



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

ESTUDI AMB CFD DE LA CAVITACIÓ EN UNA TURBINA

FRANCIS



Memòria

Autor: Martí Coma Solanas

Director: Alfred Fontanals Garcia

Convocatòria: Gener 2020

Resum

La finalitat d'aquest treball de fi de grau és estudiar mitjançant tècniques de mètodes numèrics els efectes produïts per l'aparició de cavitació en una turbina Francis. Per tal de reduir el cost computacional s'utilitza un model geomètric semblant a escala reduïda de les dimensions i característiques de treball de la turbina Francis de la central hidroelèctrica de Sallente. Mitjançant el software ANSYS CFX 16.2 es dur a terme la simulació del flux multi fàsic de líquid i vapor amb el model Zwart-Gerber-Belamri (ZGB) a partir dels resultats adquirits de la resolució per aproximació de les equacions de Navier-Stokes (RANS) el model de turbulència $k-\omega$ Shear-Stress Transport (SST) en les mateixes condicions.

Per detectar els efectes s'han utilitzat gràfics de contorns que representen visualment diferents propietats, a més de gràfics de pressions en el temps, comparant els valors de la simulació sense utilitzar el model de cavitació respecte a la seva utilització. Obtenint resultats de comportament completament diferents en les dues simulacions.

Resumen

La finalidad de este Trabajo de fin de grado es estudiar mediante técnicas de métodos numéricos los efectos producidos por la aparición de cavitación en una turbina Francis. Con el fin de reducir el coste computacional se utiliza un modelo geométrico semejante a escala reducida de las dimensiones y características de Trabajo de la turbina Francis de la central hidroeléctrica de Sallente. Mediante el software ANSYS CFX 16.2 se lleva a cabo la simulación del flujo multifásico de líquido y vapor con el modelo Zwart-Gerber-Belamri (ZGB) a partir de los resultados adquiridos de la resolución por aproximación de las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS) con el modelo de turbulencia $k-\omega$ Shear-Stress Transport (SST) en las mismas condiciones.

Para detectar los efectos se utilizan gráficos de contorno que representan visualmente distintas propiedades, además de gráficos de presión en el tiempo, comparando el resultado de la simulación sin usar el modelo de cavitación respecto a su utilización. Obteniendo resultados completamente distintos en las simulaciones.

Abstract

The purpose of this final degree project is to study through the use of numerical methods, the effects produced by the appearance of cavitation in a Francis turbine. In order to reduce the computational cost, a scale reduced similar geometric model of the dimensions and characteristics of the Francis turbine of the Sallente hydroelectric power plant is used. The ANSYS CFX 16.2 software simulates the multi-phasic flow of liquid and steam with the Zwart-Gerber-Belamri (ZGB) model based on the results acquired from the resolution by approximation of the Navier-Stokes equations (RANS) with the $k-\omega$ Shear-Stress Transport (SST) turbulence model under the same conditions.

To detect the effects, contour graphs that visually represent different properties are used in addition to pressure charts over time comparing the simulation result without using the cavitation model with respect to its use. Getting completely different results in the simulations.



Índex

| | |
|---|------------|
| RESUM | I |
| RESUMEN | II |
| ABSTRACT | III |
| ÍNDEX | IV |
| ÍNDEX DE FIGURES | VI |
| ÍNDEX DE TAULES | 10 |
| 1. INTRODUCCIÓ | 11 |
| 1.1. Objectius del treball | 11 |
| 2. TEORIA | 12 |
| 2.1. Central hidroelèctrica de Sallente | 12 |
| 2.2. Classificació de les turbines | 12 |
| 2.3. Turbina Francis | 13 |
| 2.3.1. Parts principals | 14 |
| 2.4. Característiques de la turbina de Sallente | 15 |
| 2.5. Cavitació | 15 |
| 2.5.1. Classificació de la cavitació | 17 |
| 2.6. Dinàmica de fluids computacional | 18 |
| 2.7. Models de turbulència | 20 |
| 2.8. Models de cavitació | 22 |
| 3. METODOLOGIA | 25 |
| 3.1.1. Model geomètric semblant | 25 |
| 3.2. Geometria | 27 |
| 3.2.1. Modificació del tub d'aspiració | 28 |
| 3.2.2. Model final | 30 |
| 3.3. Malla | 31 |
| 3.3.1. Malla estator | 32 |
| 3.3.2. Malla rotor | 32 |
| 3.3.3. Malla tub d'aspiració | 33 |
| 3.3.4. Malla final | 33 |
| 3.4. Càlcul de les freqüències característiques | 34 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 3.5. | Condicions de contorn | 35 |
| 3.6. | Selecció del model de càlcul | 36 |
| 3.7. | Monitors de control | 37 |
| 4. | RESULTATS | 40 |
| 4.1. | Resultats assaig 1 sense aplicar cavitació..... | 40 |
| 4.1.1. | Assaig 1: Gràfics de pressions..... | 40 |
| 4.1.2. | Assaig 1: Gràfics de velocitat | 42 |
| 4.1.3. | Assaig 1: Gràfics dels monitors..... | 44 |
| 4.1.4. | Assaig 1: Gràfics de freqüència | 47 |
| 4.2. | Resultats assaig 2 considerant cavitació..... | 50 |
| 4.2.1. | Assaig 2: Gràfics de pressions..... | 50 |
| 4.2.2. | Assaig 2: Gràfics fracció de volum de vapor..... | 52 |
| 4.2.3. | Assaig 2: Gràfics velocitats | 55 |
| 4.2.4. | Assaig 2: Gràfics dels monitors..... | 56 |
| 4.2.5. | Assaig 2: Gràfics de freqüència | 59 |
| 4.3. | Comparativa de resultats..... | 61 |
| 4.3.1. | Comparació dels monitors | 61 |
| | CONCLUSIONS | 66 |
| | PRESSUPOST | 69 |
| | BIBLIOGRAFIA | 71 |

Índex de Figures

| | |
|--|----|
| Figura 2.1 Turbina Pelton. _____ | 12 |
| Figura 2.2 Turbina Francis. _____ | 13 |
| Figura 2.3 Parts d'una turbina Francis. _____ | 14 |
| Figura 2.4 Diagrama canvi de fase. _____ | 16 |
| Figura 2.5 Danys causats pels efectes de la cavitació als àleps d'una turbina Francis. _____ | 16 |
| Figura 2.6 Cavitació parcial i supercavitació. _____ | 17 |
| Figura 2.7 Cavitació de bombolles. _____ | 17 |
| Figura 2.8 Cavitació de vòrtex en una turbina Francis. _____ | 18 |
| Figura 2.9 Cavitació en lamina en una turbina Francis. _____ | 18 |
| Figura 2.10 Model SST. Zona en què s'aplica cada model. _____ | 21 |
| Figura 3.1 Model geomètric de la turbina Francis. _____ | 27 |
| Figura 3.2 Geometria de l'estator. _____ | 27 |
| Figura 3.3 Geometria del rotor. _____ | 28 |
| Figura 3.4 Tub d'aspiració original. _____ | 28 |
| Figura 3.5 Tub d'aspiració cònic amb colze. _____ | 29 |
| Figura 3.6 Corbes guia. _____ | 29 |
| Figura 3.7 Model final del tub d'aspiració. _____ | 30 |
| Figura 3.8 Esquerra: Model original. Dreta: Model modificat. _____ | 30 |
| Figura 3.9 Malla de l'estator. _____ | 32 |
| Figura 3.10 Malla del rotor _____ | 32 |
| Figura 3.11 Malla del tub. _____ | 33 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.12 Localització dels monitors puntuals. | 38 |
| Figura 4.1 Gràfic de contorn de la pressió absoluta a escala global representat en el pla XZ central de l'assaig 1 sense cavitació. | 40 |
| Figura 4.2 Gràfic de contorn de la pressió absoluta entre el rang de pressió de saturació fins -0,7 MPa representat en el pla XZ central del model de l'assaig 1 sense cavitació. | 41 |
| Figura 4.3 Gràfic de contorn de la pressió absoluta local representat en el pla XY central de l'estator del model de l'assaig 1 sense cavitació. | 41 |
| Figura 4.4 Isosurface de la pressió de saturació 3170 Pa dins el rodet del model de l'assaig 1 sense cavitació. | 42 |
| Figura 4.5 Gràfic de contorn de la velocitat absoluta a escala local representat en el pla XZ central del model de l'assaig 1 sense cavitació. | 43 |
| Figura 4.6 Gràfic de contorn de la velocitat absoluta a escala global representat en el pla XY central de l'estator de l'assaig 1 sense cavitació. | 43 |
| Figura 4.7 Esquerra: Gràfic streamline de la velocitat absoluta de tot el domini del model de turbulència. Dreta: Gràfic streamline de la velocitat absoluta en tot el domini vist al tub d'aspiració de l'assaig 1 sense cavitació. | 44 |
| Figura 4.8 Localització dels monitors puntuals. | 44 |
| Figura 4.9 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del tub en l'assaig 1 sense cavitació. | 45 |
| Figura 4.10 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de l'estator en l'assaig 1 sense cavitació. | 45 |
| Figura 4.11 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del rotor en l'assaig 1 sense cavitació. | 46 |
| Figura 4.12 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de la interfície en l'assaig 1 sense cavitació. | 46 |
| Figura 4.13 Gràfics de freqüència en l'estator del model sense cavitació. | 47 |
| Figura 4.14 Gràfics de freqüència en el rotor del model sense cavitació. | 48 |
| Figura 4.15 Gràfics de freqüència en la interfície del model sense cavitació. | 48 |

- Figura 4.16 Fluctuació en l'estator de l'assaig 1 sense cavitació. Esquerra: Tube 1. Dreta: Tube 5 49
- Figura 4.17 Gràfics de freqüència en la interfície del model sense cavitació. Esquerra: Tube 1. Dreta: Tube 5 _____ 50
- Figura 4.18 Gràfic de contorn de la pressió absoluta a escala global representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació. _____ 51
- Figura 4.19 Gràfic de contorn de la pressió absoluta entre el rang de pressió de saturació fins a 0 MPa representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació. _____ 51
- Figura 4.20 Esquerra: Isosurface de la pressió de saturació 3170 Pa dins el tub d'aspiració del model de cavitació. Dreta: Isosurface de la pressió de saturació 3170 Pa dins el rodet de l'assaig 2 amb cavitació. _____ 52
- Figura 4.21 Gràfic de contorn de la pressió absoluta local representat en el pla XY central de l'estator de l'assaig 2 amb cavitació. _____ 52
- Figura 4.22 Gràfic de contorn de la fracció de volum de vapor representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació. _____ 53
- Figura 4.23 Isosurface de la fracció de volum de vapor en tot el domini de l'assaig 2 amb cavitació. (a) 25% (b) 50% (c) 75%. _____ 54
- Figura 4.24 Gràfic de contorn de la fracció de volum de vapor representat en el pla XY del rotor de l'assaig 2 amb cavitació. (a) -0,07 m del centre. (b) -0,08 m del centre (c) -0,09 m del centre (d) -0,1 m del centre. _____ 55
- Figura 4.25 Gràfic de contorn de la velocitat absoluta a escala local representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació. _____ 56
- Figura 4.26 Gràfic streamline de la velocitat absoluta del fluid líquid en tot el domini de l'assaig 2 amb cavitació. _____ 56
- Figura 4.27 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del tub en l'assaig 2 amb cavitació. 57
- Figura 4.28 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de l'estator en l'assaig 2 amb cavitació. _____ 57
- Figura 4.29 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del rotor en l'assaig 2 amb cavitació. 58

| | |
|---|----|
| Figura 4.30 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de la interfície en l'assaig 2 amb cavitació. | 58 |
| Figura 4.31 Gràfics de freqüència en l'estator del model amb cavitació. | 59 |
| Figura 4.32 Gràfics de freqüència en el rotor del model amb cavitació. | 59 |
| Figura 4.33 Gràfics de freqüència en la interfície del model amb cavitació. | 60 |
| Figura 4.34 Gràfic de comparació de la pressió en el tub del model de turbulència i cavitació. | 62 |
| Figura 4.35 Gràfic de comparació de la pressió en l'estator del model de turbulència i cavitació. | 63 |
| Figura 4.36 Gràfic de comparació de la pressió en el rotor del model de turbulència i cavitació. | 63 |
| Figura 4.37 Gràfic de comparació de la pressió en la interfície del model de turbulència i cavitació. | 64 |
| Figura 4.38 Comparació dels efectes en el Lift. | 64 |
| Figura 4.39 Comparació dels efectes en el Drag. | 65 |

Índex de Taules

| | |
|--|----|
| Taula 2.1 Característiques de la turbina de Sallente. _____ | 15 |
| Taula 3.1 Característiques del model a escala 1/5,725. _____ | 25 |
| Taula 3.2 Valors de treball del model. _____ | 26 |
| Taula 3.3 Nombre d'elements per geometria. _____ | 34 |
| Taula 3.4 Freqüències característiques teòriques _____ | 35 |
| Taula 3.5 Coordenades de cada monitor puntual. _____ | 38 |
| Taula 3.6 Taula dels monitors de drag i lift. _____ | 39 |
| Taula 4.1 Taula del temps de càlcul necessari _____ | 61 |
| Taula 0.1 Pressupost desglossat. _____ | 69 |

1. Introducció

Actualment amb l'alerta del canvi climàtic, més i més països aposten per les energies netes i renovables. Segons l'informe de l'estat de l'energia hidràulica del 2019 de International Hydropower Association (IHA), l'energia hidràulica és la primera font d'energia renovable a escala mundial representant el 15,9% del total d'energia produïda globalment, superant la resta de fonts renovables juntes. Convertint-se així, un mercat creixent en constant desenvolupament.

Tot i la importància que té l'energia hidràulica, la creació de noves centrals a gran escala es veu limitada, ja que aquestes centrals requereixen d'una ubicació geogràfica molt concreta. Cada cop hi ha menys disponibilitat d'aquestes zones favorables, per aquest motiu, molts estudis s'estan centrant en la millora del rendiment de les centrals actuals, a la llarga aquestes millores suposarien grans beneficis econòmics.

L'ús de tècniques de simulació del comportament del fluid per ordinador ha permès millorar el desenvolupament de noves tècniques augmentant la potència i el rendiment de les centrals hidroelèctriques. La viabilitat econòmica i la reducció de temps en dur a terme els assaigs ha portat les tècniques de Dinàmica de Fluids Computacional (CFD), a ser una eina indispensable per a la majoria d'empreses del sector.

El CFD ha millorat durant els últims anys i ha esdevingut en una eina potent i complexa per analitzar tot tipus de problemes de fluids, però és necessària la verificació dels resultats per experts en comportaments de fluids. Tot i donar una solució el resultat pot diferir molt en la realitat si les condicions establertes com el mallat, els models utilitzats o les condicions d'entrada no s'adeqüen el tipus de problema estudiat.^[3]

1.1. Objectius del treball

Els principals objectius d'aquest treball són els següents.

- Simular i estudiar el comportament de la turbina Francis de Sallente a través de la mecànica de fluids computacional, considerant els efectes de la cavitació en un flux multi fàsic.
- Verificar el model geomètric utilitzat i les condicions necessàries per a la simulació.
- Detectar l'aparició de cavitació i identificar l'efecte causant.

2. Teoria

2.1. Central hidroelèctrica de Sallente

La turbina Francis que s'estudia en aquest treball es troba situada a la central hidroelèctrica del pantà de Sallente a la comarca del Pallars Jussà de la província de Lleida a Espanya. La central aprofita l'aigua de l'estany Gento i els 26 llacs glacials que desemboquen en ell. És la primera central que es va instal·lar a Catalunya l'any 1985, és de tipus reversible, durant el dia en hores puntes produeix energia aprofitant el salt d'aigua de 400 m i durant la nit, quan el preu de l'energia és inferior, l'aigua és bombejada de l'estany de Sallente un altre cop a l'estany de Gento.

La central compta amb 4 turbines Francis que produeixen una potència de 468 MW.

2.2. Classificació de les turbines

Hi ha dos grups de turbomàquines. Les turbines, que treballen rebent l'energia del fluid, o les bombes hidràuliques, que subministren energia al fluid per incrementar la seva pressió o velocitat.

Les turbines hidràuliques que treballen amb fluids líquids es classifiquen en dos grups (de reacció o d'impuls), en funció de la forma en què actua el fluid sobre elles. En les turbines de reacció, el fluid pateix grans canvis de pressió i a l'entra del rodet, cedeix la seva energia cinètica provocant una força de reacció en el àleps que provoca la rotació del rodet, com és el cas de la turbina Francis. En canvi, les turbines d'impuls aprofiten la força d'impacte d'un jet d'aigua sobre la superfície per fer girar el rodet, les turbines Pelton en són un exemple.

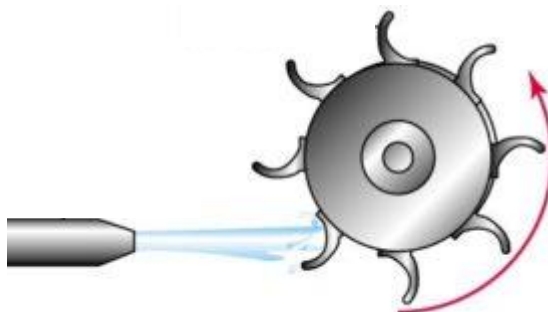


Figura 2.1 Turbina Pelton.

2.3. Turbina Francis

La turbina Francis és un tipus de turbomàquina motora a reacció i flux mixt inventada per James B. Francis l'any 1848 millorant les versions de turbines anteriors, en va millorar la seva eficiència amb base a principis científics.

Es basa en la generació d'electricitat a partir de l'energia rebuda del fluid quan recorre la turbina, la geometria dels àleps de gir del rodet està dissenyada perquè quan el fluid passi a través, n'extregui la màxima, provocant el gir del rodet i generant electricitat al estar connectada a un generador. El disseny dels àleps influeix molt en el rang de treball de la turbina, per això, en cada cas se'n dissenya la forma per obtenir-ne el millor rendiment.



Figura 2.2 Turbina Francis.

La capacitat de treballar entre grans rangs d'altura (40 - 600 m) i la gran eficiència que ofereix (rendiments superiors al 90%) fa que actualment siguin les turbines més habituals en funcionament.

Els avantatges principals de les turbines Francis són els alts rendiments que proporcionen, el major temps de vida útil (degut a la robustesa de la turbina) i el poc manteniment que requereixen. A més, les seves dimensions reduïdes permeten la instal·lació en zones amb poc espai disponible. Per contra, els principals desavantatges són la impossibilitat de treballar en altures majors de 800 m, no treballen bé amb grans variacions de caudal i s'ha de tenir en compte la possible aparició de cavitació.

2.3.1. Parts principals

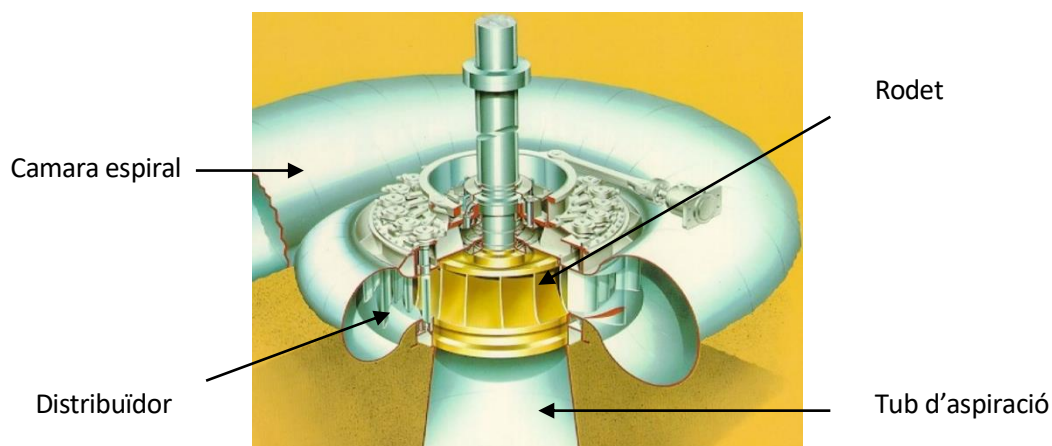


Figura 2.3 Parts d'una turbina Francis.

Càmera espiral: Reparteix uniformement el fluid a l'entrada del rodet mantenint constant la velocitat mitjana del fluid gràcies a la forma característica de caragol. Normalment són d'àrea circular però també poden ser quadrades.

Distribuidor: Conjunt d'àleps que guien el fluid cap als àleps del rodet, està format per àleps fixos que compleixen la funció d'aportar rigidesa estructural i els àleps mòbils que permeten modificar el seu angle d'entrada per regular el cabal d'entrada.

Rodet: És la part principal de la turbina, s'encarrega de transformar l'energia cinètica del fluid en energia mecànica. El fluid xoca contra els àleps del rodet i la força tangencial del xoc fa girar el rodet que està connectat a un generador a través d'un eix.

Tub d'aspiració: A la sortida del rodet es generen velocitats molt altes amb baixa pressió, per això la funció del tub és recuperar pressió i disminuir la velocitat augmentant l'àrea de pas.

2.4. Característiques de la turbina de Sallente

En

la

Taula 2.1 es recullen les característiques principals de la turbina de Sallente.

Taula 2.1 Característiques de la turbina de Sallente.

| Propietat | Valor | Unitats |
|--|-------|-------------------|
| Diàmetre rodet, D_p | 2,92 | m |
| Entrada rodet, b_p | 0,253 | m |
| Altura, H_p | 400 | m |
| Cabal, V_p | 31,25 | m ³ /s |
| Velocitat gir, n_p | 600 | rpm |
| Velocitat a la punta del àlep, U_p | 91,73 | m/s |
| Densitat, ρ | 1000 | kg/m ³ |
| Viscositat, μ | 0,001 | Pa·s |
| Àleps rodet | 7 | |
| Àleps directrius | 16 | |

2.5. Cavitació

En màquines en les quals circula un fluid líquid que treballa amb grans reduccions de pressió s'ha de tenir en compte l'efecte de la cavitació. Si no es té en consideració pot produir pèrdues de rendiment disminuint la potència generada i erosionant superfícies fins a disminuir considerablement la seva eficiència i requerir la seva substitució. També produeix soroll perceptible i vibracions no desitjades.

El fenomen de cavitació és semblant a l'ebullició amb la diferència que el canvi de fase no és degut la temperatura, sinó a un canvi de pressió. Apareix quan la pressió baixa per sota la pressió de saturació (P_v) evaporant el líquid i produint un canvi de fase de líquid a gas sense variació de la temperatura com sol passar en fluxos reals.^[1]

La pressió de saturació varia segons les propietats del fluid, destacant d'entre elles la temperatura. En la Figura 2.4 s'observa que la cavitació és un efecte produït per la disminució de la pressió a temperatura constant.

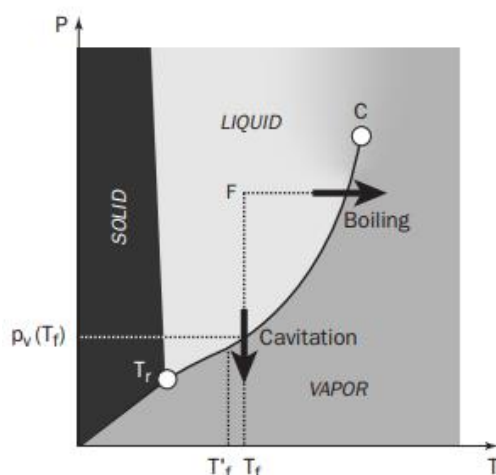


Figura 2.4 Diagrama canvi de fase.^[1]

Pot aparèixer en qualsevol zona en què la pressió disminueix per sota la pressió de saturació. En el cas de turbomàquines generadores, la zona més susceptible a baixes pressions és a la sortida del rodet i quant a màquines motores és a l'entrada del rodet.

Quan la pressió augmenta per sobre la pressió de saturació les bombolles de vapor col·lapsen produint una intensa ona d'impacte, el col·lapse es produeix quasi instantàniament, produint elevades velocitats d'interfície i zones d'alta pressió amb fortes vibracions. Les bombolles que col·lapsen a prop d'una superfície metàl·lica poden causar efectes d'erosió crítics en el sistema.^[9] (Figura 2.5)



Figura 2.5 Danys causats pels efectes de la cavitació als àleps d'una turbina Francis. Font: *An Introduction to Cavitation Fundamentals*

2.5.1. Classificació de la cavitació

La cavitació es pot classificar segons la forma en què es produeix, el seu grau de desenvolupament o la zona on es produeix.

Segons el grau de desenvolupament: incipient (fase d'aparició), desenvolupada (quan l'efecte de cavitació genera discontinuïtats en el flux) i supercavitació (quan en cossos totalment submergits la cavitació es produeix en tota la superfície del cos). La cavitació és un efecte no desitjat en la majoria d'aplicacions pel dany que causen les ones de xoc en col·lapsar, amb l'excepció de la supercavitació, ja que el dany causat es produeix fora la superfície.

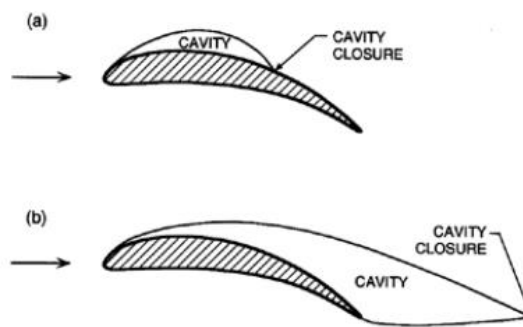


Figura 2.6 Cavitació parcial i supercavitació.^[2]

Segons la zona on es produeix l'efecte, la cavitació presenta una forma i comportament característic.

Cavitació de núvol: (Figura 2.7): Es produeix quan en una zona el número i concentració de bombolles són elevades, provocant l'aparició de grans núvols de cavitació. L'efecte que produeix és molt sonor i destructiu.

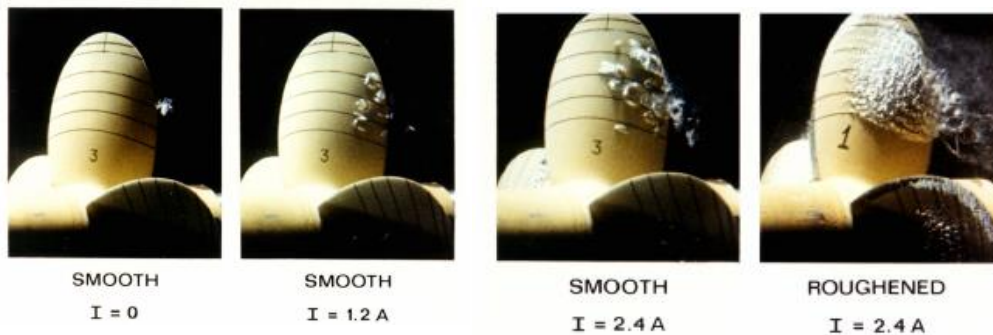


Figura 2.7 Cavitació de bombolles.^[4]

Cavitació de vòrtex: (Figura 2.8): Apareix en l'entrada de tub d'aspiració a causa de la baixa pressió, la forma d'hèlice que genera és deguda a la velocitat de rotació al sortir del rodet.

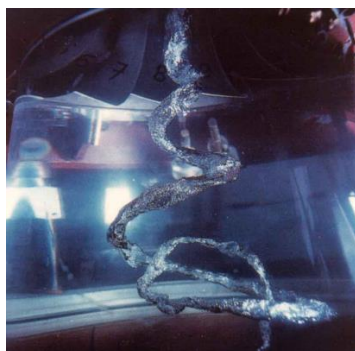


Figura 2.8 Cavitació de vòrtex en una turbina Francis.^[2]

Cavitació en lamina: (Figura 2.9): Es forma una fina capa al voltant de la superfície que es manté constant, apareix a conseqüència d'un pic de baixa pressió a l'entrada de l'àlep.

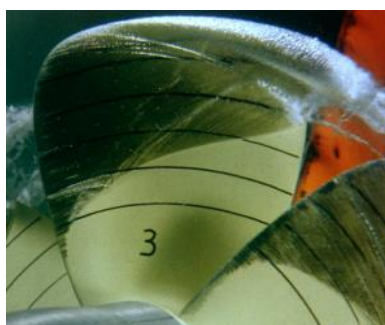


Figura 2.9 Cavitació en lamina en una turbina Francis.^[4]

2.6. Dinàmica de fluids computacional

La dinàmica de fluids computacional anomenat CFD utilitza el mètode d'anàlisi d'elements finits per obtenir solucions numèriques de fluxos de fluids, calor, massa i altres aplicacions. Les millores tecnològiques han permès obtenir resultats més precisos amb menor marge d'error alhora que han permès reduir el temps de computació, per això el seu ús s'ha fet imprescindible amb molts àmbits de l'enginyeria. Alguns exemples són l'aerodinàmica de vehicles, l'anàlisi meteorològic, l'enginyeria naval, aplicacions biomèdiques com la circulació de la sang, l'anàlisi de motors de combustió, la difusió i convecció de substàncies i qualsevol aplicació que s'analitzi el flux d'un fluid.

En general, el procés de simulació per CFD es pot dividir en tres grans parts, preprocés, simulació i postprocés.

Preprocés

Geometria: S'ha de crear la geometria que defineix el domini del problema establint límits físics. Es crea mitjançant softwares de disseny assistit per ordinador (CAD).

Mallat: La geometria es discretitza en volums més petits generant una malla d'elements. La generació de la malla pot variar àmpliament entre tipus d'elements (tetraedres, prismes, hexaedres o combinacions), estructurada o no estructurada, refinament en certes parts i altres variants com malles variants en el temps. En aquesta etapa es té molt en compte la bona elaboració de la malla per obtenir resultats coherents, precisos i reduint el temps de càlcul, per això és un àmbit que ha estat altament estudiat.

Condicions de contorn: S'estableixen les condicions en què es treballa com el domini pel qual circula el fluid, la seva entrada, sortida, propietats específiques de superfícies i qualsevol comportament que sigui necessari especificar.

Model físic: Es defineixen les equacions per les quals es regeix el comportament del fluid, continuïtat (conservació de la massa), moment (segona llei de newton $F=m \cdot a$) i conservació de l'energia.

Simulació

En la simulació el programa calcula el resultat a partir de totes les condicions establertes, el procés de càlcul és per iteracions fins a trobar una solució que convergeixi en el marge d'error establert. Aquest procés pot ser molt llarg depenent de la complexitat del problema o inclús no arribar a cap solució, per això es defineixen límits de càlculs com el nombre màxim d'iteracions o major marge de resultats.

Postprocés

L'última part és el postprocés, on es poden veure els resultats obtinguts de la simulació. La seva obtenció es pot fer de manera visual mitjançant mapes de colors, vectors, zones de volums constants, punts únics i altres. El programa també permet obtenir el valor d'una propietat en cada iteració i així obtenir gràfics respecte el temps.

Hi ha diferents programes d'anàlisi de fluids, per aquest treball s'ha utilitzat el programa CFX inclòs en el programa Ansys.

2.7. Models de turbulència

La turbulència pot ser caracteritzada com el moviment caòtic o desordenat del fluid. Un moviment turbulent del fluid té lloc amb la presència de remolins, mentre que quan aquests estan absents el moviment del fluid és laminar.^[8]

En la majoria de problemes d'enginyeria es tracten fluxos turbulents, el principal factor que provoca l'aparició de turbulència és l'excés d'energia cinètica o pertorbacions en el domini. A l'hora de definir l'efecte dins l'anàlisi computacional implica un augment en la complexitat del sistema, la dimensió de la malla i el salt de temps ha de ser més petit per tal d'apreciar els remolins formats que provoquen canvis en el comportament en el flux. Tots aquests canvis fan escalar la potència de càlcul de forma exagerada i en l'estat actual no és una opció realista.

Com que no es pot calcular exactament el comportament d'un flux turbulent s'aproxima el seu comportament utilitzant diferents models de càlcul.

Model DNS (Direct Numerical Solution): no és del tot un model, sinó la resolució completa de les equacions de Navier-Stokes sense utilitzar valors mitjans. Produeix els millors resultats però només es pot aplicar en casos concrets a causa del cost que comporta dur a terme la simulació. És massa costós per a casos pràctics.

Model LES (Large Eddy simulation): es basa en resoldre els remolins de grans dimensions i aplica models en els moviments més petits, la simplificació redueix el temps de càlcul però sovint el cost segueix sent massa elevat.

Model RANS (RANS: Reynolds Averaged Navier Stokes Simulation): és la solució de les equacions de Navier Stokes en la mitjana de temps. És el model més utilitzat en problemes industrials pel seu cost computacional més baix i la robustesa dels resultats, en la majoria de casos no és necessari calcular totes les fluctuacions que es produeixen.

Hi ha molts models variants del RANS, Spalart-Allmaras, $k-\epsilon$ (estàndard o RNG), $k-\omega$ (estàndard o SST), depenent del tipus de problema, fluid i geometria es poden aplicar models concrets per millorar el resultat o temps de càlcul.

Dins el CFX es presenten diferents models a escollir, per aquest cas en concret, s'ha triat el model SST K- ω , ja que és un mètode robust i fiable per resoldre simulacions amb turbulència.

• **Model k- ϵ**

Un dels models de turbulència més utilitzats en l'àmbit industrial, proporciona resultats precisos i robustos. Basat en dues equacions, energia cinètica de turbulència (k) i dissipació d'energia (ϵ). Tot i calcular correctament la majoria de casos, en la zona propera a la superfície els resultats són més imprecisos.

El model no és apte en fluxos amb parets sense fregament, en superfícies corbes ni en fluxos en rotació.

• **Model k- ω**

Ja que el model k- ϵ no és capaç d'analitzar amb detall les zones properes a la superfície, el model k- ω es va crear amb l'objectiu de ser més precís en condicions de paret i de baix nombre de Reynolds. Es basa en dues equacions energia cinètica de turbulència (k) i dissipació específica (ω) i permet obtenir millors resultats dels efectes de la turbulència en zones properes a la superfície.

• **Model SST k- ω**

Incorpora els dos models anteriors en un de sol que permet canviar de model depenent de la distància respecte a la paret, utilitza el model k- ϵ en les zones exteriors i el model k- ω quan està a prop de la superfície. (Figura 2.10).

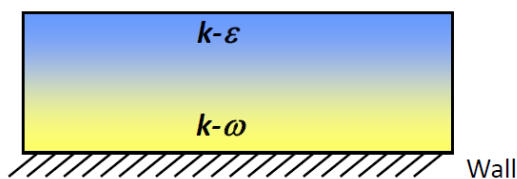


Figura 2.10 Model SST. Zona en què s'aplica cada model.
Font: ANSYS Lecture 9: Turbulence

2.8. Models de cavitació

Quan es plantegen simulacions amb cavitació hi han dos models de càlcul destacats, el model Schnerr-Sauer (SS) i el model Zwart-Gerber-Belamri (ZGW), els dos estan basats en la dinàmica de les bombolles a partir de l'equació Rayleigh Plesset que relaciona la velocitat de generació i condensació de vapor dins un flux multi fase amb transferència massica. Equació (2.1):

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (2.1)$$

p = Pressió del líquid que envolta la bombolla σ = Coeficient de tensió superficial

p_v = pressió de vapor

R_B = Radi bombolla

ρ_f = Densitat del líquid

Assumint no impediment en el creixement de les bombolles a causa d'afectes tèrmics i depreciant els termes de segon ordre i la tensió superficial s'obté l'equació (2.2):

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (2.2)$$

Per aplicar els models de cavitació és necessari establir un flux multi fàsic amb una fase líquida i una altre de vapor amb transferència massica entre les dos fases.

Model Zwart-Gerber-Belamri (ZGW)

El CFX nomes disposa d'un model de càlcul i és el Zwart-Gerber-Belamri (ZGW) que és amb el que es realitzarà la simulació, a continuació s'explica la base teòrica del model.

A partir de l'equació Rayleigh Plesset s'estableix la relació de canvi de massa de la bombolla. Equació (2.3):

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (2.3)$$

Si existeixen N_B bombolles per unitat de volum es pot expressar la fracció de volum de vapor com l'equació (2.4):

$$r_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (2.4)$$

I el gradient de transferència de massa en la Interface total per unitat de volum considerant vaporització:

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (2.5)$$

Derivant i generalitzada per incloure condensació:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v - p) \quad (2.6)$$

L'equació s'ha de retocar per el cas d'evaporació, ja que es produeix en els llocs de nucleació, si augmenta la fracció de volum de vapor (r_g) la densitat de nucleació ha de disminuir perquè hi ha menys líquid. Per tant es modifica l'expressió de volum de vapor. $r_g = r_{nuc}(1 - r_g)$, en el cas de la condensació el valor de r_g es manté constant.

Sent finalment l'equació (2.7) la formulació final segons la pressió:

$$\dot{m} = \begin{cases} \dot{m}_{vap} = -F_{vap} \frac{3r_{nuc}(1 - r_g)\rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} & \text{si } p < p_v \\ \dot{m}_{cond} = F_{cond} \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_f}} & \text{si } p > p_v \end{cases} \quad (2.7)$$

R_b = Radi bombolla = 2e-6m

F_{vap} = Coeficient de evaporació = 50

r_{nuc} = Fracció de volum de nucleació = 5e-4

F_{cond} = Coeficient de condensació = 0,01

Els valors dels paràmetres són els establerts per defecte dins ANSYS CFX, sent valors raonables i experimentats en moltes simulacions per afirmar que els resultats obtinguts a partir del model ZGW amb els valors per defecte s'adequen a observacions reals en turbines Francis.

Model Schnerr-Sauer (SS)

El model Schnerr-Sauer és ampliament utilitzat en anàlisis de cavitació, tot i que no es pugi aplicar dins el programa, és interessant saber en que es diferencia.

A diferència del model del model Model Zwart-Gerber-Belamri utilitza l'expressió (2.9) per relacionar la fracció de volum de vapor amb el número de bombolles per volum de líquid. Obtenint l'equació (2.8) de transferència màssica segons el valor de α .

$$\alpha = \frac{n_b \frac{4}{3} \pi R_B^3}{1 + n_b \frac{4}{3} \pi R_B^3} \quad (2.9)$$

$$\dot{m} = \begin{cases} \dot{m}_{vap} = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3 \rho_l}} & \text{si } p < p_v \\ \dot{m}_{cond} = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3 \rho_l}} & \text{si } p > p_v \end{cases} \quad (2.8)$$

3. Metodologia

En aquest apartat es defineix el procés seguit per realitzar la simulació de cavitació en el model geomètric d'una turbina Francis.

3.1.1. Model geomètric semblant

Per tal de disminuir el temps de càlcul de la simulació s'ha reduït a escala 1/5,725 el model, la Taula 3.1 recull les característiques reduïdes.

Taula 3.1 Característiques del model a escala 1/5,725.

| Propietat | Original | Model | Unitats |
|-------------------|----------|--------|-------------------|
| Diàmetre rodet, D | 2,92 | 0,510 | m |
| Entrada rodet, b | 0,253 | 0,0442 | m |
| Densitat, ρ | 1000 | 1000 | kg/m ³ |
| Viscositat, μ | 0,001 | 0,001 | Pa·s |

El model i prototip de la turbina han de tenir semblança geomètrica i dinàmica. Per obtenir les condicions de funcionament del model s'utilitzen les equacions de similitud en turbomàquines.

Considerant que la velocitat a la punta de l'àlep és constant:

$$U_p = U_m = 91,73 \text{ m/s}$$

La velocitat de gir del model es calcula a partir de la següent equació:

$$\omega_m = \frac{U_m}{D_m/2} = \frac{91,73 \text{ m/s}}{0,51\text{m}/2} = 359,74 \text{ rad/s} \rightarrow 3435 \text{ rpm}$$

Coeficient de càrrega constant:

$$\Psi = \frac{gH_p}{\omega_p^2 D_p^2} = \frac{9,8\text{m/s}^2 \cdot 400\text{m}}{(62,83\text{rad/s})^2 \cdot (2,92\text{m})^2} = 0,116574$$

Altura del model:

$$H_m = \frac{\Psi \omega_m^2 D_m^2}{g} = \frac{0,116574 \cdot (359,74 \text{ rad/s})^2 \cdot (0,51 \text{ m})^2}{9,8 \text{ m/s}^2} = 400 \text{ m}$$

Totes les turbines amb semblança geomètrica tenen el mateix nombre específic de revolucions:

$$n_{sp} = n_{sm} = \frac{\omega_p \cdot \dot{V}_p^{1/2}}{(H \cdot g)^{3/4}} = \frac{62,83 \text{ rad/s} \cdot (31,25 \text{ m}^3/\text{s})^{1/2}}{(400 \text{ m} \cdot 9,8)^{3/4}} = 0,7084$$

Per tant el cabal al qual treballa el model:

$$\dot{V}_m = \left(\frac{n_{sp} \cdot (H \cdot g)^{3/4}}{\omega_m} \right)^2 = \left(\frac{0,7084 \cdot (400 \text{ m} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2)^{3/4}}{359,74 \text{ rad/s}} \right)^2 = 0,953 \text{ m}^3/\text{s}$$

Velocitat radial entrada del rodet:

$$\dot{V}_m = c_r \pi D_m b_m \rightarrow c_r = \frac{\dot{V}_m}{\pi D_m b_m} = \frac{0,953 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 0,51 \text{ m} \cdot 0,0442 \text{ m}} = 13,4647 \text{ m/s}$$

Taula 3.2 Valors de treball del model.

| Propietat | Valor | Unitats |
|--|--------|-------------------|
| Diàmetre rodet, D_n | 0,51 | m |
| Entrada rodet, b_m | 0,0442 | m |
| Altura, H_m | 400 | m |
| Cabal, V_m | 0,953 | m ³ /s |
| Velocitat gir, n_m | 3435 | rpm |
| Velocitat a la punta del àlep, U_m | 91,73 | m/s |
| Densitat, ρ | 1000 | kg/m ³ |
| Viscositat, μ | 0,001 | Pa·s |
| Àleps rodet | 7 | |
| Àleps directrius | 16 | |

3.2. Geometria

La geometria de la turbina del salt de Sallente ha set realitzada per estudiants anteriors i dissenyada a escala reduïda per reduir temps de càlcul en la simulació. Els temps de càlculs poden augmentar considerablement si no és té en consideració la mida de l'objecte d'estudi i el seu mallat. Consta de tres parts separades i unides al model final: l'estator per on entra l'aigua, el rodet i la sortida el tub d'aspiració (Figura 3.1). Totes les parts han estat reproduïdes mitjançant el programa de disseny assistit per ordinador Solidworks.

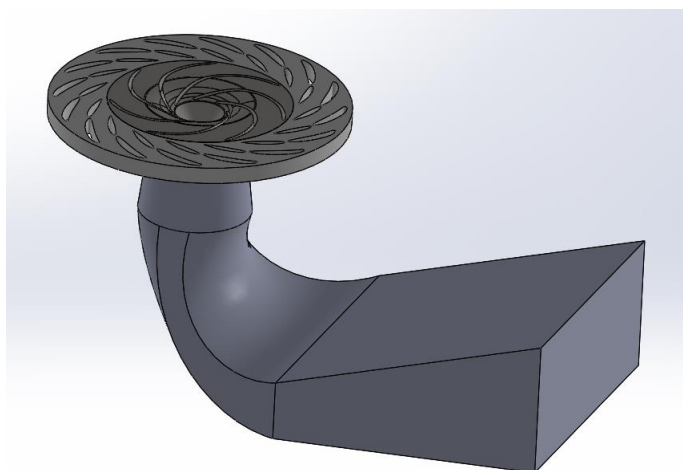


Figura 3.1 Model geomètric de la turbina Francis.

L'estator està format pel conjunt de 16 àleps fixos i mòbils que tenen la funció de dirigir el cabal als àleps del rodet, variacions en l'angle d'entrada afecten en el rendiment i la potència generada de la turbina. (Figura 3.2)



Figura 3.2 Geometria de l'estator.

El rotor consta de 7 àleps presentant un canvi de gir en la direcció del fluid.

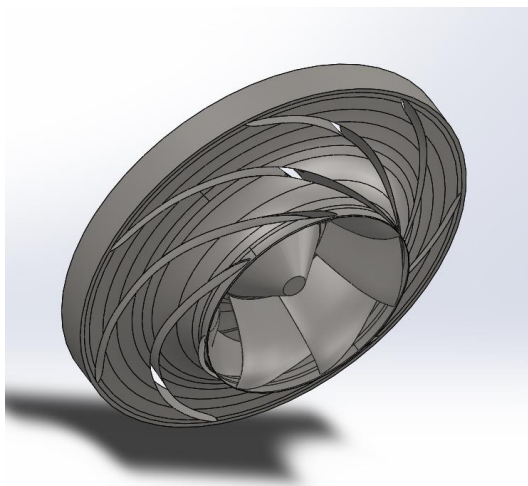


Figura 3.3 Geometria del rotor.

3.2.1. Modificació del tub d'aspiració

Les bombolles de cavitació apareixen en la zona de baixa pressió del rotor i en el tub d'aspiració. El propòsit del tub d'aspiració és reduir les altes velocitats a la sortida del rodet augmentant l'àrea de sortida. En el model l'àrea augmenta, però torna a disminuir estrenyent-se en el gir i després tornar a augmentar. Per aquesta raó, es proposa modificar la geometria del tub, respectant l'àrea d'entrada i la de sortida, modificant així el perfil del tub per passar a un canvi d'àrea més raonable que l'original. (Figura 3.4)

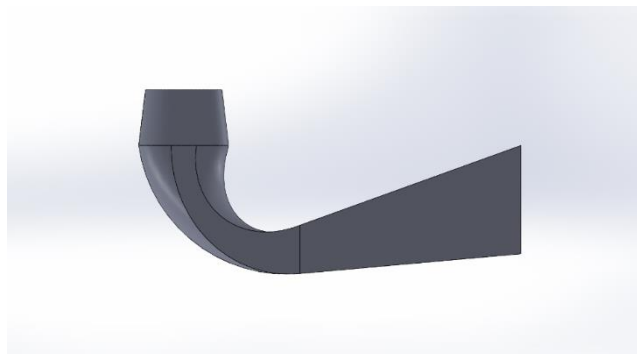


Figura 3.4 Tub d'aspiració original.

La modificació està basada en el model de tub d'aspiració cònica amb colze, caracteritzat pel canvi de secció variant al llarg del colze, acabant amb una lleugera elevació per evitar l'entrada d'aire. El model recreat és una reproducció buscant la màxima fidelitat, la modificació s'ha fet utilitzant el software de disseny Solidworks. En la Figura 3.5 es pot veure el model de referència utilitzat per la recreació.

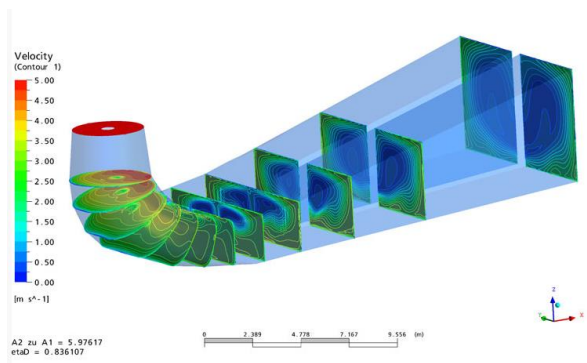


Figura 3.5 Tub d'aspiració cònic amb colze. Font: Institute for Hydraulic Fluid Machinery (HFM)

L'obtenció del perfil adequat es realitza a partir de l'ús de diferents corbes adaptades per formar la curvatura desitjada (Figura 3.6), cal destacar que l'objectiu no ha estat reproduir exactament la curvatura exacta que presenta un tub d'aquestes característiques, sent així l'obtenció de les corbes i seccions acotades visualment per buscar la semblança mantenint una superfície contínua.

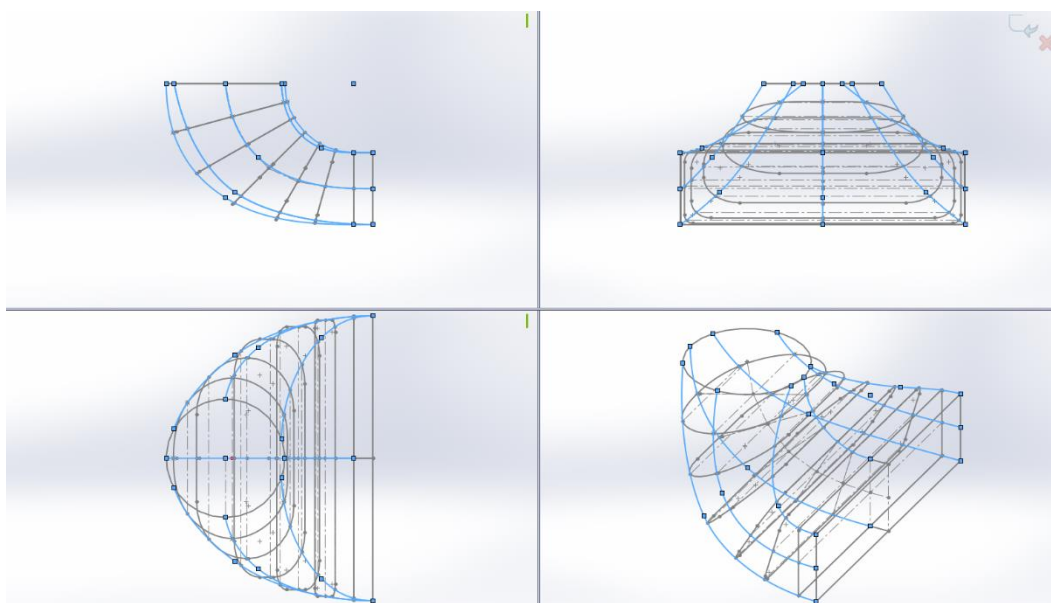


Figura 3.6 Corbes guia.

3.2.2. Model final

El model resultant del tub d'aspiració es pot veure en la Figura 3.7. La millora del tub d'aspiració permet l'obtenció de resultats més fiables, ja que la zona del colze és més adequada, seguint una curvatura contínua i augmentant la secció a mesura que avança el fluid.

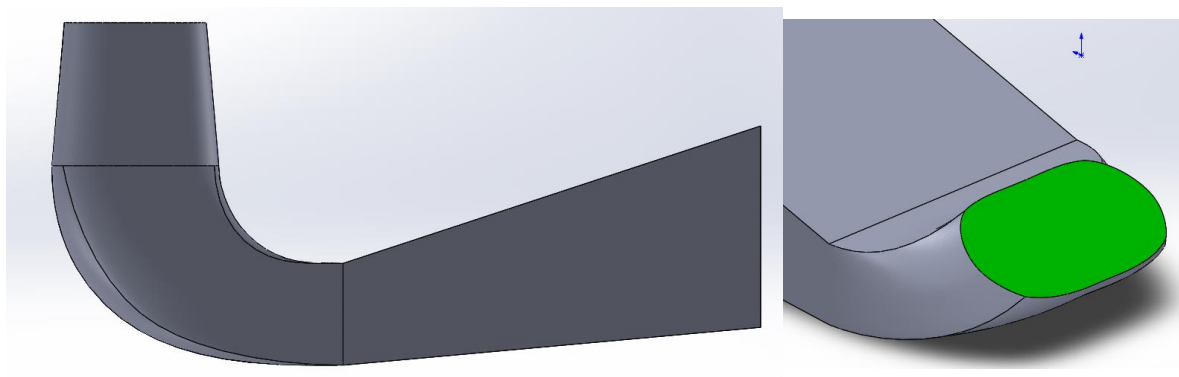


Figura 3.7 Model final del tub d'aspiració.

En la Figura 3.8 es mostra la comparació entre el model original respecte el model modificat, el resultat obtingut és més realista al model real d'un tub d'aspiració i permetrà obtenir millors resultats en la simulació.

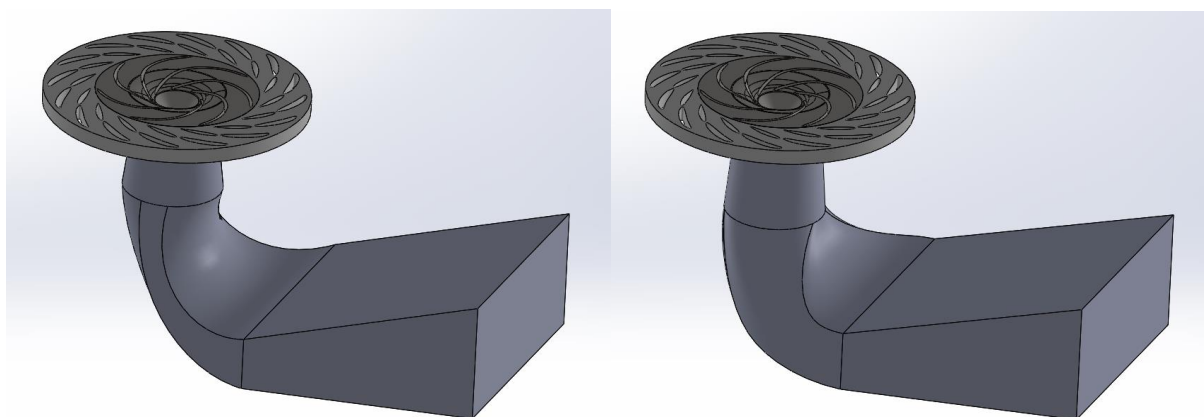


Figura 3.8 Esquerra: Model original. Dreta: Model modificat.

3.3. Malla

Per tal de dur a terme la simulació, s'ha de crear la malla per cada una de les geometries, una bona malla és primordial per a l'obtenció de resultats precisos sobretot en les zones en què la geometria és complexa. A l'hora de crear la malla es presenten diferents aspectes a tenir en compte, com el temps necessari per crear la malla i el seu cost computacional, pel cas de la turbina el cost i el temps no suposen cap dificultat, ja que no són geometries molt complicades i el temps de càlcul en una màquina d'ús ordinari no representa cap impediment. En geometries extremadament complexes, amb gran densitat d'elements, utilitzar elements estructurats com quadrilàters permet millorar la qualitat del resultat, però el temps de càlcul pot arribar a ser excessiu o ser directament impossible. Per això, en certs casos s'utilitza malles no estructurades utilitzant elements triangulars o tetraèdrics.

Pel mallat de la geometria de la turbina el principal factor que s'ha tingut en compte és nombre d'elements total de les tres parts, com més densitat de malla més exacte serà el resultat, però el temps de càlcul de la simulació pot augmentar exponencialment. Per això, es busca una bona relació entre qualitat de malla i temps de càlcul, la malla final ha de garantir l'obtenció de resultats fiables i adequats dins un límit d'error permès, ja que si la malla no disposa dels elements necessaris el resultat pot diferir molt de la solució final.

Per realitzar el mallat s'ha utilitzat el programa ANSYS Meshing inclòs en el propi ANSYS, permet l'obtenció de malles a partir de la introducció de paràmetres que defineixen la malla. En aquest cas, els mètodes més utilitzats són *face* i *edge sizing*, que permeten definir la mida dels elements en una cara o aresta. *Mapped face meshing* que en les zones més rectangulars prioritza l'obtenció d'elements ordenats i estructurats.

En les zones on el càlcul és més important, com la superfície dels àleps o en les parets del tub d'aspiració on el fluid està en contacte amb una superfície sòlida, és necessari l'ús del mètode *inflation*. Aquest mètode permet augmentar la densitat d'elements fins a certa distància. És imprescindible, ja que el model de càlcul es basa amb parets sense lliscament, fixant la velocitat a zero, si no es refina en aquestes zones no es pot apreciar amb detall el resultat, produint un salt de valors entre la paret i l'element més proper.

3.3.1. Malla estator

La malla de l'estator estava prèviament dissenyada per estudiants de TFG anteriors i no ha requerit cap modificació extra. El més important a destacar, la disminució de la mida dels elements fins a 3 mm en tots els àleps i elements de 8 mm en les cantonades exteriors. L'eix z, al ser una extrusió recta està estructurat amb *mapped* per obtenir elements quadrats al llarg de l'eix. Les superfícies dels àleps tenen aplicat el refinament inflació per saber amb més exactitud els canvis que es produeixen en els àleps.

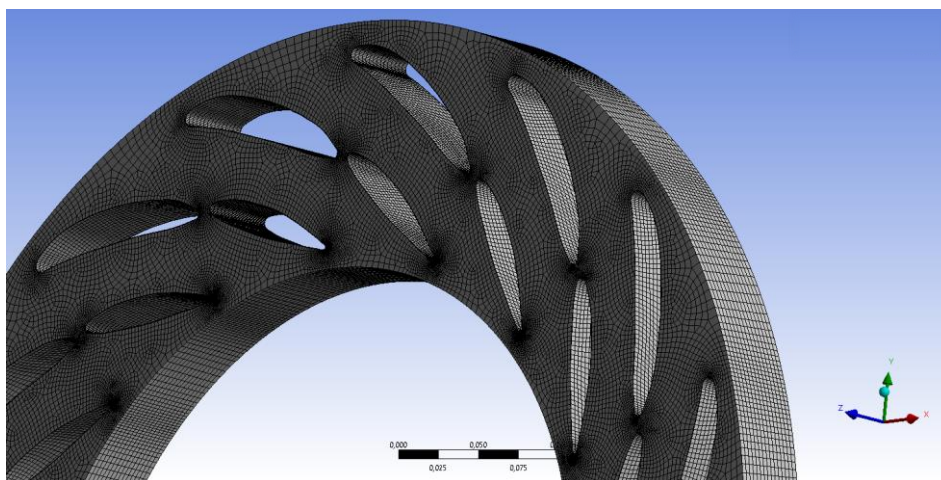


Figura 3.9 Malla de l'estator.

3.3.2. Malla rotor

Com amb l'estator, la malla del rotor ja estava dissenyada, i no ha requerit modificació. En aquest cas, la geometria és més complexa, es pot apreciar com no és tan estructurada i dominen els elements tetraèdrics. Les cares dels àleps tenen una mida de 5 mm i inflació.

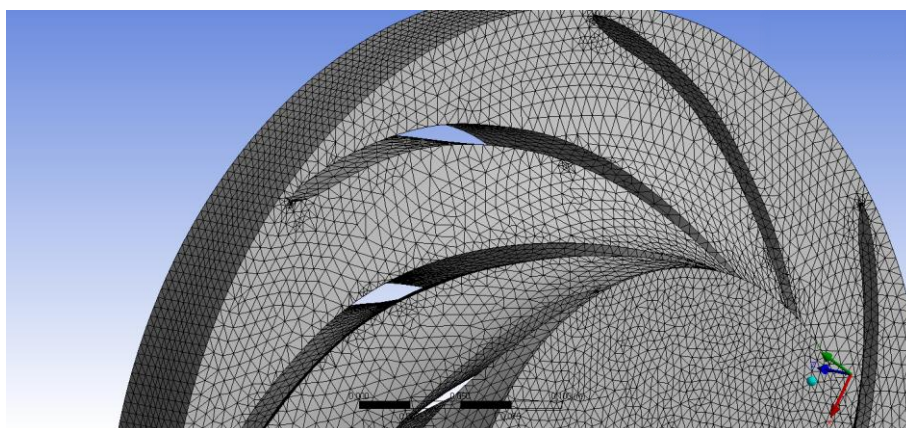


Figura 3.10 Malla del rotor

3.3.3. Malla tub d'aspiració

A l'haver modificat la geomètrica del tub s'ha requerit crear de nou la malla. El tram més important és just després de la sortida del rodet, en molt poca distància la velocitat disminueix i augmenta la pressió ràpidament, a més de la possibilitat d'aparició de la cavitació en vòrtex. Per això presenta una major densitat d'elements tenint una mida de 3 mm just a la cara d'unió amb el rodet i augmenta fins a 5 mm just a l'entrada de la corba. La densitat d'elements disminueix progressivament, ja que els efectes que es poden produir ens els següents trams són de menys importància i s'augmenten els elements a 8 mm a la corba i a 20 mm en la sortida.

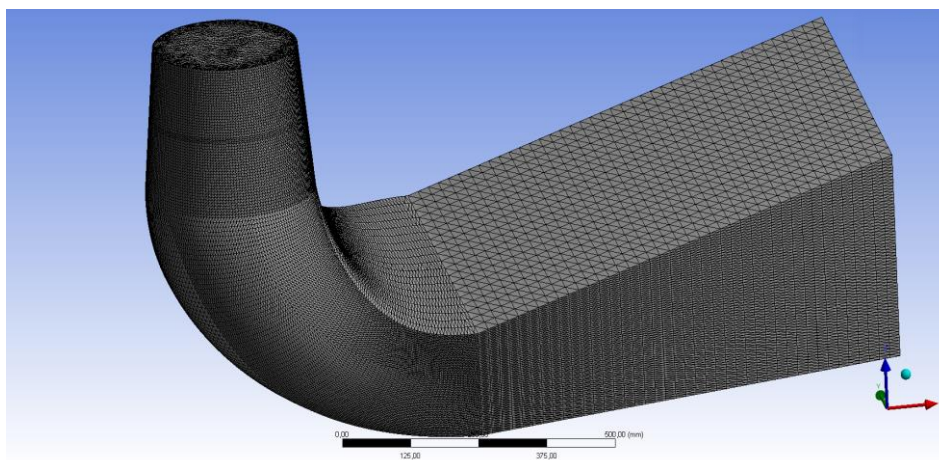


Figura 3.11 Malla del tub.

Pel cas del tub d'aspiració, el criteri per afirmar que el mallat és correcte es basa en la reducció del nombre d'elements mantenint una densitat de malla suficient per obtenir bons resultats i reduir el temps de computació.

3.3.4. Malla final

En la Taula 3.3 es recullen el nombre d'elements de cada geometria. La part amb més elements és el rotor, ja que és la part més interessant d'estudiar amb més canvis de velocitat i pressions, per això l'augment d'elements justifica el temps de càlcul total de la simulació. En canvi, el tub d'aspiració té molts menys elements tot i ser el de majors dimensions físiques, ja que la part més important de l'inici del tub està altament mallada al contrari de la sortida que en comparació no hi ha elements.

Taula 3.3 Nombre d'elements per geometria.

| | Estator | Rotor | Tub d'aspiració | Total |
|-----------------|-----------|-----------|-----------------|-----------|
| Nodes | 1.104.992 | 304.328 | 1.108.116 | 2.517.436 |
| Elements | 997.845 | 1.259.436 | 497.797 | 2.755.078 |

3.4. Càlcul de les freqüències característiques

Quan un àlep del rodet passa entre un de l'estator es produeix un estrenyiment en l'àrea de pas que pot provocar pics de pressions, la freqüència en què es produeixen es pot conèixer a partir de les característiques geomètriques de la turbina obtenint les freqüències característiques de la turbina.

Freqüència de gir del rodet:

$$f_{gir} = \frac{n}{60} = \frac{3435 \text{ rpm}}{60} = 57,25 \text{ Hz}$$

El temps que tarda el rodet a fer una volta es pot calcular com la inversa de la freqüència sen el període de gir:

$$T = \frac{1}{f_{gir}} = \frac{1}{57,25 \text{ Hz}} = 0,017467 \text{ s}$$

El temps de cicle indica quants segons hi ha de diferència entre un àlep del rodet en trobar-se amb un de l'estator:

$$t_{cicle} = \frac{T}{z_e} = \frac{0,017467 \text{ s}}{16} = 0,002495 \text{ s}$$

Freqüència de pulsació:

Depenent del punt de vista, la interacció pot ser entre els àleps del rotor o de l'estator.

$$f_{interacció} = z \cdot f_{gir} \cdot n \text{ (Hz)}$$

On z és el número d'àleps sent:

z_e = número d'àleps de l'estator = 16

z_r = número d'àleps del rodet = 7

n = els múltiples harmònics = 1,2,3...

El càlcul només està realitzat per la primera freqüència, en la Taula 3.4 es mostren fins al setè múltiple harmònic.

$$f_{estator} = z_e \cdot f \cdot n = 7 \cdot 57,25 \cdot 1 = 400,75 \text{ Hz}$$

$$f_{rotor} = z_r \cdot f \cdot n = 16 \cdot 57,25 \cdot 1 = 916 \text{ Hz}$$

Taula 3.4 Freqüències característiques teòriques

| n | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--------------------|--------|-------|---------|------|---------|--------|---------|
| f_{rotor} (Hz) | 400,75 | 801,5 | 1202,25 | 1603 | 2003,75 | 2404,5 | 2805,25 |
| $f_{estator}$ (Hz) | 916 | 1832 | 2748 | 3664 | 4580 | 5496 | 6412 |

3.5. Condicions de contorn

Es defineix el domini de càlcul establint les superfícies d'entrada, sortida i paret.

Entrada

L'entrada del fluid és la superfície exterior de l'estator i s'hi defineix la quantitat màssica d'aigua que entra al sistema, com que no disposa de voluta que distribueix la velocitat cal establir les components amb les quals entra el fluid.

Cabal màssic d'entrada: 953kg/s

Amb coordenades cilíndriques: Radial: -0.71428, Tangencial: -1 i Axial: 0

Sortida

La sortida està situada al final del tub d'aspiració i simulant una desembocadura en un estanc, sent així pressió atmosfèrica la pressió final.

Paret

Totes les parets s'estableixen com a parets sense fregament, sent zero la seva velocitat en la superfície de contacte. Les superfícies de paret estan formades pels àleps directrius, els àleps del rotor i les superfícies que delimiten la geometria de la turbina.

Interfície

En ser la unió de tres geometries separades cal definir les zones de continuïtat del fluid: la sortida de l'estator amb la unió del rodet i la sortida del rodet amb l'entrada del tub.

3.6. Selecció del model de càlcul

Per poder obtenir bons resultats el salt de temps en què es realitzen els càlculs a cada iteració correspon a 1° de gir del rodet. Coneixent el temps que tarda a fer una volta es pot obtenir el temps que tarda a fer una volta dividint entre 360°.

$$dt = \frac{T}{360} = \frac{0,17467 \text{ s}}{360} = 0,0004852 \text{ s}$$

En estudiar els efectes de cavitació, el programa necessita prèviament haver calculat el model de turbulència obtenint una solució convergent sense tenir en compte cavitació, on la fracció de volum líquid sigui 1 i de vapor 0. Les característiques principals de cada model es recullen a continuació.

Assaig 1: Model Turbulència

- El fluid de treball és aigua a 25°C i densitat de 1000 kg/m³.
- Turbulència SST k-w.
- Efectes de la gravetat en l'eix z de 9,8 m/s².
- Domini rotatiu en el rotor: n = -3435 rpm (signe negatiu per l'eix de coordenades del programa).
- Domini estacionari en l'estator i el tub d'aspiració.

Assaig 2: Model de cavitació.

En un altre projecte dins l'ANSYS s'estableixen les mateixes condicions que en l'assaig de turbulència, però s'hi afegeixen les condicions següents.

- Afegir les propietats del vapor d'aigua 25°C de la llibreria del CFX.
- Indicar que es tracta d'un flux multi fase d'aigua líquida i vapor d'aigua.
- Activar flux multi fase i transferència de calor homogeni.
- Establir dins de model de transferència massica cavitació, tots el paràmetres opcionals s'utilitza els valors per defectes.
- Indicar el valor de la pressió de saturació: $P_s = 3170 \text{ Pa}$.
- Indicar fracció de volum líquid 1 a l'entrada i a la sortida.
- Establir per a cada domini inicialització amb 100% líquid i 0% vapor.

3.7. Monitors de control

Per tal de controlar el valor exacte d'una magnitud en un punt de cada iteració, és necessari establir monitors que guardin la informació. S'han establert monitors puntuals en els àleps del rotor i l'estator i la superfície d'unió entre el rotor i l'estator per veure la variació de pressió. En el tub també s'han afegit monitors de pressions per veure si es produiria cavitació, ja que és una zona susceptible a cavitació.

En la Figura 3.12 es mostren els monitors puntuals establerts i en la Taula 3.5 les coordenades de cada monitor.

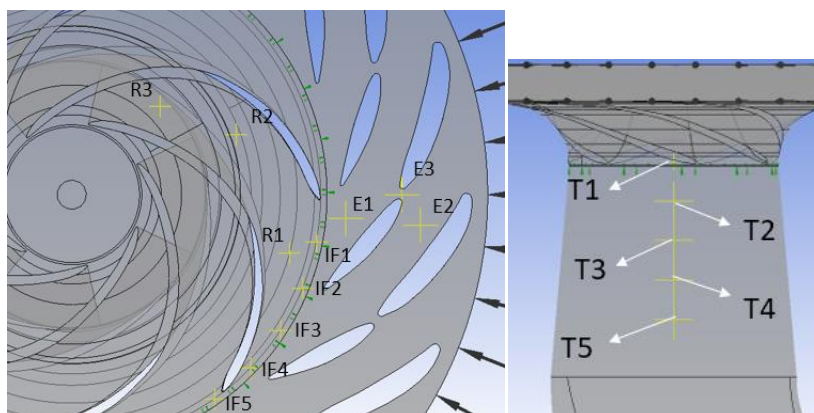


Figura 3.12 Localització dels monitors puntuals.

Taula 3.5 Coordenades de cada monitor puntual.

| Punt | Axial (m) | Radial (m) | Theta (°) | Variable |
|---------------------|-----------|------------|-----------|----------|
| Rotor1 (R1) | 0 | 0,225 | -15 | Pressió |
| Rotor2 (R2) | 0 | 0,175 | 20 | Pressió |
| Rotor3 (R3) | -0,02 | 0,125 | 45 | Pressió |
| Stator1 (E1) | 0 | 0,275 | -5 | Pressió |
| Stator2 (E2) | 0 | 0,35 | -5 | Pressió |
| Stator3 (E3) | 0 | 0,33 | 0 | Pressió |
| IF1 | 0 | 0,249 | -11 | Pressió |
| IF2 | 0 | 0,249 | -22 | Pressió |
| IF3 | 0 | 0,249 | -33 | Pressió |
| IF4 | 0 | 0,249 | -44 | Pressió |
| IF5 | 0 | 0,249 | -55 | Pressió |
| Tube1 (T1) | -0.10 | 0 | 0 | Pressió |
| Tube2 (T2) | -0.15 | 0 | 0 | Pressió |
| Tube3 (T3) | 0.20 | 0 | 0 | Pressió |
| Tube4 (T4) | 0.25 | 0 | 0 | Pressió |
| Tube5 (T5) | 0.30 | 0 | 0 | Pressió |

També és important conèixer el valor de la caiguda de pressió produïda en els àleps, deguda a la força de sustentació (lift) i de fregament (drag), establint la funció de l'integral de la pressió i la tensió de cisalla en un àlep directriu i del rodet.

Taula 3.6 Taula dels monitors de drag i lift.

| Expressió | |
|--------------------------|--|
| DRAG àlep estator | areaInt(Wall Shear)@REGION:GuideVane |
| LIFT àlep estator | areaInt(Pressure)@REGION:Guide vane |
| DRAG àlep rotor | areaInt(Wall Shear)@REGION:Blade_Rotor |
| LIFT àlep rotor | areaInt(Pressure)@REGION:Blade_Rotor |

4. Resultats

4.1. Resultats assaig 1 sense aplicar cavitació

En el següent apartat es recullen els principals resultats obtinguts de la simulació sense utilitzar el model de cavitació. El temps de càlcul total requerit per obtenir resultats convergents ha set de 2 dies i 11 hores. El resultat convergeix ràpidament i s'ha aturat la simulació quan el rodet ha fet 5 voltes completes.

4.1.1. Assaig 1: Gràfics de pressions

Primer de tot cal destacar el valor desproporcionat que dona el resultat de la simulació, en una turbina Francis la pressió pot arribar a ser inferior a la pressió atmosfèrica, però el valor mínim obtingut és de -4,8 atmosferes al centre del tub a la sortida del rodet, treballant amb pressions absolutes.

A part de les pressions tan baixes el mapa de pressions és correcte, en la Figura 4.1 es pot veure el funcionament de la turbina, quan el fluid entra en el rodet disminueix la seva pressió i després la recupera al tub d'aspiració fins a sortir a pressió atmosfèrica, en aquest cas el valor obtingut en la simulació es de 0 Pa.

També es pot apreciar un augment de pressió en la part inferior del colze com és normal en canvis de direcció, com que la pressió no arriba a un valor elevat no produirà defectes en el colze.

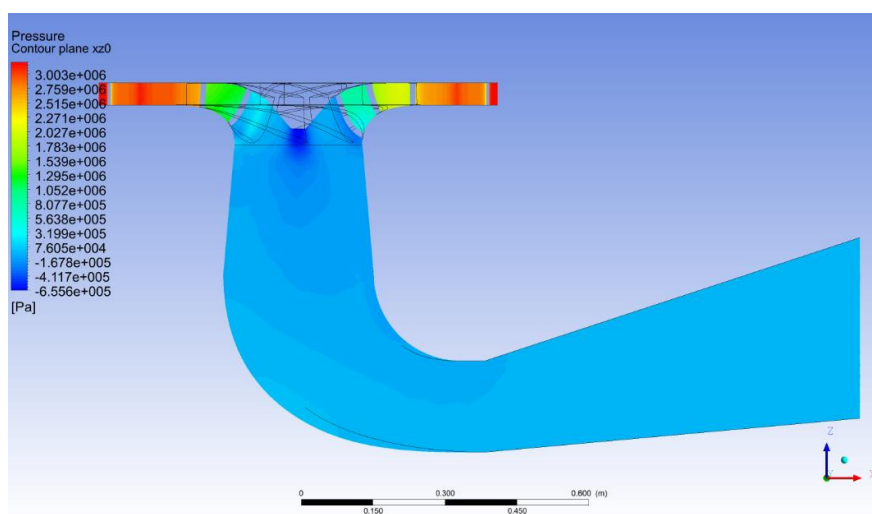


Figura 4.1 Gràfic de contorn de la pressió absoluta a escala global representat en el pla XZ central de l'assaig 1 sense cavitació.

Perquè es produeixi cavitació la pressió ha de ser inferior a 3170 Pa, en la Figura 4.2 es pot veure en vermell tota la zona que la pressió és superior a la pressió de saturació, per això en aquest cas, segons els resultats obtinguts, es produirà cavitació en tota la zona central del tub i a la sortida del rodet fins a passar el colze.

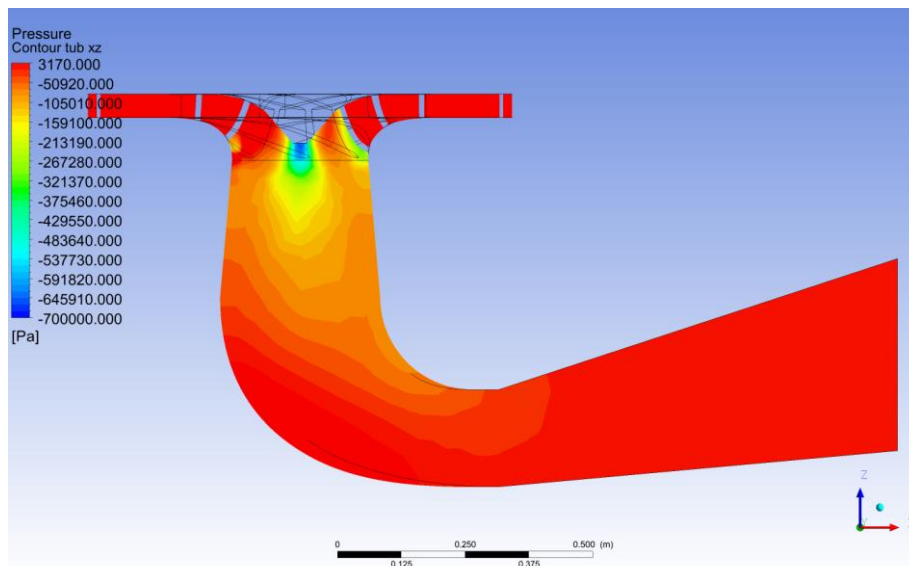


Figura 4.2 Gràfic de contorn de la pressió absoluta entre el rang de pressió de saturació fins -0,7 MPa representat en el pla XZ central del model de l'assaig 1 sense cavitació.

Els valors més baixos es situen a la sortida del rodet, en la Figura 4.3 es pot apreciar com el valor de la pressió en l'estator i el rotor són coherents. La pressió no comença a disminuir fins que el fluid entra als àleps del rodet i fins al final de l'àlep no s'arriba a la pressió de saturació.

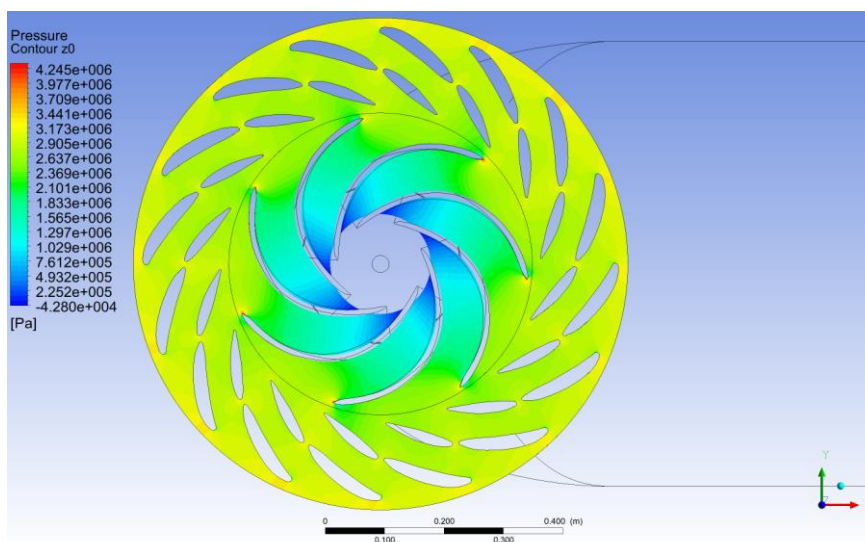


Figura 4.3 Gràfic de contorn de la pressió absoluta local representat en el pla XY central de l'estator del model de l'assaig 1 sense cavitació.

A la representació de la isosurface de la pressió de saturació (Figura 4.4) es veu representat de color verd el punt a partir del qual la pressió passa a ser inferior a la de saturació, provocant l'aparició de fase de vapor. si és tractés del model de flux múltiple amb cavitació, com el primer assaig és sense cavitació el programa no ho té en consideració i continua calculant.

L'aparició de vapor al final dels àleps, representats de color blau, és possible si es treballa fora del rang pel qual s'ha dimensionat la turbina, en els resultats sense considerar cavitació indiquen que a partir de la superfície verda estarà treballant amb vapor i aigua fins al final del colze.

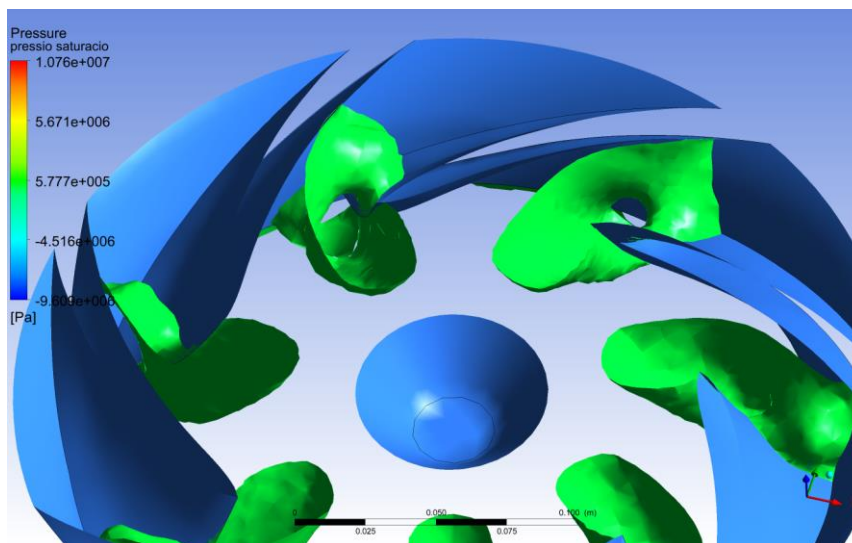


Figura 4.4 Isosurface de la pressió de saturació 3170 Pa dins el rodet del model de l'assaig 1 sense cavitació.

4.1.2. Assaig 1: Gràfics de velocitat

En la Figura 4.5 i Figura 4.6 s'observa com la velocitat presenta valors normals augmentant, a màxims en l'entrada del rodet i a partir que surt del rodet començar a disminuir gràcies al tub d'aspiració. El pic màxim de velocitat es troba just a l'entrada del rodet en la superfície exterior en la qual es mouen els àleps. El mínim de velocitat és 0 m/s i es troba en les parets fixes, ja que el model de càlcul utilitza la condició de no velocitat a causa de la fricció entra el fluid i la paret, també es veuen les baixes velocitats en què surt el fluid al final del tub.

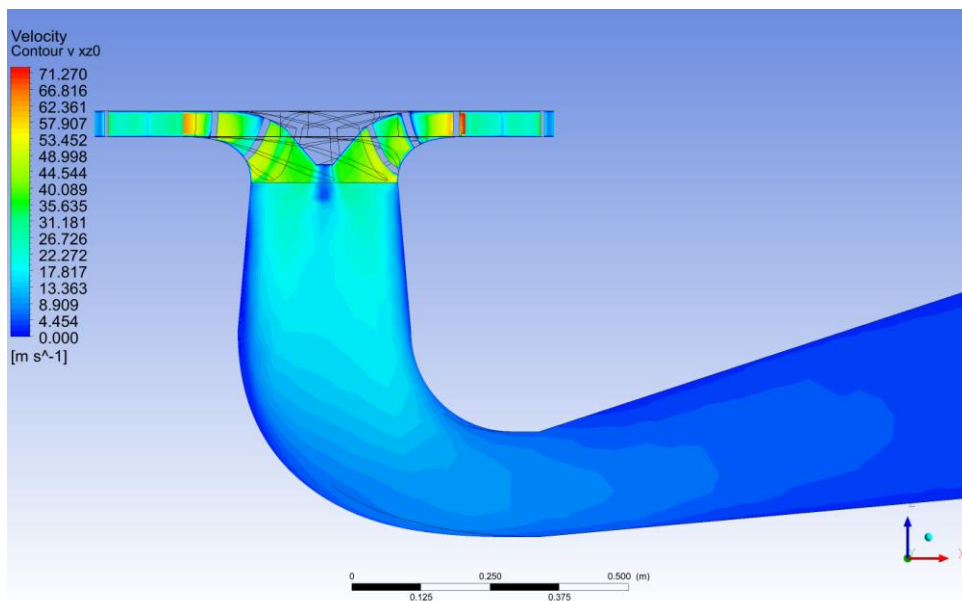


Figura 4.5 Gràfic de contorn de la velocitat absoluta a escala local representat en el pla XZ central del model de l'assaig 1 sense cavitació.

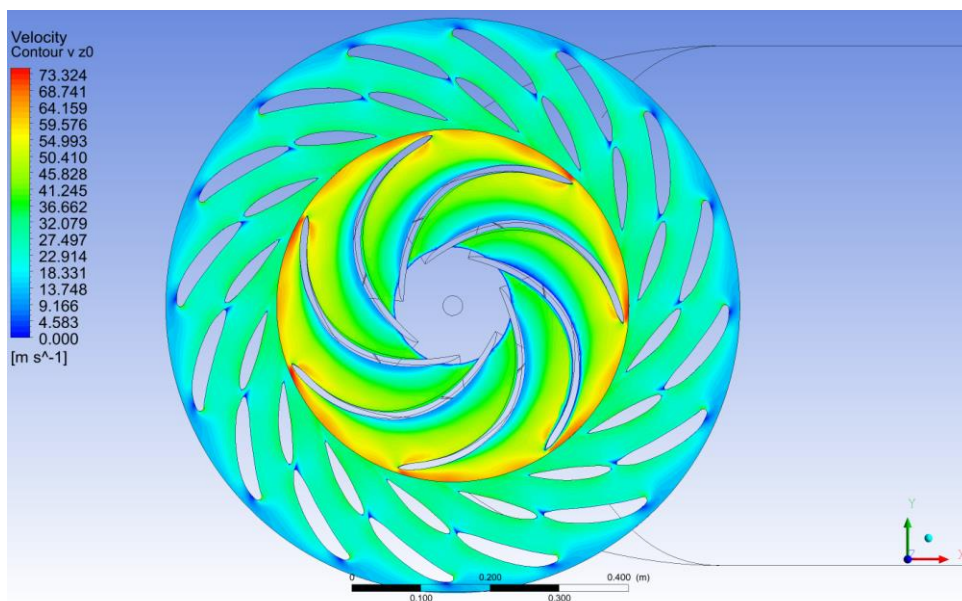


Figura 4.6 Gràfic de contorn de la velocitat absoluta a escala global representat en el pla XY central de l'estator de l'assaig 1 sense cavitació.

En la Figura 4.7 es representa la trajectòria que segueixen les partícules del fluid, permet veure i entendre com es comporta el fluid dins la turbina, en aspectes generals el conjunt del fluid segueix una trajectòria constant sense variacions ni turbulències a excepció de canvis concrets en passar el colze.

També és interessant veure la direcció en el tub d'aspiració, les partícules segueixen girant a la sortida del rodet i aquest efecte de vòrtex es manté en el tram vertical del tub.

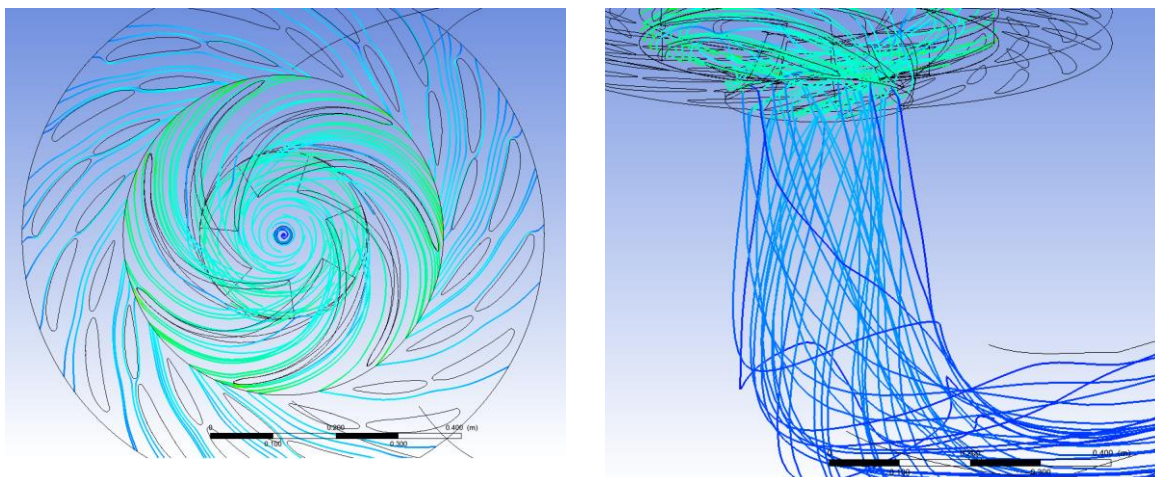


Figura 4.7 Esquerra: Gràfic streamline de la velocitat absoluta de tot el domini del model de turbulència. Dreta: Gràfic streamline de la velocitat absoluta en tot el domini vist al tub d'aspiració de l'assaig 1 sense cavitació.

4.1.3. Assaig 1: Gràfics dels monitors

A partir dels valors que el programa ha guardat en cada iteració es pot representar la seva variació en el temps. Per poder representar correctament els valors s'utilitza només les dades de l'última volta del rodet, és a dir 360 valors quan la solució era convergent.

La posició de cada monitor es pot veure en la Figura 4.8

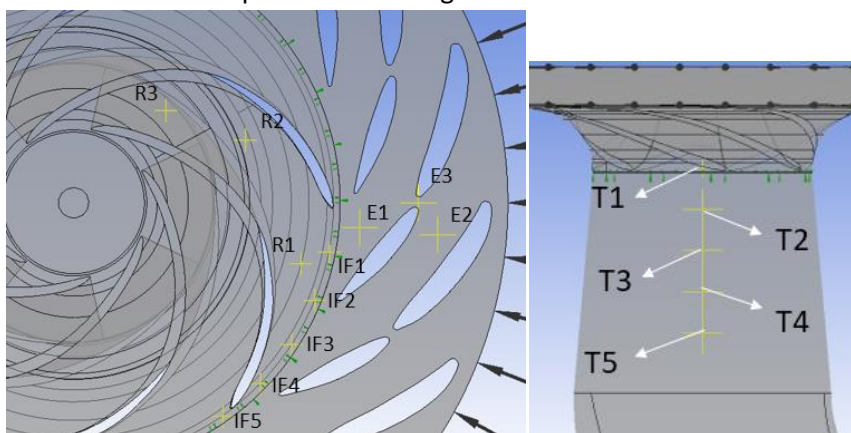


Figura 4.8 Localització dels monitors puntuals.

Les pressions en el tub quasi no varien en el temps i el valor de la pressió en el punt es manté constant. Tots els monitors del rotor estan amb pressions negatives augmentant a mesura que s'allunyen de la sortida del rodet.

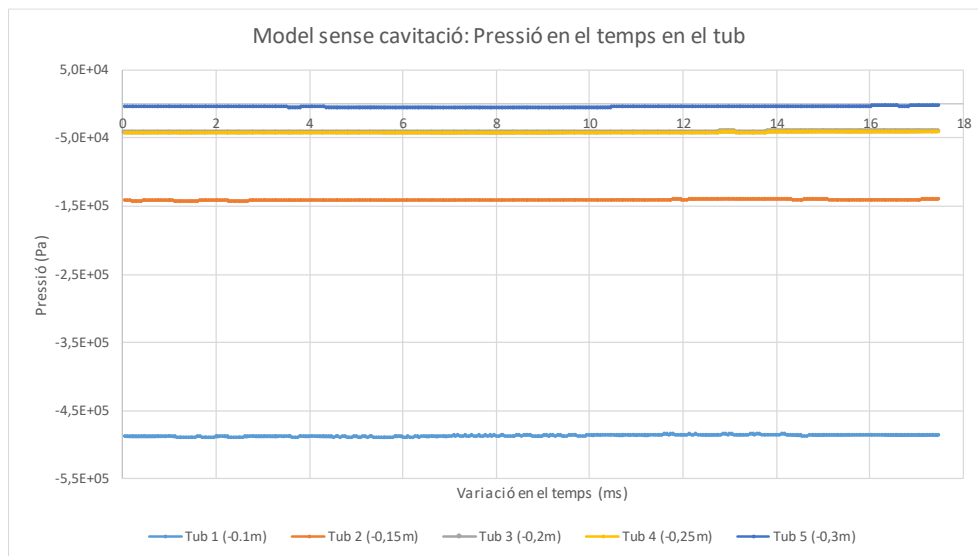


Figura 4.9 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del tub en l'assaig 1 sense cavitació.

En l'estator el monitor que varia més és l'E1, el qual està més a prop de l'entrada del rodet i és el més propens a patir les fluctuacions causades pel gir dels àleps. Màxima variació de 480000 Pa en el punt E1.

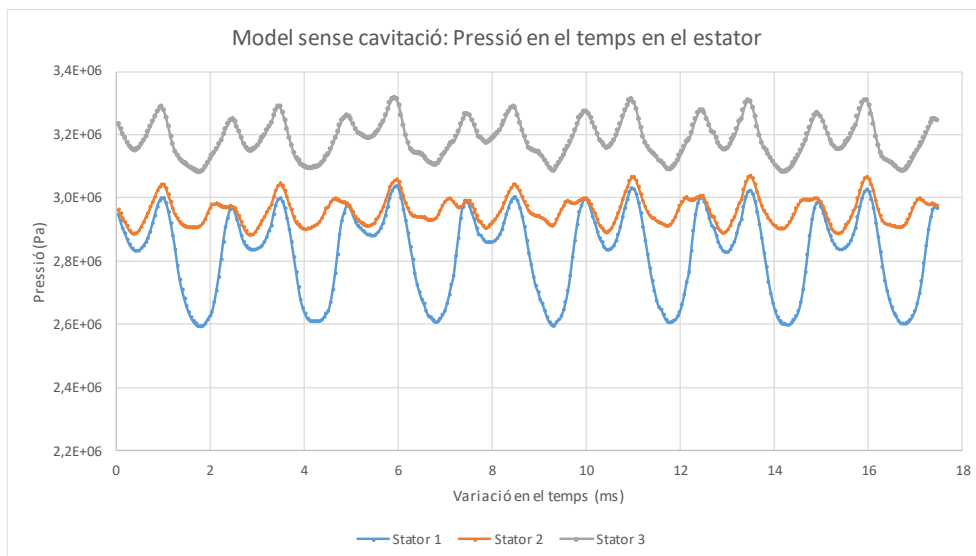


Figura 4.10 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de l'estator en l'assaig 1 sense cavitació.

En el rodet a mesura que el flux entra dins el rodet la pressió disminueix alhora que la intensitat en què oscil·len els màxims i mínims de pressió. La màxima variació és en el punt R1 amb valor de 250000 Pa.

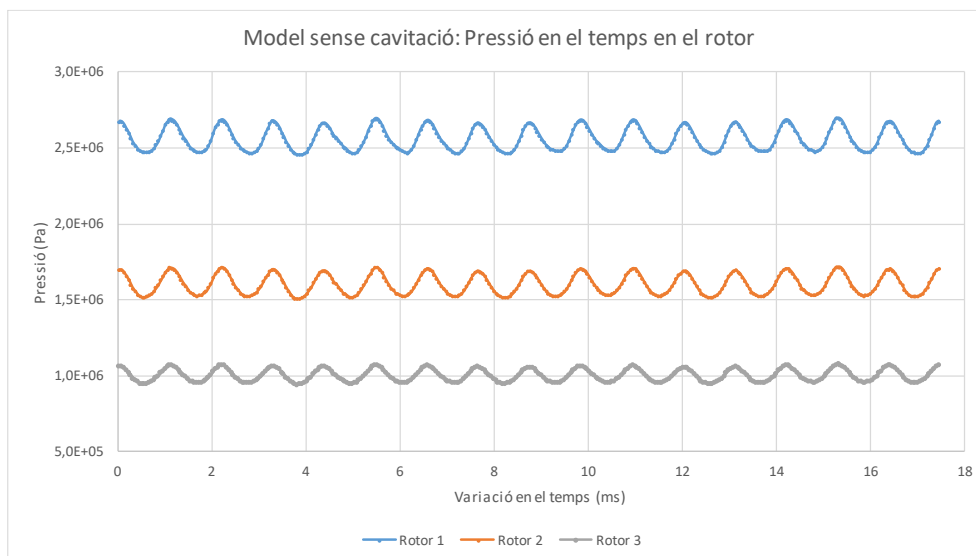


Figura 4.11 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del rotor en l'assaig 1 sense cavitació.

La gràfica dels monitors de la interfície presenta el mateix caràcter oscil·latori que el rotor però amb més intensitat, ja que els monitors estan col·locats en el punt d'unió entre l'estator i el rotor, variant amb un màxim de 450000 Pa en el punt IF4.

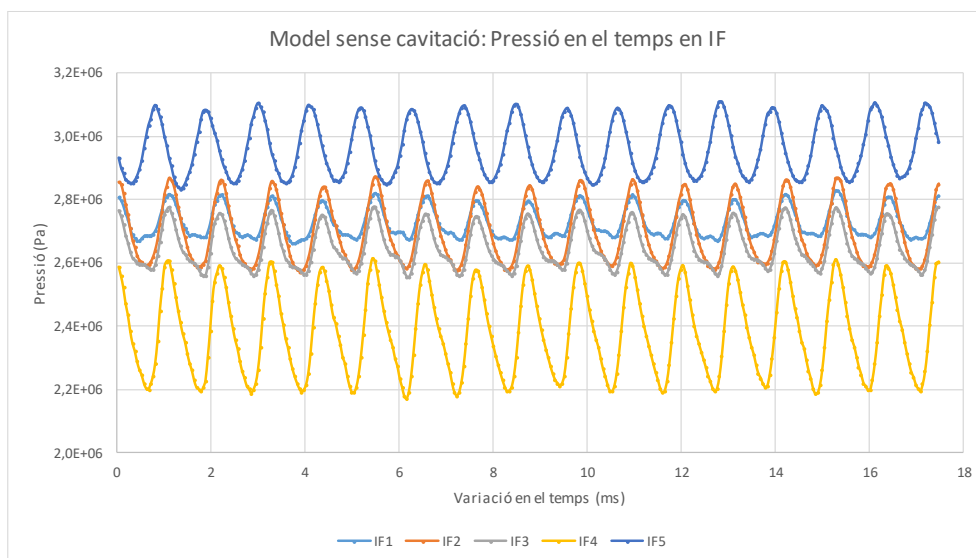


Figura 4.12 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de la interfície en l'assaig 1 sense cavitació.

Totes les gràfiques presenten una oscil·lació en el pas del temps, aquesta variació pot ser deguda a fenòmens diversos com efectes de turbulència, cavitació o interacció potencial entre el rodet i l'estator. El més fàcil de veure és l'efecte produït quan un àlep del rodet es troba amb un de l'estator, produint un estrenyiment de l'àrea de pas i esdevenint en pic de pressions i canvis en el comportament del fluid. En les gràfiques de la Figura 4.11 i Figura 4.12 es poden contar 16 pics de pressió que corresponen als 16 àleps directrius de l'estator i pel cas de la Figura 4.10 apareixen 7 pics corresponent als 7 àleps del rodet.

4.1.4. Assaig 1: Gràfics de freqüència

Fent la transformada de Fourier a la sèrie de dades permet obtenir el gràfic de freqüències, és útil a l'hora de detectar si hi ha algun efecte que produeixi fluctuacions en els resultats. Per obtenir les freqüències s'ha utilitzat el software Scilab amb el conjunt de dades de 1440 salts de temps, és a dir 4 voltes del rodet per poder apreciar amb més claredat les diferents freqüències.

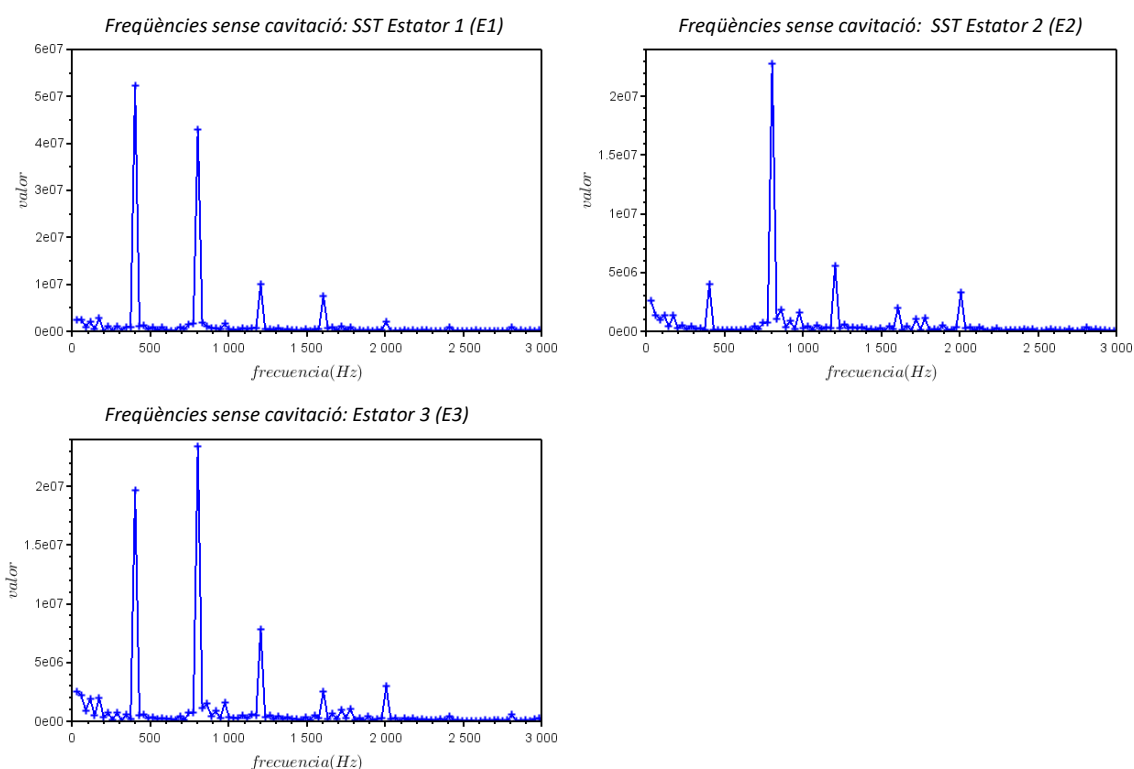


Figura 4.13 Gràfics de freqüència en l'estator del model sense cavitació.

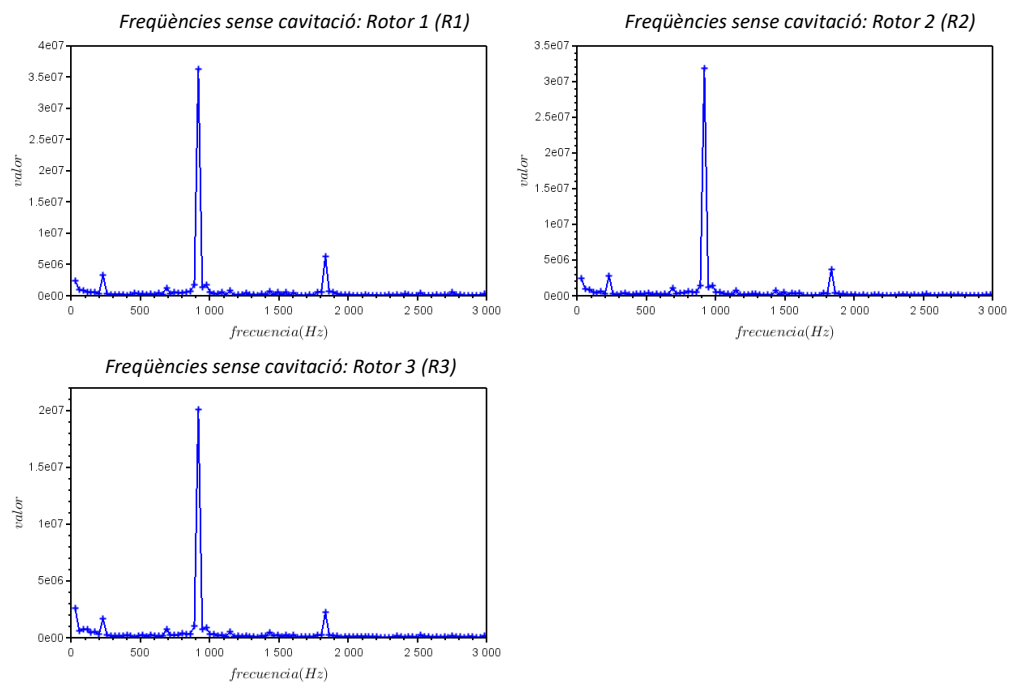


Figura 4.14 Gràfics de freqüència en el rotor del model sense cavitació.

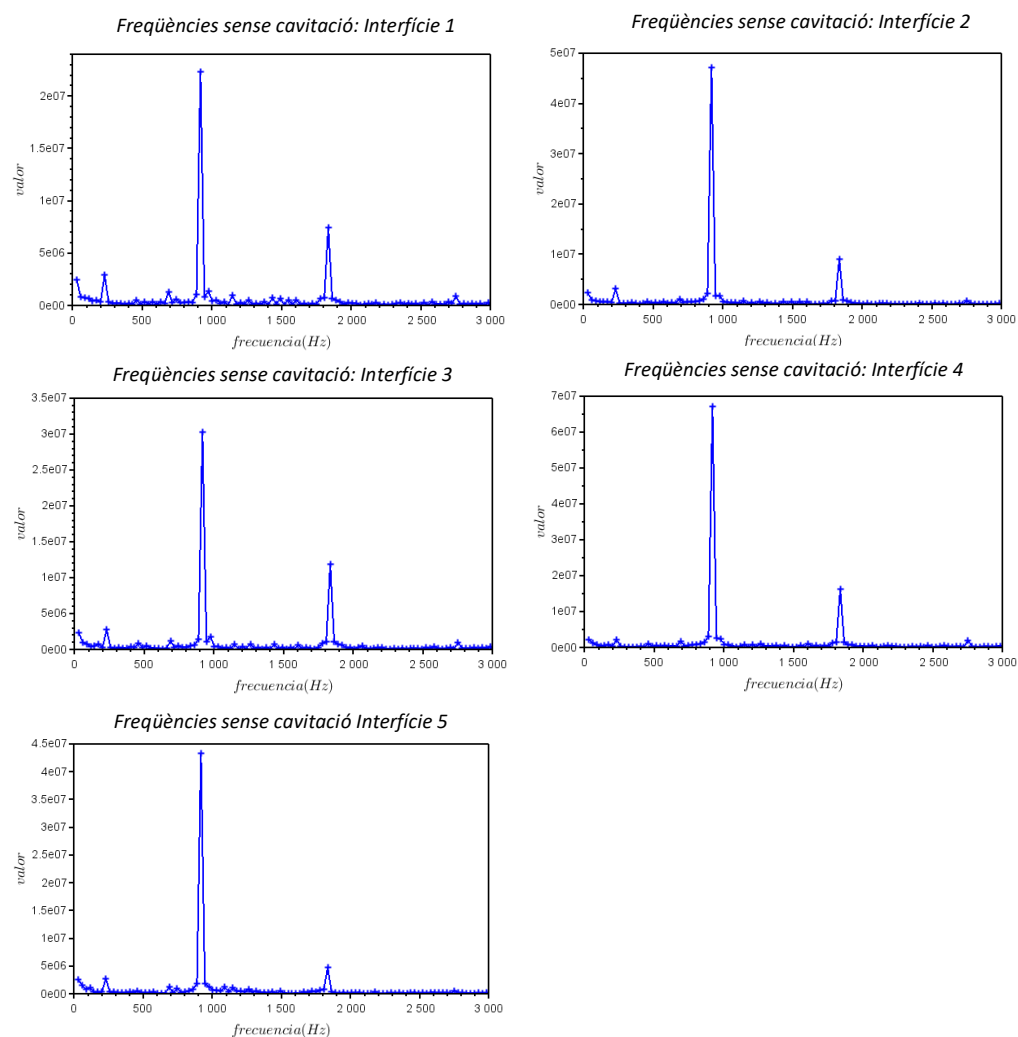


Figura 4.15 Gràfics de freqüència en la interfície del model sense cavitació.

En l'estator tots els pics de pressions que apareixen són deguts a la interacció entre els àleps i el rodet, les freqüències són les esperades en la Taula 3.4 sent múltiples de la freqüència de 400 Hz i pel que fa als monitors del rotor i la interfície destaquen les freqüències coincidents a les teòriques de 900 Hz i múltiples. En cap monitor destaca una freqüència addicional deguda a efectes de turbulència.

Els monitors del tub també presenten una fluctuació en el temps que és provocada per la rotació del rodet. Es pot apreciar que com més a prop de la sortida del rodet més variació. En la Figura 4.16 està representat el valor de la pressió en el temps només del monitor T1 i T5. Amb quatre girs del rodet no es pot apreciar el cicle complet de la pressió, per aquest motiu s'ha deixat simulant més estona per poder obtenir suficients valors. Les gràfiques estan representades en temps adimensional que representa el nombre de voltes del rodet en el temps. En els dos monitors s'aprecia un valor ascendent de la pressió indicant que els resultats obtinguts en el tub no estan uniformes en el temps. A diferència de la resta de monitors el resultat en el tub triga molt més temps a obtenir valors estables, tot i ser una variació petita al cap de moltes iteracions pot suposar un canvi important en el resultat final, en el cas del tub 5 la pressió passa a ser positiva.

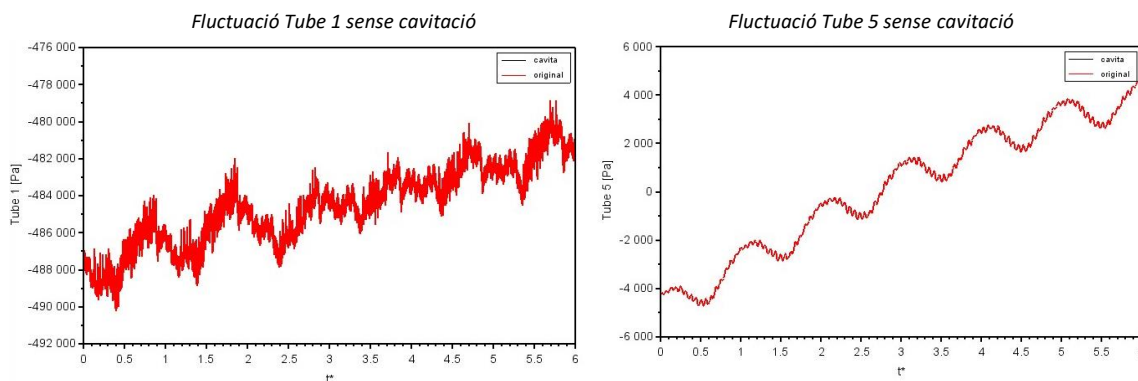


Figura 4.16 Fluctuació en l'estator de l'assaig 1 sense cavitació. Esquerra: Tube 1. Dreta: Tube 5

En disposar del cicle complet es pot representar la freqüència en què es produeix la variació. En la Figura 4.17 es veuen dos pics de freqüències, el primer més important aproximadament 57 Hz representa la freqüència de gir del rodet i a 114 Hz i 228 Hz els seus harmònics. A diferència dels altres monitors el valor oscil·latori és tant baix que la seva freqüència no pot causar danys. El valor tan elevat quan la freqüència s'acosta a zero és causat pel valor contínuament ascendent de la pressió.

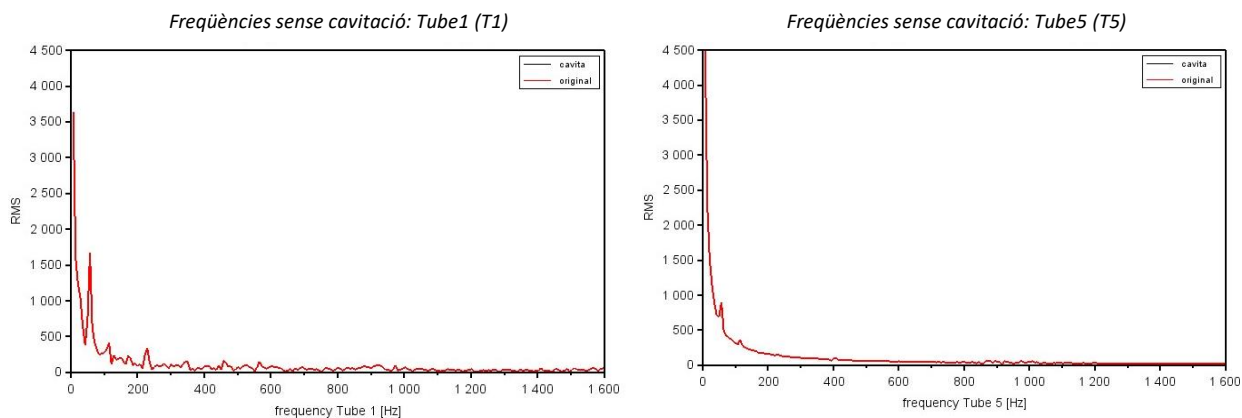


Figura 4.17 Gràfics de freqüència en la interfície del model sense cavitació. Esquerra: Tube 1. Dreta: Tube 5

4.2.1. Assaig 2: Gràfics de pressions

En la Figura 4.18 està representada la pressió del fluid en el pla XZ central, es pot apreciar que gairebé tot el tub està per sota la pressió atmosfèrica exceptuant la zona exterior del colze. L'assaig amb el model de cavitació està fet amb les mateixes condicions i la pressió de referència és de 0 Pa com en el model sense cavitació, fet que hauria d'apreciar-se en el tub d'aspiració mostrant el valor d'1 atm en la superfície de sortida, al contrari de la pressió de 0 Pa obtinguts en la simulació. Al no recuperar la pressió fins a pressió ambient gairebé tota la zona del tub està molt pròxima a la pressió de saturació i com es pot veure en la Figura 4.19 la part interior del colze i a la sortida, la pressió és inferior a la de saturació.

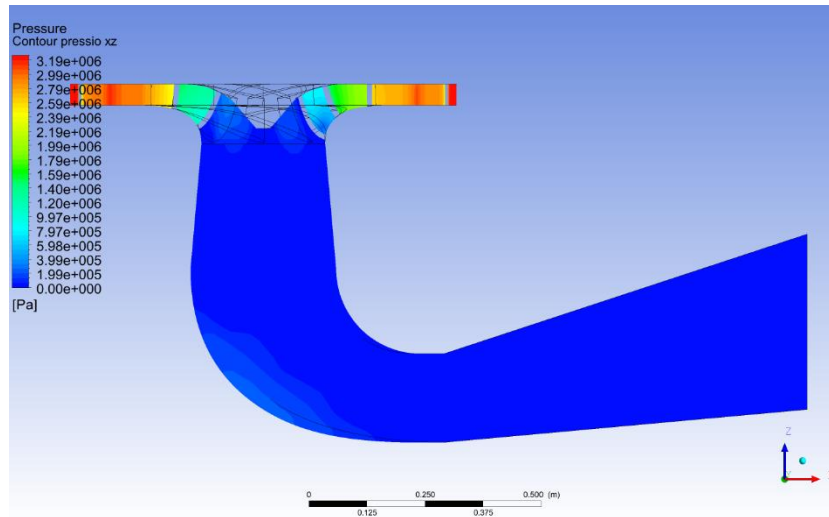


Figura 4.18 Gràfic de contorn de la pressió absoluta a escala global representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació.

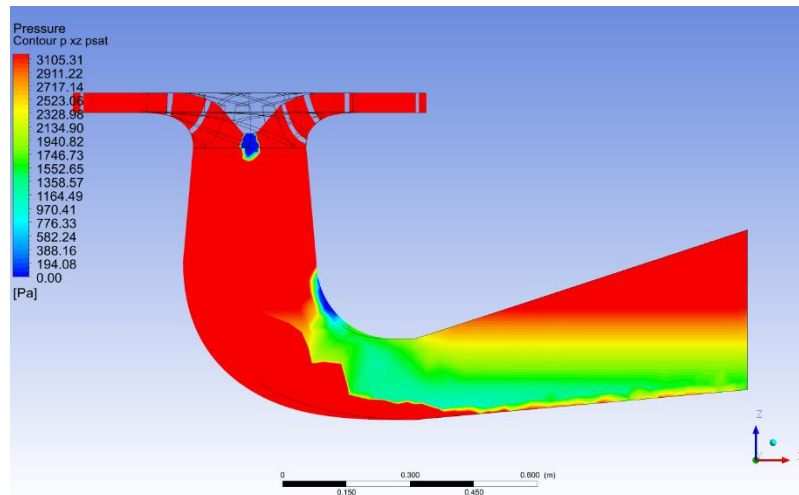


Figura 4.19 Gràfic de contorn de la pressió absoluta entre el rang de pressió de saturació fins a 0 MPa representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació.

Per això la isosurface de la pressió de saturació (Figura 4.20) apareix tot el tram inferior amb pressió de saturació i per tant hi haurà formació de vapor. Deixant de banda els valor del tub d'aspiració, en la part inferior dels àleps del rodet es forma una capa en la qual el fluid treballa per sota la pressió de saturació sent on es formarà gran quantitat de vapor.

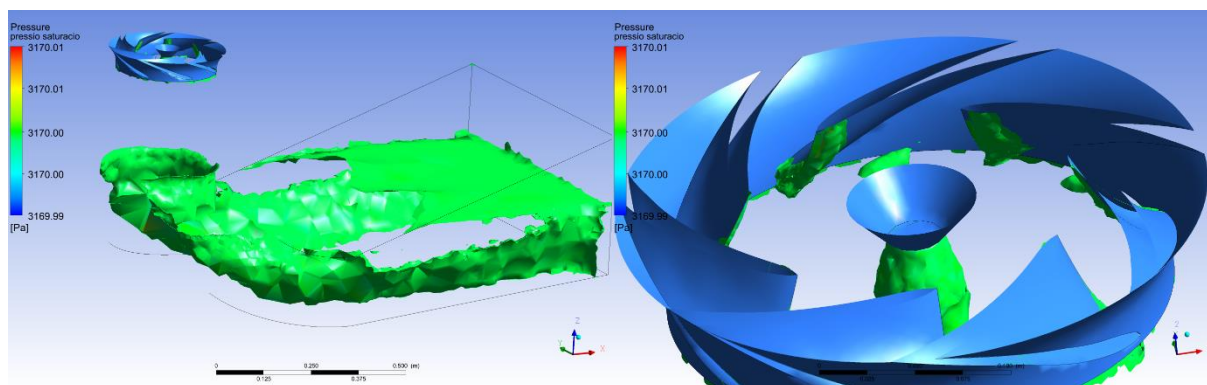


Figura 4.20 Esquerra: Isosurface de la pressió de saturació 3170 Pa dins el tub d'aspiració del model de cavitació. Dreta: Isosurface de la pressió de saturació 3170 Pa dins el rodet de l'assaig 2 amb cavitació.

En l'estator (Figura 4.21) no hi ha cap canvi perceptible, ja que la generació de cavitació es produeix en la part final del rotor i no influeix en el comportament del estator ni al començament del rodet.

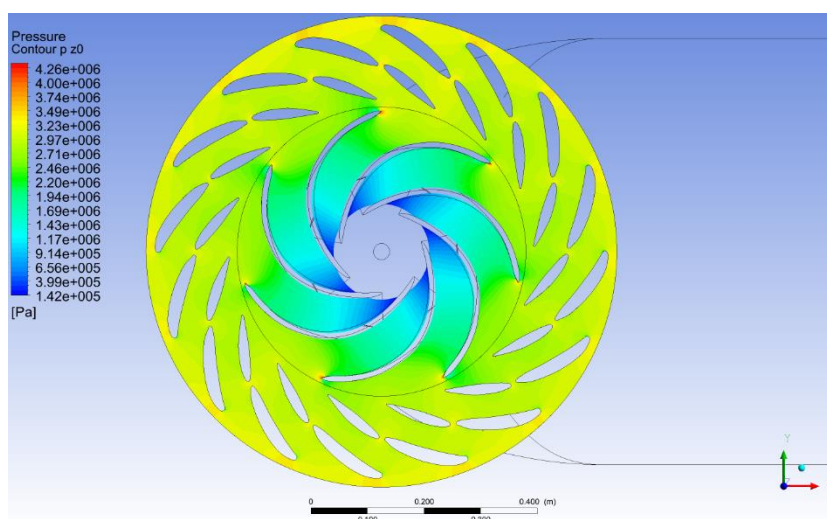


Figura 4.21 Gràfic de contorn de la pressió absoluta local representat en el pla XY central de l'estator de l'assaig 2 amb cavitació.

4.2.2. Assaig 2: Gràfics fracció de volum de vapor

En ser una simulació de flux multi fàsic amb fase vapor i líquida, el programa permet obtenir gràfics de la fracció de volum de vapor entre 0 i 1, sent 0 fases completament líquida i 1 fase completament de vapor. En la Figura 4.22 s'observa que gran part del tub està amb part fase de vapor, com que la pressió de tot el tub és tan baixa hi ha grans zones en què la pressió està molt a prop de la de saturació i es formen aquestes àrees amb part vapor i líquid, si s'obvia el

tub d'aspiració, es pot veure que en la sortida del rodet treballa en fase líquida i es genera vapor en la zona central en la qual és més freqüent l'aparició de vòrtex.

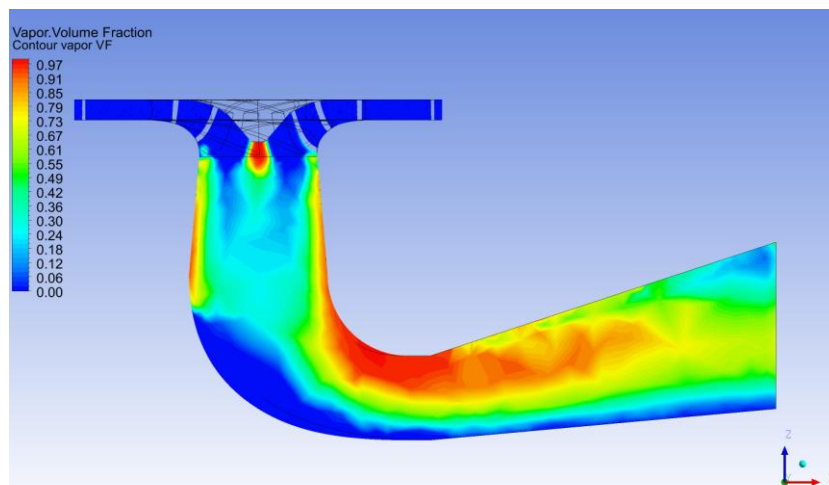


Figura 4.22 Gràfic de contorn de la fracció de volum de vapor representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació.

En la Figura 4.23 de les isosurface dels diferents percentatges de vapor es pot veure com en el tub és un mix de vapor i aigua. En la part vertical del tub es formen dues capes amb gran quantitat de vapor, una just en el centre tal com s'espera i un altre en la superfície del tub creant un espai entremig més líquid.

Es pot apreciar la primera zona en què es forma vapor sent la superfície interior al final dels àleps del rodet que com es preveia és una de les zones més susceptibles a la generació de cavitació.

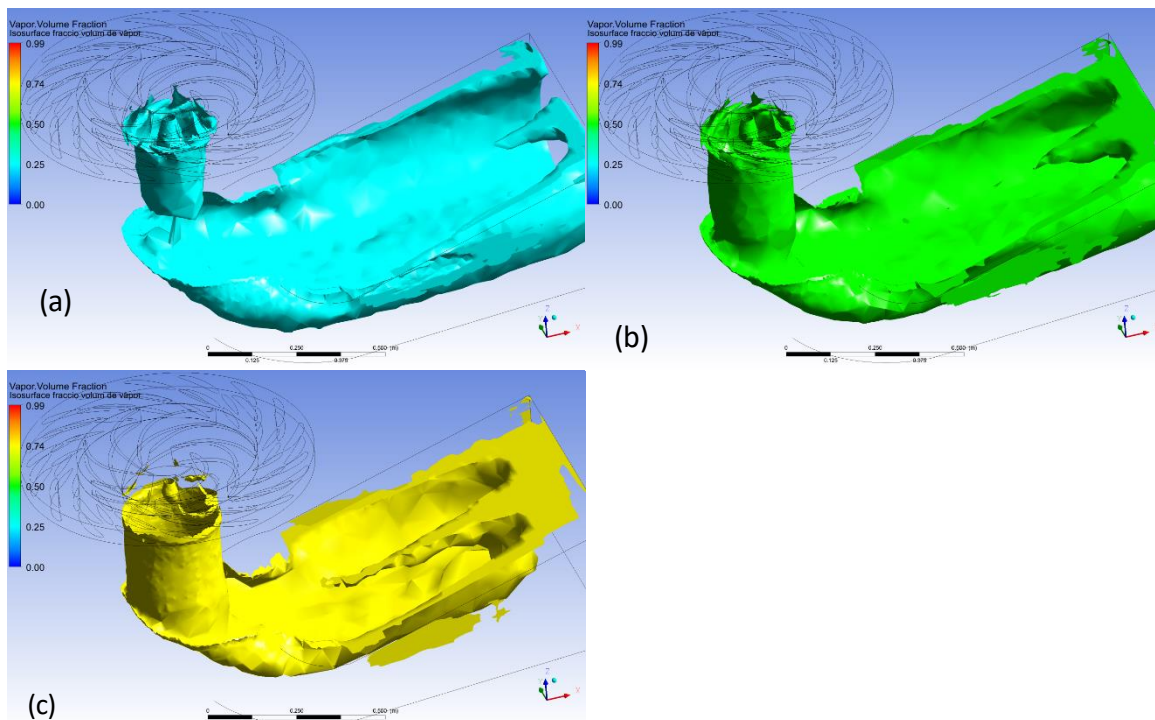


Figura 4.23 Isosurface de la fracció de volum de vapor en tot el domini de l'assaig 2 amb cavitació. (a) 25% (b) 50% (c) 75%.

Mirant en detall la sortida del rodet en la Figura 4.24 només es genera vapor en la sortida del rodet i en la part interior dels àleps com s'explicava en la isosurface de pressió de saturació. En el centre del rodet el flux és completament de vapor fins que baixa 0,1 dins el tub on comença a reduir-se la fracció de volum a 75%, com la resta del tub en aquesta cavitat no es pot apreciar on acaba el volum de vapor, sinó que disminueix sense tornar a fase líquida.

En els àleps (Figura 4.24) s'aprecia la formació de vapor amb poc percentatge en la part interior (a) i a mesura que el flux avança en l'àlep es produeix l'augment progressiu de fase de vapor, el màxim percentatge de vapor de 0,8 en l'última zona amb contacte a l'àlep. A partir d'aquest punt disminueix la fracció de volum a 0,6 i s'uneix amb tota la fase de vapor que apareix en el tub.

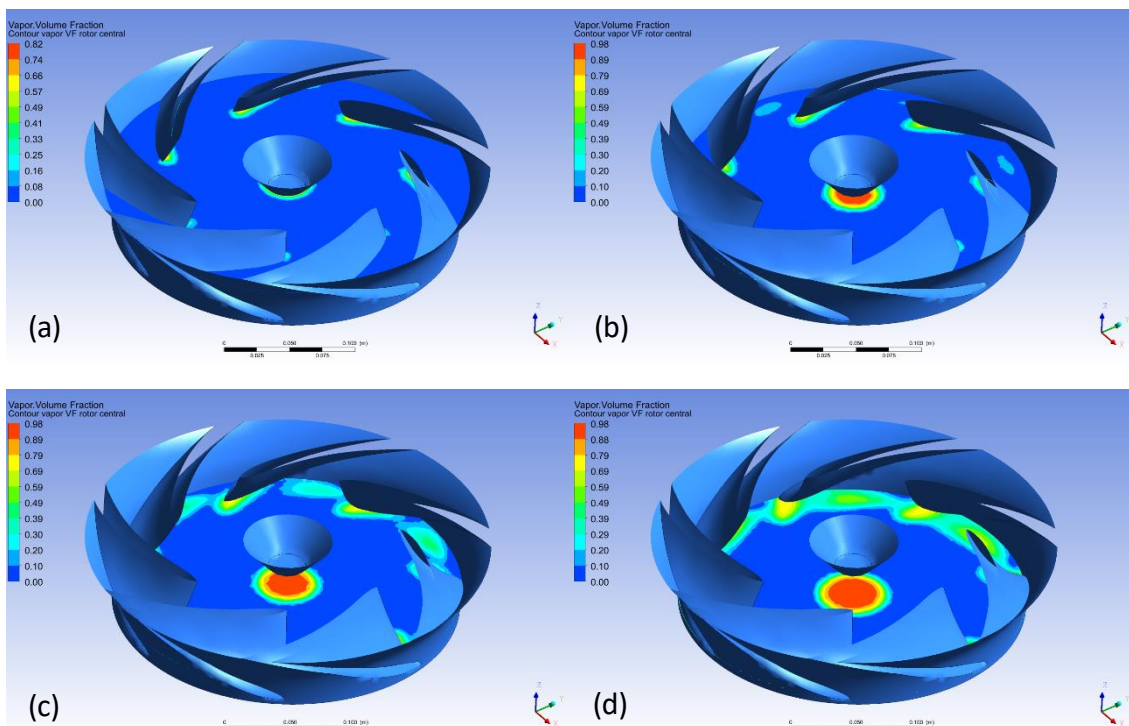


Figura 4.24 Gràfic de contorn de la fracció de volum de vapor representat en el pla XY del rotor de l'assaig 2 amb cavitació. (a) -0,07 m del centre. (b) -0,08 m del centre (c) -0,09 m del centre (d) -0,1 m del centre.

4.2.3. Assaig 2: Gràfics velocitats

En la Figura 4.25 la velocitat dins el rodet no presenta cap variació a conseqüència de la generació de vapor, en canvi en ser vapor el tram de sortida, al disminuir la densitat el fluid líquid augmenta la velocitat per mantenir l'equació de continuïtat sortint del tub d'aspiració amb velocitats màximes de 15 m/s. En el gràfic de streamline (Figura 4.26) queda representada la trajectòria que fa el flux líquid dins el tub sortint per els laterals ja que la part del centre esta formada per vapor. També s'observa en el tram vertical del tub, en funcionament normal la velocitat hauria disminuït dràsticament abans d'arribar al colze, en canvi en el model amb cavitació la velocitat no varia fins a passar el colze.

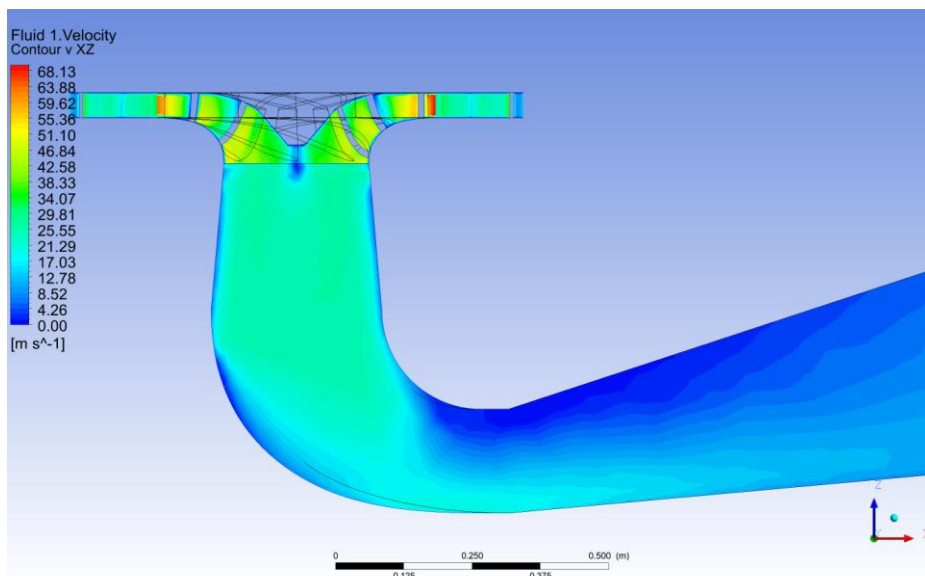


Figura 4.25 Gràfic de contorn de la velocitat absoluta a escala local representat en el pla XZ central de l'assaig 2 amb cavitació.

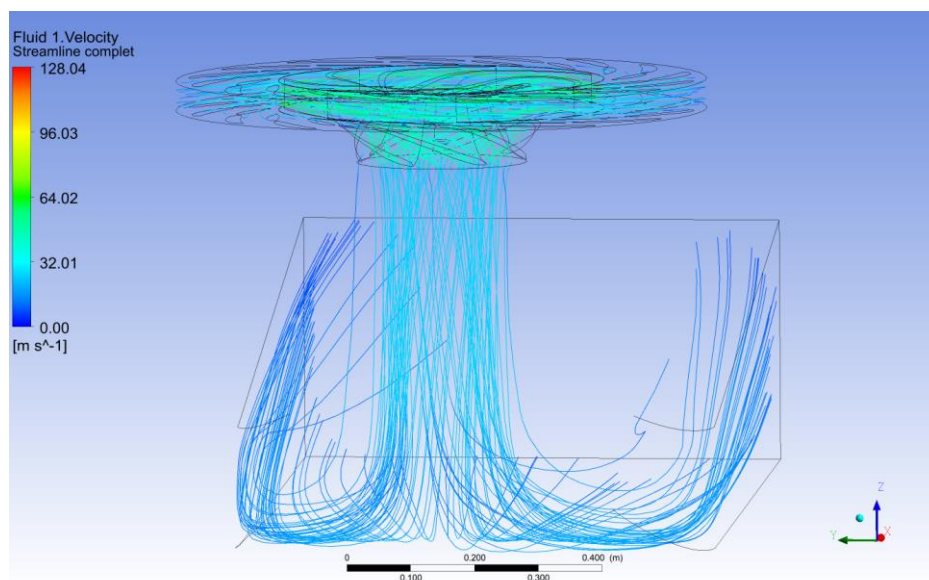


Figura 4.26 Gràfic streamline de la velocitat absoluta del fluid líquid en tot el domini de l'assaig 2 amb cavitació.

4.2.4. Assaig 2: Gràfics dels monitors

Com en el primer assaig es realitzen les gràfiques per cada monitor. La ubicació de cada monitor és la mateixa de la Figura 3.12.

En les pressions en el tub amb cavitació (Figura 4.27) l'únic monitor que està amb pressió negativa és el tub 1, el més proper a la sortida del rodet obtenint el valor de -0,18 atm. La resta de monitors del tub tot i ser pressions molt properes a zero, són valors físicament vàlids.

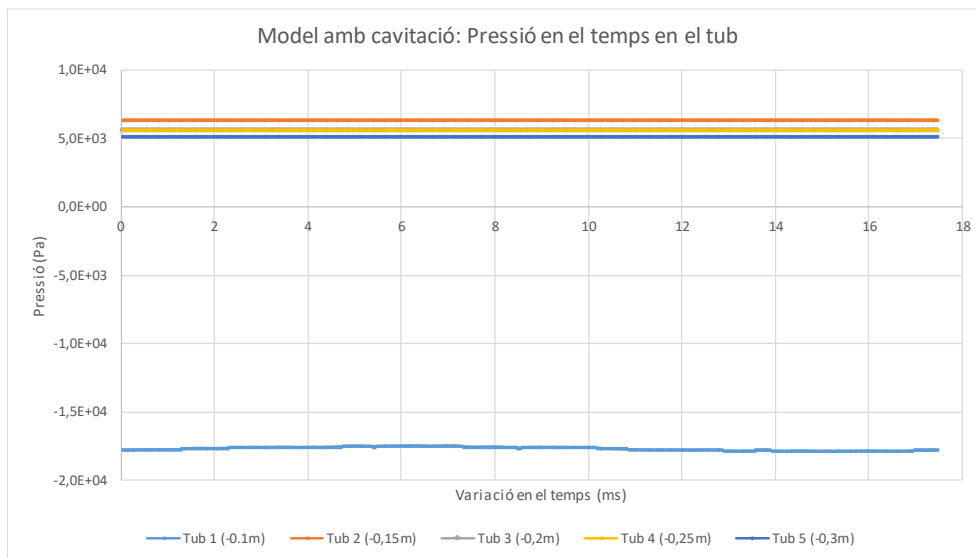


Figura 4.27 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del tub en l'assaig 2 amb cavitació.

La resta de gràfics (Figura 4.28)(Figura 4.29)(Figura 4.30) són molt semblants al model sense cavitació ja que els efectes causats pel creixement de bombolles de vapor es a partir de la seva formació.

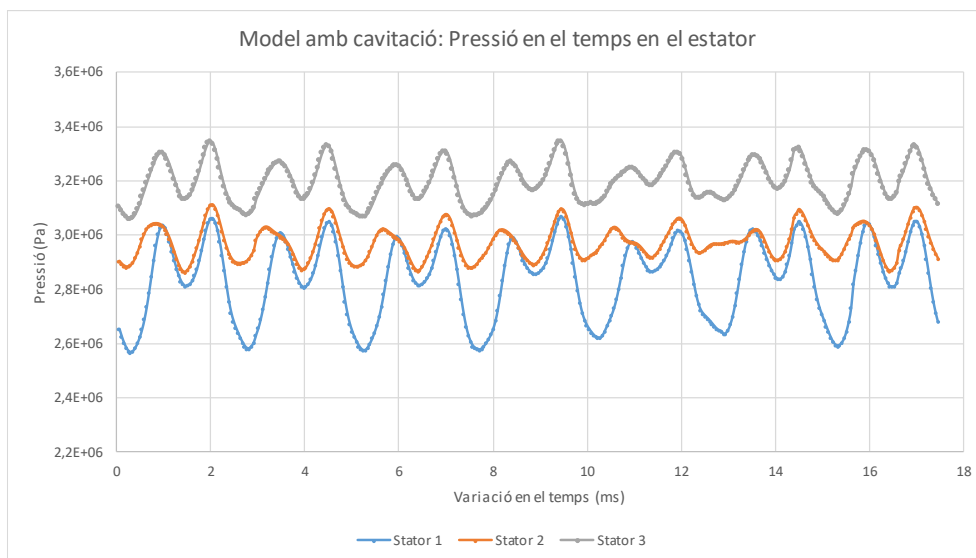


Figura 4.28 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de l'estator en l'assaig 2 amb cavitació.

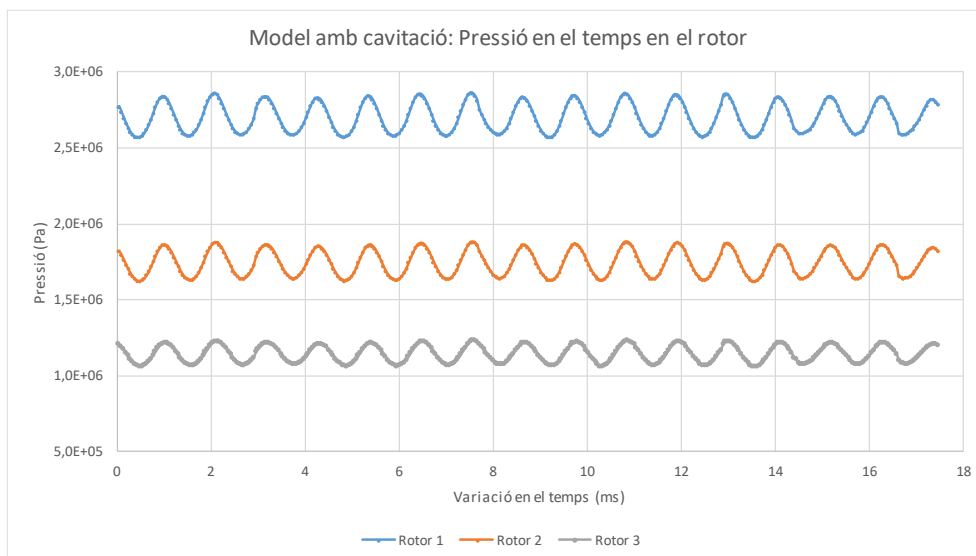


Figura 4.29 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors del rotor en l'assaig 2 amb cavitació.

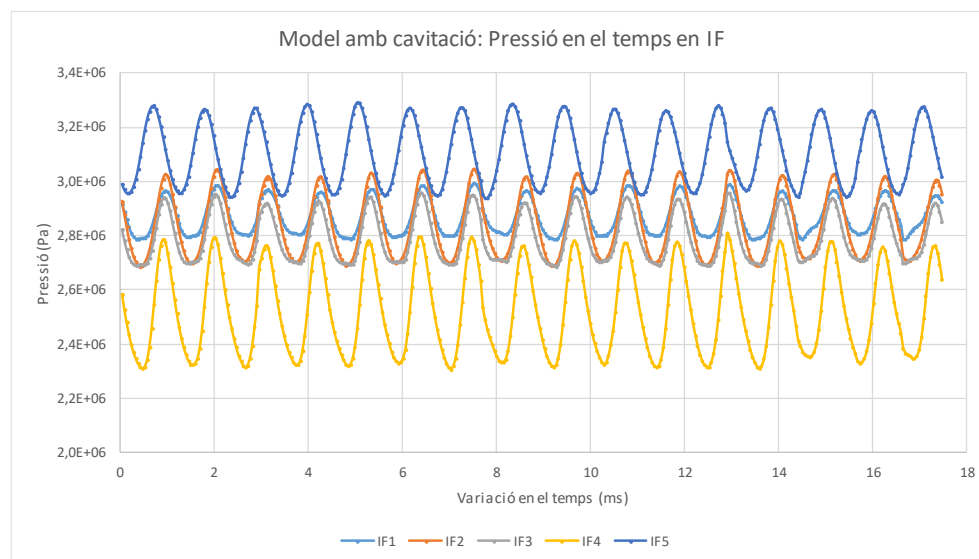


Figura 4.30 Gràfic de pressió respecte al temps dels monitors de la interfície en l'assaig 2 amb cavitació.

4.2.5. Assaig 2: Gràfics de freqüència

A partir del conjunt de valors de 1440 salts de temps es realitzen les freqüències pels monitors del model de cavitació.

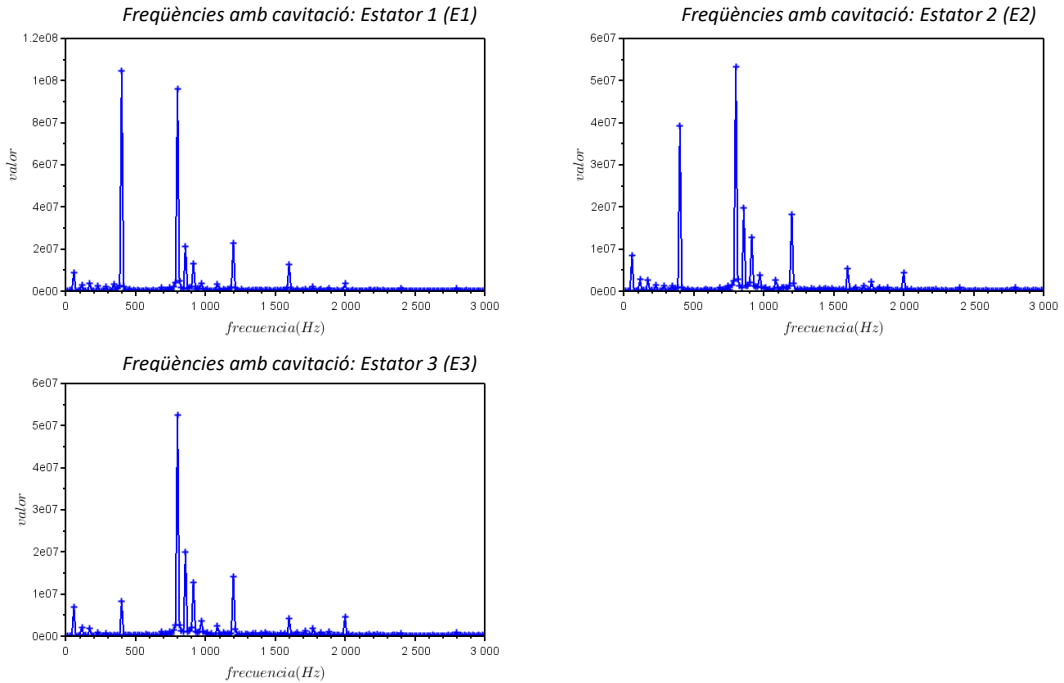


Figura 4.31 Gràfics de freqüència en l'estator del model amb cavitació.

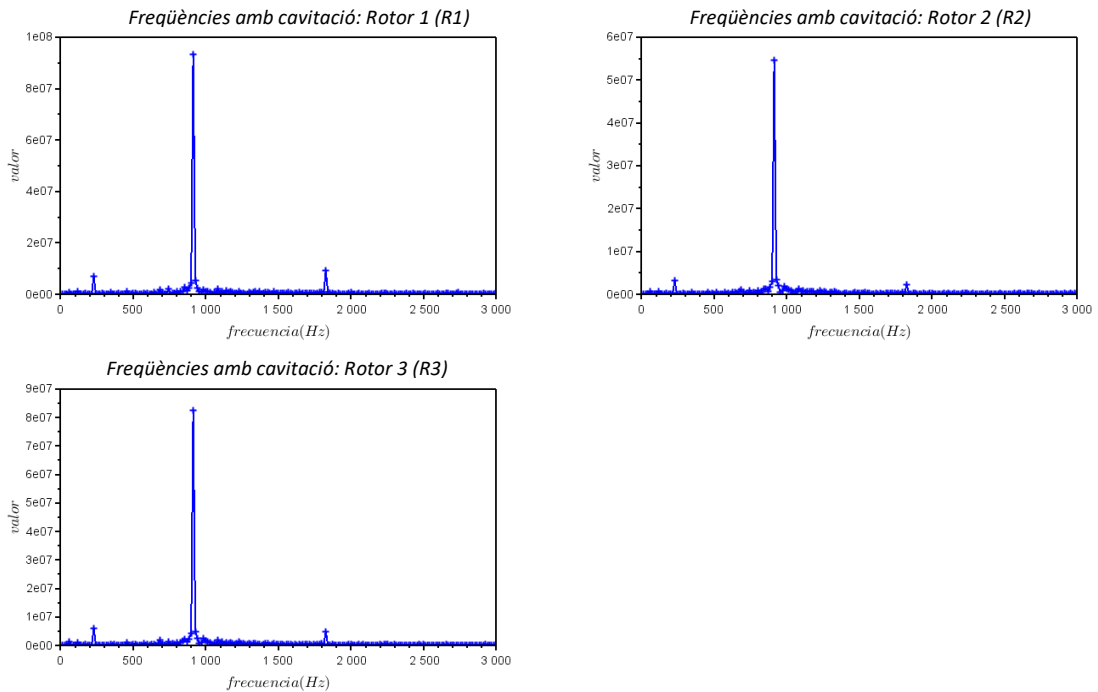


Figura 4.32 Gràfics de freqüència en el rotor del model amb cavitació.

Els pics de les freqüències que destaquen més són les freqüències de la interacció potencial entre rotor i estator i els seus harmònics, per tant no es produeix cap efecte causat per efectes de cavitació.

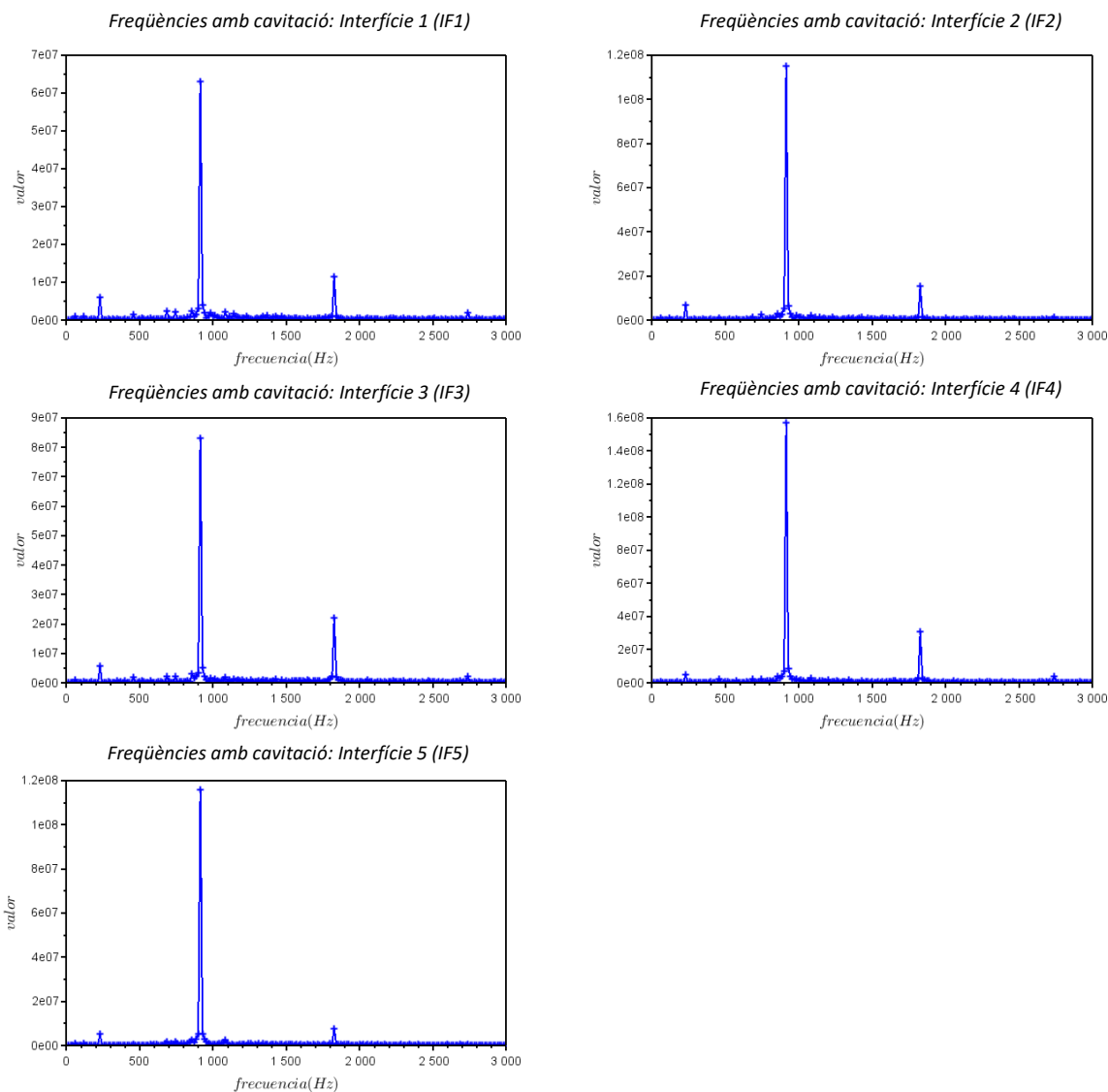


Figura 4.33 Gràfics de freqüència en la interfície del model amb cavitació.

A causa del poc temps de simulació la pressió del tub en els monitors és tant estable que el valor es repeteix gairebé sense variació.

4.3. Comparativa de resultats

En aquest apartat es compara el primer assaig només, aplicant turbulència, amb el model de cavitació per veure la diferència d’afegir el model de cavitació en una simulació amb CFD.

Primer de tot destacar el temps de càlcul, l’estudi de la generació de bombolles de vapor requereix més potència computacional augmentant el temps necessari per obtenir els resultats de la simulació. En la Taula 4.1 es recullen el temps de càlcul requerit per cada simulació.

Taula 4.1 Taula del temps de càlcul necessari

| Assaig | Temps de càlcul |
|------------------------|-------------------|
| Sense Cavitació | 2 dies i 11 hores |
| Cavitació | 7 dies i 4 hores |
| Temps total | 9 dies i 15 hores |

Tenint en compte que per poder dur a terme la simulació amb cavitació és necessari haver obtingut el resultat convergent del model de turbulència, el temps total és la suma dels dos temps constituint el 75% del temps invertit en la simulació completa.

4.3.1. Comparació dels monitors

Superposant cada monitor es pot comparar la seva pressió i apreciar com ha variat el rang dels valors obtinguts així com canvis de funcionament al tenir en compte els efectes de la cavitació.

La ubicació de cada monitor és la mateixa de la Figura 3.12.

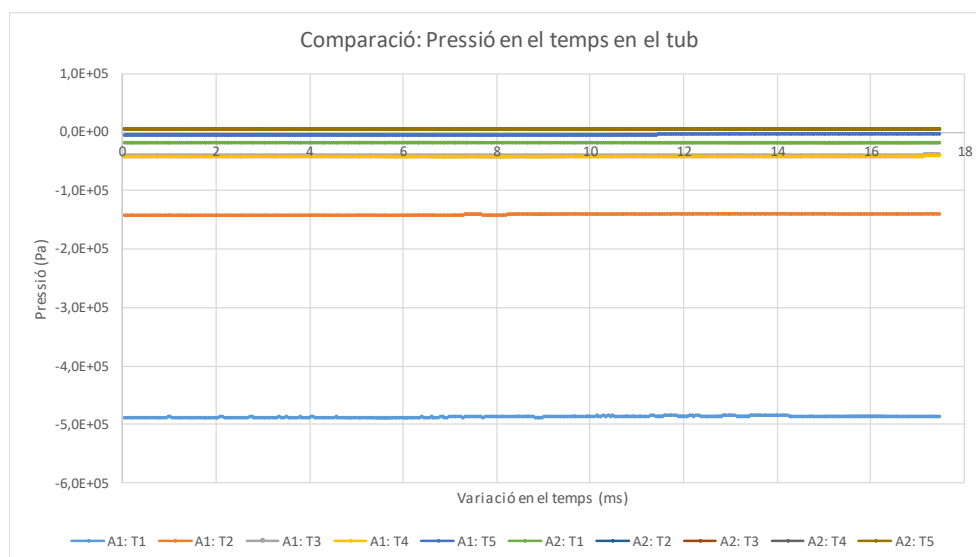


Figura 4.34 Gràfic de comparació de la pressió en el tub del model de turbulència i cavitació.

El valor de la pressió en el tub és completament diferent segons el model calculat, en el primer cas les pressions donaven valors extremadament petits obtenint valors negatius de -4,8 atm a la sortida del rodet (tube1), en canvi en aplicar el model de cavitació el valor mínim és de -0,178 atm.

Els monitors de l'estator (Figura 4.35) presenten gràfiques molt similars en els tres monitors, la diferència entre ells és el desfasament en el temps en el cas de cavitació. La variació en certs pics els quals hi ha més diferència entre pics respecte a l'altre model és a causa del rang de valors agafat per representar una volta.

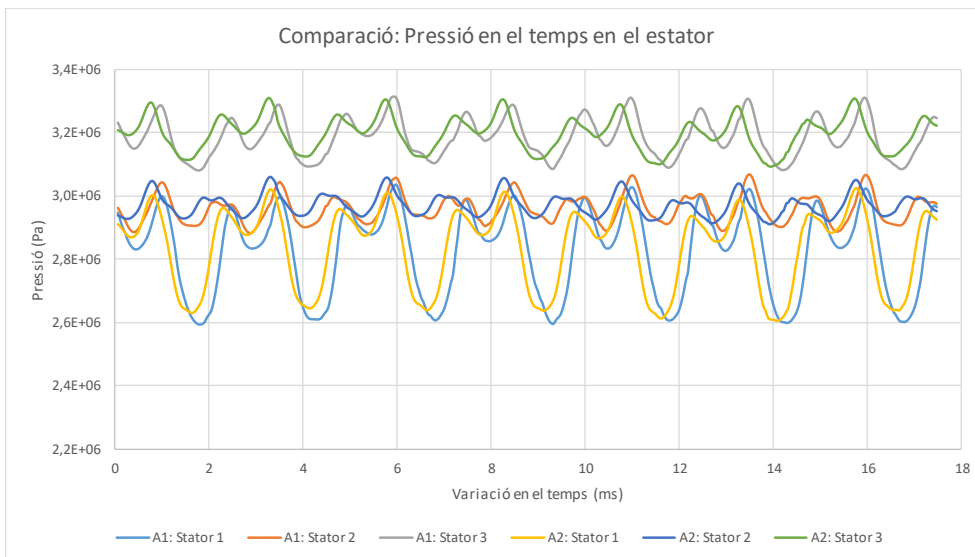


Figura 4.35 Gràfic de comparació de la pressió en l'estator del model de turbulència i cavitació.

En els monitors del rotor (Figura 4.36). Es pot observar com els valors de la pressió són pràcticament iguals, en general la pressió amb cavitació és lleugerament més estable amb menys intensitat entre pics.

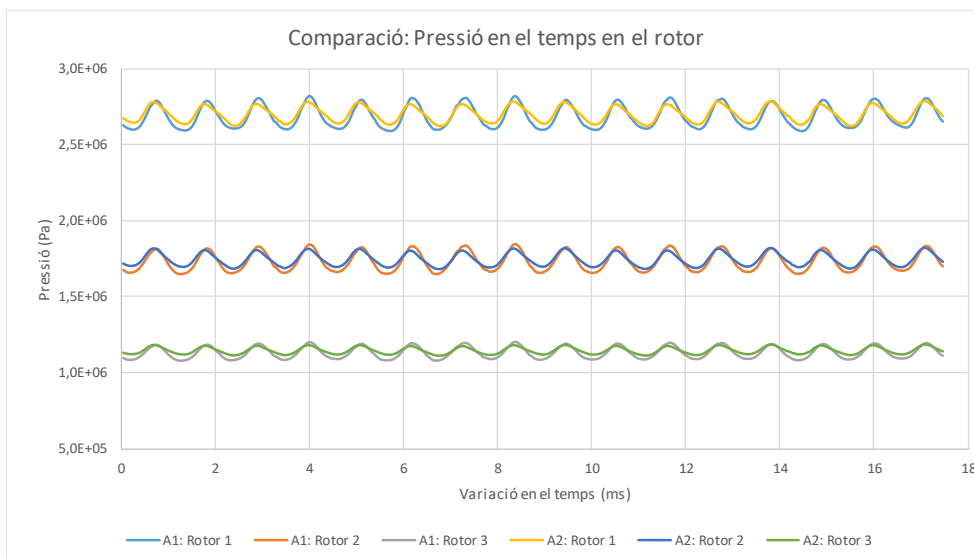


Figura 4.36 Gràfic de comparació de la pressió en el rotor del model de turbulència i cavitació.

De cada monitor de la Figura 4.37 es repeteix el cas del rotor, la pressió en cada monitors es pràcticament la mateixa. Per els valors representats de 360 diferencials de temps la variació entre pics es inferior en cada monitor amb cavitació.

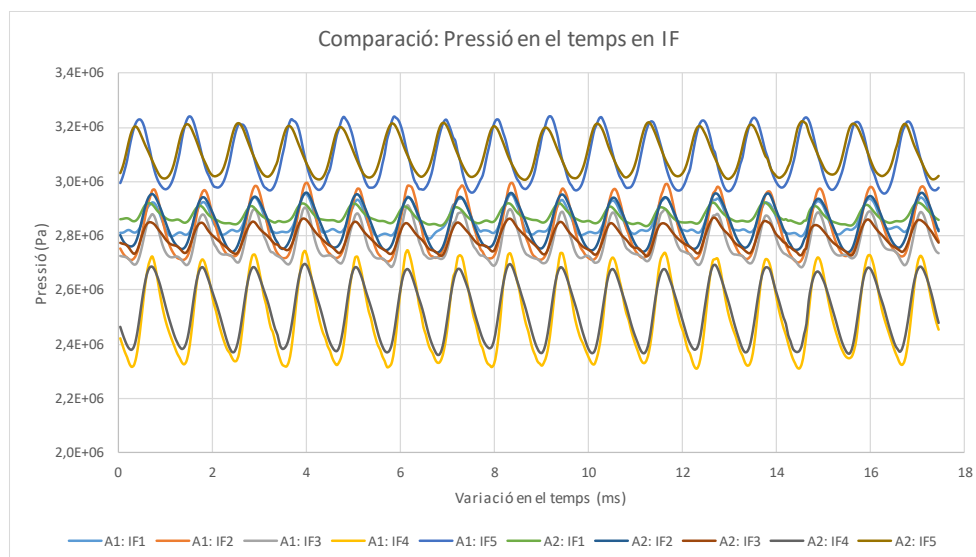


Figura 4.37 Gràfic de comparació de la pressió en la interfície del model de turbulència i cavitació.

En obtenir pressions molt similars en els dos assaigs, es d'esperar que les forces degudes al esforços viscosos, drag, i als esforços normals, lift, no variïn molt en els dos casos, fet que queda representat en els valors obtinguts en la Figura 4.38 i Figura 4.39.

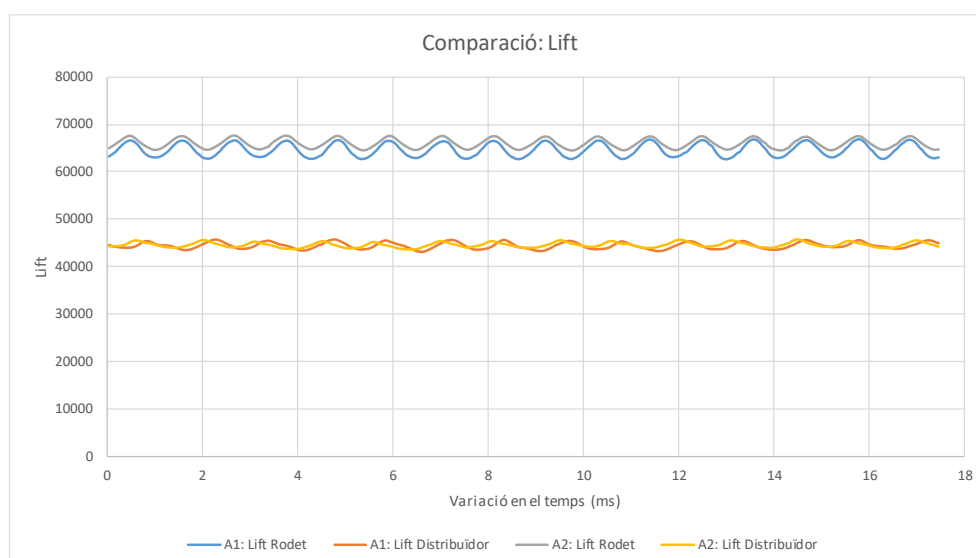


Figura 4.38 Comparació dels efectes en el Lift.

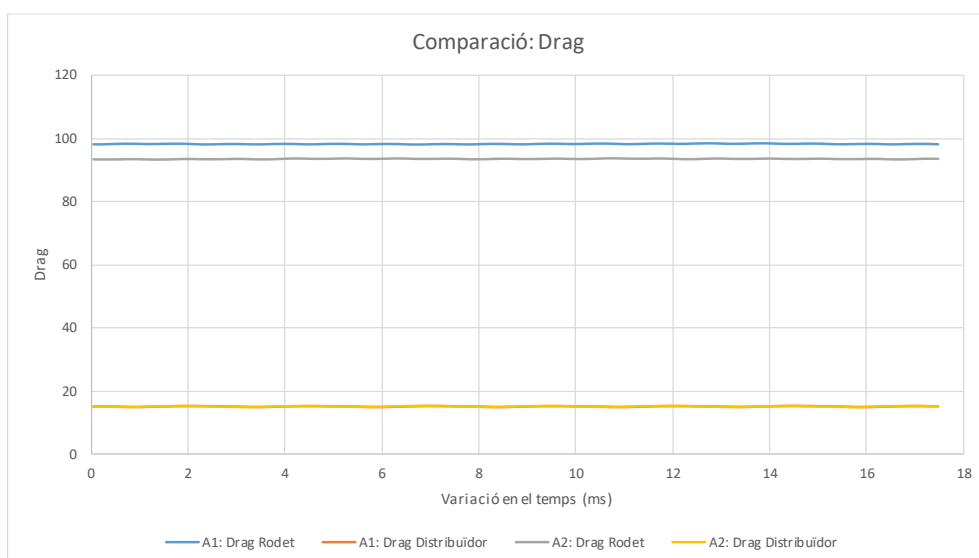


Figura 4.39 Comparació dels efectes en el Drag.

Conclusions

S'han realitzat dues simulacions amb CFD del comportament de la turbina Francis del salt de Sallente. Una sense model cavitació i un altre utilitzant un model de cavitació. D'acord amb els resultats obtinguts en el projecte s'obtenen les següents conclusions:

- El resultat obtingut amb CFD en la simulació de la cavitació en el model de la turbina, mostra l'aparició de fase vapor en el fluid a prop de la sortida dels àleps del rodet. També apareix en el tub d'aspiració, principalment en l'eix central a la sortida del rodet.
- Els resultats mostren que el comportament del fluid en el difusor i en la primera meitat del rodet de la turbina, és molt similar quan es treballa amb o sense el model cavitació. En canvi es mostren diferències notables de comportament en la part final del rodet i en el tub d'aspiració.
- En els dos casos estudiats a la sortida del rodet i a l'inici del tub d'aspiració apareixen valors de pressions molt baixos, que no són físicament vàlids. Això és més acusat quan es treballa sense el model de cavitació.
- Un dels factors que pot provocar l'aparició de la cavitació a la turbina és que el cabal estimat a l'entrada de la turbina és molt gran.
- Un altre factor que pot afavorir la cavitació és que la velocitat de gir del rodet és massa elevada.
- En cas de no canviar les condicions de treball s'hauria de millorar la geometria de la turbina, per evitar la cavitació.
- Basat en els resultats obtinguts, es requereix més investigació per obtenir un mapa de pressions correcte en el tub d'aspiració en la simulació sense cavitació.

Propostes de millora:

- Provar diferents models de turbulència: El resultat de la simulació varia segons quin model de turbulència s'utilitzi, un exemple seria utilitzar el model k- ϵ per comprovar si el mapa de pressions varia respecte al SST k- ω i si és així activar cavitació.
- Provar diferents models de cavitació: El CFX no disposa de més models de cavitació, però si es pot variar els coeficients dels paràmetres del model per comprovar l'impacte que tenen en la solució final.

- Provar diferent geometria del rodet: Com a solució més dràstica el rodet és on s'origina la cavitació, ajustar al màxim la forma dels àleps pot implicar resultats diferents.

Pressupost

El cost de realització del projecte es desglossa per apartats.

El cost d'ús de llicències de softwares és aproximat a les hores d'ús en relació amb el preu d'una llicència anual, pel Solidworks el preu anual aproximat és de 6.800 € incloent la versió estàndard de disseny mecànic CAD. En quant el software ANSYS és molt potent incloent ANSYS Meshing i ANSYS CFX el seu preu anual aproximat de 45.000 €.

El càlcul de la simulació és dur a terme en una màquina externa i s'ha establert el cost per hora de 0,2 €/h.

Per últim, és té en compte el preu per hora d'un enginyer estimant el nombre d'hores en desenvolupament del projecte

Taula 0.1 Pressupost desglossat.

| Pressupost | | | |
|-----------------------------|------------|-------|------------|
| Llicències | | | |
| Cost llicència ANSYS | 5,13 €/h | 340 h | 1.744,20 € |
| Cost llicència Solidworks | 0,4676 €/h | 20 h | 9,35 € |
| Cost computacional | | | |
| Assaig 1 | 0,2 €/h | 120 h | 24,00 € |
| Assaig 2 | 0,2 €/h | 172 h | 34,40 € |
| Cost enginyer | | | |
| Creació Geometria | 30 €/h | 20 h | 900,00 € |
| Desenvolupament del treball | 30 €/h | 50 h | 2.100,00 € |
| Presentació de resultats | 30 €/h | 80 h | 2.700,00 € |
| Total sense IVA | | | 7.511,95 € |
| IVA (21%) | | | 1.577,51 € |
| Total | | | 9.089,46 € |

Bibliografia

1. Jean-Pierre Franc, Jean-Marie Michel. (2006). Fundamentals of cavitation. Alemanya: *Springer Science & Business Media*.
2. Christopher Earls Brennen. (1995). Cavitation and Bubble Dynamics. New York, Oxford : *Oxford University Press*.
3. John F. Wendt. (2009). Computational Fluid Dynamics: An Introduction. Bèlgica: *Springer*.
4. G.Kuiper. (2010). Cavitation in Ship Propulsion: *Technical University Delft*.
5. Jitendra Gupta, Santosh Sahu. (2017). A Review Paper on Design of Elbow Draft Tube for Unsteady Flow. *International Research Journal of Advanced Engineering and Science*, Vol. 2, núm. 1, p. 144-147.
6. ANSYS, Inc. (2016) ANSYS CFX Theory Guide 5.13.5 Cavitation Model, Release 16.2.
7. Escaler, X. i Roig, R. Sensitivity Analysis of Zwart-Gerber-Belamri Model Parameters on the Numerical Simulation of Francis Runner Cavitation. A: *Proceedings of the 10th International Symposium on Cavitation (CAV2018)*. 2019, p. 911-914.
8. J.A. Capote, D. Alvear, O.V. Abreu, M. Lázaro y P. Espina. (2008). Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, Vol. 24, 3,p. 227-245.
9. Brennen, C.E. (2011). An Introduction to Cavitation Fundamentals. A: *WIMRC Forum*,p. 1-17
10. IHA. (2019). Hydropower status report 2019: Sector trends and insights
11. Impulse Turbine and Reaction Turbine-Principle, Working and Difference (11 de febrer, 2017). Recuperat de <http://www.mechanicalengineeringsite.com/impulse-turbine-reaction-turbine-principle-working-difference/>
12. Francis turbine. Wikipedia, The Free Encyclopedia (9 de decembre, 2019). Recuperat de https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Francis_turbine&oldid=930015847