



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Análisis CFD de las vibraciones del rotor en el dispositivo
de asistencia ventricular HeartMate3

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Mecánica de Fluidos Computacional

AUTOR/A: Catalán Oroz, Fermín

Tutor/a: Quintero Igeño, Pedro Manuel

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

TRABAJO FINAL DE MÁSTER

Análisis CFD de las vibraciones del rotor en el dispositivo de asistencia ventricular HeartMate3.

Fermín Catalán Oroz

Tutores: Pedro Manuel Quintero Igeño y Andrea Mares Bou



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Master's degree in Computational Fluid Dynamics
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Universitat Politècnica de València - València

Resumen

En el siguiente Trabajo de Fin de Máster se tiene como objetivo estudiar una bomba centrífuga diseñada para ser utilizada como un dispositivo de asistencia ventricular (VAD) en el tratamiento de insuficiencia o fallo cardíaco. Concretamente, se va a analizar el modelo HeartMate3 de Abbott en términos de prestaciones hemodinámicas y daño sanguíneo cuando el rotor de misma experimenta traslaciones verticales. Para ello, se llevarán a cabo simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) del flujo sanguíneo a través de la bomba.

En el marco de la investigación, las simulaciones serán transitorias y se realizarán mediante el software Star CCM+ de SIEMENS, con una configuración de malla overset para hacer posible tanto la traslación como la rotación del rotor. Esta bomba es singular debido a que el rotor se mantiene levitando gracias a la imposición de un campo magnético por lo que se precisan conocer los fenómenos transitorios cuando acoplamos las fuerzas fluidas a este campo magnético. Este acoplamiento se realizará mediante una interacción dinámica entre fluido-rotor (DFBI). Esto se estudiará con la bomba trabajando a distintos gastos y con varias intensidades de campo magnético.

Palabras clave: mecánica de fluidos computacional; LVAD; bomba centrífuga; CFD; DFBI; hemocompatibilidad.

Abstract

The following Master's Thesis aims to study a centrifugal pump designed to be used as a ventricular assist device (VAD) to treat heart failure. Specifically, the Abbott HeartMate3 model will be analysed regarding haemodynamic performance and blood damage when the rotor undergoes vertical translations. To this end, computational fluid dynamics (CFD) simulations of blood flow through the pump will be carried out.

As part of the research, the simulations will be transient and carried out using SIEMENS Star CCM+ software, with an overset mesh configuration to enable both translation and rotation of the rotor. This pump is unique because the rotor is levitating thanks to the imposition of a magnetic field, so it is necessary to know the transient phenomena when coupling the fluid forces to this magnetic field. This coupling will be done by means of a dynamic fluid-rotor interaction (DFBI). This will be studied with the pump working at different flow rates and with various magnetic field strengths.

Keywords: computational fluid mechanics; LVAD; centrifugal pump; CFD; DFBI; haemocompatibility.

Agradecimientos

Quisiera expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que me han apoyado durante el desarrollo de este trabajo. En primer lugar, me gustaría agradecer a mis directores de trabajo final de máster, Pedro Manuel Quintero Igeño y Andrea Mares Bou, su dedicación y tiempo durante estos meses han sido esenciales. Gracias por todos sus atentos comentarios y sugerencias. Además, me gustaría dar las gracias al Instituto del CMT (Clean Mobility & Thermofluids) por darme la oportunidad de realizar el proyecto junto a ellos.

En segundo lugar, a mis compañeros de clase, por todo el tiempo que hemos compartido durante estos meses. Por último, mi más profunda gratitud a mi familia y amigos por su apoyo incondicional durante no sólo este proyecto sino también durante toda mi trayectoria académica.

Índice

1. Introducción	8
1.1. Motivación	8
1.2. Objetivos	9
1.3. Descripción del problema	9
1.4. Antecedentes	10
2. Marco teórico	11
2.1. Turbomáquinas	11
2.2. Dispositivos de Asistencia Ventricular (VAD)	17
2.3. Hemólisis	20
2.4. Dinámica de fluidos computacional	22
3. Metodología	34
3.1. <i>Set-up</i> del caso	34
3.2. Geometría	35
3.3. Condiciones de contorno	37
3.4. Condiciones iniciales	39
3.5. Malla	39
4. Resultados	48
5. Conclusiones	67
5.1. Conclusiones generales	67
5.2. Líneas futuras	68
6. Presupuesto	69
6.1. Coste de recursos humanos	69
6.2. Coste de equipo informático y software	69
6.3. Coste computacional	70
6.4. Presupuesto final	71

Índice de figuras

1.	Bomba de tornillo.	11
2.	Bomba de engranajes.	11
3.	Esquema de bomba hidráulica.	13
4.	Curvas características típicas de una bomba centrífuga a velocidad de rotación constante.	17
5.	Diagrama de operación que ilustra las curvas de altura de elevación e isorrendimiento de una bomba centrífuga en función de diversas velocidades de rotación.	17
6.	Componentes principales de un VAD	19
7.	División del flujo en zona externa y cercana a la pared.	31
8.	Gráfica relación entre el y^+ y u^+	32
9.	Modelo CAD.	36
10.	Rotor de la bomba.	36
11.	Región overset.	37
12.	Resultados visuales de la malla.	41
13.	Resultados visuales de la malla.	43
14.	Resultados visuales de la malla, corte en el eje vertical.	43
15.	Resultados visuales de la malla, extrusión de entrada y detalle.	44
16.	Gráfica de resultados de la independencia de malla.	46
17.	Histograma de cambio de volumen.	47
18.	Histograma de oblicuidad.	48
19.	Histograma de calidad de malla.	48
20.	Mapa de operación de la bomba donde se relaciona gasto, salto de presión y eficiencia.	49
21.	Mapa de operación de la bomba donde se relaciona gasto, potencia y eficiencia.	50
22.	Contorno de índice de hemólisis.	51
23.	Evolución temporal de los desplazamientos verticales $Q = 3l/min$ para distintas $k_{muelle}[N/m]$	53
24.	Evolución temporal de los desplazamientos verticales $Q = 5l/min$ para distintas $k_{muelle}[N/m]$	55
25.	Evolución temporal de los desplazamientos verticales para una misma k_{muelle}	56
26.	Modelos exponenciales para $Q = 3l/min$	57
27.	Modelos exponenciales para $Q = 5l/min$	57
28.	Evolución temporal de la velocidad del rotor para $Q = 3l/min$	58
29.	Evolución temporal de la velocidad del rotor para $Q = 5l/min$	59
30.	Evolución temporal de la eficiencia para $Q = 3l/min$	60

31.	Evolución temporal de la eficiencia para $Q = 5l/min.$	60
32.	Evolución temporal de las eficiencias para una misma k_{muelle}	61
33.	Evolución temporal de la fuerza vertical para $Q = 3l/min.$	62
34.	Evolución temporal de la fuerza vertical para $Q = 5l/min.$	63
35.	Evolución temporal de la eficiencia $Q = 3l/min.$	64
36.	Evolución temporal de la eficiencia $Q = 5l/min.$	64
37.	Gráfica de k_{muelle} con la fuerza vertical adimensionales.	65
38.	Gráfica de k_{muelle} con es desplazamiento vertical del rotor adimensionales.	66

Índice de tablas

1.	Dimensiones principales del dispositivo.	37
2.	Parámetros de la malla (Región estática).	40
3.	Refinamientos de la malla (Región estática).	40
4.	Parámetros de la malla (Región del rotor).	42
5.	Refinamientos de la malla (Región del rotor).	42
6.	Resultados de las tres simulaciones (@6000rpm y $Q = 5l/min$). . .	45
7.	Escenarios simulados.	52
8.	Tabla de los instantes, magnitud de los desplazamientos máximos y desplazamientos asintóticos en $Q = 3 l/min$	54
9.	Tabla de los instantes, magnitud de los desplazamientos máximos y desplazamientos asintóticos en $Q = 5 l/min$	56
10.	Coste de mano de obra.	69
11.	Presupuesto del coste de software.	70
12.	Resumen del presupuesto del proyecto.	71
13.	Relación de los Objetivos de Desarrollo Sostenibles con el proyecto .	75

1. Introducción

Esta sección tiene como propósito dar a conocer el ámbito del documento. Por ello, se van a exponer tanto el contexto y la motivación del problema así como una breve descripción del mismo y los objetivos a cumplir.

1.1. Motivación

En la actualidad se producen en España más de 125.000 muertes y más de 5 millones de estancias hospitalarias por enfermedades cardiovasculares (ECV) al año. Por ello, las ECV son la primera causa de muerte y hospitalización en la población española. Hay un gran número de personas asintomáticas que están en grave riesgo de tener un evento cardiovascular. Existen mejoras en el campo pero siguen siendo escasas por lo que surge la necesidad de desarrollar nuevos tratamientos o mejorar los existentes [1].

Entre otras, la insuficiencia cardíaca es una de las diversas patologías que pueden ocasionar deterioros en el organismo llegando, en algunos casos, a la muerte del paciente. Esta patología se produce cuando el corazón no puede bombear suficiente sangre para oxigenar todo el cuerpo [2]. En etapas avanzadas de esta enfermedad, los tratamientos incluyen opciones como el trasplante de corazón, la cirugía o el implante de dispositivos de asistencia cardíaca para ayudar al corazón en su función de bombeo sanguíneo. Este proyecto se centra en el estudio avanzado de estos dispositivos, concretamente el modelo HeartMate3 de Abbott. De esta forma, se quiere contribuir al CMT en el estudio de los VAD (Ventricular Assist Device).

A nivel global, se estima que en el año 2021 este tipo de enfermedades causaron 17.9 millones de muertes lo que supone casi un tercio de las totales.

Entre otras, las arritmias, ataques cardíacos y la insuficiencia cardíaca son de las más comunes. Estas enfermedades tienen un amplio espectro de tratamientos como cirugías, trasplante de órganos o, como el sujeto de estudio del proyecto, la implantación de un VAD. Una de las soluciones más convenientes es el trasplante pero tiene el inconveniente de que el banco de órganos no satisface la demanda total además de requerir una compatibilidad entre donante y paciente [3].

Por tanto, esta alta demanda debe ser satisfecha por otro tipo de tratamientos como pueden ser la utilización de un dispositivo de circulación extracorpórea, oxigenación de membrana extracorpórea, corazón artificial y los VAD. Estos últimos, requieren de una cirugía para ser implantados en el paciente. Su función principal

es aumentar y/o reemplazar por completo la función de un ventrículo para así llegar a un gasto cardiaco normal.

1.2. Objetivos

El objetivo principal del proyecto es conocer los efectos transitorios en términos de prestaciones y daño sanguíneo producido por la bomba cardíaca HeartMate3 (HM3). Cabe resaltar, que esta bomba consta con un planteamiento de diseño en cual el rotor levita gracias a un campo magnético producido por la bomba. Esta condición hace imprescindible un estudio transitorio de la traslación vertical de este elemento mientras este gira.

Para cumplir estos objetivos, se ha configurado un modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) con una malla tipo overset. De esta forma, el rotor se mueve obedeciendo a las fuerzas producidas por la bomba (giro y sustentación) y a las del fluido realizando así un acoplamiento fluido estructura (FSI).

1.3. Descripción del problema

Con el fin de lograr los objetivos establecidos, se procede a analizar y determinar cuál es el problema que enfrenta este proyecto.

En principio, un dispositivo de asistencia cardíaca se configura como una bomba centrífuga hidráulica, por lo que es esencial abordar el problema considerándolo como lo que realmente es: una turbomáquina. Al adoptar este enfoque, se facilita la comprensión del funcionamiento físico del dispositivo y se posibilita la identificación de las expresiones necesarias para cuantificar parámetros relevantes, como la eficiencia.

Al conocer el tipo de problema al que se enfrenta el proyecto, se busca entonces conocer y estudiar las presiones y flujos que ocurren en el dispositivo. Para ello, es necesario aplicar conocimientos de la Mecánica de Fluidos. El software utilizado para realizar simulaciones es *Star-CCM+*. Se requiere entonces la obtención de la geometría como la imposición de condiciones de contorno lo más ajustado a la realidad posible. Para conocer la evolución transitoria, se debe obtener primero un campo fluido lo suficientemente desarrollado como para inicializar la solución, por lo que primero se realizarán simulaciones estacionarias para obtener el punto de partida o solución inicial.

Finalmente, se estudiará la evolución transitoria de distintos parámetros importantes como la eficiencia, traslación vertical y velocidad angular del rotor, potencia

y diferencia de presiones. Asimismo, al tratarse de un dispositivo médico, resulta indispensable conocer el daño producido por la bomba a las células sanguíneas. Se utilizará el Índice de Hemólisis para cuantificar el daño producido. Para obtenerlo, será necesario conocer el campo de velocidades resultante, pues a través de él se derivarán las tensiones que sufre la sangre en el interior de la bomba. Conociendo estas tensiones, será posible modelar el daño sanguíneo.

1.4. Antecedentes

En esta sección se quiere exponer todos los estudios anteriores del que parte como base este proyecto. El instituto CMT, se han realizado diversos proyectos con el objetivo de profundizar el conocimiento que se tiene sobre los VAD. Cabe resaltar que el campo de estudio del centro no es la medicina por lo que se ha realizado una revisión bibliográfica previa para conocer el estado del desarrollo de este campo clínico. Principalmente, se pueden encontrar los estudios de *Gil et al. (2022)* [4], *Gil et al. (2023)* [5] y el TFM de Diego Plaza [6]. Estos estudios, constituyen la base de la que se ha partido para realizar este estudio.

En primer lugar, se debe explicar por qué se estudia esta bomba y no otras existentes en el mercado como la HVAD. En la sección 5. *Conclusions* del estudio de *Gil et al. (2023)*, se comparan dos bombas de asistencia cardíaca en el que se concluye que la bomba HeartMate3 tiene mejores prestaciones en términos de rendimiento y hemocompatibilidad. Además, se estudia el mapa de operación de ambas bombas y se concluye que la bomba HeartMate3 es mejor en este tipo de aplicaciones.

Esta decisión obedece a distintas razones, entre ellas está el hecho de que la bomba HeartMate3 es mejor en términos de eficiencia y hemocompatibilidad. Por otro lado, estas dos bombas son los dispositivos principales de la tercera generación de estos dispositivos pero la HVAD fue retirada del mercado debido a complicaciones de formación de trombos. De esta forma la bomba HM3 es el diseño más reciente en el mercado de LVADs.

De la misma forma, se han extraído las consideraciones necesarias para abordar los problemas de hemólisis, flujo con comportamiento newtoniano o no newtoniano e influencia del número de Reynolds.

2. Marco teórico

En esta sección se quieren exponer los fundamentos sobre los que se basa el trabajo en términos de turbomaquinaria, dispositivos de asistencia cardíaca y de la mecánica de fluidos computacional.

2.1. Turbomáquinas

Una turbomáquina es un dispositivo que facilita un intercambio de energía con una corriente de fluido, logrado mediante la interacción de elementos fijos y giratorios. Esta transferencia de energía puede ocurrir en ambas direcciones: si la máquina aumenta la energía del fluido, se clasifica como una bomba hidráulica o un compresor; por otro lado, si extrae energía del fluido, se designa como una turbina. Un dispositivo de asistencia cardíaca es una bomba centrífuga hidráulica que en este caso, aporta energía al fluido (sangre).

Cuando se habla de bombas, existe un amplio número de configuraciones existentes por lo que se requiere de una clasificación de las mismas:

1. Bombas de desplazamiento positivo.
2. Bombas dinámicas.

Las bombas de desplazamiento positivo desplazan una cantidad específica de fluido por cada ciclo de operación. El movimiento se genera gracias a un desplazamiento que disminuye el volumen o cavidad que almacena el fluido generando movimiento en este. Existen varios tipos de estas bombas en los que se pueden resaltar la bomba de engranajes, pistón, paletas, tornillo, diafragma o lóbulos. En las Figura 1 [7] y 2 [8] muestra algunos de los mencionados.

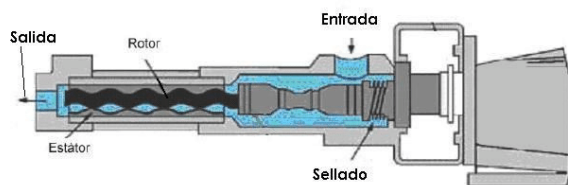


Figura 1: Bomba de tornillo.

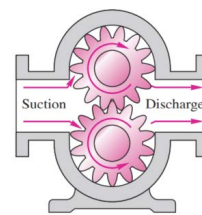


Figura 2: Bomba de engranajes.

Estas bombas se caracterizan por transportar el fluido en paquetes ocasionando en el sistema picos de presión. Sin embargo, este tipo de bombas facilita el despla-

miento de líquidos viscosos a altas presiones y además, posibilita que el caudal sea prácticamente constante, independientemente de la presión a ciertas revoluciones.

Las bombas dinámicas operan transfiriendo energía cinética al fluido para aumentar su presión y propulsarlo a través del sistema. Se dividen en dos tipos: axiales y centrífugas. Estas últimas se basan en la fuerza centrífuga generada por la rotación de un rotor o impulsor, que consta de álabes o paletas. En su funcionamiento, se observa que el fluido incrementa su momento debido a la rotación del rotor, generando una disminución de presión en el centro del impulsor, lo que permite la entrada del fluido desde la entrada de la bomba. Finalmente, este aumento de velocidad se convierte en un aumento de presión al expulsar el fluido por una sección en forma de difusor.

Este proceso, junto con el rotor y el flujo, se encuentra contenido dentro de la voluta, encargada de guiar el flujo desde la salida del rotor hasta el difusor de salida.

Los VAD de última generación son bombas centrífugas, conocida también como bomba rotodinámica. Este tipo de bombas ocupan actualmente un puesto destacado como la máquina más empleada para la transferencia de fluidos en estado líquido. Estas bombas, siempre de naturaleza rotativa, constituyen un tipo específico de bomba hidráulica que convierte la energía mecánica generada por un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido.

Como características principales de las bombas centrífugas se encuentran las siguientes: es una máquina hidráulica por trabajar con líquidos (flujo incompresible) y es de flujo continuo por lo que carece de pulsatilidad. En la siguiente Figura 3 se muestra un esquema de una bomba centrífuga [9].

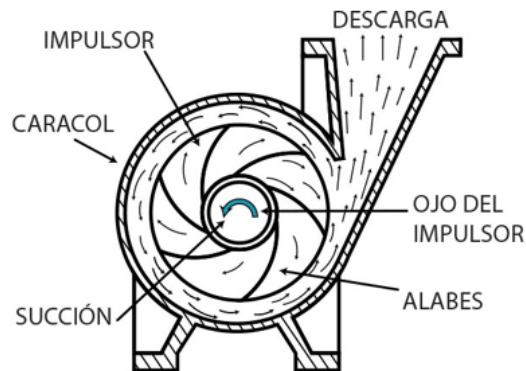


Figura 3: Esquema de bomba hidráulica.

Siguiendo con las características, estos mecanismos realizan un intercambio de energía mediante energía cinética por lo que es considerada turbomáquina. Finalmente, es considerada una bomba centrífuga porque el flujo evoluciona desde el centro hacia la periferia.

Se puede describir una bomba centrífuga según sus parámetros de diseño, con ello, se pueden obtener sus características técnicas y dimensiones. Estos indicadores determinan la capacidad y la eficiencia de la bomba. Se procede a definir una serie de aspectos importantes dentro de este tipo de bombas.

Lo primero de todo se debe aclarar el balance energético producido por el componente, esto conlleva a asumir una serie de hipótesis [10]:

- Proceso quasi-estacionario.
- Condición de no deslizamiento en las superficies.
- Se considera una entrada y una salida sin pérdidas de flujo.

Balance energético

La ecuación del balance energético de una bomba centrífuga se basa en la conservación de la energía:

$$P = Q\Delta p_t + \phi_L, \quad (1)$$

donde se denomina como P la potencia suministrada por la bomba en Newtons, Q el gasto de la bomba en litros por minuto y Δp_t la diferencia de presión entre la entrada y la salida. El primer sumando de la igualdad es la potencia suministrada al fluido. Por otro lado, las pérdidas generadas por el proceso se denota como ϕ_L .

Se puede también conocer la potencia necesaria para mover el rotor:

$$P = \Omega T, \quad (2)$$

en la que se denota como Ω la velocidad angular del mismo en radianes por segundo y T el torque o momento de torsión en Newtons por metro.

Se ha definido anteriormente unas pérdidas generadas por el proceso (Ecuación 1). Si estas pérdidas fuesen nulas, toda la potencia suministrada por el rotor se utilizaría para incrementar p_t pero en la realidad esto no es aplicable. El rotor no puede transmitir completamente la potencia que se le suministra al fluido.

Estas pérdidas se denominan eficiencia (η). Esta eficiencia relaciona la potencia suministrada al fluido (numerador) y la empleada para hacer funcionar la bomba (denominador) de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{Q \Delta p_t}{P}. \quad (3)$$

Una bomba con una eficiencia alta sugiere que gran parte de la energía del rotor se emplea directamente en aumentar la diferencia de presiones mejorando las prestaciones de la misma. Se puede diferenciar tres tipos de eficiencia: volumétrico, hidráulico y mecánico.

La eficiencia volumétrica se define como la capacidad de capturar y transferir el flujo fluido. Tiene que ver con una relación entre el caudal real y teórico.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L}, \quad (4)$$

donde Q_L representa la cantidad de fluido que no entra al rotor por filtración o por flujo secundario. La eficiencia hidráulica es una relación entre la energía transferida al fluido y la energía teórica disponible:

$$\eta_h = 1 - \frac{h_f}{h_s}. \quad (5)$$

El numerador tiene en cuenta las pérdidas por fricción y circulación a la salida y la caída de presión por atravesar conductos. Por otro lado, h_s se define como energía teórica.

Por último, la eficiencia mecánica hace referencia a la relación entre la potencia real entregada por el rotor y la teórica disponible:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_f}{P}. \quad (6)$$

donde Q_L representa las pérdidas de rozamiento del rotor, su fricción mecánica.

Por lo tanto, la eficiencia global del sistema viene dada por el producto de estas tres anteriores:

$$\eta \equiv \eta_v \eta_h \eta_m. \quad (7)$$

Definiciones

A la hora de definir el rendimiento y capacidad de una bomba centrífuga se deben tener en cuenta una serie de valores como las propiedades principales del fluido con el que trabaja (viscosidad μ y densidad ρ), velocidad angular del rotor (Ω), caudal (Q), diámetro del rotor (D), la rugosidad relativa de la máquina ($\frac{\epsilon}{D}$), el tiempo (t) y el gap entre rotor-carcasa llamado también holgura axial (c_{ax}).

A partir de estas, se pueden obtener una serie de parámetros o variables de interés como la potencia (P), diferencia de presiones (Δp_t) y eficiencia (η):

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= \Delta p_t(Q, D, \Omega, \rho, \mu, \epsilon, c_{ax}, t) \\ P &= N(Q, D, \Omega, \rho, \mu, \epsilon, c_{ax}, t) \\ T &= M(Q, D, \Omega, \rho, \mu, \epsilon, c_{ax}, t) \end{aligned} \quad (8)$$

Cabe constatar que la potencia suministrada y el par del rotor se relacionan a razón de la siguiente ecuación:

$$P = \Omega T \quad (9)$$

Utilizando el teorema de *Vaschy-Buckingham* [11] se pueden obtener estos parámetros de forma adimensional así como el número de Reynolds y la fuerza vertical que experimenta el rotor (F_y):

$$\begin{aligned}
\Delta p_t^* &= \frac{\Delta p_t}{\rho \Omega^2 D^2} \\
P^* &= \frac{P}{\rho \Omega^3 D^5} \\
T^* &= \frac{T}{\rho \Omega^2 D^5} \\
Q^* &= \frac{Q}{\Omega D^3} \\
Re &= \frac{\rho \Omega D^2}{\mu} \\
F_y^* &= \frac{F_y}{\rho \Omega^2 D^4} \\
k^* &= \frac{k}{\rho \Omega^2 D^3}
\end{aligned} \tag{10}$$

El número de Reynolds relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas. Conociendo este número se puede determinar si el fluido se encuentra en régimen turbulento, laminar o en zona de transición. A partir de la fórmula del número de Reynolds, se puede deducir que aumentando la velocidad angular del rotor este valor aumentará. Finalmente, cabe destacar que la diferencia de presiones adimensional (Δp_t^*) no depende del número de Reynolds cuando este es mayor que 10^5 . En dicho orden de magnitud el flujo se encuentra en un régimen turbulento desarrollado [4].

Curvas características

Se puede caracterizar las prestaciones de una bomba en base a su gasto Q . Para ello, se representan gráficamente las distintas variables de la bomba, generando así las curvas denominadas curvas características que son específicas para cada bomba. En la Figura 4 se muestra un ejemplo en el que se relacionan los parámetros Δp_t , P y η en función del gasto Q de la bomba. También se muestra la curva de altura neta positiva ($NPSHR$) a la que no se le da importancia en este estudio [12].

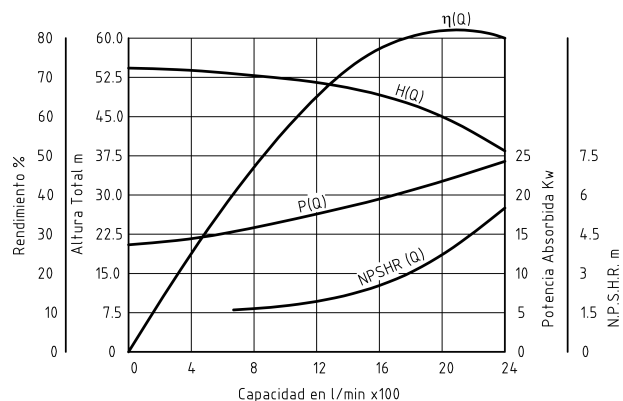


Figura 4: Curvas características típicas de una bomba centrífuga a velocidad de rotación constante.

Otra forma de representar estas curvas es incluyendo un barrido de valores de la velocidad angular del rotor de la bomba. En la Figura 5 se muestran las curvas de isorégimen e isorendimiento en una sola figura.

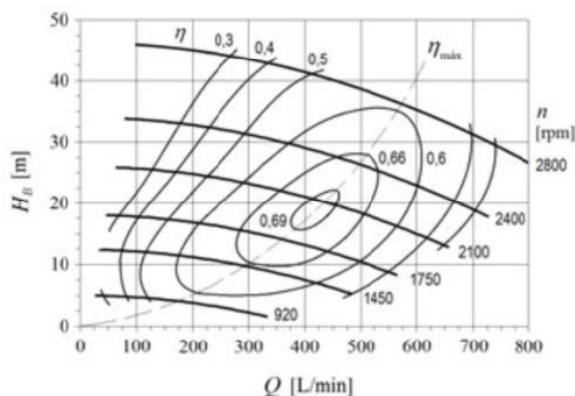


Figura 5: Diagrama de operación que ilustra las curvas de altura de elevación e isorrendimiento de una bomba centrífuga en función de diversas velocidades de rotación.

2.2. Dispositivos de Asistencia Ventricular (VAD)

En la *Sección 1.1* se ha explicado la importancia de las enfermedades cardiovasculares en la sociedad española. A nivel histórico, el primer dispositivo de este tipo fue implantado en el año 1963 en Estados Unidos. Este primer prototipo era impulsado por aire y producía un flujo pulsátil. Fue implantado en un paciente con coma.

Sin embargo, los resultados no fueron los esperados al fallecer a los cuatro días. Tres años después, fue implantado como método de recuperación post-operatorio en un paciente que 10 días después se recuperó. Esta fue llamada como la primera generación de los VAD.

La segunda generación pasó a tener flujo continuo generadas por bombas rotatorias axiales. Estas mejoras hicieron que los pacientes implantados con este tipo viviesen 10 años con ellas, aumentando así la esperanza de vida de los pacientes de forma significativa. La tercera y última generación (HM3) se caracteriza por ser controladas por sistemas electromagnéticos además de ser más pequeñas y menor daño sanguíneo.

Estos sistemas electromagnéticos incluyen sistemas de levitación *contactless* en el que el rotor se ubica dentro de la bomba sin estar en contacto con la carcasa de la misma. De esta forma no hay partes sólidas con movimiento relativo entre ellas. Este sistema puede ser puramente magnético o híbrido (hidrodinámico + magnético). Esto disminuye el daño sanguíneo de manera significativa. En el futuro, se quiere reducir más aún el tamaño, pero el mayor desafío consiste en reducir al mínimo los riesgos que conlleva la implantación de este tipo de dispositivos.

Normalmente, estos dispositivos se implantan en el ventrículo izquierdo para así alcanzar un gasto cardíaco de entorno a 5 l/min en la arteria aorta. Este vaso que es el más grande del ser humano, sale del corazón tras la válvula aórtica y da ramas a todos los órganos. El rango de aplicación de estos dispositivos es amplia, desde pacientes que están esperando un trasplante de corazón y es una solución intermedia, como para pacientes a los que no se les puede trasplantar debido a diversos factores [13] [14].

Los VAD están compuestos normalmente por la bomba, un controlador electrónico y un sistema de almacenamiento de energía para poder tener autonomía. En la Figure 6 se muestra un ejemplo para poder entender mejor el esquema principal del dispositivo.

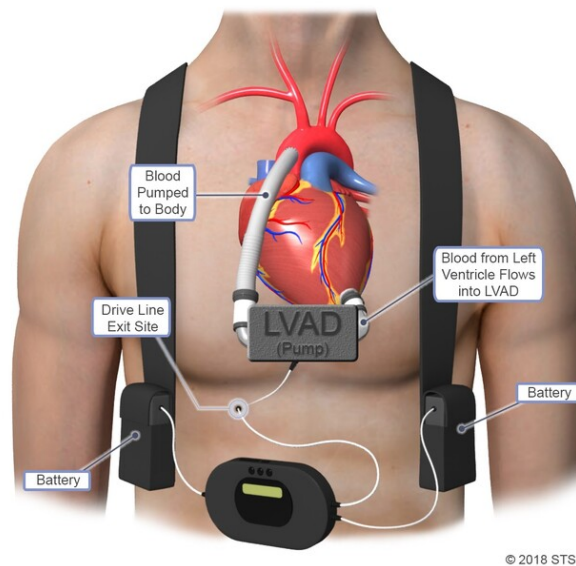


Figura 6: Componentes principales de un VAD

El VAD a estudiar en este proyecto, es uno de los dispositivos más avanzados del mercado por contar con una tecnología de levitación magnética para sustentar el rotor en el interior de la bomba mientras este gira impulsando la sangre. Esto hace tener un distanciamiento entre las partes móviles y fijas para reducir así el daño sanguíneo al máximo.

Este daño sanguíneo consiste en la destrucción de las células sanguíneas a su paso por la bomba. Los glóbulos rojos o eritrocitos son el tipo de células más abundante en la sangre. Además estas células desempeñan una función crucial transportando el oxígeno, componente indispensable para la homeostasis del ser humano. Esta destrucción de glóbulos rojos no solo es mala por reducir la capacidad de transporte de oxígeno, sino que también aumenta la probabilidad de la aparición de trombos, coágulos o hemorragias del paciente.

Asimismo, estos dispositivos crean una dependencia de tener que necesitar de corriente eléctrica siempre que se quiera recargar la batería del mismo. Finalmente, la conexión entre la bomba y el exterior, puede provocar infecciones. Además, la carencia de pulsatilidad del flujo producido por la bomba cambia la forma de llegar la sangre a las demás partes del cuerpo produciendo sangrados gastrointestinales.

2.3. Hemólisis

La implantación de un dispositivo de asistencia cardíaca puede traer consigo una serie de riesgos como la destrucción de glóbulos rojos también conocido como hemólisis. Este proceso puede ocurrir por causas naturales, como puede ser el envejecimiento de estas células pero también por otros factores como la exposición de estas células a esfuerzos cortantes no fisiológicos. Cuando un eritrocito es destruido, se libera hemoglobina. Esta hemoglobina puede ser sintetizada por el cuerpo pero si este compuesto se encuentra en niveles anormalmente altos puede desencadenar la aparición de coágulos aumentando así el riesgo de desarrollar complicaciones.

Se ha demostrado que los VAD aumentan la probabilidad de que el paciente implantado sufra complicaciones renales y cardiovasculares debido a esta destrucción de glóbulos rojos. La sangre, al pasar por el dispositivo, atraviesa gradientes de velocidad lo que provoca altos valores de esfuerzos cortantes. Además, en el dispositivo existen zonas de recirculación aumentando así el tiempo de residencia en el dispositivo [15] [16]. El aumento de este tiempo incrementa el riesgo de hemólisis debido al aumento del tiempo durante el cual los eritrocitos están expuestos a esfuerzos cortantes no fisiológicos. Otra consecuencia es el aumento de la probabilidad de agregación de plaquetas y, por tanto, riesgo de formación de trombos.

Se ha detectado anteriormente que a medida que la velocidad del rotor aumenta, aumenta la hemólisis (aumento de los esfuerzos cortantes) [5]. Esto ocurre igualmente cuando el gasto de la bomba es bajo (aumento del tiempo de residencia). Finalmente, esta bomba al tener un diseño en el que el rotor se encuentra levitando, existen unos pequeños conductos o ranuras que afectan de forma negativa a este aspecto de destrucción de eritrocitos.

Descripción del modelo

Para poder cuantificar el número de glóbulos rojos que son destruidos, se requiere de un modelo. El modelo elegido es el de ley de potencia descrito por *Taskin et al.* [17]. Utilizando este modelo, se pueden obtener valores de *Hemolysis Index* (HI) el cual representa el porcentaje de células dañadas en relación al número total. Se ha impuesto un valor de $HB = 10g/dL$ que representa el peso de glóbulos rojos por decilitro de sangre [18].

$$HI(\%) = Ct^{\alpha}\tau^{\beta} \quad (11)$$

Donde C , α and β son constantes del modelo con valores de $3,62 \cdot 10^{-7}s^{-\alpha}Pa^{-\beta}$, 0,785 y 2,416 respectivamente.

$$HI \% = \frac{\Delta hb}{HB} * 100 \quad (12)$$

La formulación de este modelo es euleriana. De esta forma se tiene en cuenta la rotura de estas células en todo el dominio. Al contrario, una formulación lagrangiana implicaría un alto costo computacional ya que se debe tener en cuenta un alto numero de partículas para poder sacar conclusiones significativas acerca de la hemólisis.

Por ello, se requiere formular una ecuación de transporte adicional. Para ello se debe linealizar el tiempo con un cambio de variable

$$\Delta hb' = \Delta hb \frac{1}{\alpha}. \quad (13)$$

de esta forma se puede obtener la ecuación de transporte

$$\frac{\partial(\Delta hb')}{\partial t} + u_j \cdot \frac{\partial(\Delta hb')}{\partial x_j} = (HB \cdot \tau^\beta)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (14)$$

donde $\alpha = 0,785$, $\beta = 2,416$ y $C = 3,62 \times 10^{-7} s^{-\alpha} Pa^{-\beta}$ [19]. Siendo τ el escalar que cuantifican las tensiones por cortadura y u_j la velocidad del fluido en dirección j . Cuando el campo fluido está desarrollado, se procede a obtener HI con el tensor de deformaciones

$$D_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (15)$$

como se ha dicho anteriormente, u_x es la velocidad en una dirección x . De igual forma, x_x es la coordenada en dirección x . Con el tensor de deformaciones se puede obtener el tensor de esfuerzos

$$\sigma = 2\mu \mathbf{D} \quad (16)$$

donde \mathbf{D} es la matriz que hemos obtenido anteriormente y μ la viscosidad dinámica del fluido. Con esta matriz se puede obtener el escalar τ

$$\tau = \sqrt{\frac{1}{6} \sum (\sigma_{ii} - \sigma_{jj}) + \sum_{i \neq j} \sigma_{ij}^2}. \quad (17)$$

Aplicando el modelo se obtienen valores útiles para determinar el grado de hemólisis en distintos puntos de operación de la bomba pero no es capaz de determinar el valor absoluto de manera precisa. Para poder comparar entre casos, se puede tomar como un HI_{ref} de referencia y, cambiando la configuración se pueden obtener valores relativos a este,

$$RHI = \frac{HI}{HI_{ref}} \quad (18)$$

siendo HI_{ref} el obtenido en el punto de operación de la bomba.

Propiedades del fluido

A la hora de hacer un estudio de este tipo, resulta indispensable conocer el fluido con el que se va a tratar, este fluido es la sangre. La sangre es un fluido vital que circula por el sistema vascular de los seres humanos entre otros. Constituye un componente esencial del sistema circulatorio y cumple diversas funciones críticas para el mantenimiento de la vida y transporte. La sangre está compuesta por células sanguíneas suspendidas en un líquido llamado plasma. Las células sanguíneas principales son los glóbulos rojos (eritrocitos), los glóbulos blancos (leucocitos) y las plaquetas.

Las propiedades del fluido vienen dadas por la cantidad presente de cada fase al volumen total de esta, siendo los eritrocitos el componente que más influye [20]. La densidad de la misma se ha establecido como $\rho = 1060 \text{kg/m}^3$. Por otro lado, la propiedad de viscosidad requiere una pequeña discusión debido a que la sangre es un fluido no Newtoniano.

Que un fluido no sea newtoniano significa que su viscosidad depende de los valores de ratio de tensión de cortadura ($\dot{\gamma}$) a la que se encuentra por lo que

$$\mu = f(\dot{\gamma}), \quad (19)$$

sin embargo, resulta aceptable considerar una $\mu = \text{cte}$ cuando los ratios de $\dot{\gamma} > 100 \text{s}^{-1}$. En este caso, en el VAD esta condición se satisface por lo que para este caso se ha tomado la viscosidad constante: $\dot{\gamma} = 3,5 \text{mPa} \cdot \text{s}$. Pequeñas discrepancias han sido evidenciadas cuando se han simulado este tipo de dispositivos con la viscosidad variable [10].

2.4. Dinámica de fluidos computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés Computational Fluid Dynamics) es una rama de la ingeniería y la física que utiliza métodos numéricos y computacionales para analizar y resolver problemas relacionados con el comportamiento de los fluidos, como líquidos y gases. En lugar de depender

de soluciones analíticas, la CFD utiliza algoritmos y modelos matemáticos para simular y estudiar fenómenos fluidodinámicos de manera numérica.

El costo computacional asociado a estas simulaciones es alto, por lo que un consumo de los recursos disponibles es indispensable. Un ordenador no es capaz de resolver derivadas parciales con variables continuas por lo que se requiere una discretización espacial y temporal transformando así el set de ecuaciones diferenciales en un problema algebraico.

Metodología

Tener una metodología es crucial para poder obtener simulaciones CFD lo más precisas posibles. De esta forma, se mencionarán las herramientas y procedimientos utilizados a la hora de realizar las simulaciones. En este contexto, la importancia de contar con una metodología bien definida radica en su capacidad para generar resultados confiables y realistas. Esta cuenta con los siguientes aspectos:

El primer paso, es identificar el fenómeno a estudiar. Para ello, se debe tener en cuenta la geometría, el fluido y las condiciones de contorno a las que lo sometemos. El segundo paso, consiste en en el llamado *preproceso*, durante esta etapa, se realizan todas las operaciones antes de comenzar a solucionar las ecuaciones.

Durante el preproceso, se define la geometría. Este elemento se puede obtener a través de software CAD 3D o escaneo láser entre otras. Asimismo, se realiza la limpieza o preparación del dominio para que en etapas posteriores, como el mallado, no aparezcan problemas asociados a que el modelo tiene imperfecciones lo que puede resultar en una malla de baja calidad. Además, se quitan todos los elementos que no afectan a la solución y que puedan resultar en problemas de convergencia

Tras obtener la geometría se deben imponer las condiciones de contorno. Esto implica definir y establecer los valores de variables específicas en los límites del dominio de simulación. Algunas de estas condiciones pueden ser la velocidad, la presión o la temperatura en las fronteras del sistema. Este paso es muy importante porque estas condiciones se deben ceñir lo mejor posible a la realidad y deben estar definidas lo suficientemente lejos del lugar de estudio para que estas no afecten al resultado. También se determinan las condiciones iniciales que determinan las variables específicas al iniciar la simulación. Sirve para ayudar a que la solución parta de un estado más cercano a la solución final desde la primera iteración.

El mallado es el siguiente paso a realizar, se centra en crear una red tridimensional de elementos finitos que divide el dominio de estudio en pequeñas celdas o

elementos. Estos elementos forman una estructura que representa la geometría del sistema y permite calcular las propiedades del fluido en cada ubicación de la malla. Representa el paso más costoso a nivel computacional y el resultado depende altamente de la calidad de la misma. Es muy importante establecer un *trade-off* entre el número de elementos y la calidad de la malla. Un número elevado de elementos hace que el resultado sea muy preciso pero muy costoso en términos de recursos computacionales.

Finalmente, la elección del modelo fluido. El término "modelo" se refiere a la representación matemática de las ecuaciones que describen el comportamiento del fluido en el dominio de simulación. Seleccionar el modelo que mejor se adapte a el fenómeno a estudiar resulta importante para poder obtener resultados confiables. También, como parte del preproceso, se debe definir de antemano las diferentes escenas y gráficas que se desean guardar para poder evaluar los resultados.

El tercer paso consiste en resolver la ecuaciones, durante este paso, se debe asegurar que la simulación está convergiendo a una solución y no se están obteniendo resultado anómalos.

El cuarto paso, consiste en el *post-proceso*, esta parte se centra en recoger todos los datos relevantes de la simulación como gráficos y escenas y analizarlos. Por último, es necesario realizar un proceso de validación de los resultados. Por consiguiente, es imprescindible llevar a cabo un análisis de independencia tanto de la malla como del dominio. Asimismo, se requiere la comparación de los resultados con aquellos obtenidos a través de experimentación, con el propósito de determinar su validez. La conclusión resultante determinará si los resultados pueden considerarse como fiables o no.

Ecuaciones de fluidos

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido y que son resueltas por los *softwares* CFD, son las ecuaciones de conservación de la masa, momento y energía para un flujo incompresible:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) &= 0 \\ \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} &= -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{f}_m \\ \frac{\partial e}{\partial t} + \nabla \cdot (e \mathbf{u}) &= -p \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{f}_m \end{aligned} \quad (20)$$

Donde:

- ρ : densidad del fluido
- \mathbf{u} : velocidad del fluido
- ∇ : operador de divergencia
- μ : viscosidad dinámica
- p : presión del fluido
- \mathbf{f}_m : fuerza por unidad de volumen
- $\nabla\mathbf{u}$: gradiente de velocidades
- $\nabla^2\mathbf{u}$ es el operador laplaciano de la velocidad
- e : energía interna por unidad de masa
- T : temperatura
- k : conductividad térmica
- $\rho\mathbf{u} \cdot \mathbf{f}_m$: tasa de trabajo realizado por la fuerza externa

Para este trabajo, solo se han resuelto las ecuaciones de masa y momento.

Modelos de turbulencia

La turbulencia o flujo turbulento es un régimen de flujo caracterizado por baja difusión de momento, alta convección y cambios espacio-temporales rápidos de presión y velocidad [21]. Las simulaciones que resuelven de manera directa de la turbulencia se llaman *Direct numerical simulation* (DNS). Estas simulaciones son muy costosas ya que requieren una discretización espacial muy pequeña y sólo está disponible para flujos con número de Reynolds bajo y requieren la utilización de clusters o supercomputadores.

Por ello, en la mayoría de las simulaciones CFD se tienen en cuenta los efectos de la turbulencia modelándolos. Existe una opción de resolver parte de la turbulencia (grandes escalas) mientras que las más pequeñas se modelan, estas simulaciones se llaman *Large eddy simulation* (LES) [22]. Finalmente, los modelos RANS (*Reynold-Average Navier-Stokes*) son los más utilizados ya que se modela la turbulencia al completo por lo que requiere un bajo costo computacional en comparación a las otras alternativas. En este proyecto se ha optado por un modelo RANS.

Reynold-Average Navier-Stokes

Como se ha mencionado anteriormente, la turbulencia tiene como característica que su comportamiento se define por cambios espaciotemporales rápidos en presión y velocidad. Los modelos RANS, promedian estos valores a lo largo del tiempo descomponiendo las magnitudes dos partes, media y fluctuante:

$$U_i = \langle U_i \rangle + u_i \quad (21)$$

donde U_i es la magnitud medida dependiente del tiempo, $\langle U_i \rangle$ su media temporal y u_i la fluctuación respecto a la misma dependiente del tiempo.

Sabiendo esto se puede expresar la ecuación de conservación del momento como:

$$\partial_t \langle U_j \rangle + \partial_{x_i} (\langle U_i \rangle \langle U_j \rangle) = \nu \nabla^2 \langle U_j \rangle - \frac{1}{\rho} \partial_{x_j} \langle P \rangle - \partial_{x_i} \langle u_i u_j \rangle \quad (22)$$

donde $\langle u_i u_j \rangle$ el tensor de Reynolds:

$$R_{ij} = \langle u_i u_j \rangle = - \begin{pmatrix} \langle u^2 \rangle & \langle uv \rangle & \langle uw \rangle \\ \langle uv \rangle & \langle v^2 \rangle & \langle vw \rangle \\ \langle uw \rangle & \langle vw \rangle & \langle w^2 \rangle \end{pmatrix} = a_{ij} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (23)$$

siendo k la energía cinética turbulenta y a_{ij} es la parte anisótropa. Tras ello, se debe tener en cuenta la Hipótesis de la viscosidad turbulenta de Bousinesq que asume que la viscosidad turbulenta es proporcional a la magnitud de la tasa de deformación del esfuerzo cortante en el flujo:

$$\rho a_{ij} = \rho \nu_T (\partial_{x_j} \langle U_i \rangle + \partial_{x_i} \langle U_j \rangle) \quad (24)$$

donde ν_T es denominada "coeficiente de viscosidad turbulenta." "coeficiente de eddy viscosity". Teniendo en cuenta lo anterior, se puede reescribir la ecuación de conservación del momento:

$$\partial_t \langle U_j \rangle + \partial_{x_i} (\langle U_i \rangle \langle U_j \rangle) = \partial_{x_i} \nu_{eff} (\partial_{x_j} \langle U_i \rangle + \partial_{x_i} \langle U_j \rangle) - \frac{1}{\rho} \partial_{x_j} \left(\langle P \rangle + \frac{2}{3} \rho k \right)$$

$$\nu_{eff}(\vec{x}, t) = \nu + \nu_T(\vec{x}, t) \quad (25)$$

En esta ecuación el coeficiente de viscosidad turbulenta es incógnita. Por ello, este valor es calculado mediante el modelo de turbulencia (RANS). El coeficiente de viscosidad turbulenta representa los efectos de la turbulencia como tal siendo la cantidad de fricción interna.

Eddy Viscosity Models

Estos modelos se centran en la idea de que se puede representar la influencia de la turbulencia mediante un término adicional de viscosidad, conocido como viscosidad turbulenta. Estos modelos consideran la viscosidad turbulenta como proporcional al gradiente de velocidad local del fluido. En otras palabras, la viscosidad turbulenta aumenta en regiones donde hay cambios bruscos en la velocidad del fluido, lo que refleja la presencia de turbulencia.

- **Spalart - Allmaras** (s - a):

Este modelo de una sola ecuación resuelve la ecuación del transporte para obtener la difusividad modificada ($\tilde{\nu}$):

$$\frac{\partial(\rho\tilde{\nu})}{\partial t} + \nabla(\rho\tilde{\nu}\mathbf{u}) = \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}}\nabla[(\mu + \rho\tilde{\nu})\nabla\tilde{\nu}] + P_{\tilde{\nu}} + S_{\tilde{\nu}} \quad (26)$$

en esta ecuación se pueden identificar los términos de coeficiente de viscosidad turbulenta ($\tilde{\nu}$), la constante de difusión del mismo ($\sigma_{\tilde{\nu}}$) y con las letras P y S se denotan términos adicionales de sumidero o producción adicional.

Con la difusividad modificada se obtiene la variable del coeficiente de viscosidad turbulenta (ν_T) teniendo en cuenta la densidad del fluido,

$$\nu_T = \rho f_{\nu 1} \tilde{\nu} \quad (27)$$

donde $f_{\nu 1}$ es una función de amortiguamiento que mitiga la mezcla turbulenta cuando se está calculando en una celda cerca de la pared. Como se ha dicho antes, este modelo resuelve una ecuación lo que lo hace computacionalmente eficiente. Además este modelo funciona relativamente bien en flujos de gradientes de presión adversos lo que lo hace apropiado para aerodinámica externa entre otras aplicaciones.

- **K-Epsilon** ($k - \epsilon$):

Este modelo es más complejo que el anterior (Spalart - Allmaras), ya que utiliza dos ecuaciones para describir la turbulencia. De estas dos, se obtienen dos variables:

la energía cinética turbulenta (k), que se relaciona con la escala de turbulencia del flujo estudiado, y ϵ , que se relaciona con la tasa de disipación turbulenta. El modelo, a partir de los valores obtenidos de k y ϵ obtiene el coeficiente de viscosidad turbulenta (ν_T):

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{v}}) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho(\epsilon - \epsilon_0) + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \nabla \cdot (\rho \epsilon \bar{\mathbf{v}}) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{1}{T_e} C_{\epsilon 1} P_\epsilon - C_\epsilon f_2 \rho \left(\frac{\epsilon}{T_e} - \frac{\epsilon_0}{T_0} \right) + S_\epsilon\end{aligned}\quad (28)$$

donde ρ es la densidad, $\bar{\mathbf{v}}$ es la velocidad media, μ_t es la viscosidad turbulenta, σ hace referencia a las distintas constantes de difusión. Como en el modelo anterior, las letras P y S son términos adicionales de producción y sumidero respectivamente. La letra T se relaciona a la escala temporal de la turbulencia. El subíndice 0 hace referencia al valor en el instante inicial. f_2 es una función de corrección. Finalmente, se puede corregir el modelo para depende que aplicaciones (por ejemplo sprays) mediante las contantes $C_{\epsilon 1}$ y $C_{\epsilon 2}$.

Como en el modelo anterior, se calcula la variable del coeficiente de viscosidad turbulenta (ν_T) teniendo en cuenta la densidad del fluido y una serie de parámetros que se pueden ajustar según la aplicación y el fenómeno estudiado como son C_μ y la función f_μ :

$$\nu_T = \rho f_\mu C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (29)$$

Esta función de amortiguamiento sirve para mejorar el comportamiento cerca de la pared, concretamente en la subcapa viscosa. Este modelo es altamente recomendable en fenómenos de flujo libre pero como se ha dicho antes, se tiene que ayudar de funciones de amortiguamiento para no discrepar en regiones de cerca de la pared por lo que en flujos de separación de capa limite o recirculaciones no es el más recomendado.

- **K-Omega** ($k - \omega$):

Este modelo también cuenta con dos ecuaciones por lo que es similar al anterior. Cada una de las ecuaciones sirve para obtener una variable para describir la turbulencia. Las dos variables son la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación específica (ω). Esta última está relacionada con las variables utilizadas en el modelo K-Epsilon:

$$\omega = \frac{k}{\epsilon} \quad (30)$$

Por otro lado, las dos ecuaciones que resuelve el modelo:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{v}}) &= \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + P_k - \rho \beta^* f_{\beta^*} (\omega k - \omega_0 k_0) + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \nabla \cdot (\rho \omega \bar{\mathbf{v}}) &= \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega u_t) \nabla \omega] + P_\omega - \rho \beta f_\beta (\omega^2 - \omega_0^2) + S_\omega \end{aligned} \quad (31)$$

Estas dos ecuaciones incluyen variables como los términos sumidero y de producción denotados con S y P respectivamente además de indicar con su subíndice su variable. Las variables β y β^* son coeficientes de amortiguación, f_{β^*} y f_β son también funciones de amortiguación, el subíndice 0 se refiere a los valores iniciales, μ_t es la viscosidad turbulenta, σ_ω es la constante de difusión de ω , ρ la densidad del fluido y $\bar{\mathbf{v}}$ es la velocidad media. Como se ha dicho anteriormente, las ecuaciones cuentan con coeficientes que pueden ser modificados dependiendo de la aplicación.

Una vez resueltas se obtiene la viscosidad turbulenta:

$$\nu_T = \rho k T \quad (32)$$

siendo T la escala temporal de la turbulencia.

Una de las ventajas de este modelo es su buena adaptación a capas límites con un gradiente de presión adverso. Haciendo al modelo apropiado para una gran variedad de aplicaciones. Viendo que los dos modelos disponibles de dos ecuaciones son aconsejables para distintas aplicaciones existe el modelo $k - \omega$ *Shear Stress Transport (SST)* el cual utiliza el modelo $k - \epsilon$ lejos de las paredes y el modelo $k - \omega$ cerca de ellas para eliminar las limitaciones de cada uno de los modelos por separado. Por tanto, el modelo $k - \omega$ SST resulta atractivo para todas las aplicaciones CFD incluyendo la turbomaquinaria.

Modelos resolución de las ecuaciones de flujo

Como se ha dicho en la sección anterior, se deben resolver las ecuaciones de continuidad, masa y momento. Existen diferentes maneras de solucionarlas, entre ellas se encuentran el método segregado y acoplado [23].

- **Método segregado**

En este caso, el solver resuelve las ecuaciones de conservación de masa y momento de forma secuencial. Las ecuaciones no lineales se resuelven de manera iterativa. Este solver utiliza un algoritmo de acoplamiento presión-velocidad en el que la ecuación de conservación de masa actúa como restricción en el campo de velocidades. Este último se cumple resolviendo una ecuación de corrección de presión.

Esta ecuación de corrección de presión se construye a partir de la ecuación de continuidad y de las ecuaciones de momento, de forma que se busca un campo de velocidad predicho que cumpla la ecuación de continuidad, lo que se consigue corrigiendo la presión. Este método se ve como un solver de predicción corrección, la solución se controla con el algoritmo SIMPLE [24]. Uno de los principales inconvenientes es que puede generar pequeños errores numéricos debido a la falta de acoplamiento entre variables. Sin embargo, se le asocia un menor coste computacional.

▪ Método acoplado

Este otro solver, al contrario, resuelve las ecuaciones de manera simultánea como un vector de ecuaciones. En este caso, el campo de velocidades se obtiene a partir de las ecuaciones de momento. De la ecuación de continuidad se obtiene el campo de presiones y la densidad se calcula evaluando la ecuación de estado. Se puede escoger entre un esquema implícito o explícito para resolver el sistema de ecuaciones acopladas. Se caracteriza por una mayor precisión en los resultados debido al hecho de que el cálculo empleado es más robusto. Se le asocia un mayor coste computacional.

Modelado de la capa límite

Uno de los mayores de problemas a los que se enfrenta el CFD es el modelado de la capa límite. La capa límite es un término introducido por Prandtl en que divide el flujo en dos cuando este interacciona con un sólido. La zona externa en el que los efectos viscosos son muy pequeños y la zona interna o cercana a la pared. Esta zona interna predominan las fuerzas viscosas por la condición de no deslizamiento de la pared. Esta condición causa un gradiente de velocidad perpendicular a la pared [25].

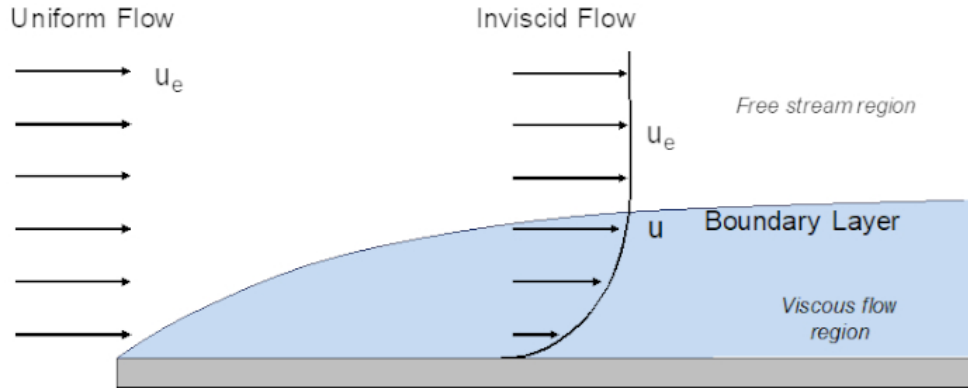


Figura 7: División del flujo en zona externa y cercana a la pared.

Se deben introducir una serie de conceptos, entre los que está el y^+ . Se trata de una cantidad adimensional, y es la distancia a la pared medida en términos de longitudes viscosas [26].

$$\begin{aligned}
 y^+ &= \frac{y \cdot u_T}{\nu} \\
 u_T &= \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \\
 \tau_w &= \rho \cdot \nu \frac{u}{y}
 \end{aligned}
 \tag{33}$$

donde u_T es la velocidad de fricción y τ_w los esfuerzos cortantes cerca de la pared. En la siguiente Figura 8 muestra la relación entre esta variable y $u^+ = U/u_\tau$. Esta última, es la velocidad adimensional en la dirección del flujo, normalizada por la velocidad de fricción en la pared. En esta imagen se muestra que dentro de la capa límite se pueden diferenciar 3 regiones: la subcapa viscosa, la capa de amortiguamiento y la capa logarítmica.

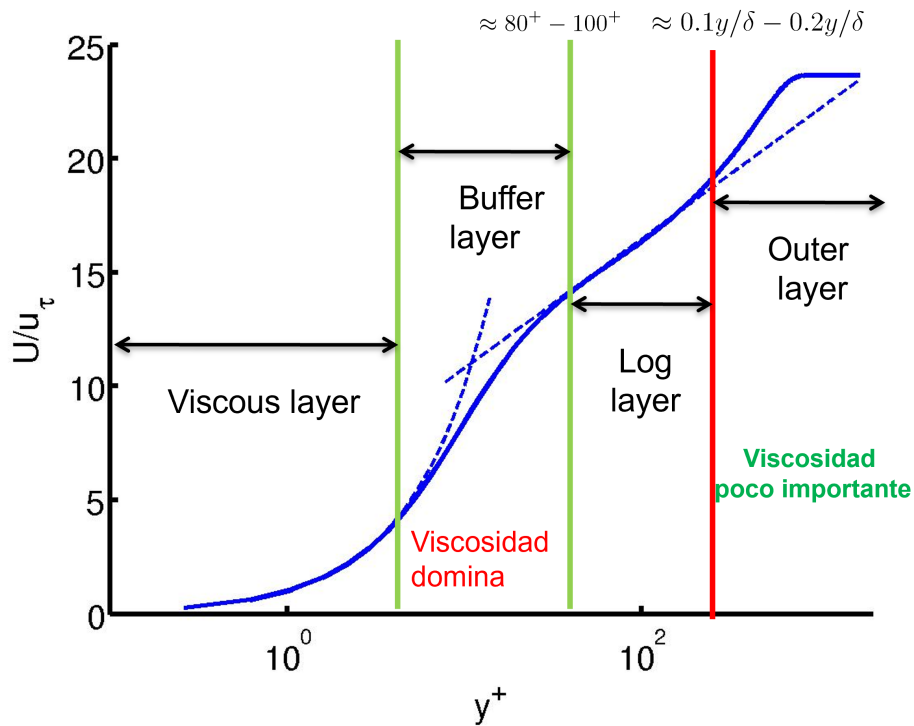


Figura 8: Gráfica relación entre el y^+ y u^+ .

La capa límite, por tanto, permite que el fluido vaya desde la velocidad free-stream $U_\infty = U_0$ a velocidad nula en la pared. Se caracteriza, entre otros aspectos por tener el componente de velocidad perpendicular a la pared mucho más menor a la componente de la dirección del flujo ($U \gg V$). El grosor de la capa límite δ_{99} , es definido como la distancia desde la pared hasta la superficie donde la velocidad (media, no fluctuante) alcanza el 99 % de la velocidad free-stream:

$$\delta_{99} = y, \text{ where } \frac{\langle U \rangle}{U_\infty} = 0,99 \quad (34)$$

A continuación se van a describir cada una de las tres regiones en las que se divide la capa límite:

- Subcapa viscosa

Se caracteriza de la zona más cercana a la pared, más concretamente en el intervalo de 0 a $5 y^+$. En esta zona la viscosidad domina frente a otras fuerzas. Estudios experimentales y simulaciones DNS muestran que el perfil de velocidades se comporta de forma lineal de forma que:

$$U^+ = y^+ \quad (35)$$

- Subcapa de amortiguación o *buffer*

Se trata de la zona intermedia de la capa límite y se trata de una zona de transición en la que las fuerzas viscosas pierden importancia. En términos de y^+ se comprende desde 5 a 30. Su complejidad hace que sea difícil determinar una relación de esta distancia a la pared adimensional y la velocidad. Esta dificultad hace que durante el mallado el reto sea alejar la primera capa prismática de esta zona por lo que se requiere imponer un y^+ mayor que 30 o menor que 5 para no introducir errores adicionales al cálculo.

- Subcapa logarítmica

Esta es la última y más alejada región de la capa límite, el flujo se considera turbulento y se comprende desde 30 a 300 y^+ . Se puede ver en la Figura 8 que se puede caracterizar esta curva de distancia vs velocidad de manera logarítmica. Este hecho otorga el nombre a esta capa en inglés "*log law*". La fórmula utilizada por la ley de pared es la siguiente:

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad (36)$$

donde $\kappa = 0,41$ y $B = 5$ utilizadas para ajustar la curva a los resultados experimentales.

Modelado del movimiento

En esta sección se quiere explicar el modelado que se ha aplicado al movimiento del rotor. Durante las simulaciones transitorias, el rotor va a realizar dos movimientos: la rotación sobre el eje vertical y el desplazamiento sobre el mismo. Para ello, se han querido tener en cuenta las fuerzas que ejerce el fluido sobre este y el campo electromagnético (simplificado a un muelle).

Para ello, se ha elegido el movimiento tipo DFBI (Dynamic fluid body iteration). El DFBI es distinto a los movimientos prescritos e impuestos por el usuario. Se resuelven los grados de libertad elegidos del cuerpo como resultado de tener en cuenta las fuerzas que ejercen sobre él. Entre estas fuerzas se encuentran las del fluido y unas fuerzas o momentos prescritos por el usuario. En este caso, se utilizará un momento aplicado en el eje de rotación del rotor y un muelle que emula el campo electromagnético en el que se emplaza el rotor.

Malla *overset*

Las mallas *overset* son utilizadas para discretizar el dominio con diferentes mallas superpuestas de una manera arbitraria [23]. Esta técnica se utiliza cuando en el fenómeno a estudiar existe un movimiento (DFBI) de un cuerpo en el dominio fluido (en este caso el rotor). Existe también la posibilidad de realizar deformaciones a la malla (*morphing*) pero cuando este movimiento es grande, la malla se deforma demasiado afectando así a la su calidad. Por lo que en este caso, se va a realizar un mallado del dominio por completo al que se le llama *background* y también se mallará el rotor y se denotará como *overset mesh*. Esta malla del rotor se superpondrá a la *background*. La técnica acopla ambas regiones malladas a través del intercambio de datos entre celdas receptoras de una región y las donantes (marcadas como activas) de la otra región.

La superficie externa de la región *overset* se define como una *boundary*. El proceso por el cual estas dos regiones se acoplan se llama *hole cutting* en el que las celdas de la región *background* que se encuentran dentro de la *overset* se marcan como inactivas. La solución se coge de la región *overset*. En la frontera entre las dos regiones se realiza un intercambio de información entre celdas. Cabe destacar que este algoritmo se repite cada time step ya que el cuerpo cambia de posición por lo que las celdas activas e inactivas cambian en cada paso temporal.

3. Metodología

En este capítulo se quiere presentar la configuración de la simulación CFD. Se va a comentar y justificar el modelado de las físicas y el *solver* elegido. En este caso en concreto se expondrá la geometría del estudio, la malla utilizada y las condiciones de contorno. Como se ha comentado anteriormente, el *software* utilizado es *STAR CCM+* de *Siemens*.

3.1. *Set-up* del caso

Se quiere conocer el comportamiento transitorio de la traslación vertical del rotor cuando este está rotando. Por ello, el fenómeno requiere un estudio **tridimensional** y **transitorio** del modelo. Asimismo, el fluido es considerado **incompresible** al tratarse de sangre. La sangre es conocida por ser un fluido no-newtoniano, pero como se ha comentado en la sección *Propiedades del fluido*, las condiciones en las que se encuentra la sangre satisfacen las condiciones ($\dot{\gamma} > 100s^{-1}$) por lo que

se considera un fluido **Newtoniano**, con una densidad $\rho = 1060kg/m^3$ y una viscosidad constante de $\mu = 3,5mPa \cdot s$.

Teniendo en cuenta la potencia de cálculo disponible se ha optado por un modelo **RANS**. Entre los modelos disponibles, se ha elegido el $k - \Omega SST$ al ser un estándar en este tipo de fenómenos [15]. El fluido experimenta altos gradientes de presión y velocidad al paso por la bomba por lo que este modelo se postula como el más afín a la naturaleza el problema.

En cuanto al método de resolución del problema, se ha optado por un *solver* **acoplado** y de esta forma se obtendrán resultados precisos empleando más recursos computacionales.

3.2. Geometría

A través de la ingeniería inversa el instituto CMT - Motores térmicos ha podido obtener la geometría. Cabe resaltar que este proceso ha sido ajeno al proyecto y el modelo ha sido proporcionado por esta entidad. Para ello, se han añadido medidas y observaciones físicas del dispositivo en la literatura existente [5] [6].

En la siguiente Figura 9 se muestra el modelo CAD en la que se pueden encontrar las distintas partes del dispositivo. La sangre transcurre por una región convergente llamada entrada hasta llegar a una expansión donde se encuentra el rotor.

Tras su paso por el rotor, la sangre pasa a la voluta (con forma de caracol) la cual conduce el fluido hacia la salida. Durante la salida se puede ver un cambio de sección de forma de expansión. Para alejar las condiciones de contorno al lugar de estudio y así influir lo menos posible al resultado del mismo, se han extrudido dos regiones antes de la entrada y después de la salida con la sección de las mismas. De esta forma el flujo se desarrolla antes de entrar en la bomba. Las dimensiones de las mismas se han extraído de los resultados obtenidos en el TFM [10] en el que se realiza la independencia del dominio de estas dos partes.

En el modelo, se distinguen dos regiones, una estática en la que se encuentra la entrada, voluta, carcasa y salida. A destacar que se han alejado las condiciones de contorno de la entrada y la salida. Y otra parte rotatoria formada por el rotor. El rotor de la bomba se muestra en la Figura 10 y, como se comenta en la sección de *malla overset* se realizará un mallado de este componente inmerso en una región adyacente como se muestra en la Figura 11. Esta región se delimita a través de una interfaz.

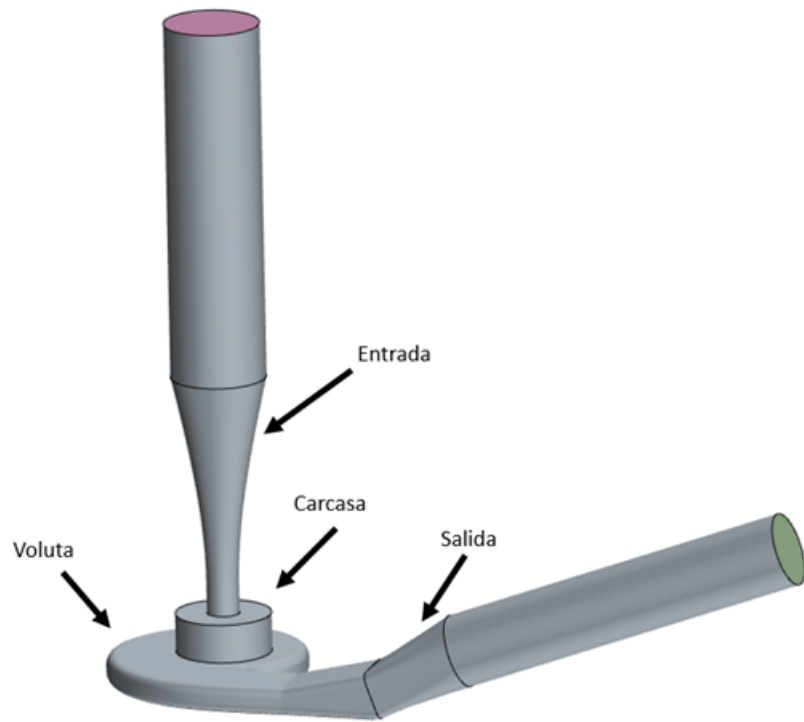


Figura 9: Modelo CAD.

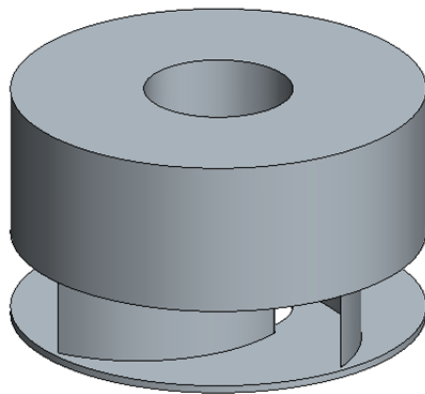


Figura 10: Rotor de la bomba.

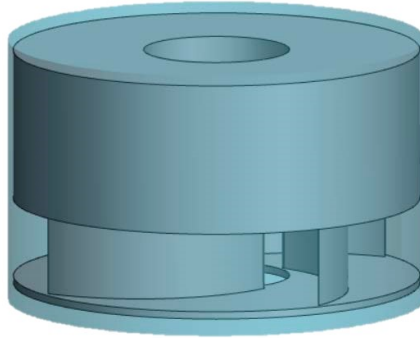


Figura 11: Región overset.

La principales dimensiones del dispositivo se muestran en la Tabla 1. Cabe resaltar que el estudio transitorio consiste en estudiar la evolución en el tiempo de la variable c_{ax} .

Parámetro	Símbolo	HM3
Diámetro del rotor	D_{imp}	18.7 mm
Diámetro de entrada	D_{inlet}	19.7 mm
Diámetro de salida	D_{outlet}	15.2 mm
Holgura axial (superior)	c_{ax}	1 mm
Holgura radial	c_{rad}	0.5 mm

Tabla 1: Dimensiones principales del dispositivo.

3.3. Condiciones de contorno

En toda simulación de mecánica de fluidos computacional, se deben imponer una serie de restricciones en la geometría llamadas condiciones de contorno. Las principales son de entrada, salida y pared.

En este caso, se ha optado por una entrada tipo *Stagnation inlet* y de salida tipo *Mass flow outlet*. En [23] se indica que esta condición de contorno de entrada sirve cuando se quiere imponer una entrada de fluido en condiciones de estancamiento, donde el fluido está en un plenum imaginario y muy aguas arriba. En estos casos de fluido incompresible, se utiliza la ecuación de Bernoulli para relacionar la presión total, la presión estática y la magnitud de la velocidad. Por otro lado, se ha impuesto un flujo másico en el que se impondrá el gasto másico de la bomba.

Al tratarse de un flujo incompresible, la presión media a lo largo de la bomba no influye en la solución por lo que se ha impuesto una presión total a la entrada $P_{entrada} = 0 Pa$. Todas las paredes se han impuesto como *Wall*, estas superficies se definen como una pared impermeable que contiene el fluido en el que la condición de no deslizamiento es impuesta [23].

La geometría se ha dividido en cuatro regiones, estas son la región de entrada, región estática (carcasa y voluta), región rotatoria (rotor) y la región de salida. Para poder establecer continuidad entre las mismas, se deben establecer las interfaces entre las regiones. Existen dos tipos de interfaces en este caso: *internal interface* en la que se unen dos regiones en un mismo continuo y las interfaces tipo *overset* en la que se combinan la región estática y rotatoria.

Para poder configurar el DFBI, se debe otorgar al cuerpo (rotor) una serie de características como centro de masas, momento de inercia y la masa (suponiendo que el rotor es de titanio). También se han otorgado dos grados de libertad al cuerpo: translación y rotación sobre su eje central. Las fuerzas que van a ejercer sobre este cuerpo son las siguientes:

- Fuerzas ejercidas por el fluido
- Momento en el eje vertical que ejerce la bomba
- Muelle sobre el eje vertical.

El momento sobre el eje vertical va a variar durante el tiempo con el objetivo de mantener la misma velocidad angular del rotor (se quiere fijar el número de Reynolds). Para ello, se va a imponer el momento del instante temporal anterior a cada una de las iteraciones. De esa forma, este momento igualará al momento ejercido por el fluido y la velocidad angular se mantendrá constante.

Para ello es necesario inicializar la solución transitoria con un caso convergido estacionario. De esta forma el par inicial del caso transitorio corresponde con el par obtenido en la simulación a esas *rpm* estacionarias. Por otro lado, el muelle en el eje vertical aplica fuerza en función del desplazamiento vertical del rotor. Esta fuerza del muelle depende de su constante k que varía en cada simulación.

El time step elegido para las simulaciones es de $1^\circ/step$. Se ha elegido de acuerdo a [27] y que es un estándar dentro de las simulaciones CFD de turbo-maquinaria. El esquema de discretización temporal es de segundo orden.

3.4. Condiciones iniciales

Para realizar las simulaciones transitorias, se debe partir de una solución válida inicial. Para ello, se ha lanzado para cada simulación una estacionaria previa donde se ha dejado iterar (6000 iteraciones) hasta llegar a una convergencia del que partir para las transitorias. El modelado del movimiento es la única variación. Este movimiento ha sido modelado con MRF (Moving Reference Frame) impuesto al rotor a la velocidad angular requerida.

3.5. Malla

Uno de las partes más importantes de una simulación CFD es la malla. La malla sirve para discretizar espacialmente el dominio. Una mala calidad de malla puede introducir grandes errores a la solución obtenida. A continuación, se mostrará la configuración de la misma así como un estudio de independencia de malla. La independencia de malla es un proceso por el cual se realizan varias simulaciones en las que, bajo unas mismas condiciones, se cambia la malla para ver si realmente la solución depende o no de la malla. Cabe destacar que un mallado con elementos pequeños se asocia con una solución más exacta añadiendo coste computacional. Por este hecho, se debe establecer una relación tamaño-coste computacional. Finalmente, se ha realizado un análisis de convergencia de malla.

Como se ha dicho durante el marco teórico, se debe tener en cuenta que el rotor se va a mover dentro del dominio por lo que se ha optado por una malla tipo *overset*. En este tipo de malla, se deben discretizar por separado la región estática y la región del rotor. Para conservar el número de elementos lo más bajo posible, se ha optado por una tipología poliédrica. Desde [23] se comprueba que esta tipología es apropiada para geometrías complejas. Son rápidas y fáciles de construir ya que no requieren más preparación de la superficie que una malla tetraédrica equivalente. Su principal ventaja es que se reduce hasta en 5 el número de celdas requeridas para una malla de superficie inicial si fuese mallada por tetraedros. Se parte de una malla tetraédrica para formar poliedros en la que las celdas tienen de media 14 caras.

En la siguiente tabla se muestra la configuración de malla de la región estática:

Región estática	
Tamaño base	1.4 mm
Tamaño objetivo de superficie	1 mm
Tamaño mínimo de superficie	0.1 mm
Tasa de crecimiento de volumen	1.1
Tasa de crecimiento de superficie	1.3
Curvatura de la superficie	36 points/circle
Número de celdas de capa limite	4
Factor de elongación	1.5
Grosor total de la capa limite	0.075 mm
Tamaño máximo de tetraedro	0.2 m

Tabla 2: Parámetros de la malla (Región estática).

Se han añadido una serie de refinamientos de esta región, se muestran en la siguiente tabla:

Refinamientos región estática	
Superficie de la voluta (tamaño objetivo)	0.4 mm
Superficie inferior de la voluta (tamaño objetivo)	0.3 mm
Volumen zona rotor (tamaño objetivo)	0.07 mm
Gap inferior entre rotor y voluta (tamaño objetivo)	0.14 mm

Tabla 3: Refinamientos de la malla (Región estática).

En las siguientes figuras, se muestra el resultado visual de la misma.

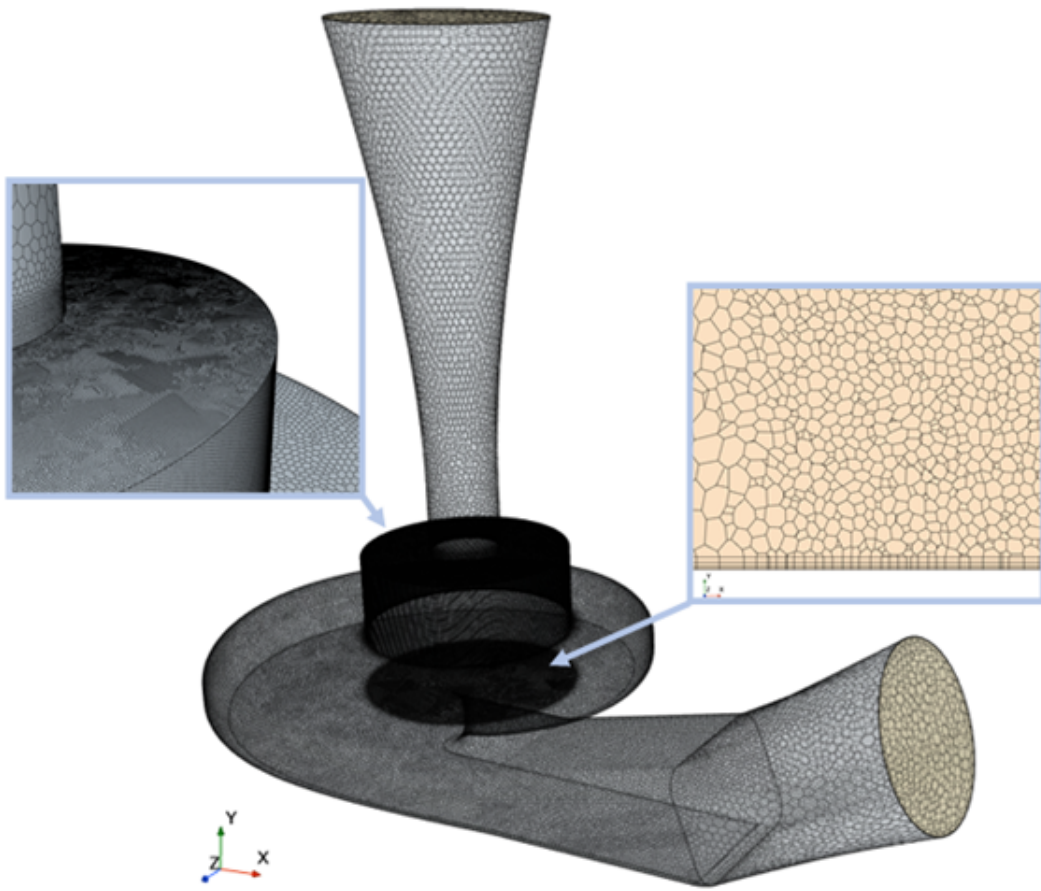


Figura 12: Resultados visuales de la malla.

Se ha realizado también un mallado de la región del rotor, en las siguientes tablas se muestran tanto los parámetros como los refinamientos empleados.

Región del rotor	
Tamaño base	0.07 mm
Tamaño objetivo de superficie	1 mm
Tamaño mínimo de superficie	0.04 mm
Tasa de crecimiento de volumen	1.1
Tasa de crecimiento de superficie	1.3
Curvatura de la superficie	36 points/circle
Número de celdas de capa limite	4
Factor de elongación	1.5
Grosor total de la capa limite	0.075 mm
Tamaño máximo de tetraedro	0.2 m

Tabla 4: Parámetros de la malla (Región del rotor).

Refinamientos región estática	
Superficie superior, lateral e interior (tamaño objetivo)	0.14 mm
Superficie de las aspas	0.1 mm
Bordes de aspas	0.06 mm

Tabla 5: Refinamientos de la malla (Región del rotor).

Los resultados visuales se muestran a continuación;

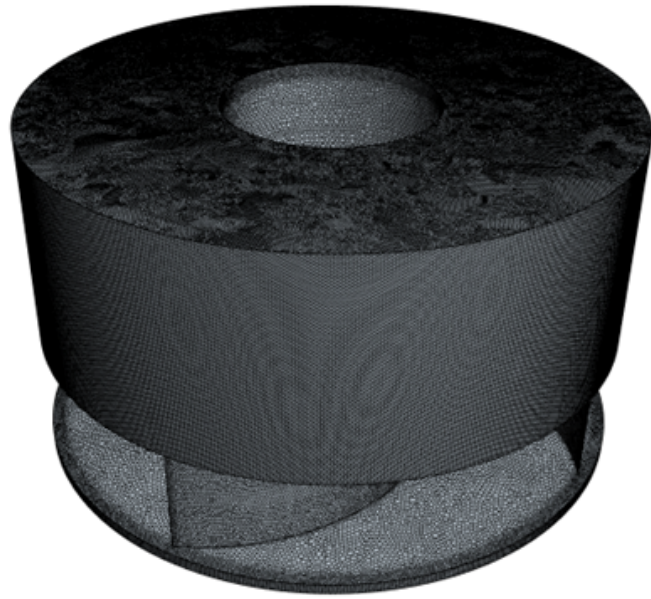


Figura 13: Resultados visuales de la malla.

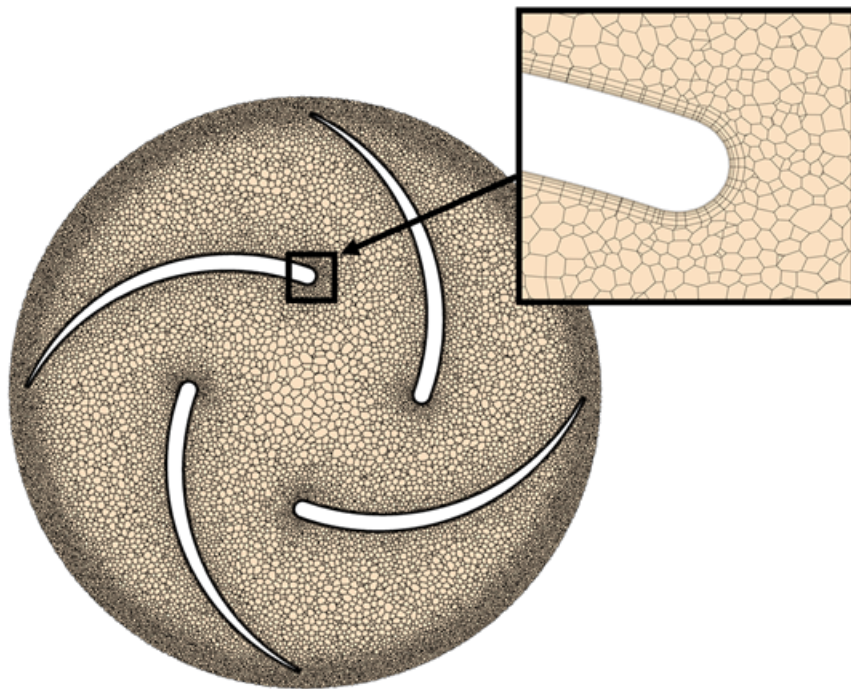


Figura 14: Resultados visuales de la malla, corte en el eje vertical.

Finalmente, las regiones de entrada y salida. La longitud de estas es de cuatro veces el diámetro de entrada para ambos casos. En la región de entrada se han extruido 70 celdas y en la de salida 100 celdas. En la siguiente figura se muestra esta malla resultante.

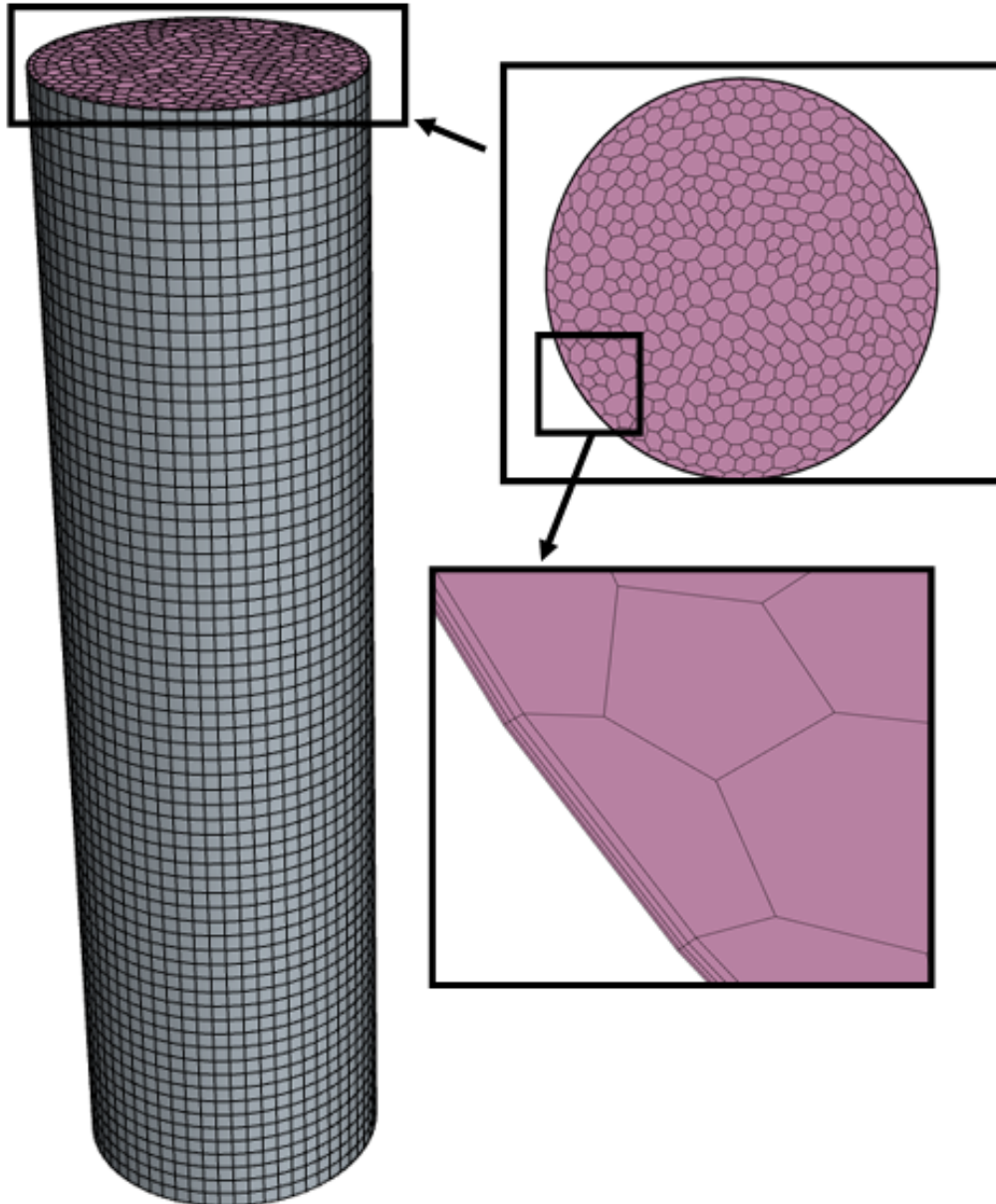


Figura 15: Resultados visuales de la malla, extrusión de entrada y detalle.

Estudio de independencia del dominio

Se deben alejar lo más posible las condiciones del contorno al lugar de estudio así como desarrollar el flujo antes de entrar en la bomba sin añadir muchas celdas para mantener el coste computacional bajo. Para ello, las regiones de entrada y salida se han modificado y simulado para estudiar la variación de los resultados.

Al ser un estudio posterior a una serie de proyectos anteriores, este paso ya fue realizado por *Borja Martínez Corzo* [10] en el que se determina que la distancia mínima para no afectar al resultado es de $4D_{imp}$.

Análisis de independencia de malla

Durante este proceso, se va a estudiar la influencia del tamaño de malla en el resultado de la simulación. Esto asegura que los resultados obtenidos son precisos y confiables.

Al tratarse de una estudio posterior a una serie de proyectos anteriores, se han tomado los resultados del TFM de *Diego Plaza* [6] en el que se lanzaron tres casos bajo las mismas condiciones variando el tamaño base.

Cabe resaltar que todos los tamaños de refinamientos y demás parámetros se establecen en relación al tamaño base, por lo que, al variar el este, la malla se ajusta a este parámetro. El número de celdas de capa limite, así como su factor de elongamiento y el grosor total de capa limite permanecen iguales en todas las simulaciones.

Se lanzaron tres simulaciones con tamaños base de 1,5, 2 y 3 mm. La variable objetivo o de importancia se estableció como la eficiencia η . En la siguiente tabla se muestran los resultados.

Estudio independencia de malla		
Tamaño de malla	Número de celdas [M]	Eficiencia
1.5 mm	18.4	0.439
2 mm	9.02	0.441
3 mm	3.44	0.415

Tabla 6: Resultados de las tres simulaciones (@6000rpm y $Q = 5l/min$).

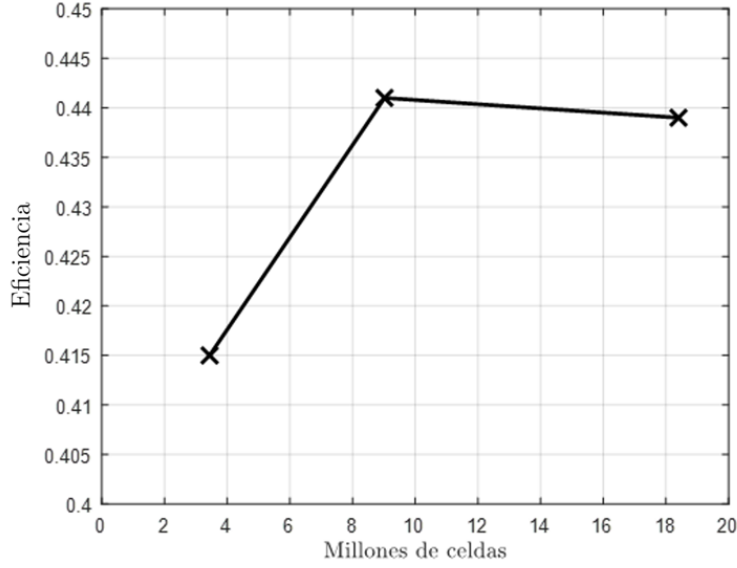


Figura 16: Gráfica de resultados de la independencia de malla.

Análisis de convergencia de malla

Uno de los aspectos también destacables en el proceso de elección de malla es realizar un análisis de convergencia de malla. Se ha seguido el mismo proceso que en [28] *Sección 3.2: ANÁLISIS DE CONVERGENCIA DE MALLA*. Se muestran a continuación los resultados.

Resaltar que para este análisis se requieren tres mallas distintas en las que difieren, únicamente en la malla. Progresando de más gruesa a más fina. Se realizan dichas simulaciones obteniendo la variable indicadora, en este caso, la eficiencia η . De esta forma se pueden obtener los errores ε_{ijk} y el valor s

$$\varepsilon_{ij} = \eta_i - \eta_j \quad (37)$$

$$s = \text{signo}\left(\frac{\varepsilon_{ij}}{\varepsilon_{jk}}\right) \quad (38)$$

donde la letra i j y k hacen referencia a las mallas. Tras esto, se puede averiguar p o orden aparente. Para ello se debe introducir también la variable r la cual es la relación entre el tamaño de una malla y la inmediatamente más fina

$$h = \frac{\text{longitud eje } i}{n \text{ celdas eje } i} \quad (39)$$

$$r = \frac{h_{gruesa}}{h_{fina}} \quad (40)$$

$$p_{ijk} = \frac{1}{\ln(r_{kj})} \cdot \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{ij}}{\varepsilon_{jk}} \right| + \ln \left(\frac{r_{jk}^{p_{ijk}} - s_{ijk}}{r_{ij}^{p_{ijk}} - s_{ijk}} \right) \right| \quad (41)$$

Finalmente se puede obtener la incertidumbre debida a la discretización llamado *GCI*. Para calcular este valor se requiere el error relativo.

$$e_{aij} = \left| \frac{\eta_j - \eta_i}{\eta_j} \right| \quad (42)$$

$$GCI_{ij} = \frac{1,25 \cdot e_{aij}}{r_{ij}^{p_{ijk}} - 1} \quad (43)$$

Para este caso, la eficiencia exacta obtenida es de 0,440, el orden aparente es de 16,56 y el GCI_{321} es 0,0015. Finalmente, el error aproximado relativo es de 0,0062.

Calidad de la malla elegida

Finalmente, se ha elegido la malla de tamaño base de $2mm$. Esta decisión se ha tomado basándose en los resultados anteriores. En la Figura 16 se puede ver que la malla de 9,02 millones de celdas el valor obtenido de eficiencia es muy similar al obtenido con el doble de celdas. Con esta malla se conserva el número de elementos y el coste computacional bajo.

Se muestran a continuación una serie de gráficas correspondientes a la calidad de la malla en términos de cambio de volumen, oblicuidad y calidad de celda.

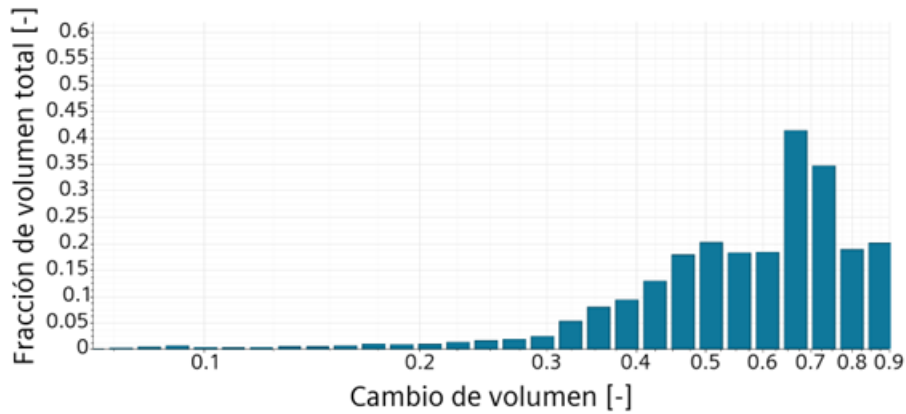


Figura 17: Histograma de cambio de volumen.

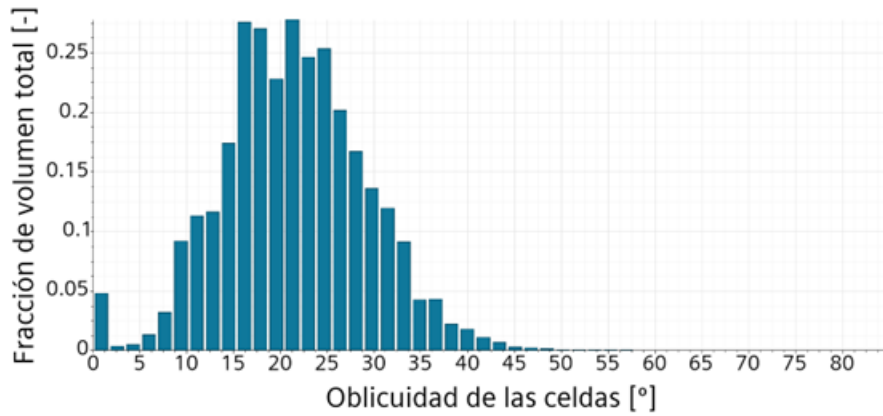


Figura 18: Histograma de oblicuidad.

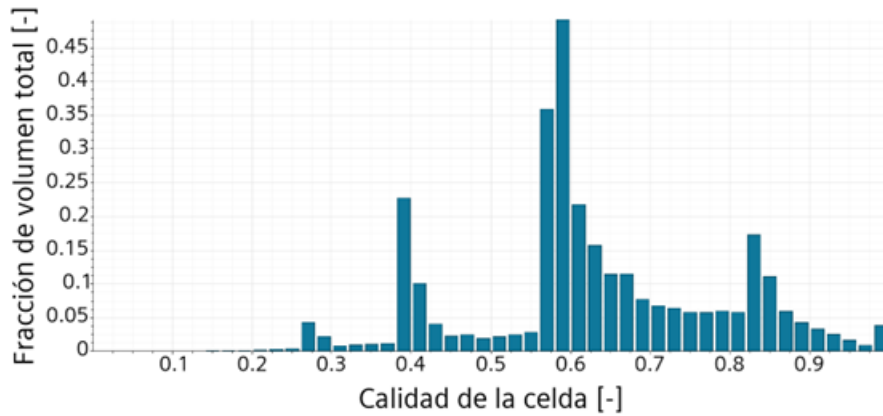


Figura 19: Histograma de calidad de malla.

4. Resultados

En esta sección se van a exponer los resultados obtenidos. El primer paso es presentar el mapa de operación de la bomba. Esto ya fue realizado por el TFM previo [6]. A continuación se muestran sus resultados.

Durante estas simulaciones se ha realizado un barrido de los parámetros de velocidad angular del rotor (Ω) y el gasto (Q). En la siguiente Figura 20 y 21, se pueden ver las curvas de iso-rendimiento de acuerdo a la eficiencia.

Las simulaciones comprenden desde un gasto $Q = 0,5 \text{ l/min}$ hasta $Q = 9 \text{ l/min}$. Asimismo, se muestran distintos valores de velocidades angulares $\Omega = 3500, 5000$

y 6500 rpm. Conforme la bomba se acerca a gastos bajos, la eficiencia decae. Esto puede indicar que la bomba entra en bombeo debido a este gasto bajo. Por otro lado, a medida que aceleramos el rotor y el gasto es cercano a 5 l/min la bomba aumenta su eficiencia.

Un corazón en estado normal funcionando para una persona de 70 kg produce un salto de presiones de entorno a 80 – 120 mmHg con un gasto cardiaco de 5 l/min [29]. Viendo la gráfica, se puede ver que la región de mayor eficiencia se encuentra en dicho gasto produciendo aproximadamente el salto de presiones previamente mencionado.

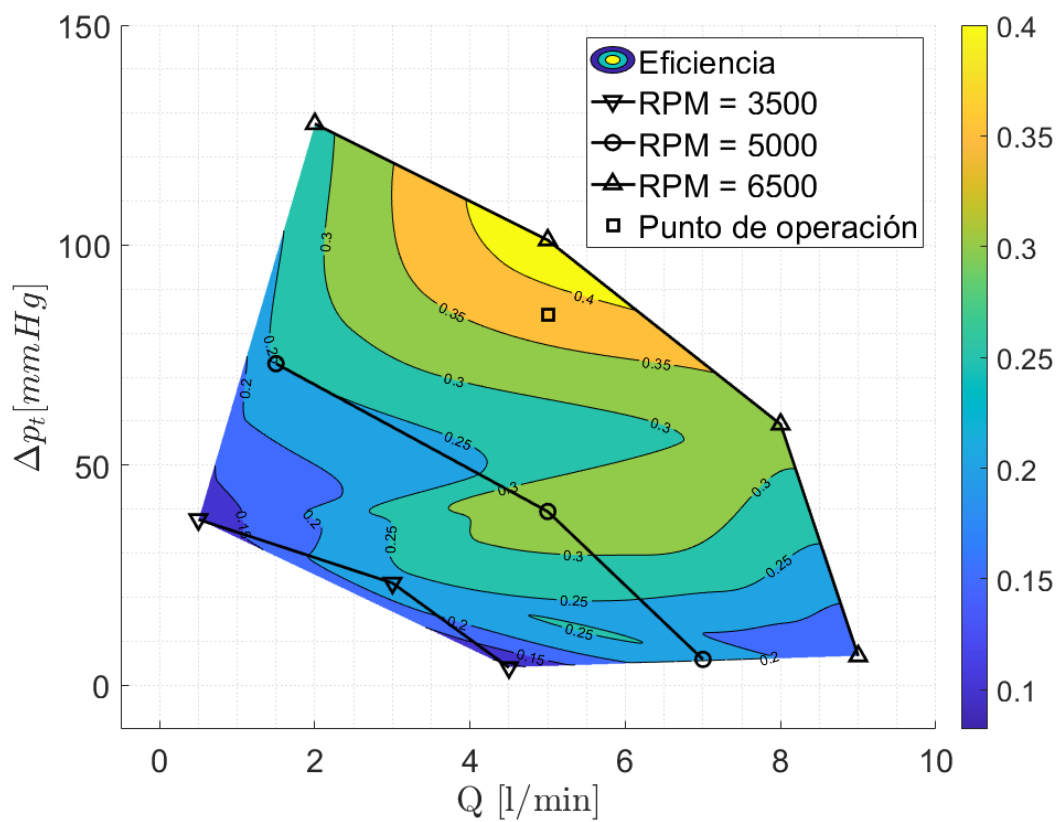


Figura 20: Mapa de operación de la bomba donde se relaciona gasto, salto de presión y eficiencia.

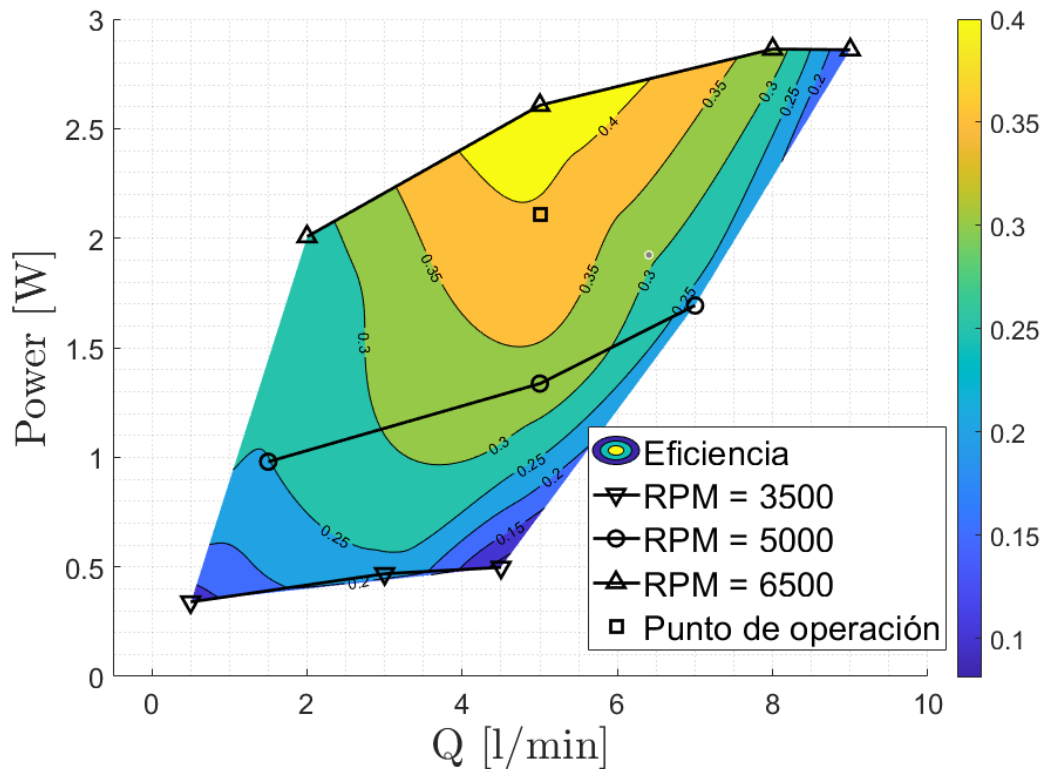


Figura 21: Mapa de operación de la bomba donde se relaciona gasto, potencia y eficiencia.

Teniendo en cuenta las necesidades en cuanto a prestaciones que presenta un paciente humano, se puede establecer el punto de operación de la bomba. Este punto se sitúa en $\Omega = 6000 rpm$ con un gasto cardíaco de $Q = 5 l/min$. Se representa en ambos mapas con un cuadrado y corresponde con el gasto cardíaco necesario para suplir por completo la función del corazón.

En términos de ΔP , en dichas condiciones se sitúa en $84,261 mmHg$ con una potencia requerida de $2,108W$. Finalmente, el índice de hemólisis en el punto nominal es de $HI = 0,219 \%$. La eficiencia es de $0,441$. En la Figura 22 se muestra este índice de hemólisis de la sangre a su paso por la bomba.

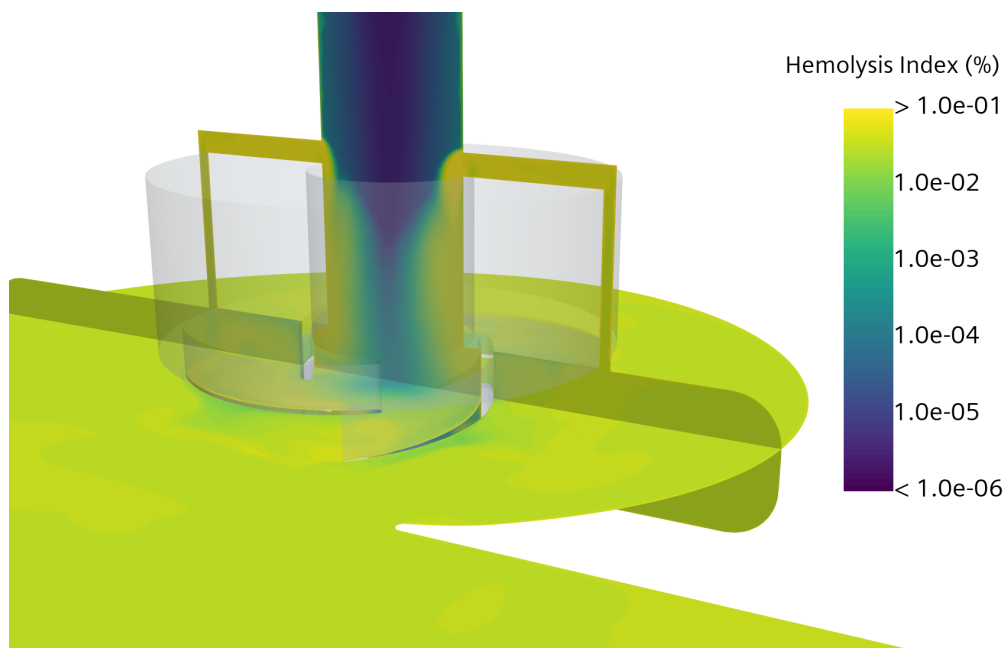


Figura 22: Contorno de índice de hemólisis.

Tras ello, se van a comentar las simulaciones transitorias que se han realizado con los dos grados de libertad del rotor (rotación y traslación en el eje vertical). En total se han lanzado 12 simulaciones transitorias. Todas están a la misma velocidad de giro y se diferencian principalmente en el gasto (Q) y la k impuesta en el muelle. Se han simulado un total de 0,1 segundos lo que corresponde a 10 vueltas del rotor.

Con las simulaciones en las que el gasto es de 5 l/min se quiere simular un escenario donde la bomba suple la función total del corazón. Por otro lado, el gasto es de 3 l/min que representa un escenario donde la bomba contribuye de manera parcial a todo el gasto cardíaco del paciente. Recordar que el muelle es una simplificación para estudiar el campo electromagnético ejercido por la bomba para mantener al rotor en la misma posición sobre el eje vertical.

Una constante del muelle alta emula un campo magnético intenso donde el rotor experimenta fuerzas verticales altas cuando este se desplaza en el eje vertical fuera de su posición de diseño, restringiendo así su movimiento a menores desplazamientos. Por el contrario, una constante baja implica lo opuesto. Se ha realizado un barrido un barrido de este parámetro haciendo variar su valor entre 500 N/m y 5500 N/m , tal y como se muestra en en la Tabla 7.

	$\Omega[rpm]$	$Q[l/min]$	$k_{muelle}[N/m]$
1	6000	3	500
2			1500
3			2500
4			3500
5			4500
6			5500
7		5	500
8			1500
9			2500
10			3500
11			4500
12			5500

Tabla 7: Escenarios simulados.

Lo primero que se va a analizar es la evolución del desplazamiento vertical del rotor en las simulaciones. En la Figura 23, se muestra esa distancia a lo largo del tiempo en el caso de las simulaciones de $Q = 3 \text{ l/min}$. Como es de esperar, el desplazamiento del rotor en la simulación donde la constante del muelle es menor, es la más grande en magnitud. Este desplazamiento es menor en magnitud a medida que esta constante aumenta.

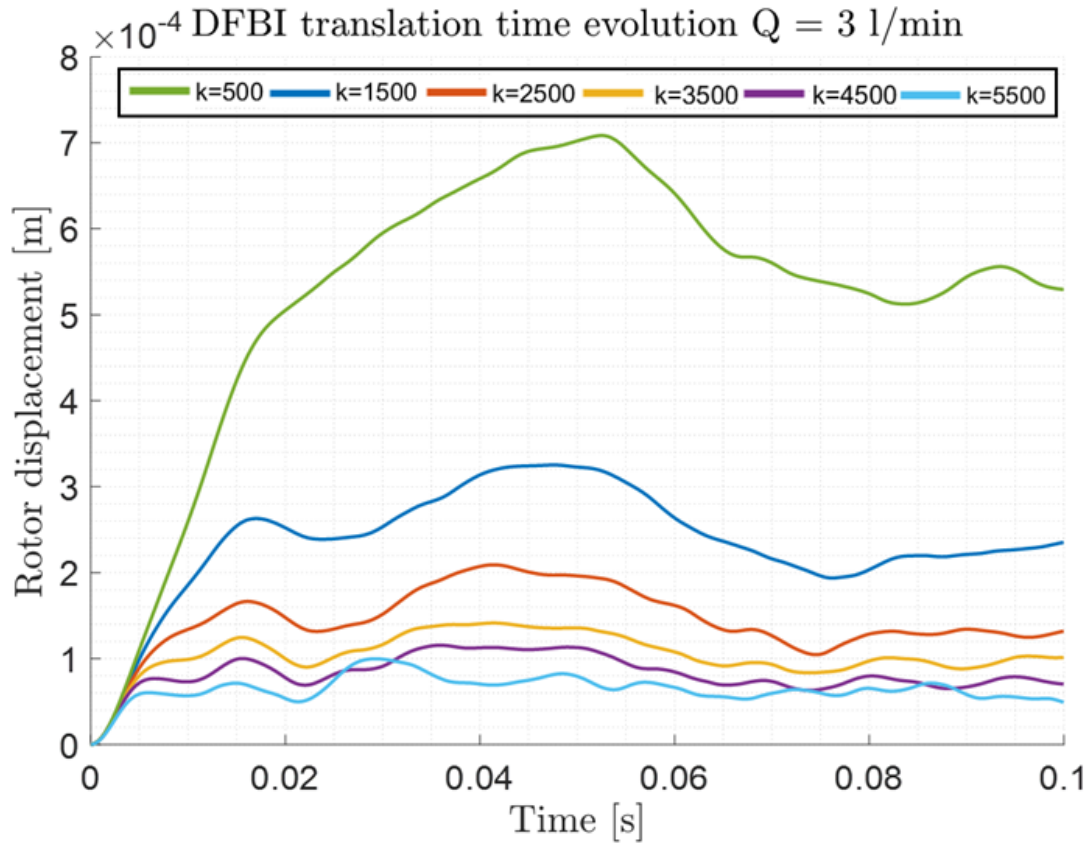


Figura 23: Evolución temporal de los desplazamientos verticales $Q = 3 \text{ l/min}$ para distintas $k_{muelle} [N/m]$.

En cuanto a la evolución temporal, se muestra que todas las simulaciones se comportan de manera similar. Comienzan con un desplazamiento positivo hasta llegar a su máximo (diferente en cada una). Tras ello, disminuye y comienza a trasladarse en menor magnitud. En la siguiente tabla se muestran los valores máximos y asíntóticos de estos desplazamientos.

	Despl. max. [m]	Tiempo [s]	Despl. asintótico [m]
$k_{muelle} = 500N/m$	$7,08 \cdot 10^{-4}$	0,052	$5,39 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 1500N/m$	$3,25 \cdot 10^{-4}$	0,047	$2,29 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 2500N/m$	$2,09 \cdot 10^{-4}$	0,041	$1,27 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 3500N/m$	$1,41 \cdot 10^{-4}$	0,041	$1,01 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 4500N/m$	$1,15 \cdot 10^{-4}$	0,035	$7,51 \cdot 10^{-5}$
$k_{muelle} = 5500N/m$	$9,98 \cdot 10^{-5}$	0,029	$5,34 \cdot 10^{-5}$

Tabla 8: Tabla de los instantes, magnitud de los desplazamientos máximos y desplazamientos asintóticos en $Q = 3 \text{ l/min}$.

El comportamiento de los desplazamientos verticales tras el primer pico (entre el tiempo de (0,01 y 0,02 segundos) entre los valores de k_{muelle} tiene valores de $1500N/m$ a $4500N/m$ siguen un patrón muy similar con distintas magnitudes. Se observa que tras alcanzar su primer pico el rotor desciende. Finalmente, asciende manteniéndose formando una especie de meseta en el que se logra el valor máximo. La evolución del desplazamiento del rotor con k_{muelle} de $5500N/m$ es la de menor magnitud y con pequeñas variaciones. Además el instante de valor máximo es mayor cuando la constante del muelle es menor siendo 0,052 segundos con la menor k_{muelle} y 0,029 segundos con la mayor k_{muelle} .

A continuación, se muestran estos resultados con un gasto cardíaco mayor $Q = 5 \text{ l/min}$. En la Figura 24 se muestra la evolución temporal del desplazamiento el rotor para las simulaciones de $Q = 5 \text{ l/min}$. En este caso, se observa un patrón muy similar en las simulaciones de k_{muelle} de $5500N/m$ a $2500N/m$. Esta magnitud aumenta hasta llegar a su primer pico, tras él, desciende para posteriormente ascender hasta otro pico.

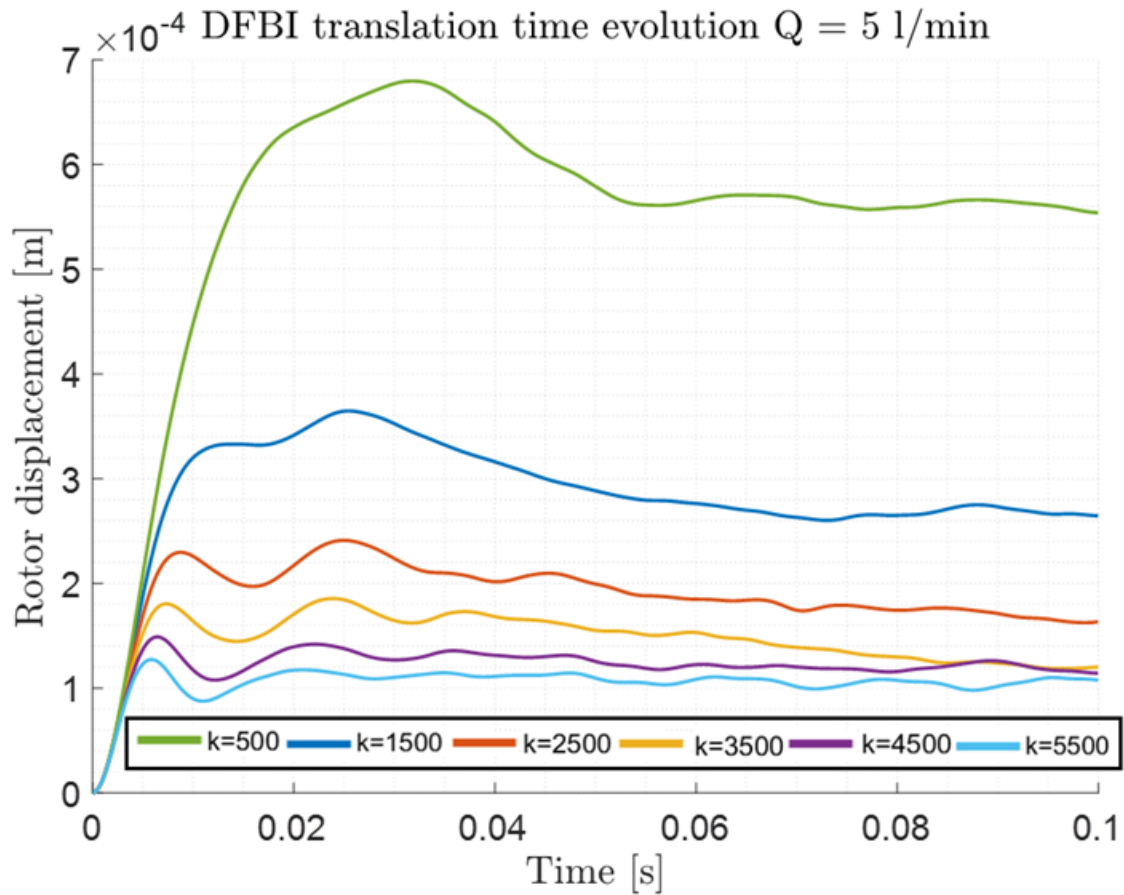


Figura 24: Evolución temporal de los desplazamientos verticales $Q = 5 \text{ l/min}$ para distintas $k_{muelle} [N/m]$.

Cabe destacar, que las simulaciones con k_{muelle} de mayor valor, establecen su desplazamiento máximo en su primer pico. No ocurre lo mismo en las simulaciones de k_{muelle} de 2500 N/m y 3500 N/m donde se alcanza su máximo absoluto en su segundo máximo relativo. Finalmente, el rotor sigue variando su posición vertical en menor magnitud y con una tendencia negativa.

Por otro lado, las simulaciones de k_{muelle} de 500 N/m y 1500 N/m siguen una patrón distinto, en el que su máximo se encuentra mucho más retrasado que en las otras simulaciones. Esto se puede justificar con el hecho de que, a menor rigidez del muelle (menor magnitud de fuerzas magnéticas) los desplazamientos no solo son mayores sino que además tardan más tiempo en estabilizarse. En la Tabla 9 se muestran los instantes y valores de los desplazamientos máximos así como de los valores asintóticos obtenidos.

	Despl. max. [m]	Tiempo [s]	Despl. asintótico [m]
$k_{muelle} = 500N/m$	$6,79 \cdot 10^{-4}$	0,031	$5,57 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 1500N/m$	$3,64 \cdot 10^{-4}$	0,025	$2,65 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 2500N/m$	$2,41 \cdot 10^{-4}$	0,024	$1,63 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 3500N/m$	$1,85 \cdot 10^{-4}$	0,023	$1,19 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 4500N/m$	$1,48 \cdot 10^{-4}$	0,0064	$1,16 \cdot 10^{-4}$
$k_{muelle} = 5500N/m$	$1,27 \cdot 10^{-4}$	0,0058	$1,09 \cdot 10^{-4}$

Tabla 9: Tabla de los instantes, magnitud de los desplazamientos máximos y desplazamientos asintóticos en $Q = 5 \text{ l/min}$.

En la siguiente Figura 25 se muestra la traslación del rotor a lo largo del tiempo comparando las diferencias entre gastos para una k_{muelle} de magnitud baja, media y alta. Se puede ver que el comportamiento es muy similar cuando la k_{muelle} es la misma. La magnitud de los desplazamientos en las simulaciones de $Q = 5 \text{ l/min}$ es mayor a las de $Q = 3 \text{ l/min}$ a excepción del caso de $k_{muelle} = 500 \text{ N/m}$ en el que este desplazamiento es mayor para el caso de menor gasto. Esto puede indicar que existe una fuerza magnética débil y a su vez que la bomba se encuentra en estado de bombeo.

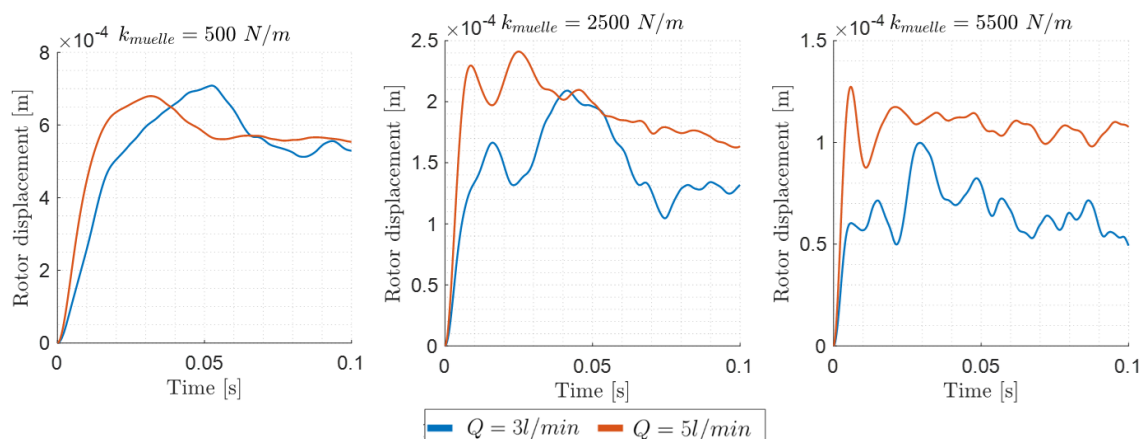


Figura 25: Evolución temporal de los desplazamientos verticales para una misma k_{muelle} .

Se ha realizado un modelo para analizar el comportamiento del desplazamiento máximo y de la media de este desplazamiento durante los últimos instantes de simulación en relación a la k_{muelle} . En las Figuras 26 y 27, se muestra la dispersión de estas variables. Se ha elegido una regresión exponencial por la naturaleza de los mismos.

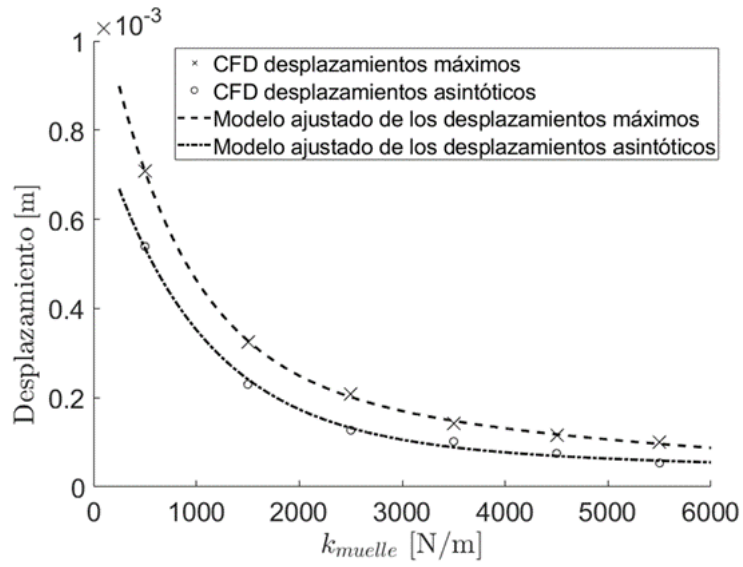


Figura 26: Modelos exponenciales para $Q = 3l/min$.

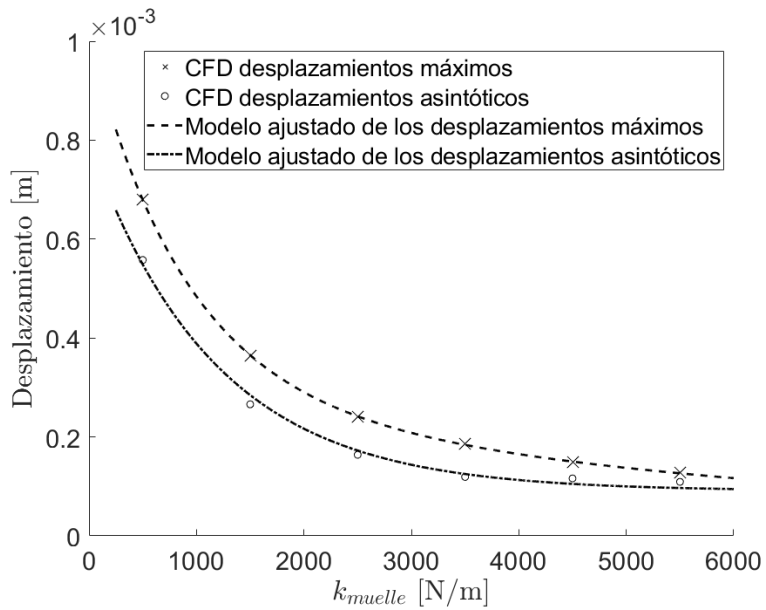


Figura 27: Modelos exponenciales para $Q = 5l/min$.

Todas las regresiones tienen un $R^2 = 0,99$ por lo que esta regresión puede explicar con precisión los datos obtenidos.

En las Figuras 28 y 29, se muestra la evolución temporal de la velocidad del rotor.

Se puede ver que a menor k_{muelle} , mayor es el pico de velocidad máxima que se encuentra antes de el segundo 0,01s. La magnitud de la velocidad obtenidas en las simulaciones de un gasto mayor es mayor a sus homólogas de gastos menores. Por otro lado, las fluctuaciones son mayores en el caso de bajo gasto, debido al fenómeno de bombeo.

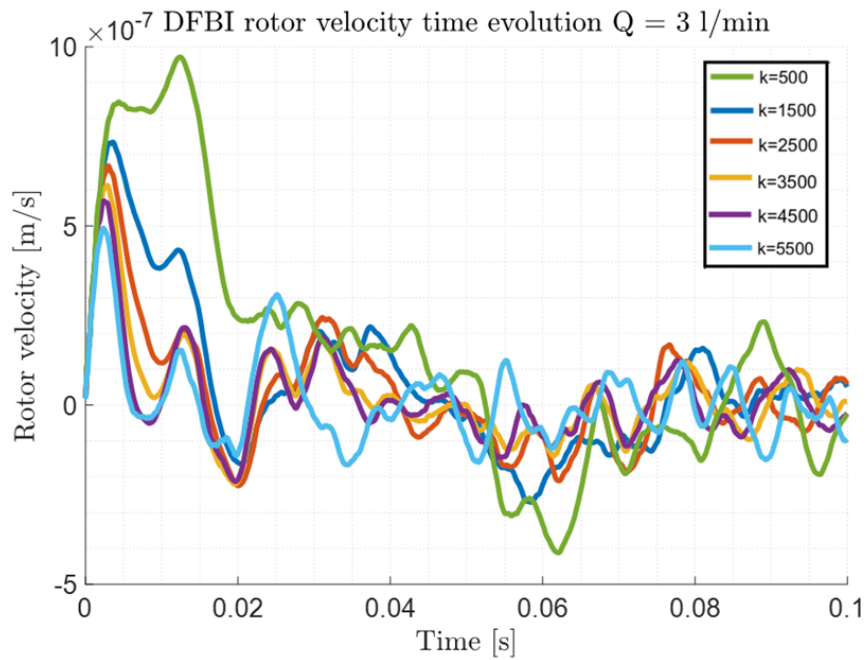


Figura 28: Evolución temporal de la velocidad del rotor para $Q = 3\text{ l/min}$.

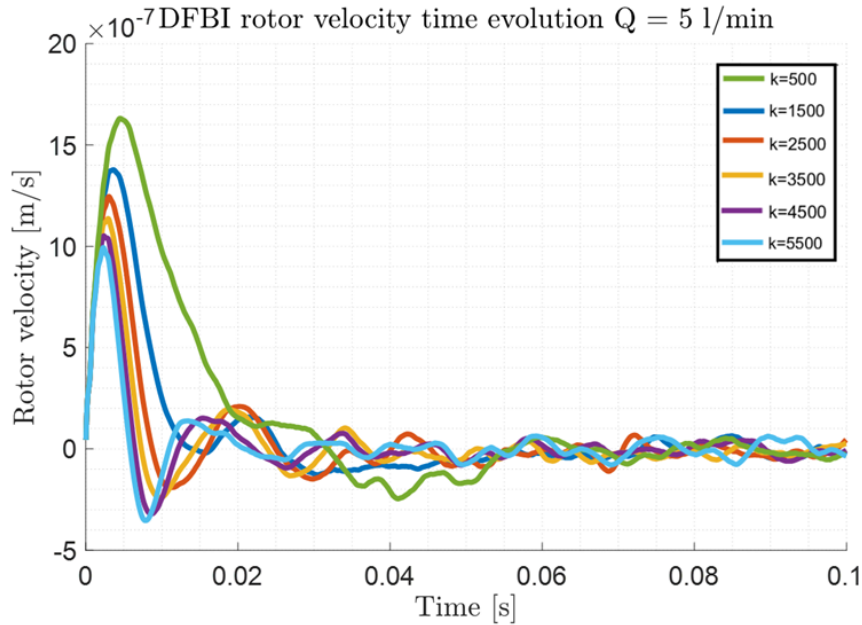


Figura 29: Evolución temporal de la velocidad del rotor para $Q = 5 \text{ l/min}$.

El siguiente aspecto a estudiar es la variación temporal de la eficiencia. En la Figura 30 y 31 se muestran las evoluciones temporales de la eficiencia de la bomba. En ambas gráficas se puede ver cómo en los instantes iniciales, la eficiencia desciende por debajo de su valor obtenido en las simulaciones estáticas de manera drástica. Esto se puede deber a un cambio brusco de la posición del rotor.

Tras este descenso, la eficiencia de la bomba experimenta un aumento hasta alcanzar valores mayores a la eficiencia de las simulaciones estáticas con el rotor en la posición de diseño. La mayor diferencia entre estas dos gráficas se observa entre el tiempo 0,02 hasta el final de la simulación, donde las simulaciones de $Q = 3 \text{ l/min}$ tienen unas oscilaciones en cuanto a eficiencia mucho mayores que las respectivas en $Q = 5 \text{ l/min}$. Estas últimas simulaciones se acercan mucho más al valor de la simulación estática. Esto se puede deber a que la bomba con un gasto de $Q = 3 \text{ l/min}$, se encuentra cerca del bombeo por lo que hay mayor fluctuación de esta variable.

En cuanto a las diferencias entre los distintos valores de $k_{mueller}$, las diferencias son apenas notables. Si que se puede destacar que las variaciones en cuanto a eficiencia del caso de $Q = 3 \text{ l/min}$ con $k_{mueller} = 500 \text{ N/m}$ son de mayor amplitud. En general, la bomba aumenta la eficiencia cuando la posición del rotor respecto al eje vertical varía. Esto se explicaría debido al hecho de que los desplazamientos del rotor son hacia arriba, disminuyendo así el gap axial y disminuyendo así el "tip leakage".

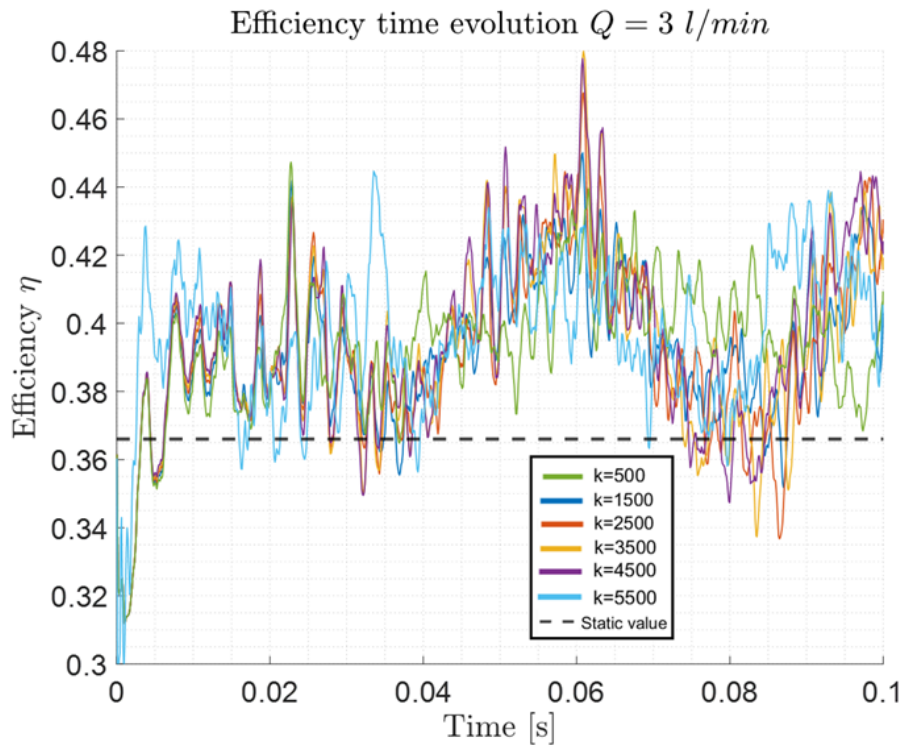


Figura 30: Evolución temporal de la eficiencia para $Q = 3 \text{ l/min}$.

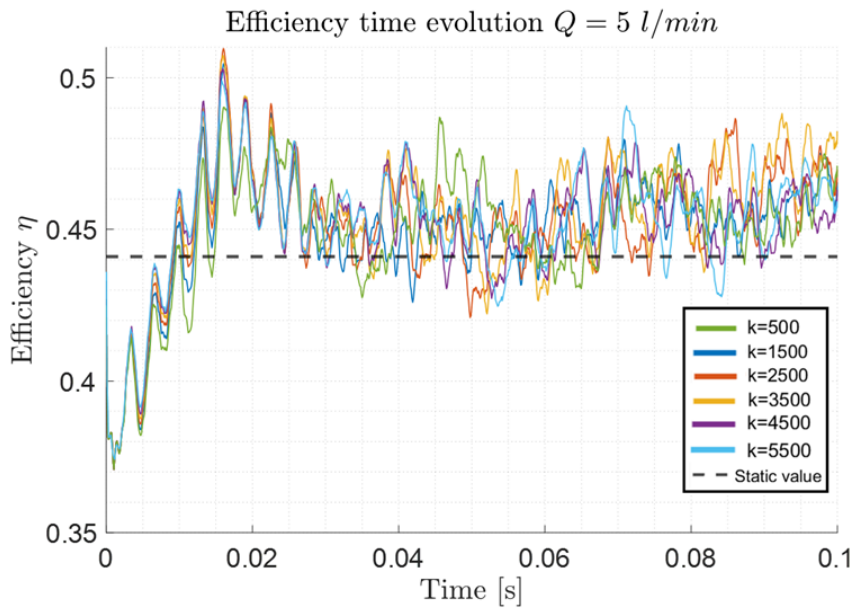


Figura 31: Evolución temporal de la eficiencia para $Q = 5 \text{ l/min}$.

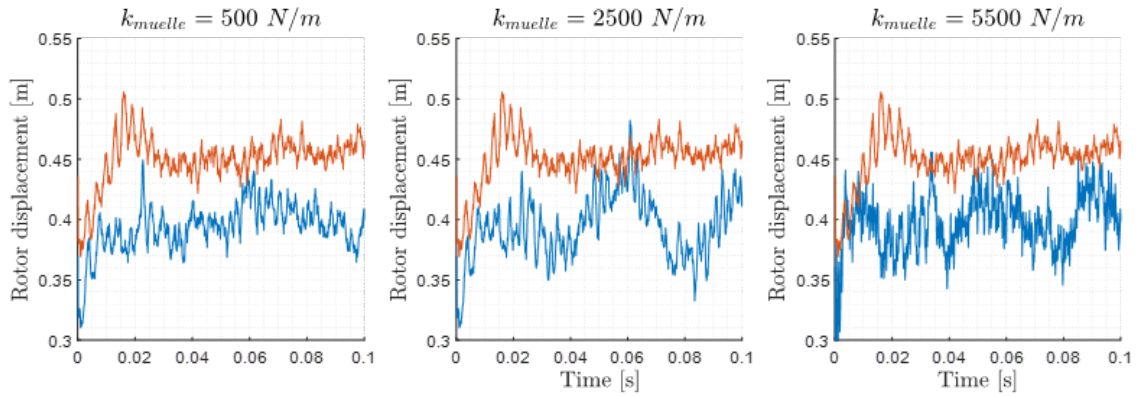


Figura 32: Evolución temporal de las eficiencias para una misma k_{muelle} .

En la Figura 32 muestra la evolución temporal de la eficiencia con distinto gasto Q . Un aspecto general de estas es que las simulaciones de $Q = 3l/min$ tienen una componente oscilatoria de mayor amplitud que las eficiencias de las simulaciones de $Q = 5l/min$. Al no estar trabajando en el mismo punto de operación, la eficiencia de las simulaciones de mayor gasto es mayor.

Otro de los aspectos a estudiar es la fuerza vertical que experimenta el rotor a lo largo del tiempo. En las Figuras 33 y 34 se muestran estas evoluciones para un mismo gasto (Q). Se puede ver que existe un patrón muy similar para las simulaciones de $Q = 3l/min$ y $k_{muelle} = 1500, 2500, 3500$ y $4500 N/m$. Desde el inicio de la simulación hasta el tiempo 0,015 segundos el rotor experimenta una fuerza vertical que va incrementando. Tras ello, desciende hasta el segundo 0,025 para después obtener el valor máximo de la misma en el tiempo igual a 0,04 aproximadamente. El comportamiento de este parámetro para las simulaciones de $k_{muelle} = 500$ y $5500 N/m$ es distinto. En general, a mayor k_{muelle} mayor es la fuerza vertical que experimenta el rotor como cabe esperar.

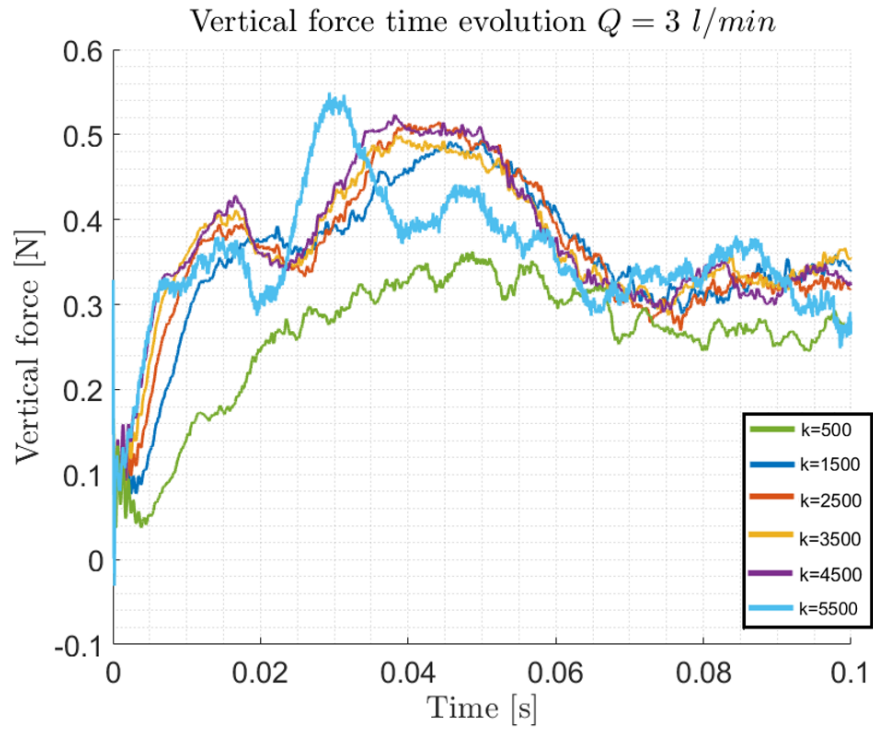


Figura 33: Evolución temporal de la fuerza vertical para $Q = 3\text{ l/min}$.

En la Figura 34 se muestra lo mismo pero con un gasto de $Q = 5\text{ l/min}$. En este caso, la fuerza vertical se comporta de manera desigual para cada k_{muelle} . La simulación de menor constante de muelle permanece sin cambios en los primeros instantes hasta aproximadamente el segundo 0,01 donde comienza un ascenso hasta un valor estable.

Por otro lado, las evoluciones temporales de las fuerzas verticales del rotor para las simulaciones de constantes de muelle mayores, presentan un ascenso brusco en los primeros instantes de la simulación. Tras alcanzar el máximo descienden de manera suave.

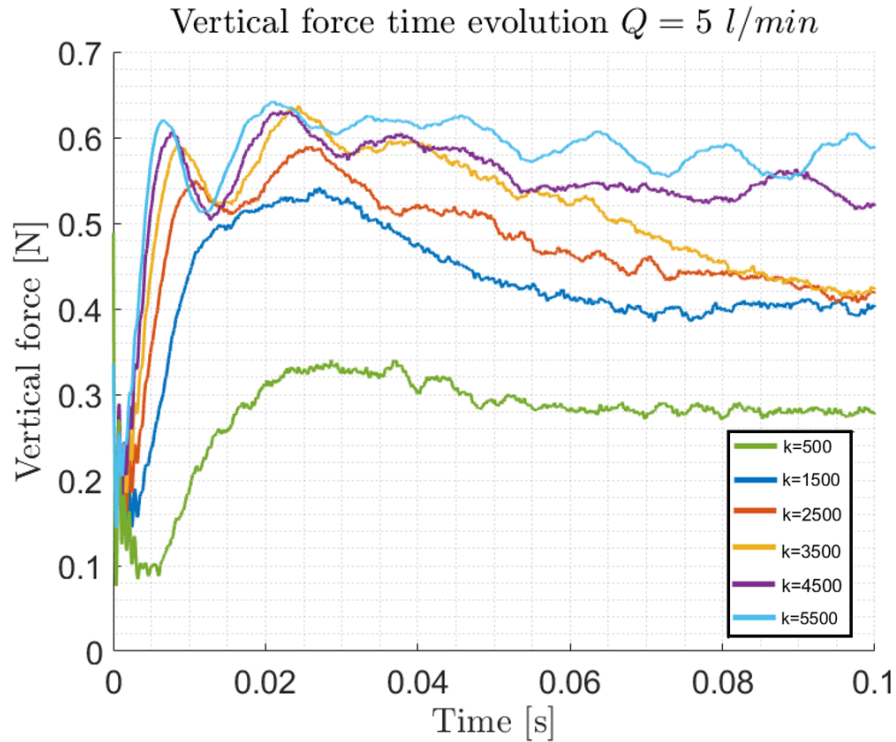


Figura 34: Evolución temporal de la fuerza vertical para $Q = 5l/min$.

El último aspecto a estudiar es la evolución temporal del índice de hemólisis. En las Figuras 35 y 36 muestran esta variable a lo largo del tiempo. Cuando se observan las simulaciones de $Q = 3l/min$, se puede ver que a mayor k_{muelle} mayor es el daño sanguíneo. El comportamiento de todas las simulaciones es muy similar con una pendiente ascendente hasta el segundo 0,075 en el que hay un cambio de pendiente brusco.

Por otro lado, las simulaciones de $Q = 5l/min$ tienen un patrón muy distinto, hasta el segundo 0,06 el daño sanguíneo desciende. A partir del segundo 0,075 este daño sanguíneo se comporta de manera muy distinta entre las k_{muelle} . En este caso, al contrario, a mayor k_{muelle} menor es el daño sanguíneo.

Cabe resaltar que, debido a la limitación en coste computacional y tiempo de cálculo, no se ha podido simular un tiempo físico suficiente para captar la estabilización del índice de hemólisis. Por lo tanto, no pueden sacarse conclusiones en cuanto a valores asintóticos de esta variable.

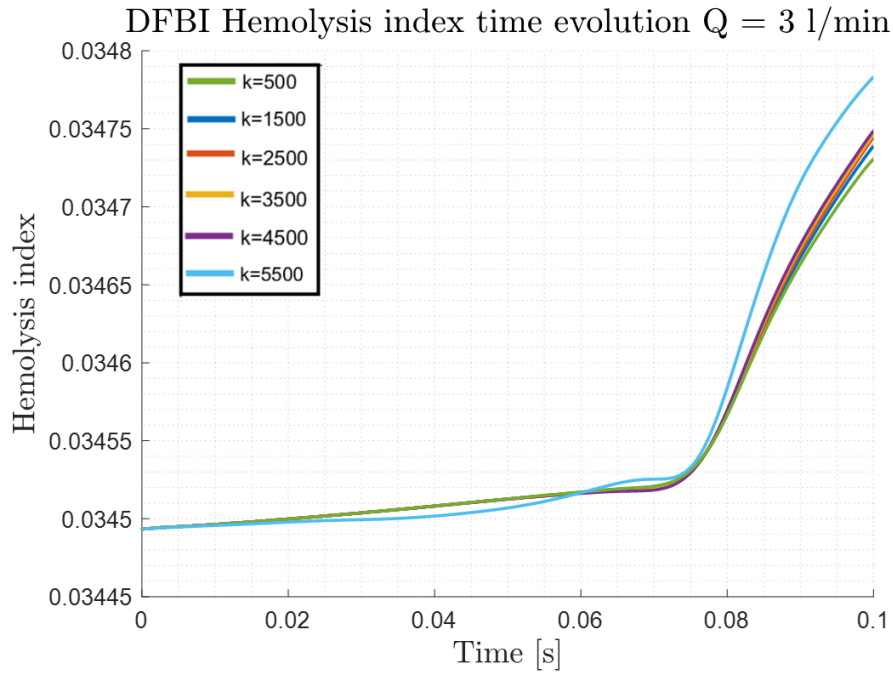


Figura 35: Evolución temporal de la eficiencia $Q = 3 \text{ l/min}$.

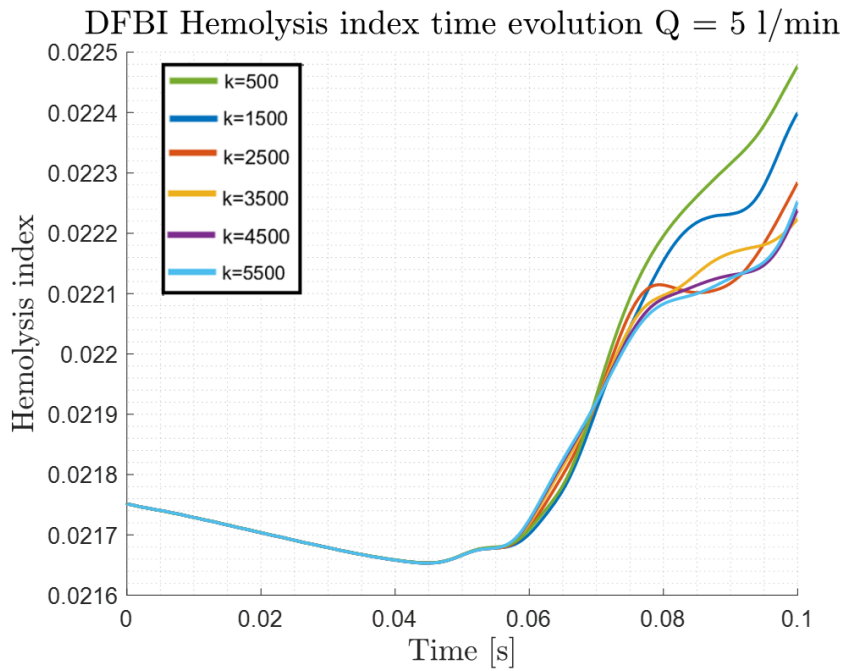


Figura 36: Evolución temporal de la eficiencia $Q = 5 \text{ l/min}$.

Se ha realizado un análisis adimensional de los resultados obtenidos anteriormente. Con las fórmulas de la Ecuación 10, se han obtenido gráficos donde se pueden enfrentar variables adimensionales. En la Figuras 37 y 38 se muestran estas.

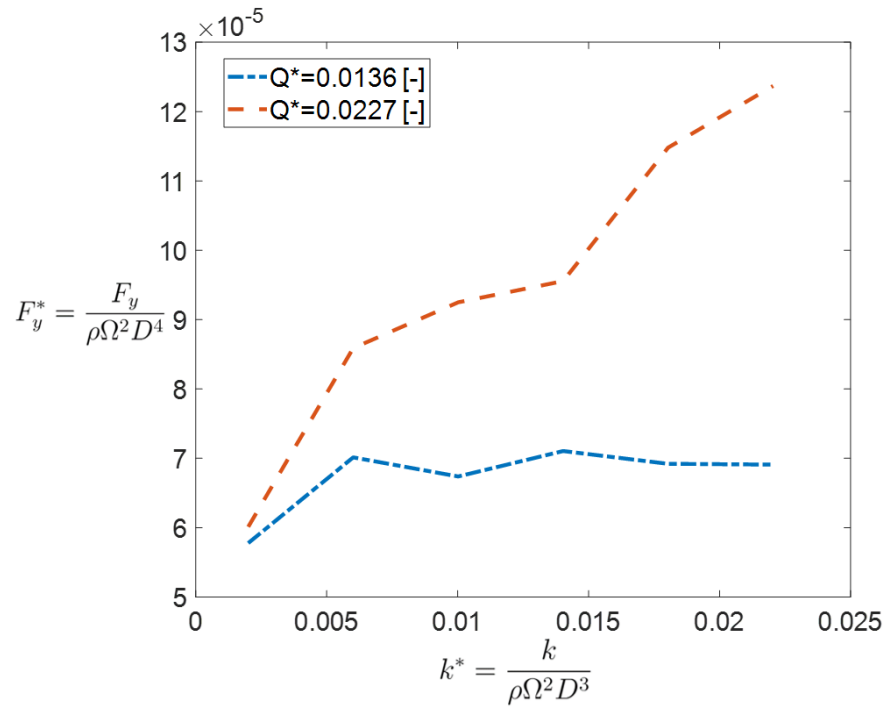


Figura 37: Gráfica de k_{muelle} con la fuerza vertical adimensionales.

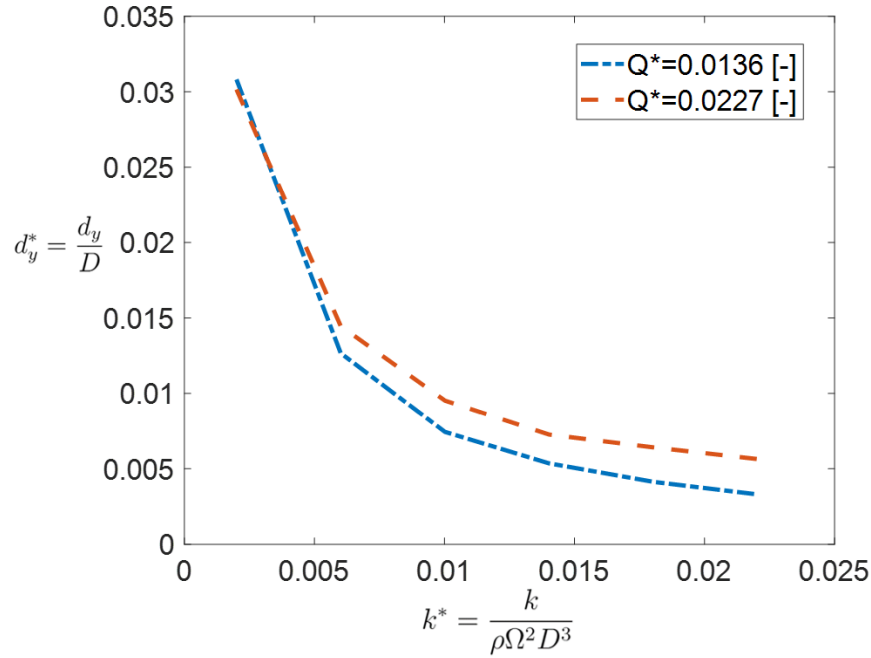


Figura 38: Gráfica de k_{muelle} con es desplazamiento vertical del rotor adimensionales.

Se puede ver que las curvas de las simulaciones a distintos gastos y mismas intensidades de campo magnético (k_{muelle}) no colapsan. Esto se debe a que se están comparando dos números de flujo distintos (caudales adimensionales $Q^* = \frac{Q}{\Omega D^3}$).

A la hora de comparar desplazamientos, parece que estas dos curvas pueden equipararse pero esta variable tiene un orden de magnitud muy bajo por lo que la diferencia entre las curvas son mínimas.

Como se muestra en la Figura 37 se observa que las simulaciones con número de flujo bajo, la relación entre las fuerzas verticales y la intensidad del campo magnético adimensionalizado guardan una relación constante. Por otro, lado, el aumento del número de flujo cambia esta relación a una lineal.

Finalmente, como ya se ha visto anteriormente, al comparar la intensidad del campo magnético con los desplazamientos se obtienen relaciones exponencial negativa.

5. Conclusiones

Durante esta sección, exponen las conclusiones del proyecto relacionadas con los resultados obtenidos así como posibles líneas futuras para continuar con este proyecto.

5.1. Conclusiones generales

Este proyecto tiene como propósito conocer y estudiar el fenómeno transitorio del rotor de la bomba HeartMate 3 cuando este gira y se desplaza verticalmente. Esto es debido a que esta bomba cuenta con un rotor que se encuentra inmerso en un campo electromagnético que lo fija en su posición relativa respecto a la carcasa. Se ha modelizado como un muelle y se ha barrido la constante de este para analizar distintos escenarios. Para ello, se ha enfocado el problema desde el punto de vista del CFD, las turbomáquinas y el sanitario.

Este movimiento ha sido modelado con el módulo DFBI (*Dynamic Fluid Body Interaction*) de Star CCM+ junto con una configuración de malla overset. Este caso transitorio 3D y un fluido newtoniano ($\dot{\gamma} > 100s^{-1}$). El fenómeno de naturaleza turbulenta ha sido modelado con un modelo U-RANS $k - \omega SST$ mediante un solver acoplado.

En primer lugar, se ha obtenido el mapa de operación de la bomba a través de simulaciones estacionarias. Esta solución final del caso estacionario con el rotor en su posición vertical de diseño, ha servido para inicializar el cálculo de las simulaciones transitorias con distinto gasto y distintas constantes del muelle que modelan la intensidad del campo magnético.

Se ha obtenido, por tanto, la evolución temporal de la posición vertical del rotor en distintas intensidades de campo magnético y diferentes gastos. Se ha comprobado, que una modelización con una constante del muelle alta, implica que el rotor sufra desplazamientos pequeños.

El desplazamiento máximo y el desplazamiento al que converge tras unos instantes, pueden estimarse con una regresión exponencial en el que se puede obtener estos valores conociendo únicamente la constante del muelle.

Siguiendo con esta línea, se ha comprobado que una constante del muelle baja, implica mayores velocidades en el eje vertical del rotor. Por otro lado, se ha encontrado muy similar el comportamiento de la fuerza vertical que experimenta el rotor cuando la constante del muelle se encuentra entre $k_{muelle} = 1500N/m$ y $4500N/m$.

El enfoque sanitario del proyecto implica conocer las consecuencias de la implantación de una bomba de estas características en el paciente por lo que se ha estimado el daño sanguíneo producido por la bomba en términos de hemólisis. Se ha obtenido que la bomba en gastos bajos ($Q = 3 \text{ l/min}$) a mayor contante del muelle, mayor es el daño sanguíneo.

Sin embargo, a medida que aumentamos el gasto ($Q = 5 \text{ l/min}$) una contante del muelle baja implica mayor daño sanguíneo. Cabe mencionar que no se ha llegado a un valor asintótico por lo que no se pueden establecer conclusiones más allá de los valores de los instantes iniciales.

La eficiencia de la obtenida en estos casos oscila en valores por encima al valor estacionario obtenido en simulaciones estacionarias. En este caso, la eficiencia oscila en mayor amplitud cuando la bomba trabaja en caudales bajos ($Q = 3 \text{ l/min}$). Esto se relaciona con el fenómeno de bombeo a gastos bajos.

Por último, ha realizado un análisis adimensional en el que se han comparado las intensidades del campo magnético con las fuerzas verticales y los desplazamientos a distintos números de flujos.

5.2. Líneas futuras

Este proyecto puede ser continuado de la siguiente forma:

- Realizar simulaciones transitorias de este tipo en el que el tiempo final sea mayor a las de este proyecto para estudiar la evolución temporal del daño sanguíneo.
- Emplear más recursos computacionales para estudiar el caso con un modelo DES o LES y compararlo a las actuales.
- Realizar un barrido más extenso de contantes del muelle y gastos de la bomba.

6. Presupuesto

En esta sección se expone el presupuesto para el desarrollo del proyecto. Se divide en dos costes que tienen en cuenta el coste de mano de obra y el coste de equipo informático, de software y de computación.

6.1. Coste de recursos humanos

Cada una de las personas involucradas en el proyecto ha destinado una cantidad de horas para realizar el mismo. En proporción a las horas dedicadas por cada una de las personas se calcularán estos costes. Teniendo en cuenta que el Proyecto Final de Máster consiste en 12 ECTS (MUMFC) y cada uno corresponde con 30 horas de trabajo (Plan Bolonia), se han empleado un total de 360 horas. Se distribuyen de la siguiente manera:

- Recopilación de información y estudio del proyecto: 50 horas
- Configuración del caso: 150 horas
- Post-proceso de resultados: 60 horas
- Redacción de la memoria: 100 horas

Por lo tanto, se obtiene el presupuesto de mano de obra en la Tabla 10 desglosado.

Concepto	Tiempo [h]	Sueldo [€/h]	Valor [€]
Autor	360	13.70	4 932.00
Doctoranda	50	18.28	914.00
Tutor	25	30.82	770.50
Total: 6 616.50 €			

Tabla 10: Coste de mano de obra.

En definitiva, este gasto suma un total de **SEIS MIL SEISCIENTOS DIECISÉIS EUROS CON CINCUENTA CÉNTIMOS** (6616,50€)

6.2. Coste de equipo informático y software

En relación al equipo informático utilizado para la ejecución del proyecto, se expondrán tanto los componentes de hardware como el software.

El dispositivo utilizado durante el estudio es un ordenador portátil DELL XPS 15 915 (CPU: 11th Gen Intel(R) i7-11800H, RAM: 32 GB, GPU: NVIDIA GeForce RTX 3050 Ti) cuyo precio fue de 1899€ hace 3 años. Asumiendo una amortización del 20%, el coste de amortización es de 1139.4€ por lo que el valor actual del portátil es de 759.6€. Por otro lado, se ha empleado el supercomputador del Instituto CMT. En él se han realizado las 12 simulaciones transitorias. Teniendo en cuenta que el número de iteraciones de cada una de ellas es de 3600 y el tiempo promedio entre cada iteración es de 2,8min, el tiempo total de simulación es de 84 días en realizarlas.

En lo que respecta al software, los programas utilizados han sido:

- Realización de simulaciones: **StarCCM+** de *Siemens* (versión 2022.10)
- Procesamiento de datos: **MATLAB R2022b**
- Redacción de la memoria: Programa de editor \LaTeX online Overleaf

Los dos primeros requieren de una licencia para poder hacer uso de ellos. El uso de StarCCM+ tiene un coste de 2.5 €/h y la licencia anual de Matlab de 262€. Teniendo en cuenta esto, se puede resumir el número de horas y el coste de cada uno en la Tabla 11

Concepto	Tiempo (h)	Coste €
StarCCM+	2166 (pre-procesamiento y simulación)	5415
MATLAB	55	262
Overleaf	100	0
Ordenador personal	-	759.60
Total: 6 436.60 €		

Tabla 11: Presupuesto del coste de software.

Por lo tanto, el coste de equipo informático y de software es de **SEIS MIL CUATROCIENTOS TREINTA Y SEIS EUROS CON SESENTA CÉNTIMOS (6 436.60 €)**

6.3. Coste computacional

Las simulaciones se han lanzado en el cluster del CMT por lo que se debe calcular este coste. Como se ha dicho anteriormente, se han lanzado un total de 12 simulaciones con un tiempo total de simulación de 84 días. En la bibliografía [30] se muestra que el coste de simulación para el programa Star CCM+ es de 0,12\$/core·hour.

Estas simulaciones se lanzaron a 48 núcleos por lo que el coste asociado es de **DIEZ MIL SEISCIENTOS SESENTA Y SIETE EUROS CON TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS (10667,34 €)**

6.4. Presupuesto final

En la Tabla 12 se muestra el computo global de los costes:

Presupuesto global	
Concepto	Valor [€]
Recursos humanos	6616.50
Equipo informático y software	6436.6
Coste computacional	10667.34
Total	23720.44

Tabla 12: Resumen del presupuesto del proyecto.

El coste total del proyecto asciende a **VEINTINUEVE MIL CIENTO TREINTA Y CINCO EUROS CON CUARENTA Y CUATRO CÉNTIMOS (29135.44€)**

Referencias

- [1] José R Banegas, Fernando Villar, Auxiliadora Graciani, and Fernando Rodríguez-Artalejo. Epidemiología de las enfermedades cardiovasculares en España. *Revista Española de cardiología suplementos*, 6(7):3G–12G, 2006.
- [2] Inés Sayago-Silva, Fernando García-López, and Javier Segovia-Cubero. Epidemiología de la insuficiencia cardiaca en España en los últimos 20 años. *Revista Española de Cardiología*, 66(8):649–656, 2013.
- [3] Elisabeth Coll, Blanca Miranda, Beatriz Domínguez-Gil, Eduardo Martín, María Valentín, Gregorio Garrido, Beatriz Mahillo, Gloria de la Rosa, and Rafael Matesanz. Donantes de órganos en España: evolución de las tasas de donación por comunidades autónomas y factores determinantes. *Medicina clínica*, 131(2):52–59, 2008.
- [4] Antonio Gil, Roberto Navarro, Pedro Quintero, Andrea Mares, Manuel Pérez, and Jose Anastasio Montero. CFD analysis of the hvad’s hemodynamic performance and blood damage with insight into gap clearance. *Biomechanics and modeling in mechanobiology*, 21(4):1201–1215, 2022.
- [5] Antonio Gil, Roberto Navarro, Pedro Quintero, and Andrea Mares. Hemocompatibility and hemodynamic comparison of two centrifugal lvads: Hvac and heartmate3. *Biomechanics and Modeling in Mechanobiology*, pages 1–13, 2023.
- [6] Diego Plaza León. Análisis CFD de las prestaciones y la hemocompatibilidad de la bomba centrífuga heartmate3: efecto de la posición del rotor en la asistencia cardíaca. 2023.
- [7] José Antonio Mancebo Piqueras and Alejandro Jiménez. Tecnologías apropiadas para cumplir el derecho humano al agua. las bombas manuales. *Tiempo de paz*, 2010.
- [8] Frank M. White. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill Education, 7 edition, 2010.
- [9] Fuente de foto bomba engranaje. <https://0grados.com/cavitacion-de-bomba-centrifuga/>. Accessed: 2023-11-14.
- [10] Borja Martínez Corzo. Desarrollo de un modelo CFD 3D para un dispositivo de asistencia de ventrículo izquierdo. 2021.
- [11] JEAN SALENÇON. An introduction to dimensional analysis.

- [12] Fuente de foto grafica curvas características. <https://areamecanica.files.wordpress.com/2011/06/grafico-curvas-bomba.png>. Accessed: 2023-11-24.
- [13] Jeffrey A LaRose, Daniel Tamez, Michael Ashemuga, and Carlos Reyes. Design concepts and principle of operation of the heartware ventricular assist system. *Asaio Journal*, 56(4):285–289, 2010.
- [14] Daniel Timms. A review of clinical ventricular assist devices. *Medical engineering & physics*, 33(9):1041–1047, 2011.
- [15] L Wiegmann, Stefan Boës, Diane de Zélicourt, Bente Thamsen, Marianne Schmid Daners, Mirko Meboldt, and V Kurtcuoglu. Blood pump design variations and their influence on hydraulic performance and indicators of hemocompatibility. *Annals of biomedical engineering*, 46:417–428, 2018.
- [16] Carlo R Bartoli, David Zhang, Jooeun Kang, Samson Hennessy-Strahs, David Restle, Jessica Howard, Gretchen Redline, Christian Bermudez, Pavan Atluri, and Michael A Acker. Clinical and in vitro evidence that subclinical hemolysis contributes to lvad thrombosis. *The Annals of thoracic surgery*, 105(3):807–814, 2018.
- [17] M Ertan Taskin, Katharine H Fraser, Tao Zhang, Changfu Wu, Bartley P Griffith, and Zhongjun J Wu. Evaluation of Eulerian and Lagrangian models for hemolysis estimation. *ASAIO journal*, 58(4):363–372, 2012.
- [18] Abdul Latif Khattak, Tassawar Hussain, and Muhammad Ayub. Types of anemia in patients with hemoglobin less than 10g/dl. *Pakistan Armed Forces Medical Journal*, 57(1):39–42, 2007.
- [19] M Giersiepen, LJ Wurzinger, R Opitz, and H Reul. Estimation of shear stress-related blood damage in heart valve prostheses-in vitro comparison of 25 aortic valves. *The International journal of artificial organs*, 13(5):300–306, 1990.
- [20] Elie Nader, Sarah Skinner, Marc Romana, Romain Fort, Nathalie Lemonne, Nicolas Guillot, Alexandra Gauthier, Sophie Antoine-Jonville, Céline Renoux, Marie-Dominique Hardy-Dessources, et al. Blood rheology: key parameters, impact on blood flow, role in sickle cell disease and effects of exercise. *Frontiers in physiology*, 10:1329, 2019.
- [21] Amanda García Villanueva. Estudio CFD del flujo turbulento alrededor de álabes de turbomáquinas con modelo trans sst. B.S. thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, 2015.

- [22] Marcel Lesieur and Olivier Metais. New trends in large-eddy simulations of turbulence. *Annual review of fluid mechanics*, 28(1):45–82, 1996.
- [23] Siemens Digital Industries Software. Simcenter STAR-CCM+ User Guide v. 2022.10, Siemens 2022.
- [24] Dale Anderson, John C Tannehill, Richard H Pletcher, Ramakanth Munipalli, and Vijaya Shankar. *Computational fluid mechanics and heat transfer*. CRC press, 2020.
- [25] JoVE Science Education Database. Aeronautical engineering. Constant Temperature Anemometry: A tool to study turbulent boundary layer flow, 2023.
- [26] Explicación capa límite. <https://atreydes.com/y-turbulence#1619862699062-45e8edff-e4ad>. Accessed: 2024-01-20.
- [27] Jesús Benajes, José Galindo, P Fajardo, and Roberto Navarro. Development of a segregated compressible flow solver for turbomachinery simulations. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 7(4):673–682, 2014.
- [28] Ramón Estruch Francés. *Desarrollo de una metodología de análisis del microemplazamiento de parques eólicos mediante técnicas CFD*. PhD thesis, Universitat Politècnica de València, 2017.
- [29] Arthur CMD Guyton. *Text book of medical physiology*. China, 2006.
- [30] Run star-ccm+® using sabalcore hpc in the cloud. <https://www.sabalcore.com/>. Accessed: 2024-03-14.

Anexo I: Objetivos de Desarrollo Sostenible

A continuación se expone el grado de relación del trabajo con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) de la agenda 2023.

Objetivos de Desarrollo Sostenibles	Alto	Medio	Bajo	No procede
ODS 1. Fin de la pobreza.				X
ODS 2. Hambre cero.				X
ODS 3. Salud y bienestar.	X			
ODS 4. Educación de calidad.				X
ODS 5. Igualdad de género.				X
ODS 6. Agua limpia y saneamiento.				X
ODS 7. Energía asequible y no contaminante.				X
ODS 8. Trabajo decente y crecimiento económico.				X
ODS 9. Industria, innovación e infraestructuras.	X			
ODS 10. Reducción de las desigualdades.				X
ODS 11. Ciudades y comunidades sostenibles.				X
ODS 12. Producción y consumo responsables.				X
ODS 13. Acción por el clima.				X
ODS 14. Vida submarina.				X
ODS 15. Vida de ecosistemas terrestres.				X
ODS 16. Paz, justicia e instituciones sólidas.				X
ODS 17. Alianzas para lograr objetivos.				X

Tabla 13: Relación de los Objetivos de Desarrollo Sostenibles con el proyecto

Considerando que el enfoque de este proyecto se centra en el estudio y la mejora de las prestaciones de las bombas de asistencia ventricular, se consideran los siguientes Objetivos de Desarrollo Sostenible:

- **ODS 3: Salud y bienestar.** El estudio de este dispositivo médico contribuye al progreso de dispositivos cardiacos más seguros así como al mejor tratamiento de enfermedades cardiovasculares.
- **ODS 9: Industria, innovación e infraestructuras.** Un conocimiento profundo del dispositivo de última generación impulsa la innovación tecnológica en el sector médico.