dimensional en que se ubiquen, por ejemplo, en un sistema 2D los elementos tienen forma de cuadriláteros o triángulos, y para sistemas 3D tienen elementos de forma tetraédrica, prismática, piramidal o hexaédrica como se observa en la figura 8. Los segmentos de línea

para sistemas 2D y superficies planas para sistemas 3D, se conectan para generar los elementos en los límites.

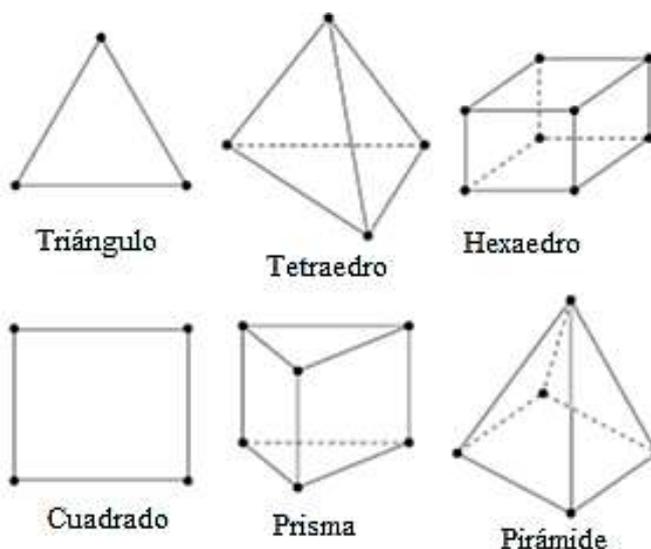


Figura 8: Formas geométricas de los distintos elementos según el sistema dimensional.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Existen dos tipos de cuadrículas: las estructuradas y las no estructuradas. Las cuadrículas estructuradas son siempre cuadriláteras, para sistemas en 2D, o hexaédricas para sistemas en 3D. Cada elemento sigue una única dirección en el espacio I, J y K, las cuales no necesariamente se ubican alineadas con las coordenadas X, Y y Z. Las mallas no estructuradas, no siguen esta regla de direccionamiento y utilizan diferentes tipos de elementos como se observa en la figura 9, donde se observa, en la imagen superior, mallas estructuradas en bloque, debido a que utilizan elementos cuadriláteros o hexaédricos en todo el dominio, y en la imagen inferior, se aprecia una malla no estructurada en su conjunto, debido a que contiene elementos triangulares y cuadrangulares.

La densidad de las células en una red computacional debe ser, lo suficientemente, fina para capturar los detalles del flujo, pero no exageradamente fina, debido a que conllevaría a más tiempo en resolver las ecuaciones.

Para flujos laminares, la cuadrícula cercana a la capa límite, debe ser muy fina para permitir una captura adecuada del detalle del flujo y debe contener elementos cuadriláteros para 2D y hexaédricos o prismáticos en 3D. Para flujos turbulentos, se utiliza la función de pared en las regiones cercanas a la pared, porque en la ecuación de transporte, para la disipación de remolinos, la pared tiene la particularidad de $k = 0$.

1.5.1.1 Discretización de las ecuaciones

Para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes se han empleado diversos métodos, pero para este caso se centrará en el método de volúmenes finitos. La ecuación escalar generalizada 1.46 muestra la discretización de una ecuación de transporte típica usando la formulación de volumen finito para un volumen de control rectangular.

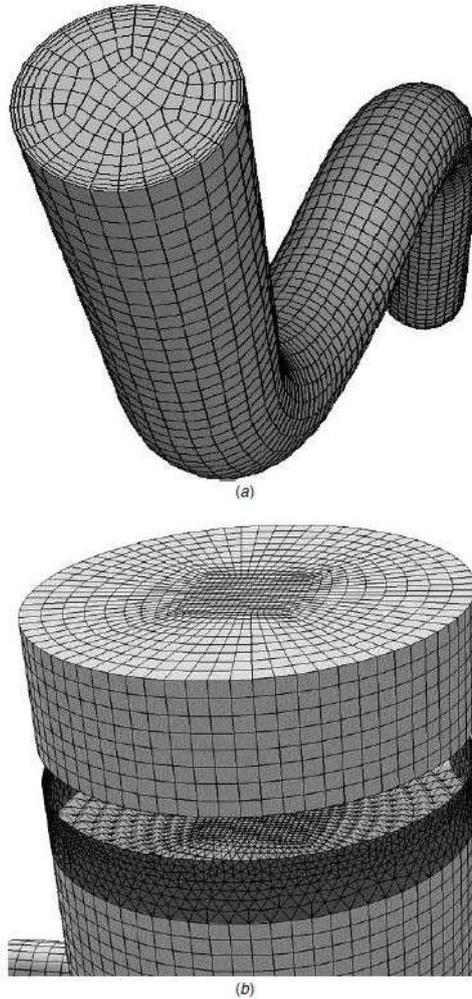


Figura 9: Tipos de estructura del mallado. (a) malla estructurada. (b) malla no estructurada.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

$$\frac{\partial(\rho \cdot \phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot V_i \cdot \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S' \quad (1.46)$$

Donde V_i es la velocidad en la dirección i , x_i es la coordenada espacial en la dirección i , ρ es la densidad del fluido y Γ representa el coeficiente de difusión para el escalar ϕ . Si ϕ es uno de los componentes de la velocidad, por ejemplo, Γ representaría la viscosidad y S' representaría la suma del gradiente presión, fuerza gravitacional y cualquier otra fuerza adicional presente.

El primer paso para discretizar la ecuación de transporte es una integración del volumen de control, el cual puede ser transformado en una integral de superficie aplicando el teorema de la divergencia. Por lo tanto, asumiendo una velocidad en la dirección i positiva, despreciando la dependencia del tiempo y asumiendo una área A en las caras de las cuadrículas, la ecuación de transporte se convierte en la ecuación 1.47.

$$(\rho_a \cdot V_a \cdot \phi_a - \rho_b \cdot V_b \cdot \phi_b)A = \left(\Gamma_a \left[\frac{d\phi}{dx} \right]_a - \Gamma_b \left[\frac{d\phi}{dx} \right]_b \right) A + S \quad (1.47)$$

Donde las letras a y b denotan dos caras cualesquiera de la cuadrícula y S representa la integral de volumen de los términos contenidos en S' . Entonces, para calcular los valores de las caras se requiere de un esquema de discretización.

1.5.1.2 Esquemas de discretización.

Los valores de las caras deben estar en función a los valores del centro de la célula, para ello se considera la ecuación de conservación de estado estacionario en una dimensión, resultando la siguiente ecuación.

$$\frac{d}{dx}(\rho \cdot V \cdot \phi) = \frac{d}{dx}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx}\right) \quad (1.48)$$

Dicha ecuación brinda resultados exactos en dominios lineales que se extienden de $x = 0$ a $x = L$ con $\phi = \phi_0$ en $x = 0$ y $\phi = \phi_L$ en $x = L$. Entonces la solución para ϕ en cualquier punto central de la cara es igual a:

$$\phi = \phi_0 + (\phi_L - \phi_0) \cdot \frac{e^{[Pe(\frac{x}{L})-1]}}{e^{(Pe-1)}} \quad (1.49)$$

Donde Pe es el número de Péclet, el cual relaciona la influencia de la convección entre la difusión en el campo de flujo. El número de Péclet se describe mediante la ecuación 1.50.

$$Pe = \frac{\rho VL}{\Gamma} \quad (1.50)$$

Dependiendo del valor de Pe , el comportamiento limitante de ϕ varía a lo largo de la longitud.

- **Esquema de diferenciación central:** Cuando $Pe = 0$, debido a que $V = 0$, se asume que no hay convección y la solución es puramente difusa. Este caso se asemeja cuando solo existe transferencia de calor por conducción pura. Como ϕ varía linealmente desde el centro de la cara, el valor de dicha cara se calcula mediante interpolación lineal.

Cuando se producen los dos fenómenos al mismo tiempo, convección y difusión, se usa la interpolación lineal y al esquema de discretización se le denomina diferenciación central (*central differencing scheme*). Este tipo de esquema de discretización, de propósito general, conlleva a errores y pérdida de precisión en la solución.

Para minimizar el error se refina la cuadrícula o se selecciona otro tipo de esquema de diferenciación. Este esquema es el más común entre los usuarios debido a que utiliza el modelo de turbulencia LES.

- **Esquemas de diferenciación Upwind:** Cuando $Pe \gg 1$, el fenómeno de convección se impone y se asume que la cara de la celda es idéntico al valor de upwind ($\phi_w = \phi_W$). Existen dos tipos de diferenciación upwind: de primer orden y de segundo orden.

La diferenciación *upwind* de primer orden se da cuando el valor en el nodo *upwind* se utiliza en la cara y la diferenciación *upwind* de segundo orden se da cuando se utilizan gradientes multidimensionales en la variable *upstream*, el cual utiliza la serie de Taylor para describir los gradientes *upwind*.

- **Esquema de diferenciación Power Law:** Este esquema se utiliza para valores de número de Péclet comprendidos entre 0 y 10 ($0 \leq Pe \leq 10$). Permite calcular el valor de la cara en función del número de Péclet local utilizando la ecuación 1.49, con el cual se obtienen valores aproximados.

La diferenciación *power law* es un esquema de primer orden y es similar al esquema de diferenciación *upwind* de primer orden en el límite de convección fuerte, pero la diferencia radica en que la diferenciación *power law* ofrece mejor precisión en el intervalo de los números de Péclet de 0 a 10.

- **Esquema de diferenciación Quick:** Es similar al esquema de diferenciación *upwind* de segundo orden con modificaciones que restringen su uso a mallas cuadráticas o hexaédricas. Este esquema puede ofrecer mejores resultados que el esquema *upwind* de segundo orden para ciertos flujos con elevada turbulencia.

Para elegir un esquema de diferenciación adecuada se debe tener cuidado con el tipo de flujo y la cuadrícula. Si el flujo se ubica alineado con la cuadrícula, los esquemas de diferenciación de primer orden, *upwind* y *power law*, serían los adecuados, pero cuando son mezcladores estáticos y agitadores, se recomienda utilizar el esquema de diferenciación *upwind* de segundo orden, para reducir el error de cálculo, debido a que se utilizan cuadrículas no estructuradas.

1.5.1.3 Ecuación final discretizada

Definido los valores de las caras mediante los esquemas de diferenciación, es posible recopilar términos que multiplican la variable desconocida en cada centro de celda. Los coeficientes multiplicadores de cada término contienen información sobre las propiedades del fluido, condiciones de flujo local y resultados de iteraciones anteriores. La ecuación discretizada para una cuadrícula simple en 2D es la siguiente:

$$A_{P\phi P} = A_{N\phi N} + A_{S\phi S} + A_{E\phi E} + A_{W\phi W} = \sum_i A_{i\phi i} \quad (1.51)$$

Para una simulación simple o compleja, existirá una ecuación 1.51 que permita resolver cada variable en cada celda del dominio. Este es el trabajo de la herramienta *solver*, resolver estas ecuaciones con la mayor precisión y en el menor tiempo posible.

1.5.1.4 Técnicas numéricas alternativas

Existen métodos alternativos que permiten resolver las ecuaciones de Navier-Stokes. A continuación se describen dos de ellos.

- **Método de diferencia finita:** Este método consiste en reemplazar las derivadas de la ecuación 1.46 con diferencias finitas evaluadas en los lugares de almacenamiento

utilizando una expansión de la serie de Taylor truncado. Para realizar la operación se utiliza el valor de una celda o los valores de vecinos adyacentes, según sea el orden de la derivada.

Este método es aceptable en funciones muy simples, pero no se toma en cuenta en el análisis de CFD debido a que se limita a cuadrículas simples y no conserva la masa en cuadrículas gruesas.

- **Método de elementos finitos:** Este método utiliza funciones lineales o cuadráticas para describir la variable ϕ dentro de una celda. Al sustituir la función seleccionada en la ecuación de conservación para cada celda y aplicar las condiciones de contorno, se obtiene un sistema lineal de ecuaciones acopladas.

Este método se utiliza en análisis estructural y en algunos códigos CFD. Cuando sólo se utilizaban mallas ortogonales estructuradas, éste método ofrecía mallas no estructuradas con elementos no ortogonales de diversas formas, pero como actualmente es normal que se formen mallas no estructuradas, el método sólo se utiliza para flujos que no son compresibles ni altamente turbulentos, y flujos laminares que implican flujos newtonianos y no newtonianos.

1.5.1.5 Difusión numérica

Difusión numérica es una fuente de error que siempre aparece en CFD de volumen finito, debido a que se realizan aproximaciones durante el proceso de discretización de ecuaciones.

Se le denomina así porque se presenta como un aumento en el coeficiente de difusión, esto es; en la solución de la ecuación del momento, el fluido se convertirá más viscoso; en la solución de la ecuación de la energía, la solución parecerá tener mayor conductividad y en la solución de la ecuación de especies, se observará que el coeficiente de difusión de especie es mayor que en la realidad. El inconveniente es cuando la difusión es pequeña.

Para reducir estos errores y consigo la difusión numérica, se utilizan esquemas de discretización de mayor orden o se construye la malla para minimizar el efecto. La difusión numérica es un problema de mallado grueso, por lo tanto se necesita evitar este tipo de mallas en regiones donde se requiere de precisión. La precisión es correcta cuando el flujo se ubica alineado perpendicularmente con la malla. Como no siempre se alinea la malla con el flujo en todo su campo, se obtendrá siempre cierto grado de difusión numérica.

Capítulo 2

Estado del arte de los sistemas de propulsión hidrodinámica

2.1 Antecedentes de propulsores

Dos personas marcaron el inicio del desarrollo del sistema de propulsión naval, Arquímedes (250 a.C) y Leonardo Da Vinci (1500). Arquímedes implementó un sistema de propulsión mediante la aplicación de una bomba de tornillo que lleva su nombre pero en el futuro conduciría a conceptos erróneos. Leonardo Da Vinci desarrollaría una forma alternativa de propulsión, el cual fue mediante el uso de unas paletas de ventilador (Carlton, 2007).

Tiempo después aparecerían nuevos físicos–matemáticos como Robert Hooke con su diseño de molino de agua horizontal en 1681 y mejorado en 1683, D’Alembert, Euler y Bernoulli con su propulsor tipo hélice. Pero no es hasta 1785 donde el matemático inglés Joseph Bramah diseñó un propulsor con operación similar a los propulsores que hoy en día se conocen.

El francés Monsieur Dollman, diseñó unas hélices contrarrotativas utilizando hélices de tipo molino de viento que giraban en sentidos opuestos, en el mismo eje, éste diseño era para propulsar pequeñas embarcaciones. En 1832, en Inglaterra, John Ericsson diseñó y patentó un sistema de propulsión de dos ruedas contra rotativas lo cual no era tan diferente a la propuesta de Bernoulli como se muestra en la figura 10.

En 1842, John Barnes instaló en la embarcación Napoleón una hélice tipo molino de viento como se aprecia en la figura 11, la cual era una oposición al tornillo de Arquímedes. Ésta hélice fue interesante porque se diseñó después de diversas pruebas experimentales en las cuales: el diámetro, el paso, el área de cuchilla y el número de cuchillas fueron variando. El diseño de las hélices le permitía a la embarcación navegar a una velocidad de 10 a 12 nudos y fabricada de hierro fundido.

En 1853, John Fisher patentó un propulsor que consistía en un diseño de dos palas con cuchillas perforadas, las cuales tenían como función dispersar el aire, posiblemente, arrastrado por las palas. En 1855, Peacock patentó una hélice auxiliar en la cual, las láminas se ubicaban construidas sobre una barra de la estancia. Estas palas se conformaron de tal forma que adoptaban la forma de una ala de abeja, y las superficies tenían una forma parabólica (Carlton, 2007).

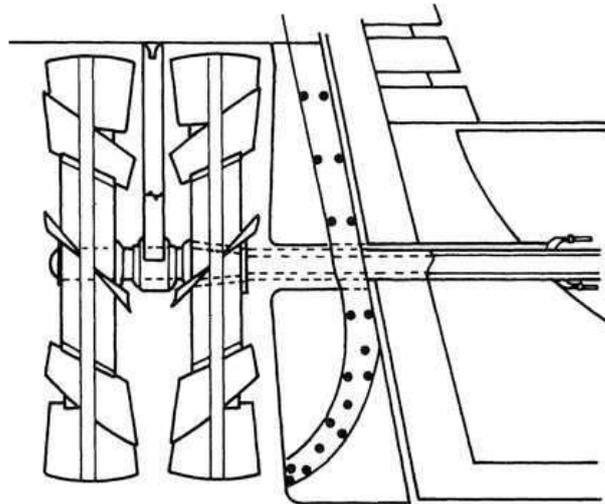


Figura 10: Diseño del sistema de propulsión de John Ericsson.

Fuente: (Carlton, 2007).

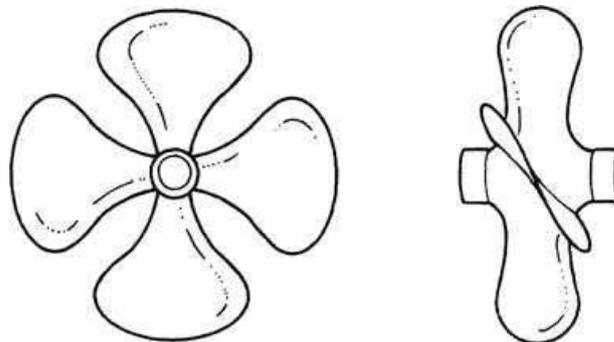


Figura 11: Propulsor de la embarcación Napoleón.

Fuente: (Carlton, 2007).

Posteriormente, se desarrollaría una competencia entre los diseñadores por hallar un modelo eficiente. En 1865, Hirsch, diseñó una hélice de cuatro palas para los S.S.Périere y al mismo tiempo se construía una hélice de cuatro palas de 22.8 pies de diámetro, 21.37 pies de altura y 11.7 pies de largo para HMS Lord Warden. Ésta hélice contaba con palas atornilladas a través de las ranuras que permitía ajustes en el paso de las palas, permitiendo que el buque desarrolle velocidades de 13.5 nudos durante los ensayos.

En 1873, Thornycroft, diseñó una hélice con curvatura restringida. Esto es, una curvatura hacia atrás de las palas, con la finalidad de suprimir el flujo tangencial. Posteriormente, en 1886, Zeise aumentaría el paso de las secciones interiores de la hoja para mejorar el uso de la parte interior de las palas (Carlton, 2007).

Del sistema de propulsión naval se selecciona como base, el dispositivo mecánico que le permite desplazarse en el mar para introducirse al ámbito de los sistemas de mezclado. La mezcla ha evolucionado a partir de la década de 1950 y durante los últimos 30 años se han desarrollado diversos principios de diseño de ingeniería y equipos de mezclado con el objetivo de obtener un proceso deseado.

2.2 Tipos de propulsores

Los propulsores se dividen en dos subgrupos, el primero según el tipo de flujo y el segundo según la geometría del propulsor. Los propulsores se agrupan para flujos de baja a media viscosidad y propulsores de elevada viscosidades, pero también del proceso y propiedades físicas del fluido.

2.2.1 Propulsores según el tipo de flujo

Según el tipo de flujo, los propulsores se dividen en: propulsores de flujo axial, propulsores de flujo radial, propulsores con alto esfuerzo cortante (High shear propeller) y propulsores hidrodinámicos (Hydrofoil propeller) (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.2.1.1 Propulsores de flujo axial

En los propulsores de flujo axial, el flujo de descarga de los álabes del propulsor tiene componentes axiales y radiales para fluidos de viscosidad baja a media, y es considerado un propulsor de mezclado. Este tipo de propulsores generan corrientes de flujo paralelas al eje.

Los modelos Ekato MIG y Ekato Interming, como se aprecia en la figura 12, constan de dos álabes y se utilizan para fluidos con una alta viscosidad, pero también son efectivos para fluidos de baja y media viscosidad. Además, pueden trabajar en condiciones turbulentas y en flujos laminares sin necesidad de baffles (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).



Figura 12: Propulsores de flujo axial.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.2.1.2 Propulsores de flujo radial

En comparación a los propulsores de flujo axial, los propulsores de flujo radial desarrollan elevados esfuerzos cortantes y elevados niveles de turbulencia con bajo caudal. La descarga genera un fluido radialmente al exterior de las paredes del recipiente que contenga al propulsor.

Los propulsores de flujo radial, en algunas ocasiones cuentan con un disco similar a las de la turbinas Rushton con álabes planos o curvados. Dependiendo de la posición del propulsor y de los álabes, éstos propulsores descargan un flujo radial. Los propulsores radiales de disco generan un patrón de flujo radial uniforme y consumen mayor potencia que los propulsores abiertos (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Estos propulsores permiten adicionar un mayor número de álabes. Por ejemplo, la turbina Rushton se construyó con seis cuchillas verticales en el disco y la turbina Backswept tiene seis cuchillas curvadas hacia atrás, generando un número de potencia, 20%, menor que la turbina Rushton, ver figura 13.

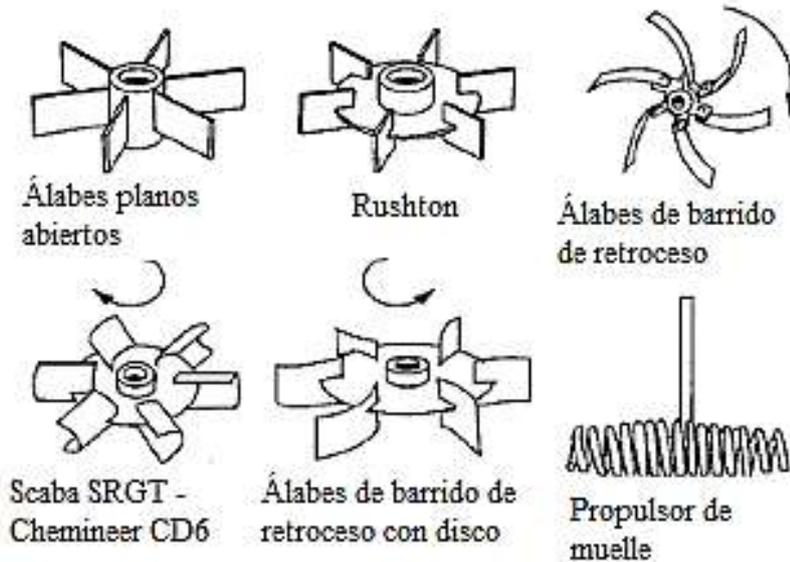


Figura 13: Propulsores de flujo radial.

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.2.1.3 Propulsores de alto esfuerzo cortante:

Los propulsores de alto esfuerzo cortante funcionan a altas velocidades. Estos propulsores de dispersión son de bajo caudal y por lo tanto se utiliza con frecuencia, junto a los propulsores de flujo axial, para proporcionar una distribución de alto corte y una distribución homogénea.

Un ejemplo de un propulsor de alto esfuerzo cortante es el propulsor Chemshear, ver figura 14, el cual tiene cuchillas cónicas y proporciona niveles de corte intermedios. Los propulsores de alto esfuerzo cortante son los de diente de sierra, el cual proporciona una intensidad de turbulencia alta en las proximidades del propulsor (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.2.1.4 Propulsores hidrodinámicos:

Los propulsores hidrodinámicos se desarrollaron donde el flujo axial es importante y donde se desea cizallamiento. La posición y forma de los álabes generan mayor uniformidad en la velocidad o a través de toda el área de descarga, un bajo número de potencia y alto flujo por unidad de potencia que una turbina inclinada.

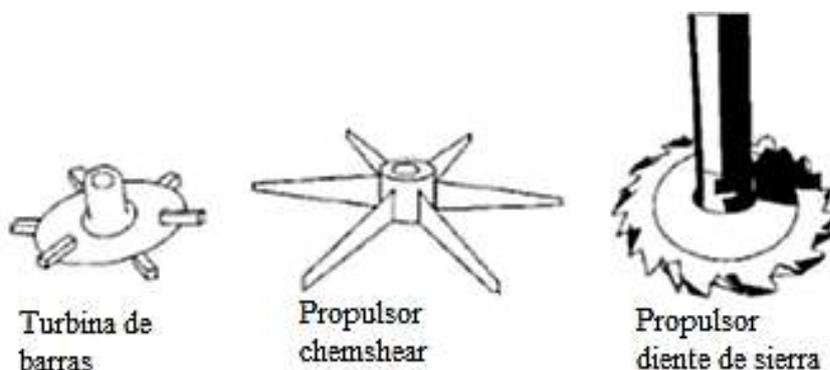


Figura 14: Propulsores de alto esfuerzo de corte.
Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Los propulsores hidrodinámicos constan de tres o cuatro cuchillas curvadas y en algunos casos, fabricadas con bordes delanteros redondeados. El ángulo de la cuchilla en la punta es menor que la del cubo, generando un paso, casi, constante a lo largo de la longitud de la hoja.

El flujo es aerodinámico en la dirección del caudal y los sistemas de vórtice del propulsor no son tan fuertes como los de la turbina de cuchilla inclinada. Dentro de este tipo de propulsor se ubican los modelos Lightnin A310, Chemineer HE3 y EMI Rotofoil, ver figura 15, los cuales se caracterizan por una baja relación de solidez. Los propulsores hidrodinámicos con alta relación de solidez son el modelo Lightnin A315 y Prochem Maxflo, el cual está construido con un cubo de tipo tambor con tres a cinco álabes trapezoidales y curvadas (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

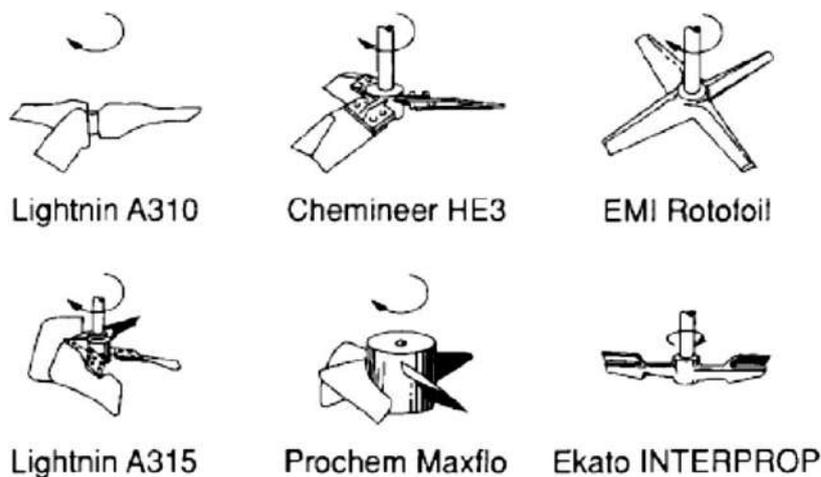


Figura 15: Propulsores hidrodinámicos.
Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.2.2 Propulsores según la geometría

2.2.2.1 Propulsores tipo hélice

Los propulsores tipo hélice son de flujo axial y operan a altas velocidades. Las corrientes del flujo se desplazan a través del líquido en una dirección determinada para,

posteriormente, ser desviadas en el fondo y paredes del recipiente. Son eficaces en tanques muy grandes, poseen tres álabes y se utilizan para homogeneizar, suspender y favorecer el intercambio de calor (mindsas.com, 2017).

2.2.2.2 Propulsores de palas o paletas

Estos propulsores constan de una o varias palas planas que giran sobre un eje vertical a bajas y moderadas velocidades, impulsando al fluido en dirección radial y tangencialmente sin generar movimiento vertical, a menos que los álabes se ubiquen inclinadas. Tienen entre un sexto a un décimo de longitud en cuanto a anchura, lo que comprende entre el 50 y 80% del diámetro del tanque (mindsas.com, 2017).

2.2.2.3 Propulsores tipo turbina

Los propulsores tipo turbina se asemejan a agitadores de múltiples y cortas paletas que giran a altas velocidades sobre un eje, por lo tanto genera corrientes, principalmente, radiales y tangenciales. Las paletas son rectas o curvadas, inclinadas o verticales y su diámetro varía entre 30 y 50% del diámetro del tanque. Se utilizan porque tienen buen comportamiento frente a fluidos con elevada viscosidad (mindsas.com, 2017).

2.3 Aplicación de los propulsores

- Los propulsores de flujo axial se utilizan para sistemas de mezclado en suspensión de sólidos, incorporación o extracción de sólidos, inducción de gas y transferencia de calor (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).
- Los propulsores de flujo radial se usan generalmente para fluidos de baja a media viscosidad, pero también se utilizan para mezclas de una o múltiples fases y son más eficaces en mezclas de dispersión de gas – líquido y líquido – líquido (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).
- Los propulsores hidrodinámicos se utilizan para aplicaciones de mezcla líquida, suspensión de sólidos y dispersión de gases (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).
- Los propulsores de alto esfuerzo cortante se utilizan para mezcla donde se adiciona una segunda fase (gas, líquido, sólidos o polvo) en molienda, dispersión de pigmentos y fabricación de emulsiones (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).
- El propulsor de hélice se utiliza en aplicaciones de ecualización en estanques, preparación de reactivos: químicos, coagulante, soda caústica, cal viva, cal apagada, antiespumantes, nutrientes, entre otros; preparación de sales: salmuera, emulsiones y jarabes, dispersión de sólidos, gases y fases no miscibles en líquidos (DLC S.A. Tratamiento de aguas, s.f.).
- El propulsor de paletas se utiliza en aplicaciones de generación de flóculos en tratamiento físico-químico, mezcla de reactivos a baja velocidad, industria alimentaria, industria bioquímica y dispersión de sólidos y gases (DLC S.A. Tratamiento de aguas, s.f.).

- El propulsor turbina se utiliza en ecualización en estanques, preparación de reactivos: químicos polímero, coagulante, soda caustica, cal viva, cal apagada, antiespumantes, nutrientes, entre otros; preparación de sales: salmuera y jarabes y dispersión de sólidos y gases (DLC S.A. Tratamiento de aguas, s.f.).

2.4 Parámetros dinámicos que determinan el desempeño de un equipo de propulsión

Las fuerzas y momentos generados por los álabes del propulsor se expresan en términos de una serie de parámetros característicos adimensionales, los cuales dependen de la configuración geométrica de cada propulsor. Estos términos representan las características generales de rendimiento de los propulsores.

2.4.1 Fundamentos de propulsores

2.4.1.1 Número de Reynolds

Es el número adimensional más conocido y relaciona las fuerzas de inercia o aquellas fuerzas que dan lugar al movimiento del fluido con las fuerzas de fricción o aquellas que tienden a ralentizar el fluido como son las fuerzas viscosas. Por debajo del valor del número de Reynolds de 2100 se considera que el fluido es de régimen laminar, es decir, el flujo sigue un patrón ordenado y por encima del valor de 1×10^4 , el fluido es de régimen turbulento, lo cual es un flujo desordenado, caótico. Se considera que el fluido es totalmente turbulento cuando alcanza un valor de 2×10^4 . La ecuación que representa el número de Reynolds es la siguiente:

$$Re = \frac{\rho ND^2}{\mu} \quad (2.1)$$

Donde ρ es la densidad del fluido en kg/m^3 , N es la velocidad del propulsor en rev/s , D es el diámetro exterior del propulsor en m y μ es la viscosidad dinámica en $Pa \cdot s$ (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.4.1.2 Número específico de caudal

Es un número adimensional que representa la medida de la capacidad de caudal impulsado por un propulsor, el cual se define en la ecuación 1.2.

$$N_q = \frac{Q}{ND^3} \quad (2.2)$$

Donde Q es el caudal generado por el propulsor, N es la velocidad del propulsor en rev/s y D es el diámetro exterior del propulsor en m (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.4.1.3 Número específico de potencia

Es un número adimensional que representa una medida de la potencia consumida y también se expresa como el coeficiente de resistencia del propulsor con el fluido.

Se representa mediante la ecuación 2.3.

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (2.3)$$

Donde P es la potencia del propulsor en W , ρ es la densidad del fluido en kg/m^3 , N es la velocidad del propulsor en rev/s y D es el diámetro exterior del propulsor en metros (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.4.2 Configuración de los propulsores

Los valores de N_q se ubican en un intervalo de 0.3 y 0.8. Este número adimensional depende de la geometría del propulsor, tipo de propulsor y del número de Reynolds. A medida que el valor de Re aumenta, el valor de N_q también aumenta. Cuando el fluido alcanza el régimen turbulento, el valor de N_q se vuelve constante, tal y como se aprecia en la figura 16.

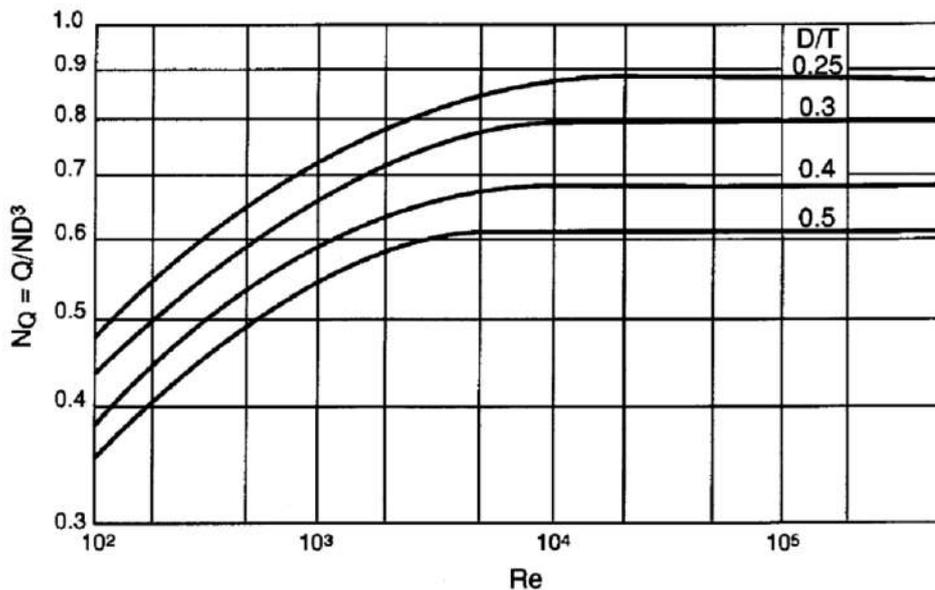


Figura 16: Gráfica de N_q vs. Re a diferentes relaciones de D/T .

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Cuando se desea una alta eficiencia de un propulsor, éste se debe utilizar en régimen turbulento debido a que se obtendrá un mayor caudal propulsado. Éste caudal cambia cuando se modifica la geometría del propulsor, es decir, si varía el número de álabes, el espesor del álabe, el diámetro del propulsor o la velocidad de rotación del propulsor.

El N_p se considera similar al coeficiente de arrastre cuando el fluido se ubica en régimen turbulento y depende del tipo del propulsor, geometría del propulsor y del número de Reynolds. Al igual que el N_q , cuando el fluido es turbulento, el valor de N_p es constante, pero cuando aumenta el valor de Re , hasta antes de alcanzar el régimen turbulento, el valor de N_p decrece como muestra en la figura 17.

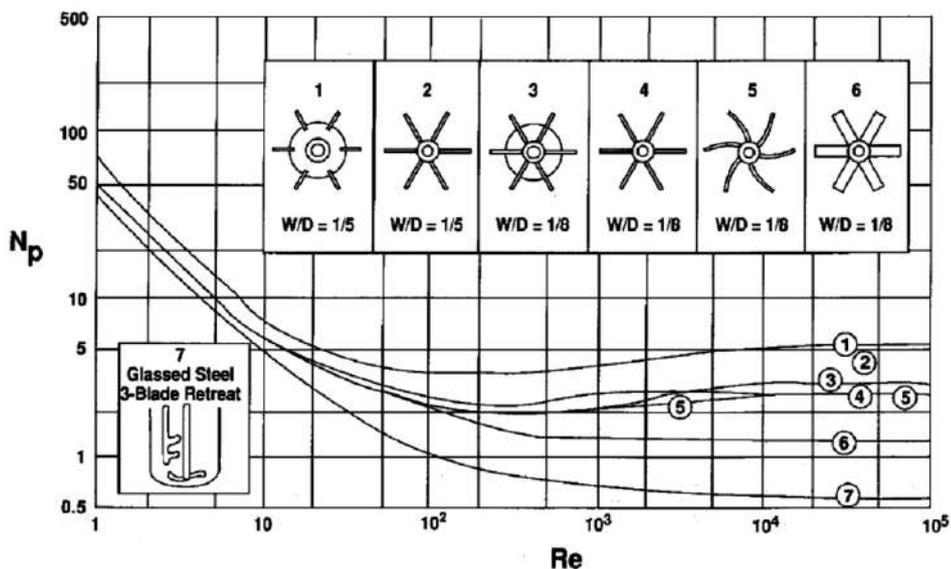


Figura 17: Gráfica de N_p vs. Re a diferentes relaciones de W/D .

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

La misma lógica de N_q se aplica para el N_p , en donde se afirma que no es recomendable usar los propulsores en régimen laminar.

La potencia depende del valor de la viscosidad del fluido, debido a que es una medida de resistencia al movimiento del fluido. Como se aprecia en la figura 17, entre los valores de 100 y 10000 de Re , la diferencia de N_p es muy baja y por encima de 10000 el valor de N_p es constante, independientemente del valor de la viscosidad del fluido (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.5 Propulsores comerciales

Existen diversas empresas que comercializan propulsores a diferentes clientes, entre ellas se encuentran: *ChemineerTM*, CEM International, SFXFLOW, Pimecsa Solutions, Link Industrial, DH Maquinaria, Hollbras Industrial Filtration, Lecaros Internacional, entre otros; los cuales se encuentran en distintos países, pero Perú no cuenta con empresas que comercialicen este tipo de propulsores. A continuación se presenta la tabla 1 con los modelos de propulsores que se comercializan.

Tabla 1: Propulsores comerciales en la actualidad.

EMPRESA	MODELOS		
<i>ChemineerTM</i>	RL-3	P-4	MAXFLO
	HE-3	S-4	JP-3
Pimesa Solutions	Hélice marina	Hélice Stil	Turbina Axial
SFXFLOW	A100	A310	A312
	A100 FOLDING	A510	A320
EKATO	VISCOPROP	ISOJET B	TORUSJET
	ISOJET	EPAL	WINGJET
Chemplant	RTF 4		

Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en la tabla 1, los propulsores seleccionados para realizar el análisis fluidodinámico del proyecto se obtuvieron de los modelos que las empresas, mencionadas con anterioridad, comercializan.

La razón por la cual se seleccionaron los propulsores modelos Lightnin A310, propulsor marino y RTF4 se aprecia en la tabla 2.

Tabla 2: Valores de número de potencia de distintos modelos de propulsores.

MODELO DE PROPULSOR	CONFIGURACIÓN	N_p
Ekato MIG	3 álabes	0.55
Ekato Intermining	2 álabes	0.61
Alto esfuerzo cortante		0.2
Lightnin A310		0.3
Chemineer HE3		0.3
45° PBT	4 álabes	1.27
45° PBT	6 álabes	1.64
RTF 4	4 álabes	0.15
Propulsor marino	Paso 1"	0.34
	Paso 1.5"	0.62

Fuente: (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

Como se observa en la tabla 2, los valores de N_p del Lightnin A310, propulsor marino y RTF 4 son, relativamente, bajos. Estos valores experimentales se obtienen para flujos totalmente turbulentos, por lo tanto son valores de N_p , casi, constantes. Por ende, se seleccionan 3 modelos de propulsores con bajos N_p , con la finalidad de obtener un proceso eficiente (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

2.6 Leyes de semejanza para equipos de propulsión

Cuando es imposible obtener valores de ecuaciones o no se conocen porque son muy difíciles de obtenerlas, se procede al método experimental. Aunque se obtienen resultados confiables, no siempre son exactas, debido a que se trabaja con modelos a escala geométrica en vez de un modelo real. Este modelo experimental se construye mediante medidas escaladas con las que se debe tener cuidado si es que se desea obtener resultados aproximados a los reales. Esta técnica se conoce como “análisis dimensional”.

Por medio de esta técnica, se generan parámetros adimensionales que ayudan al diseño de experimentos, se obtienen leyes de escalamiento de modo que es posible predecir el desempeño del modelo real a partir del modelo experimental. Además, es posible predecir las tendencias en la relación entre parámetros.

Antes de ahondar en la técnica del análisis dimensional, es elemental conocer el principio de “similitud”. Existen 3 condiciones para generar una similitud completa entre un modelo experimental y un prototipo (modelo real):

- **Similitud geométrica:** es donde el modelo experimental debe conservar la forma del prototipo con medidas escaladas por algún factor constante en todas las medidas.
- **Similitud cinemática:** es donde la velocidad en cualquier punto en el flujo del modelo experimental, debe ser proporcional a la velocidad en el mismo punto del flujo del prototipo, es decir, debe ser proporcional en magnitud y conservar la misma dirección.
- **Similitud dinámica:** es donde las fuerzas del flujo del modelo experimental son proporcionales, en magnitud, a las fuerzas correspondientes en el flujo del prototipo. Esta fuerza proporcional se escala mediante un factor de escala, al igual que en similitud cinemática y geométrica, entonces el valor debe ser como máximo 1.

La similitud cinemática es condición necesaria, pero insuficiente, para que se logre la similitud dinámica, por lo que es posible lograr similitud geométrica y cinemática, pero no la similitud dinámica. Por lo tanto, es necesario que se cumplan las 3 condiciones de similitud para alcanzar la similitud completa y obtener resultados confiables.

Para denotar un parámetro dimensional se utiliza la letra griega pi mayúscula (Π). Existen funciones Π dependientes y funciones Π independiente. Las funciones dependientes dependen, valga la redundancia, de las funciones independientes. Entonces, para garantizar una similitud completa, las variables Π independientes del modelo experimental deben ser idénticas a las del prototipo. Esto conlleva a que Π dependiente del modelo experimental sea igual a la del prototipo.

$$\prod_{k,m} = \prod_{k,p} \rightarrow \prod_{1,m} = \prod_{1,p} \quad (2.4)$$

Donde $k=1, 2, 3, \dots$; y son todas las variables, " m " referencia al modelo experimental y " p " al prototipo. La primera igualdad referencia las variables independientes y, si se cumple dicha igualdad, entonces las variables dependientes del modelo experimental y del prototipo son iguales, cumpliéndose la similitud completa (Cengel & Cimbala, 2006).

Para realizar el teorema Pi existen múltiples métodos, pero el más conocido y simple es el "método de repetición de variables" creado por Dimitri Riabouchinsky, pero popular por Edgar Buckingham.

2.6.1 Método de repetición de variables

Es un método donde paso a paso se obtienen los parámetros adimensionales. Son seis pasos que se realizan para obtener los parámetros, lo cuales son:

- **Paso 1:** Se realiza un listado contable con los " n " parámetros (variables dimensionales, adimensionales y constantes adimensionales) del problema. También ingresa al conteo las variables dependientes.
- **Paso 2:** Se realiza un listado con las dimensiones primarias de cada uno de los " n " parámetros.

- **Paso 3:** Se establece la reducción “ j ” como el número de dimensiones primarias y se procede a calcular $k = n - j$, el cual es el número esperado de π , donde $k = n - j$ es el “teorema Pi de Buckingham”.
- **Paso 4:** Se eligen “ j ” parámetros repetitivos, los cuales deben ser seleccionados adecuadamente.
- **Paso 5:** Se construyen las variables “ k ” y se manipulan según sea necesario. Es decir, se generan las Π , una a la vez, mediante el agrupamiento de los parámetros “ j ” repetitivos con uno de los parámetros restantes.
- **Paso 6:** Se escribe la relación función final y se procede a comprobar su algebra verificando que todas las Π sean adimensionales. La función final se escribe de la siguiente manera: $\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_k)$.

En algunas ocasiones, obtener las variables adimensionales es sencillo mediante el uso directo del método de repetición de variables, pero cuando se aplican los resultados de este análisis dimensional a los datos experimentales, no siempre es fácil. Sucede, que no siempre las Π de un modelo experimental son iguales a las del prototipo, aun cuando se realiza todo precavidamente. A este inconveniente se le denomina “similitud incompleta”, y por fortuna, es posible extrapolar las pruebas del modelo experimental para obtener razonables predicciones a escala completa (Cengel & Cimbala, 2006).

2.7 Propulsores a utilizar en este proyecto

Se seleccionan 3 propulsores comerciales para realizar una comparación, mediante un análisis numérico-computacional, del desempeño de cada uno. El propulsor marino, actualmente, trabaja en el sistema híbrido de la empresa BioFruit. SAC. Los otros dos son: Lightnin A310 y RTF 4.

2.7.1 Propulsor lightnin A310

El Lightnin A310 es un propulsor recomendado para propulsar mezclas de bajas viscosidades, su ángulo variable de la punta le permite una mayor optimización, minimiza el cizallamiento del fluido y genera el mismo flujo que una turbina de paletas A200 para el 60% de la potencia y 50% del torque. El tipo de flujo que se obtiene con este propulsor es, mayoritariamente, axial pero existe una componente radial (SPX), ver figura 18.



Figura 18: Propulsor lightnin A310 diseñado por la empresa SPXFLOW.

Fuente: (SPX)

2.7.2 Propulsor marino

Genera un flujo teóricamente axial. Los álabes presentan un grado de torsión para brindar una mayor eficiencia y bajo esfuerzo cortante, ver figura 19.



Figura 19: Propulsor marino diseñado por la empresa Mixer Direct.

Fuente: <http://www.mixerdirect.com>

2.7.3 Propulsor RTF 4

En la figura 20 se observa un diseño de este propulsor. Su aplicación es para simple mezclado, sólidos en suspensión o complejas reacciones. El RTF4 ahorra potencia y torque, y produce una solución a bajo costo efectivo para problemas de agitación.

El mayor beneficio de este tipo de propulsores es su bajo torque requerido para un determinado flujo, el cual equivale a ahorros significativos de capital y de costos de operación (Equipment).



Figura 20: Propulsor RTF 4 comercializado por la empresa CEM International.

Fuente: <https://www.cem-int.com.au/>

Capítulo 3

Herramientas computacionales, metodología y métodos numéricos

3.1 Herramientas computacionales

Se utilizan tres herramientas computacionales para la realización del análisis del comportamiento del flujo del fluido por la presencia del propulsor.

3.1.1 SolidWorks

Es un software CAD (Diseño Asistido por Computadora) que permite al usuario construir modelos en 3D. Primero se simulan los propulsores en este programa para obtener la geometría, los cuales existen comercialmente en la actualidad. Las medidas del Lightning A310 se obtuvieron mediante planos del propulsor y las medidas del RTF4 se obtuvieron de forma experimental mediante imágenes debido a que no se contaban con las medidas reales. Las empresas que comercializan este tipo de propulsores no brindan la ficha técnica mientras no se compra.

3.1.2 Ansys 17.0-Computational Fluid Dynamics (CFD)

Dinámica de fluido computacional CFD, por sus siglas en inglés, permite simular sistemas envueltos en un flujo de fluido, transferencia de calor y entre otros procesos físicos sobre una región de interés con unas determinadas condiciones de frontera.

La herramienta de dinámica de fluido computacional que se utiliza para el desarrollo de este proyecto es “Ansys 17.0”, el cual ayuda a reducir los tiempos de escala de diseño y proporciona un costo rentable y preciso de modelos a escala. Las ecuaciones con las que Ansys resuelve las simulaciones son las de Navier-Stokes. Dentro de esta herramienta se encuentra el software Ansys CFX, el cual se utiliza para el desarrollo de este proyecto.

Ansys cuenta con diversos métodos de solución y el más común es la técnica de “volúmenes finitos”, la cual consiste en dividir una región en pequeñas sub-regiones llamadas “volúmenes de control”. Cada volumen de control es resuelto iterativamente, obteniéndose un resultado que, al unir todos los volúmenes, se obtiene el comportamiento del flujo (Paul, Atiemo-Obeng, & Kresta, 2004).

3.1.3 MatLab

Su nombre real es Matrix Laboratory y permite realizar cálculos numéricos, con vectores y matrices, y puede trabajar con números escalares (tanto reales como complejos) (Fernandez, s.f.).

En MatLab se elaboran las gráficas de la data obtenida en Excel de los resultados del Solver Manager de Ansys.

3.2 Metodología

Para iniciar con la metodología, primero se debe tener en cuenta los objetivos que se desea alcanzar en este proyecto. El objetivo fundamental es estudiar la fluidodinámica de configuraciones geométricas de propulsores con el propósito de elegir aquellos que presenten las mejores prestaciones fluidodinámica bajo diferentes regímenes de operación.

Según el número específico de potencia, caudal y la relación de ambos, se seleccionará el propulsor. A continuación se presenta un diagrama de flujo, explicando, de manera general, la secuencia de la metodología a desarrollar.

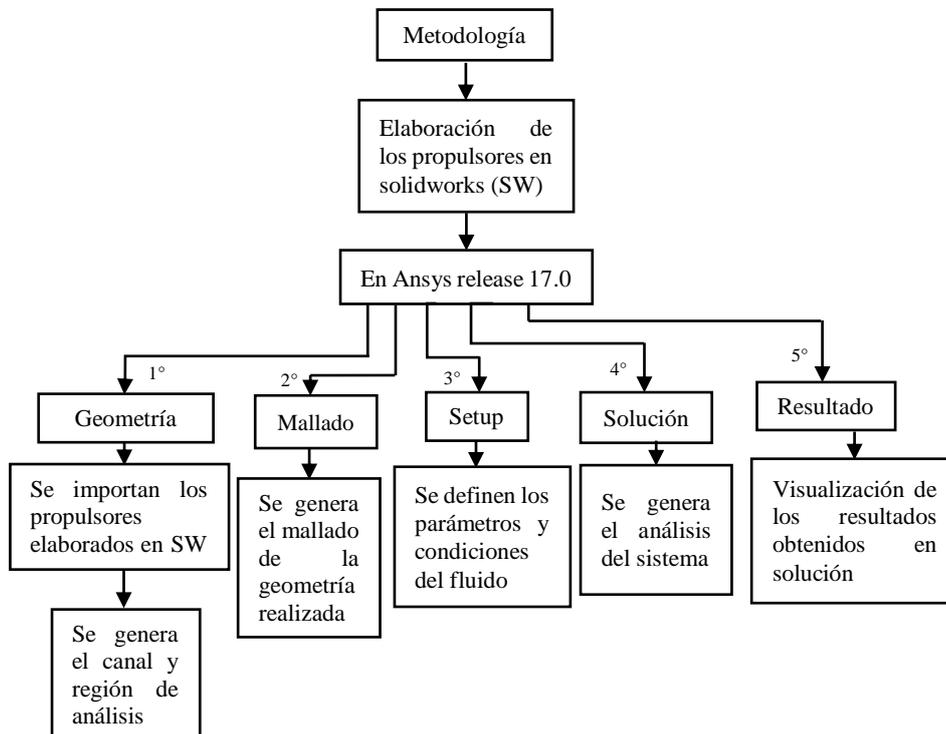


Figura 21. Mapa conceptual de la metodología aplicada para la simulación del proyecto.

Fuente: Elaboración propia.

Cabe resaltar que se supone un fluido a temperatura ambiente (25 °C), por lo tanto las propiedades se definen a esta temperatura. La descripción de los pasos se definen a continuación y los resultados se presentan en el capítulo siguiente.

3.2.1 Simulación de los propulsores y canal del sistema híbrido

Primero se modelan los 3 propulsores mediante el software SolidWorks. El lightning A310, ver figura 22, es un propulsor de 3 álabes inclinados respecto a la horizontal un determinado grado y con un ángulo de ataque en la punta el cual es posible modificarlo.

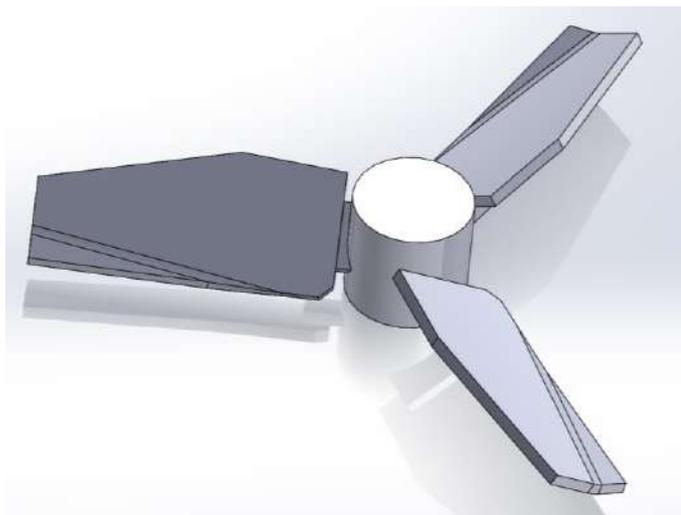


Figura 22: Isométrico del propulsor lightning A310.
Fuente: Elaboración propia utilizando solidworks.

El siguiente propulsor a simular es el propulsor marino, el cual se aprecia en la figura 23 y el último es el RTF4 el cual se aprecia en la figura 24.

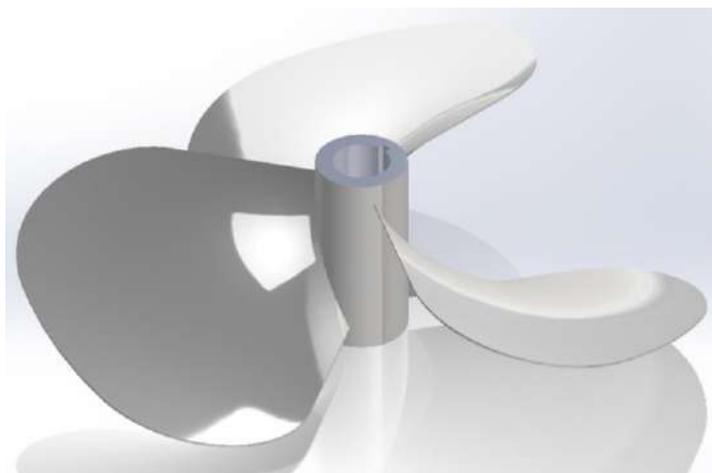


Figura 23: Isométrico del propulsor marino.
Fuente: Simulación realizada por José Luis Uriol Paulini utilizando solidworks.

Realizados los diseños en CAD – SolidWorks y almacenados con la extensión “*.x_b”, se procede abrir la plataforma *Ansys Workbench*², donde se realiza el desarrollo del sistema.

² *Workbench* es una plataforma de Ansys que ofrece un sistema de simulación integral en el cual relaciona todo el proceso del sistema a simular en pasos sencillos.

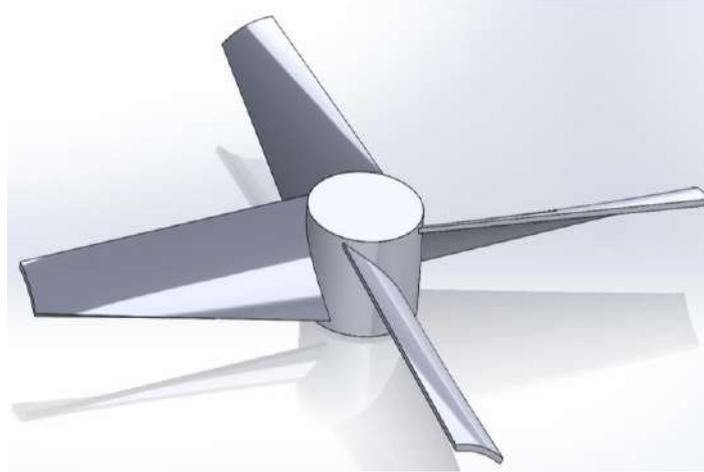


Figura 24: Isométrico del propulsor RTF 4.
Fuente: Elaboración propia utilizando solidworks.

En el lado izquierdo de Workbench se ubican las herramientas: *analysis systems* y *component systems*. El primero permite resolver problemas específicos y en cada sistema se tienen varios componentes por lo que *Component Systems* son herramientas que se ubican inmersos de *Analysis Systems* como se aprecia en la figura 25.

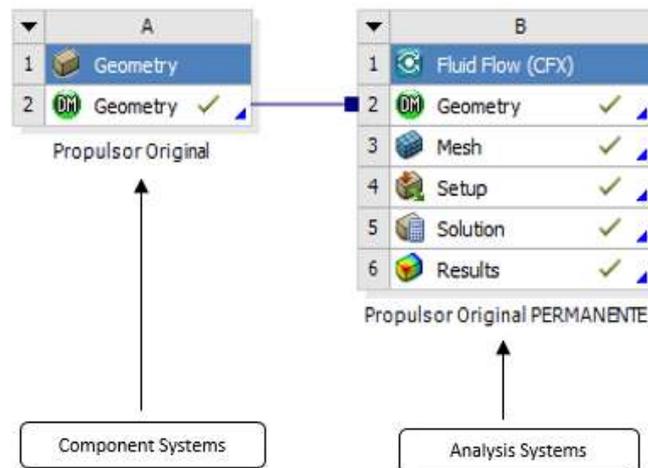


Figura 25: Ejemplo de analysis systems y component systems.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Estas herramientas se ubican en *project schematic* y es aquí donde se configura cada etapa del proceso. Luego se ingresa a *Geometry*. Se procede a importar los propulsores construidos en solidworks, por dicha razón se realiza hincapié en que se deben almacenar, los propulsores simulados en solidworks, con extensión *.x_b para que *Design Modeler* de *geometry* pueda reconocer el archivo.

Abierta la interface de *geometry* se procede a buscar el archivo de solidworks y se importa en un plano que el usuario desee. El origen que se utilizó en solidworks será el mismo en ansys.

Luego se procede a dibujar un rectángulo que será extruido con el objetivo que incluya, en su interior, al propulsor, simulando el canal del sistema híbrido, tal y como se aprecia en la figura 26.

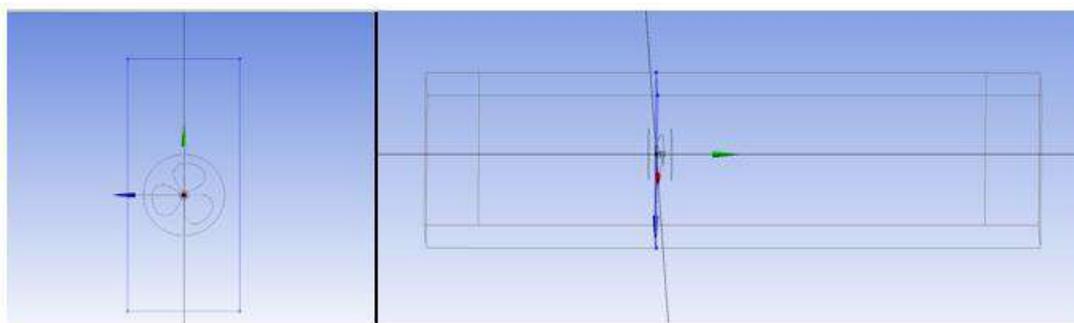


Figura 26: En la figura de la izquierda se muestra el rectángulo y a la derecha la extrucción del rectángulo que simula el canal del sistema híbrido.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Luego se selecciona la operación *Boolean*, el cual permite seleccionar diferentes sólidos con la finalidad de sustraer o agregar cuerpos en otros cuerpos (CFD, s.f.). Entonces, se procede a extraer el cuerpo a analizar, en este caso es el propulsor. En la figura 27 se aprecian los pasos que se deben realizar y el resultado de dicha operación.

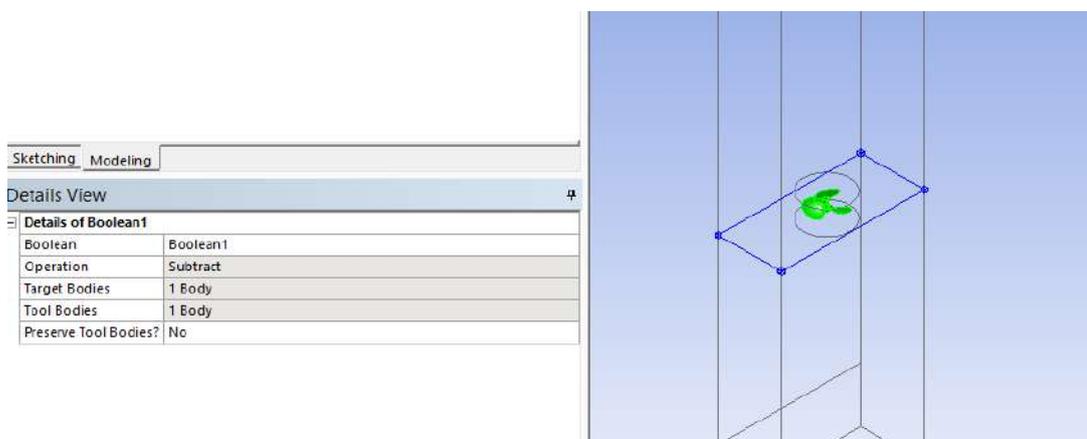


Figura 27: En la figura de la izquierda se aprecian los pasos para la realización de la operación *boolean* y en la figura de la derecha el resultado.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

En *Target Bodies* se selecciona el canal y en *Tool Bodies* el propulsor. Luego se crea una superficie donde se analizará el comportamiento del flujo a causa de la presencia del propulsor. Se selecciona un plano y se dibuja una circunferencia de diámetro mayor al impulsor, en este caso es de 29 cm, y luego se procede a extruir la circunferencia, de tal forma que el propulsor se ubique al interior de este cilindro como se aprecia en la figura 28.

Luego se crea un plano en una de las paredes laterales del canal para simular la entrada y salida del flujo de fluido como se aprecia en la figura 29.

Luego se procede a utilizar la operación *unfreeze*, la cual activa un cuerpo seleccionado o un grupo de cuerpos congelados y los fusiona con los cuerpos activos en el modelo si corresponde (Inc., 2015).

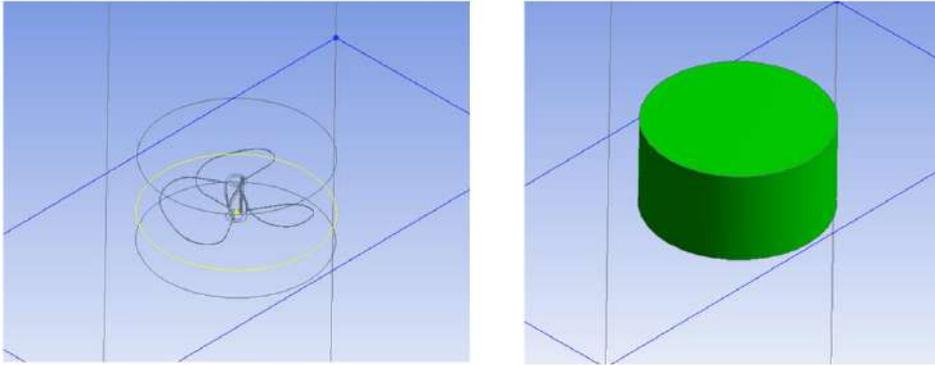


Figura 28: En la figura de la izquierda se aprecia círculo y en la figura de la derecha la extrucción del círculo.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

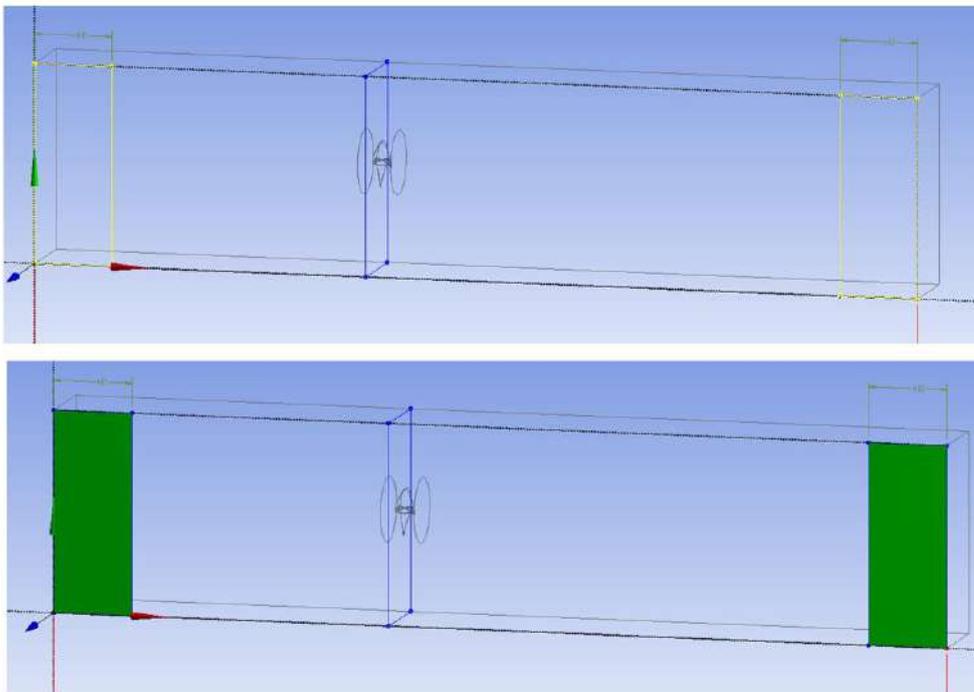


Figura 29: La figura superior muestra el esquema de la entrada y salida del flujo de agua. En la figura inferior se muestra la extrucción de la entrada y salida con una operación de *imprint faces*.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Como *Design Modeler* no es un software de ensamblaje, pero si un modelador de múltiples cuerpos, esto le permite una mayor funcionalidad. En este caso se desbloquea el canal.

Después de realizar dicha operación, automáticamente se generan 2 regiones: agua fijo y agua móvil³. Como se aprecia en la figura 30, la imagen de la izquierda hace

³ Los nombres agua fijo y agua móvil son denominaciones que se le dan a las regiones generadas en *geometry*. Agua móvil hace referencia a la región giratoria donde se encuentra el propulsor y agua fijo hace referencia a las paredes del canal, lo cual es fijo.

referencia al canal, lo cual es agua fijo, y el segundo a la región móvil, el cual es agua móvil.

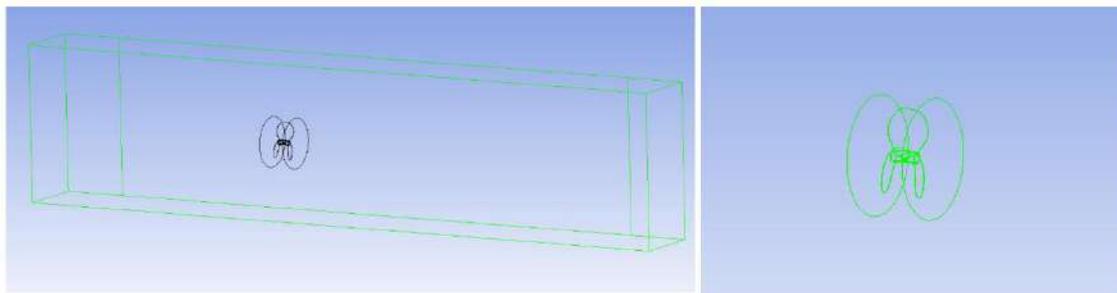


Figura 30: La imagen de la izquierda muestra al agua fijo y la imagen de la derecha al agua móvil.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

3.2.2 Elaboración de la malla

El siguiente paso es realizar el mallado de agua fijo y agua móvil. La malla se genera automáticamente por defecto, pero es responsabilidad del usuario reconocer los valores de tamaño máximo y mínimo de la malla. Esto, para determinar si el número de elementos y nodos es el adecuado para una correcta simulación. Estos valores se pueden apreciar en *sizing* del componente de *mesh*.

Para considerar el tamaño de malla como aceptable se estima la *Orthogonal Quality* y el *Skewness*, los cuales son parámetros que definen la calidad del mallado. A continuación se muestra la tabla 3 con los valores que definen la calidad del mallado.

Tabla 3: Rango de valores para definir la calidad del mallado.

	NO ACEPTABLE	MALO	ACEPTABLE	BUENA	MUY BUENA	EXCELENTE
Mean Orthogonal Quality	0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.7-0.95	0.95-1.00
Max. Skewness	0.98 - 1.00	0.95-0.97	0.80-0.94	0.5-0.80	0.25-0.5	0-0.25

Fuente: (Inc., 2015).

El promedio de *skewness* y *orthogonal quality* obtenido es 0.2140 y 0.881 respectivamente, lo que asegura que el mallado es bueno. Se obtuvo 3.75 millones de volúmenes finitos entre volúmenes tipo tetraédrico y prismático debido a que la geometría no es muy grande.

Para generar un mayor refinamiento de la capa límite turbulenta se utiliza la herramienta *Inflation* del *Meshing Grid*, como se aprecia en la figura 31. Este aumento conlleva al aumento de asimetría de algunos elementos de malla cercana a las paredes, los cuales son pocos, por lo que se estima que no comprometerá de forma significativa en la convergencia de la solución (Olivares, 2015).

Previo a culminar con el proceso de mallado, se utiliza la herramienta *Named Selections* que permite nombrar cuerpos, superficies y bordes, los cuales se almacenan con un nombre a elegir por el usuario para, posteriormente, ser llamadas y así definir las

condiciones de frontera. En la figura 32 se muestran todos los *named selections* que aparecerán en los 3 propulsores con su respectiva superficie.

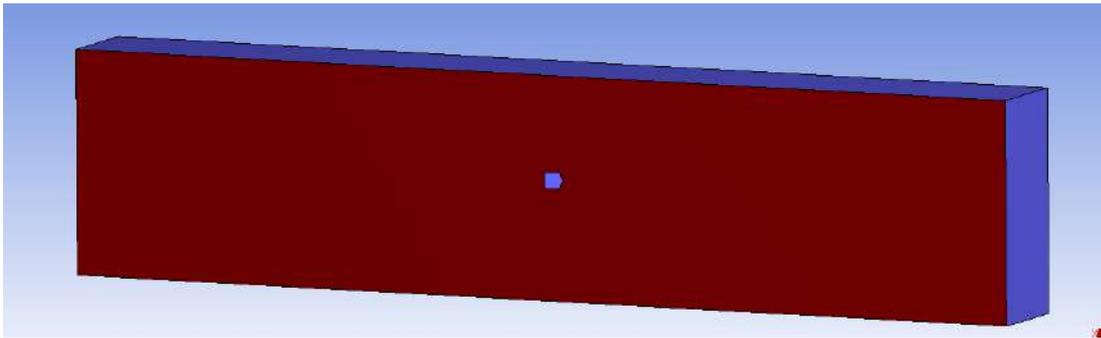


Figura 31: Operación de *inflation* en el proceso de mallado del propulsor marino.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

En la figura 33 se presenta el mallado de las 3 regiones a analizar, incluidos los 3 propulsores y el mallado del canal. Se observa que el mallado más denso es el cilindro, región de interés, debido que aquí es donde se desea realizar el análisis, además de ser el dominio móvil.

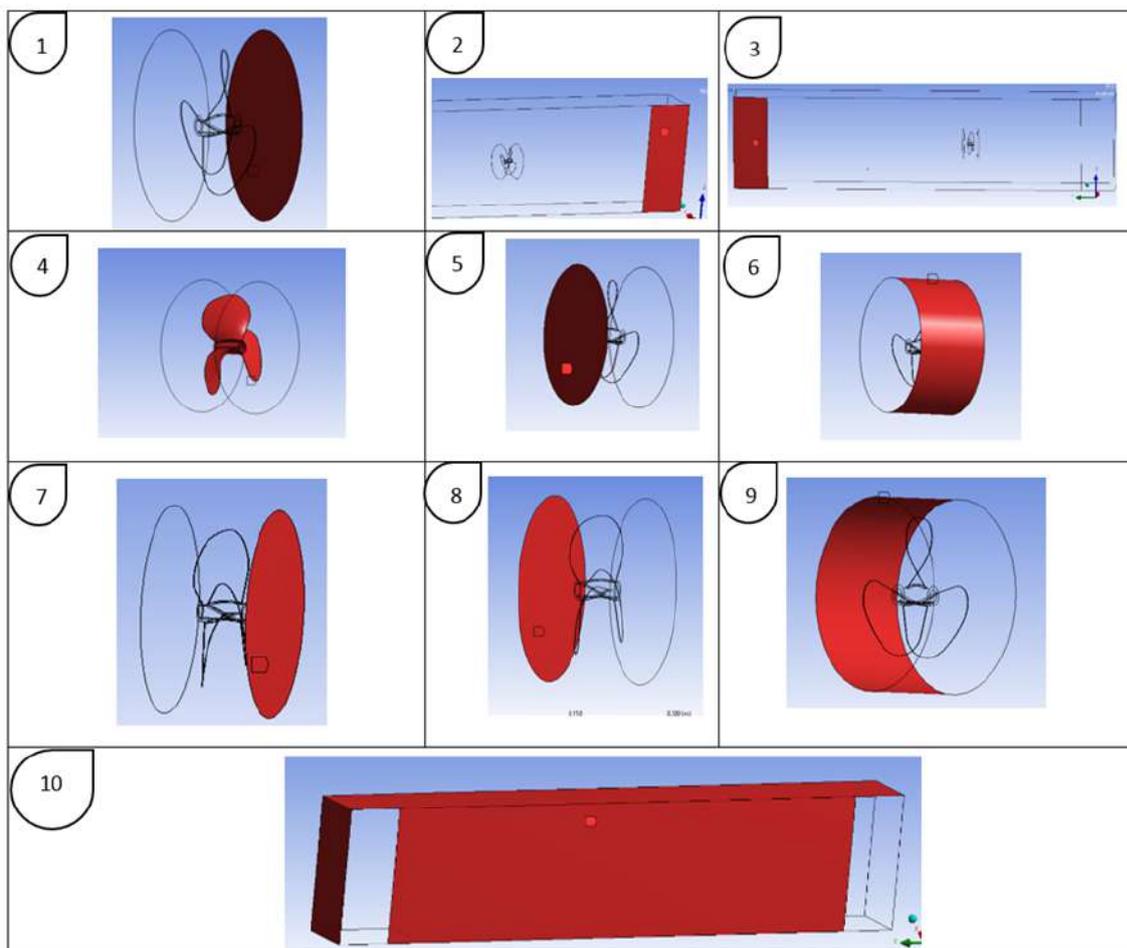


Figura 32: Se describen todos los *named selections* de un propulsor. 1) Posterior_Fijo, 2) Entrada, 3) Salida, 4) Pared_Alabes, 5) Frontal_Movil, 6) Lateral_Movil, 7) Posterior_Movil, 8) Frontal_Fijo, 9) Lateral_Fijo y 10) Paredes_Canal.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

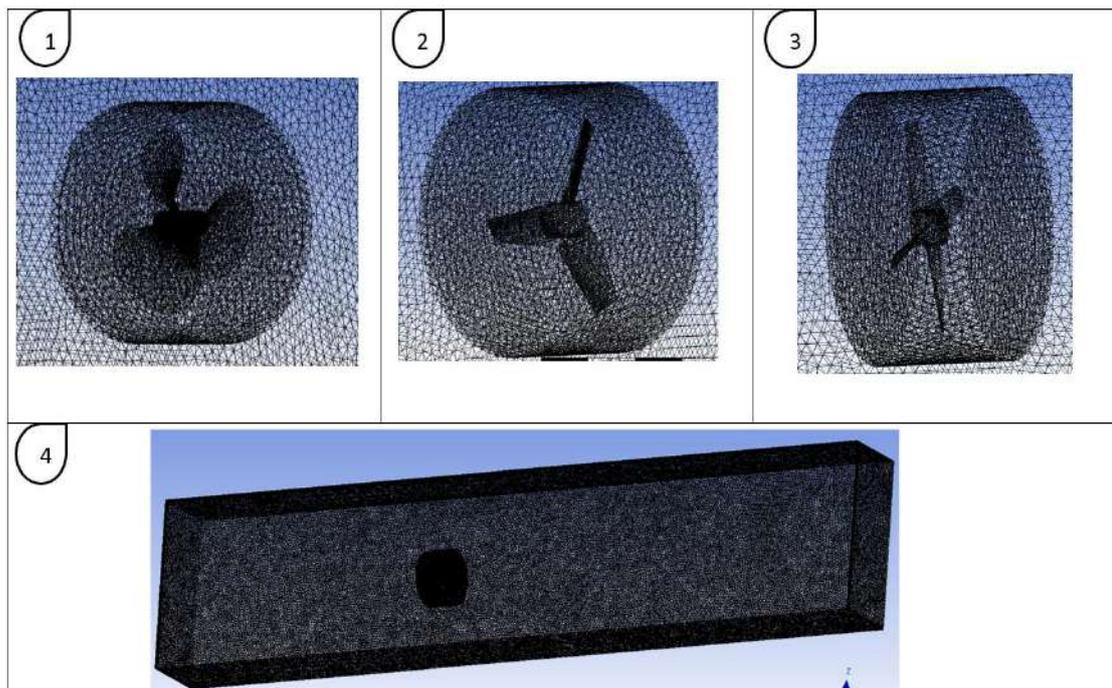


Figura 33: 1) Mallado del propulsor marino, 2) Mallado del propulsor Lightnin A310, 3) Mallado del propulsor RTF4 y 4) Mallado de la geometría completa.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

3.2.3 CFX-Pre: creación de dominios, interfaces y expresiones

En CFX-Pre se definen los parámetros que intervienen en la simulación. Es en *Setup*, donde se modifican los dominios, interfaces, parámetros de solución y expresiones. *Setup* especifica la física del flujo, condiciones de frontera, valores iniciales, parámetros de solución y condiciones de contorno incluyendo entradas, salidas y aberturas (CFD, s.f.).

Por lo tanto, el siguiente paso es dividir en dos dominios la geometría a simular, las cuales son: dominio fijo y dominio móvil. Aquí se resuelven las ecuaciones de flujo de fluido mediante modelos físicos y se conectan mediante interfaces de dominio.

A continuación se describen las condiciones de frontera de cada dominio y las interfaces de dominio.

3.2.3.1 Dominio

CFX-Pre utiliza el concepto de dominio para definir el tipo, las propiedades y la región del fluido, poroso o sólido. Los dominios son regiones de espacio en las que se resuelven las ecuaciones de flujo de fluido o transferencia de calor.

- **Dominio Fijo:** Previo a configurar el dominio fijo, se define el fluido de trabajo como se aprecia en la figura 34. Al hallarse a temperatura ambiente el fluido, la densidad es 997 kg/m^3 y se considera 1 atm de presión referencia. Con la presión de referencia se debe prestar atención debido a que en las siguientes configuraciones se debe colocar 0 atm en la presión de referencia, debido a que se definió, previamente, las propiedades del fluido a 1 atm como presión de referencia.

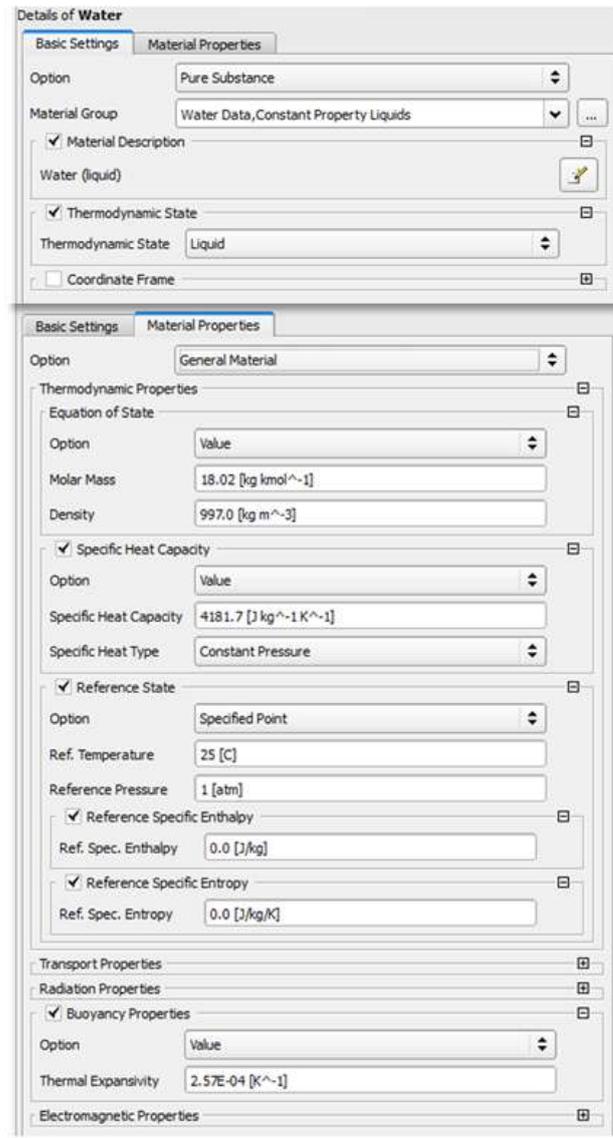


Figura 34: Propiedades y ajustes básicos del fluido de trabajo.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Luego se procede a configurar las condiciones en que se halla el dominio fijo. En *basic settings* se selecciona el dominio al que se hace referencia cuando se habla de dominio fijo, el cual es estacionario y el fluido es continuo, es decir, no es disperso. No se considera el modelo de flotabilidad.

En *Fluid Models* no se considera transferencia de calor, debido a que el análisis del proyecto es fluidodinámico. Se considera como modelo de turbulencia el modelo *Shear Stress Transport* del modelo $k - \omega$, como se observa en la figura 35.

Luego se dirige a la pestaña de Solver control en dominio fijo, y en *Timescale* se dirige a *Physical Timescale (Beta)* para utilizar una escala de tiempo fijo para las ecuaciones seleccionadas en todo el dominio, el cual es un valor de 0.05. Este valor referencia el tiempo que toma un punto del flujo en realizar su recorrido a través del dominio del flujo (CFD, s.f.).

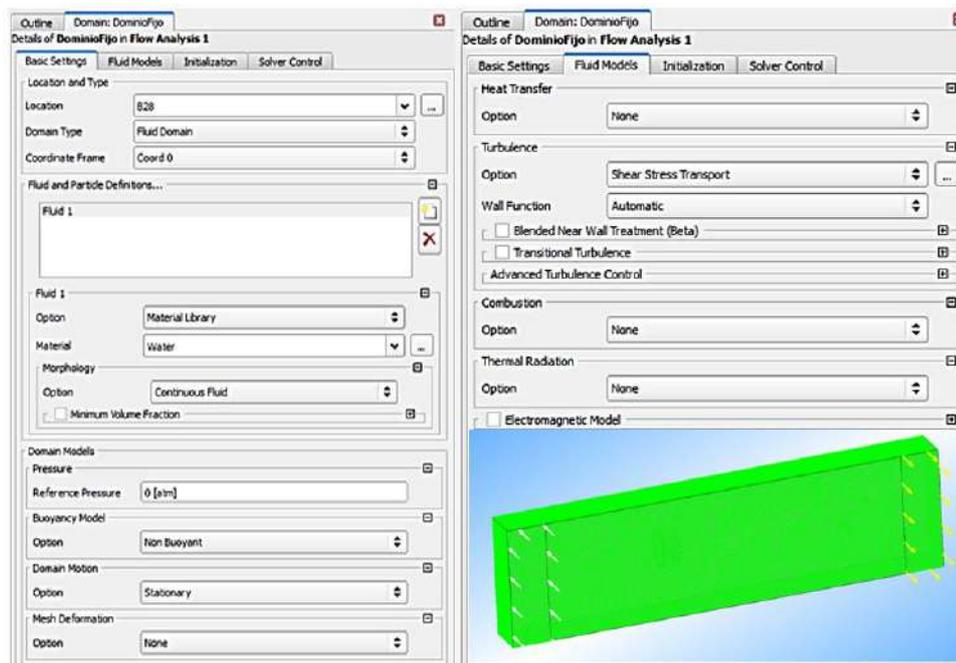


Figura 35: Configuración del dominio fijo y en la imagen inferior derecho se muestra la región del dominio fijo.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

El siguiente paso es crear fronteras en el dominio fijo con la herramienta *Boundary*, con la finalidad de seleccionar el tipo de frontera y sus detalles.

Se crea una frontera de nombre “**Entrada**” y en *location* se selecciona la opción “*entrada*” que se configuró anteriormente en *named selections*.

Luego se crea una frontera de nombre “**Paredes_Fijo**” que referencia a las paredes del canal y el cual no tiene paredes deslizantes (*no slip wall*). En *location* se selecciona la opción “*Paredes_Canal*” nombrados también en *named selections*.

Luego se crea una frontera de nombre “**Salida**” y en *location* se selecciona la opción “*salida*”, que al igual que en las anteriores fronteras, se nombró anteriormente en *named selections*. Las 3 fronteras creadas se muestran en la figura 36.

En la salida, en la sección de *boundary details*, se considera la opción de *Average Static Pressure* de 0 Pa porque se requiere que la presión varíe naturalmente sobre una cara mientras mantiene una presión media del área constante. Y en *Pressure Profile Blend* se coloca, generalmente, un valor de 0.05 para que, cuando la solución sea inestable, se asegure el perfil de presión natural (cero cizallamiento) (CFD, s.f.).

- **Dominio Móvil:** Se genera un nuevo dominio denominado DominioMovil. En este dominio se ubica la región de análisis del comportamiento del fluido a causa de la presencia del propulsor.

Creado el dominio móvil se procede a ingresar los parámetros que determinan a este dominio. En *location* se selecciona la región de interés, el cual es el cilindro. Al

seleccionar el tipo de dominio como un dominio fluido, automáticamente se está modelando un fluido o la combinación de fluidos.

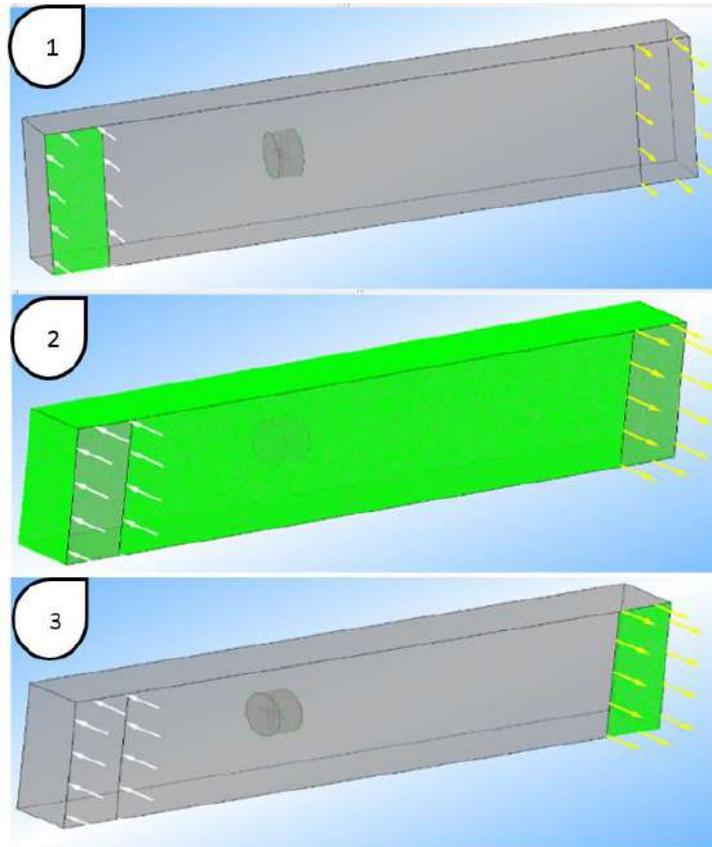


Figura 36: Fronteras del dominio fijo. La primera imagen representa la entrada del canal, la segunda imagen representa las paredes del canal y la tercera imagen la salida del canal.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Se define un dominio rotativo con una velocidad angular específica, el cual está girando sobre el eje global Y.

Luego, en *solver control*, se escoge la escala de tiempo *Auto Timescale Control (BETA)*, el cual utiliza una escala de tiempo física calculada internamente. Esta escala de tiempo se encuentra basada en las condiciones de frontera, condiciones de flujo y la geometría del dominio. Cabe resaltar que la escala de tiempo que selecciona *solver control* es conservadora, lo cual es robusto, pero en algunas ocasiones se logra una convergencia más rápida usando ajustes más agresivos.

Por defecto el factor de tiempo de escala es 1, el cual es utilizado para multiplicar el valor de la escala de tiempo automático calculado por *solver manager* como se aprecia en la figura 37 (CFD, s.f.).

Luego se procede a crear una frontera de nombre “**Pared_Alabes**” y en *location* se selecciona la opción *Pared_Alabes* nombrada en *named selections*. En la figura 38 se observa la configuración de la frontera creada y debe presentar, por defecto, *rotating* en *frame type*, lo cual confirma que el dominio es rotativo.

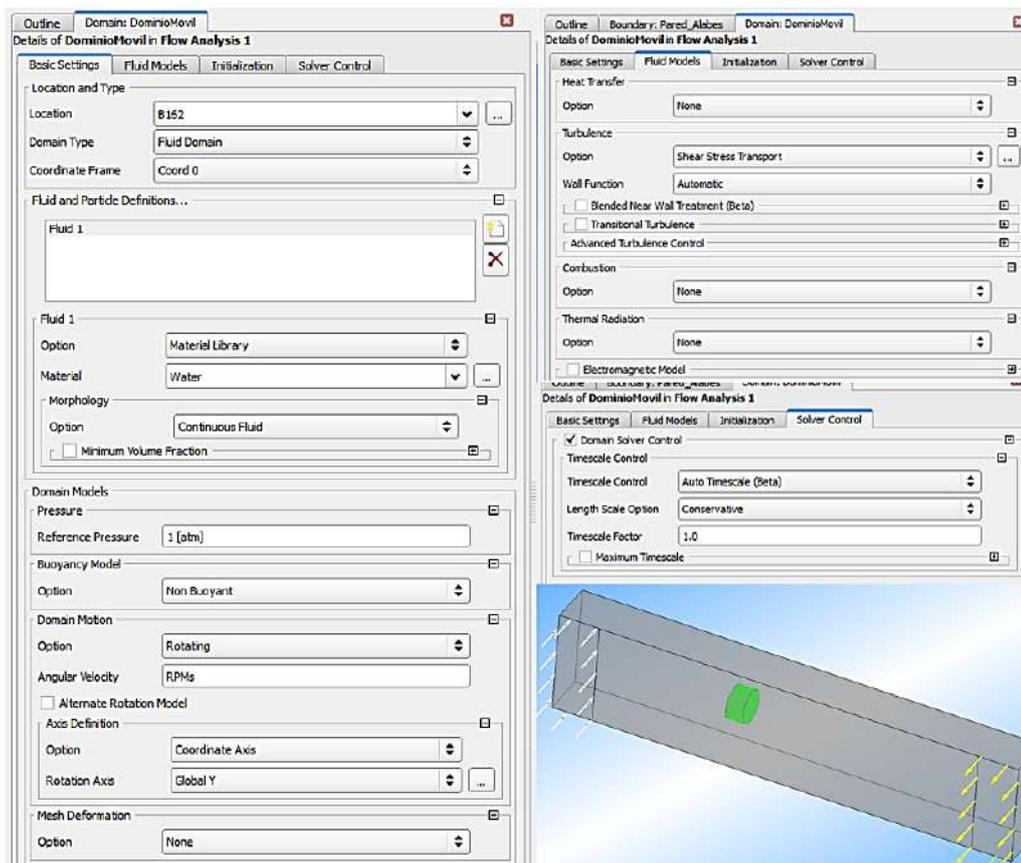


Figura 37: Configuración del dominio móvil y en la parte inferior derecha se muestra la región del dominio móvil.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

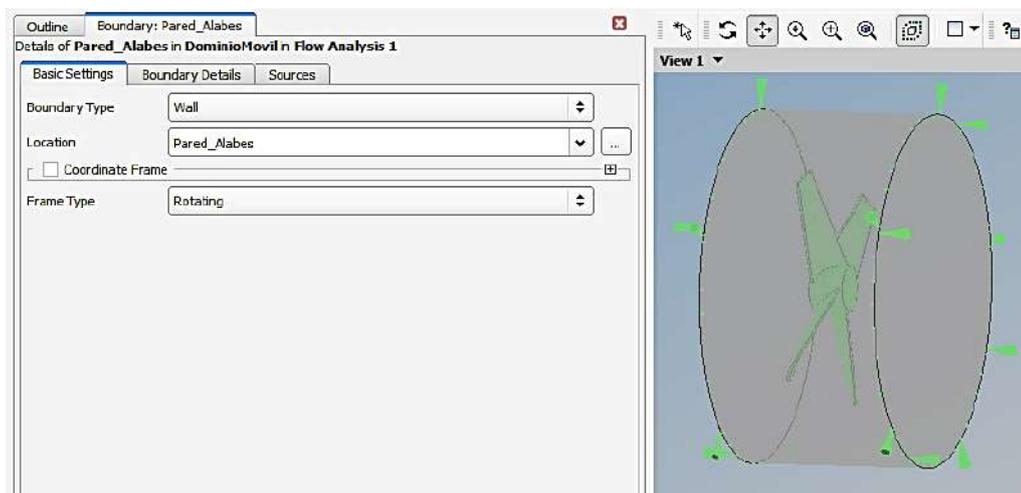


Figura 38: Configuración de la frontera Pared_Alabes en el dominio móvil y la imagen de la derecha representa la región del contorno.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

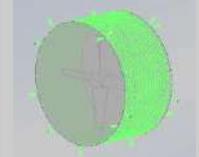
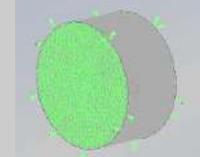
3.2.3.2 Interfaces de dominio

Las interfaces de dominio tienen diversas finalidades, pero en este análisis se utilizan con la finalidad de conectar dominios donde la malla de un solo dominio tiene diferentes volúmenes de mallado (hexaédrico o tetraédrico). También se utiliza para la

modificación de los cambios en el marco de referencia entre dominios, es decir, dominios en diferentes estados (estacionario o giratorio) (CFD, s.f.).

Se crean 3 interfaces de dominio: lateral, superior y posterior; los cuales se describen a continuación.

Tabla 4: Configuración de las 3 interfaces de dominio con la región que especifica cada interface.

Basic settings		Interface Lateral	Interface Posterior	Interface Superior
Interface Type		Fluid Fluid	Fluid Fluid	Fluid Fluid
Interface Side 1	Domain (Filter)	Dominio Fijo	Dominio Fijo	Dominio Fijo
	Region List	Lateral_Fijo	Posterior_Fijo	Frontal_Fijo
Interface Side 2	Domain (Filter)	Dominio Móvil	Dominio Móvil	Dominio Móvil
	Region List	Lateral_Movil	Posterior_Movil	Frontal_Movil
Interface Models	Option	General Connection	General Connection	General Connection
Frame Change	Option	Frozen rotor	Frozen rotor	Frozen rotor
Pitch Change	Option	Automatic	Automatic	Automatic
Imagen				

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Se inserta una interface de dominio, y como el procedimiento es igual para los 3 propulsores, entonces se explica en la tabla 4, de forma resumida, la configuración que se sigue para *basic settings* de cada interface.

General Connection es la mejor forma de conectar regiones y se utiliza, especialmente, cuando un marco de referencia se halla en estado estacionario y el otro en estado de rotación, lo cual es el caso de este análisis.

La opción *frozen rotor* es para que la orientación relativa de los componentes a través de la interfaz sea fija, es decir, cuando los dos marcos de referencia se conectan de tal forma, que cada uno tiene una posición relativa fija durante todo el cálculo. Si el marco cambia, se realizan las transformaciones apropiadas de la ecuación, pero si el paso cambia, los flujos son escalados por el cambio de paso (CFD, s.f.).

A continuación se muestra el esquema de los dominios creados en *Outline* en la figura 39.

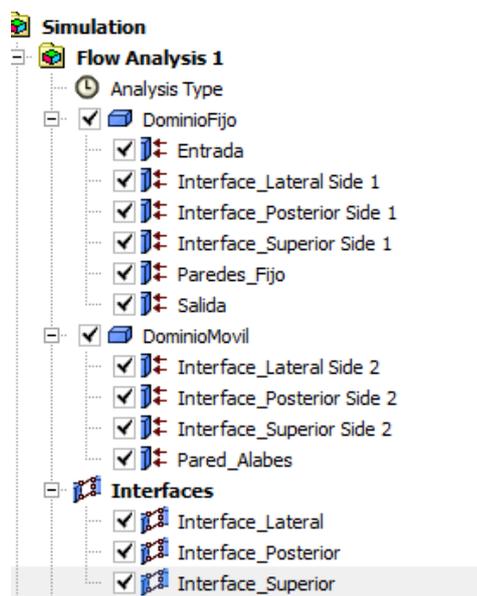


Figura 39: Esquema del análisis de flujo después de ser creados los dominios e interfaces de dominio.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

3.2.3.3 Solver control

El paso siguiente es realizar la configuración de *Solver Control*. Aquí se establecen los parámetros que controla *CFX-Solver* durante la etapa de solución. Primero, se seleccionan las herramientas de convergencia. Para ambas opciones, *advection scheme* y *turbulence numerics*, se selecciona *High Resolution* o *First Order*. Básicamente, se tienen consecuencias en el tiempo y convergencia de la solución.

High resolution utiliza valores de factores de mezclado entre 1 y 0. El valor de 1 corresponde a regiones del flujo donde existen bajas variaciones de gradiente para sostener la precisión de la solución y 0 donde existen grandes variaciones de gradiente para prevenir las sobreoscilaciones y bajas oscilaciones. De esta forma, se mantiene la robustez de la solución.

La opción *first order* de *advection scheme* con un factor de mezclado de 0 es más robusto que *high resolution*, el cual es más robusto que un factor de mezclado de 1. Si el flujo incluye choques, la opción de *high resolution* debería ser la opción a utilizar (CFD, s.f.).

Para el número mínimo y máximo de iteraciones se utilizan valores de 50 y 2500 correspondientemente, lo que da lugar a una solución con un porcentaje de error bajo. A mayor número de iteraciones, el gasto computacional es mayor, por lo tanto se necesita de una computadora con gran capacidad.

Otros criterios de convergencia, como se observa en la figura 40, es el *Residual Type* y *Residual Target*. En *residual type* se selecciona la opción de RMS para evaluar cuando se ha alcanzado la convergencia. En *residual target*, un valor de 1×10^{-4} , representa una convergencia baja, floja, 1×10^{-5} representa una convergencia buena para

muchas aplicaciones de ingeniería y 1×10^{-6} transforma al sistema pesado, por lo tanto es recomendable un valor de 1×10^{-5} .

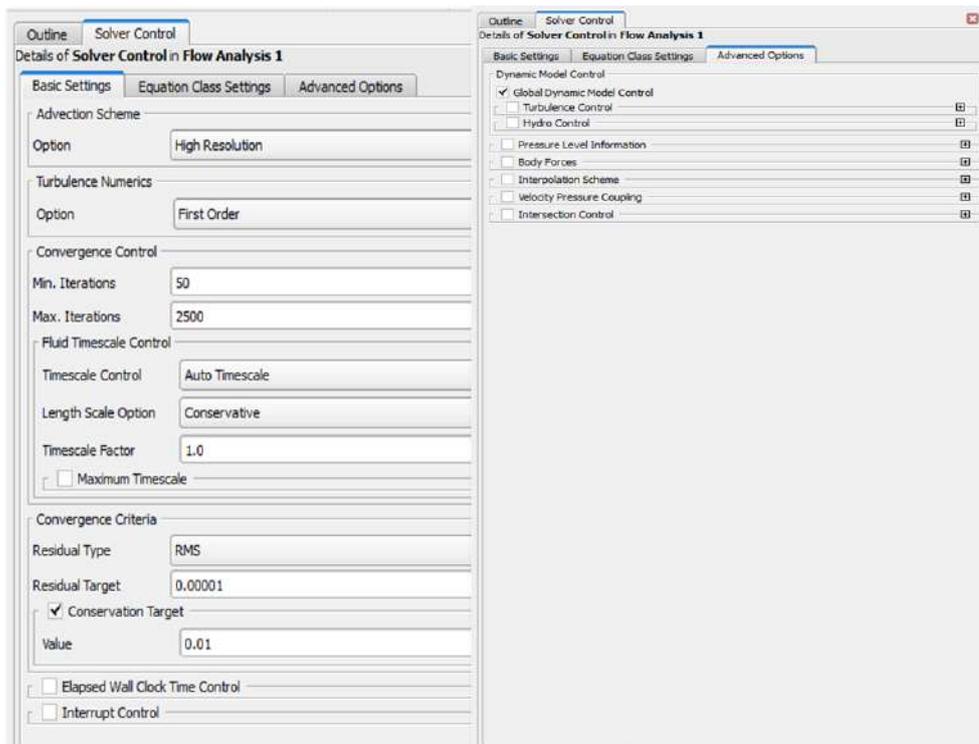


Figura 40: Configuración de *solver control*.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Dentro de *residual target* se observa la opción de *Conservation Target*, el cual considera que la simulación converge cuando el *Imbalance* se ubica dentro del 1% de error, es por ésta razón, que se selecciona un valor de 0.01 (CFD, s.f.). Por último, se dirige a *Advanced Options* y se seleccionan todas las opciones de *Global Dynamics Model Control*, para prevenir cualquier efecto no deseado. Estas opciones son gobernadas por las ecuaciones de turbulencia e hidrodinámica.

3.2.3.4 Expresiones

La herramienta *expressions* permite generar y editar expresiones por medio de *CFX Expressions Language (CEL)*. Estas expresiones se definen utilizando algunas combinaciones de constantes, variables, funciones matemáticas y otras opciones que brinda esta herramienta.

Es posible utilizar CEL para definir las propiedades de los materiales que dependen de otras variables, especificar condiciones de contorno complejas y para adicionar términos que ayuden a resolver las ecuaciones. Estas expresiones se monitorean durante la solución utilizando *Monitor Points* en Solution. El concepto de unidades es fundamental para el correcto análisis de las expresiones.

Estas expresiones pueden ser funciones de otras expresiones. Para definir una expresión se selecciona la función que se desea controlar, por ejemplo: *massFlow*, el cual determina el flujo másico. Luego se procede a seleccionar *Locators*, en el cual se tienen áreas físicas (contornos) y áreas de malla (regiones). *Expressions* presenta diversas

funciones que permiten determinar el torque, velocidad, flujo másico, entre otros. En la figura 41 se observan las expresiones analizadas en *CFX-Post*.

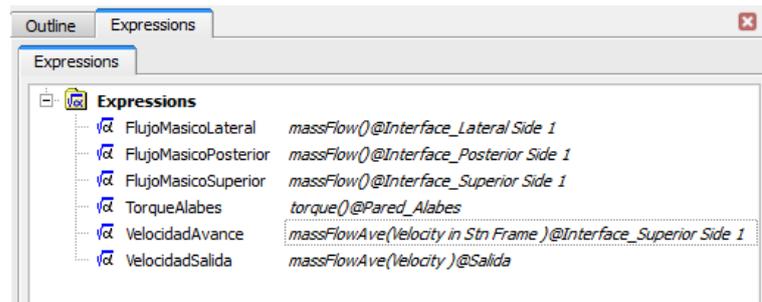


Figura 41: Expresiones que *CFX-Post* analizará.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Para observar las gráficas de las expresiones se debe de ingresar los parámetros de salidas en *output control*. Los parámetros a ingresar son los mismos que se han definido en *expressions*. El nombre no debe ser el mismo con el que se nombró en *Expressions*, debido que el software no lo permite. En la figura 42, se presenta el esquema completo de las modificaciones realizadas en *CFX-Pre*.

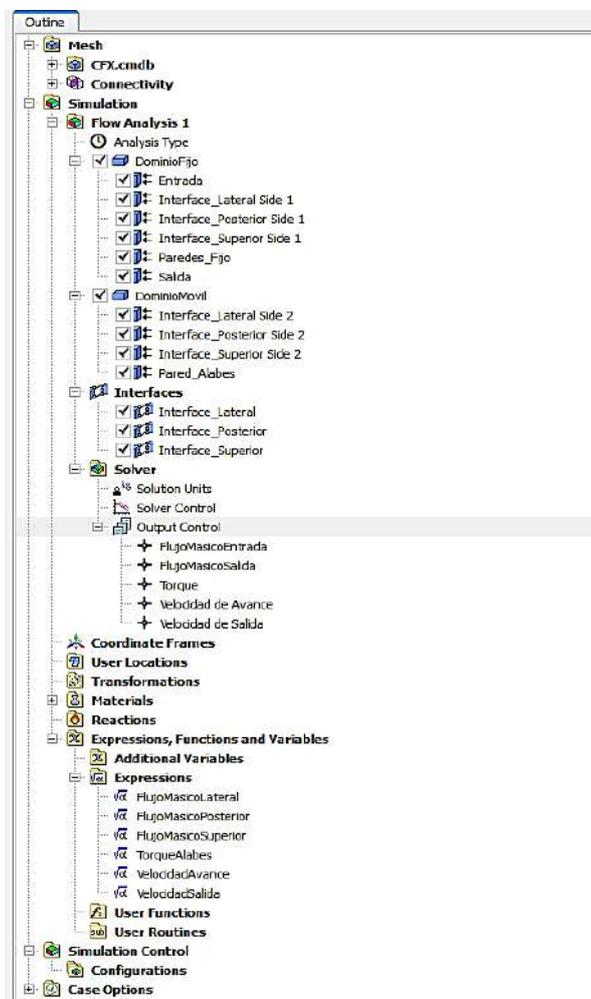


Figura 42: Esquema completo de las modificaciones elaboradas en *setup - CFX-Pre*.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

3.2.4 Solution

Para el paso siguiente, se dirige a *Solution* de *Fluid Flow (CFX)*. Aquí se obtienen las gráficas en el tiempo de la simulación. Al abrir esta herramienta aparece una ventana con el nombre de *Fluid Flow (CFX) – CFX Solver Manager*, y en el cual, automáticamente, aparecerá una ventana con el nombre de *Define Run*.

La configuración a utilizar es *Serial Run*. Ésta forma predeterminada para ejecutar un proceso en CFD. Todo el cálculo se realiza mediante un único proceso. Seleccionada esta configuración, por defecto, el tipo de ejecución es Full, el cual se ejecuta, siempre y cuando, se ejecuten las particiones.

Se procede a seleccionar *Double Precision*, el cual almacena un número de puntos flotantes como palabras de 64 bit. Esta opción se utiliza si la capacidad computacional de la que se dispone es grande, debido a que, si se requiere de mayor precisión, entonces se necesitará de una mayor capacidad computacional (CFD, s.f.).

Para definir el número de particiones, se selecciona el modo *Run*, el cual permite configurar el número de particiones, para eso se debe seleccionar *Local Parallel Run* (CFD, s.f.). Por último, se define las opciones de partida de la simulación. Si es una nueva simulación se selecciona *Initial Conditions* o si se cuenta con una data almacenada, y se desea empezar con esta, entonces se selecciona *Current Solutions Data (If possible)*.

Para la etapa de parametrización, se inicia de la data almacenada debido a que el nuevo número de iteraciones es menor. Para seleccionar la data almacenada se dirige a la dirección donde se ubica guardada, y esta dirección se selecciona en *Solver Input File*, al comienzo de *Define Run*, como se observa en la figura 43.

Una vez determinadas las condiciones de simulación, se procede a iniciar el cálculo de las ecuaciones. Para una simulación con una velocidad de giro específica, el tiempo de simulación es de aproximadamente 2 hrs con 30 min por cada propulsor. El tiempo de simulación depende de la geometría, del número de elementos de la malla y de la configuración de *solver control*.

En las figuras 44, 45, 46 y 47 se muestran, como ejemplo, las gráficas resultantes del *momentum and mass, imbalance*, torque y velocidades (avance y salida) del propulsor RTF 4 a 770 rpm respectivamente. La primera imagen, figura 44, muestra las gráficas, RMS del residual máximo para la presión y las componentes U, V y W del momento, las cuales, en la iteración mil, se puede apreciar que no hay cambios bruscos en su convergencia, por lo tanto se estima como aceptable la solución en dicha iteración. Pero para minimizar el porcentaje de error, se itera con un número mayor, en este caso 2500 iteraciones.

En la figura 45, se muestra el *imbalance* de la simulación, el cual, como se mencionó anteriormente en la configuración de *solver control*, se relaciona con *conservation target*, y como se asume un valor de 0.01, el porcentaje de error del *imbalance* debe ubicarse dentro de este rango. Observando la imagen se confirma que el porcentaje de error se encuentra dentro de este valor.

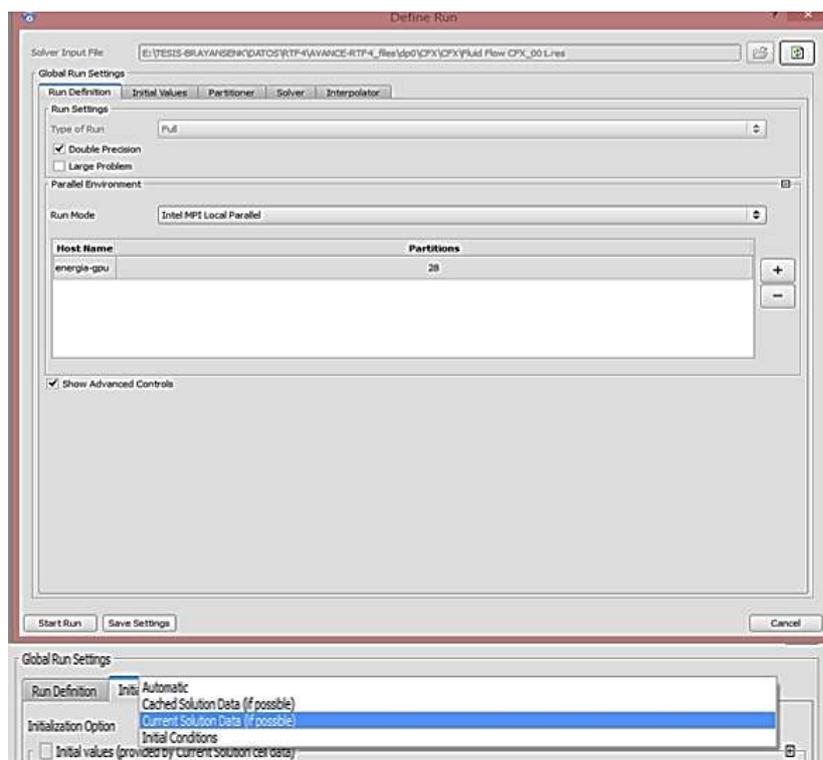


Figura 43: Configuración de las condiciones de inicio de la simulación en *solution*.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

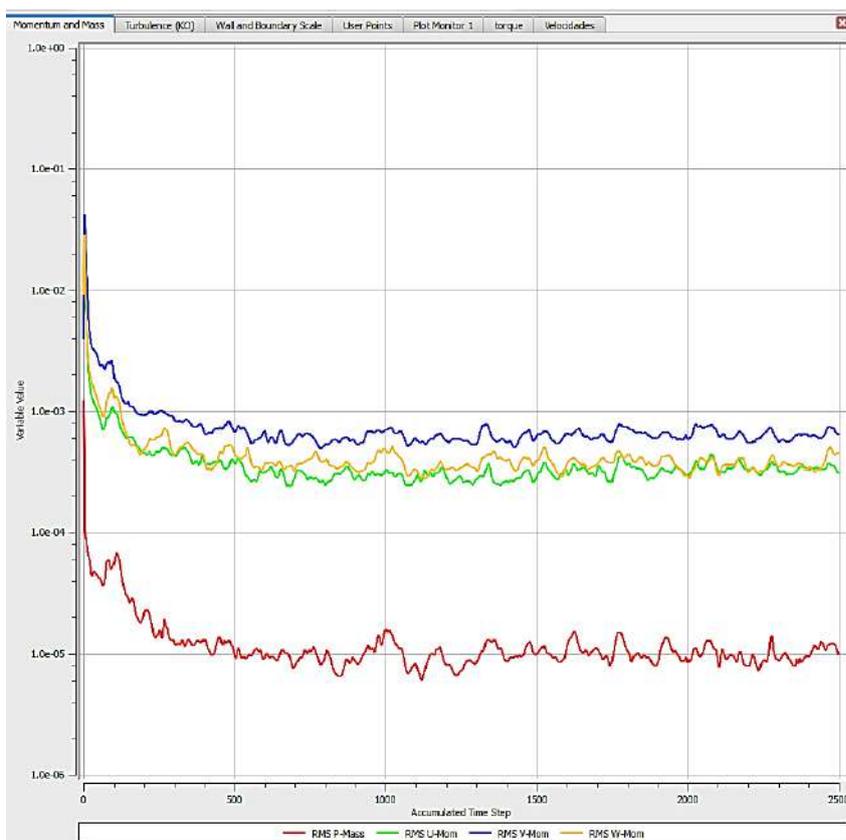


Figura 44: Gráfica del *momentum and mass* del propulsor RTF4 a 770 rpm.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

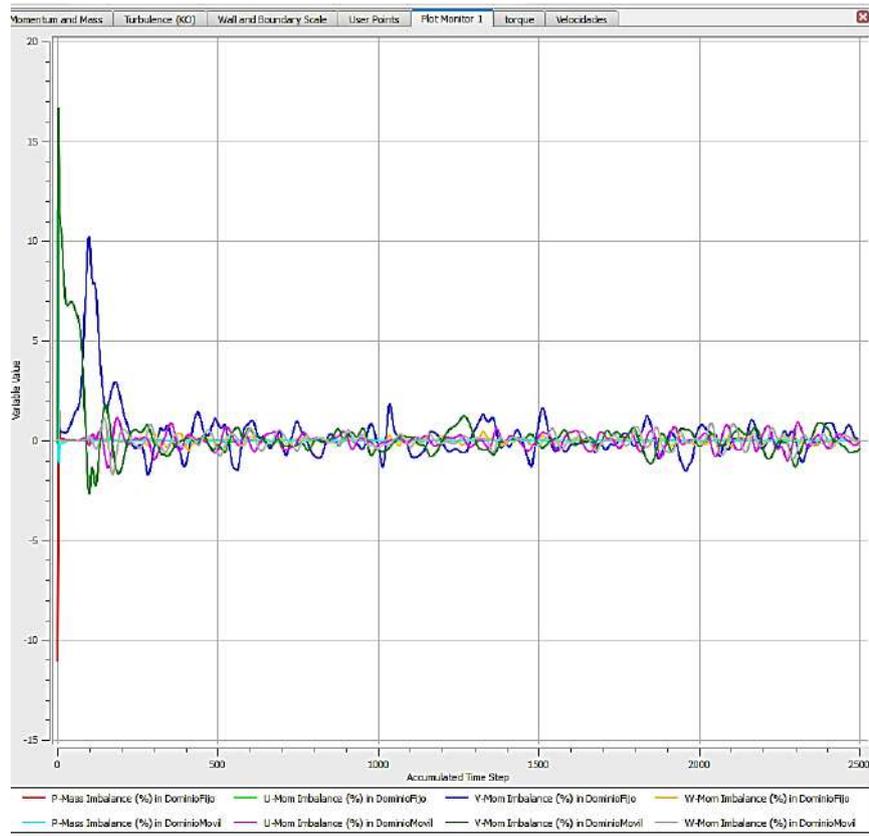


Figura 45: Gráfica del *imbalance* del propulsor RTF4 a 770 rpm.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

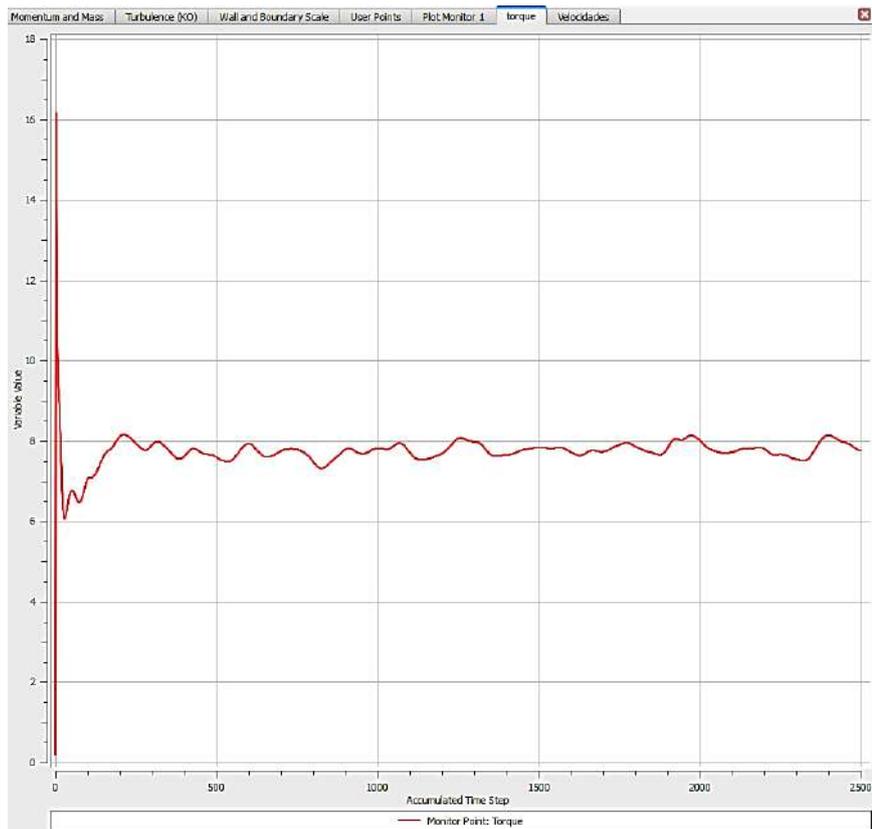


Figura 46: Gráfica de torque del propulsor RTF4 a 770 rpm.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

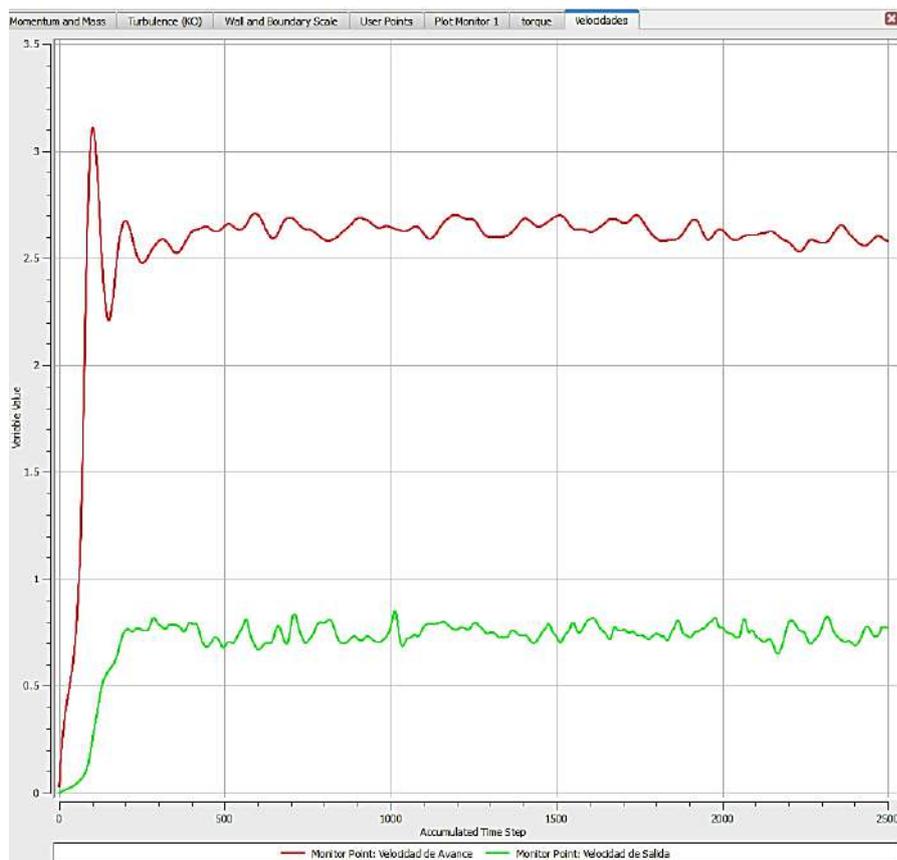


Figura 47: Gráfica de velocidades (avance y salida) del propulsor RTF4 a 770 rpm.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Las últimas dos gráficas, figuras 46 y 47, se muestran el torque y velocidades del propulsor respectivamente. Antes de alcanzar la iteración 500, se observa que las gráficas han convergido. Posterior a esta iteración, las gráficas oscilan de forma no brusca, por lo que se asume como aceptable la simulación.

Se puede agregar nuevas gráficas dependiendo de los parámetros que se desean analizar. Para realizar este paso se dirige a *new monitor* y se selecciona la gráfica que se desea analizar.

En el margen derecho de la ventana de nombre Out File, se observa un archivo textual sobre la configuración del modelo simulado, el estado de la solución durante la ejecución y las estadísticas de análisis de la ejecución (CFD, s.f.).

Este archivo se ubica dividido en secciones que permiten una interpretación rápida y fácil, así se observa el modelo físico que se está utilizando (modelo transitorio o estable) o si CFX-Solver, se está ejecutando con otros procesos a la vez o no.

Las secciones se dividen en:

- **Header:** Es el encabezado y se escribe al inicio de cada simulación en CFX-Solver Manager Output File. Contiene información sobre los comandos que se utilizan para resolver dicho trabajo (CFD, s.f.).

- **CFX Command Language for the Run:** Esta sección describe la definición del problema incluyendo la especificación del dominio, condiciones de contorno, parámetros de mallado y el control de la solución (CFD, s.f.).
- **Job Information at Start of Run:** En esta sección se describen las características de trabajo en términos del modo de simulación (Serial o Paralelo), la máquina en la cual se está simulando el trabajo y el tiempo y fecha en que se empezó a resolver (CFD, s.f.). En la figura 48 se muestra el esquema de esta sección.

```

+-----+
|                               |
|                               |
|                               |
|                               |
+-----+

Run mode:      partitioning run

Host computer: ENERGIA-GPU (PID:9396)

Job started:   Sat May 27 12:51:57 2017

```

Figura 48: *Job information at start of run.*
Fuente: (CFD, s.f.)

- **Memory Allocated for the Run:** El almacenamiento, generalmente, excede al almacenamiento requerido. En la figura 49 se observa el esquema de esta sección.

$1 \text{ word} \rightarrow 4 \text{ bytes}$
 $1 \text{ Mword} \rightarrow 1000000 \text{ words}$
 $1 \text{ Mbyte} \rightarrow 1048576 \text{ bytes}$

Memory Allocated for Run (Actual usage may be less)					
	Real	Integer	Character	Logical	Double
Mwords	6.82	88.21	6.94	0.12	0.00
Mbytes	52.05	336.49	6.61	0.46	0.00

Figura 49: *Memory allocated for the run.*
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

- **Mesh Statistics:** La estadística de mallado resume los siguientes elementos globales y específicos del dominio: diagnóstico de la calidad de mallado, número total de nodos, elementos y caras de contorno en la malla y las fracciones de área de mallado que se ubican sin asignar.

En el diagnóstico de calidad de mallado se incluye las medidas de ortogonalidad, expansión y relación de aspecto. La calidad de mallado se diferencia como OK (bueno), ok (aceptable) y ¡ (pobre) (CFD, s.f.).

- **Initial Average Scales:** Las escales iniciales promedio se basan sobre el campo de flujo inicial. Si el campo de velocidad inicial es cero, entonces la escala promedio de la velocidad inicial también será cero (CFD, s.f.). En la figura 50 se muestra el esquema de esta sección.

Convergence History					
Timescale Information					
Equation	Type	Timescale			
U-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
V-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
W-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
U-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	1.24017E-03			
V-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	1.24017E-03			
W-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	1.24017E-03			
K-TurbKE-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
O-TurbFreq-DominioFi	Physical Timescale	5.00000E-02			
K-TurbKE-DominioMovi	Auto Timescale	1.24017E-03			
O-TurbFreq-DominioMo	Auto Timescale	1.24017E-03			
OUTER LOOP ITERATION = 2501 (1) CPU SECONDS = 8.998E+05 (1.931E+03)					
Equation	Rate	RMS Res	Max Res	Linear Solution	
U-Mom	1.00	3.1E-04	8.9E-03	3.0E-03	OK
V-Mom	1.00	6.4E-04	1.6E-02	3.1E-03	OK
W-Mom	0.99	4.4E-04	1.7E-02	3.2E-03	OK
P-Mass	1.00	9.8E-06	6.4E-04	13.6	4.6E-02 OK
K-TurbKE	1.01	8.3E-04	4.8E-02	5.7	2.9E-02 OK
O-TurbFreq	1.06	9.0E-05	9.0E-03	11.0	2.7E-05 OK
Timescale Information					
Equation	Type	Timescale			
U-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
V-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
W-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
U-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	1.24017E-03			
V-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	1.24017E-03			
W-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	1.24017E-03			
K-TurbKE-DominioFijo	Physical Timescale	5.00000E-02			
O-TurbFreq-DominioFi	Physical Timescale	5.00000E-02			
K-TurbKE-DominioMovi	Auto Timescale	1.24017E-03			
O-TurbFreq-DominioMo	Auto Timescale	1.24017E-03			
OUTER LOOP ITERATION = 2502 (2) CPU SECONDS = 9.006E+05 (2.728E+03)					
Equation	Rate	RMS Res	Max Res	Linear Solution	
U-Mom	1.00	3.1E-04	9.4E-03	3.1E-03	OK
V-Mom	1.00	6.4E-04	1.7E-02	3.2E-03	OK
W-Mom	0.99	4.4E-04	1.6E-02	3.2E-03	OK

Figura 52: Convergence history.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

- **Computed Model Constants:** Si el modelo de ecuación cero es utilizado como modelo de turbulencia, la viscosidad global de la turbulencia es proporcionada (CFD, s.f.).
- **Termination and Interrupt Condition Summary:** Luego de ejecutar cada iteración de coeficiente y paso de tiempo, *solver manager* evalúa todas las condiciones internas y condiciones de control de interrupción definidas por el usuario. Después de terminar o interrumpir, algunas de estas condiciones que son verdaderas, éstas son reportadas en *CFX – Solver Output File*.
- **Global Conservation Statistics:** Esta sección se genera por las ecuaciones de transporte, con la excepción de la ecuación de turbulencia, las cuales tienen un comportamiento especial en la pared (CFD, s.f.).

Pequeños valores de desbalance global, indica que la conservación ha sido lograda. El porcentaje de desbalance se representa mediante la siguiente ecuación:

$$\%imbalance = \frac{Equation\ Imbalance}{Maximum\ Flow} \times 100 \quad (3.1)$$

Donde *Maximum Flow* considera la mayor contribución en todo el dominio conectado por el grupo específico de ecuaciones. El propósito del grupo de ecuaciones puede ser diferente dependiendo el caso.

Para calcular una sola fase, cada ecuación del desbalance es normalizada utilizando la mayor contribución para el subsistema de ecuaciones. La excepción es el subsistema hidrodinámico, donde cada desbalance de la ecuación del momento se normaliza utilizando la mayor contribución. Desde todas las ecuaciones del momento. El desbalance de la ecuación de continuidad es normalizada utilizando la mayor contribución en todas las ecuaciones de la continuidad (CFD, s.f.).

- **Calculated Wall Forces and Moments:** *CFX – solver manager* calcula las componentes de la presión y viscosidad de fuerzas sobre todos los contornos especificados como pared. La fuerza de arrastre sobre una pared se calcula como se observa en la figura 53. Las fuerzas y momentos calculados para el ejemplo del propulsor RTF4 se aprecian en la figura 54.

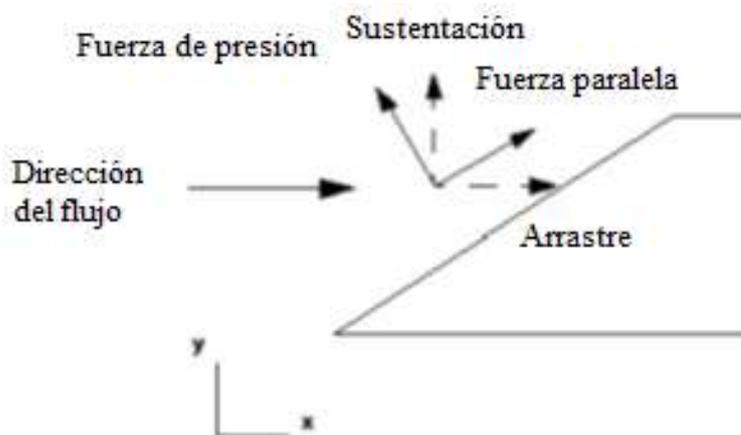


Figura 53: Fuerza de arrastre sobre una pared.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

La fuerza de sustentación es la fuerza neta sobre un cuerpo en la dirección perpendicular del flujo. En la figura 52, la fuerza de sustentación es la suma de las fuerzas sobre la pared en la dirección vertical, esto es, la suma de las componentes de las fuerzas de fricción y viscosidad en la dirección “y”. La fuerza de arrastre es la fuerza neta sobre el cuerpo, pero en la dirección del flujo y es la suma de las fuerzas en la pared en la dirección horizontal, esto es, la suma de las componentes de las fuerzas de presión y viscosidad en la dirección “x” (CFD, s.f.).

La presión y los momentos viscosos se hallan relacionados con la presión producida por las fuerzas viscosas calculadas sobre una pared. El momento de presión (M_n) es el vector producto del vector fuerza de presión y el vector posición. El momento viscoso (M_t) es el vector producto la vector fuerza viscosa y el vector posición tal y como se muestra en la ecuación 3.2 y 3.3.

$$M_n = \vec{r} \times \vec{F}_n \quad (3.2)$$

$$M_t = \vec{r} \times \vec{F}_t \quad (3.3)$$

Wall Force and Moment Summary			
Notes:			
1. Pressure integrals exclude the reference pressure. To include it, set the expert parameter 'include pref in forces = t'.			
2. These quantities are evaluated in a reference frame fixed to the initial domain orientation and are not rotated if the orientation changes (e.g. transient run or specified rotational offset).			
-----+-----			
Pressure Force On Walls			
+-----+-----			
	X-Comp.	Y-Comp.	Z-Comp.
Domain Group: DominioFijo			
Paredes_Fijo	1.8080E+02	1.1342E+02	-1.8436E+00
Pared_Alabas	3.9050E+00	-1.6022E+02	-1.5338E+00
-----+-----			
Domain Group Totals :	1.8470E+02	-4.6790E+01	-3.3774E+00
-----+-----			
Viscous Force On Walls			
+-----+-----			
	X-Comp.	Y-Comp.	Z-Comp.
Domain Group: DominioFijo			
Paredes_Fijo	-8.7900E-01	5.3848E+00	-1.1904E+00
Pared_Alabas	2.3384E-02	4.3322E-01	1.1133E-02
-----+-----			
Domain Group Totals :	-8.5562E-01	5.8180E+00	-1.1799E+00
-----+-----			
Pressure Moment On Walls			
+-----+-----			
	X-Comp.	Y-Comp.	Z-Comp.
Domain Group: DominioFijo			
Paredes_Fijo	7.6846E+00	1.1340E+01	-1.8559E+02
Pared_Alabas	-1.4038E-01	-7.7603E+00	1.4105E-01
-----+-----			
Domain Group Totals :	7.5442E+00	3.5798E+00	-1.8545E+02
-----+-----			
Viscous Moment On Walls			
+-----+-----			
	X-Comp.	Y-Comp.	Z-Comp.
Domain Group: DominioFijo			
Paredes_Fijo	-3.7749E-01	3.5259E-01	2.9008E+00
Pared_Alabas	4.1252E-04	-5.1648E-02	1.1681E-03
-----+-----			
Domain Group Totals :	-3.7708E-01	3.0094E-01	2.9019E+00

Figura 54: Fuerzas y momentos calculados sobre la pared del propulsor RTF4.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Es importante notar que dichas fuerzas evaluadas en el marco de referencia local, no incluyen los efectos de la presión de referencia. La fuerza de presión es calculada como la integral de la presión relativa sobre el área de la pared, y no como la integral de la suma de las presiones de referencia y relativas (CFD, s.f.).

- **Maximum Residual Statistics:** Las ubicaciones de los residuos máximos son importantes para identificar las dificultades de convergencia de la solución. Si existen residuos grandes, entonces se menciona que la simulación no converge, por lo tanto se debe ubicar los residuos máximos en la sección de diagnóstico y repararlos en Geometry (CFD, s.f.). En la figura 55 se observa el número de nodo de cada dominio y de cada ecuación.
- **False Transient Information:** Esta sección sólo aparece en las simulaciones en estado estacionario. Para cada ecuación, el tipo de tiempo utilizado se presenta como *auto* o *physical*, los cuales funcionan como falsos transitorios para suavizar la convergencia (CFD, s.f.). En la figura 56 se observa el esquema de esta sección.

Locations of Maximum Residuals		
Equation	Domain Name	Node Number
U-Mom	DominioFijo	141792
V-Mom	DominioFijo	112115
W-Mom	DominioFijo	924238
P-Mass	DominioFijo	997499
K-TurbKE	DominioMovil	20166
O-TurbFreq	DominioMovil	6682

Figura 55: *Maximum residual statistics* del propulsor RTF4.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

False Transient Information		
Equation	Type	Elapsed Pseudo-Time
U-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	1.87500E+02
V-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	1.87500E+02
W-Mom-DominioFijo	Physical Timescale	1.87500E+02
U-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	4.65063E+00
V-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	4.65063E+00
W-Mom-DominioMovil	Auto Timescale	4.65063E+00
K-TurbKE-DominioFijo	Physical Timescale	1.87500E+02
O-TurbFreq-DominioFi	Physical Timescale	1.87500E+02
K-TurbKE-DominioMovi	Auto Timescale	4.65063E+00
O-TurbFreq-DominioMo	Auto Timescale	4.65063E+00

Figura 56: *False transient information* del propulsor RTF4.
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

- **Final Average Scales:** Estas son las escalas medias para el campo de flujo final, y se observan en la figura 57 para el ejemplo de la simulación del propulsor RTF4 (CFD, s.f.).

Average Scale Information	
Domain Name : DominioFijo	
Global Length	= 1.1266E+00
Minimum Extent	= 4.0000E-01
Maximum Extent	= 4.0000E+00
Density	= 9.9700E+02
Dynamic Viscosity	= 8.8990E-04
Velocity	= 5.7675E-01
Advection Time	= 1.9535E+00
Reynolds Number	= 7.2799E+05
Domain Name : DominioMovil	
Global Length	= 2.1437E-01
Minimum Extent	= 1.5000E-01
Maximum Extent	= 2.9000E-01
Density	= 9.9700E+02
Dynamic Viscosity	= 8.8990E-04
Velocity	= 7.3877E+00
Advection Time	= 2.9017E-02
Reynolds Number	= 1.7743E+06

Figura 57: *Average scale information.*
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

- **Variable Range Information:** Esta sección representa los valores máximos y mínimos para cada variable del campo de flujo (CFD, s.f.), los valores para el ejemplo del propulsor RTF4 se observan en la figura 58.
- **CPU Requirements:** *Out file*, muestra los requerimientos del CPU, tal y como se observa en la figura 59 para el caso de la simulación del propulsor RTF4.


```

+-----+
|                               Job Information at End of Run                               |
+-----+

Job finished:   Sat May 27 18:15:42 2017

Total wall clock time: 1.939E+04 seconds
                   or: (      0:      5:      23:      7.467 )
                   (      Days:    Hours:  Minutes:  Seconds )

--> Final synchronization point reached by all partitions.
End of solution stage.

+-----+
| The results from this run of the ANSYS CFX Solver have been                            |
| written to                                                                              |
| E:/TESIS-BRAYANSENK/DATOS/RTF4/AVANCE-RTF4_pending/dp0_CFX_1_Solu-                    |
| tion_1/Fluid Flow CFX_002.res                                                         |
+-----+

```

Figura 60: Información final de la simulación realizada por *CFX-solver manager*.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

En la figura 61 se muestra el *outline* de la simulación para el propulsor RTF4. En ésta ventana se observa sí, se ingresa a la herramienta *Results* de *fluid flow*. Para observar de forma clara y sencilla los resultados, se procede a recrear las paredes del canal y el propulsor, para ello se selecciona: Paredes_Fijo y Pared_Alabes.

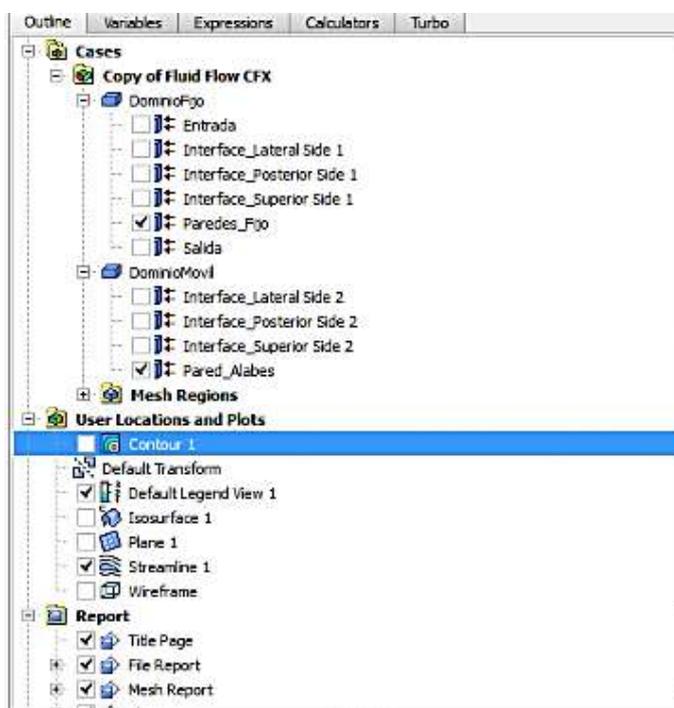


Figura 61: La imagen muestra el *outline* de la herramienta *results* de la simulación del propulsor RTF4.

Fuente: Elaboración propia.

Se configuran estos contornos, de tal forma, de obtener una clara visualización del comportamiento del fluido por efecto del propulsor. Una mayor selección de contornos volvería complicada la visualización de los resultados. Luego se procede a simular las líneas de corriente, contorno e *isosurface* del propulsor simulado.

Primero, se generan líneas de corriente para un rango de velocidades de 0.01 a 5.00 *m/s*. Estas líneas de corriente se generan desde la entrada al canal y se configura, de tal

forma, de obtener un fácil entendimiento de la fenomenología para una velocidad de giro como se observa en la imagen 1 de la figura 62.

Luego se procede a generar un *isosurface* del comportamiento de una velocidad específica. Para ello se retira la selección de *Streamline* de *outline*, para que no se muestren, al mismo tiempo, las líneas de corriente y el *isosurface*, lo cual dificultaría la visualización de una o ambas de estas herramientas. Entonces se inserta la opción *isosurface* y se define para un velocidad de 2 m/s, lo cual se aprecia en la imagen 2 de la figura 62.

Por último, se genera un contorno, para lo cual se adiciona un plano central en el canal, plano YZ. Luego se procede a retirar la opción del plano y se inserta la herramienta *Contour*, y se configura para que se inserte sobre el plano generado anteriormente. *Contour* es una gráfica similar a la gráfica de un mapa geográfico, el cual brinda la impresión de gradiente y forma de terreno, como se observa en la imagen 3 de la figura 62. Al igual que en las líneas de corriente, *contour* se muestra para un rango de velocidades de 0.1 a 5 m/s.

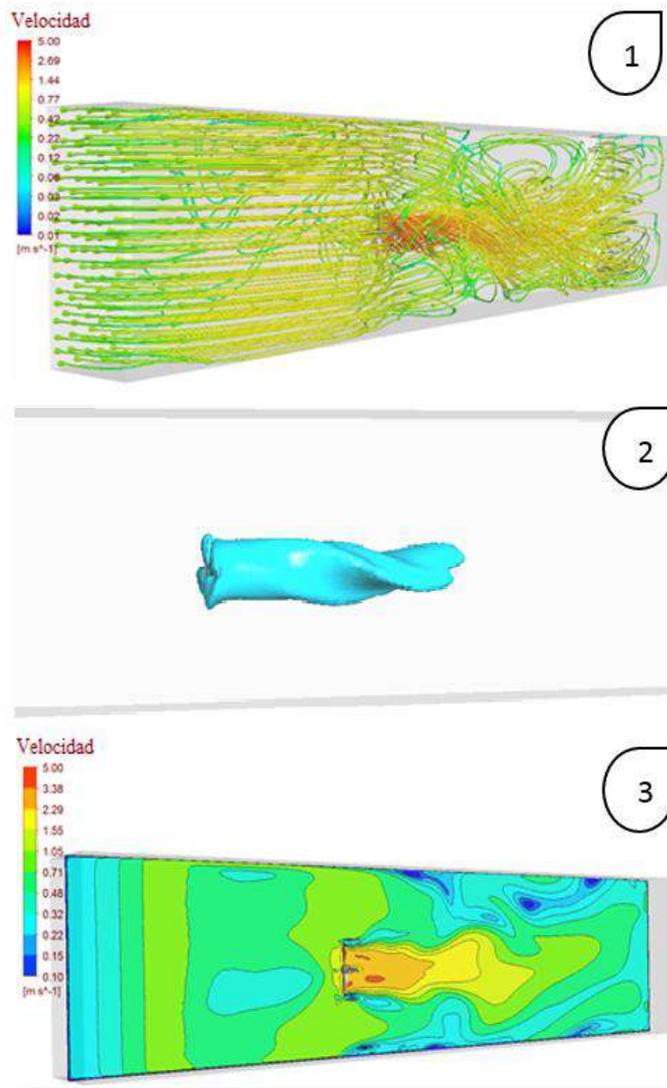


Figura 62: Resultados de la simulación del propulsor RTF4.

- 1) Muestra las líneas de corriente. 2) *Isosurface* de la velocidad a 2 m/s. 3) *Contour* de la velocidad.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

3.2.6 Parametrización

Todo el análisis anterior se realiza para una velocidad específica de rotación, 770 rpm, la cual es la velocidad de giro del propulsor marino instalado en los sistemas híbridos de la empresa BioFruit SAC. Para obtener un mayor panorama del comportamiento del flujo del fluido por efecto del propulsor, se procede a analizar el sistema para un rango de velocidades de giro, la cual es de 600 a 1200 rpm de 50 en 50 rpm.

Para realizar este análisis se procede a parametrizar la simulación con la herramienta *Parameters Set*. Para ello, se copia el *analysis systems – fluid flow (CFX)* en el que se realizó el análisis anterior, como se observa en la figura 63, y se pega en el mismo proyecto. En otras palabras, se genera un duplicado del *analysis systems*.

Luego se procede a introducir los valores de entrada para generar el análisis. En *setup*, se genera una nueva expresión de nombre “RPMs” con el valor de 770 rpm y se selecciona, ésta expresión, como la entrada a la parametrización. Esta expresión se selecciona en la opción *angular velocity* de *domain motion* del dominio móvil.

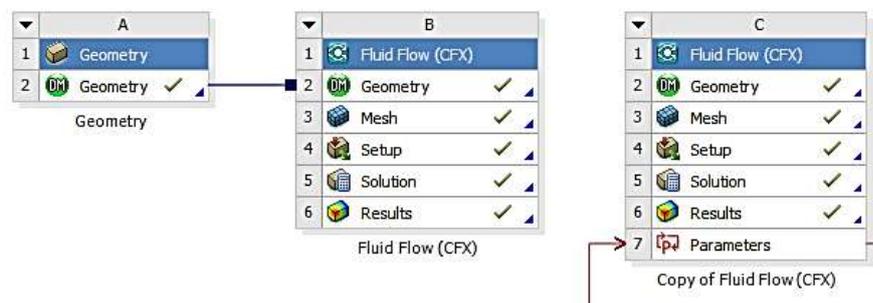


Figura 63: Duplicado del *analysis systems* de la simulación anterior.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Luego se disminuye el número máximo de iteraciones, debido a que la simulación converge antes de la iteración 1000. Y se procede a simular el sistema, con los nuevos cambios, para luego introducir los parámetros de salida. La simulación se inicia de los datos almacenados por el usuario en la simulación anterior.

Antes de generar la parametrización, se procede a introducir los parámetros de salida, para ello se seleccionan los parámetros desde *results*. Como se observa en la figura 64, se eligen como parámetros de salida: la velocidad de avance y la velocidad de salida; luego se crean dos expresiones de nombre “TorqueY” y “CaudalImpulsor” para también ser seleccionados como parámetros de salida.

En TorqueY se obtienen los valores del torque en la dirección Y, la cual es la dirección axial del flujo. En CaudalImpulsor se obtienen los valores del caudal, el cual es la suma del flujo másico lateral y superior, nombrados en *named selections*, dividido entre la densidad del fluido.

En la figura 65 se observa como cierra el lazo la componente *parameters*. Luego se procede a ingresar en rango de velocidades en *parameter set*, el cual dirige a otra pestaña.

En la figura 66 se observa el rango de velocidades de giro en los que se obtienen los valores de los parámetros de salida para su posterior análisis.

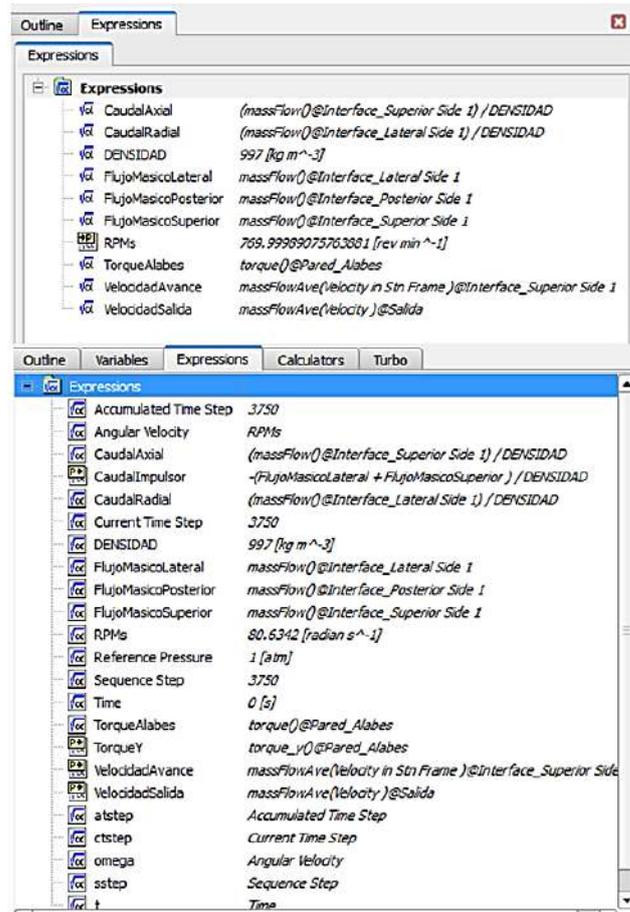


Figura 64: Parámetros de entrada y salida en la etapa de parametrización del propulsor.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

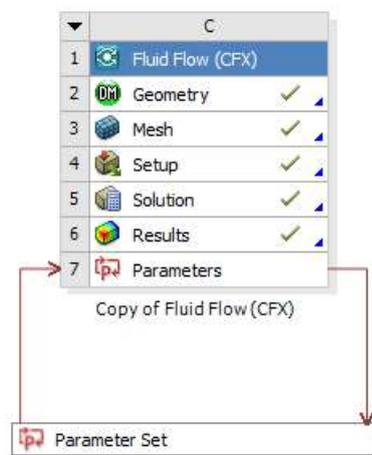


Figura 65: Analysis systems de la etapa de parametrización del propulsor con los parámetros de entrada y salida seleccionados.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Table of Design Points									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Name	P1 - RPMs	P5 - VelocidadAvance	P6 - VelocidadSalida	P7 - TorqueY	P8 - CaudalImpulsor	Retain	Retained Data	Note
2	Units	rev min ⁻¹	m s ⁻¹	m s ⁻¹	J	m ³ s ⁻¹	<input type="checkbox"/>		
3	DP 0 (Current)	770	2.6585	0.7329	-7.8134	-0.054653	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
4	DP 1	600	2.0124	0.57299	-4.6215	-0.045585	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
5	DP 2	650	2.1877	0.70564	-5.6682	-0.043768	<input type="checkbox"/>		
6	DP 3	700	2.3967	0.64965	-6.4922	-0.047883	<input type="checkbox"/>		
7	DP 4	750	2.5453	0.72474	-7.378	-0.052454	<input type="checkbox"/>		
8	DP 5	800	2.8305	0.72788	-8.1849	-0.056842	<input type="checkbox"/>		
9	DP 6	850	2.7637	0.79843	-9.4702	-0.05897	<input type="checkbox"/>		
10	DP 7	900	3.0404	0.90964	-10.517	-0.062604	<input type="checkbox"/>		
11	DP 8	950	3.2377	0.96083	-11.774	-0.070839	<input type="checkbox"/>		
12	DP 9	1000	3.4603	0.94836	-13.195	-0.074797	<input type="checkbox"/>		
13	DP 10	1050	3.6186	1.0648	-14.839	-0.074855	<input type="checkbox"/>		
14	DP 11	1100	3.7787	1.0112	-15.886	-0.079652	<input type="checkbox"/>		
15	DP 12	1150	3.8778	1.1841	-17.297	-0.085236	<input type="checkbox"/>		
16	DP 13	1200	4.0178	1.2665	-18.672	-0.087988	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	

Figura 66: Etapa de parametrización. Valores de los puntos de diseño calculados.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Ingresado el rango de velocidades de giro se procede a iniciar la simulación con la opción *All design points*. Normalmente no se observan los valores de los parámetros de salida en la etapa de parametrización, porque son esos valores los que se desean hallar.

Se observan 13 DP (*Design Points*) en la figura 66, las columnas siguientes muestran los parámetros de salida seleccionados. La opción de *retain* permite almacenar los datos gráficos de la simulación, y para este caso se escogen dos puntos de diseño, DP1 y DP13, además de que se cuenta con información almacenada la simulación de 770 rpm.

Se resalta que no aparecen los valores de los resultados hasta que no se simulen los nuevos puntos. Al actualizar los puntos de diseño se esperan 2 días aproximadamente, tiempo que tarda en finalizar la simulación. Este paso se realiza de igual forma con los 2 propulsores.

Culminada la simulación, los datos calculados se almacenan en un archivo de Microsoft Excel con el nombre "*DesignPointLog*", este archivo se ubica en la carpeta de la simulación seleccionada por el usuario.

3.3 Sistema propulsor-tobera

El sistema propulsor-tobera consiste en un propulsor concéntrico, con una tobera anular de perfil hidrodinámico como se muestra en la figura 67, donde se observa al propulsor marino inmerso en una tobera. Este sistema se emplea como una mejora al proyecto, con la finalidad de comparar si es que se producen cambios positivos y significativos al sistema convencional, el cual comprende únicamente del propulsor inmerso en el canal.

Con este tipo de sistema se logra que la dirección del flujo sea la deseada. Se selecciona este tipo de sistema debido a que se emplean en remolcadores de puerto y de altura, y debido a la gran potencia que desarrollan, resultan útiles en maniobras *very large crude carrier*, también conocidas como súper petroleros. Algunas veces se han empleado en buques mercantes, pero los resultados no fueron los esperados (Fernández, 2013).

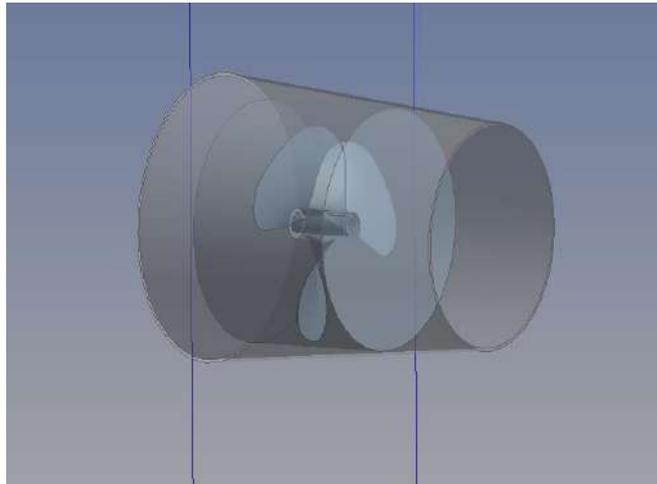


Figura 67: Diseño de tobera convergente. En el interior se halla el propulsor marino.

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Siempre se debe cumplir la ecuación de la continuidad. La finalidad de la tobera es convertir parte de la energía de presión en energía cinética, es decir, disminuye la presión y aumenta la velocidad a la salida de la tobera. Si existe una sección de salida de flujo menor que la de entrada, entonces se habla de un sistema acelerador de flujo.

El caudal en este tipo de sistema se mantiene y la velocidad tiende a aumentar, entonces es el área la que se reduce para que se cumpla la ecuación 1.8, ecuación de la continuidad. Esto es lógico, porque una tobera tiene forma de cono, la entrada es de mayor diámetro y la salida de menor diámetro.

La velocidad de salida de la tobera se halla influenciada por las velocidades inducidas del propulsor. Los propulsores seleccionados para este análisis generan una componente radial en el flujo, en consecuencia el flujo no es netamente axial y, por ésta razón, se adiciona la tobera concéntrica al propulsor. Para convertir el flujo radial en flujo axial, y de esta forma tratar de conseguir un flujo totalmente unidireccional.

A continuación se mencionan las características que se alcanzan al utilizar un sistema propulsor-tobera (Fernández, 2013):

- Aumenta el empuje total del sistema, debido a que se suma el empuje generado por la tobera.
- La fuerza portante proyectada al eje del propulsor en la tobera genera un aumento de la fuerza de empuje.
- Se consigue un mejor control de la dirección de salida del flujo del fluido y consigo se controla la dirección de empuje.
- La velocidad del propulsor es mayor, debido a que en la tobera la velocidad del agua aumenta por la reducción continua del área de la tobera.
- Aumenta la eficiencia del propulsor al disminuir el coeficiente de carga, y porque disminuye la diferencia de presiones entre la cara de presión y la cara de succión.
- Aumenta el rendimiento del propulsor al disminuir la cantidad de flujo de agua alrededor del propulsor.

La tobera genera todas estas características mencionadas en el propulsor, debido a que, al ser su parte interna convergente a proa del propulsor y divergente a popa del propulsor, la corriente de aspiración se acelera produciendo una disminución de la presión. Mientras que, posterior a los álabes del propulsor, se desacelera produciéndose un aumento de la presión y el consiguiente incremento del rendimiento (Hernández, 2014).

El rendimiento de la tobera disminuye cuando se produce turbulencia en el *tip* de los álabes del propulsor, pero como el interior de la tobera se encuentra muy próxima a los álabes del propulsor, genera un aumento del rendimiento. Las toberas son más efectivas a bajas velocidades y altas cargas.

Para generar la tobera en ansys, se utiliza la herramienta *geometry*. Se reduce el área de la región de análisis del propulsor, de tal manera que la tobera no alcance la región de análisis. La tobera se incluye como un cuerpo dentro de agua fijo.

Se re-calcula la malla del nuevo sistema, debido a que se adiciona la tobera, y por lo tanto se generan más elementos en la malla. Se genera una nueva *inflation* con la finalidad de conseguir un mayor refinamiento de la capa límite turbulenta. En *named selections* se selecciona a la tobera como una pared de nombre “Pared_Tobera”.

Luego se actualiza Paredes_Fijo que se ubica en dominio fijo de *setup*, para que se incluya Pared_Tobera. Lo demás permanece igual, y lo siguiente es simular para obtener los valores de los parámetros deseados.

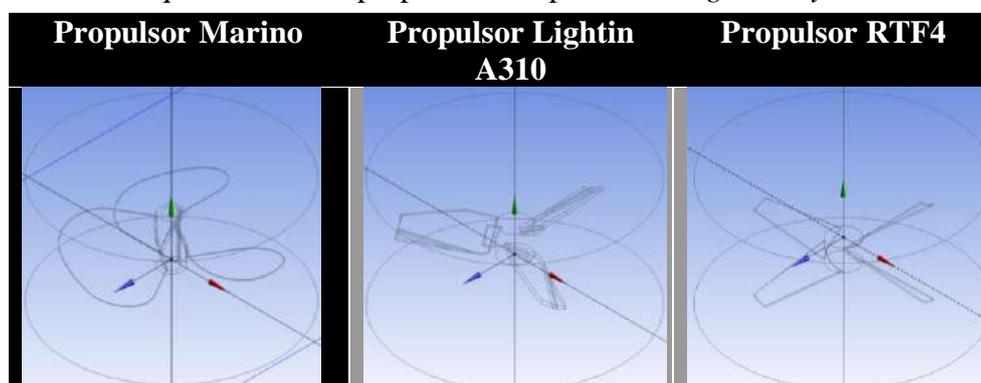
Capítulo 4

Resultados y discusiones

4.1 Resultados

Siguiendo los pasos del capítulo anterior, se procede a simular los 3 propulsores con la finalidad de comparar y discutir los resultados obtenidos. Primero se muestran los resultados de los 3 propulsores.

Tabla 5: Esquema de los 3 propulsores importados en *geometry*.



Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

En la tabla 5 se muestra el diseño de los propulsores en Ansys – Workbench. Como se mencionó en el capítulo anterior, los propulsores se diseñan en solidworks y luego se importan a ansys. La geometría del canal es el mismo para todos los casos.

Para el proceso de mallado se realiza el mismo procedimiento, pero las estadísticas de mallado son distintas. Los valores obtenidos en la estadística de mallado de la herramienta de *mesh* se muestran en la tabla 6.

Tabla 6: Estadística de mallado de los 3 propulsores analizados.

	Propulsor Marino	Propulsor Lightnin A310	Propulsor RTF4
Max. Skewness	0.20967	0.20819	0.20807
Mean Orthogonal Quality	0.88111	0.88529	0.88588
Elements	5076069	4040769	3873774

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

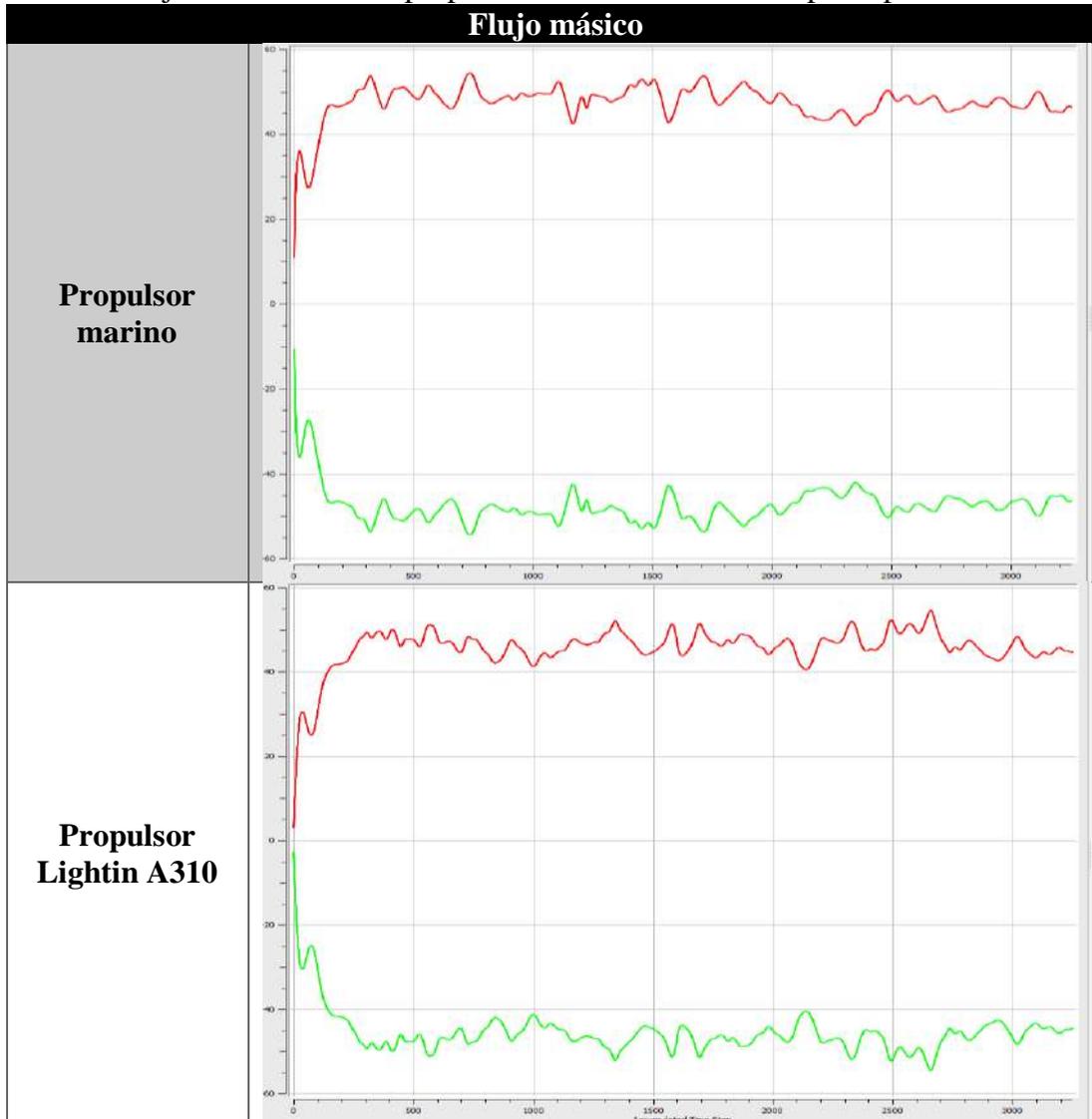
Según la tabla 3 del capítulo 3, los valores de *mean orthogonal quality* y *max. skewness* se ubican en un rango de Muy bueno y Excelente respectivamente.

Los parámetros de *inflation* y *named selections* son los mismos para los 3 propulsores. En *setup*, se aplican las mismas configuraciones porque trabajan en las mismas condiciones.

Las iteraciones se ubican en un rango de 0 a 3250, pero no es que se ha simulado hasta esa iteración, sino que se simula desde la primera partida almacenada debido al proceso de parametrización.

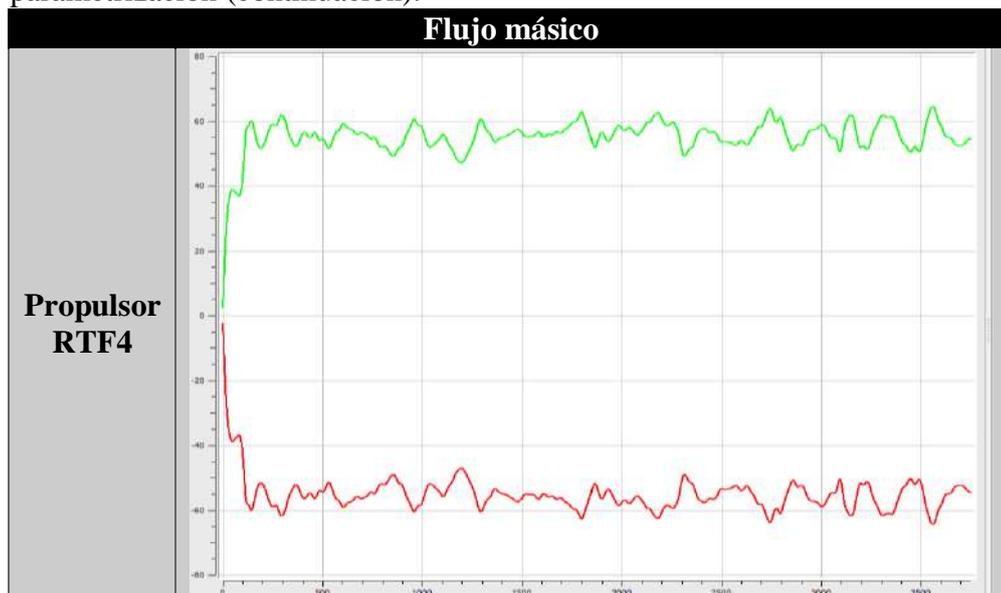
El número máximo de iteraciones que se selecciona para este caso es de 1250, entonces los 2000 de la simulación a 770 rpm más los 1250 de parametrización son 3250 iteraciones y es lo que aparece en las gráficas siguientes. A continuación se presentan las tablas 7, 8, 9 y 10, en las cuales se muestran los resultados obtenidos en la etapa de parametrización del flujo másico, torque, velocidades de avance y salida e *imbalance* de los 3 propulsores.

Tabla 7: Flujo másico de los 3 propulsores simulados en la etapa de parametrización.



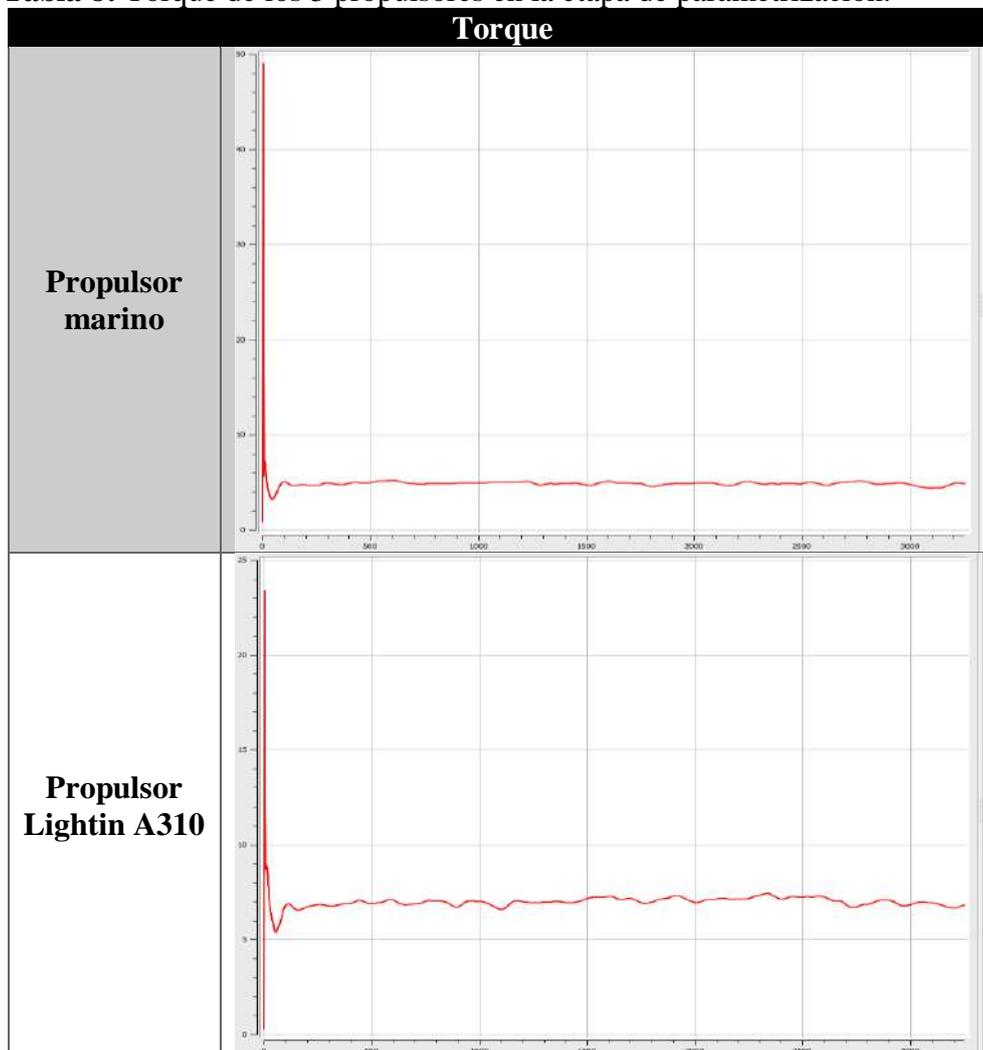
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 7: Flujo másico de los 3 propulsores simulados en la etapa de parametrización (continuación).

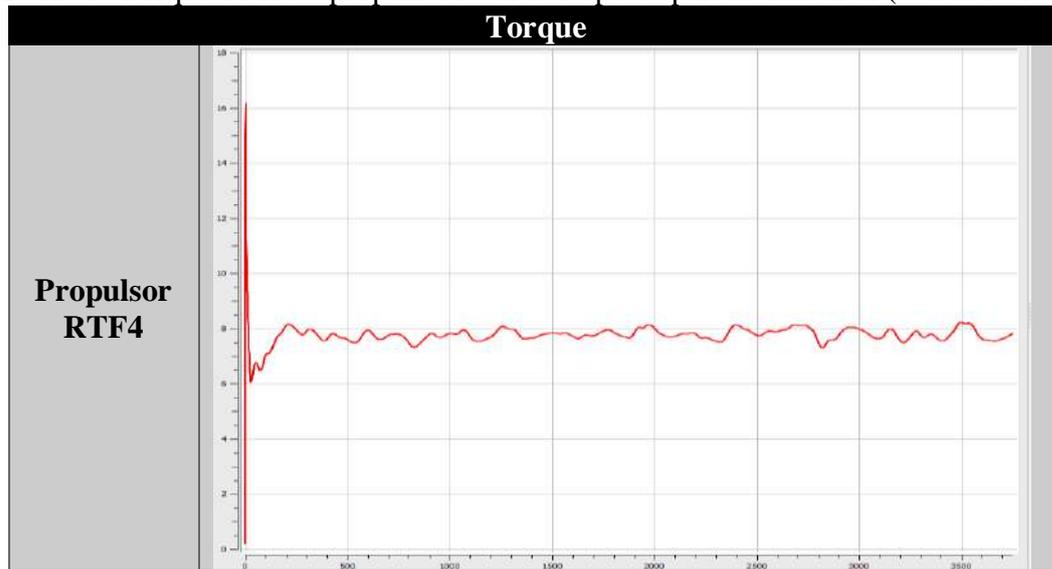


Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

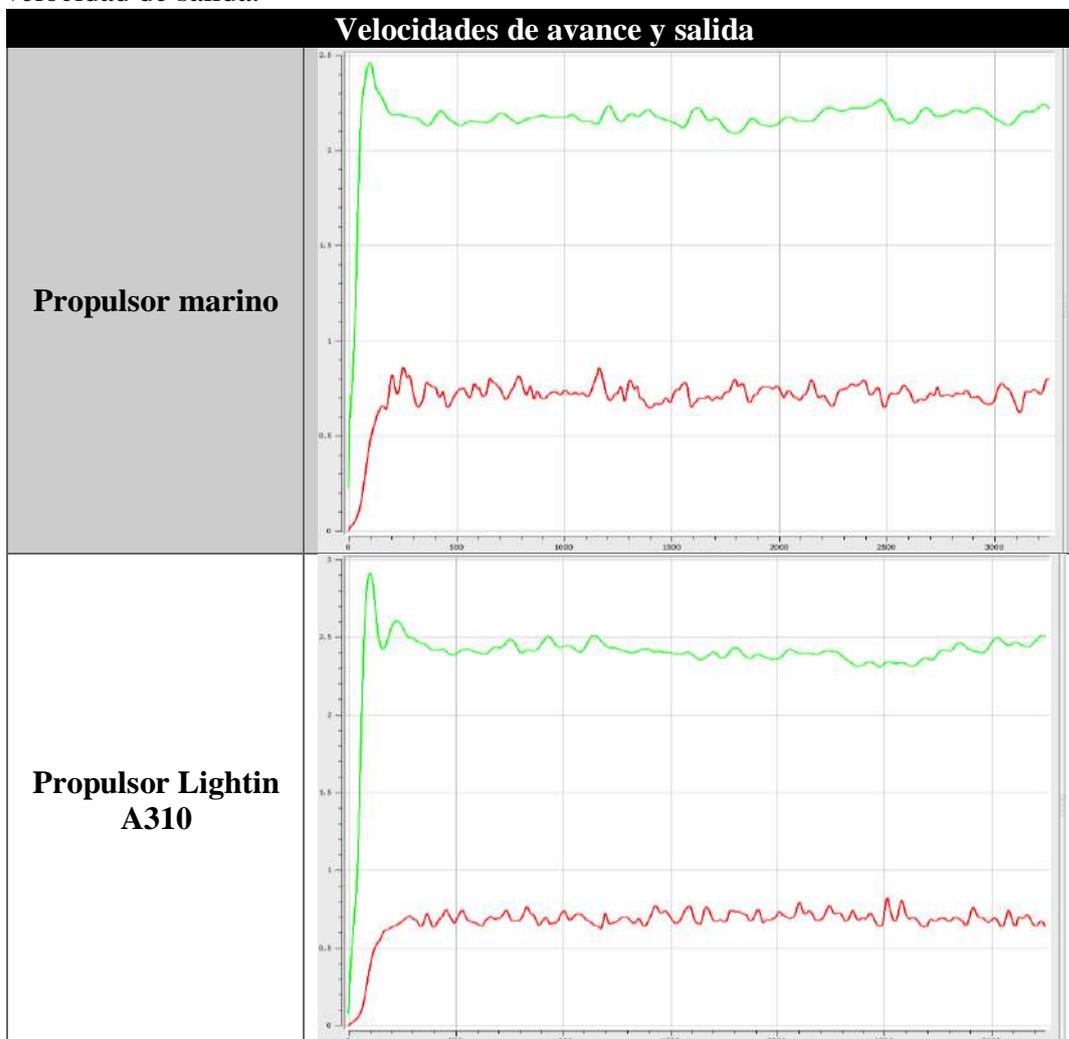
Tabla 8: Torque de los 3 propulsores en la etapa de parametrización.



Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

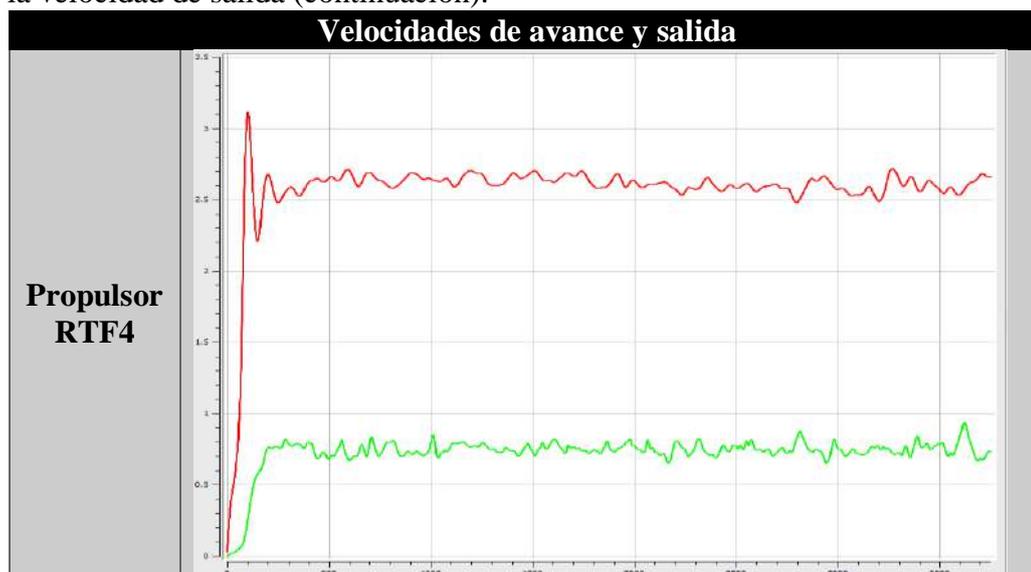
Tabla 8: Torque de los 3 propulsores en la etapa de parametrización (continuación).

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 9: Velocidades de avance y salida de los 3 propulsores en la etapa de parametrización. La curva superior es la velocidad de avance y la inferior la velocidad de salida.

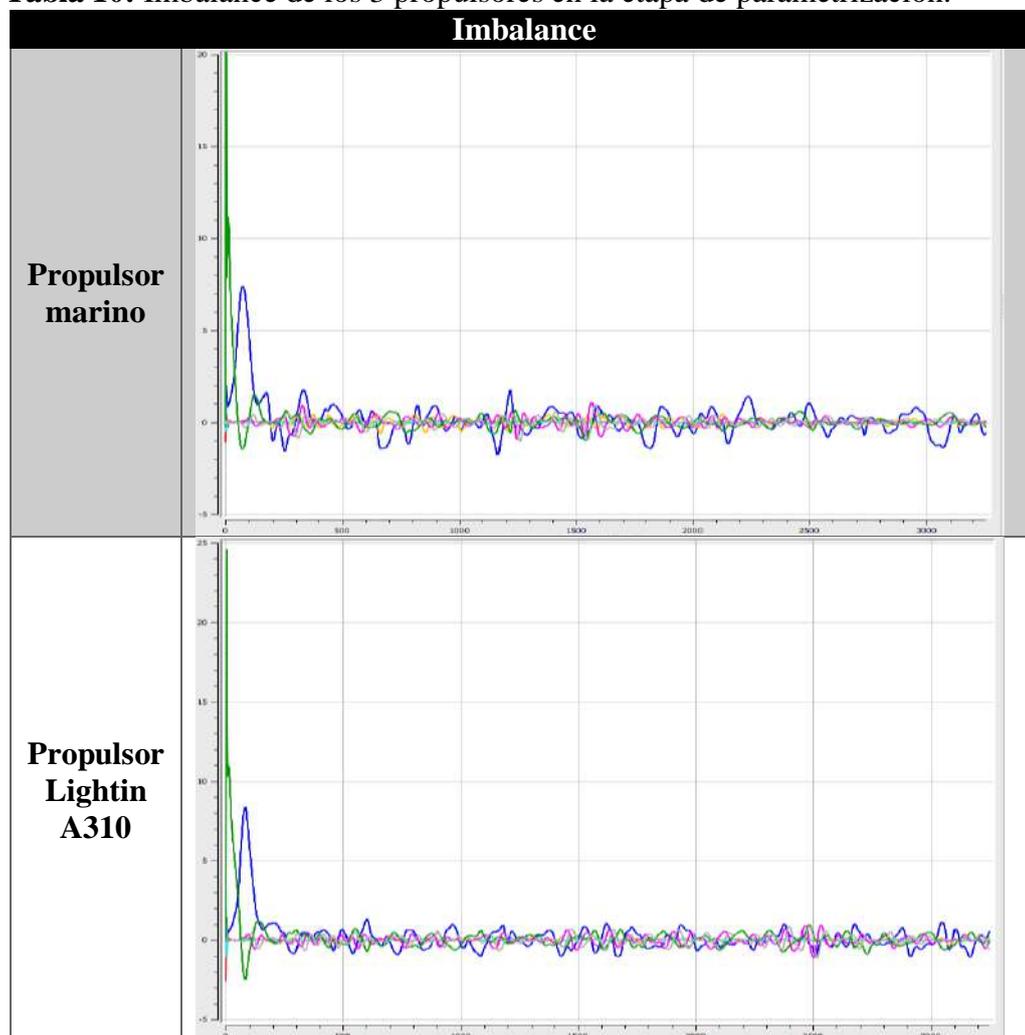
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 9: Velocidades de avance y salida de los 3 propulsores en la etapa de parametrización. La curva superior es la velocidad de avance y la inferior la velocidad de salida (continuación).



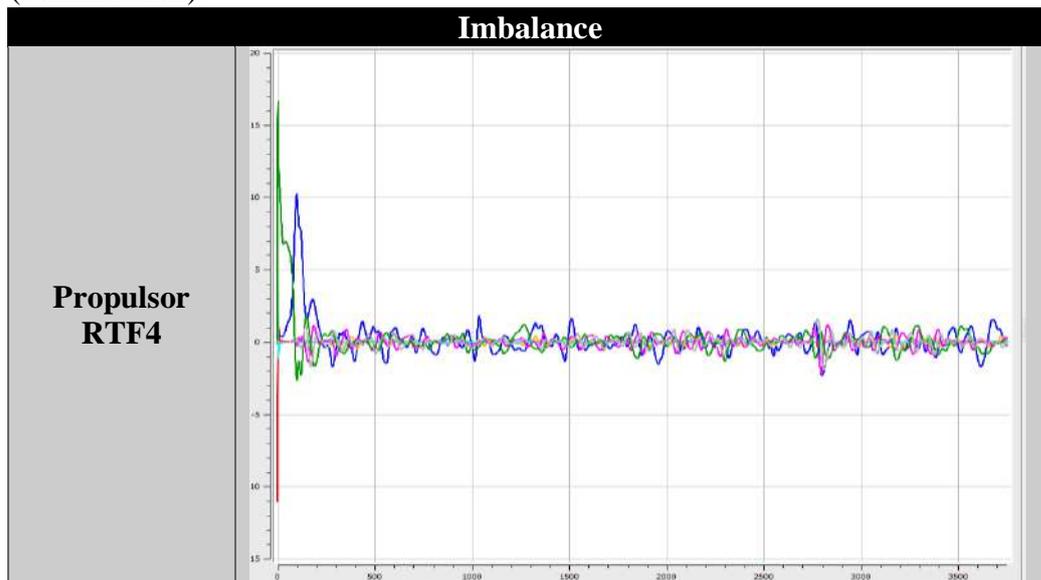
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 10: Imbalance de los 3 propulsores en la etapa de parametrización.



Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

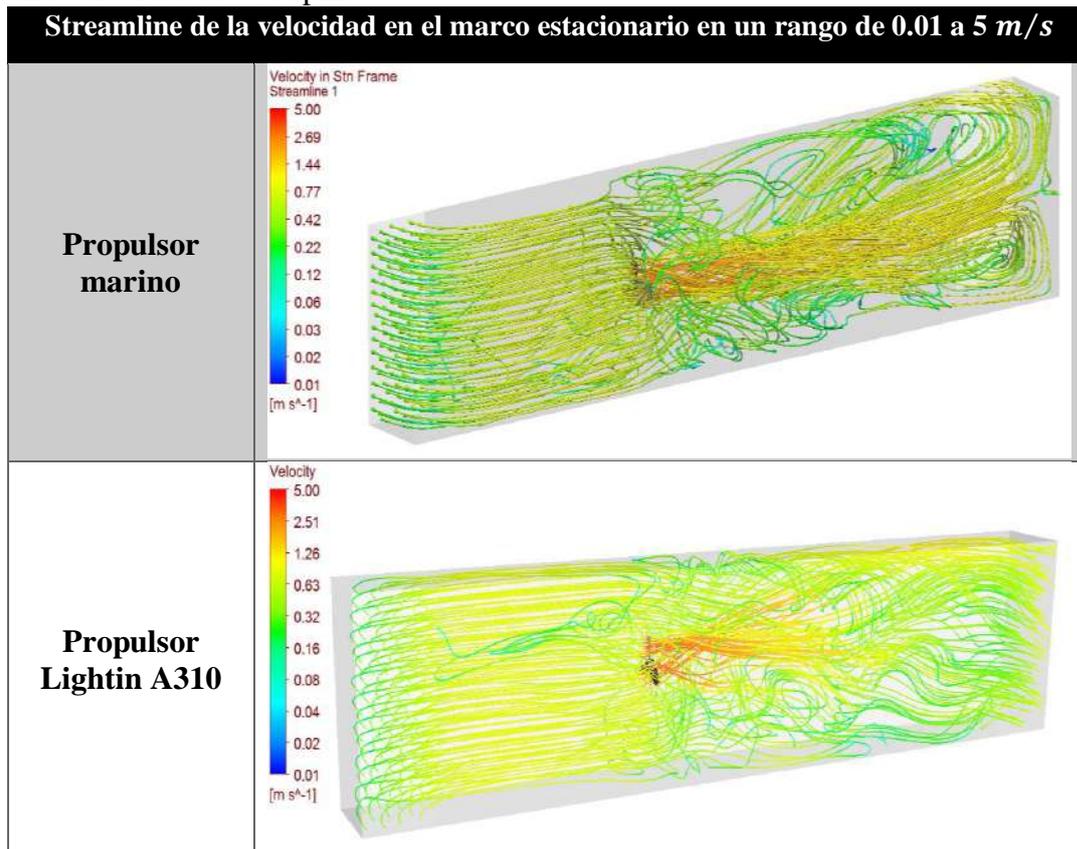
Tabla 10: Imbalance de los 3 propulsores en la etapa de parametrización (continuación).



Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

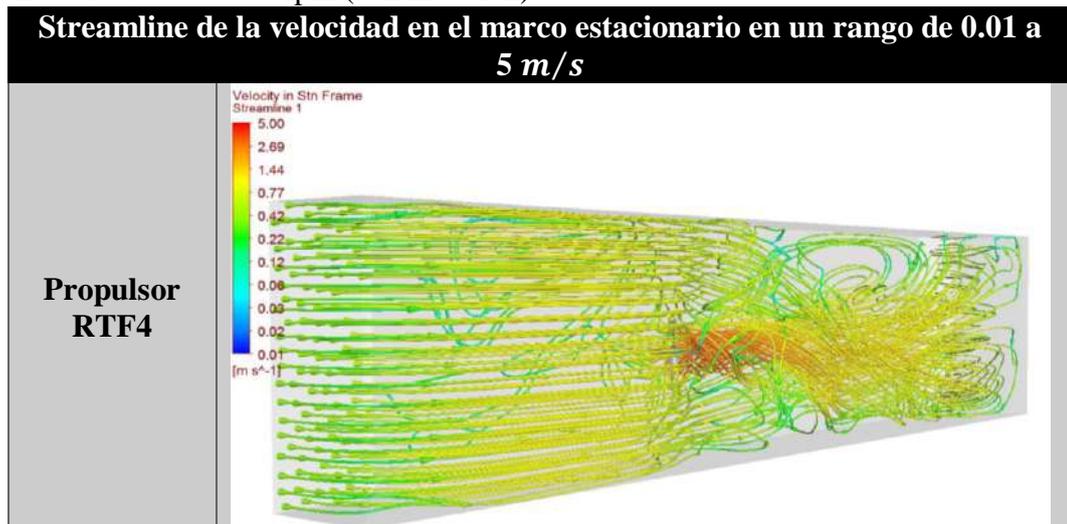
Luego, se continúan los pasos descritos en el capítulo 3, en la sección de metodología. Esto es, gráficas del comportamiento de las líneas de corriente, contorno e *isosurface*, tal y como se observan en las tablas 11, 12 y 13, resultados a 770 rpm.

Tabla 11: Líneas de corriente de los 3 propulsores en un rango de 0.01 a 5 m/s a una velocidad de 770 rpm.



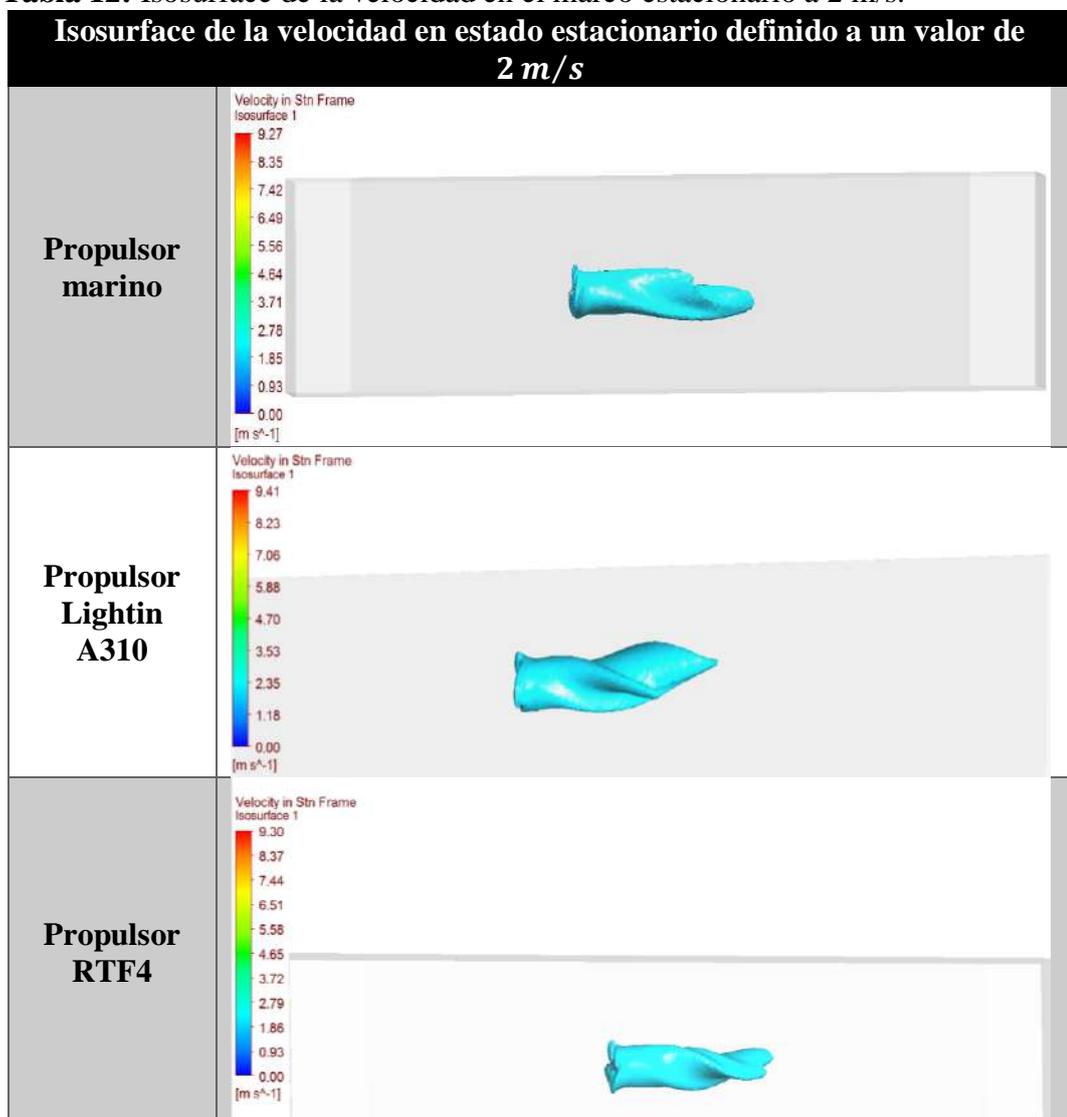
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 11: Líneas de corriente de los 3 propulsores en un rango de 0.01 a 5 m/s a una velocidad de 770 rpm (continuación).



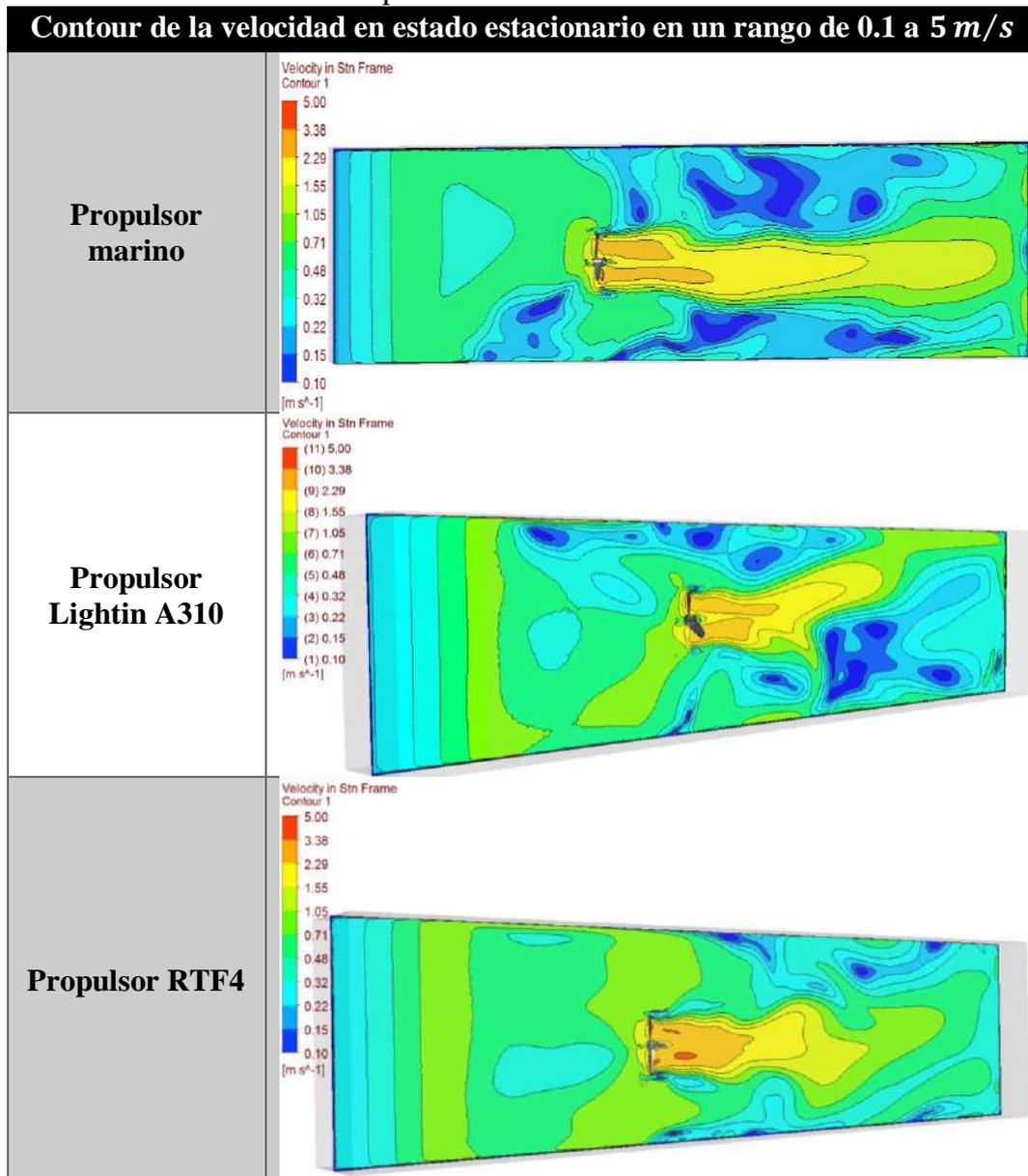
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 12: Isosurface de la velocidad en el marco estacionario a 2 m/s.



Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 13: Contour de la velocidad en el marco estacionario en un rango de 0.1 a 5 m/s a una velocidad de 770 rpm.



Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

En la etapa de parametrización se obtienen los valores de las velocidades, avance y salida, caudal y torque a distintas velocidades angulares, y es en este paso donde se tiene una idea más amplia del comportamiento del flujo del fluido debido a la presencia del propulsor.

Con estos valores calculados se procede hallar el número de potencia, número de caudal y número de Reynolds, los cuales son números adimensionales, mencionados en el capítulo 3. Además se hallan dos relaciones: número de caudal entre número de potencia (N_q/N_p) y relación caudal entre potencia (P/Q), el cual se denomina K_r .

Las fórmulas se presentan a continuación, algunas de las cuales se mencionaron en el capítulo 2, en las ecuaciones 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4.

Número de potencia:

$$N_p = \frac{P}{\rho * n^3 * D^5} \quad (4.1)$$

Número de caudal:

$$N_q = \frac{Q}{n * D^3} \quad (4.2)$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * n * D^2}{\mu} \quad (4.3)$$

Potencia:

$$P = 2\pi * n * T \quad (4.4)$$

Donde:

- Potencia del propulsor $\rightarrow P$ [W]
- Densidad de fluido $\rightarrow \rho_{agua@25^\circ C} = 997$ [kg/m³]
- Número de revoluciones $\rightarrow N$ [rev/s]
- Viscosidad dinámica del fluido $\rightarrow \mu_{agua@25^\circ C} = 0.0008899$ [Pa.s]
- Diámetro del propulsor $\rightarrow D$ [m]
- Caudal del propulsor $\rightarrow Q$ [m³/s]
- Torque del propulsor $\rightarrow T$ [J]

Con los datos obtenidos de la parametrización, se procede a construir gráficas donde se ubican los 3 propulsores, con la finalidad de comparar los resultados obtenidos. Estos resultados se muestran en la tabla A-23 de anexos.

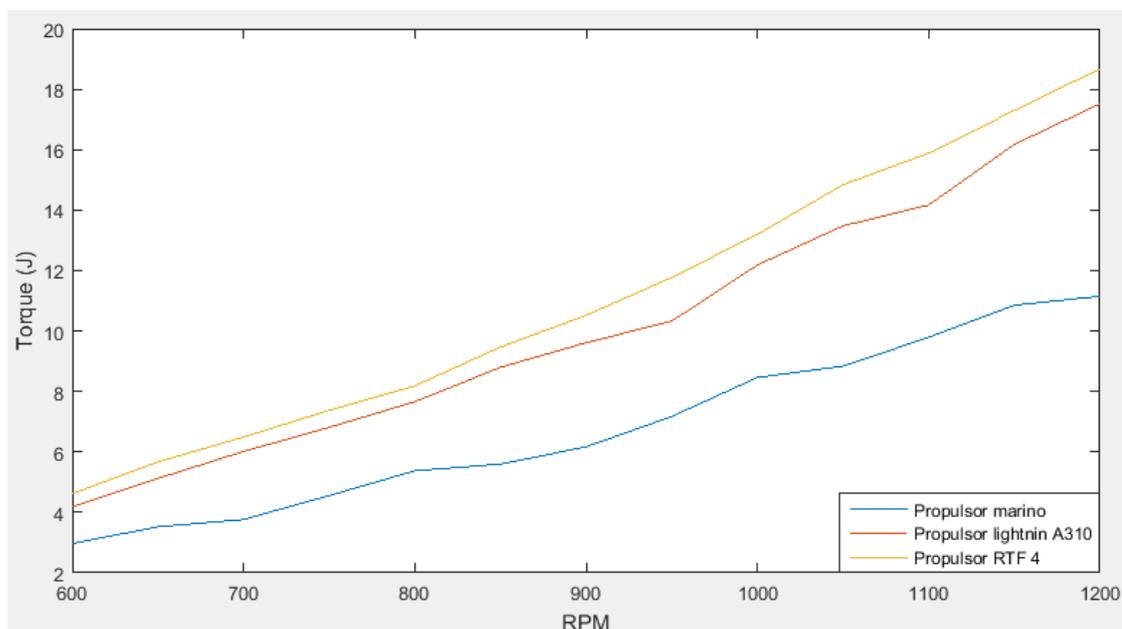


Figura 68: Gráfico comparativo, Torque vs. RPM, de los 3 propulsores.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la figura 68 se observa que el propulsor RTF4 es el que genera mayor torque y el propulsor marino es el que genera menor torque, lo cual es una ventaja. Es una ventaja porque, como se observa en la figura 69, el propulsor marino es el que consume la menor potencia de los 3 propulsores simulados. Esta potencia se encuentra relacionada con la energía eléctrica que se le debe suministrar al propulsor para que cumpla las prestaciones que el usuario requiere.

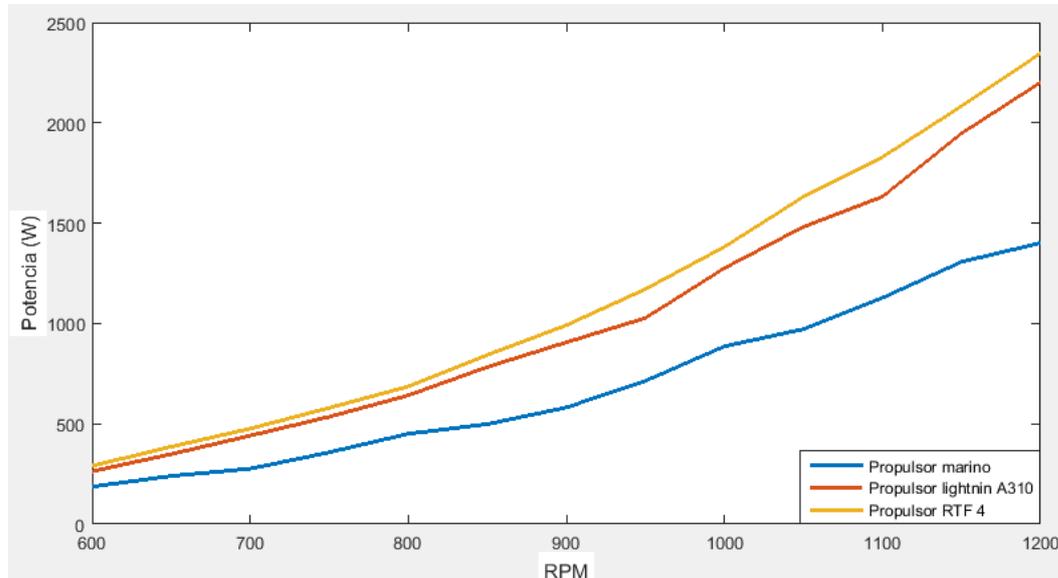


Figura 69: Gráfico comparativo, Potencia vs. RPM, de los 3 propulsores.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la figura 70 se muestra la gráfica de Kr versus revoluciones donde el propulsor marino genera unos determinados caudales a bajas potencias, por ello es que la curva superior es la de este propulsor. Los propulsores Lightnin A310 y RTF4 generan un similar caudal a una determinada potencia, por ello los valores de Kr son similares a distintas revoluciones.

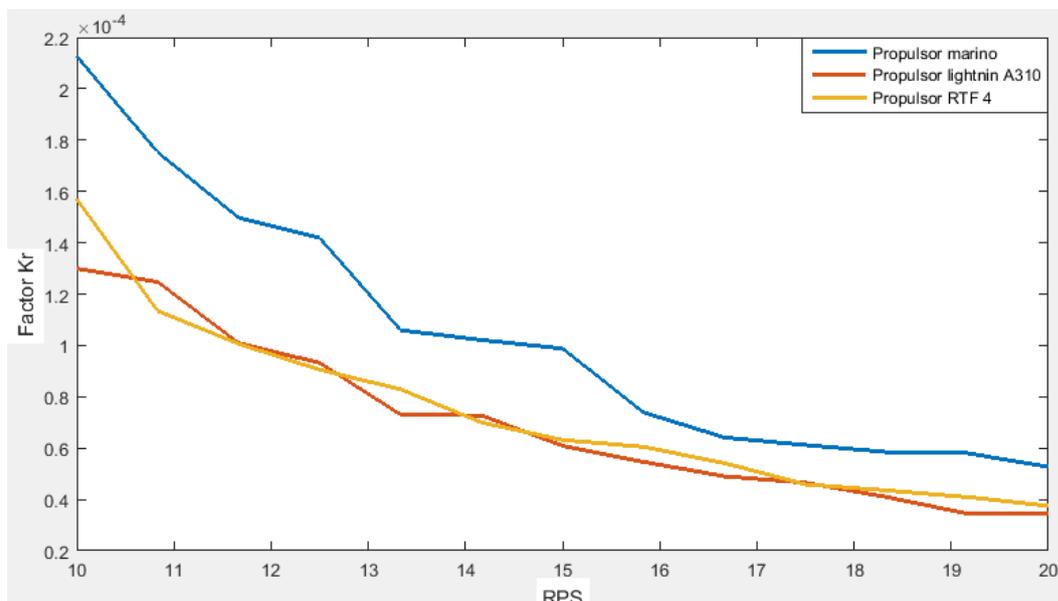


Figura 70: Gráfico comparativo, Kr vs. RPS, de los 3 propulsores.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

Para confirmar la descripción de la figura 70, se presenta la figura 71, donde se representa la gráfica caudal versus potencia para los 3 propulsores y se observa que el propulsor RTF4 es ligeramente mayor.

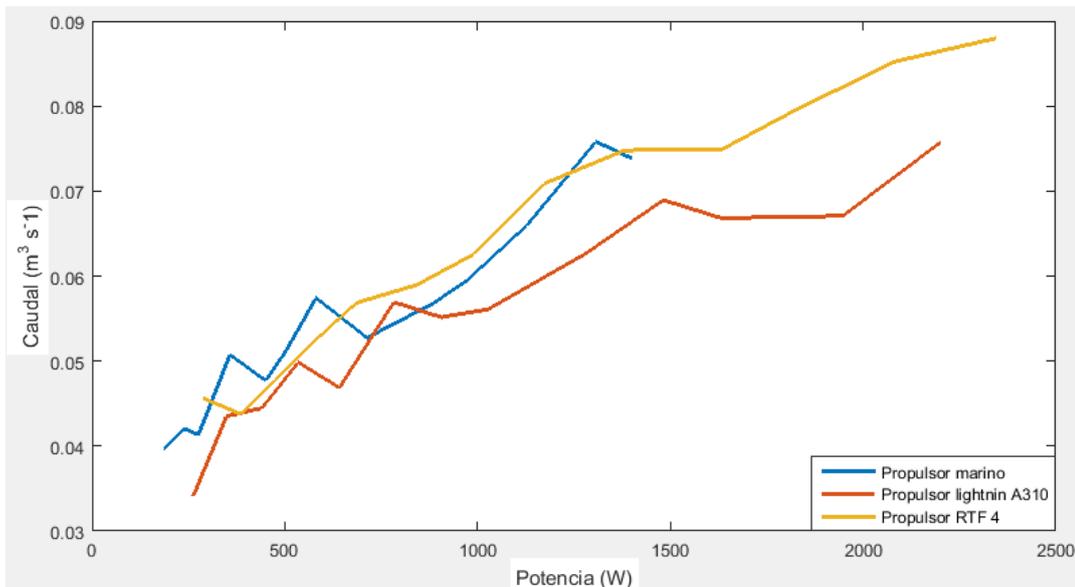


Figura 71: Gráfico comparativo, Caudal vs. Potencia, de los 3 propulsores.
Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En las figuras 72 y 73, muestran la velocidad de salida y avance de los 3 propulsores a distintas velocidades de giro. Se observa que los 3 propulsores tienen una similar velocidad de salida, pero el propulsor RTF4 es, ligeramente, mayor en comparación a los otros 2 propulsores.

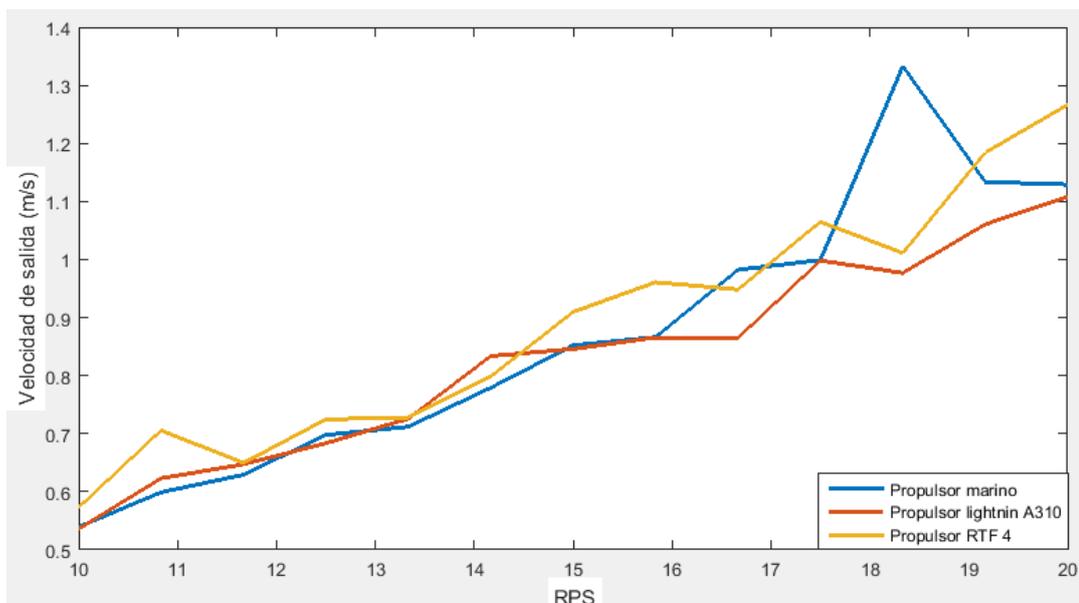


Figura 72: Gráfico comparativo de la velocidad salida vs RPS de los 3 propulsores.
Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la figura 74 se muestra la gráfica del número de potencia versus el número de Reynolds, dos números adimensionales. Este brinda una noción de cuanto potencia consume el propulsor a distintas velocidades de giro. El propulsor RTF4 muestra el mayor

valor de N_p , lo cual era de esperarse, debido a que en la figura 68, este propulsor es el que consume mayor potencia. El propulsor marino es el que tiene menor valor de número de potencia.

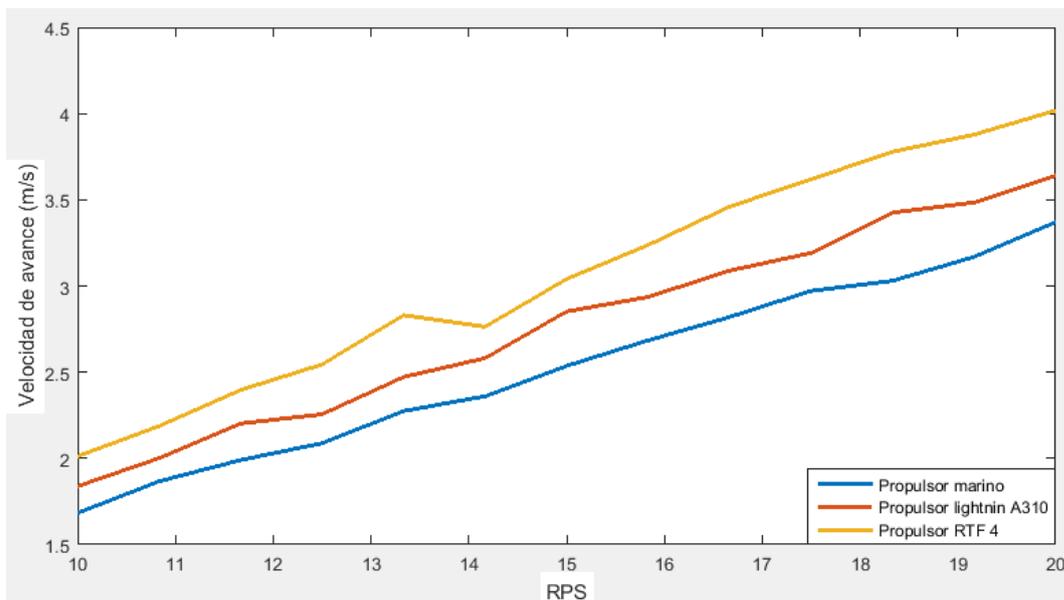


Figura 73: Gráfico comparativo, velocidad avance vs. RPS, de los 3 propulsores.
Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

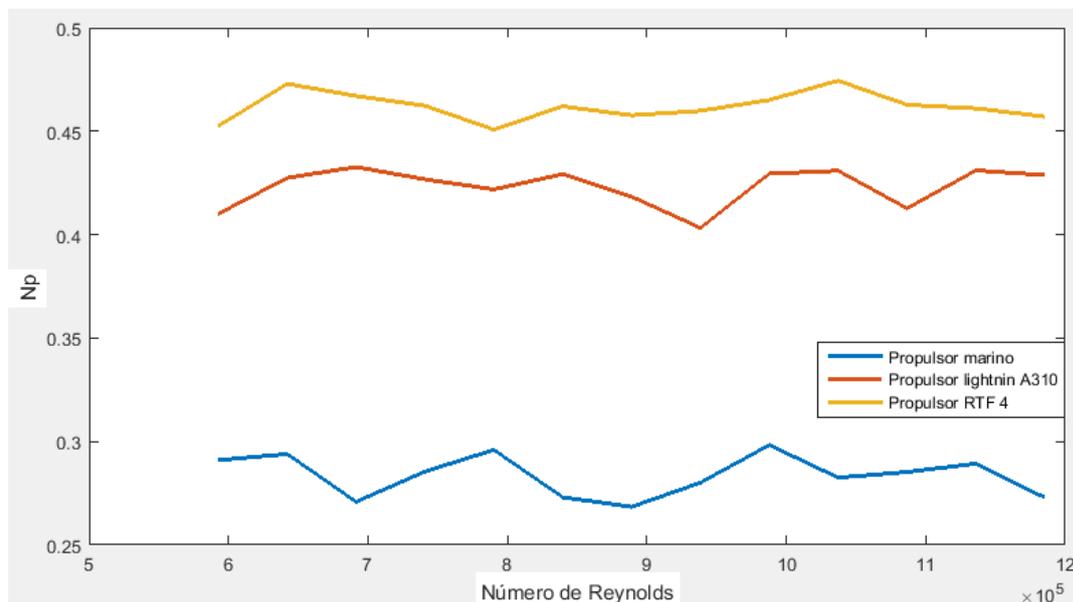


Figura 74: Gráfico comparativo, N_p vs. Re , de los 3 propulsores.
Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la figura 75 se muestra la gráfica del número de caudal versus el número de Reynolds, dos números adimensionales también. Este brinda una noción de cuanto caudal consume el propulsor a distintas velocidades de giro. El propulsor RTF4 muestra el mayor valor de N_q , esto era de esperarse debido a que en la figura 70, este propulsor es el que genera mayor caudal, y el propulsor marino es el que tiene menor valor de número de caudal.

En la figura 76 se muestra la relación N_q/N_p . Dicha relación otorga una idea de qué propulsor es el que tiene el mejor desempeño porque relaciona el caudal con la potencia. Se observa que el propulsor marino, en sus condiciones de operación, tiene mejor relación N_q/N_p que los propulsores Lightnin A310 y RTF4, los cuales tienen un desempeño similar.

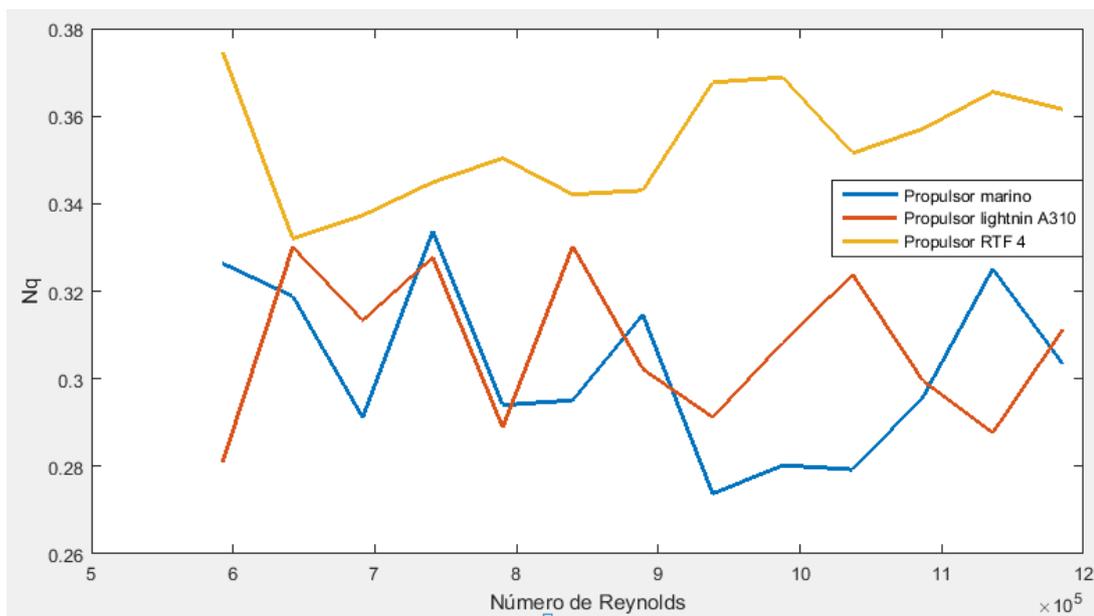


Figura 75: Gráfico comparativo, N_q vs. Re , de los 3 propulsores.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

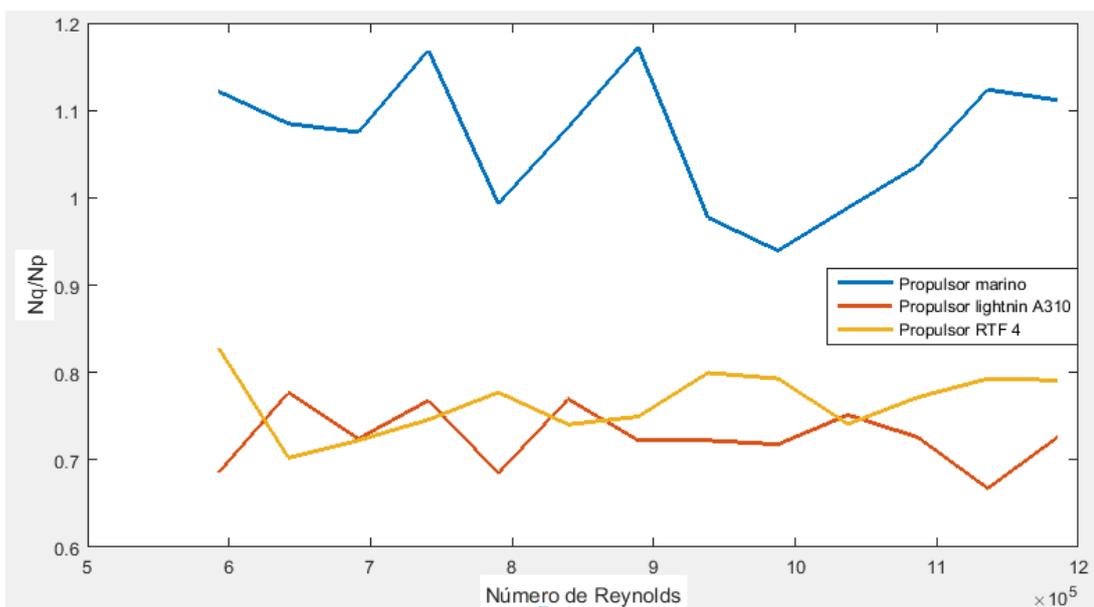


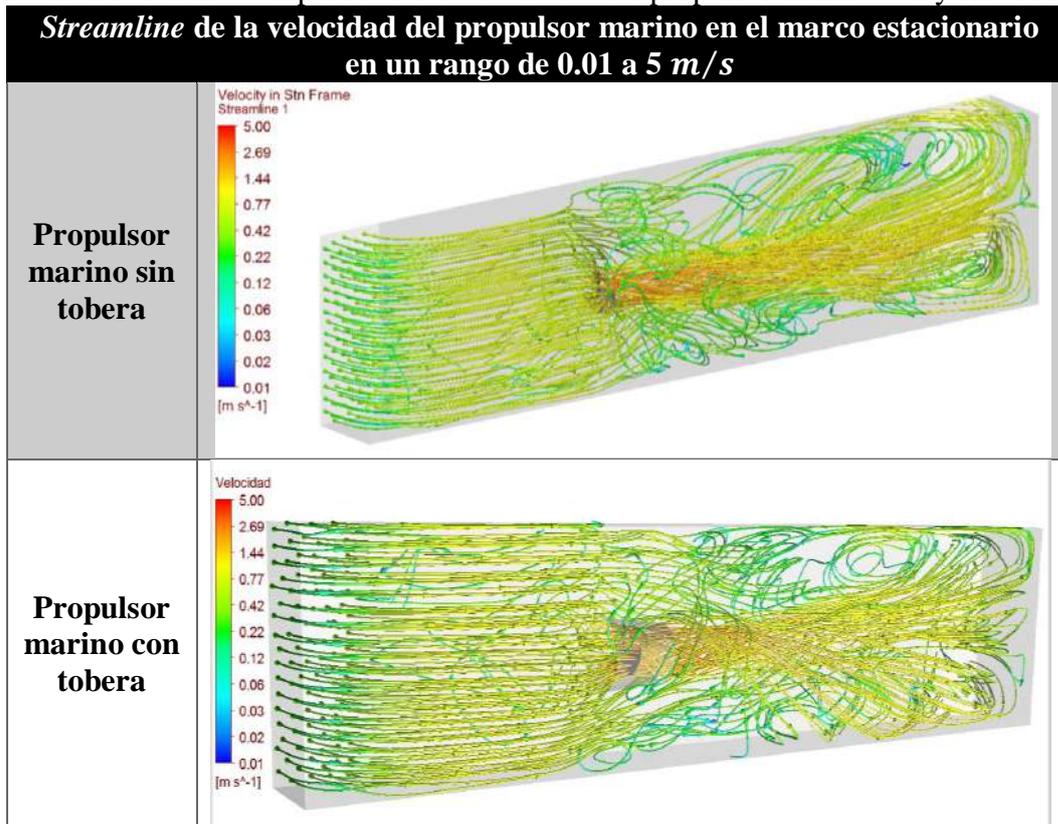
Figura 76: Gráfico comparativo, N_p/N_p vs. Re , de los 3 propulsores.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación se muestran los resultados de los propulsores con tobera a 770 rpm en cuadros comparativos con los propulsores sin tobera, con la finalidad de observar los cambios que produce la tobera en el desempeño del propulsor.

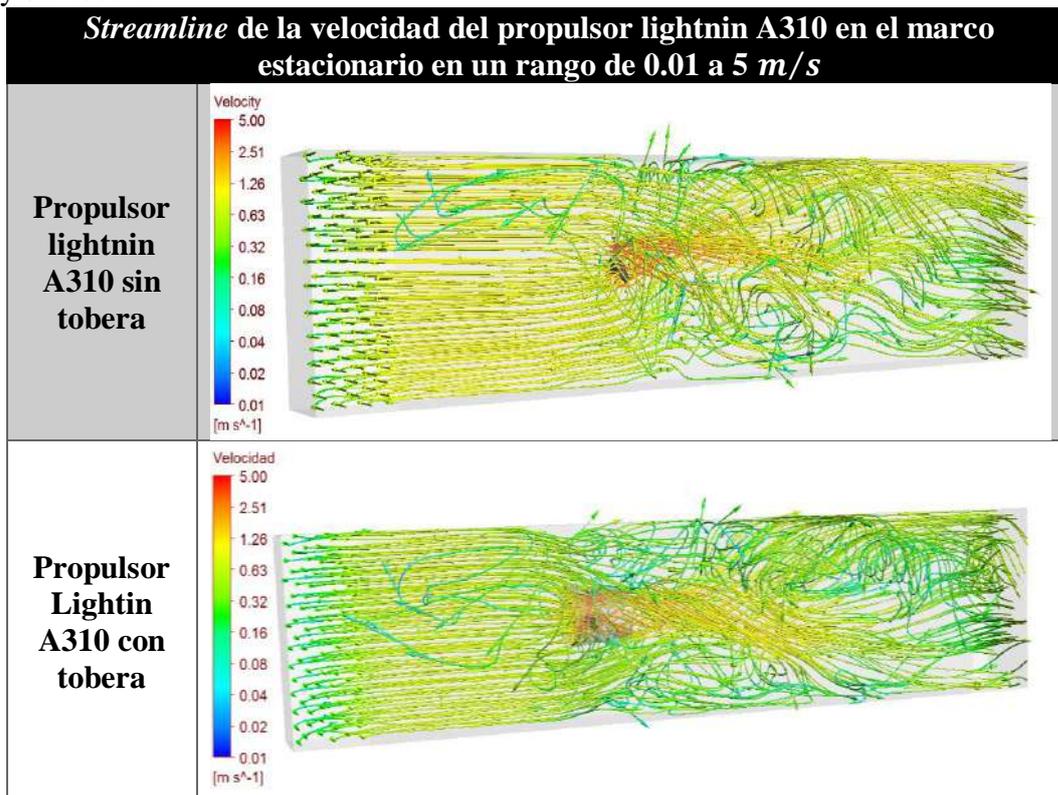
Primero se muestran los resultados gráficos para cada propulsor que la herramienta *results* de ansys brinda, los cuales son: *streamline*, *contour* y *vector*.

Tabla 14: Cuadro comparativo del *streamline* del propulsor marino con y sin tobera.



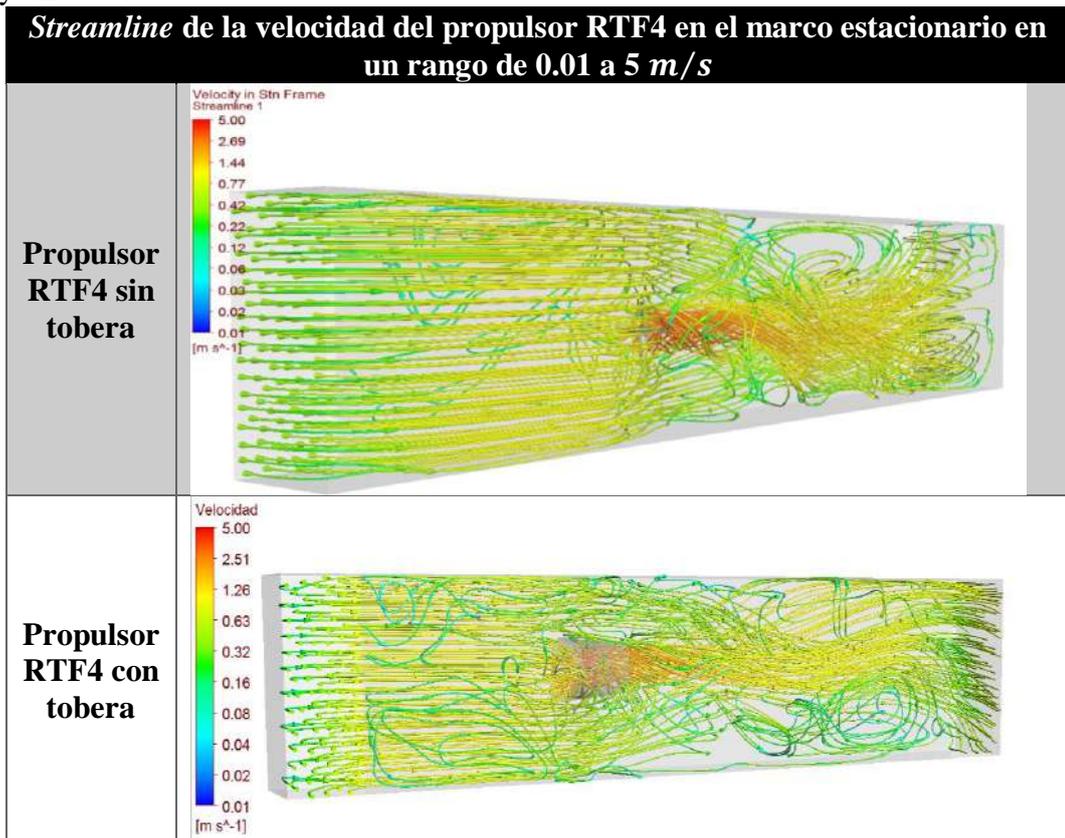
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 15: Cuadro comparativo del *streamline* del propulsor lightnin A310 con y sin tobera.



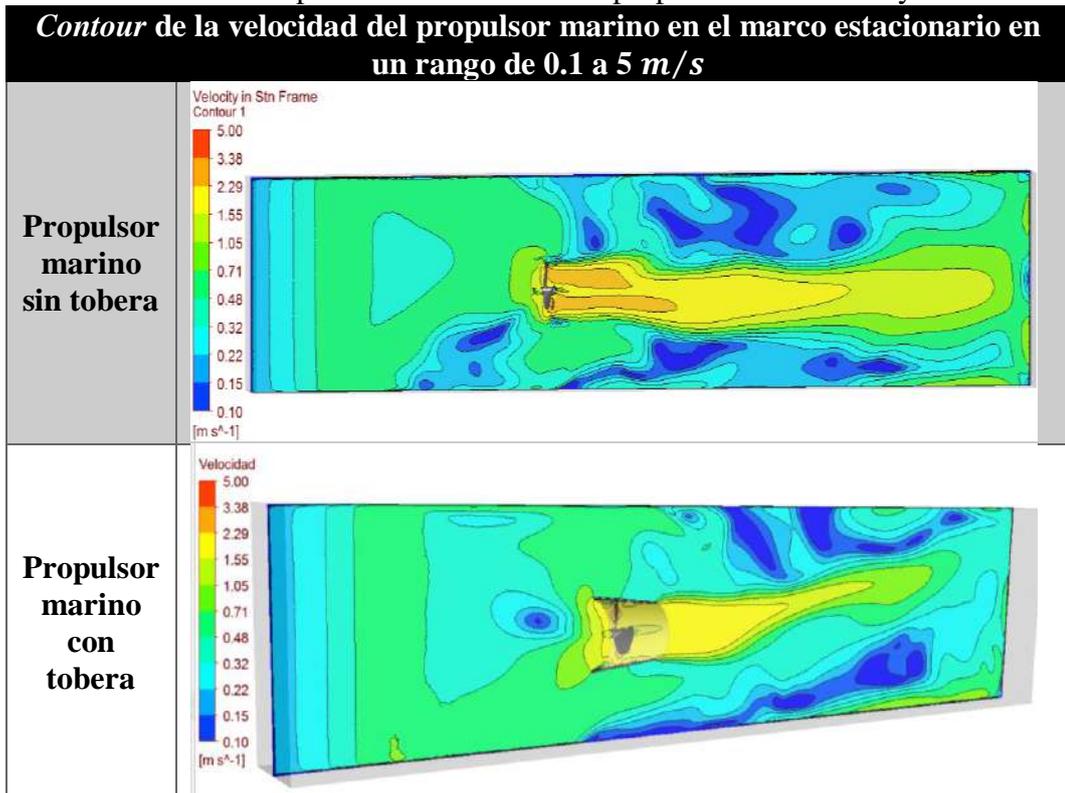
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 16: Cuadro comparativo del *streamline* del propulsor lightnin A310 con y sin tobera.



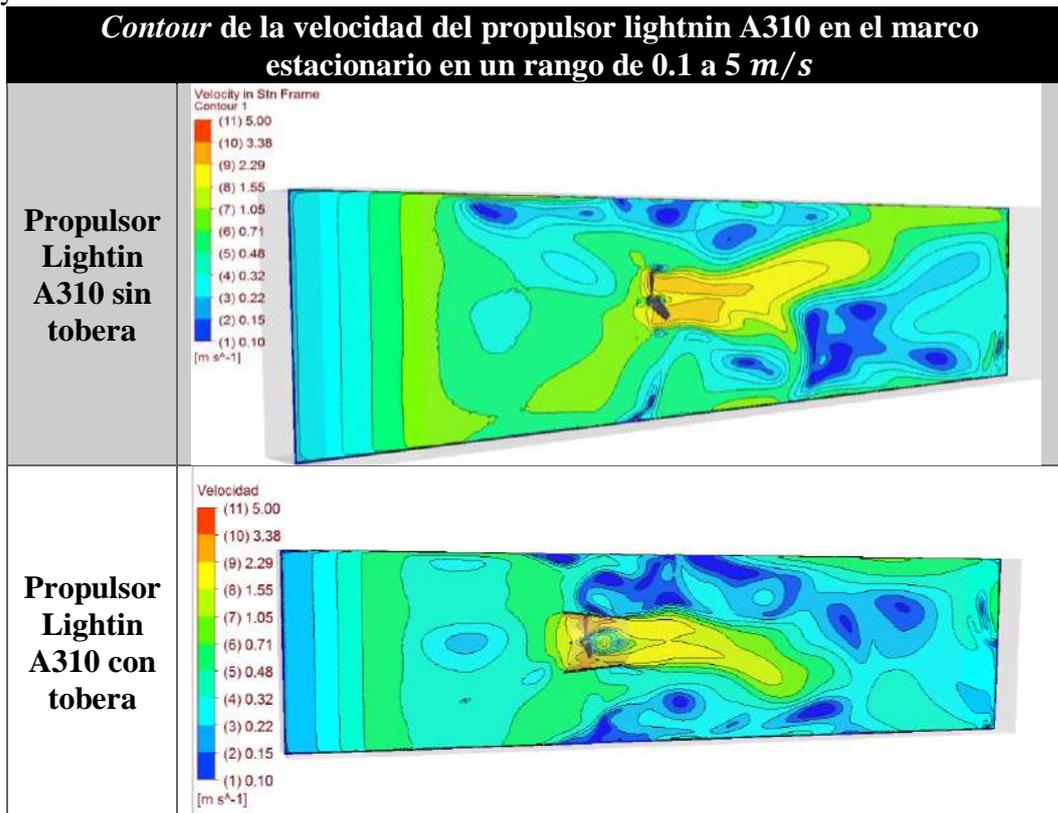
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 17: Cuadro comparativo del *contour* del propulsor marino con y sin tobera.



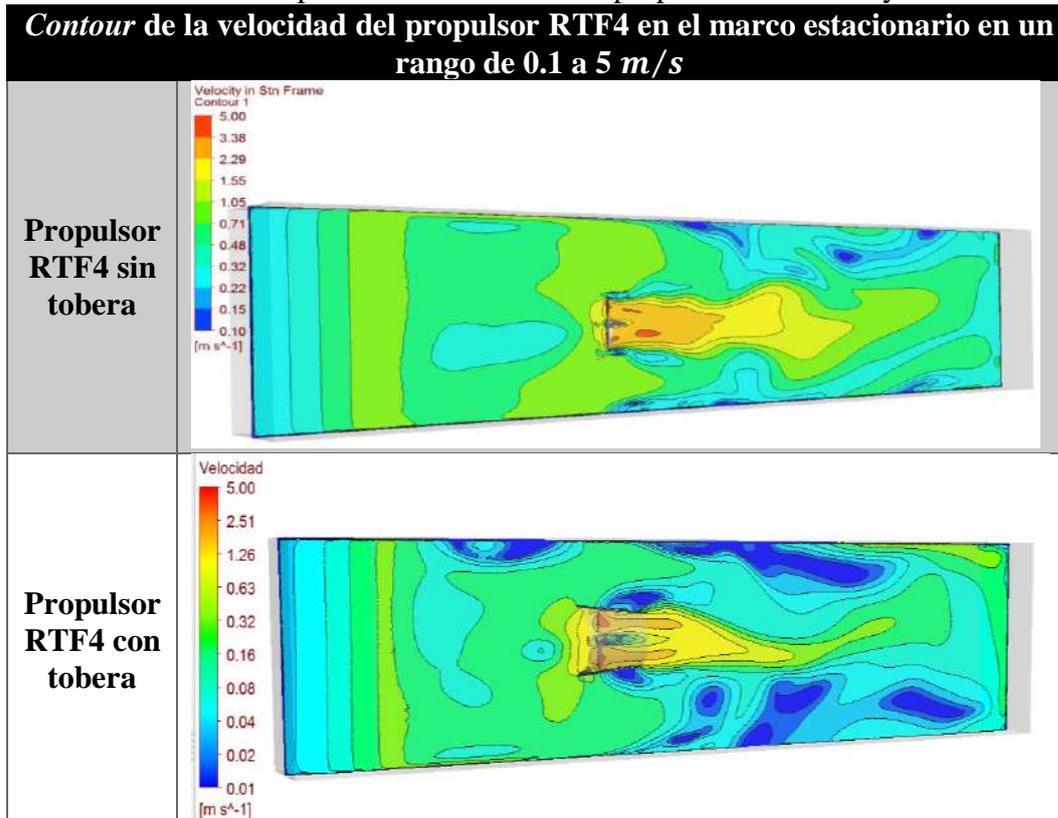
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 18: Cuadro comparativo del *contour* del propulsor lightnin A310 con y sin tobera.



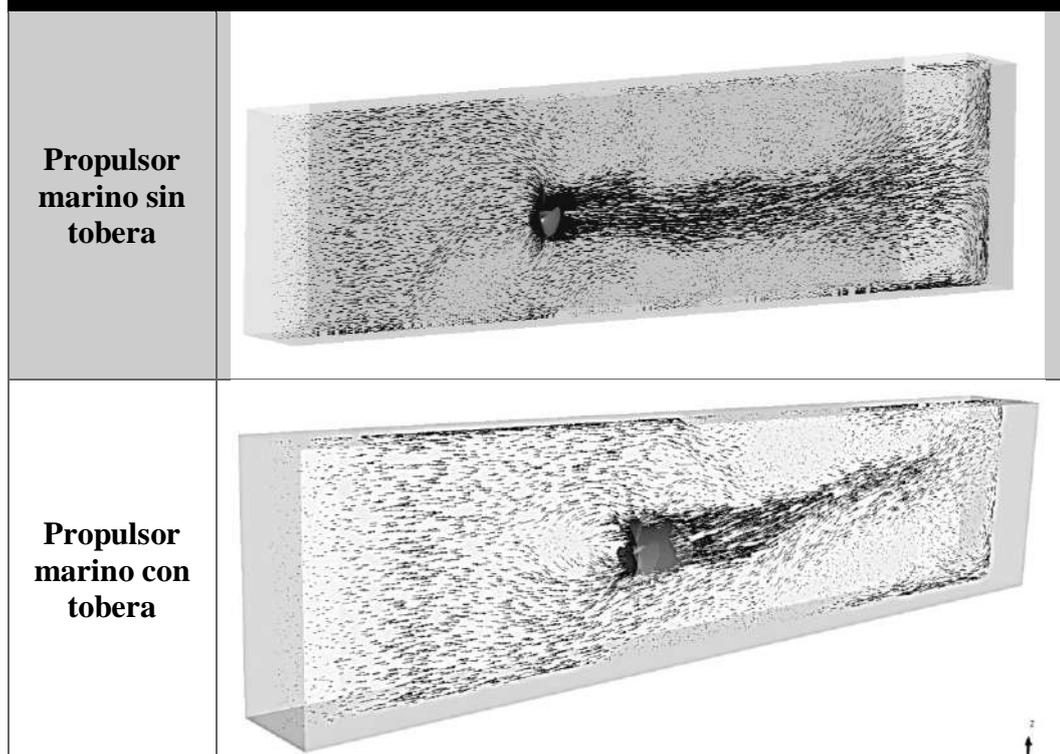
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 19: Cuadro comparativo del *contour* del propulsor RTF4 con y sin tobera.



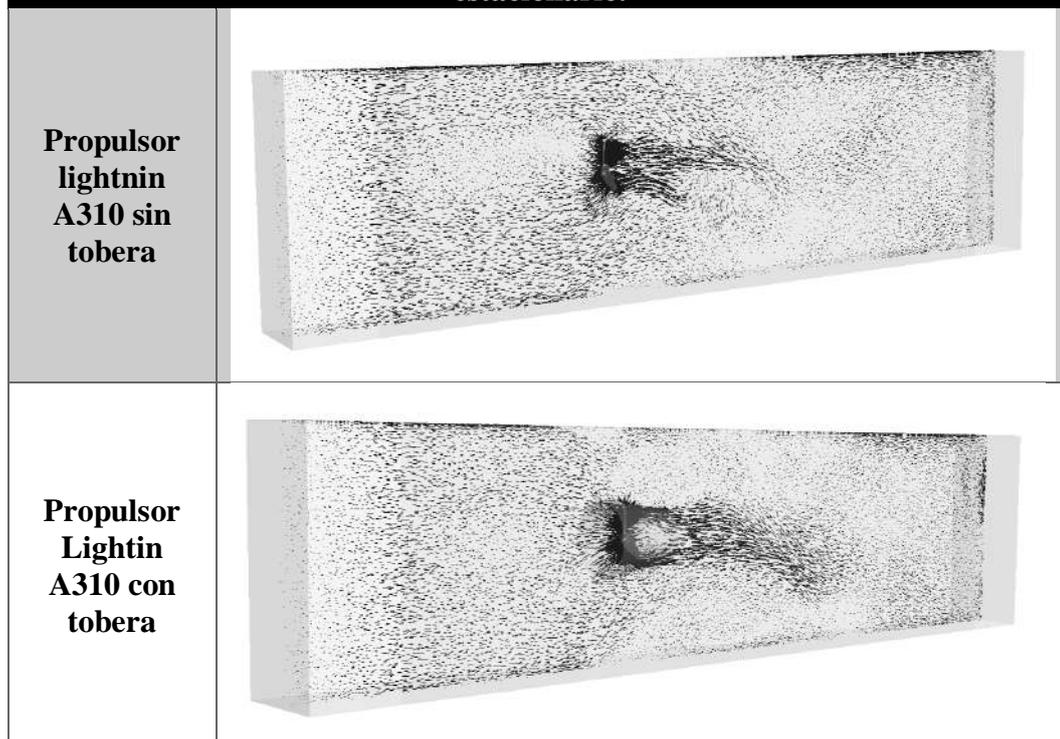
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 20: Cuadro comparativo del *vector* del propulsor marino con y sin tobera
Vector de la velocidad del propulsor marino en el marco estacionario.



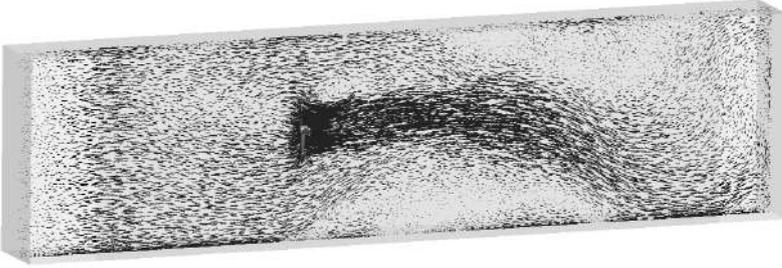
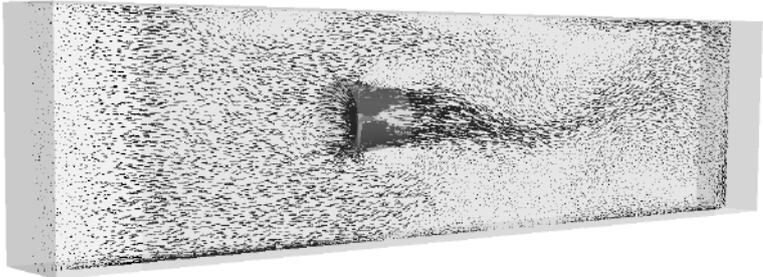
Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 21: Cuadro comparativo del *vector* del propulsor lightnin A310 con y sin tobera.
Vector de la velocidad del propulsor lightnin A310 en el marco estacionario.



Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Tabla 22: Cuadro comparativo del *vector* del propulsor RTF4 con y sin tobera.

Vector de la velocidad del propulsor RTF4 en el marco estacionario.	
Propulsor RTF4 sin tobera	
Propulsor RTF4 con tobera	

Fuente: Elaboración propia utilizando Ansys 17.0.

Luego se procede a parametrizar los propulsores con tobera como se describió en metodología del capítulo 3, inciso 3.2.6. Con los datos obtenidos en parametrización, se procede a construir gráficas donde se ubiquen los 3 propulsores con tobera y los 3 propulsores sin tobera, con la finalidad de comparar los resultados. Estos resultados se muestran en la tabla A-24 de anexos. Además, en anexos B, se muestran las figuras de las gráficas de los propulsores con tobera y sin tobera de cada parámetro.

En la Figura 77 se muestra la gráfica comparativa de la potencia de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera.

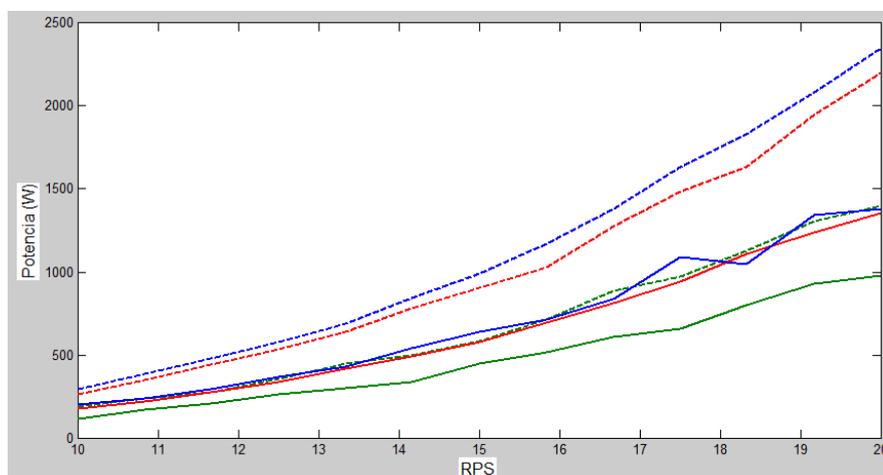


Figura 77: Gráfico comparativo, Potencia vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, — propulsor marino con tobera, --- propulsor lightning A310 sin tobera, — propulsor lightning A310 con tobera, --- propulsor RTF4 sin tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la Figura 78 se muestra la gráfica comparativa de la potencia versus caudal de los propulsores con tobera y sin tobera.

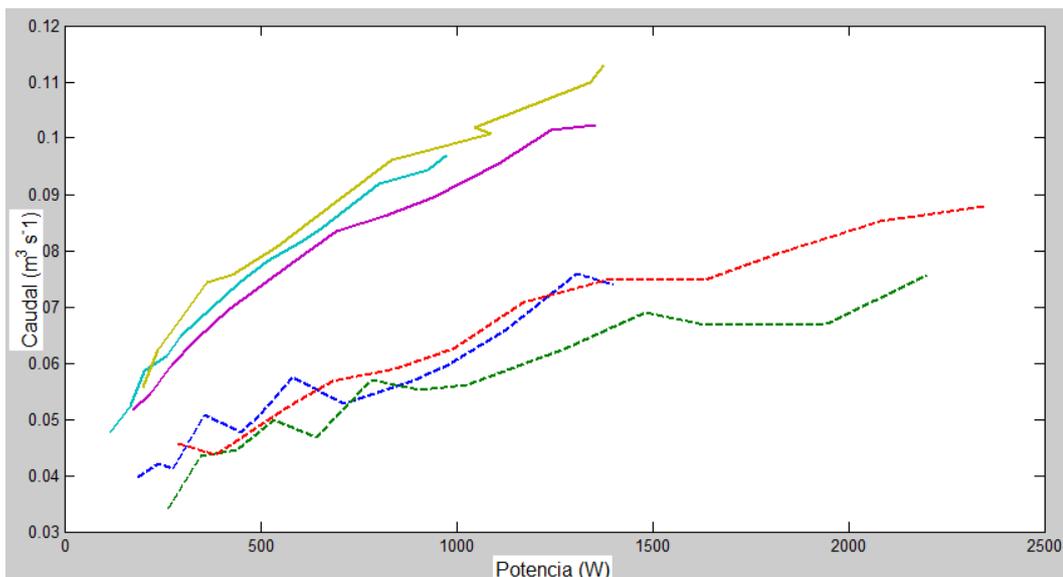


Figura 78: Gráfico comparativo, Caudal vs. Potencia, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, --- propulsor lightnin A310 sin tobera, --- propulsor RTF 4 sin tobera, — propulsor marino con tobera — propulsor lightnin A310 con tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la Figura 79 se muestra la gráfica comparativa del factor Kr versus revoluciones (rps) de los 3 propulsores con tobera y sin tobera.

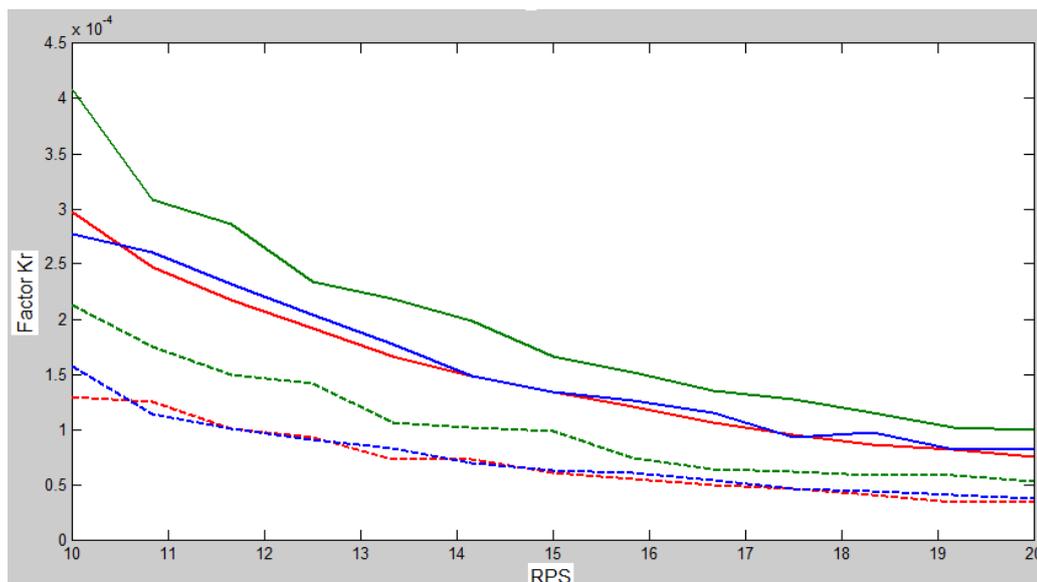


Figura 79: Gráfico comparativo, Factor Kr vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, — propulsor marino con tobera, --- propulsor lightnin A310 sin tobera, — propulsor lightnin A310 con tobera --- propulsor RTF4 sin tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la Figura 80 se muestra la gráfica comparativa del N_p versus el número de Reynolds de los 3 propulsores con tobera y sin tobera.

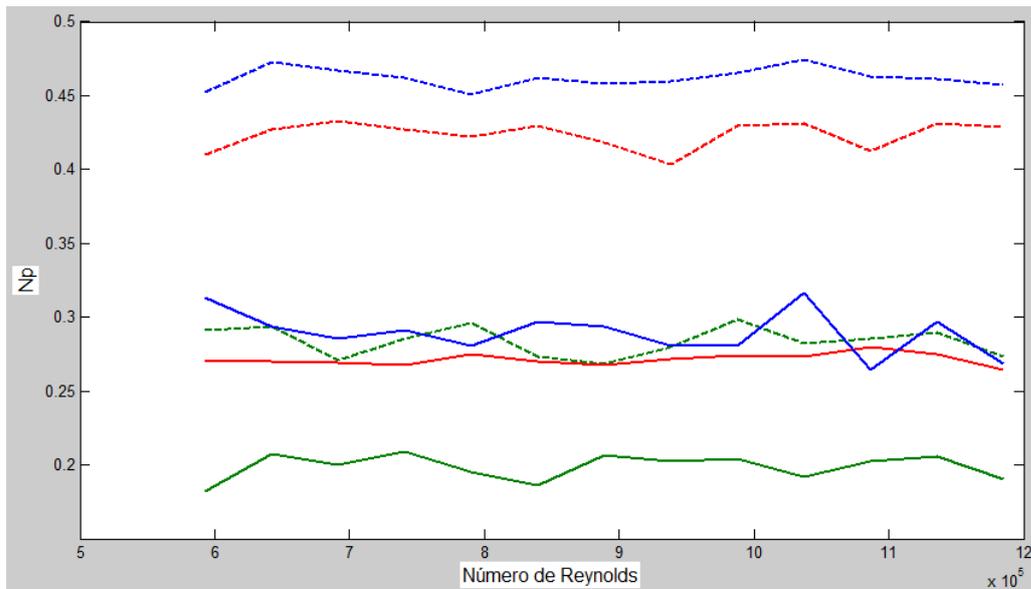


Figura 80: Gráfico comparativo, N_p vs. Número de Reynolds, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, — propulsor marino con tobera, --- propulsor lightning A310 sin tobera, — propulsor lightning A310 con tobera, --- propulsor RTF4 sin tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la Figura 81 se muestra la gráfica comparativa del N_q versus el número de Reynolds de los 3 propulsores con tobera y sin tobera.

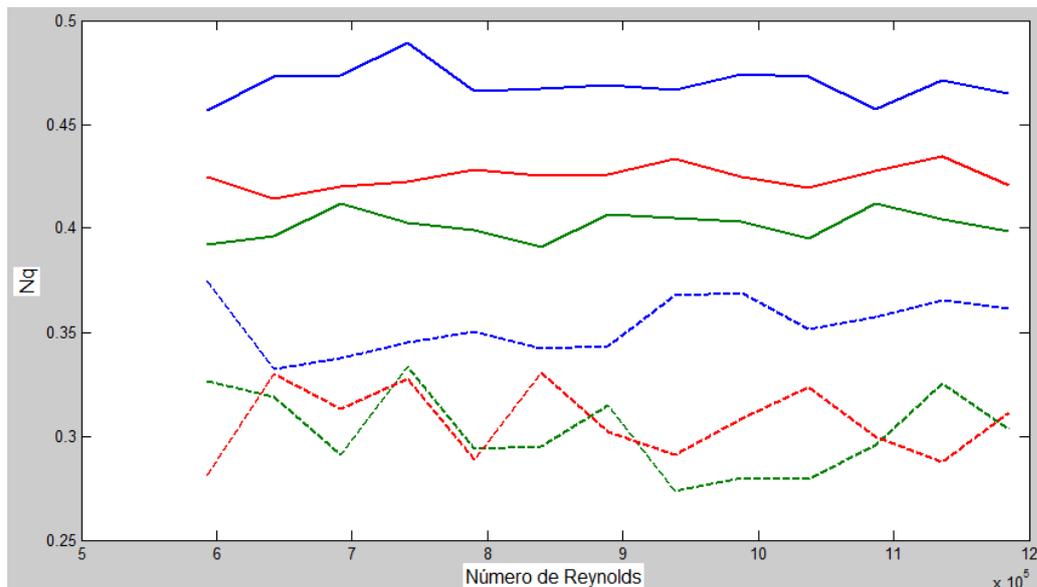


Figura 81: Gráfico comparativo, N_q vs. Número de Reynolds, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, — propulsor marino con tobera, --- propulsor lightning A310 sin tobera, — propulsor lightning A310 con tobera, --- propulsor RTF4 sin tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la Figura 82 se muestra la gráfica comparativa de la relación N_q/N_p versus el número de Reynolds de los 3 propulsores con tobera y sin tobera.

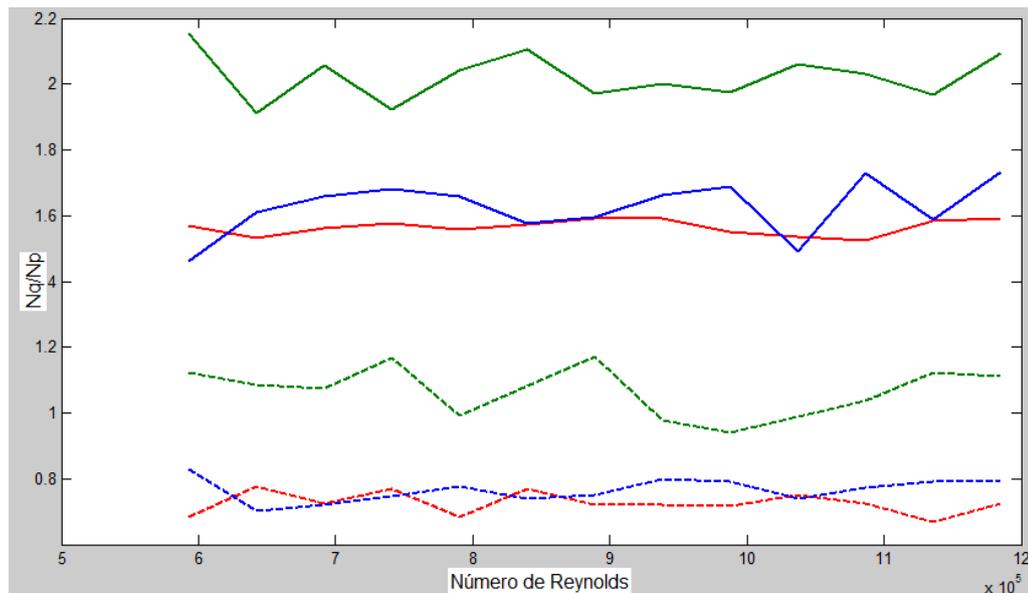


Figura 82: Gráfico comparativo, N_q/N_p vs. Número de Reynolds, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, — propulsor marino con tobera, --- propulsor lightnin A310 sin tobera, — propulsor lightnin A310 con tobera, --- propulsor RTF4 sin tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la Figura 83 se muestra la gráfica comparativa de la velocidad de avance versus revoluciones (rpm) de los 3 propulsores con tobera y sin tobera.

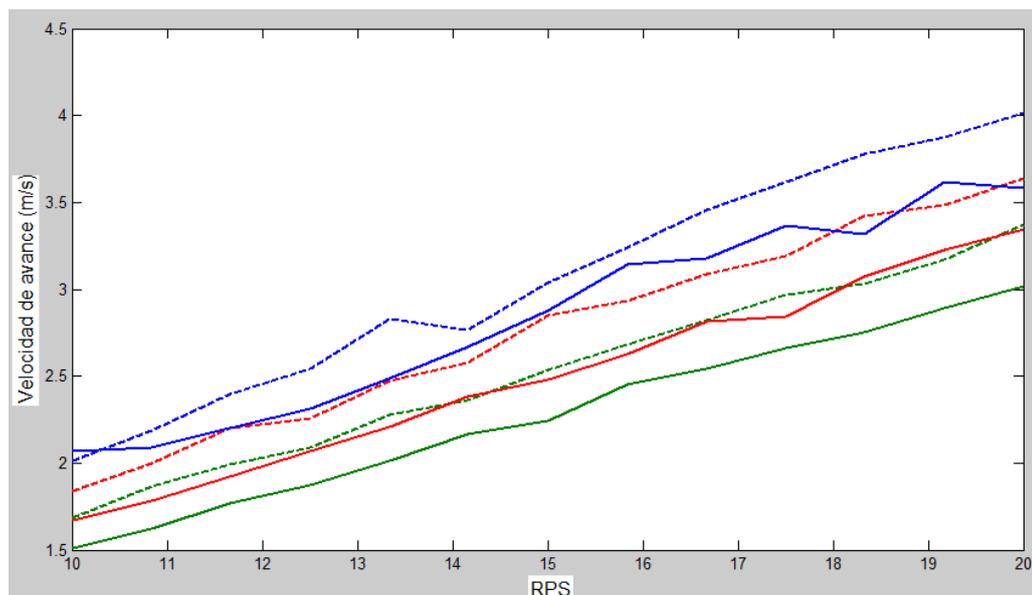


Figura 83: Gráfico comparativo, Velocidad de avance vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, — propulsor marino con tobera, --- propulsor lightnin A310 sin tobera, — propulsor lightnin A310 con tobera, --- propulsor RTF4 sin tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

En la Figura 84 se muestra la gráfica comparativa de la velocidad de salida versus revoluciones (rps) de los 3 propulsores con tobera y sin tobera.

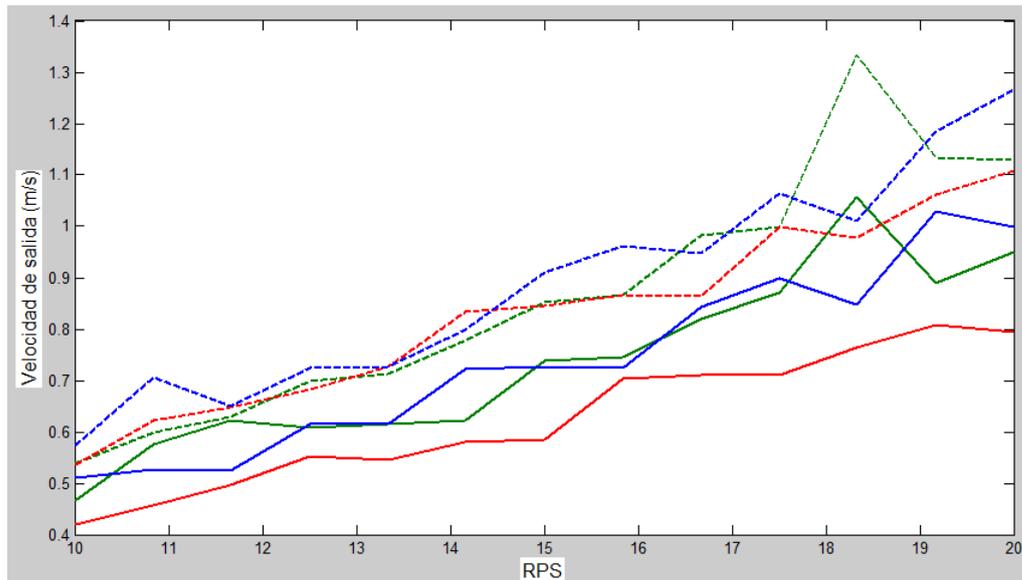


Figura 84: Gráfico comparativo, Velocidad de salida vs. RPS, de los 3 propulsores con tobera y 3 propulsores sin tobera. Leyenda: --- propulsor marino sin tobera, — propulsor marino con tobera, --- propulsor lightnin A310 sin tobera, — propulsor lightnin A310 con tobera, --- propulsor RTF4 sin tobera y — propulsor RTF4 con tobera.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

4.2 Discusión de resultados

En las gráficas de las Figuras 68 y 69 se observan las curvas de torque y potencia respectivamente versus la velocidad de giro del propulsor. El propulsor marino presenta mejor desempeño, debido a que, al generar menor torque a igualdad de revoluciones, la potencia consumida es menor, por lo tanto, en condiciones de consumo eléctrico, sería el más favorable de los tres.

También se observa que los propulsores Lightnin A310 y RTF4 tienen un comportamiento similar en cuanto a potencia, pero es notorio que a altas velocidades de giro el torque es menor en el propulsor marino. Las curvas de la Figura 70 son las mismas que las de la Figura 69 debido a que se multiplican por factores que son constantes.

La Figura 70 muestra las curvas del factor K_r versus revoluciones. El factor K_r determina cuanto caudal genera el propulsor a una determinada potencia, por lo tanto a una misma revolución se obtiene una determinada potencia y por consiguiente un determinado caudal. Esta relación, caudal – potencia es mayor para el propulsor marino, pero se observan puntos donde el propulsor RTF 4 genera un mayor caudal a la misma revolución que el propulsor marino.

Este factor es muy importante, ya que no es necesario construir las gráficas de las Figuras 68, 69 y 71 porque, el factor K_r relaciona el caudal con la potencia y son estos factores se observan en dichas figuras. Además, se puede observar en la Figura 70 que el caudal no aumenta considerablemente conforme aumenta la potencia, entonces es inadecuado realizar que estos propulsores trabajen en el rango de 1050 a 1200 rpm. En el

caso se requiera de mayor caudal, se tendría que analizar qué tan conveniente es hacerlos trabajar en este rango o si es conveniente usar otro propulsor.

Observando las curvas de las gráficas de potencia y caudal de los 3 propulsores, se puede notar que, si usa el propulsor marino a 900 rpm, los parámetros de potencia y caudal son similares a los del propulsor RTF4 a 750 rpm. Aplicando este análisis, se observa que los resultados son proporcionales dependiendo de la velocidad en que giren, es decir, los parámetros calculados de un propulsor a una determinada velocidad de giro serán similares a los parámetros calculados de los otros dos propulsores a una menor o mayor velocidad de giro.

En las Figuras 72 y 73 el propulsor RTF 4 genera mayor velocidad de avance y, ligeramente, mayor velocidad de salida a comparación de los otros propulsores. En consecuencia, la potencia que consume es mayor a comparación de los otros dos propulsores girando la misma velocidad. Proporcionalmente, el caudal es mayor, debido a que a mayor velocidad, mayor caudal, y esto se demuestra mediante la fórmula del caudal: $Q = VA$, donde V es la velocidad y A es el área del propulsor.

En las Figuras 74 y 75, el propulsor marino es el que tiene mejor comportamiento. Los parámetros N_p y N_q son muy importantes, ya que determinan la eficiencia de un propulsor. Estos valores deben ser constantes conforme incrementa la velocidad de giro. Por ejemplo, en el caso del número adimensional N_p , conforme aumenta la velocidad de giro, la potencia también aumenta, y como los demás parámetros son constantes (diámetro y densidad), la relación debe mantenerse constante, a pesar de que la velocidad de giro este elevado al cubo.

El propulsor marino tiene el N_p más bajo en comparación a los otros dos propulsores, y aunque el N_q no sea el mayor, la gran diferencia del N_p compensa la pequeña diferencia del N_q en cuanto al N_q del lightnin A310 y RTF4.

En la Figura 76 se observa la relación N_q/N_p versus número de Reynolds de los 3 propulsores. El propulsor marino tiene una amplia ventaja frente a los propulsores lightnin A310 y RTF4, ya que presenta una alta relación, lo cual es muy importante al momento de decidir qué propulsor utilizar. Después, entre el propulsor lightnin A310 y RTF 4, se selecciona el RTF 4, ya que al consumir, ligeramente, más potencia que el lightnin A310, este brinda mejor desempeño lo que compensa ese pequeño consumo adicional.

Esta tesis se basa en el análisis de las prestaciones fluidodinámicas de 3 propulsores, pero en una visión general, esta tesis se ubica inmerso de un proyecto del fruto el mango, en el cual se busca mejorar la tasa de transferencia de calor con fines de exportación. Una mejora en la tasa de transferencia de calor implica un aumento de velocidad del flujo del fluido, y es aquí donde radica la importancia de este análisis.

A una mayor velocidad se obtendrá una mayor tasa de transferencia de calor, debido a que el número adimensional de Nusselt se halla, directamente, relacionado con el número de Reynolds, por lo tanto a mayor velocidad se obtendrá un mayor número de Reynolds. Entonces, entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección y por lo tanto más eficaz la tasa de transferencia de calor.

Analizando los resultados obtenidos de estos 3 propulsores, se concluye que no es lo que se esperaba, por lo que se decide adicionar una tobera. Esta tobera debe incluir al propulsor y debe mantener una holgura entre el propulsor y la tobera.

Las gráficas de las Figuras 77 al 84, propulsores con tobera, muestran una considerable mejora. En promedio, existe una mejora del 35% de cada parámetro calculado, lo que conduce a buenos resultados. Se obtiene una potencia en un 40% menor que los propulsores sin tobera, lo que conlleva a valores bajos de número de potencia y relaciones N_q/N_p mayores.

Se obtiene un mayor caudal de la simulación de propulsores con tobera que los propulsores sin tobera, obteniéndose factores K_r mayores. En general, se obtienen resultados prometedores. Comparando los resultados obtenidos de los propulsores con tobera, el propulsor marino continúa conservando la ventaja, mejor desempeño, frente a los propulsores lightning A310 y RTF4.

Se observa, desde la tabla 14 hasta la 22, un mejor control del flujo, es decir, un flujo direccionado por efecto de la tobera. Con las mejoras se concluye que el rendimiento de los propulsores con tobera es mayor en comparación de los propulsores sin tobera

Conclusiones y recomendaciones

- Observando los resultados de la simulación de los propulsores sin tobera, se concluye que el propulsor marino es el que tiene el mejor desempeño de los 3 propulsores. Su relación Nq/Np es la mayor, el promedio es de 1.07 a distintas velocidades de giro con lo cual, el caudal que brinda es proporcional a medida que aumenta su velocidad de giro. Esto se puede observar en la gráfica de la Figura 71.
- Los propulsores lightning A310 y RTF4 sin tobera, con valores de Nq/Np 0.73 y 0.77, respectivamente, aunque brindan mayor caudal y velocidad de avance y salida que el propulsor marino, no presentan un desempeño destacable, debido a que; conforme aumenta la velocidad de giro; la relación potencia-caudal no lo hace de la misma forma, no de manera proporcional.
- En circunstancias, donde se requiera de velocidades elevadas, el propulsor RTF4 sería una opción a escoger, debido a que es la mayor de los 3 propulsores sin tobera, aunque primero sería conveniente relacionar la potencia consumida por el propulsor con el gasto económico que genera, para tener de conocimiento si es rentable.
- Los propulsores con tobera presentan una mejora considerable frente a los propulsores sin tobera. Los valores de Nq/Np promedio de los propulsores marino, lightning A310 y RTF4 son: 2.022, 1.565 y 1.626, respectivamente. Analizando dichos valores, se observa que es, aproximadamente, el doble en comparación de los propulsores sin tobera, siendo una mejora a considerar en el sistema de propulsión del fluido en el sistema híbrido con el que cuenta la empresa BioFruit SAC.
- Los valores de caudal y potencia disminuyen en promedio un 25% y 35%, respectivamente, lo cual impacta fuertemente en un ahorro económico de la empresa y un beneficio directo para la mejora de la transferencia de calor. Esto debido a que, seleccionando un valor de caudal y dividiéndola entre el área de salida de la tobera resulta en un aumento de la velocidad en comparación a los propulsores sin tobera.
- Con un aumento de la velocidad del flujo del fluido se logra aumentar la tasa de transferencia de calor y por consiguiente, disminuir los tiempos de procesamiento hidrotérmico del mango.
- De los propulsores simulados con tobera, el que presenta el mejor desempeño continua siendo el propulsor marino, por ello este propulsor se convierte en el más eficiente en cumplir su función en conjunto con la tobera.

- Los resultados de las velocidades de salida y avance de los propulsores con tobera no son resultados muestreados a la salida de la tobera, sino a la salida de la región de análisis del propulsor.
- Se recomienda que, para conseguir resultados con mayor grado de precisión y por ende, menor porcentaje de error, es conveniente crear el mallado del canal y de los propulsores. Con la finalidad de conseguir un flujo totalmente perpendicular al elemento de la malla. Con ello, se obtendría curvas de potencia y caudal más uniformes, sin cambios bruscos, en las simulaciones.

Bibliografía

- Carlton, J. (2007). *Marine Propeller and Propulsion* (Vol. Segunda Edición). Gran Bretaña: MPG Books Ltd.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de fluidos - fundamentos y aplicaciones*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- CFD. (s.f.). Obtenido de <http://cfd2012.com/ansys-design-modeler-boolean-operations.html>
- Dixon, S. L. (2005). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (Vol. 5ta edición). Liverpool: Butterworth-Heinemann.
- DLC S.A. *Tratamiento de aguas*. (s.f.). Obtenido de <https://www.dlc.cl/wp-content/themes/dlc/archivos/mezcladores.pdf>
- Equipment, C. A. (s.f.). Chemical Plant & Engineering Pty Ltd. *Designer and Manufacturer of Process Agitation Equipment*.
- Fernández, D. M. (21 de marzo de 2013). *Hélices con tobera*. Obtenido de <http://www.atmosferis.com/helices-con-tobera/>
- Fernandez, M. C. (s.f.). *Servicios Informáticos U.C.M.* Obtenido de Apoyo a Investigacion y Docencia: <http://pendientedemigraciones.ucm.es/centros/cont/descargas/documento11541.pdf>
- Hernández, Á. M. (2014). *Hélices y timones de maniobra*. San Cristobal de La Laguna.
- Inc., A. (2015). *Ansys CFX-Pre User's guide*. Canonsburg.
- mindsas.com. (2017). *OPTIMIZACION DE PROCESOS Y TECNOLOGIA S.A.S.* Obtenido de <http://equipos.opt-ing.com/el-mundo-de-la-agitaci%C3%B3n/26-tipos-agitadores>

- Olivares, R. L. (Octubre de 2015). Modelación numérica del proceso de transferencia de calor en intercambiadores de calor abiertos utilizados en la industria panelera. Piura, Piura, Perú.
- Paul, E. L., Atiemo-Obeng, V. A., & Kresta, S. M. (2004). *Handbook of industrial Mixing Science and Practice*. New Jersey: JOHN WILEY & SONS, INC., PUBLICATION.
- Saavedra, R. (2016). *Separatas de balance de masa y energía*. Piura.
- SPX. (s.f.). Lightnin Mixers - General Overview.

Anexos

Anexo A: Tablas

A continuación, se presentan las tablas con los valores calculados por ansys de los propulsores sin tobera y luego de los propulsores con tobera. De estas tablas se construyen las gráficas de los parámetros deseados de cada propulsor para luego, generar un análisis comparativo. La tabla A-23, muestra los resultados de los propulsores sin tobera

Tabla 23: Parámetros deseados de cada propulsor sin tobera obtenidos de la etapa de parametrización.

DP	Revoluciones		Torque (J)			Potencia (W)		
	RPM	RPS	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	600	10.00	2.971	4.187	4.62	186.7	263.1	290.4
2	650	10.83	3.523	5.123	5.67	239.8	348.7	385.8
3	700	11.67	3.765	6.015	6.49	276	440.9	475.9
4	750	12.50	4.555	6.810	7.38	357.8	534.9	579.5
5	800	13.33	5.373	7.65	8.18	450.2	641.7	685.7
6	850	14.17	5.597	8.797	9.47	498.2	783.1	842.9
7	900	15.00	6.167	9.617	10.52	581.3	906.1	991.2
8	950	15.83	7.172	10.325	11.77	713.5	1027.2	1171.3
9	1000	16.67	8.462	12.183	13.19	886.2	1275.9	1381.8
10	1050	17.50	8.837	13.477	14.83	971.7	1481.9	1631.6
11	1100	18.33	9.792	14.167	15.89	1128	1632	1829.9
12	1150	19.17	10.854	16.172	17.29	1307.2	1947.6	2083.1
13	1200	20.00	11.148	17.516	18.67	1401.0	2201.2	2346.4

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 23: Parámetros deseados de cada propulsor sin tobera obtenidos de la etapa de parametrización (continuación).

DP	Revoluciones		Velocidad de avance (m/s)			Velocidad de salida (m/s)		
	RPM	RPS	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	600	10.00	1.683	1.838	2.012	0.54	0.536	0.573
2	650	10.83	1.867	2.00	2.19	0.6	0.623	0.706
3	700	11.67	1.990	2.202	2.397	0.63	0.65	0.65
4	750	12.50	2.088	2.256	2.545	0.698	0.683	0.725
5	800	13.33	2.275	2.472	2.831	0.714	0.726	0.728
6	850	14.17	2.360	2.581	2.764	0.779	0.834	0.8
7	900	15.00	2.536	2.852	3.040	0.852	0.846	0.91
8	950	15.83	2.684	2.936	3.238	0.866	0.866	0.961
9	1000	16.67	2.82	3.088	3.460	0.982	0.865	0.948
10	1050	17.50	2.972	3.191	3.619	0.999	0.998	1.065
11	1100	18.33	3.030	3.425	3.779	1.333	0.977	1.011
12	1150	19.17	3.169	3.485	3.878	1.134	1.061	1.184
13	1200	20.00	3.371	3.640	4.018	1.129	1.108	1.267

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 23: Parámetros deseados de cada propulsor sin tobera obtenidos de la etapa de parametrización (continuación).

DP	Número de Reynolds	Caudal (m ³ /s)			Kr		
		Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	5.93E+05	0.0397	0.0342	0.0459	2.13E-04	1.30E-04	1.57E-04
2	6.42E+05	0.0421	0.0435	0.0438	1.75E-04	1.25E-04	1.13E-04
3	6.91E+05	0.0413	0.0445	0.0479	1.50E-04	1.01E-04	1.01E-04
4	7.41E+05	0.0508	0.0498	0.0525	1.42E-04	9.32E-05	9.05E-05
5	7.90E+05	0.0477	0.0469	0.0568	1.06E-04	7.30E-05	8.29E-05
6	8.40E+05	0.0509	0.057	0.059	1.02E-04	7.27E-05	7.00E-05
7	8.89E+05	0.0574	0.0552	0.0626	9.88E-05	6.09E-05	6.32E-05
8	9.38E+05	0.0527	0.0561	0.0708	7.39E-05	5.46E-05	6.05E-05
9	9.88E+05	0.0568	0.0625	0.0748	6.41E-05	4.90E-05	5.41E-05
10	1.04E+06	0.0595	0.069	0.075	6.12E-05	4.65E-05	4.59E-05
11	1.09E+06	0.066	0.067	0.0797	5.85E-05	4.09E-05	4.35E-05
12	1.14E+06	0.0758	0.0670	0.0852	5.80E-05	3.44E-05	4.09E-05
13	1.19E+06	0.0738	0.0757	0.088	5.27E-05	3.44E-05	3.75E-05

Fuente: Elaboración propia.

La tabla A-24 muestra los resultados comparativos de los propulsores con y sin tobera.

Tabla 24: Cuadro comparativo de los resultados de los parámetros deseados de los propulsores con tobera y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm.

DP	Revoluciones		Velocidad de Avance					
	RPM	RPS	SIN TOBERA			CON TOBERA		
			Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	600	10.00	1.6833	1.8383	2.0124	1.5073	1.6689	2.0675
2	650	10.83	1.8669	2.0014	2.1877	1.6188	1.7830	2.08775
3	700	11.67	1.9901	2.2023	2.3967	1.7703	1.9251	2.20239
4	750	12.50	2.0880	2.2558	2.5453	1.8730	2.0720	2.31153
5	800	13.33	2.2747	2.4721	2.8305	2.0114	2.2075	2.48958
6	850	14.17	2.3603	2.5813	2.7637	2.1667	2.3802	2.66787
7	900	15.00	2.5363	2.8521	3.0404	2.2430	2.4812	2.8771
8	950	15.83	2.6844	2.9363	3.2377	2.4525	2.6291	3.13983
9	1000	16.67	2.8201	3.0888	3.4603	2.5419	2.8175	3.18038
10	1050	17.50	2.9716	3.1918	3.6186	2.6624	2.8421	3.36915
11	1100	18.33	3.0304	3.4253	3.7787	2.7500	3.0757	3.31997
12	1150	19.17	3.1687	3.4846	3.8778	2.8886	3.2233	3.61566
13	1200	20.00	3.3707	3.6403	4.0178	3.0168	3.3474	3.58198

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 24: Cuadro comparativo de los resultados de los parámetros deseados de los propulsores con tobera y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm (continuación).

DP	Revoluciones		Velocidad de Salida					
			SIN TOBERA			CON TOBERA		
	RPM	RPS	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	600	10.00	0.5393	0.5360	0.5730	0.4672	0.4191	0.5094
2	650	10.83	0.5991	0.6231	0.7056	0.5758	0.4568	0.5278
3	700	11.67	0.6293	0.6473	0.6497	0.6218	0.4964	0.5235
4	750	12.50	0.6978	0.6835	0.7247	0.6084	0.5530	0.6152
5	800	13.33	0.7120	0.7258	0.7279	0.6145	0.5463	0.6146
6	850	14.17	0.7791	0.8337	0.7984	0.6217	0.5808	0.7215
7	900	15.00	0.8522	0.8459	0.9096	0.7389	0.5860	0.7271
8	950	15.83	0.8663	0.8657	0.9608	0.7464	0.7029	0.7239
9	1000	16.67	0.9822	0.8649	0.9484	0.8194	0.7112	0.8419
10	1050	17.50	0.9991	0.9982	1.0648	0.8718	0.7094	0.8987
11	1100	18.33	1.3328	0.9769	1.0112	1.0563	0.7645	0.8484
12	1150	19.17	1.1336	1.0605	1.1841	0.8890	0.8080	1.029
13	1200	20.00	1.1291	1.1077	1.2665	0.9495	0.7942	0.9989

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 24: Cuadro comparativo de los resultados de los parámetros deseados de los propulsores con tobera y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm (continuación).

DP	Revoluciones		Kr					
			SIN TOBERA			CON TOBERA		
	RPM	RPS	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	600	10.00	2.13E-04	1.30E-04	1.57E-04	4.08E-04	2.98E-04	2.77E-04
2	650	10.83	1.75E-04	1.25E-04	1.13E-04	3.09E-04	2.47E-04	2.60E-04
3	700	11.67	1.50E-04	1.01E-04	1.01E-04	2.86E-04	2.18E-04	2.31E-04
4	750	12.50	1.42E-04	9.32E-05	9.05E-05	2.33E-04	1.91E-04	2.04E-04
5	800	13.33	1.06E-04	7.30E-05	8.29E-05	2.18E-04	1.66E-04	1.77E-04
6	850	14.17	1.02E-04	7.27E-05	7.00E-05	1.99E-04	1.49E-04	1.49E-04
7	900	15.00	9.88E-05	6.09E-05	6.32E-05	1.66E-04	1.34E-04	1.34E-04
8	950	15.83	7.39E-05	5.46E-05	6.05E-05	1.51E-04	1.20E-04	1.26E-04
9	1000	16.67	6.41E-05	4.90E-05	5.41E-05	1.35E-04	1.06E-04	1.15E-04
10	1050	17.50	6.12E-05	4.65E-05	4.59E-05	1.27E-04	9.50E-05	9.24E-05
11	1100	18.33	5.85E-05	4.09E-05	4.35E-05	1.15E-04	8.61E-05	9.75E-05
12	1150	19.17	5.80E-05	3.44E-05	4.09E-05	1.02E-04	8.17E-05	8.19E-05
13	1200	20.00	5.27E-05	3.44E-05	3.75E-05	9.92E-05	7.54E-05	8.21E-05

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 24: Cuadro comparativo de los resultados de los parámetros deseados de los propulsores con tobera y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm (continuación).

DP	Número de Reynolds	Np					
		SIN TOBERA			CON TOBERA		
		Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	5.93E+05	0.291	0.410	0.453	0.182	0.271	0.312
2	6.42E+05	0.294	0.427	0.473	0.207	0.270	0.293
3	6.91E+05	0.271	0.433	0.467	0.200	0.269	0.285
4	7.41E+05	0.285	0.427	0.462	0.209	0.268	0.290
5	7.90E+05	0.296	0.422	0.451	0.195	0.275	0.280
6	8.40E+05	0.273	0.429	0.462	0.186	0.270	0.296
7	8.89E+05	0.268	0.418	0.458	0.207	0.268	0.294
8	9.38E+05	0.280	0.403	0.460	0.203	0.272	0.280
9	9.88E+05	0.298	0.429	0.465	0.204	0.274	0.280
10	1.04E+06	0.283	0.431	0.474	0.192	0.273	0.316
11	1.09E+06	0.285	0.413	0.463	0.203	0.280	0.264
12	1.14E+06	0.289	0.431	0.461	0.206	0.275	0.297
13	1.19E+06	0.273	0.429	0.457	0.190	0.264	0.268

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 24: Cuadro comparativo de los resultados de los parámetros deseados de los propulsores con tobera y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm (continuación).

DP	Número de Reynolds	Nq					
		SIN TOBERA			CON TOBERA		
		Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	5.93E+05	0.326	0.281	0.374	0.392	0.425	0.457
2	6.42E+05	0.319	0.330	0.332	0.396	0.414	0.473
3	6.91E+05	0.291	0.313	0.337	0.412	0.420	0.473
4	7.41E+05	0.334	0.328	0.344	0.402	0.422	0.489
5	7.90E+05	0.294	0.289	0.350	0.399	0.428	0.466
6	8.40E+05	0.295	0.330	0.342	0.391	0.425	0.467
7	8.89E+05	0.315	0.302	0.343	0.407	0.426	0.469
8	9.38E+05	0.274	0.291	0.367	0.405	0.433	0.467
9	9.88E+05	0.280	0.308	0.368	0.403	0.425	0.474
10	1.04E+06	0.279	0.324	0.351	0.395	0.420	0.473
11	1.09E+06	0.296	0.300	0.357	0.412	0.427	0.457
12	1.14E+06	0.325	0.288	0.365	0.404	0.435	0.471
13	1.19E+06	0.303	0.311	0.361	0.398	0.421	0.465

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 24: Cuadro comparativo de los resultados de los parámetros deseados de los propulsores con tobera y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm (continuación).

DP	Número de Reynolds	Nq/Np					
		SIN TOBERA			CON TOBERA		
		Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4	Propulsor Marino	Lightnin A310	RTF4
1	5.93E+05	1.122	0.685	0.828	2.154	1.569	1.460
2	6.42E+05	1.085	0.777	0.702	1.911	1.532	1.611
3	6.91E+05	1.075	0.724	0.722	2.055	1.562	1.660
4	7.41E+05	1.169	0.768	0.746	1.923	1.577	1.683
5	7.90E+05	0.993	0.685	0.777	2.043	1.559	1.660
6	8.40E+05	1.081	0.769	0.740	2.104	1.574	1.575
7	8.89E+05	1.172	0.722	0.749	1.970	1.591	1.595
8	9.38E+05	0.977	0.722	0.800	1.999	1.593	1.662
9	9.88E+05	0.939	0.718	0.793	1.976	1.550	1.689
10	1.04E+06	0.988	0.751	0.741	2.059	1.535	1.493
11	1.09E+06	1.037	0.726	0.772	2.033	1.526	1.729
12	1.14E+06	1.124	0.667	0.793	1.968	1.583	1.587
13	1.19E+06	1.112	0.726	0.791	2.092	1.591	1.732

Fuente: Elaboración propia.

Anexo B: Figuras

A continuación se presentan las figuras de las gráficas de los distintos parámetros del propulsor marino con y sin tobera

La figura N° 85-A muestra la gráfica de la velocidad de avance del propulsor marino con y sin tobera en un rango de 10 a 20 rps.

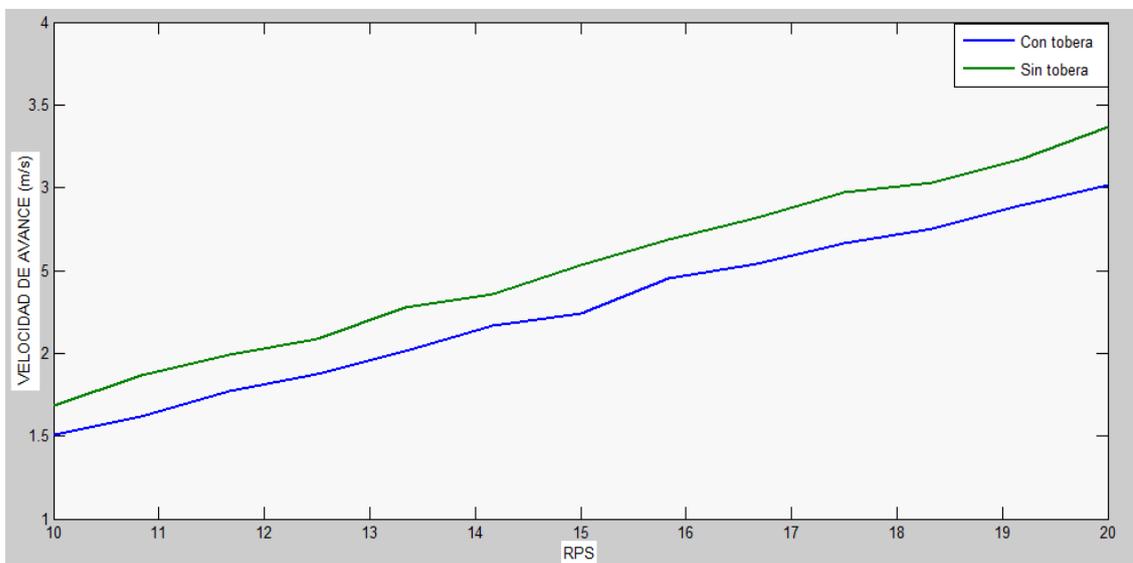


Figura 85: Comparación de la velocidad de avance del propulsor marino con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 86-A muestra la gráfica de la velocidad de salida del propulsor marino con y sin tobera en un rango de 1 a 20 rps.

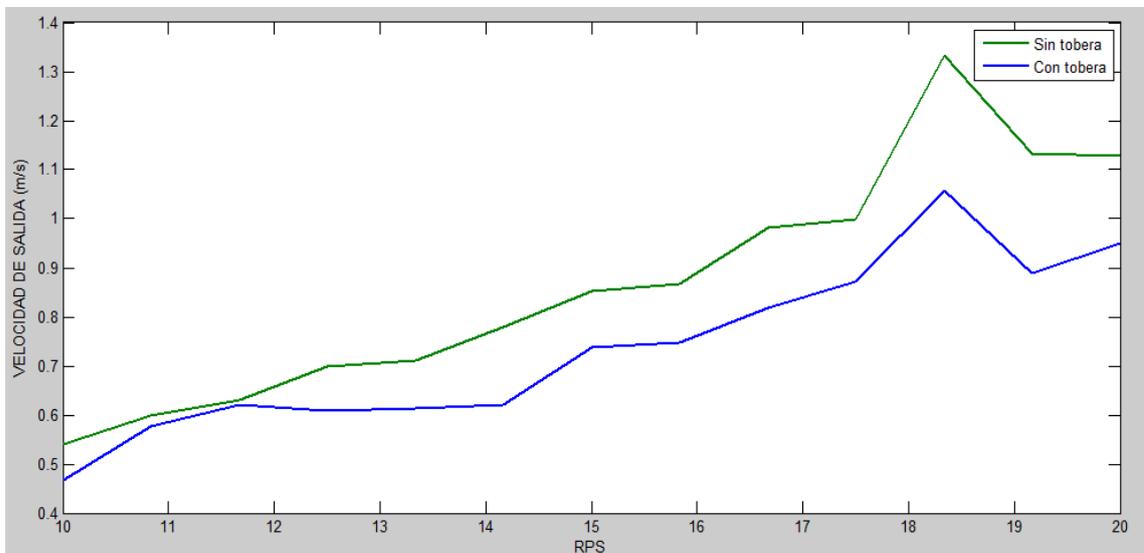


Figura 86: Comparación de la velocidad de salida del propulsor marino con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 87-A muestra la gráfica de la potencia del propulsor marino con y sin tobera en un rango de 600 a 1200 rpm.

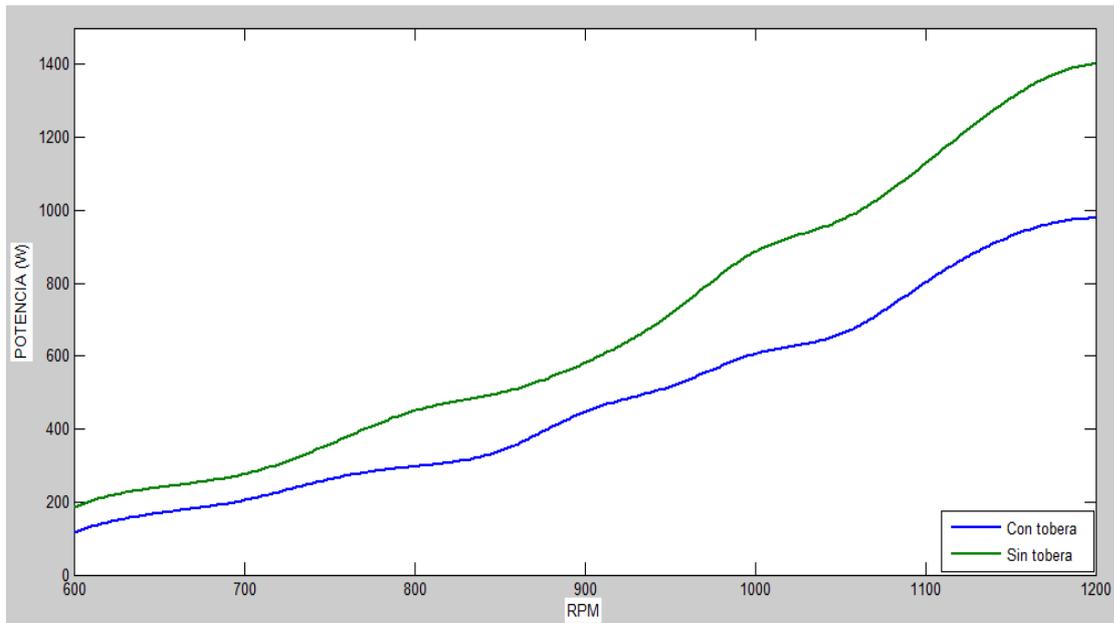


Figura 87: Comparación de la potencia del propulsor marino con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 88-A muestra la gráfica del factor Kr del propulsor marino con y sin tobera en un rango de 10 a 20 rps.

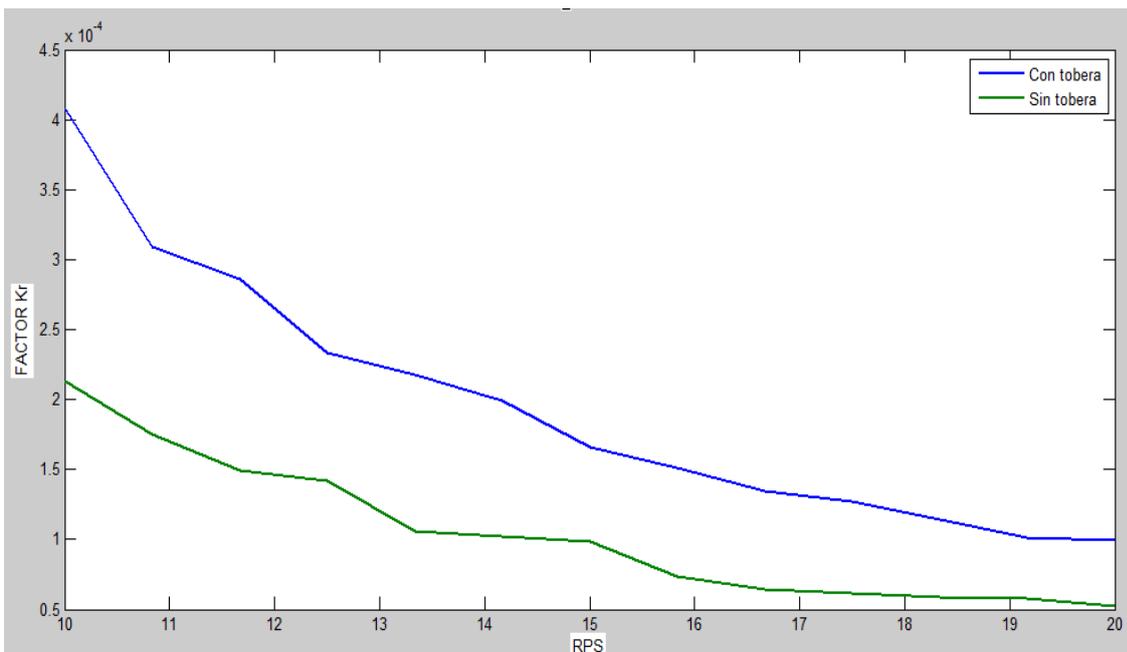


Figura 88: Comparación del factor Kr del propulsor marino con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 89-A muestra la gráfica del N_p del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.

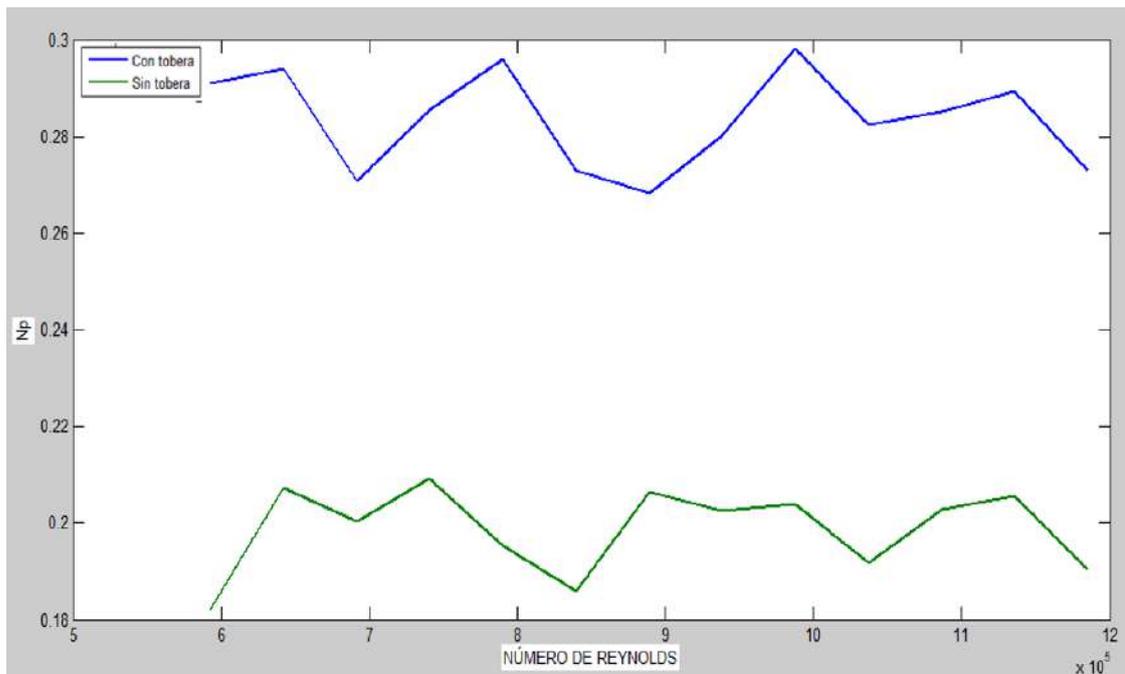


Figura 89: Comparación del N_p del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 90-A muestra la gráfica del N_q del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.

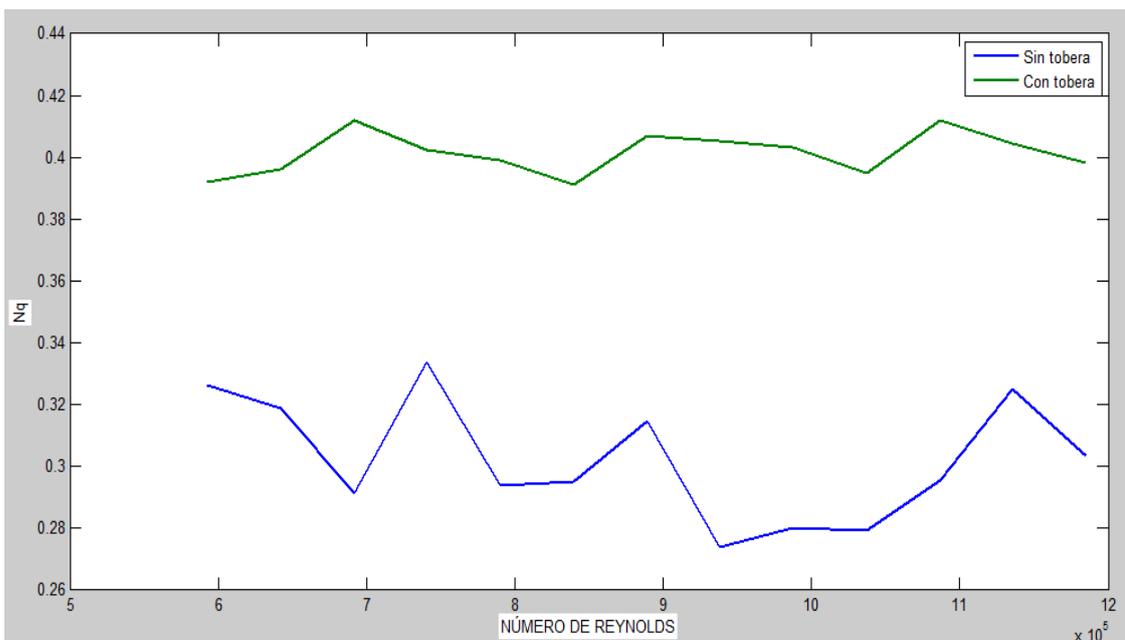


Figura 90: Comparación del N_q del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 91-A muestra la gráfica de la relación N_q/N_p del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.

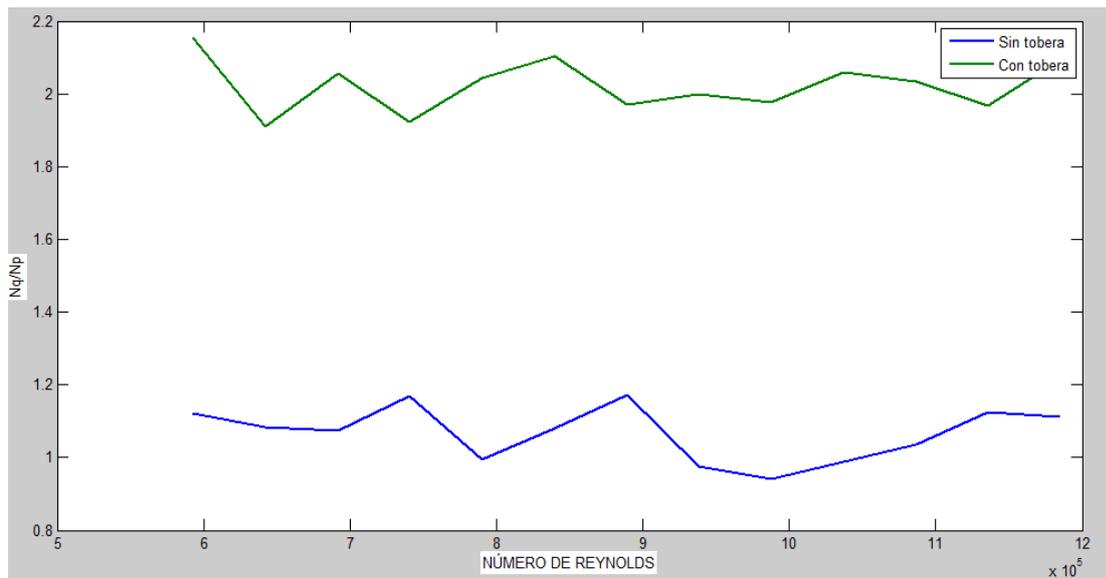


Figura 91: Comparación del N_q/N_p del propulsor marino con y sin tobera versus el número de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

A continuación se presentan las figuras de las gráficas de los distintos parámetros del propulsor lightnin A310 con y sin tobera

La figura N° 92-A muestra la gráfica de la potencia del propulsor lightnin A310 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

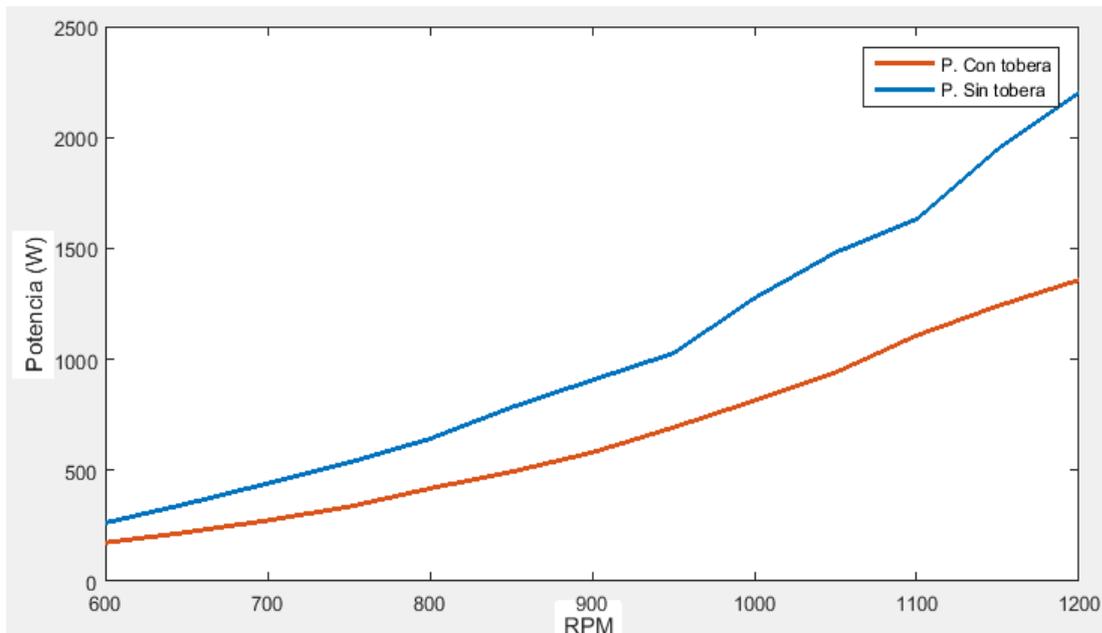


Figura 92: Comparación de la potencia del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 93-A muestra la gráfica de la velocidad de avance del propulsor lightnin A310 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

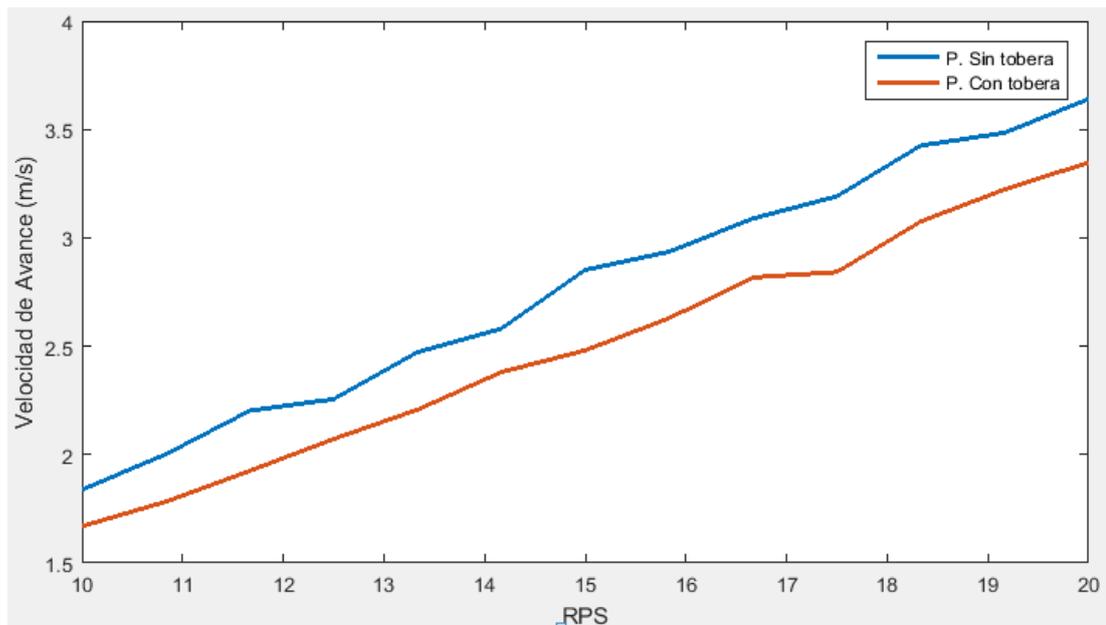


Figura 93: Comparación de la velocidad de avance del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 94-A muestra la gráfica de la velocidad de salida del propulsor lightnin A310 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

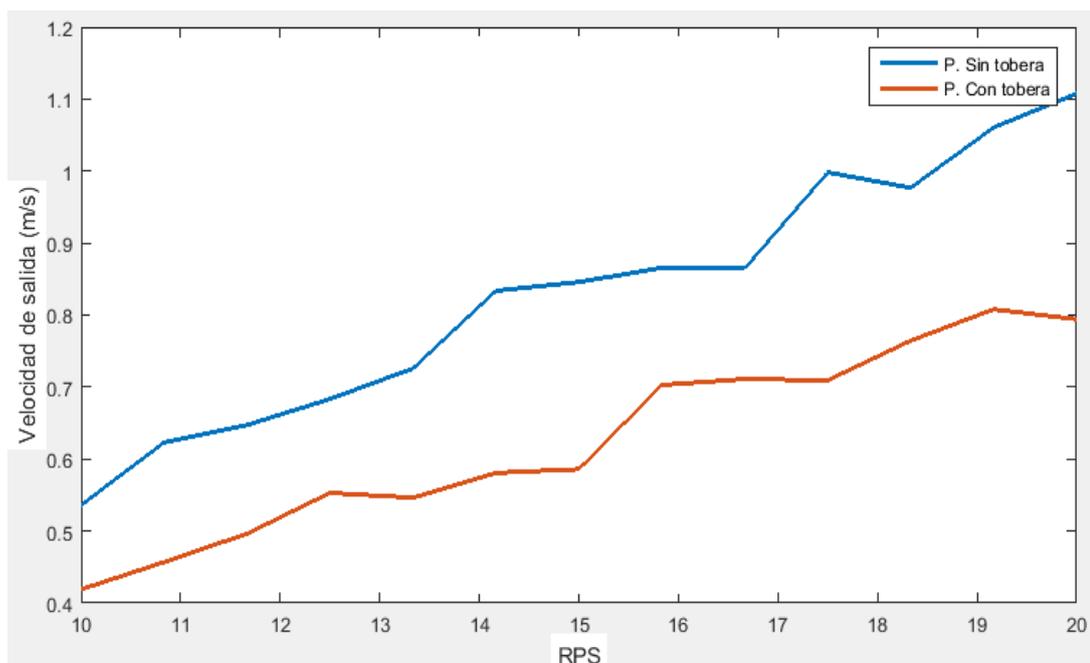


Figura 94: Comparación de la velocidad de salida del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 95-A muestra la gráfica del factor Kr del propulsor lightnin A310 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

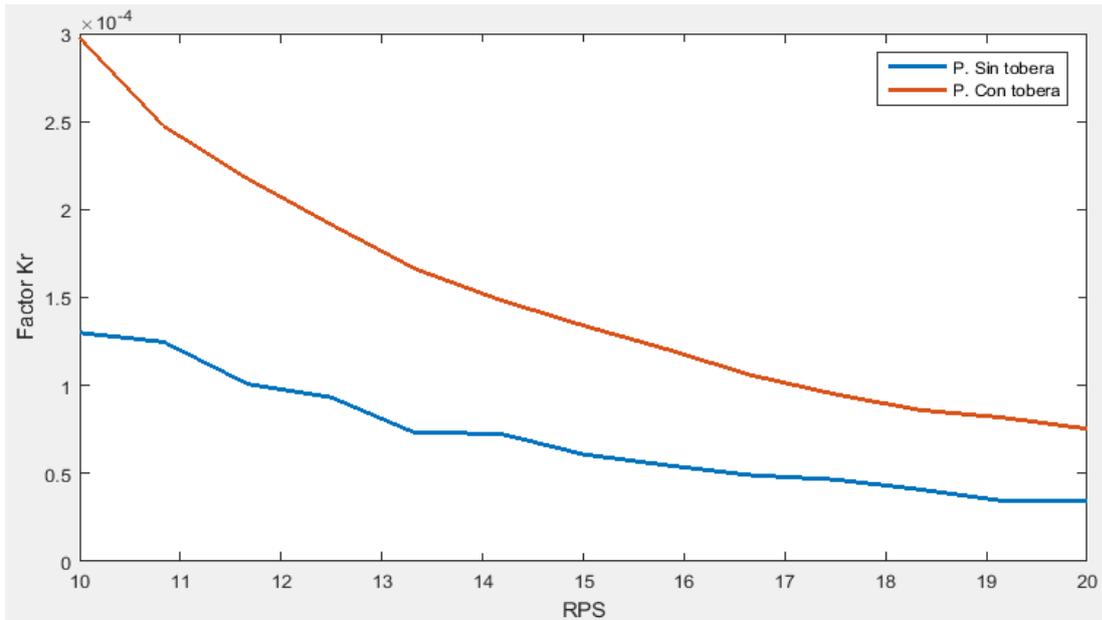


Figura 95: Comparación del factor Kr del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintas velocidades de giro.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 96-A muestra la gráfica del número de potencia del propulsor lightnin A310 con y sin tobera versus el número de Reynolds.

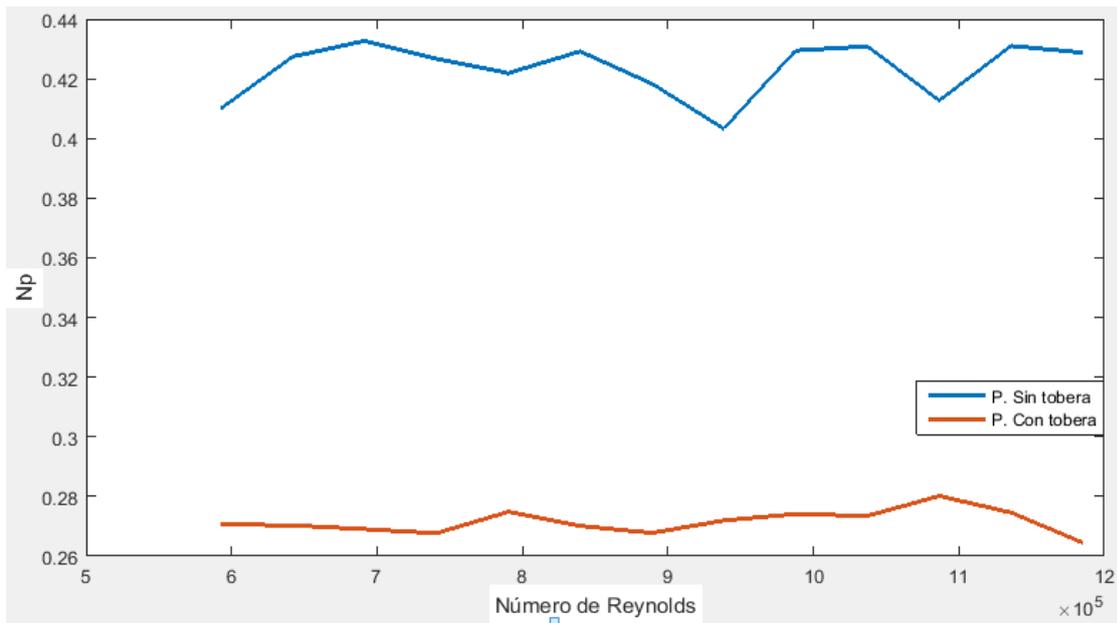


Figura 96: Comparación del Np del propulsor lightnin A310 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 97-A muestra la gráfica del número de caudal del propulsor lightning A310 con y sin tobera versus el número de Reynolds.

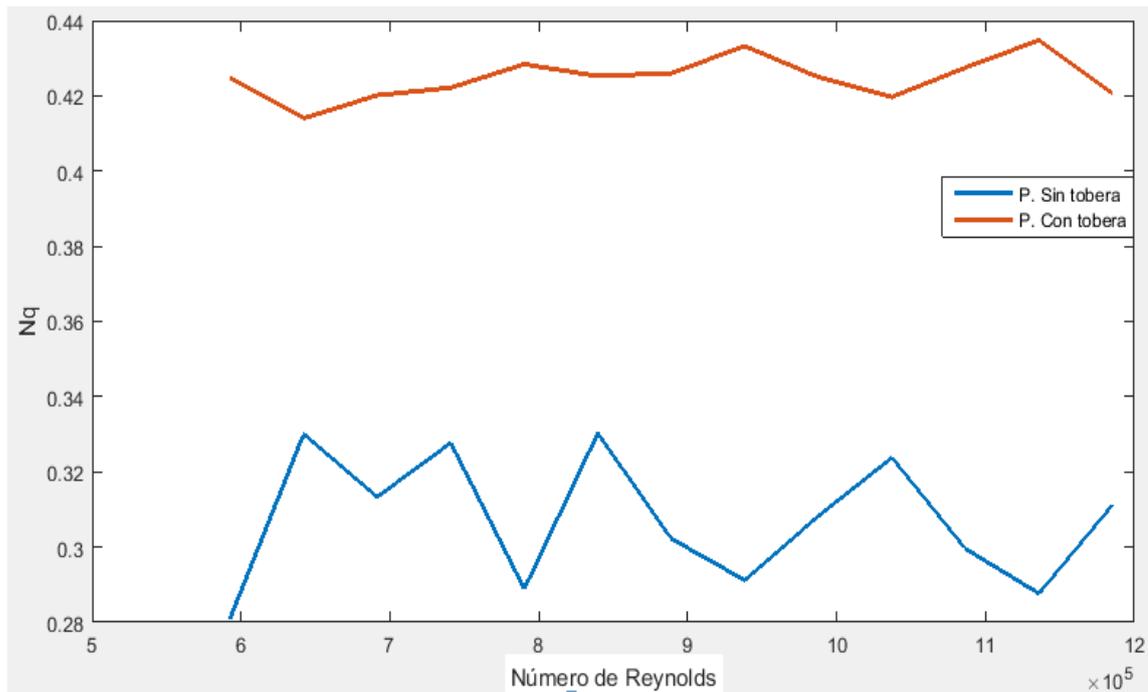


Figura 97: Comparación del N_q del propulsor lightning A310 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 98-A muestra la gráfica de la relación N_q/N_p del propulsor lightning A310 con y sin tobera versus el número de Reynolds.

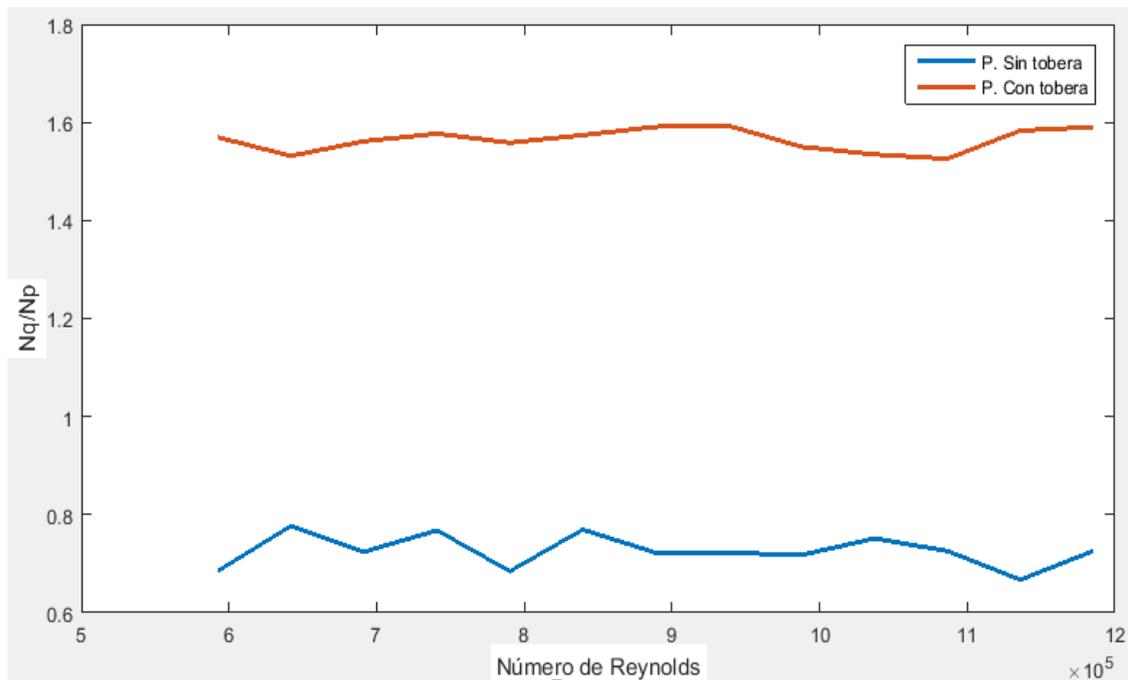


Figura 98: Comparación del N_q del propulsor lightning A310 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

A continuación se presentan las figuras de las gráficas de los distintos parámetros del propulsor RTF 4 con y sin tobera

La figura N° 99-A muestra la gráfica de la potencia del propulsor RTF 4 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

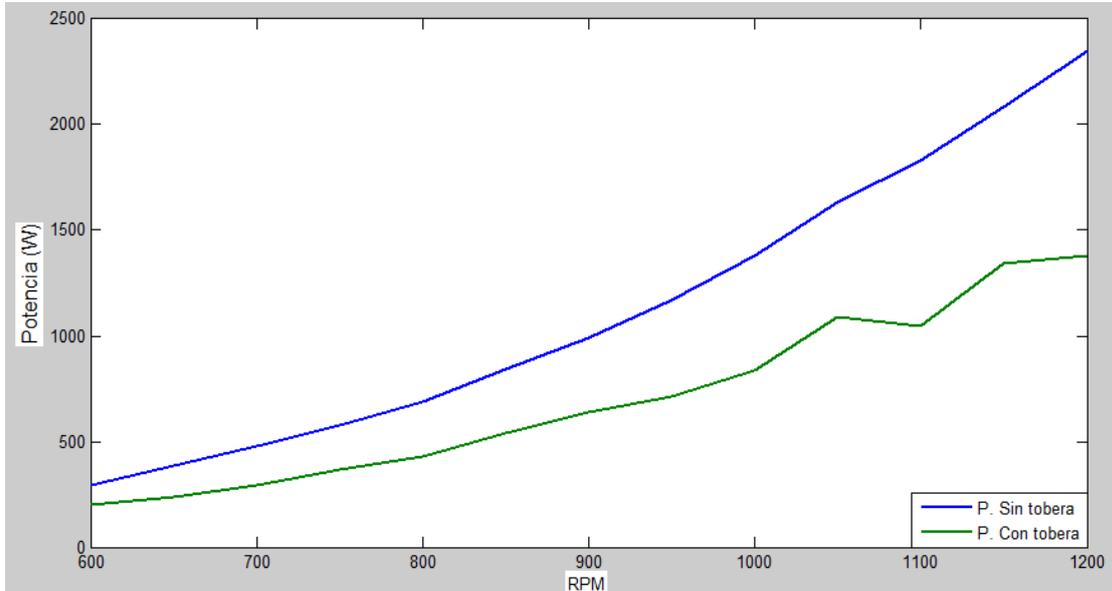


Figura 99: Comparación de la potencia del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de revoluciones.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 100-A muestra la gráfica de la velocidad de avance del propulsor RTF 4 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

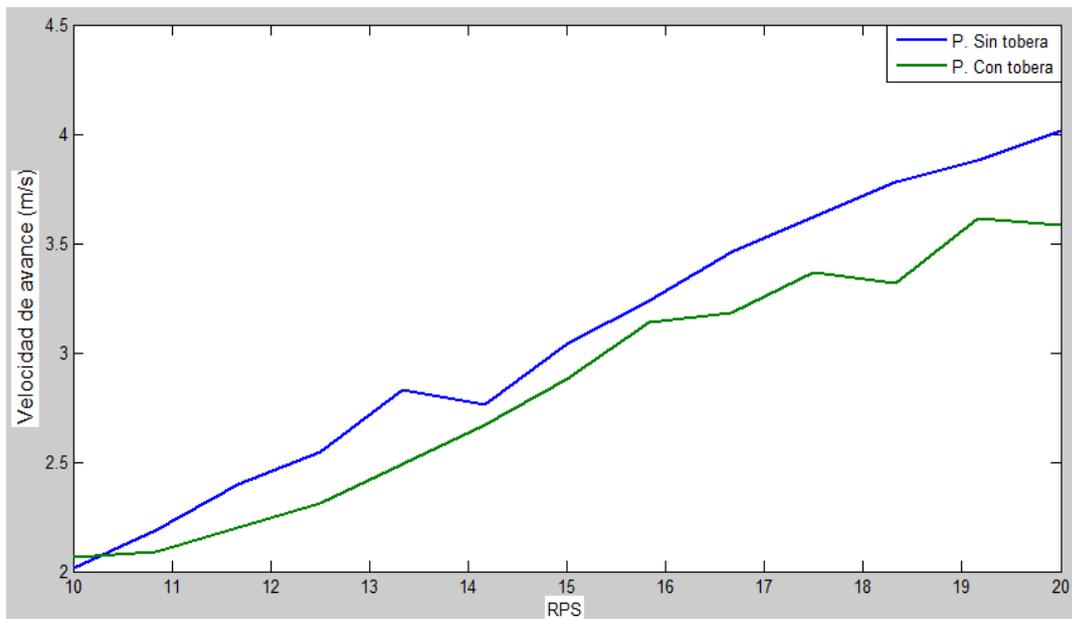


Figura 100: Comparación de la velocidad de avance del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de revoluciones.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 101-A muestra la gráfica de la velocidad de salida del propulsor RTF 4 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

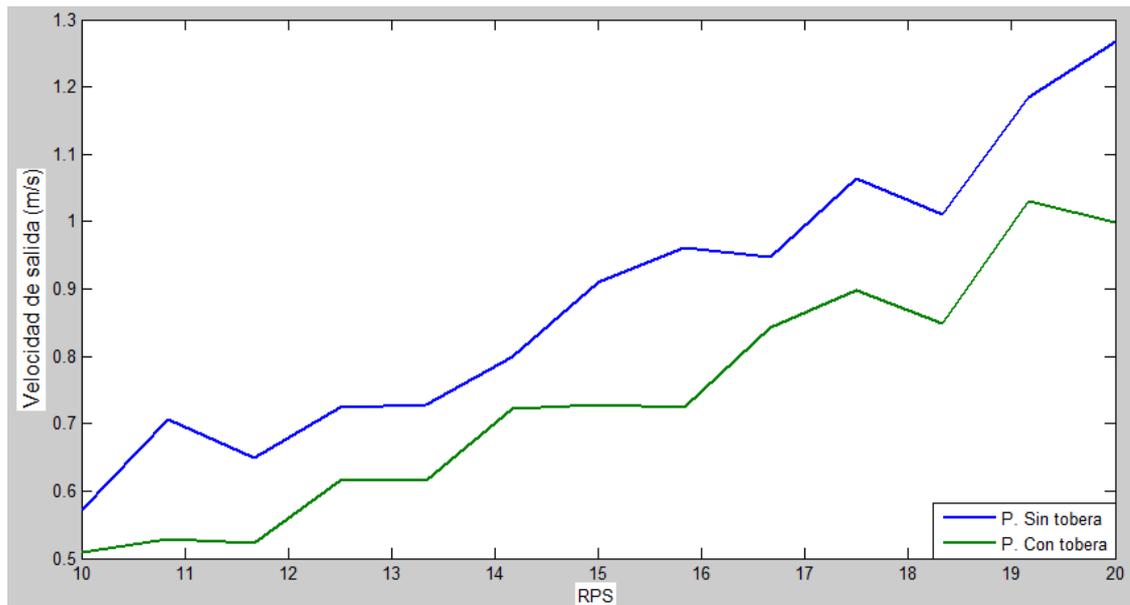


Figura 101: Comparación de la velocidad de salida del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de revoluciones.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 102-A muestra la gráfica del factor Kr del propulsor RTF 4 con y sin tobera versus el número de revoluciones.

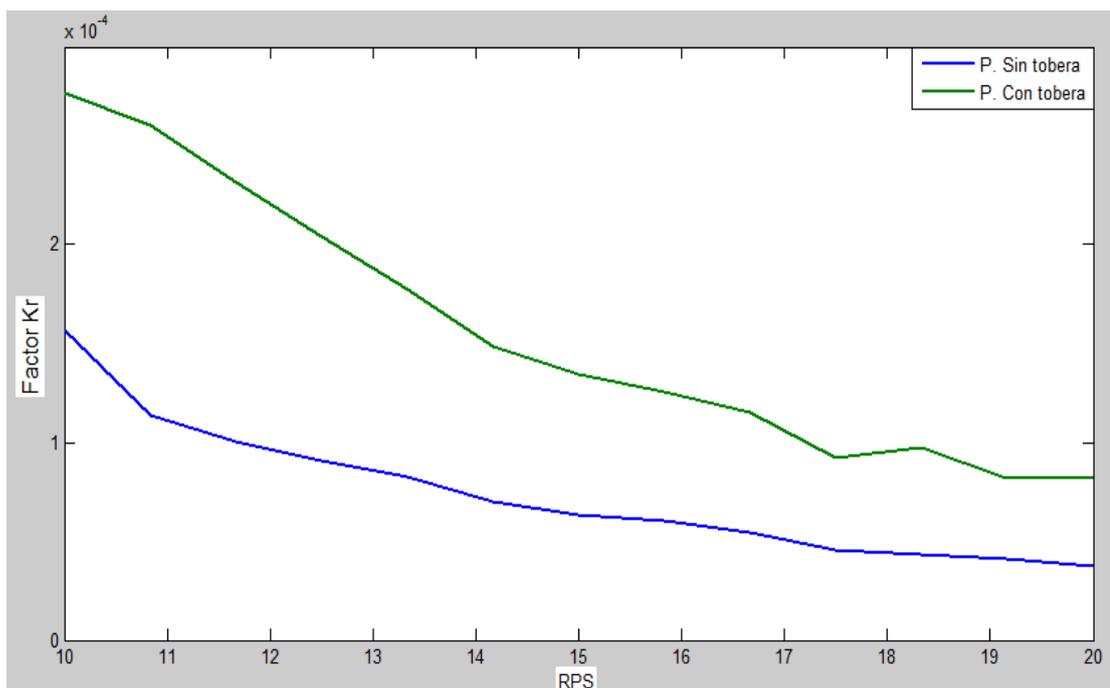


Figura 102: Comparación del factor Kr del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de revoluciones.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 103-A muestra la gráfica del N_p del propulsor RTF 4 con y sin tobera versus el número de Reynolds.

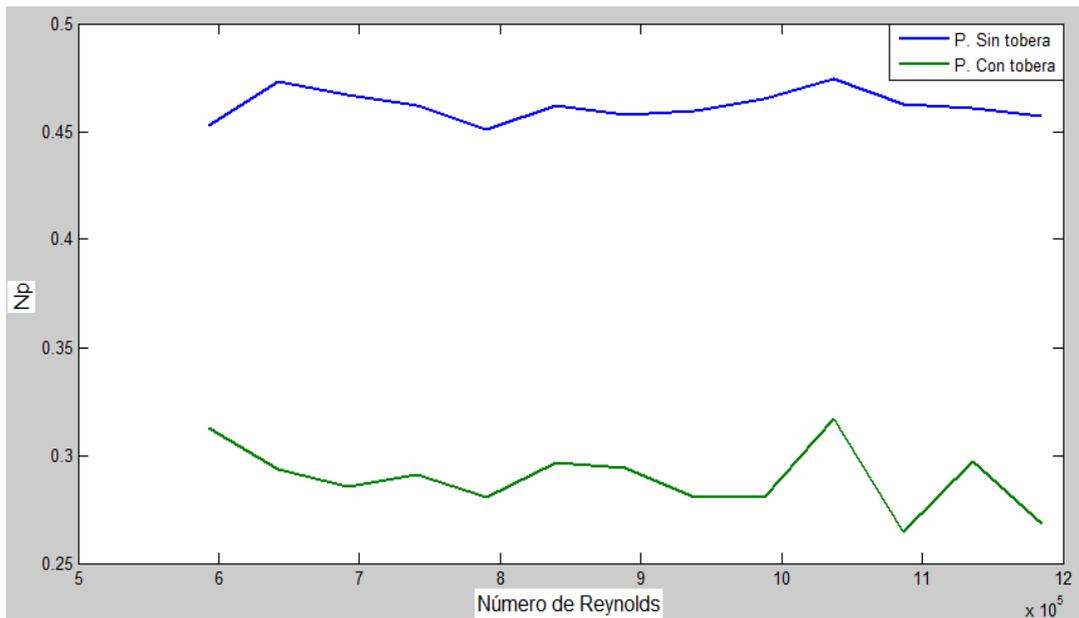


Figura 103: Comparación del N_p del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 104-A muestra la gráfica del N_q del propulsor RTF 4 con y sin tobera versus el número de Reynolds.

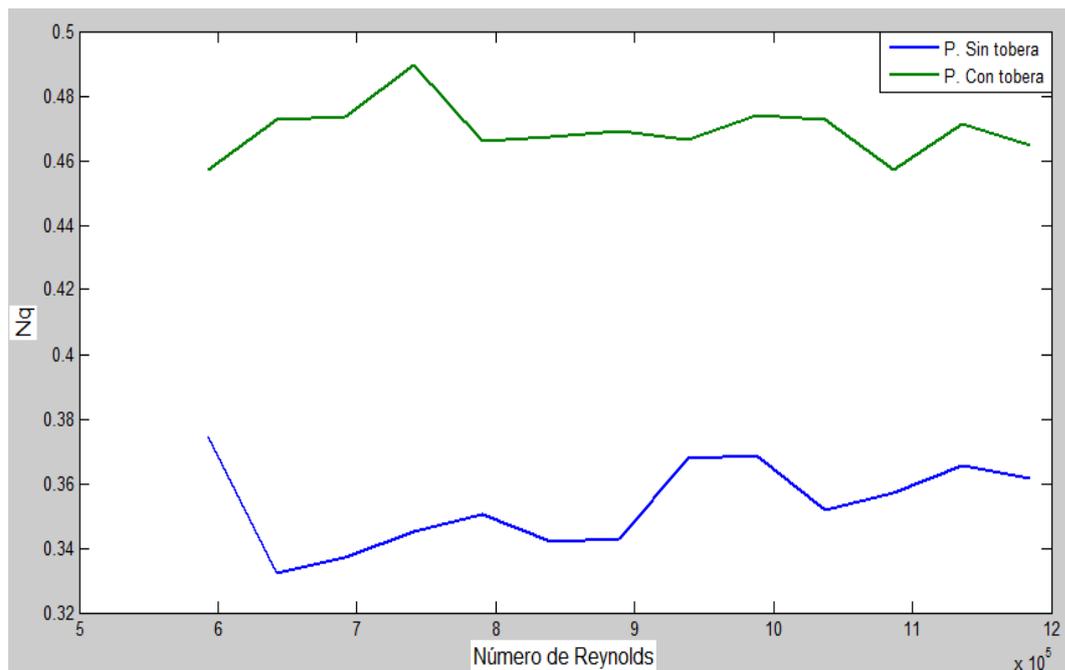


Figura 104: Comparación del N_q del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.

La figura N° 105-A muestra la relación N_q/N_p del propulsor RTF 4 con y sin tobera versus el número de Reynolds.

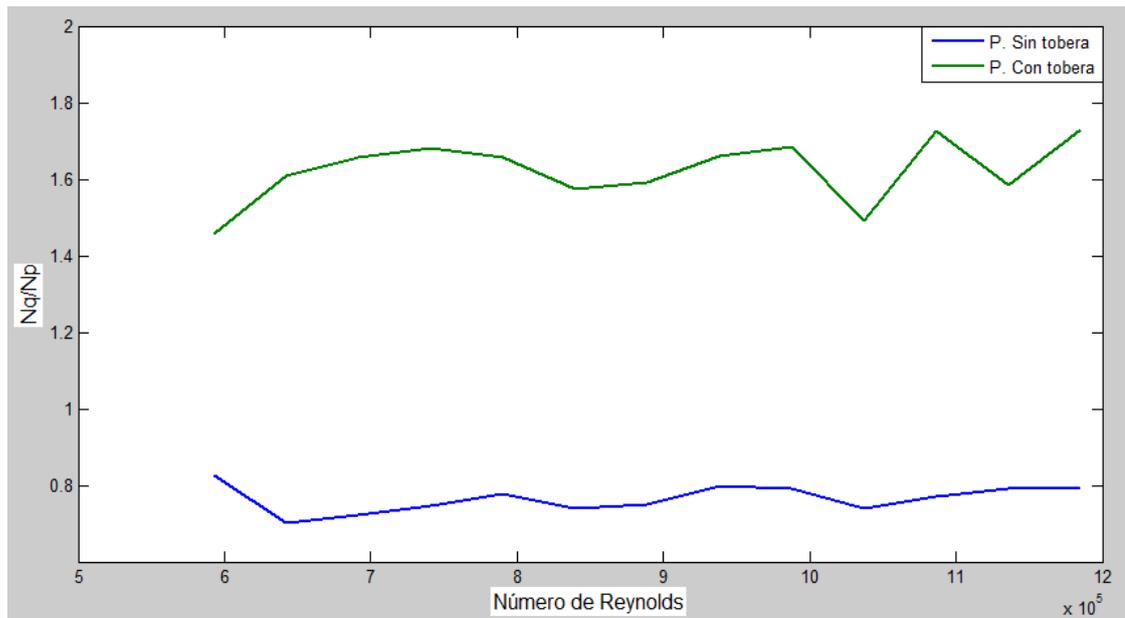


Figura 105: Comparación de la relación N_q/N_p del propulsor RTF 4 con y sin tobera a distintos números de Reynolds.

Fuente: Elaboración propia utilizando MatLab.