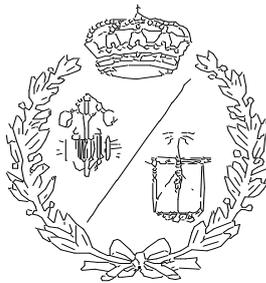


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**CÁLCULO Y ANÁLISIS NÚMÉRICO DE UNA
TURBINA HIDRÁULICA TIPO KAPLAN
UTILIZANDO TÉCNICAS CFD**

**(Calculation and numerical analysis of a Kaplan
type hydraulic turbine using CFD techniques)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

Autor: Sergio Ricondo Rodríguez

Septiembre-2023

AGRADECIMIENTOS

A todas aquellas personas que han estado a mi lado apoyándome.
A mis padres y mi hermana por estar siempre a mi lado a pesar de la distancia.

A mi familia quienes me han apoyado y han creído en mí.

A mi novia que me ha acompañado a lo largo de estos años.

A mis amigos de toda una vida y a mis compañeros.

RESUMEN

En el presente trabajo se va a diseñar y posteriormente simular una turbina hidráulica tipo Kaplan con los datos de partida de una central hidroeléctrica existente localizada en Aranda del Duero (Burgos).

En primer lugar, hablaremos sobre los orígenes de la energía hidráulica, explicaremos el funcionamiento de una central hidroeléctrica y su clasificación. Y detallaremos la central hidroeléctrica de la que hemos cogido los datos para el diseño de la turbina Kaplan.

En segundo lugar, nos introduciremos en una breve explicación de las máquinas de fluido e iremos clasificándolas hasta llegar a nuestro tipo de máquina a estudiar que en este caso es una turbina hidráulica.

En tercer lugar, nos centraremos en las turbinas hidráulicas, detallando las clasificaciones que pueden recibir, los tipos que existen y acabaremos enfocándonos en la turbina tipo Kaplan, detallando las diferentes partes de la que se compone.

Continuaremos explicando la base teórica de las turbomáquinas donde aparecerán los conceptos de triángulo de velocidades, ecuación fundamental de las turbomáquinas, regulación de los álabes, etc., centrándonos en las turbinas axiales.

Seguiremos con una introducción a la dinámica de fluidos computacional que va a ser la base del funcionamiento de ANSYS CFX. Este software es el que usaremos para realizar la simulación del flujo a través de nuestra turbina una vez realizada la geometría con BladeGen y mallada con TurboGrid, programas que veremos cómo funcionan más adelante.

Para finalizar se incluye un Anexo en el que viene recogido todos los cálculos de los parámetros obtenidos de forma teórica para el dimensionamiento de la turbina.

ABSTRACT

In this work we are going to design and then simulate a Kaplan type hydraulic turbine with the starting data of an existing hydroelectric power plant located in Aranda del Duero (Burgos).

First of all, we will talk about the origins of hydraulic energy, explain the operation of a hydroelectric power plant and its classification. And we will detail the hydroelectric power station from which we have taken the data for the design of the Kaplan turbine.

Secondly, we will introduce a brief explanation of fluid machines and we will classify them until we reach our type of machine to be studied, which in this case is a hydraulic turbine.

Thirdly, we will focus on hydraulic turbines, detailing the classifications that they can receive, the types that exist and we will finish by focusing on the Kaplan type turbine, detailing the different parts of which it is composed.

We will continue by explaining the theoretical basis of turbomachines, where the concepts of the speed triangle, the fundamental equation of turbomachines, blade regulation, etc. will appear, focusing on axial turbines.

We will continue with an introduction to computational fluid dynamics, which will be the basis for the operation of ANSYS CFX. This software is the one we will use to simulate the flow through our turbine once the geometry has been created with BladeGen and meshed with TurboGrid, programmes that we will see how they work later on.

Finally, an Annex is included in which all the calculations of the parameters obtained theoretically for the sizing of the turbine are included.

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	12
2	CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	14
2.1	MARCO HISTÓRICO DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	14
2.2	CLASIFICACIÓN DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	15
2.3	CENTRAL HIDROELÉCTRICA VIRGEN DE LAS VIÑAS	17
3	MÁQUINAS DE FLUIDO.....	21
3.1	CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE FLUIDOS.....	21
3.1.1	Según la compresibilidad del fluido	21
3.1.2	Según el principio de funcionamiento	22
3.1.3	Según el sentido del flujo de energía.....	23
4	TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA	25
4.1	CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.....	25
4.1.1	Según la dirección del flujo en relación con el eje del rodete	25
4.1.2	Clasificación según el modo de admisión	26
4.1.3	Clasificación según el grado de reacción (σ).....	26
4.1.4	Clasificación según el número específico de revoluciones.....	29
4.1.5	Clasificación según la colocación del eje de la turbina	31
4.1.6	Clasificación según el modo de operación	31
4.2	TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS.....	31
4.2.1	Turbina Pelton.....	32
4.2.2	Turbina Francis.....	33
4.2.3	Turbina Kaplan	34
4.2.3.1	Componentes turbina Kaplan.....	35
5	TEORÍA DE TURBOMÁQUINAS	38
5.1	TRIÁNGULO DE VELOCIDADES	38
5.2	ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS.....	40
5.2.1	Primera forma de la ecuación de Euler	40
5.2.2	Segunda forma de la Ecuación de Euler	42
5.3	REGULACIÓN DE LOS ÁLABES EN TURBINAS KAPLAN	42
5.4	ALTURA DE PRESIÓN Y ALTURA DINÁMICA DEL RODETE	45

5.5	TEORÍA DE LA PERSIANA DE ÁLABES	46
5.6	GRADO DE REACCIÓN σ	47
5.7	ALTURA NETA.....	47
5.8	POTENCIAS EN UNA TURBINA.....	48
5.9	PÉRDIDAS Y RENDIMIENTOS EN UNA TURBINA	49
5.10	CAVITACIÓN EN TURBINAS.....	52
6	DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	54
6.1	¿QUÉ ES EL CFD? ¿CÓMO FUNCIONA?.....	54
6.2	ETAPAS EN UN ANÁLISIS DE CFD	55
6.3	PRINCIPALES MÉTODOS DE DISCRETIZACIÓN.....	56
6.3.1	Método de diferencias finitas.....	57
6.3.2	Método de los elementos finitos.....	58
6.3.3	Método de los volúmenes finitos	58
6.4	ECUACIONES DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	59
6.4.1	Ecuación de conservación de masa	60
6.4.2	Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento	60
6.4.3	Ecuación de conservación de la cantidad de energía	61
6.5	ADIMENSIONALIZACIÓN.....	62
6.6	ECUACIONES SIMPLIFICADAS	62
6.6.1	Flujo estacionario o no estacionario.....	63
6.6.2	Flujo bidimensional o tridimensional	64
6.6.3	Flujo compresible o incompresible.....	64
6.6.4	Flujo viscoso o no viscoso	64
6.6.5	Flujo hidrostático o no hidrostático.....	65
6.6.6	Ecuación de Boussinesq	66
6.7	FENÓMENOS DE LA TURBULENCIA	67
6.7.1	Transferencia de cantidad de movimiento.....	67
6.7.2	Modelos de turbulencia.....	68
6.7.2.1	Simulación numérica directa.....	69
6.7.2.2	Simulación de grandes remolinos	69
6.7.2.3	Navier Stokes con Reynolds promedio.....	69
6.7.2.4	Modelos de viscosidad de vórtices no lineales	74

7	DISEÑO Y SIMULACIÓN CON ANSYS CFX.....	76
7.1	DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL RODETE.....	76
7.2	CREACIÓN DEL MALLADO DEL RODETE.....	82
7.3	SIMULACIÓN CON ANSYS CFX.....	86
7.4	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	93
8	CONCLUSIONES	99
9	ANEXO: DIMENSIONAMIENTO TURBINA KAPLAN	101
9.1	CÁLCULO DE POTENCIAS.....	101
9.2	CÁLCULO DEL RODETE	102
9.3	CÁLCULO DE LOS ÁLABES	106
9.4	CÁLCULO DEL NÚMERO DE ÁLABES Y SUS DIMENSIONES	112
9.5	CÁLCULO DE LA CARCASA EN ESPIRAL.	117
9.6	CÁLCULO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN	118
9.7	CÁLCULO DE LA CUBIERTA CÓNICA.....	119
10	BIBLIOGRAFÍA	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Estructura de generación de energía eléctrica a nivel nacional. [1]	12
Figura 2.1: Central hidroeléctrica de agua fluyente. [2].....	15
Figura 2.2: Central hidroeléctrica de embalse a pie de presa. [3].....	16
Figura 2.3: Central hidroeléctrica de bombeo. [3]	17
Figura 2.4: Situación del municipio de Aranda del Duero (Burgos). [4]	18
Figura 2.5: Emplazamiento de la central hidroeléctrica Virgen de las Viñas. [4]	18
Figura 2.6: Vista aérea de la central. [4]	18
Figura 2.7: Vista exterior de la central. [4]	20
Figura 3.1: Bomba de desplazamiento positivo alternativa de émbolo. [5]	22
Figura 3.2: Tornillo de Arquímedes. [7]	22
Figura 3.3: Bomba centrífuga. [5]	23
Figura 3.4: Turbina Francis. [9]	24
Figura 3.5: Clasificación de las máquinas de fluido. [Elaboración propia]	24
Figura 4.1: Flujo radial. [8]	26
Figura 4.2: Flujo diagonal. [8]	26
Figura 4.3: Flujo axial. [8]	26
Figura 4.4: Flujo tangencial. [8].....	26
Figura 4.5: Turbina de acción. [14]	27
Figura 4.6: Variación de la presión a lo largo de una tubería de acción. [15]	27
Figura 4.7: Turbina Pelton. [14]	27
Figura 4.8: Turbina de reacción. [14]	28
Figura 4.9: Variación de la presión a lo largo de una tubería de reacción con tubo de aspiración. [15]	28
Figura 4.10: Variación de la presión a lo largo de una tubería de reacción sin tubo de aspiración. [15]	29
Figura 4.11: Esquema Turbina Francis. [12].....	29
Figura 4.12: Rango de utilización de las turbinas hidráulicas. [16]	30
Figura 4.13: Clasificación del tipo de turbina según el caudal y la altura el salto. [9].....	31
Figura 4.14: Partes de una turbina Pelton. [15].....	32
Figura 4.15: Rodete y alabes turbina Pelton. [15]	32

Figura 4.16: Partes turbina Francis. [15].....	33
Figura 4.17: Rodete turbina Francis en embalse de Mequinenza, embalse del río Ebro que se encuentra en la provincia de Zaragoza. [15]	33
Figura 4.18: Instalación turbina Kaplan con eje vertical. [8]	34
Figura 4.19: Esquema Turbina Kaplan. [8]	35
Figura 4.20: Disposición de los álabes del distribuidor de una turbina Kaplan. [13]	36
Figura 4.21: Dirección del agua al pasar por la turbina. [15].....	36
Figura 5.1: Triángulo de velocidad a la entrada del rodete de un turbina de reacción. [19]..	39
Figura 5.2: Triángulo de velocidad a la salida del rodete de un turbina de reacción. [19]	39
Figura 5.3: Agua pasando por los álabes tanto del distribuidor como del rodete y saliendo por el tubo difusor en una turbina tipo Kaplan. [19].....	39
Figura 5.4: Sección transversal álabe del rodete en una turbina tipo Kaplan. [19]	39
Figura 5.5: Triángulos de velocidades en un turbina axial. [15]	40
Figura 5.6: Disposición del cubo y el álabe de turbina Kaplan. [14]	43
Figura 5.7: Comparativa de los triángulos de velocidades al poner los alabes más verticales. [15]	43
Figura 5.8: Cambio de los triángulos de velocidades al poner los alabes más verticales. [15]	44
Figura 5.9: Comparativa de los triángulos de velocidades al poner los alabes más horizontales. [15]	44
Figura 5.10: Cambio de los triángulos de velocidades al poner los alabes más horizontales. [15]	44
Figura 5.11: Desarrollo de la sección del rodete. [8]	46
Figura 5.12: Determinación de la altura neta para turbina hidroeléctrica. [8]	48
Figura 5.13: Diagrama de potencias de una turbina. [13]	49
Figura 5.14: Caudales que circulan a través del rodete de una turbina de reacción. [13].....	51
Figura 5.15: Altura de aspiración en turbina hidráulica. [14].....	52
Figura 5.16 : Curva de frontera de cavitación. [14]	53
Figura 6.1: La gráfica de la izquierda representa una función continua y la de la derecha su discretización. [24]	55
Figura 6.2: Malla estructurada en 3D. [20]	56
Figura 6.3: Malla no estructurada en 2D. [20].....	57

Figura 6.4: Visualización del método de las diferencias finitas. [20].....	57
Figura 6.5: Elementos finitos. [23].....	58
Figura 6.6: Representación de un dominio discretizado con el método de volúmenes finitos. [23].....	59
Figura 6.7: Flujo a través de un volumen de control. [24].....	60
Figura 6.8: Números adimensionales más comunes en Mecánica de Fluidos. [25].....	62
Figura 6.9: Regímenes de flujo de fluidos a través de cilindros circulares dependiendo del número de Reynolds. [25].....	63
Figura 6.10: Perfil de velocidad en flujo viscoso y no viscoso. [25].....	65
Figura 6.11: Variación de la presión con la altura del líquido. [25].....	66
Figura 6.12: Representación del flujo laminar y su perfil de velocidades. [24].....	68
Figura 6.13: Representación del flujo turbulento y su perfil de velocidades. [24].....	68
Figura 6.14: Descomposición de una variable en valor medio y fluctuación. [25].....	69
Figura 6.15: Perfil de velocidades en un flujo viscoso. [26].....	70
Figura 6.16: Jerarquía de los modelos de turbulencia. [Elaboración propia].....	75
Figura 7.1: Dimensiones iniciales rodete.....	77
Figura 7.2: Ángulo inicial y espesor álabes.....	77
Figura 7.3: Propiedades de nuestro modelo de trabajo.....	78
Figura 7.4: Vista meridional del rodete y la carcasa.....	78
Figura 7.5: Modificación cubierta cónica.....	79
Figura 7.6: Capas de los álabes.....	79
Figura 7.7: Modificación ángulos de entrada del álabe para sección más cercana al rodete.....	80
Figura 7.8: Modificación ángulos de salida del álabe para sección más cercana al rodete.....	81
Figura 7.9: Modificación del ángulo beta para sección más cercana al rodete.....	81
Figura 7.10: Variación del espesor del álabe.....	82
Figura 7.11: Diseño de la geometría del rodete en BladeGen.....	82
Figura 7.12: Error de dimensiones del rodete y la carcasa.....	83
Figura 7.13: Vista de la región del álabe.....	84
Figura 7.14: Mallado bidimensional de las 5 capas.....	84
Figura 7.15: Cantidad de elementos y nodos del mallado.....	85
Figura 7.16: Mallado tridimensional de la región de un álabe.....	85
Figura 7.17: Mallado tridimensional del rodete completo.....	86

Figura 7.18: Mallado en la cercanía de un álabe.	86
Figura 7.19: Definición de parámetros iniciales.	87
Figura 7.20: Definición de la parte estática correspondiente a la entrada.	88
Figura 7.21: Definición de la parte móvil de la turbina.	88
Figura 7.22: Definición de la parte estática correspondiente a la salida.	89
Figura 7.23: Definición parte física.	89
Figura 7.25: Interfaz R1 a S2.	90
Figura 7.24: Interfaz S1 a R1.	90
Figura 7.26: Número de iteraciones.	91
Figura 7.27: Algoritmo de solucionador acoplado. [24]	91
Figura 7.28: Definición del solucionador.	92
Figura 7.29: Simulación con convergencia.	92
Figura 7.30: Selección del reporte.	93
Figura 7.31: Curva del rendimiento en función del caudal turbinado. [14]	94
Figura 7.32: Líneas de corriente del flujo de la velocidad a través del rodete.	95
Figura 7.33: Velocidad del flujo a través del rodete.	95
Figura 7.34: Diagrama de contorno de presiones en el rodete.	96
Figura 7.35: Diagrama de contorno de presiones en la cara superior del álabe.	96
Figura 7.36: Diagrama de contorno de presiones en la cara inferior del álabe.	97
Figura 7.37: Diagrama de energía cinética turbulenta (k) a lo largo del rodete.	98
Figura 9.1: Sección de entrada del rodete. [28]	104
Figura 9.2: Triángulos de velocidades en el perfil exterior del álabe. [28]	106
Figura 9.3: Resto dimensiones rodete turbina Kaplan. [30]	112
Figura 9.4: Altura álabe. [28]	113
Figura 9.5: Triángulos de velocidades sección interior álabe. [28]	114
Figura 9.6: Triángulos de velocidades sección exterior álabe. [28]	115
Figura 9.7: Variación de las sección en el álabe. [28]	115
Figura 9.8: Ángulos de las aristas suavizados. [28]	116
Figura 9.9: Dimensiones de una carcasa espiral de acero de una turbina Kaplan. [30]	117
Figura 9.10: Dimensiones tubo de aspiración acodado turbina Kaplan. [30]	118
Figura 9.11: Generatriz de la cubierta cónica dela turbina Kaplan.	121

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Datos técnicos de la central hidroeléctrica Virgen de las Viñas. [6]	19
Tabla 2: Resultados de la simulación.	93
Tabla 3: Resumen magnitudes triángulo de velocidades.	111

1 INTRODUCCIÓN

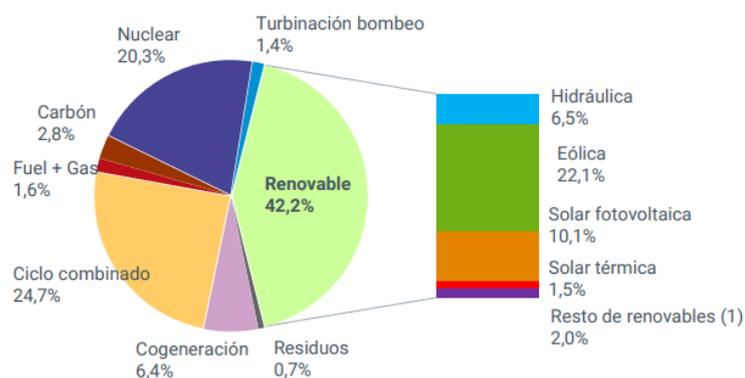
La electricidad es indispensable para la sociedad de hoy en día, sin ella no podríamos hacer uso de los aparatos tanto de nuestra vida cotidiana como laboral que funcionan con corriente eléctrica. Si realizamos un estudio general de las diferentes formas que disponemos hoy en día de obtener energía tenemos, por un lado, la obtención de esta mediante fuentes de energía no renovables, como puede ser el caso del carbón, el gas natural o el petróleo y, por otro lado, mediante fuentes primarias renovables como el sol, el agua, el viento.

Cada vez somos más conscientes de los efectos medioambientales que producen el uso de fuentes de energía no renovable como son, el cambio climático, la lluvia ácida o el agujero de la capa de ozono. Es por ello que actualmente se está fomentando e invirtiendo más en el estudio de las energías renovables para poder cubrir las necesidades de demanda.

Una de las energías renovables más limpias utilizada hoy en día para la producción de electricidad es la energía hidroeléctrica puesto que utiliza únicamente agua. Las centrales hidroeléctricas utilizan la fuerza del agua para producir energía a su paso por las turbinas.

Un informe del sistema eléctrico realizado por Red Eléctrica publicado en marzo del 2023 clasifica la energía hidráulica como tercera energía renovable que más porcentaje de generación eléctrica ha tenido en el mix de generación nacional.

Estructura de generación de energía eléctrica (%)



(1) Incluye biogás, biomasa, geotérmica, hidráulica marina, hidroeólica y residuos renovables.

Figura 1.1: Estructura de generación de energía eléctrica a nivel nacional. [1]

En este trabajo diseñaremos una turbina hidráulica axial tipo Kaplan empleando los datos de la central hidroeléctrica española Virgen de las Viñas situada en Aranda del Duero (Burgos).

Veremos como gracias al avance de la tecnología se ha logrado conseguir el diseño de este tipo de turbina hidráulica la cual con un pequeño salto hidráulico se obtiene un rendimiento elevado.

El proceso tradicional de diseño de una turbina se basa en experimentos, medidas y test de modelos lo cual implica una inversión elevada de tiempo y dinero. En los últimos años con el desarrollo en informática se ha adoptado la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) como un recurso más para el diseño y análisis de turbinas, cuyo uso en este proyecto va a ser fundamental.

El primer paso en cualquier modelo de CFD es crear una geometría que represente el objeto que se va a modelar. A continuación, se debe generar una malla compuesta de volúmenes de control. Una vez que la malla está finalizada, se especifican los valores de entrada y las condiciones de contorno. El software será el encargado de resolver las ecuaciones fundamentales de movimiento del fluido para cada volumen hasta que se obtiene una convergencia aceptable. Cuando el modelo ha sido resuelto, los resultados pueden analizarse numérica y gráficamente. De esta forma se puede realizar una predicción de las condiciones de funcionamiento y observar el comportamiento que va a tener el flujo del fluido al atravesar la turbina.

Nosotros vamos a trabajar con ANSYS CFX la cual es una herramienta de software de alto rendimiento computacional de dinámica de fluidos que ofrece soluciones fiables y precisas.

2 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Una central hidroeléctrica es una planta industrial que tiene como objetivo generar energía eléctrica a partir de la energía potencial de un agua almacenada de un embalse o río. Para generar energía hidroeléctrica es necesario caudal y una diferencia de cota entre dos masas de agua, puestas en contacto estas dos masas de agua a través de una tubería forzada y entre medias una turbina hidráulica. Esta turbina logra extraer la energía potencial del agua y convertirla en energía mecánica. Se encuentra conectada a un generador eléctrico transforma la energía mecánica en energía eléctrica. La electricidad obtenida pasa por un transformador antes de introducirla en las líneas de transmisión que reduce la intensidad de la corriente, pero aumenta su voltaje para poder ser transportada a grandes distancias.

2.1 MARCO HISTÓRICO DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Desde la época del imperio romano y de los griegos, la potencia y la fuerza del agua ya había sido utilizada para moler granos de maíz con uso de ruedas hidráulicas.

La energía hidroeléctrica debe su mayor desarrollo al ingeniero británico John Smeaton (1724-1792), quien estudió su funcionamiento y construyó grandes ruedas hidráulicas de hierro.

La época de mayor auge de la energía hidráulica fue durante la revolución industrial para la producción de energía eléctrica. Esto se debe a la gran industrialización que se produjo en el norte de Europa que provocó gran demanda de energía y aunque las máquinas de vapor estaban perfeccionadas, el carbón era escaso.

Las primeras centrales hidroeléctricas fueron la construida en Northumberland (Reino Unido), en 1880, y en Appleton, Wisconsin (Estados Unidos), en 1882. También en 1882 se utilizó la energía de las cataratas del Niágara (zona noreste de América del Norte, entre Canadá y Estados Unidos) para alimentar el alumbrado público.

A principios del siglo XX, las grandes potencias mundiales en producción de energía hidroeléctrica eran Estados Unidos y Canadá.

A día de hoy, se han perfeccionado las turbinas hidráulicas obteniendo así un mayor rendimiento utilizándose según las condiciones que presente la central hidroeléctrica en la cual se va a utilizar.

2.2 CLASIFICACIÓN DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Las centrales hidroeléctricas se clasifican atendiendo a su funcionalidad en:

- Central hidroeléctrica de agua fluyente:

Este tipo de centrales aprovechan desniveles naturales del cauce de un río. Empleando un azud se desvía parte del caudal del río y a través de una tubería forzada se hace llegar el agua hasta la sala de máquinas, donde se encuentran las turbinas, los generadores eléctricos y demás aparatos de regulación y control. Después, el agua es devuelto nuevamente al cauce del río. La potencia desarrollada depende del salto y del caudal del río. Este caudal es variable por lo que, en temporada de precipitaciones abundantes, desarrollan su máxima potencia. En cambio, durante la época seca, la potencia disminuye en función del caudal.



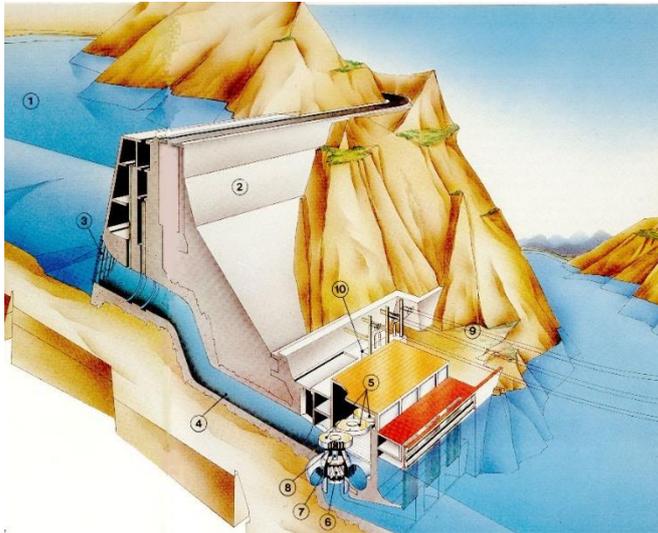
Figura 2.1: Central hidroeléctrica de agua fluyente. [2]

- Central hidroeléctrica de embalse:

En este tipo de centrales se utiliza un embalsamiento, ya sea natural (como en el caso de un lago) o artificial (logrado con la construcción de una presa) de un determinado volumen de aguas arriba. El agua fluye del embalse, por acción de la gravedad, y se transporta por un sistema de tuberías forzadas hasta la sala de máquinas de la central, donde las turbinas empiezan a girar debido a la cinética del agua. Estas generan energía mecánica por rotación que luego se convierte en electricidad gracias al generador eléctrico. Finalmente, el agua viaja a través de un canal de descarga y es devuelto al cauce del río.

Este tipo de centrales tienen la ventaja de poder almacenar el agua y controlar su caudal. Con ello es posible tener el control de la producción de energía eléctrica con tan solo abrir o cerrar

la compuerta de la presa. Estas centrales exigen, generalmente, una inversión de capital más grande que la de agua fluyente. Existen dos variantes de este tipo de centrales: centrales ubicadas a pie de presa o centrales alejadas de ella, donde la conducción del agua hacia la central se realiza mediante un canal de alimentación y una tubería forzada.



1. Agua embalsada
2. Presa
3. Rejillas filtradoras
4. Tubería forzada
5. Conjunto turbina-alternador
6. Turbina
7. Eje
8. Generador
9. Líneas de transporte de energía eléctrica
10. Transformadores

Figura 2.2: Central hidroeléctrica de embalse a pie de presa. [3]

- Central hidroeléctrica de bombeo o reversibles:

Este tipo de central son similares a las de pie de presa, lo que las diferencia es que poseen un sistema de bombeado que permite transportar agua procedente del embalse inferior al superior. Es decir, estas centrales poseen dos embalses a diferentes alturas, uno situado en la cota más alta y otro en la más baja, este último actúa como reserva de energía. En los momentos en que el sistema eléctrico demanda más electricidad, las centrales de bombeo funcionan como una central convencional: el agua cae desde el embalse superior haciendo girar las turbinas y después queda almacenada en el embalse inferior. En el periodo de menor demanda, el agua es bombeada al embalse superior para que pueda iniciar el ciclo productivo. Para ello la central dispone de turbinas reversibles de manera que puedan funcionar como bombas y los alternadores como motores.

La mayor hidroeléctrica de bombeo de Europa se encuentra en España y es **La Muela II**, en el embalse de Cortes de Pallàs (Valencia).



1. Embalse superior.
2. Presa.
3. Galería de conducción
- 4-5. Tubería forzada.
6. Central.
7. Turbinas y generadores.
8. Desagües.
9. Líneas de transporte de energía eléctrica.
10. Embalse inferior o río.

Figura 2.3: Central hidroeléctrica de bombeo. [3]

Si se clasifican según su potencia instalada tenemos:

- Centrales hidroeléctricas de gran potencia: Cuya potencia eléctrica es de más de 10MW.
- Minicentrales hidroeléctricas: Cuya potencia está situada entre 1MW y 10MW.
- Microcentrales hidroeléctricas: Cuya potencia es inferior 1MW.

Según la altura neta del salto esta clasificación dependerá la construcción de la central y el equipamiento a usar. Siendo H_n la altura neta de salto, la clasificación será la siguiente:

- Centrales con saltos de pequeña altura: Son las centrales cuyo salto es $H_n < 15m$.
- Centrales con saltos de mediana altura: Son las centrales con un salto comprendido entre $15m \leq H_n < 50m$.
- Centrales con saltos de gran altura: Son las centrales con salto superior a $H_n \geq 50m$.

2.3 CENTRAL HIDROELÉCTRICA VIRGEN DE LAS VIÑAS

Para la realización de este proyecto tomaremos como base los datos conocidos de la central hidroeléctrica Virgen de las Viñas. Con estos datos podremos realizar el dimensionamiento de la turbina hidráulica y la simulación del flujo a través de esta. He escogido esta central hidroeléctrica debido a que posee las características compatibles con la implantación de una turbina tipo Kaplan, siendo esta la que se va a estudiar.

La central hidroeléctrica Virgen de las Viñas está situada en Aranda del Duero (Burgos), en el cauce del río Duero a pocos metros de la N-122 en la salida de Aranda hacia Soria. El aprovechamiento hidroeléctrico se encuentra a unos dos kilómetros de distancia aguas arriba del paso del río por el núcleo urbano de Aranda del Duero.



Figura 2.4: Situación del municipio de Aranda del Duero (Burgos). [4]



Figura 2.5: Emplazamiento de la central hidroeléctrica Virgen de las Viñas. [4]

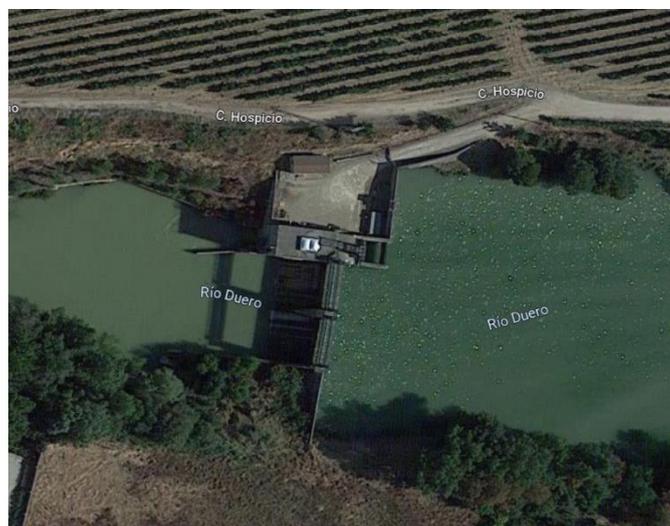


Figura 2.6: Vista aérea de la central. [4]

El Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) es propietario de dicho aprovechamiento hidroeléctrico y fue puesta en marcha en junio de 1995.

La regulación del nivel del río a efectos de lograr el salto requerido para la explotación de la central se obtienen gracias a la construcción de una presa de gravedad de 26 metros de longitud y de una altura desde cimientos a coronación, de 17 metros, con una profundidad

de cimientos de 4,65 metros. Dicha presa posee una toma hacia el edificio de la central, dos compuertas que vierten directamente sobre un cuenco amortiguador de 19 metros de longitud y tres desagües de fondo de 1,25 metros de diámetro.

El embalse tiene una capacidad de algo más de un hectómetro cúbico de agua (1 millón de m³ de agua) y mide 4,6 kilómetros de longitud con una anchura media de 60 metros.

El edificio de la central consta de tres plantas y forma parte del cuerpo de la presa. Está situado en la margen derecha y alberga: un grupo de generación, detrás de este grupo se encuentra implantado el conducto de aspiración y el canal de desagüe al río, sistemas auxiliares de accionamiento, grupo electrógeno de emergencia para las compuertas de la presa, sistema eléctrico de potencia, sistema de control, puente-grúa y complementos de seguridad y vigilancia. Además, incorporan dos grupos oleohidráulicos, el primero acciona los álabes del distribuidor y del rodete incluida la válvula de guarda y el segundo acciona los desagües de fondo de la presa. Y también se incluyen un grupo de bombas de achique para el foso de la turbina.

Cuenta con una escala de peces en la margen izquierda de 32,5 m y el diseño y la construcción de la instalación se realizaron respetando el entorno natural.

Los datos técnicos principales de la central son:

Tabla 1: Datos técnicos de la central hidroeléctrica Virgen de las Viñas. [6]

Salto:	8,5 m
Caudal:	24,5 m ³ /s
Potencia instalada:	1670 kW
Producción estimada:	6600 MWh/año
Turbina:	Kaplan tubular doble regulación de 1832 kW de potencia.
Multiplicador:	Cónico de relación 245,2/700 r.p.m. y 1866 kW de potencia.
Generador:	Síncrono trifásico de 2290 kVA.

Refiriéndonos a los datos económicos la construcción de esta central supuso una inversión de 530 millones de pesetas (3.185.000 euros) y se estima una facturación anual de 73.920.000 ptas./año (440.481,77 euros).



Figura 2.7: Vista exterior de la central. [4]

3 MÁQUINAS DE FLUIDO.

Una máquina es un dispositivo transformador de energía. Es decir, recibe un tipo de energía y entrega otro tipo de energía, o el mismo tipo, pero modificada.

Por lo tanto, una máquina es una máquina de fluido si interviene un fluido que suministra la energía que absorbe la máquina o bien el fluido es el receptor al que la máquina le entrega la energía mecánica absorbida.

3.1 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE FLUIDOS

Nos vamos a enfocar en tres criterios que nos van a permitir dividir a este tipo de máquinas en grupos distintos para su estudio.

- Según la compresibilidad del fluido.
- Según el principio de funcionamiento.
- Según el sentido del flujo de energía.

3.1.1 Según la compresibilidad del fluido

La primera clasificación de las máquinas de fluido se basa en las variaciones de la densidad del fluido al atravesar la máquina. Se separan en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

- Máquinas hidráulicas:

Son aquellas en las que el fluido de trabajo es de carácter incompresible, es decir, su densidad y su volumen específico permanecen constantes a su paso a través de la máquina. Por ejemplo: una bomba hidráulica, una turbina hidráulica, un ventilador.

- Máquinas térmicas:

Son aquellas en las que el fluido de trabajo experimenta una variación de su densidad en su paso a través de la máquina. Por ejemplo: turbinas de vapor o de gas.

Ahora, seguiremos con la clasificación, pero nos centraremos en las máquinas hidráulicas.

3.1.2 Según el principio de funcionamiento

- Máquinas de desplazamiento positivo:

También conocidas como máquinas volumétricas, se basan en el principio de desplazamiento positivo. Dicho principio consiste en la producción de movimiento de un fluido producido por la variación, aumento o disminución, del volumen de una cámara donde se encuentra el fluido. La zona de aspiración y la de impulsión deben permanecer separadas. El intercambio de energía entre el fluido y la máquina se produce en forma de presión. En estas máquinas, el elemento de intercambio de energía con el fluido puede moverse tanto con movimiento alternativo como rotativo. Dentro de las máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo el ejemplo más claro es el de las bombas de émbolo.

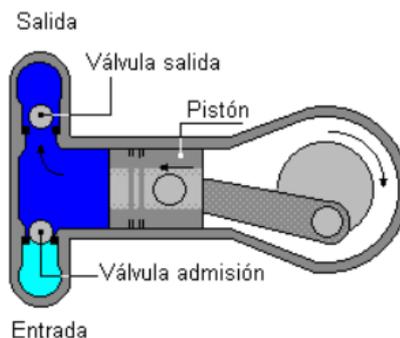


Figura 3.1: Bomba de desplazamiento positivo alternativa de émbolo. [5]

- Máquinas gravimétricas:

En estas máquinas el intercambio de energía entre fluido y máquina se realiza en forma de energía potencial gravitatoria. Ejemplos de este tipo de máquinas son la rueda hidráulica y el tornillo de Arquímedes.



Figura 3.2: Tornillo de Arquímedes. [7]

- Turbomáquinas o máquinas rotodinámicas:

Son máquinas de fluido en las que se produce un intercambio de energía debido a la variación del movimiento cinético de un fluido al pasar por los conductos de un órgano de la máquina con movimiento rotativo, llamado rodete. Este rodete está dotado de álabes o paletas y la circulación del fluido es de forma continua.

Son máquinas cuyo principio de funcionamiento se basa en la ecuación de Euler de las turbomáquinas.

3.1.3 Según el sentido del flujo de energía

- Máquinas generadoras:

Son máquinas que consumen energía mecánica suministrada por un motor y se la entregan al fluido que les atraviesa. En el caso de una bomba hidráulica, es una turbomáquina generadora y su funcionamiento es el siguiente, se transmite energía mecánica a través de un eje a los álabes, y estos ejercen fuerza sobre el fluido entregando energía cinética o de presión.

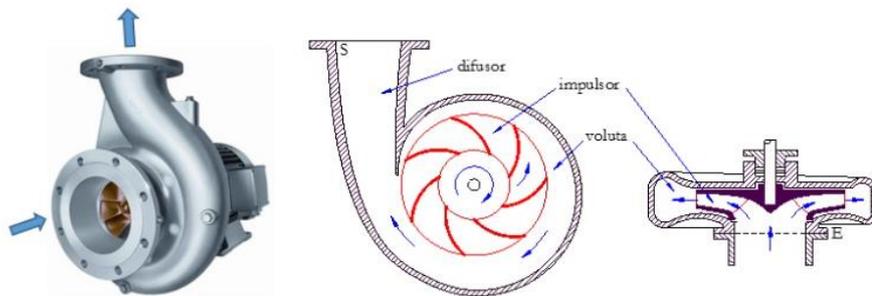


Figura 3.3: Bomba centrífuga. [5]

- Máquinas motoras:

Son máquinas que absorben la energía del fluido, ya sea cinética o potencial, que les atraviesa y la transforman en energía mecánica. En el caso de una turbina hidráulica, es una turbomáquina motora, en la cual el intercambio de energía se produce por la fuerza que ejerce el fluido sobre los álabes, que a su vez provoca un movimiento de rotación de un eje y de esta forma se entrega una energía mecánica.

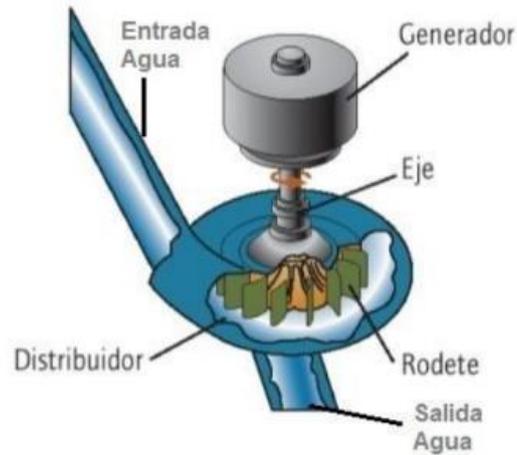


Figura 3.4: Turbina Francis. [9]

- Máquinas reversibles:

El diseño de este tipo de máquinas les permite funcionar alternativamente como máquinas generadoras o motoras. Un ejemplo son los grupos turbina-bomba de las centrales hidroeléctricas de bombeo.

En la siguiente figura se puede apreciar en modo de esquema la clasificación en los tres criterios previamente comentados. Se ha recuadrado las máquinas que serán objeto de estudio en este trabajo.

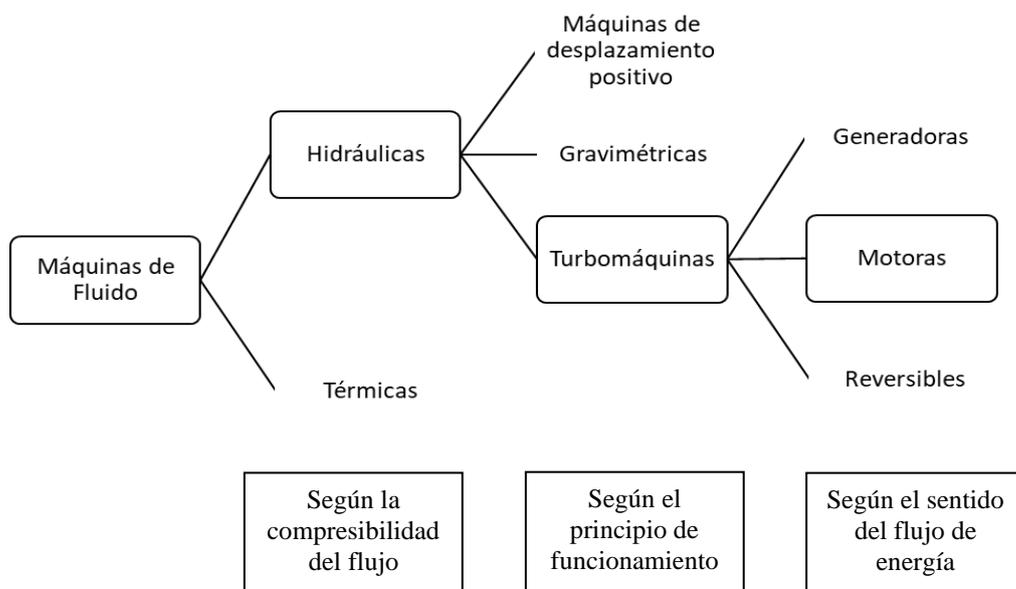


Figura 3.5: Clasificación de las máquinas de fluido. [Elaboración propia]

4 TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA

Turbomáquina Hidráulica es aquella máquina de fluido, cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas, basada en el teorema del momento cinético, y su estudio y diseño se hace sin tener en cuenta la variación de la densidad del fluido a través de ella. No se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

En nuestro caso, nuestra máquina de estudio es una turbina hidráulica clasificada como una turbomáquina motora, que absorbe energía de una corriente fluida (agua) y la transforma en energía mecánica. Esta energía posteriormente será transformada en energía eléctrica debido al alternador unido al eje de la turbina.

4.1 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

4.1.1 Según la dirección del flujo en relación con el eje del rodete

- Turbina de flujo radial:

Aquellas en las que la dirección del fluido es perpendicular al eje de la máquina. Es decir, la velocidad del fluido no tiene componente axial. Esto ocurre en las turbinas centrípetas como la turbina Francis pura.

- Turbina de flujo diagonal, semiaxiales o mixto:

Aquellas en las que el fluido recorre en el rodete trayectorias situadas en una superficie cónica. La velocidad tiene componente axial, radial y tangencial. Esto ocurre en las turbinas Francis.

- Turbina de flujo axial:

Aquellas en las que la dirección del fluido es paralela al eje de la máquina. Es decir, la velocidad del fluido no tiene componente radial. Esto ocurre en las turbinas Kaplan y de hélices.

- Turbina de flujo tangencial:

Aquellas en las que la entrada del fluido es tangente al rodete. Esto ocurre en las turbinas Pelton.

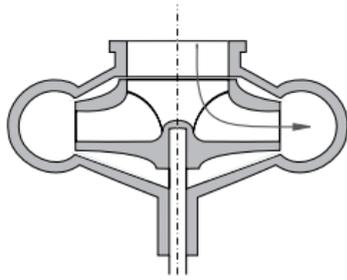


Figura 4.1: Flujo radial. [8]

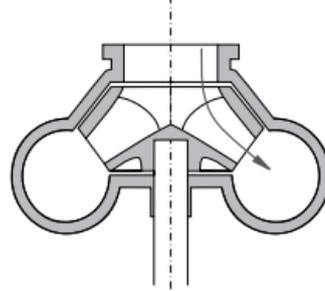


Figura 4.2: Flujo diagonal. [8]

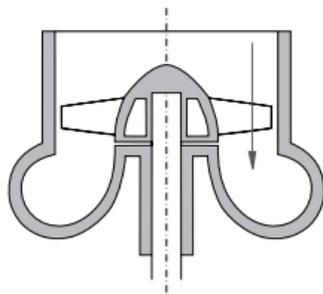


Figura 4.3: Flujo axial. [8]

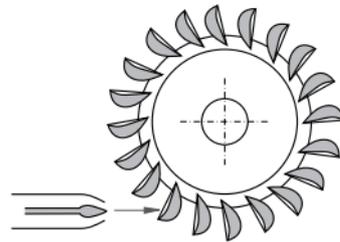


Figura 4.4: Flujo tangencial. [8]

4.1.2 Clasificación según el modo de admisión

- Turbina de admisión total:

El fluido inunda por completo el rodete.

- Turbina de admisión parcial:

Sólo unas cuantas cucharas del rodete están bañadas por el fluido a la vez.

4.1.3 Clasificación según el grado de reacción (σ)

Esta clasificación depende de la variación de la presión en el rodete al paso del fluido. Se define grado de reacción como la relación entre la altura de presión absorbida por el rodete y la altura total absorbida.

- Turbinas de acción o impulso:

Son máquinas de admisión parcial. La incidencia del agua y el sentido de giro del eje del rodete coinciden. En este caso el grado de reacción es nulo. El agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión. En estas turbinas, toda la energía

potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética. Este tipo de turbina carece de tubo de aspiración por lo que se denominan también de escape libre. La más usada es la turbina Pelton, llamada también turbina de chorro libre.

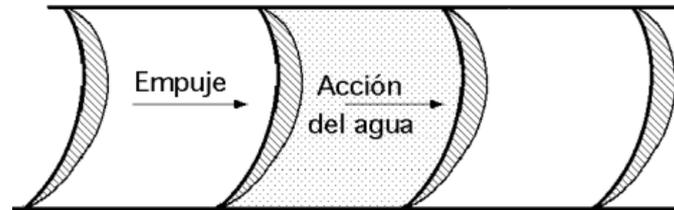


Figura 4.5: Turbina de acción. [14]

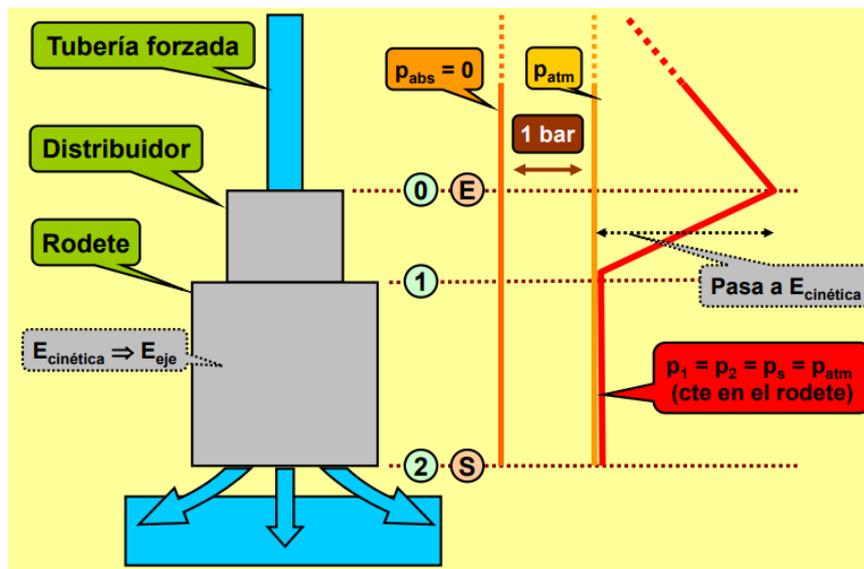


Figura 4.6: Variación de la presión a lo largo de una tubería de acción. [15]

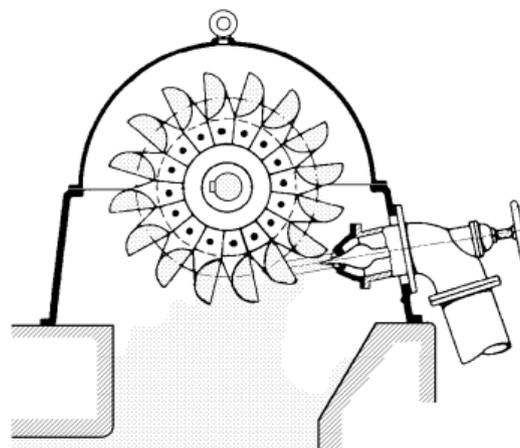


Figura 4.7: Turbina Pelton. [14]

- Turbinas de reacción o sobrepresión:

Son máquinas de admisión total. La incidencia del agua y el sentido de giro del eje del rodete no coinciden. En este caso, a diferencia del anterior, el grado de reacción es distinto de cero. El agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula e incluso negativa. En estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión. Dentro de este tipo de turbinas podemos clasificar en turbinas de álabes fijos: Francis y turbinas de hélice y turbinas de álabes orientables: Dériaz y Kaplan.

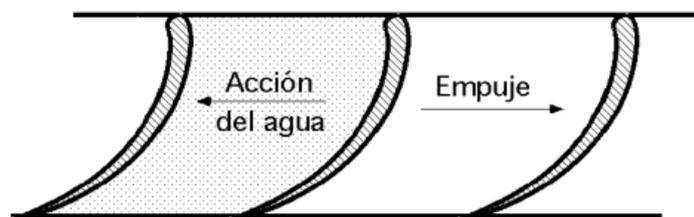


Figura 4.8: Turbina de reacción. [14]

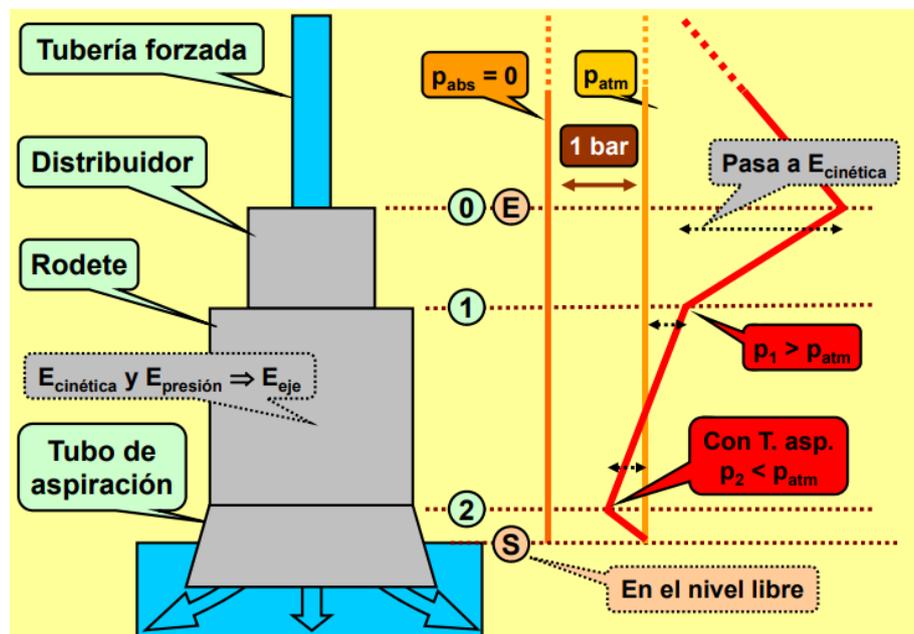


Figura 4.9: Variación de la presión a lo largo de una tubería de reacción con tubo de aspiración. [15]

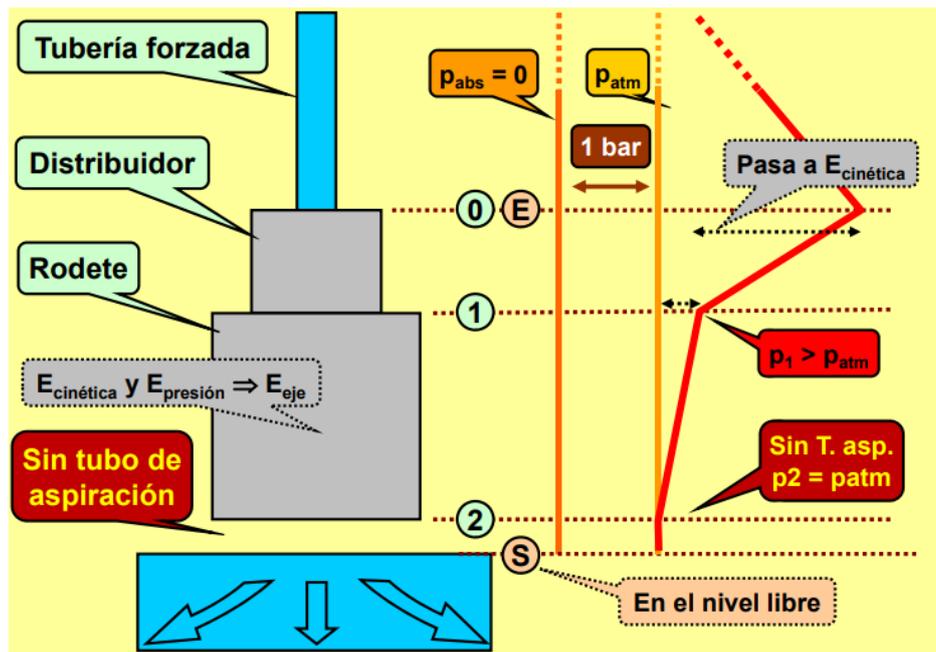


Figura 4.10: Variación de la presión a lo largo de una tubería de reacción sin tubo de aspiración. [15]

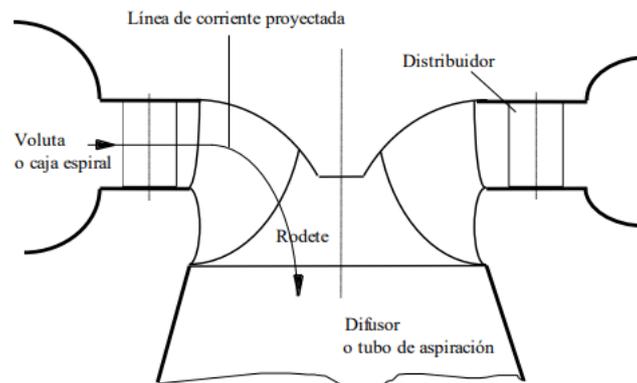


Figura 4.11: Esquema Turbina Francis. [12]

4.1.4 Clasificación según el número específico de revoluciones

Esta clasificación es la más precisa y se hace agrupando a todos los tipos de turbinas según su número específico de revoluciones. Se define como el número de revoluciones a las que debería girar una turbina semejante que se considere prototipo para entregar una potencia en el eje de 1 CV al ser instalada en un salto de 1m. Se tiene:

$$n_s = n \cdot \frac{p_u^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (4.1)$$

Donde n es el número de revoluciones, H la altura neta y P_u la potencia útil.

En nuestro caso el fluido de trabajo es agua, por lo que esta ecuación queda modificada:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \cdot \sqrt{\eta} \quad (4.2)$$

Donde Q es el caudal y η el rendimiento.

Definiendo el número específico de revoluciones como el número de revoluciones a las que debería girar una turbina semejante que se considere prototipo y que evacue un caudal de $1\text{m}^3/\text{s}$ bajo un salto de una altura de 1m.

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4.3)$$

Por tanto, el número específico de revoluciones:

$$n_s = 3,65 \cdot n_q \cdot \sqrt{\eta} \quad (4.4)$$

Se clasifica a las turbinas en lenta, normal, rápida y extrarrápida según si la velocidad específica es baja o alta.

En el caso de las turbinas Pelton, la velocidad va en función del número de inyectores con que se alimente el rodete.

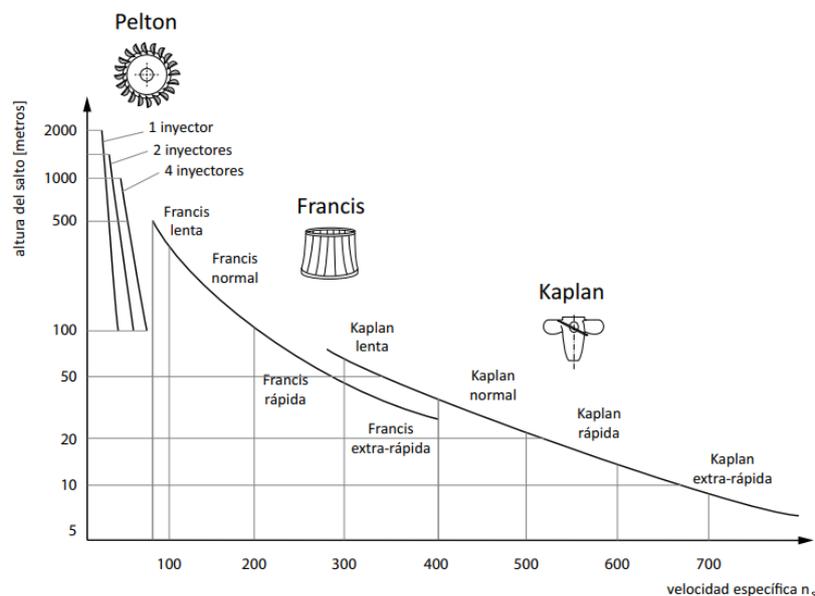


Figura 4.12: Rango de utilización de las turbinas hidráulicas. [16]

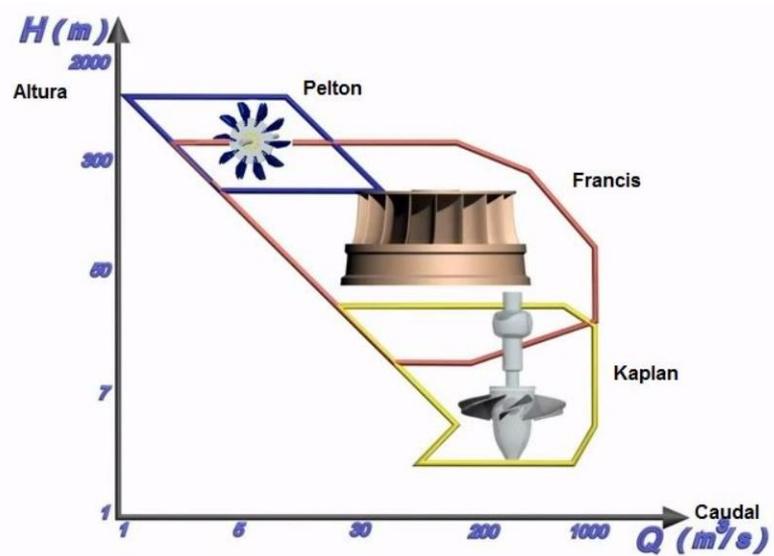


Figura 4.13: Clasificación del tipo de turbina según el caudal y la altura el salto. [9]

4.1.5 Clasificación según la colocación del eje de la turbina

La elección dependerá de las características de la central y en que posición se aprovecha mejor la energía. Podemos tener turbinas con eje horizontal, vertical o inclinadas.

4.1.6 Clasificación según el modo de operación

- **Turbina reversible:** Son aquellas que pueden funcionar como turbina generando energía mecánica o como bomba consumiendo energía eléctrica.
- **Turbina irreversible:** Son aquellas que únicamente pueden funcionar como generadoras de energía mecánica.

4.2 TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS

Todas las turbinas disponen de un canal de entrada del agua, un sistema interno de álabes y rodete en los que impacta el agua haciendo girar el eje conectado a un generador y un canal de salida del agua.

Hay tres tipos de turbinas hidráulicas que son las más conocidas, turbina Pelton, Francis y Kaplan. Cada una de ellas se diferencia dependiendo del caudal del agua y de la altura del salto.

A continuación, se hace una pequeña introducción a las turbinas Pelton y Francis y nos enfocaremos más en detalle con la turbina Kaplan que es nuestro caso a estudiar.

4.2.1 Turbina Pelton

Su nombre se debe al ingeniero norteamericano Lester Allen Pelton (1829-1908). Se considera la evolución de los antiguos molinos de agua, por ello, a sus álabes se las llama cucharas. Estas turbinas se utilizan habitualmente para producir electricidad en plantas hidroeléctricas con grandes saltos de agua entre 60 y 1400 metros, pero con poco caudal. El impacto del agua en los rodetes es el responsable del giro del eje. El chorro de agua proviene de uno o más inyectores de alta presión y es desviado en casi 180 grados dentro de las cucharas. Esto da lugar a que casi toda la energía cinética del agua se transfiere al rodete de la turbina y por lo tanto se convierte en energía mecánica. Esto a su vez es utilizado para producir energía eléctrica a través del generador.

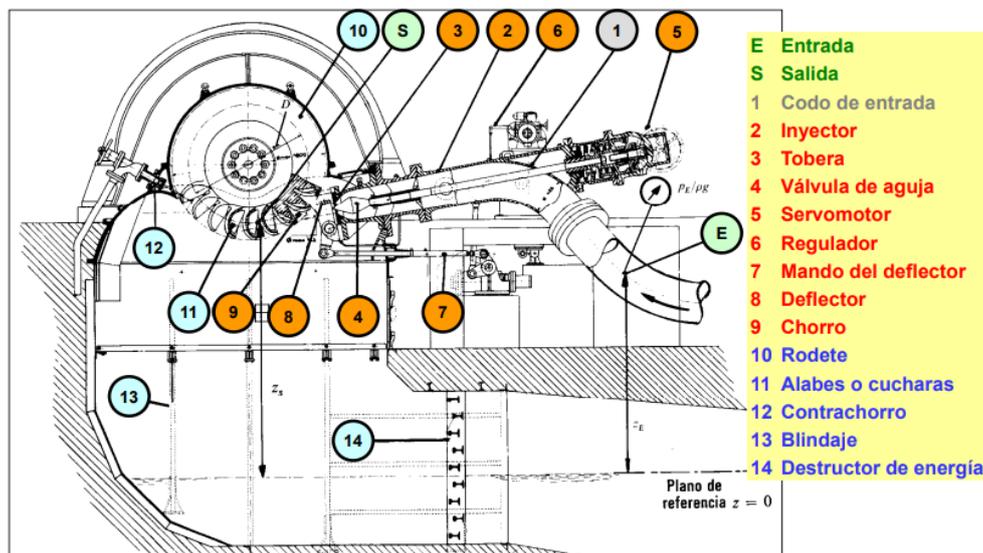


Figura 4.14: Partes de una turbina Pelton. [15]



Figura 4.15: Rodete y alabes turbina Pelton. [15]

4.2.2 Turbina Francis

Esta turbina fue patentada en 1848 por el ingeniero británico James Bicheno Francis. Es hoy en día de las más utilizadas en las centrales hidroeléctricas tanto de embalse como de pasada. Son turbinas de flujo mixto (radial – axial), de admisión total pues cuentan con una cámara espiral que distribuye el fluido por toda la periferia del rodete y de reacción pues se produce una variación de la presión a su paso por el rodete. Esta turbina logra un rendimiento óptimo para saltos de altura de 20 a 700 metros de altura. El agua entra perpendicular al eje de la turbina e internamente dispone de un conjunto de álabes directores en forma de persiana circular, llamado distribuidor o corona directriz y cuya abertura se puede modificar según trabaje con distintos caudales y presiones de agua.

Hay muchos tipos de turbinas hidráulicas Francis, algunos de cierta complejidad que son capaces de variar el ángulo de los álabes durante su funcionamiento.

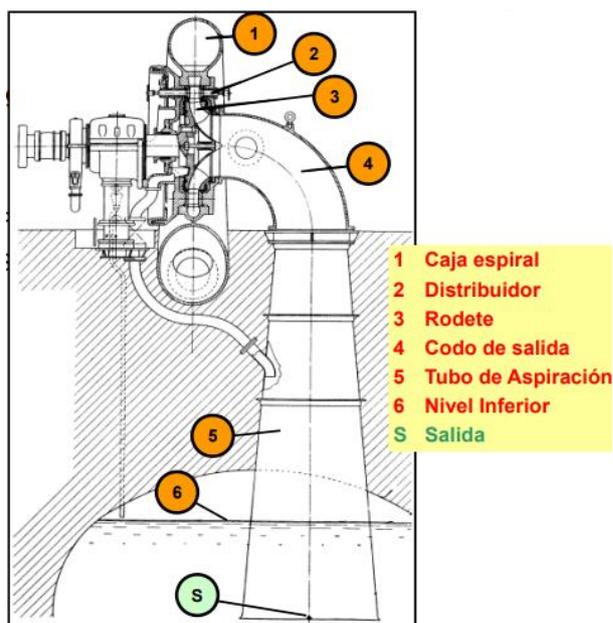


Figura 4.16: Partes turbina Francis. [15]



Figura 4.17: Rodete turbina Francis en embalse de Mequinenza, embalse del río Ebro que se encuentra en la provincia de Zaragoza. [15]

4.2.3 Turbina Kaplan

Basado en los principios de una turbina Francis, la turbina Kaplan fue desarrollada por el ingeniero austríaco Víctor Kaplan hacia el comienzo del siglo XX. La idea surgió del perfeccionamiento de las turbinas de hélice y fueron las últimas en aparecer debido a la necesidad de explotar saltos hidráulicos más pequeños y con mucho caudal.

Es un tipo de turbina hidráulica de reacción, de admisión total y de flujo axial con un rodete que funciona semejante a la hélice de un barco. El caudal del agua hace que los álabes del rodete giren hacia dentro y hacia fuera en dirección axial con respecto al eje de rotación de este. Se emplean en saltos de pequeña altura (alrededor de 50 metros) pero con caudales medios y grandes (aproximadamente de 15 m³/s en adelante). Debido a su singular diseño, permiten desarrollar elevadas velocidades específicas, obteniéndose buenos rendimientos, incluso dentro de extensos límites de variación de caudal.

A igualdad de potencia, las turbinas Kaplan son menos voluminosas que las turbinas Francis.

Los álabes del rodete en las turbinas Kaplan son siempre regulables y tienen la forma de una hélice, mientras que los álabes del distribuidor pueden ser fijos o regulables. Si ambos son regulables, se dice que la turbina es una turbina Kaplan verdadera; si solo son regulables los álabes del rodete, se dice que la turbina es una turbina Semi-Kaplan. La función de que los álabes se regulan es para reducir o aumentar el caudal, dependiendo de la potencia requerida.

Normalmente se instalan con el eje en posición vertical, pero también es posible encontrarlas con el eje horizontal o diagonal.

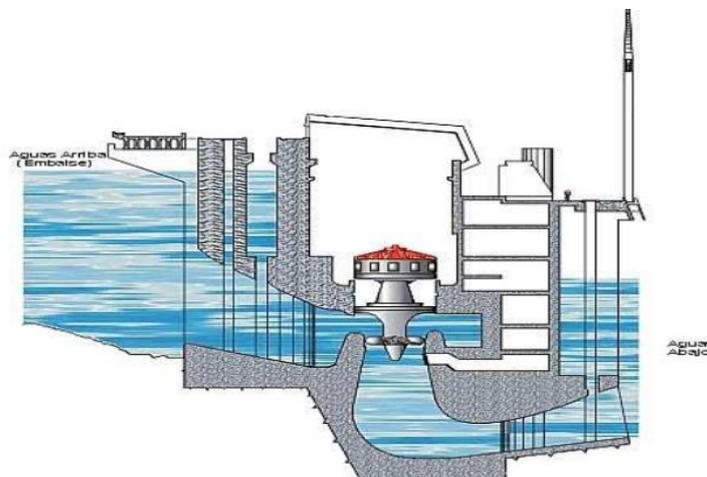


Figura 4.18: Instalación turbina Kaplan con eje vertical. [8]

Este tipo de turbina será la que se diseñará y simulará en este trabajo debido a su gran versatilidad.

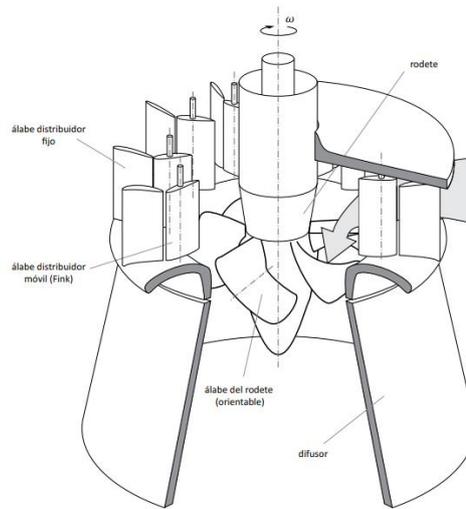


Figura 4.19: Esquema Turbina Kaplan. [8]

4.2.3.1 Componentes turbina Kaplan

- Cámara espiral:

Es el primer elemento que se encuentra el fluido. Está formado por la unión sucesiva de virolas tronco-cónicas que transforman parte de la energía de presión del fluido en energía cinética, formando un espiral con una disposición constructiva que permite alimentar al distribuidor con una velocidad del agua constante. Suele estar fabricada de chapa de acero cuando los saltos son mayores a 20 metros y si son menores se construyen de hormigón.

- Distribuidor:

Es un elemento fijo que nos permite tanto regular el caudal de agua que fluye hacia el rodete como seguir transformando parte de la energía de presión en energía cinética del fluido minimizando las pérdidas. Está formado por un anillo que permite dotar de movilidad a sus álabes y unas bielas que conectan el anillo con las palas para poder realizar dicho movimiento. Todo el conjunto del distribuidor está movido por un servomecanismo hidráulico. Esta propiedad de poder dirigir la orientación de los álabes permite conseguir el ángulo de ataque requerido para un mayor aprovechamiento de la energía hidráulica y de esta manera obtener el mayor rendimiento posible. El más utilizado es el distribuidor Fink.



Figura 4.20: Disposición de los álabes del distribuidor de una turbina Kaplan. [13]

- Rodete:

Es el órgano principal de la turbina, gira sobre su eje, pasa el agua de manera continua y lugar donde se produce el intercambio de energía entre el agua y la máquina. El rodete axial tiene forma de hélice y está formado por un cubo en el que van montados los álabes, los cuales son orientables y tienen forma de perfil aerodinámico. Los rodetes se construyen a base de aleaciones especiales como el uso de acero inoxidable. Los álabes del rodete están situados a un nivel inferior que el distribuidor, de modo que la corriente de agua que fluye por éste incide sobre dichas palas en su parte posterior, en dirección paralela al eje de la turbina.

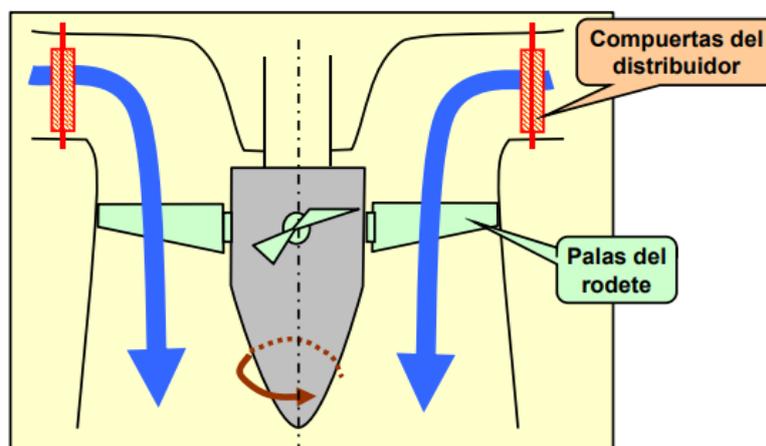


Figura 4.21: Dirección del agua al pasar por la turbina. [15]

- Tubo de aspiración:

Consiste en la conducción del flujo desde la salida del rodete hasta el canal de desagüe. Su misión es crear una depresión que permita recuperar al máximo la energía cinética del agua a la salida del rodete y así incrementar la altura geométrica del salto en una distancia igual a la existente entre el rodete y el nivel del canal de salida. Un tubo de aspiración bien diseñado permitirá instalar la turbina por encima del nivel del canal de salida sin perder prácticamente altura de salto.

5 TEORÍA DE TURBOMÁQUINAS

5.1 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

Como ya hemos visto, el intercambio de energía hidráulica y mecánica en una turbomáquina hidráulica se produce en el rodete. Este intercambio se debe a la acción – reacción entre las paredes de los álabes y el fluido.

Vamos a estudiar el paso de una partícula de fluido a través del rodete y obtendremos los triángulos de velocidades de dicha partícula a la entrada y a la salida de este. La nomenclatura utilizada es internacional y es la siguiente:

\vec{c} = Velocidad absoluta del fluido, es la propia del fluido desde un sistema de referencia externo a la máquina.

\vec{w} = Velocidad relativa del fluido respecto el rodete, es la velocidad que posee el fluido con un sistema de referencia ubicado en el alabe.

\vec{u} = Velocidad tangencial o periférica del rodete, es la velocidad propia del rodete observada desde un sistema de referencia externo a la máquina.

α = Ángulo que forma \vec{c} y \vec{u} .

β = Ángulo que forma \vec{w} y $(-\vec{u})$.

Además, surgen otras dos velocidades que son proyecciones de las mismas:

\vec{c}_u = Componente tangencial de la velocidad absoluta, esta velocidad es la proyección de la velocidad absoluta sobre la velocidad tangencial.

\vec{c}_m = Componente meridional de la velocidad absoluta, es la proyección de la velocidad absoluta sobre la perpendicular de la velocidad tangencial.

A todas las velocidades mencionadas se les incorporan unos subíndices para designar tanto la posición de entrada a rodete (1), como la posición de salida (2).

Tanto en la entrada como en la salida se cumple:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (5.1)$$

Nos vamos a centrar en el estudio del triángulo de velocidades en una turbina de reacción y posteriormente más en profundidad en una turbina de reacción axial.

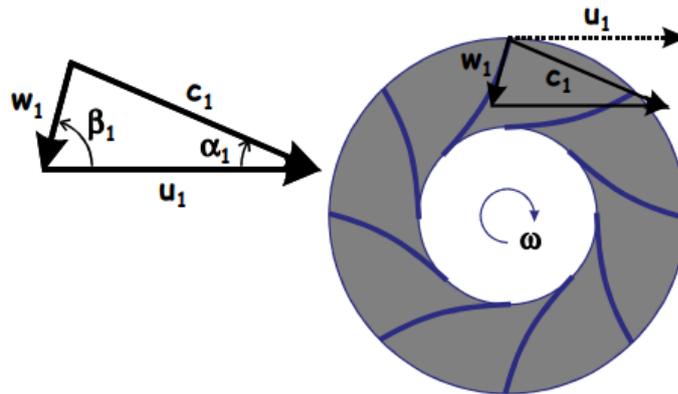


Figura 5.1: Triángulo de velocidad a la entrada del rodete de una turbina de reacción. [19]

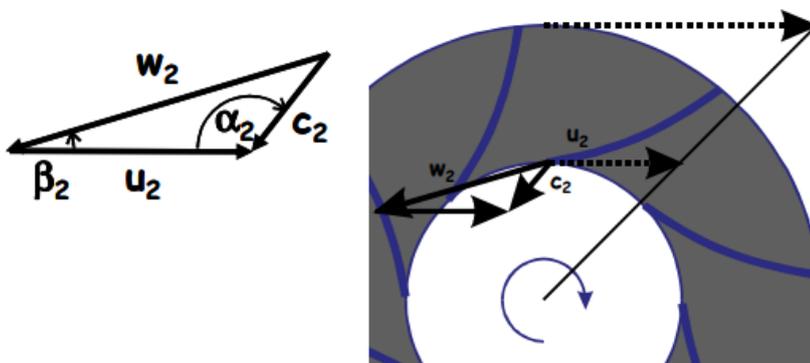


Figura 5.2: Triángulo de velocidad a la salida del rodete de una turbina de reacción. [19]

Concretando este estudio para una turbina axial tipo Kaplan tenemos:

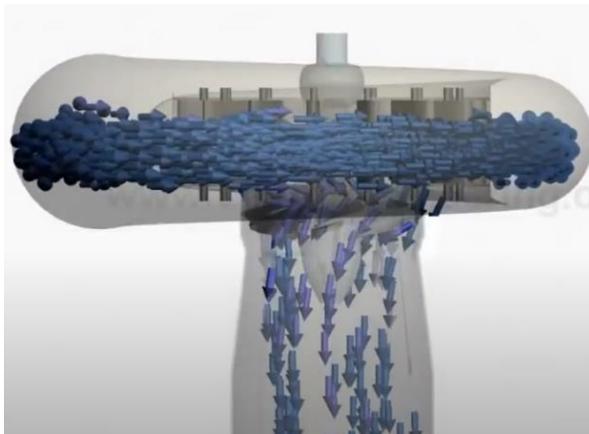


Figura 5.3: Agua pasando por los álabes tanto del distribuidor como del rodete y saliendo por el tubo difusor en una turbina tipo Kaplan. [19]

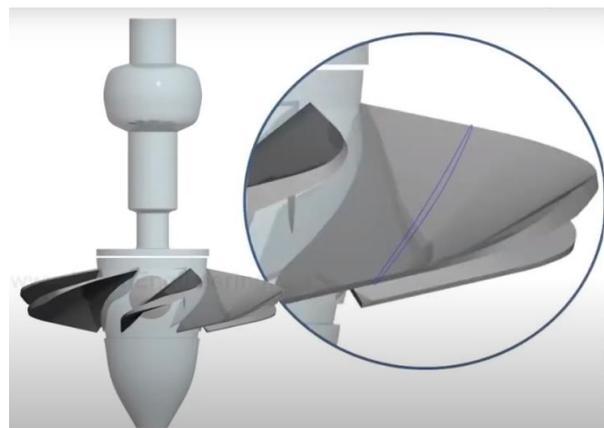


Figura 5.4: Sección transversal ábete del rodete en una turbina tipo Kaplan. [19]

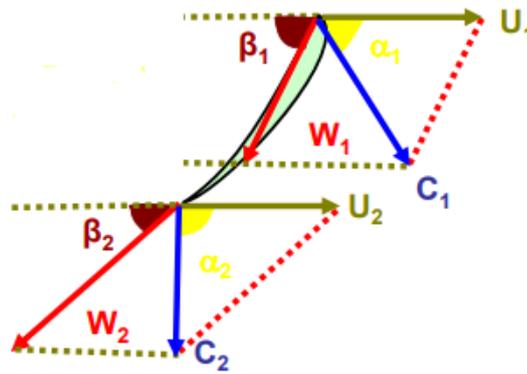


Figura 5.5: Triángulos de velocidades en una turbina axial. [15]

5.2 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS

El intercambio de energía (mecánica-hidráulica) por unidad de masa en el rodete es determinado por la denominada ecuación de Euler, la cual constituye el principio básico de funcionamiento de las máquinas cinéticas, rotodinámicas o turbomáquinas hidráulicas. Existen dos formas de la ecuación de Euler:

5.2.1 Primera forma de la ecuación de Euler

Para su desarrollo partiremos de una serie de hipótesis:

- 1) Se trabaja en régimen permanente.
- 2) El flujo es ideal, irrotacional y unidimensional.
- 3) El rodete tiene infinito número de álabes.

Partiendo del teorema del impulso o de la cantidad de movimiento para un hilo de corriente, donde, al tratarse de turbinas hidráulicas, supondremos que la densidad permanecerá constante:

$$d\vec{F} = dQ \cdot \rho \cdot (\vec{c}_1 - \vec{c}_2) \quad (5.2)$$

Tomando momentos en la entrada y salida del rodete con respecto al eje de este, obtendremos la siguiente ecuación que se corresponde con el teorema del momento cinético:

$$dM = dQ \cdot \rho \cdot (r_1 \cdot \cos(\alpha_1) \cdot c_1 - r_2 \cdot \cos(\alpha_2) \cdot c_2) \quad (5.3)$$

Donde dM es el momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que las partículas que integran el hilo de corriente ha ejercicio sobre el rodete para hacerle variar su momento cinético y dQ es el caudal del hilo de corriente.

Ahora, suponemos que todas las partículas de fluido entran y salen del rodete a una misma velocidad, es lo mismo que decir que todos los hilos de corriente sufren la misma desviación. Para que esto suceda hacemos uso de la tercera hipótesis anteriormente mencionada que nos decía que el número de álabes es infinito para que el rodete guíe al fluido perfectamente. Aplicando esta hipótesis, integrando para todos los hilos de corriente y, simplificando la ecuación, obtenemos:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad (5.4)$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad (5.5)$$

$$M = Q \cdot \rho \cdot (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \quad (5.6)$$

Donde M es el momento total ejercicio por el fluido sobre los álabes del rodete, tanto a la entrada como a la salida de este.

A continuación, calculamos la potencia que ha transmitido el fluido al rodete, multiplicando el momento obtenido por la velocidad angular. Para el caso de una turbomáquina motora (turbina) es $P_u \geq 0$.

$$P_u = M \cdot \omega = Q \cdot \rho \cdot \omega \cdot (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \quad (5.7)$$

Sabiendo que $P_u = \rho g Q H_u$, simplificamos y despejamos la altura:

$$H_u = \frac{\omega \cdot (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u})}{g} \quad (5.8)$$

Como $u = \omega \cdot r$:

Finalmente obtenemos la ecuación de Euler para turbomáquinas en su primera forma, es decir, expresada en forma de altura hidráulica. En este caso es específica para turbinas hidráulicas, en el caso de una bomba hidráulica se multiplicaría la siguiente expresión por “-1”. Representa la altura útil o energía útil aprovechada por el rodete.

$$H_u = \frac{(u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u})}{g} \quad (5.9)$$

5.2.2 Segunda forma de la Ecuación de Euler

Se basa en la primera, por lo que vale para todo tipo de turbomáquinas.

Aplicando el teorema del coseno a los triángulos de velocidades de entrada y salida obtenemos:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (5.10)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (5.11)$$

Despejando:

$$u_1 \cdot c_{1u} = \frac{1}{2} (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2) \quad (5.12)$$

$$u_2 \cdot c_{2u} = \frac{1}{2} (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2) \quad (5.13)$$

Sustituyendo en la primera forma de la ecuación obtenemos la ecuación en su segunda forma:

$$H_u = \pm \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \quad (5.14)$$

Donde el signo “+” se corresponde a las máquinas motoras y el signo “-” a las máquinas generadoras.

5.3 REGULACIÓN DE LOS ÁLABES EN TURBINAS KAPLAN

Como comentamos anteriormente, una turbina Kaplan se caracteriza por disponer de una capacidad de regulación muy amplia en condiciones de rendimiento favorables. De esta forma se puede adaptar a las condiciones de caudal y carga existentes en una central hidroeléctrica y poder alcanzar un rendimiento lo más alto posible. Este tipo de turbina posee los álabes del rodete móviles y los del distribuidor orientables, a este sistema se le denomina de doble regulación.

El cubo del rodete además de encargarse de soportar los álabes, también se encarga de disponer en su interior el mecanismo de regulación de los álabes móviles del rodete. Estos álabes giran alrededor de su eje, accionados por unas manijas, que son solidarias a unas bielas articuladas a una cruceta, que se desplaza hacia arriba o hacia abajo por el interior del eje hueco de la turbina. Este desplazamiento es accionado por un servomotor hidráulico, con la turbina en movimiento.

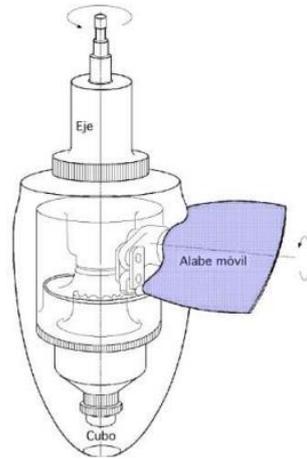


Figura 5.6: Disposición del cubo y el álabe de turbina Kaplan. [14]

Gracias al sistema de doble regulación es posible aumentar el rendimiento modificando el ángulo de incidencia del fluido sobre la superficie de los álabes. Al cambiar de orientación los álabes del rodete, también se modificarán los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida de este. Resultando:

Si los álabes se orientan más verticales, se abre el paso del caudal y por tanto aumentará, la velocidad (c_{1m}) de entrada aumentará y la velocidad de giro u_1 se debe mantener.

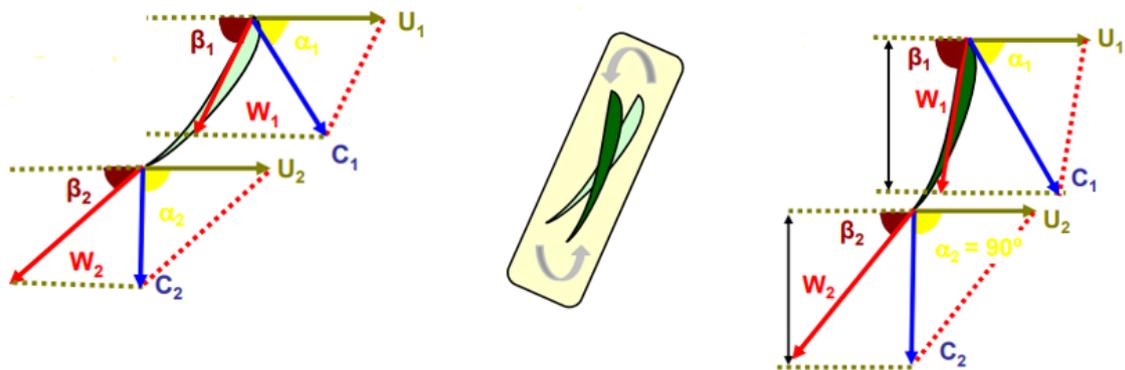


Figura 5.7: Comparativa de los triángulos de velocidades al poner los alabes más verticales. [15]

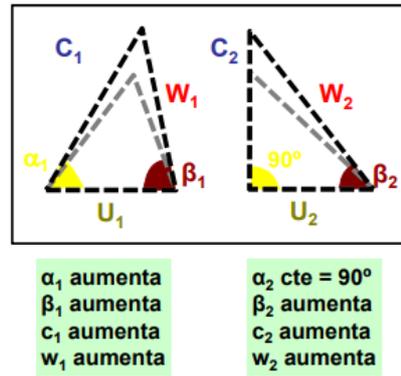


Figura 5.8: Cambio de los triángulos de velocidades al poner los alabes más verticales. [15]

De manera opuesta, si los álabes se orientan más horizontales, se cierra el paso del caudal y por tanto disminuirá, la velocidad (c_{1m}) de entrada disminuirá y la velocidad de giro u_1 se debe mantener.

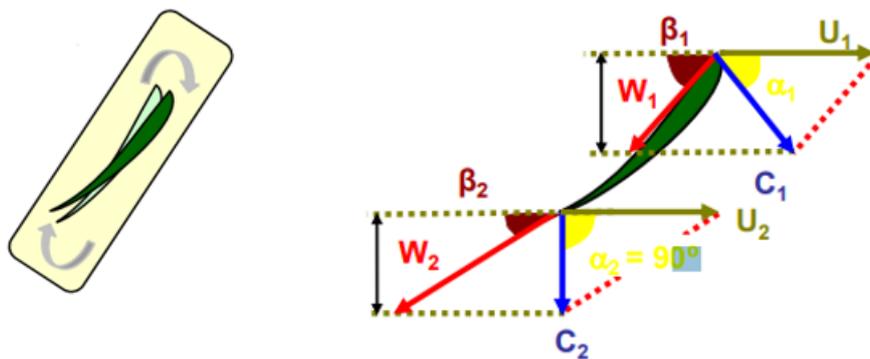


Figura 5.9: Comparativa de los triángulos de velocidades al poner los alabes más horizontales. [15]

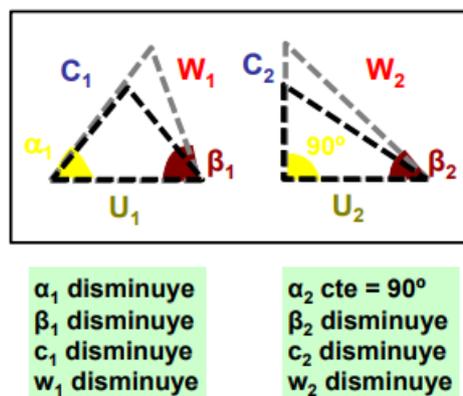


Figura 5.10: Cambio de los triángulos de velocidades al poner los alabes más horizontales. [15]

5.4 ALTURA DE PRESIÓN Y ALTURA DINÁMICA DEL RODETE

Vamos a aplicar el principio de Bernoulli a la entrada y salida del rodete. En términos de altura tenemos la siguiente ecuación:

$$z_1 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + H_{añadida} - H_{extraída} - H_{perdida} = z_2 + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} \quad (m) \quad (5.15)$$

La altura añadida la aplicaría una bomba, la extraída la absorbería una turbina y la pérdida debida a las pérdidas en el interior de la máquina.

A nosotros únicamente nos interesa la altura extraída por la turbina que si la despejamos de la anterior ecuación:

$$H_u = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad (5.16)$$

Igualando esta expresión a la ecuación 5.14 y despreciando las cotas de altura que suelen ser de pequeño valor:

$$\pm \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad (5.17)$$

Donde definimos la altura de presión del rodete H_p . En el caso de una turbina esta altura de presión es absorbida por el rodete.

$$H_p = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \quad (5.18)$$

Siendo el signo “+” el que corresponde a las máquinas motoras y el signo “-” a las máquinas generadoras.

Además, podemos definir también la altura dinámica del rodete H_d . En el caso de una turbina esta altura se corresponde con la altura dinámica que da el fluido al rodete.

$$H_d = \pm \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad (5.19)$$

Siendo el signo “+” el que corresponde a las máquinas motoras y el signo “-” a las máquinas generadoras.

Por lo tanto:

$$H_u = H_p + H_d \quad (5.20)$$

5.5 TEORÍA DE LA PERSIANA DE ÁLABES

En primer lugar, la ecuación de Euler define el rodete de forma general imposibilitando el estudio de las componentes de las fuerzas resultantes que actúan sobre los álabes. De este inconveniente surge la teoría de la persiana de álabes o también conocida como teoría aerodinámica de las turbomáquinas axiales que tratan de definir los álabes.

Tomaremos una sección del rodete desarrollada sobre un plano (x, y) en la que se representan las componentes de las velocidades relativas del fluido y las secciones de los álabes formando lo que se conoce como persiana de álabes, de esta manera se puede obtener una solución aproximada del problema considerando un movimiento plano y permanente a través de esta persiana.

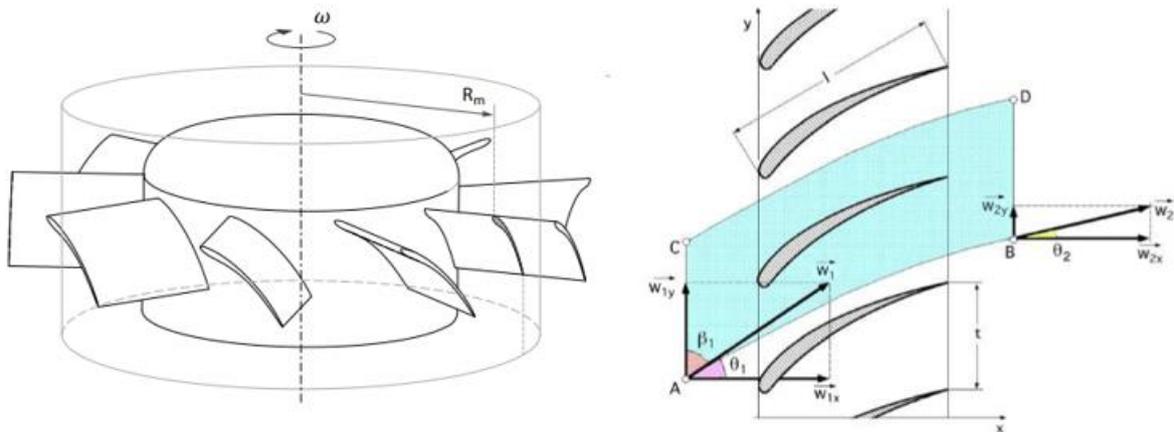


Figura 5.11: Desarrollo de la sección del rodete. [8]

Fijándonos en la figura 5.11 observamos que los segmentos (AB) y (CD) se corresponden con las líneas de corriente separadas un valor igual al paso, t .

En cuanto a los caudales que atraviesan esta sección cilíndrica desarrollada sobre el plano podemos afirmar que a través de los planos (AB) y (CD) son nulos, en cambio a través de (AC) y (BD) son iguales debido a la ecuación de continuidad. De modo que las componentes en la dirección "x" de la velocidad relativa a la entrada y a la salida son iguales:

$$w_{1x} = w_{2x} \quad ; \quad w_{1m} = w_{2m} \quad (5.21)$$

Se define la circulación Γ como la suma algebraica de las intensidades de todos los torbellinos que existan en la región interior a la curva cerrada (ABCD)

$$\Gamma = t \cdot (w_{2y} - w_{1y}) \quad (5.22)$$

Esta circulación permite definir todas las componentes de las fuerzas resultantes que actúan sobre los álabes y el número finito de estos que componen la turbina.

5.6 GRADO DE REACCIÓN σ

El grado de reacción de una turbomáquina (σ) se refiere al modo de cómo trabaja el rodete. Este valor indica que porcentaje de energía transmitida del fluido al rodete lo hace en forma de presión frente a la energía total. Es la diferencia de presiones que ocurren en el rodete entre la diferencia de presiones que ocurren en la entrada y salida de la turbomáquina.

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u} \quad (5.23)$$

5.7 ALTURA NETA

La altura neta representa la altura puesta a disposición de una turbina. La diferencia entre la energía específica que tiene el fluido a la entrada y a la salida de la turbina es la energía suministrada a la turbina, la cual en términos de altura representa la altura neta H .

La altura neta se corresponde con la altura teórica que hubiera aprovechado la turbina si no hubiera habido pérdidas hidráulicas.

$$H = H_u + H_{r-int} \quad (5.24)$$

Partiendo de la ecuación de Bernoulli entre las secciones de entrada (E) y salida (S) de cualquier turbina:

$$z_E + \frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho g} - H_u - H_{r-int} = z_S + \frac{c_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\rho g} \quad (m) \quad (5.25)$$

Ordenando obtenemos la primera expresión de la altura neta:

$$H_u + H_{r-int} = H = \left(\frac{p_E - p_S}{\rho g} + z_E - z_S + \frac{c_E^2 - c_S^2}{2g} \right) \quad (5.26)$$

Deducimos que la altura neta es la diferencia de alturas totales entre la entrada y la salida de la turbina.

Para obtener la segunda expresión de la altura neta partimos de la primera definición que hemos comentado anteriormente de altura neta: “representa la altura puesta a disposición de una turbina”.

Se deduce de manera análoga al caso anterior, pero aplicaremos el principio de Bernoulli entre la sección A correspondiente a la cota máxima del salto explotado o cota del nivel superior del embalse y la sección Z correspondiente al nivel inferior aguas abajo en el canal de salida.

Finalmente, después de desarrollar la ecuación y simplificarla:

$$H = H_b - H_{r-ext} = H_b - H_{r A-E} - H_{r S-Z} \quad (5.27)$$

Se corresponde con la altura bruta descontando las pérdidas exteriores de antes de la turbina como las de después. Esta altura bruta es la diferencia de cotas geométricas entre el embalse superior o salto y el canal de descarga.

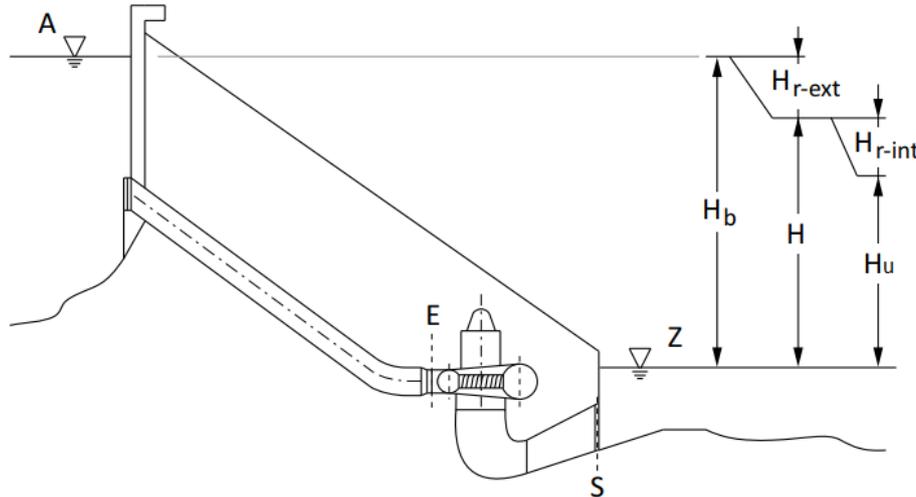


Figura 5.12: Determinación de la altura neta para turbina hidroeléctrica. [8]

5.8 POTENCIAS EN UNA TURBINA

- Potencia neta (potencia absorbida, hidráulica, teórica):

Es la potencia puesta a disposición de la turbina. Es la potencia que posee el fluido antes de ser utilizada por la turbina.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (5.28)$$

- Potencia interna:

Es la potencia absorbida por el rodete de la turbina.

$$P_i = \rho \cdot g \cdot (Q - Q_{ext} - Q_i) \cdot H_u \quad (5.29)$$

También se puede definir como la potencia suministrada por la turbina sin tener en cuenta la potencia para vencer los rozamientos mecánicos. Pero con la condición de que no se tiene en cuenta las pérdidas de tipo mecánico interno.

$$P_i = P_a + \text{Pérdidas de potencia mecánica} \quad (5.30)$$

$$P_i = P - \text{Pérdidas de potencia hidráulica y volumétrica} \quad (5.31)$$

- Potencia útil (potencia en el eje, restituida, al freno):

Es la potencia mecánica que entrega la turbina en el eje del generador.

$$P_a = M \cdot w \quad (5.32)$$

Donde M es el momento o par transmitido y w es la velocidad angular de giro.

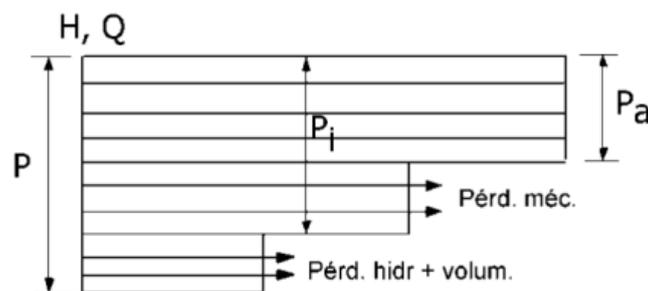


Figura 5.13: Diagrama de potencias de una turbina. [13]

5.9 PÉRDIDAS Y RENDIMIENTOS EN UNA TURBINA

Se conocen tres tipos de pérdidas en una turbina: pérdidas hidráulicas, pérdidas volumétricas y pérdidas mecánicas.

- Pérdidas hidráulicas:

Tienen lugar desde la entrada de la turbina (E) hasta la entrada del distribuidor, en el propio distribuidor o inyector, entre el distribuidor y el rodete, en el rodete y finalmente en el tubo de aspiración si lo hubiera.

Se deben principalmente a:

- Pérdidas por rozamientos: son proporcionales al cuadrado del caudal.
 - Rozamiento de superficie: provocadas por el contacto del flujo con la rugosidad que presentan las superficies.
 - Rozamiento de forma: debida a los cambios de dirección y magnitud de la velocidad del fluido en los conductos.
- Pérdidas por choques: se producen cuando el fluido colisiona con los álabes y esto provoca la creación de turbulencias, que causan que parte de la energía se pierda y no pueda ser utilizada. Solo aparecen si la turbina opera fuera de su punto de trabajo nominal. En las turbinas Kaplan este fenómeno se puede minimizar gracias a la regulación de sus álabes.

El rendimiento hidráulico o manométrico tiene en cuenta estas pérdidas. De manera que relaciona la altura aprovechada por el rodete y la que se pone a disposición de la turbina.

$$\eta_{man} = \eta_h = \frac{H_u}{H} = \frac{(u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u})}{gH} \quad (5.33)$$

- Pérdidas volumétricas:

Se deben a la pérdida de caudal suministrado a la turbina (Q) que no cede su energía al rodete. Estas pérdidas están asociadas a las holguras que permiten fugas hacia el exterior creando un caudal de fugas externas Q_{ext} , y a las holguras entre el rodete y la carcasa creando un caudal de fugas internas Q_i .

De esta forma el caudal útil o turbinado que cede su energía al rodete es:

$$Q_t = Q - Q_{ext} - Q_i \quad (5.34)$$

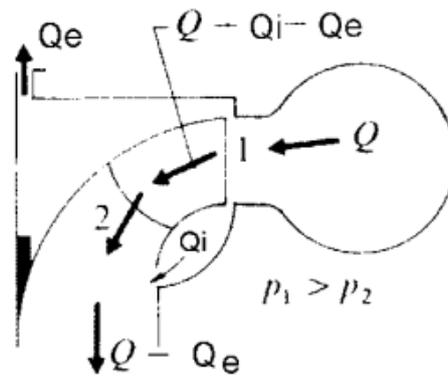


Figura 5.14: Caudales que circulan a través del rodete de una turbina de reacción. [13]

El rendimiento volumétrico asociado a estas pérdidas:

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q} = \frac{Q - Q_{ext} - Q_i}{Q} \quad (5.35)$$

- Pérdidas mecánicas:

Pertencen a las pérdidas externas que están presentes en todo tipo de máquinas y su efecto es el consumo de par mecánico debido a la velocidad de giro de la máquina. Se deben a la fricción entre elementos mecánicos como puede ser el rozamiento del eje con los cojinetes, por lo que no son provocadas por el fluido.

Estas pérdidas se contemplan en el rendimiento mecánico como la relación entre la energía entregada en el eje de la turbina y la útil absorbida por el rodete.

$$\eta_m = \frac{H_{EJE}}{H_u} = \frac{P_a}{P_i} \quad (5.36)$$

Además, podemos definir el rendimiento interno como:

$$\eta_i = \frac{P_i}{P} = \eta_h \cdot \eta_v \quad (5.37)$$

El rendimiento total será:

$$\eta_T = \frac{P_a}{P} = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_v \quad (5.38)$$

5.10 CAVITACIÓN EN TURBINAS

Dentro del campo de la mecánica de fluidos y en concreto en el funcionamiento de las máquinas hidráulicas, la cavitación es una situación indeseada y sobre la que se debe actuar para evitarla. Algunas de las consecuencias que puede tener son: producción de vibraciones, inestabilidad de la máquina, erosión de los materiales y ruido.

Se conoce por cavitación a la formación de burbujas de vapor en un líquido y su posterior implosión. Esto ocurre a causa de que la presión local del líquido es menor o igual a la presión de vapor por un aumento de su velocidad. Esta presión de vapor es la presión en la que las fases líquida y vapor se encuentran en equilibrio a una temperatura dada. Es decir, la cavitación es un fenómeno que ocurre dentro de un fluido que circula por una instalación cuando pasa de líquido a estado gaseoso y posteriormente vuelve a pasar a líquido.

Para nuestro caso de estudio nos interesa profundizar más en el efecto de la cavitación en turbinas hidráulicas. Como hemos visto este fenómeno ocurre en zonas de baja presión por ello en una turbina hidráulica se produce a la salida del rodete. Esto se debe a que la presión de salida es menor que la de entrada, localizándose el punto de menor presión en el radio interno del rodete.

Se conoce como altura de aspiración (H_s) a la distancia vertical entre la salida del rodete y la superficie libre del líquido, aguas debajo de la máquina.

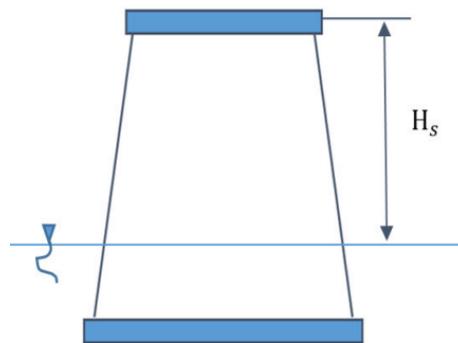


Figura 5.15: Altura de aspiración en turbina hidráulica. [14]

Para definir la altura de aspiración máxima, es decir, la posición límite del rodete respecto al nivel de aguas abajo para evitar el fenómeno de cavitación se utiliza el coeficiente de Thoma o cavitación (σ) según la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{\frac{p_{atm} - p_s}{\rho g} - H_{smax}}{H} \quad (5.39)$$

Donde p_{atm} es la presión atmosférica, p_s es la presión de saturación del vapor, H es la altura neta de diseño y H_{smax} es la altura de aspiración máxima.

El coeficiente de Thoma es función del número específico de revoluciones ($\sigma = f(n_s)$), por tanto, cada tipo de turbina tendrá unos efectos de cavitación más o menos destacados. Además, permite diferenciar la presencia de cavitación y la ausencia de la misma.

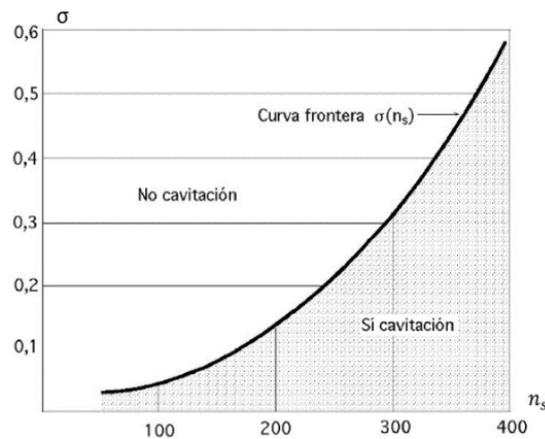


Figura 5.16: Curva de frontera de cavitación. [14]

6 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

En primer lugar, existen tres metodologías para determinar el comportamiento de los flujos tridimensionales que nos permiten obtener sus parámetros: velocidades, presiones, temperatura, transferencia de calor...

- Dinámica de fluidos teórica que describe el comportamiento de los fluidos mediante el uso de ecuaciones que han sido obtenidas a partir de la aplicación de los principios de conservación de la mecánica y termodinámica a un volumen finito.
- Dinámica de fluidos experimental cuyo objetivo es la modelación de fenómenos hidráulicos en laboratorio en modelos a escala.
- Dinámica de fluidos computacional o también nombrado con sus siglas en inglés CFD (Computational Fluid Dynamics).

La dinámica de fluidos computacional será nuestra base para este proyecto. A continuación, haremos una introducción a este concepto y a los principios en las que se basa.

En el presente proyecto vamos a estudiar el flujo que circula por nuestra turbina Kaplan haciendo uso de ANSYS CFX, un software cuya base de funcionamiento es la dinámica de fluidos computacional. Mediante este software se podrá realizar la geometría de la turbina, su mallado y finalmente su ejecución.

6.1 ¿QUÉ ES EL CFD? ¿CÓMO FUNCIONA?

CFD es una herramienta empleada para realizar el análisis en ordenador de sistemas que involucran el movimiento de fluidos en base a una solución aproximada de las ecuaciones que rigen el comportamiento de los fluidos.

Proceso en el que las ecuaciones de Navier-Stokes son discretizadas y resueltas en pequeños volúmenes de control que constituyen las celdas del dominio computacional.

Debemos tener en cuenta que la naturaleza del movimiento de un fluido es compleja debido a que en este fenómeno se llevan a cabo procesos de transferencia de masa, cantidad de movimiento y de calor. Estos procesos pueden representarse a partir de los siguientes principios: conservación de masa, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía.

En el ámbito de la mecánica de fluidos tiene gran aplicación en el estudio de las turbomáquinas (nuestro caso de estudio).

El ordenador no puede manejar ecuaciones en derivadas parciales con variables continuas en el espacio y el tiempo. Por ello, una vez definido el problema matemático que se quiere resolver, el CFD se basa en la discretización temporal y espacial, transformando las ecuaciones diferenciales en algebraicas.

En primer lugar, se realiza una discretización del flujo continuo, es decir, las variables de campo se aproximan a un número finito de valores en puntos denominados nodos.

También se discretizan las ecuaciones de movimiento, es decir, aproximadas en función de los valores de los nodos. Las derivadas se convierten en aproximaciones algebraicas.

Y finalmente, el sistema de ecuaciones algebraicas se resuelven obteniendo el valor de las variables en todos los nodos.

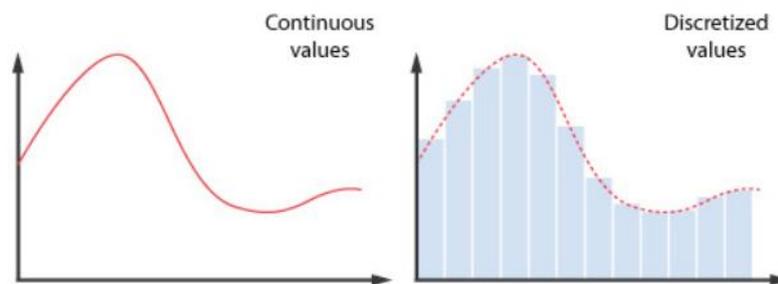


Figura 6.1: La gráfica de la izquierda representa una función continua y la de la derecha su discretización. [24]

6.2 ETAPAS EN UN ANÁLISIS DE CFD

Un análisis completo de CFD consta de las siguientes etapas:

- Pre-proceso: es la etapa de preparación de los datos de entrada en el código del software empleado. En esta etapa se reúnen aspectos como: la definición de una geometría, la generación de una malla de volúmenes finitos, desarrollar un modelo del problema a resolver y plantear las ecuaciones que lo gobiernan y establecer las condiciones iniciales y de contorno.
- Solver o proceso: es la etapa principal del CFD, está asociada con la solución numérica de las ecuaciones que gobiernan el problema mediante el uso de la discretización y el análisis numérico.

- Post-proceso: en esta etapa final se estudian los resultados de las ecuaciones que se corresponden con los valores de las variables de campo en cada nodo. Se permiten ver los resultados en forma gráfica para obtener una visión rápida de estos.

6.3 PRINCIPALES MÉTODOS DE DISCRETIZACIÓN

Los principales métodos de discretización están asociados a las diferentes formulaciones del problema: forma diferencial, o integral. Todos estos métodos requieren de una previa discretización geométrica para la posterior discretización de las ecuaciones que gobiernan el fluido. La malla divide el dominio en un número finito de subdominios (volúmenes de control, nodos...). Existen dos tipos de mallas:

- Mallas estructuradas: son aquellas formadas por nodos identificados por los índices (i, j, k) en 3D o (i, j) en 2D en coordenadas cartesianas. Las celdas son cuadriláteros en 2D y hexaedros en 3D. Su mayor desventaja es que sólo pueden ser utilizadas en dominios con geometrías simples y muchas veces acumulan puntos en regiones que no son de interés. Suelen ser las mallas más utilizadas en los métodos de elementos finitos.

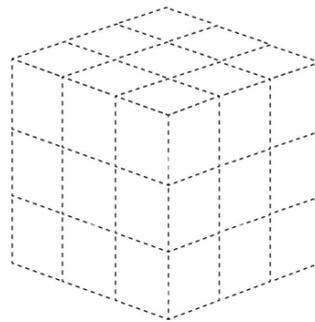


Figura 6.2: Malla estructurada en 3D. [20]

- Mallas no estructuradas: las celdas y los nodos de la malla no tienen un orden particular. Estas permiten una gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas, pero a su vez esta ventaja se contrasta con la estructura irregular de los datos que produce y la necesidad de usar algoritmos más complicados y caros. Las mallas se construyen utilizando triángulos o cuadriláteros en 2D y tetraedros o hexaedros en 3D.

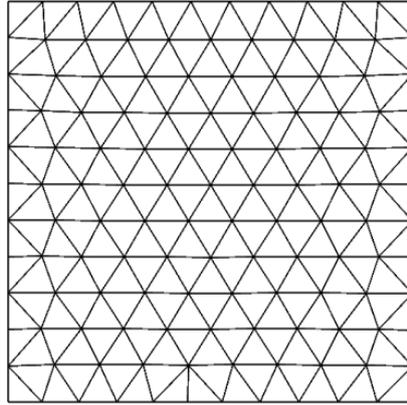


Figura 6.3: Malla no estructurada en 2D. [20]

6.3.1 Método de diferencias finitas

Fue el primer método para obtener la solución numérica de unas ecuaciones con formulación diferencial. Este método usa el desarrollo en series de Taylor para la discretización de las derivadas de las variables del flujo. Requiere de una malla estructurada y es complicada su aplicación en geometrías irregulares.

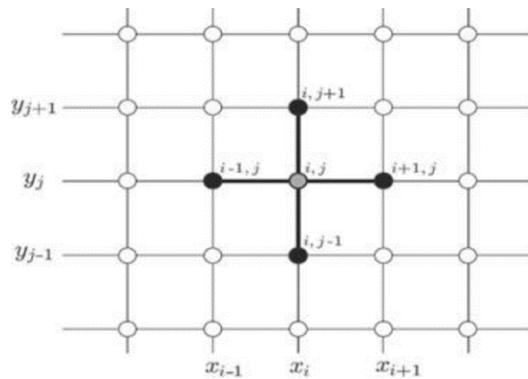


Figura 6.4: Visualización del método de las diferencias finitas. [20]

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \approx \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\Delta_x} + \frac{v_{i,j+1} - v_{i,j-1}}{2\Delta_y} = 0 \quad (6.1)$$

6.3.2 Método de los elementos finitos

En primer lugar, el dominio se divide en elementos generando una malla no estructurada. En este método, la solución se expresa como la suma ponderada de las denominadas funciones de forma, que se corresponden con la representación de la variación de la solución en el interior de los elementos. Son apropiados para la formulación de problemas con geometrías complejas (uso de mallas no estructuradas).

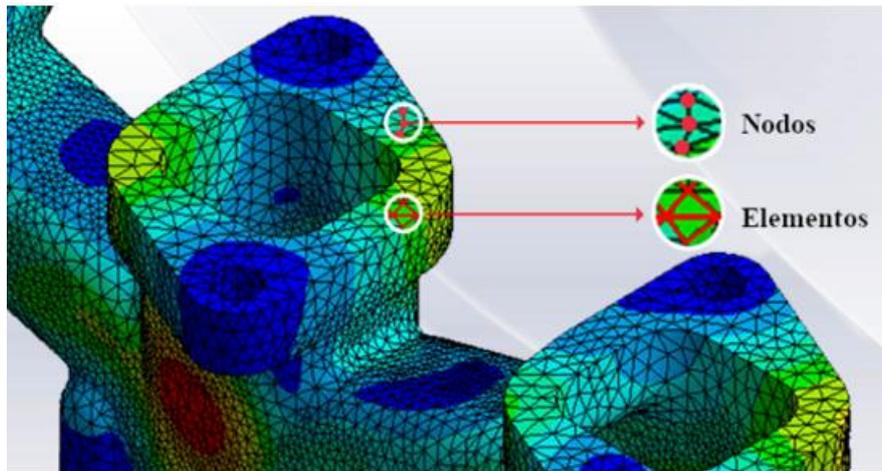


Figura 6.5: Elementos finitos. [23]

6.3.3 Método de los volúmenes finitos

Emplea las ecuaciones de conservación en su forma integral. El dominio de estudio se divide en un número de volúmenes de control contiguos en los cuales se aplican las ecuaciones integrales que son aproximadas mediante cuadraturas. En este caso los nodos residen en el centroide del volumen y se interpolan para obtener sus valores en las caras de dichos volúmenes. Se puede emplear tanto en mallas estructuradas como no estructuradas. Es el método empleado por la mayoría de software CFD, como es el caso de ANSYS CFX. Este programa será el que utilizemos en este trabajo, por lo tanto, este será el método que usaremos.

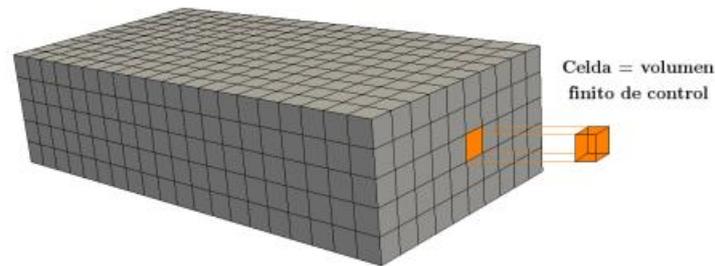


Figura 6.6: Representación de un dominio discretizado con el método de volúmenes finitos. [23]

Detallando un poco más en profundidad en los pasos a seguir en el método de los volúmenes finitos:

- 1) Se define la geometría por la cual circula el fluido.
- 2) Se divide el dominio en volúmenes de control formando una malla.
- 3) Se formulan las ecuaciones integrales de conservación para cada volumen de control.
- 4) Se discretizan estas ecuaciones que consiste en aproximar los valores en los nodos, con el fin de obtener las ecuaciones algebraicas.
- 5) Resolver el sistema algebraico obtenido.

6.4 ECUACIONES DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La dinámica de fluidos se rige por las ecuaciones de conservación de masa, de cantidad de movimiento y de energía en el caso de trabajar con fluidos homogéneos. Si además se trabaja con fluidos no homogéneos habría que emplear alguna ecuación más. Estas ecuaciones pueden expresarse de dos formas: ecuaciones diferenciales o integrales.

El fluido puede considerarse como un medio continuo para el análisis del flujo de fluidos de forma macroscópica. Por lo que, la estructura molecular y su movimiento puede ignorarse. Siendo la velocidad, la presión, la temperatura, la densidad...las propiedades que definen el fluido.

Con el fin de explicar estas ecuaciones de conservación consideraremos un volumen de control finito a través del cual pasa el fluido.

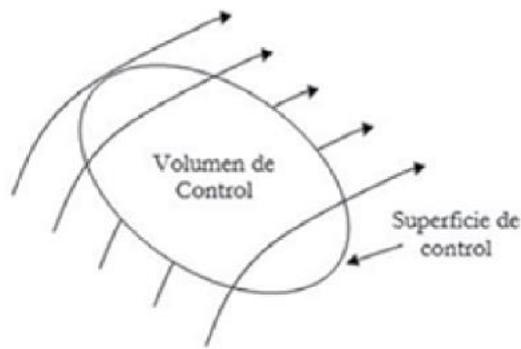


Figura 6.7: Flujo a través de un volumen de control. [24]

6.4.1 Ecuación de conservación de masa

Esta ecuación se deriva de aplicar la ley de conservación de masa. Expresa que para un volumen de control arbitrario el flujo neto másico de salida debe ser igual al incremento temporal de la masa interior. Representación de la ecuación en forma tensorial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad \text{para } i = x, y, z \quad (6.2)$$

El primer término empezando por la izquierda representa la variación de la densidad en el tiempo y el otro término representa el flujo neto de masa que sale del volumen de control.

Si consideramos un flujo a densidad constante o incompresible como nuestro caso, la ecuación de conservación de masa se reduce a:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6.3)$$

6.4.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

Esta ecuación se corresponde con la representación matemática de la segunda ley de Newton, cual nos dice que un pequeño volumen de control que se mueve con el fluido es acelerado por las fuerzas que actúan sobre él. Dicho de otra forma, la variación de la cantidad de movimiento en el interior del volumen más el flujo neto de salida del volumen debe ser igual a la suma de fuerzas que actúan sobre él. Dichas fuerzas pueden ser de dos tipos:

- Fuerzas másicas o de cuerpo: actúan sobre la masa volumétrica del volumen de control (gravedad, coriolis y centrífuga).

- Fuerzas superficiales o de contacto: actúan sobre la superficie del volumen de control (presión sobre la superficie del volumen de control y esfuerzos causados por tensiones viscosas normales y tangenciales, ambos causados por el fluido exterior).

Representación de la ecuación en forma tensorial:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} + F_f \quad \text{para cada } i = x, y, z \text{ y } j = x, y, z \quad (6.4)$$

Significado de cada uno de los términos:

$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}$ es la velocidad de cambio de movimiento.

$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j}$ es el incremento del movimiento por convección.

$\frac{\partial P}{\partial x_i}$ son las fuerzas de presión sobre el volumen de control.

$\frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j}$ es la ganancia de movimiento por transporte viscoso.

F_f es la fuerza de gravedad, centrífuga, etc.

6.4.3 Ecuación de conservación de la cantidad de energía

En el presente trabajo despreciaremos los efectos de la temperatura y de la transferencia de calor, debido a que son irrelevantes para el caso de una turbomáquina hidráulica.

Esta ecuación parte de la primera ley de la termodinámica la cual establece que el cambio en la energía total de un sistema cerrado, ΔE , viene dado por la suma del trabajo realizado sobre o por el sistema y la transferencia neta de calor hacia o desde el sistema. Simbólicamente, $\Delta E = W + \Delta Q$.

La ecuación de conservación de energía térmica en términos de temperatura es la siguiente:

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p T u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \phi + s_E \quad (6.5)$$

6.5 ADIMENSIONALIZACIÓN

El objetivo de la adimensionalización es formular las ecuaciones en función de unos parámetros adimensionales (variables sin dimensiones) que faciliten el estudio del problema, para lo cual es importante escoger unos números adimensionales que tengan sentido físico.

El Teorema π de Buckingham es el teorema central del análisis dimensional. Establece que en un problema físico en el que se tengan “n” variables que incluyan “m” dimensiones distintas; las variables se pueden agrupar en “n-m” grupos adimensionales independientes.

Los principales números adimensionales que surgen al adimensionalizar las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de un sistema son:

parámetro	definición	relación cualitativa de efectos	importancia
número de REYNOLDS	$Re = \frac{vL\rho}{\mu}$	$\frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza tensiones viscosas}}$	siempre
número de MACH	$Ma = \frac{v}{\sqrt{K/\rho}} = \frac{v}{a}$	$\frac{\text{inercia}}{\text{compresibilidad}}$	flujo compresible
número de FROUDE	$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	$\frac{\text{inercia}}{\text{gravedad}}$	flujo con superficie libre
número de WEBER	$We = \frac{\rho v^2 L}{\sigma}$	$\frac{\text{inercia}}{\text{tensión superficial}}$	flujo con interfase L-L, L-G
número de EULER	$Eu = \frac{p}{\frac{1}{2}\rho v^2}$	$\frac{\text{presión}}{\text{inercia}}$	siempre
número de STROUHAL	$St = \frac{f L}{v} = \frac{L/v}{T}$	$\frac{\text{oscilaciones}}{\text{velocidad}} \sim \frac{t^\circ \text{residencia}}{t^\circ \text{característico}}$	Flujos oscilatorio transitorio
número de PRANDTL	$Pr = \frac{\mu c_p}{\kappa}$	$\frac{\text{disipación energía}}{\text{conducción calor}} \text{ (prop. fluido)}$	transmisión de calor
número de BRINKHAM	$Br = \frac{\mu v^2}{\kappa T}$	$\frac{\text{disipación energía}}{\text{conducción calor}} \text{ (prop. flujo)}$	transmisión de calor
número de GRASHOF	$Gr = \frac{\beta \Delta T g L^3 \rho^2}{\mu^2}$	$\frac{\text{flotabilidad}}{\text{viscosidad}}$	Convección natural

Figura 6.8: Números adimensionales más comunes en Mecánica de Fluidos. [25]

6.6 ECUACIONES SIMPLIFICADAS

Tal y como se ha comentado anteriormente, el comportamiento dinámico de fluidos está gobernado por tres ecuaciones: ecuación de la conservación de masa, de cantidad de movimiento y de conservación de la energía. Este conjunto de ecuaciones se conoce como ecuaciones de Navier – Stokes las cuales en el caso más general presentan las siguientes características:

- Son dependientes del tiempo (no estacionarias).
- Tridimensionales.
- Considera la compresibilidad del fluido.
- Incluyen esfuerzos viscosos.
- Son ecuaciones en derivadas parciales elípticas y no lineales.
- Se encuentran acopladas entre sí.

Pueden simplificarse según:

6.6.1 Flujo estacionario o no estacionario

En primer lugar, cabe destacar que la gran mayoría de flujos son de carácter no estacionario, es decir, son dependientes del tiempo. Aunque se puede dar el caso de la existencia de flujos estacionarios donde las líneas de corriente no cambian a lo largo del tiempo, esto es posible debido a sus condiciones de contorno estacionarias. Pero, normalmente siempre se suele producir alguna inestabilidad que causa que el flujo pase a ser no estacionario. Este efecto depende del número de Reynolds, de él depende si el flujo pasa a ser turbulento o no.

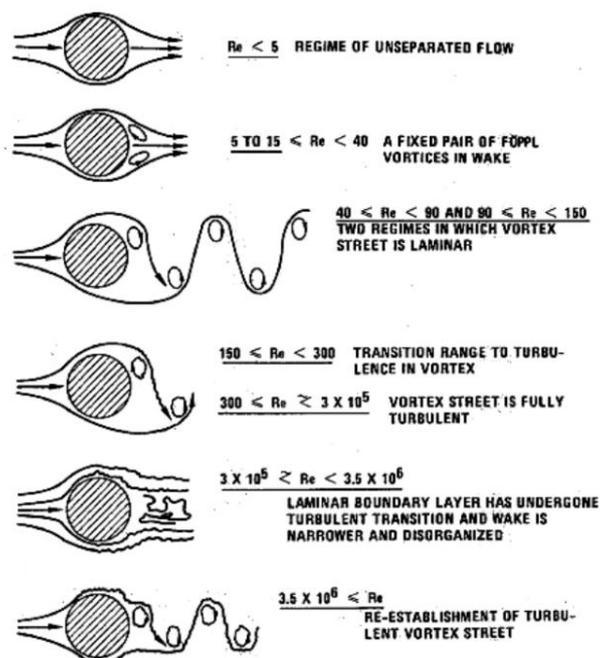


Figura 6.9: Regímenes de flujo de fluidos a través de cilindros circulares dependiendo del número de Reynolds. [25]

6.6.2 Flujo bidimensional o tridimensional

Para poder considerar un problema bidimensional, la geometría y las condiciones del contorno deben indicar que la velocidad y las variaciones de cualquiera de las variables en la dirección perpendicular al plano de movimiento son nulas. Los problemas en 2 dimensiones simplifican mucho las ecuaciones y se reduce el tiempo de resolución por parte del ordenador.

En nuestro caso el flujo será tridimensional, debido a que la geometría del rodete de la turbina Kaplan es tridimensional.

6.6.3 Flujo compresible o incompresible

El fluido incompresible considera que la densidad es constante al someterlo a cambios de presión o de temperatura y se verifica tanto en los líquidos como gases a velocidades inferiores a la velocidad del sonido.

El flujo compresible tiene en cuenta la compresibilidad, es decir, debido a variaciones de presión o temperatura se producen cambios en la densidad del fluido. Se aplica principalmente a los gases.

En el caso estudiado de este proyecto el fluido utilizado es el agua, por lo que es incompresible. Por tanto, a la hora de resolver con ANSYS CFX se optará por emplear el método basado en la presión, permitiendo simplificar el cálculo de las ecuaciones debido a que la densidad es constante. Y no será necesario resolver la ecuación de la conservación de la energía.

6.6.4 Flujo viscoso o no viscoso

A modo de introducción definimos la viscosidad como el rozamiento interno entre las capas de fluido. También se puede definir como la medida de la resistencia de los líquidos a fluir. A causa de la viscosidad, es necesario ejercer una fuerza para obligar a una capa de fluido a deslizar sobre otra.

En el caso de trabajar con un fluido no viscoso, en las ecuaciones de Navier-Stokes el término de la viscosidad se puede despreciar, pasando a denominarse ecuaciones de Euler. De esta forma se disminuyen las condiciones de contorno, ya que se pasa de ecuaciones de segundo orden a ecuaciones de primer orden.

Únicamente en un caso ideal se puede considerar que no existe viscosidad. La realidad es que todos los fluidos reales presentan viscosidad por muy pequeña que sea. Y hay que tenerla en cuenta, ya que sus efectos se pueden ver reflejados sobre el flujo que atraviesa una superficie.

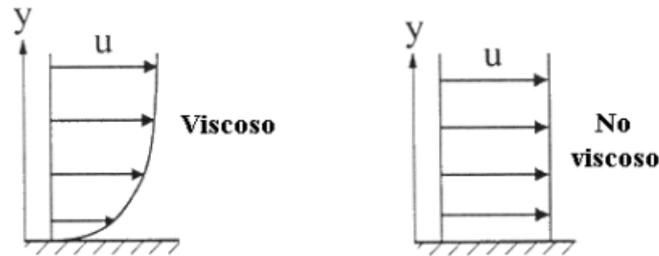


Figura 6.10: Perfil de velocidad en flujo viscoso y no viscoso. [25]

6.6.5 Flujo hidrostático o no hidrostático

Partiremos de la componente vertical de la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} - \rho g + F_{viscosas} \quad (6.6)$$

Para grandes escalas horizontales, la aceleración de la gravedad es mucho mayor a la aceleración vertical. Además, las fuerzas viscosas son despreciables.

$$\frac{\partial P}{\partial z} \approx -\rho g \quad (6.7)$$

Con esta aproximación y considerando la densidad constante debido a que nuestro fluido es incompresible, se integra para determinar la presión en cualquier punto del dominio.

$$P = P_{atm} + \rho g(h - z) \quad \text{donde, } h = h(x, y) \quad (6.8)$$

Esta simplificación resulta de un gran ahorro de tiempo para el ordenador.

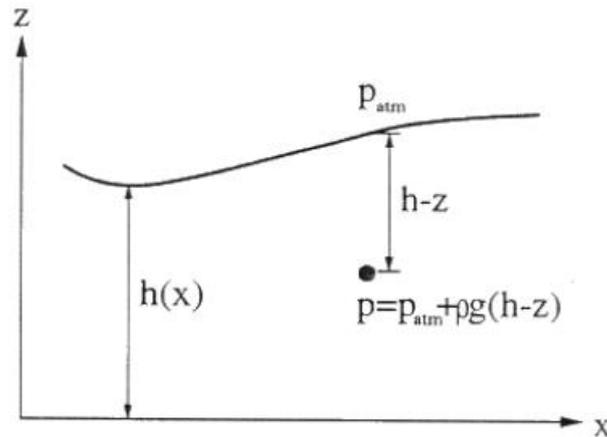


Figura 6.11: Variación de la presión con la altura del líquido. [25]

6.6.6 Ecuación de Boussinesq

Esta aproximación tiene en cuenta las variaciones de la densidad que pueden ser debidas a cambios en la temperatura, la humedad atmosférica o la salinidad en el caso del agua.

Suponemos la densidad ρ en función de un escalar (como podría ser la temperatura), la variación de la densidad quedaría de la siguiente forma:

$$\rho = \rho_0[1 - \alpha(T - T_0)] \quad (6.9)$$

Donde:

α es el coeficiente de expansión.

ρ_0 es la densidad a una temperatura de referencia.

En esta aproximación se consideran variaciones de densidad en el término de gravedad, pero ignorarlas en el término de inercia. Así:

$$\rho_0 \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P^*}{\partial z} - (\rho - \rho_0)g + F_{viscosas} \quad (6.10)$$

Siendo $P^* = P + \rho_0gz$ y sustituyendo la densidad en función de la temperatura:

$$\rho_0 \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P^*}{\partial z} + \rho_0\alpha(T - T_0)g + F_{viscosas} \quad (6.11)$$

La última sustitución es válida si las variaciones de la densidad son pequeñas del orden de

$$\frac{\Delta\rho}{\rho_0} \ll 1.$$

6.7 FENÓMENOS DE LA TURBULENCIA

La gran mayoría de los flujos que se encuentran en la naturaleza y en las aplicaciones tecnológicas son turbulentos. Hay que tener en cuenta que la turbulencia es una propiedad del flujo, no del fluido.

La turbulencia se trata de un estado de movimiento fluctuante y desordenado de las partículas de un fluido. Se inicia por inestabilidades en el flujo causadas por los gradientes de velocidades medias. Estos torbellinos, causan nuevas inestabilidades dando lugar a torbellinos más pequeños. Este proceso continúa hasta que los torbellinos son muy pequeños con lo que la viscosidad logra importancia y gracias a ello se disipa la energía turbulenta en forma de calor.

El fenómeno de la turbulencia puede ser definido como:

- Un movimiento tridimensional y caótico de torbellinos de varios tamaños superpuestos al flujo principal de un fluido.
- Un disipador de energía.
- Una solución de las ecuaciones de Navier-Stokes.

Debido a la existencia de turbulencia o no, los flujos se pueden clasificar en: flujo laminar y flujo turbulento. Para identificar el régimen de flujo se utiliza el número de Reynolds, es un número adimensional que relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas. Se puede interpretar que cuando las fuerzas viscosas son dominantes son suficientes para mantener el movimiento de las partículas ordenado, entonces el flujo es laminar. Cuando las fuerzas de inercia dominan sobre las fuerzas viscosas, el flujo es turbulento.

La herramienta principal para su análisis es el análisis CFD. Ya que la dinámica de fluidos computacional está altamente capacitada para resolver y analizar problemas que involucran flujos de fluidos turbulentos utilizando análisis numérico y algoritmos.

6.7.1 Transferencia de cantidad de movimiento

Como se ha comentado anteriormente, podemos diferenciar una zona de flujo laminar y otra de flujo turbulento.

En el flujo laminar, las partículas fluidas se mueven en línea recta. El fluido se mueve en láminas o capas paralelas sin mezclarse. La transferencia de cantidad de movimiento ocurre entre capas que se mueven a velocidades distintas, debido a los esfuerzos viscosos. En este caso nos encontramos con valores del número de Reynolds pequeños.

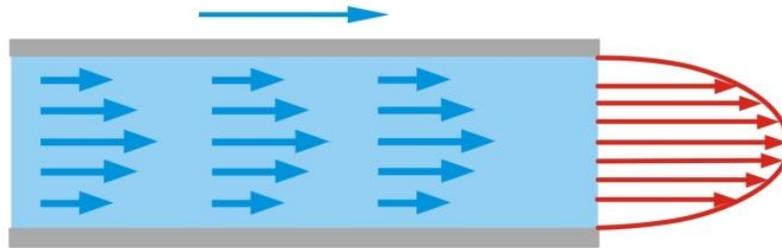


Figura 6.12: Representación del flujo laminar y su perfil de velocidades. [24]

Por otro lado, en el flujo turbulento las partículas de fluido se mueven con un movimiento irregular. Estas partículas invaden la trayectoria de partículas adyacentes, mezclándose y desplazándose de una manera aleatoria. La transferencia de cantidad de movimiento se debe a la mezcla de las diferentes capas del fluido con diferentes velocidades. Esta transferencia de cantidad de movimiento es más efectiva que con esfuerzos viscosos. Como consecuencia el perfil de velocidades de un flujo turbulento es más uniforme. Los valores del número de Reynolds son de valor elevado.

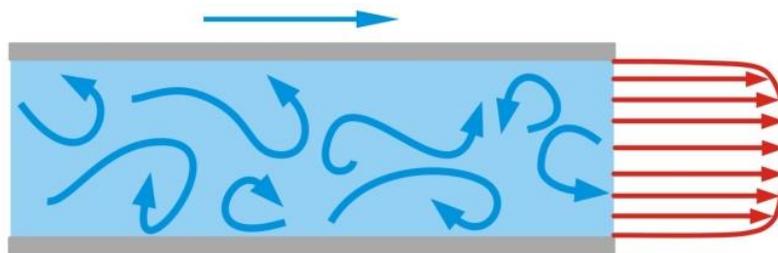


Figura 6.13: Representación del flujo turbulento y su perfil de velocidades. [24]

6.7.2 Modelos de turbulencia

La solución de las ecuaciones que rigen el comportamiento de un fluido no presenta gran dificultad en el caso de flujos laminares. En cambio, la simulación de flujos turbulentos sí es bastante complicada. Es por ello que existen una gran variedad de modelos que permiten realizar el estudio de estos flujos. A continuación, iremos analizando los más importantes.

6.7.2.1 Simulación numérica directa

En inglés, Direct Numerical Simulation (DNS), no se trata de un modelo de turbulencia en sí, sino de la resolución directa de las ecuaciones de Navier-Stokes. Este método resulta inaccesible en problemas con alto número de Reynolds debido a que requiere de un gran esfuerzo computacional. Sin embargo, su utilización práctica queda limitada a geometrías sencillas con números de Reynolds bajos.

6.7.2.2 Simulación de grandes remolinos

En inglés, Large-Eddy Simulation (LES), se basa en la observación de que las pequeñas escalas de turbulencia poseen un carácter más universal y homogéneo que las grandes. Por tanto, se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes únicamente para grandes escalas de la turbulencia y se aproxima el efecto de las escalas pequeñas. Aun así, este tipo de simulación requiere de esfuerzo computacional y tiempo de cálculo.

6.7.2.3 Navier Stokes con Reynolds promedio

En inglés, Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS), está basado en la descomposición de las variables de flujo en un valor medio y otro fluctuante. Las ecuaciones de Navier-Stokes se reformulan en función de las variables promedio y se obtiene un nuevo grupo de ecuaciones (RANS), similares al original, pero con una variable adicional desconocida que se tiene que modelar. Es decir, se requiere de un modelo adicional que permita cerrar el modelo RANS. El término cerrar significa igualar el número de ecuaciones que de incógnitas.

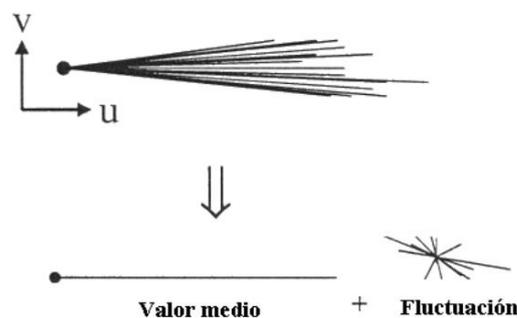


Figura 6.14: Descomposición de una variable en valor medio y fluctuación. [25]

Estos modelos de turbulencia para cerrar las ecuaciones RANS se pueden clasificar en ecuaciones de cierre de primer orden donde destaca el modelo de viscosidad turbulenta; y

en las ecuaciones de cierre de segundo orden, el modelo de transporte de los esfuerzos de Reynolds y el modelo algebraico de los esfuerzos de Reynolds.

- Modelos de primer orden.

- Modelado de viscosidad turbulenta.

En inglés, Eddy Viscosity model (EVM), este modelo empieza con la división del esfuerzo cortante en una componente viscosa y otra turbulenta.

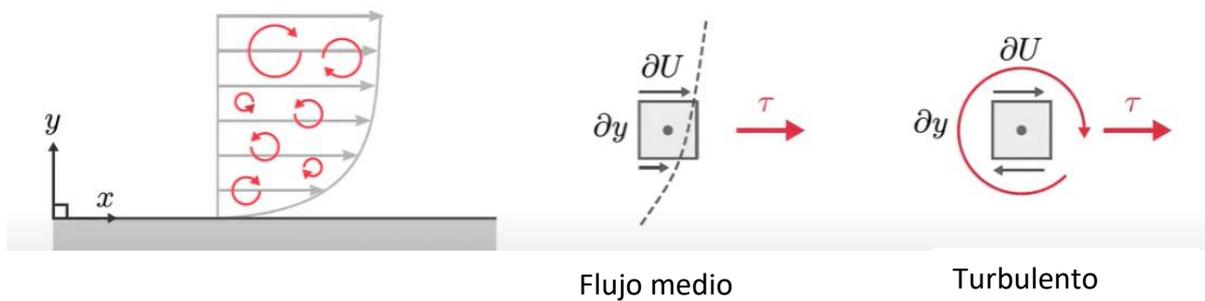


Figura 6.15: Perfil de velocidades en un flujo viscoso. [26]

$$\tau = \mu \frac{\partial U}{\partial y} - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (6.12)$$

En este modelo se asume que la componente turbulenta del esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidad y su forma se asemeja a la parte viscosa. Resultando la siguiente igualdad:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \frac{\partial U}{\partial y} \quad (6.13)$$

Donde, μ_t , se denomina eddy viscosity o viscosidad turbulenta.

La expresión final del esfuerzo cortante queda:

$$\tau = (\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial y} \quad (6.14)$$

Cabe destacar que μ es una propiedad física del fluido y puede ser medida, mientras que μ_t es una propiedad del flujo teórica que se introduce que varía con la posición y debe ser modelada.

Los modelos de Eddy viscosity son muy empleados debido a que son sencillos de implementar en los solvers de viscosidad existentes, la viscosidad incrementa la estabilidad del sistema y por su simple fundamento teórico.

- Definición de la viscosidad turbulenta.

Ya tenemos cerradas las ecuaciones RANS, ahora nos falta especificar la viscosidad turbulenta como una propiedad de la turbulencia. Se suele definir la viscosidad cinemática turbulenta como:

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} \quad (6.15)$$

Donde esta viscosidad tiene unidades de velocidad por longitud:

$$v_t = u_0 l_0 \quad (6.16)$$

Físicamente, u_0 representa la magnitud de las fluctuaciones turbulentas de velocidad y l_0 una longitud característica del tamaño de los torbellinos.

Normalmente se suelen resolver las ecuaciones de transporte para una o más magnitudes turbulentas, a partir de las cuales se obtiene μ_t . Por ello los modelos de viscosidad turbulenta se pueden clasificar a su vez en modelos según el número de ecuaciones de transporte de cada uno:

- Modelos con cero ecuaciones:
 - Modelos de viscosidad turbulenta constante.
 - Modelos de longitud de mezcla: l_0 se define algebraicamente y u_0 a partir de los gradientes de flujo.
- Modelos de una ecuación.
 - l_0 se especifica algebraicamente y se necesita una ecuación de transporte de donde derivar u_0 .
- Modelos de dos ecuaciones:
 - Se utilizan ecuaciones de transporte para la obtención de l_0 y u_0 .
 - Los modelos más empleados debido a la precisión y rapidez son: $k - \varepsilon$ y $k - w$.

➤ Modelo $k - \varepsilon$:

Este modelo de turbulencia de dos ecuaciones es probablemente el más usado hoy en día en aplicaciones industriales. Se define la viscosidad turbulenta de la siguiente manera:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.17)$$

Donde C_μ es una constante, k es la energía cinética turbulenta y ε es la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta.

Para la obtención de k y ε se utilizan las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho U_i k - \Gamma^{(k)} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = \rho (P^{(k)} - \varepsilon) \quad (6.18)$$

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)}_{\text{Tasa de cambio}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho U_i \varepsilon - \Gamma^{(\varepsilon)} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right)}_{\substack{\text{Transporte} \\ \text{Difusión}}} = \underbrace{\rho (C_{\varepsilon 1} P^{(k)} - C_{\varepsilon 2} \varepsilon)}_{\text{Fuente}} \frac{\varepsilon}{k} \quad (6.19)$$

Las difusividades de k y ε están relacionadas con las viscosidades moleculares y turbulentas:

$$\Gamma^{(k)} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (6.20)$$

$$\Gamma^{(\varepsilon)} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (6.21)$$

Y, los valores de las constantes en el modelo estándar son:

$$C_\mu = 0.09; C_{\varepsilon 1} = 1.44; C_{\varepsilon 2} = 1.92; \sigma_k = 1; \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Estas constantes adimensionales pueden recibir otros valores, por tanto este modelo no es solo uno sino un conjunto de ellos, que varían en función de los valores de los coeficientes.

Dentro de los modelos de $k - \varepsilon$ podemos destacar:

- Standard $k - \varepsilon$ (SKE): Es el modelo de turbulencia más común y más usado en aplicaciones industriales por su robustez y su bajo coste computacional. Una de las limitaciones que tiene este modelo es que no son capaces de ajustarse a los flujos reales en zonas angulosas, en los que se producen la separación del flujo y también posee carencias con elevados gradientes de presión adversa.

- Realizable $k - \varepsilon$ (RKE): Este modelo permite ser más precisos en los casos que intervengan flujos con fuertes gradientes de presión adversos y en trabajos con flujos rotativos.
- RNG $k - \varepsilon$: Modelo que se utiliza en el caso que tengamos números de Reynolds bajos, mejora la precisión en flujos rápidamente deformados y para flujos rotacionales. Además, trabaja mejor que los otros dos modelos para formas más complejas.

➤ Modelo $k - w$

En el modelo $k - w$ se considera la misma energía cinética turbulenta que en el modelo $k - \varepsilon$, pero ahora la tasa de disipación de turbulencia se reemplaza por la tasa específica de disipación de turbulencia, w .

Es un modelo para bajos números de Reynolds que puede resolver todo el flujo hasta las paredes, sin usar funciones de pared. Pueden trabajar con un amplio rango de valores de gradiente de presión y formas de flujo.

Dentro de los modelos $k - w$ podemos encontrar:

- Standard $k - w$ (SKW): Es el modelo más utilizado en el campo de las turbomáquinas y aeroespacial. Posee submodelos que pueden añadir efectos de compresibilidad, flujos transitorios, etc.
- Shear-Stress Transport $k - w$ (SSTKW): Es un método que combina la robustez del $k - \varepsilon$ con la exactitud del $k - w$, lo que lo hace aplicable a una amplia gama de flujos. Emplea $k - \varepsilon$ en las zonas de corriente libre y $k - w$ en las regiones cercanas a las paredes.
- Modelos de segundo orden.

Los modelos de viscosidad turbulenta se caracterizan porque son sencillos de codificar, una viscosidad extra otorga estabilidad al sistema y son efectivos para cualquier tipo de flujo.

Aun así, el hecho de reducir el modelo a un escalar, μ_t , no es viable cuando se incluyen más de una componente de la tensión que afecte al flujo principal. Es por ello que estos modelos fallan a la hora de representar el problema físico de la turbulencia.

- Modelos de transporte de esfuerzos de Reynolds.

En inglés, Reynolds-Stress Transport Models (RSTM), resuelve una ecuación de transporte para cada uno de los esfuerzos, obteniéndose la energía cinética turbulenta, k .

Estas ecuaciones se obtienen a partir de las ecuaciones derivadas de Navier-Stokes:

$$\text{tasa de variación} + \text{convección} + \text{difusión} = \text{fuente} \quad (6.22)$$

Una vez modelados los términos, el término de convección (turbulencia que transporta el flujo principal) y el de producción (creación de turbulencia por el flujo principal) son exactos. Así el RSTM realiza una mejor aproximación del fenómeno de la turbulencia.

Los inconvenientes que posee son: los modelos son complejos, requieren de gran coste computacional y muchos términos importantes de las ecuaciones deben ser modelados.

6.7.2.4 Modelos de viscosidad de vórtices no lineales

En inglés, Non-Linear Eddy-Viscosity Models (NLEVM), es un modelo que se encuentra entre los modelos EVM y RSTM. Se basan en entender la proporcionalidad entre los gradientes de velocidades principales y los esfuerzos de Reynolds a través de una relación no lineal:

$$\text{esfuerzo} = C_1 \cdot G_V + C_2 \cdot G_V^2 + C_3 \cdot G_V^3 + \dots \quad (6.23)$$

Como conclusión este modelo produce un comportamiento cualitativamente de la turbulencia en algunos flujos, pero no representa de manera exacta los procesos de transporte y producción.

A modo de resumen he representado de una forma esquemática la jerarquía de los modelos de turbulencia:

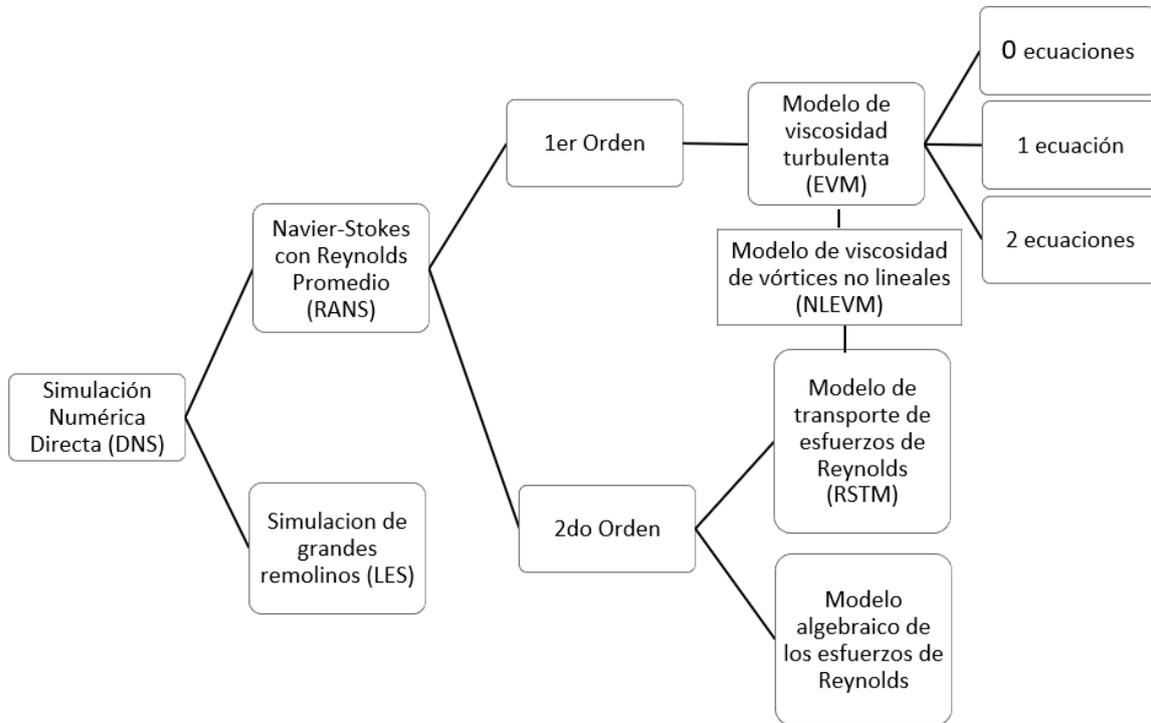


Figura 6.16: Jerarquía de los modelos de turbulencia. [Elaboración propia]

7 DISEÑO Y SIMULACIÓN CON ANSYS CFX

Llegados a este punto, ya hemos visto la teoría correspondiente a las turbomáquinas, centrada en las turbinas hidráulicas además del funcionamiento de la dinámica de fluidos computacional.

Apoyándonos en los datos obtenidos en el Anexo, vamos a proceder a realizar el modelado del rodete de nuestra turbina Kaplan junto a sus álabes. En dicho anexo puede verse como se ha calculado de forma adicional más componentes de la turbina como son la carcasa en espiral, la cubierta cónica y el tubo de aspiración, todo ello para mejorar la precisión del diseño del rodete.

El software que vamos a emplear para realizar la simulación del flujo a través de la turbina Kaplan es CFX, perteneciente a la familia de ANSYS. Este software permite estudiar el modelado de flujo de fluidos, la transferencia de calor, turbulencia y reacciones para aplicaciones industriales.

Las diferentes etapas que vamos a seguir hasta llegar a los resultados finales son:

- 1) Definir la geometría del rodete.
- 2) Creación del mallado.
- 3) Resolución con ANSYS CFX.
- 4) Visualización de los resultados.

7.1 DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL RODETE

Para comenzar un trabajo con ANSYS CFX debemos abrir ANSYS Workbench. Dentro del Workbench se encuentra la herramienta BladeGen, que es un componente de ANSYS BladeModeler. El software BladeModeler es una herramienta especializada para el diseño en 3D de componentes de maquinaria rotatoria. BladeGen nos ofrece ventajas para realizar la geometría del rodete y sus álabes y su posterior mallado frente a otros softwares de diseño como podrían ser AutoCAD Inventor o Solidworks.

Primero creamos un proyecto nuevo con BladeGen y seleccionamos el tipo de turbina que queremos diseñar. Nos ofrecen a elegir entre seis tipos, la nuestra es la Normal Axial, la

seleccionamos e introducimos los datos previamente calculados en el Anexo correspondiente al radio interior, radio exterior y altura del álabe en milímetros. Adicionalmente seleccionamos Ang/Thk para el siguiente paso:

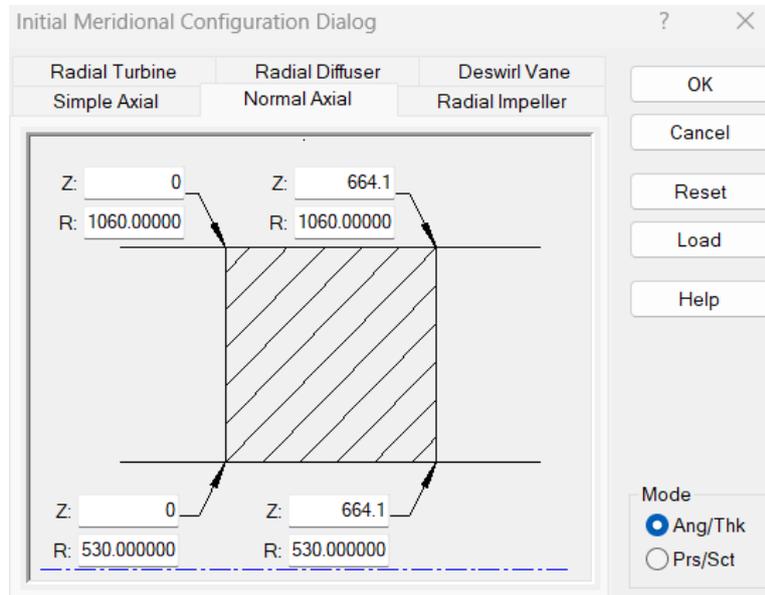


Figura 7.1: Dimensiones iniciales rodete.

En la siguiente ventana después de haber pulsado el botón “OK” debemos introducir la longitud radial, que son los ángulos que abarcan un solo álabe respecto al rodete, su espesor y el número de álabes de la turbina. Introducimos unos valores iniciales coherentes ya que después estos parámetros se definirán de manera más precisa.

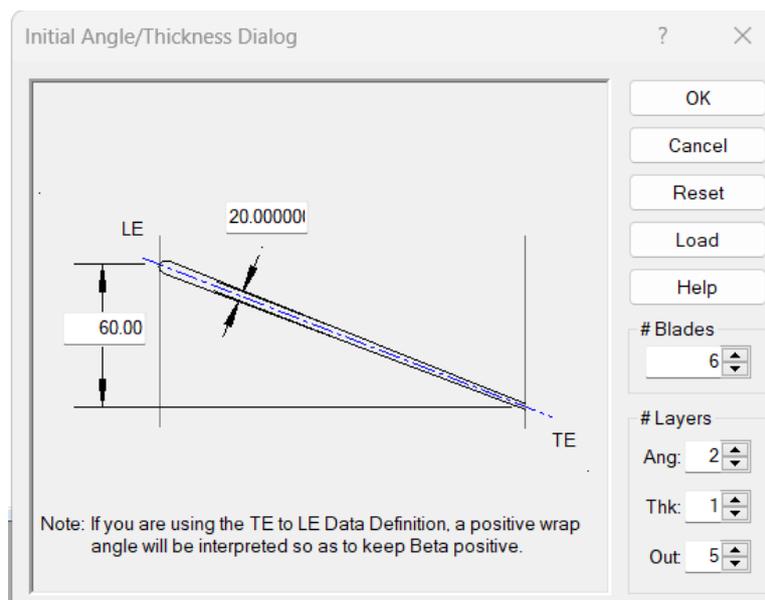


Figura 7.2: Ángulo inicial y espesor álabes.

Presionamos el botón “OK” y nos vamos a “Model”, “Properties”. Definimos que el modelo de estudio es una turbina axial y nuestras unidades van a ser milímetros.

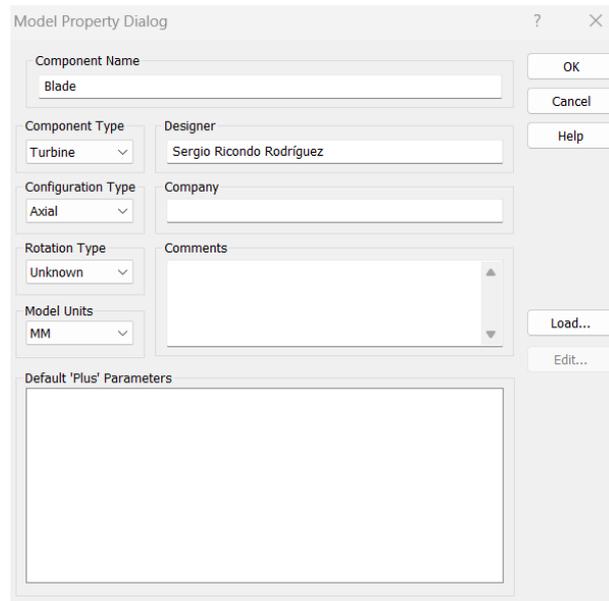


Figura 7.3: Propiedades de nuestro modelo de trabajo.

Una vez completado este paso nos encontramos en el espacio de trabajo de BladeGen donde nos aparecen 4 ventanas. En la ventana superior izquierda podemos apreciar la vista meridional de nuestra turbina diferenciándose el Hub (rodete) y Shroud (carcasa), además de la dirección del flujo a través del rodete indicada como se puede ver por la flecha de la figura 7.4.

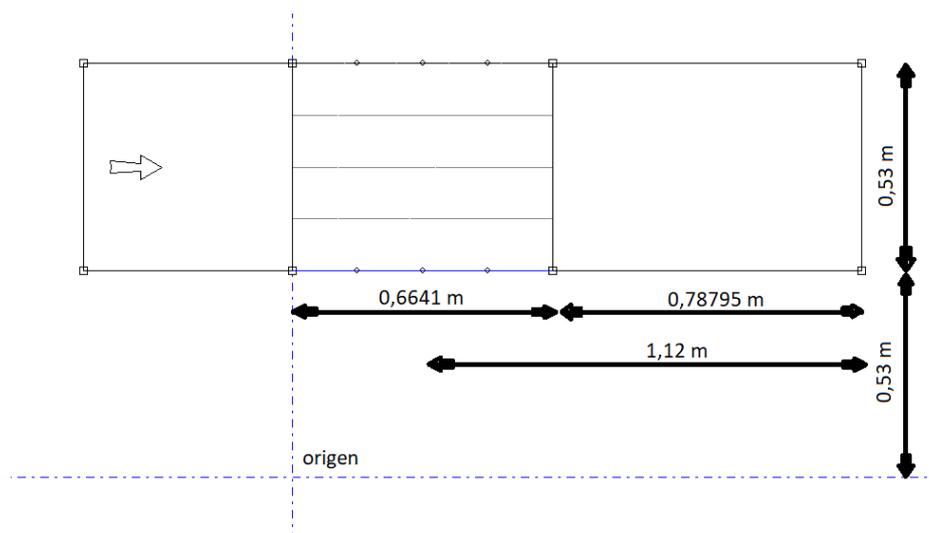


Figura 7.4: Vista meridional del rodete y la carcasa.

La geometría de la turbina de la figura 7.4, no será la definitiva ya que hemos de modificar la cubierta cónica con los datos obtenidos en el Anexo. Quedando de la forma que se presenta en la figura 7.5.

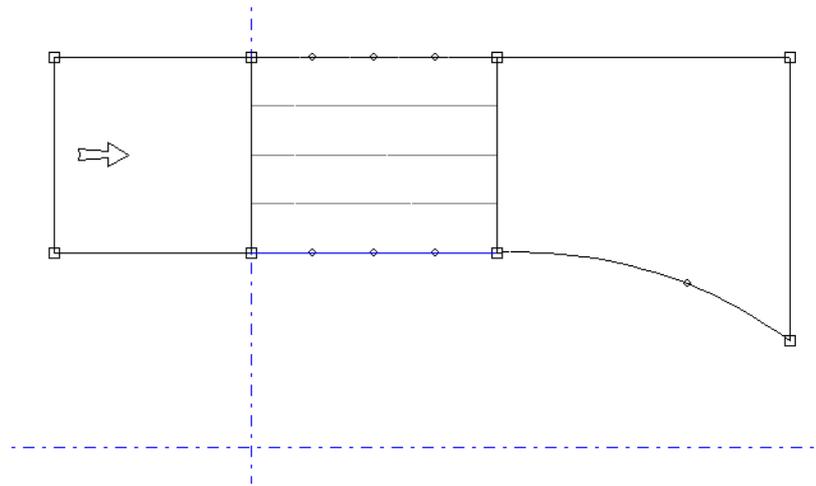


Figura 7.5: Modificación cubierta cónica.

Para aclarar lo que vemos en la figura 7.5, podemos indicar que el perfil (línea) inferior representa el rodete siendo la parte curva la cubierta cónica y el perfil (línea) superior representa la carcasa. La zona rayada corresponde a los álabes y el espacio entre rodete y carcasa es la zona que recorre el flujo del fluido.

El siguiente paso es el más laborioso ya que hemos de modificar los perfiles de los álabes. Como hemos visto en los cálculos de los álabes del Anexo, se toman 5 secciones igualmente espaciadas desde el radio del rodete hasta el radio de la carcasa para dividir el álabe y obtener resultados más precisos. Para realizar esta división en el programa nos enfocamos en la ventana inferior izquierda, presionando el botón derecho seleccionamos "Layer Control" y activamos las cinco capas que aparecen por defecto.

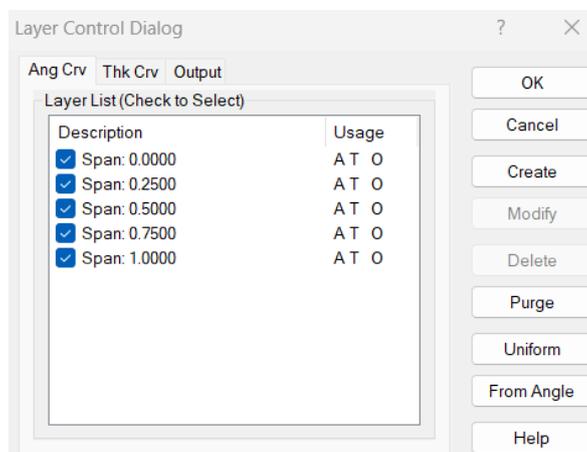


Figura 7.6: Capas de los álabes.

Para movernos por cada una de estas capas en la parte derecha de la misma ventana aparece una columna con 5 puntos negros, no es más que presionar en cada punto y pasar de una sección a otra. El punto inferior se corresponde a la sección del álabe interior y el punto superior a la sección del álabe exterior.

Para modificar los ángulos de cada una de las secciones debemos presionar el botón derecho encima de la ventana inferior izquierda, asegurarnos de tener activada la opción “*Theta Definition*” y pinchar en “*Adjust Blade Angles*”. Se nos abrirá una ventana emergente con tres secciones: “*Leading Edge*”, “*Middle Section*” y “*Trailing Edge*”, en cada una de ellas viene representado el perfil de un álabe y nosotros tendremos que ir modificando el ángulo “*Tang Beta*” según su valor calculado en el Anexo, correspondiente en este caso al valor de β . La pestaña “*Leading Edge*” hace referencia al borde de ataque, es decir, a la entrada del álabe, en esta debemos introducir los valores de beta con subíndice 1 y la pestaña “*Trailing Edge*” hace referencia al borde de salida por tanto debemos introducir los valores de beta con subíndice 2. En las figuras 7.7 y 7.8 podemos ver como se introduce el valor de β , en este caso en concreto para la sección más cercana al rodete.

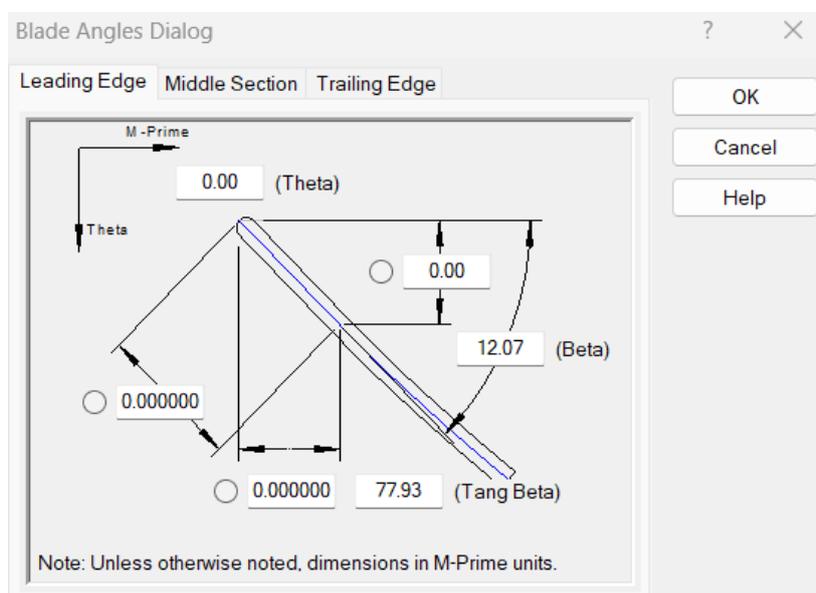


Figura 7.7: Modificación ángulos de entrada del álabe para sección más cercana al rodete.

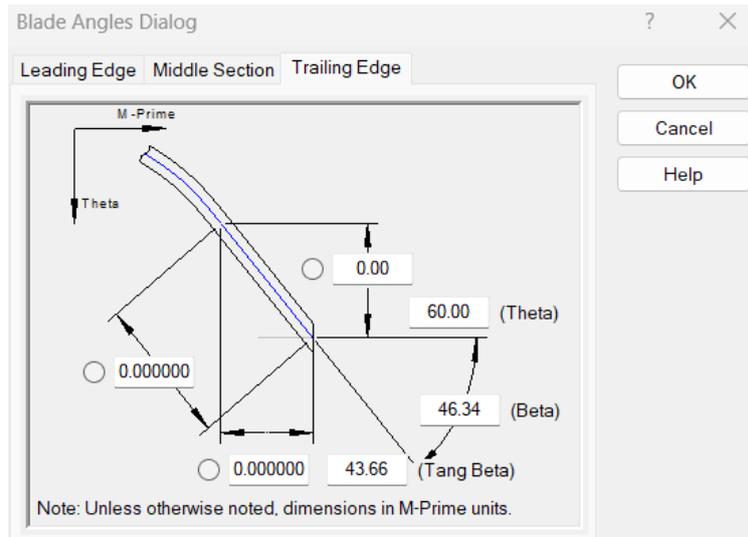


Figura 7.8: Modificación ángulos de salida del álabe para sección más cercana al rodete.

Una vez definida Theta en cada una de las secciones, pulsamos botón derecho y seleccionamos la opción “Beta Definition”. Para definir Beta lo que haremos será presionar click derecho y nos iremos a la opción de “Convert Points to Spline Curve Points”, elegimos 5 puntos y manipulamos la posición de estos puntos para crear una curva suave y que adquiera el perfil que queremos respetando los valores Theta. Este proceso se va a repetir para las cinco secciones del álabe.

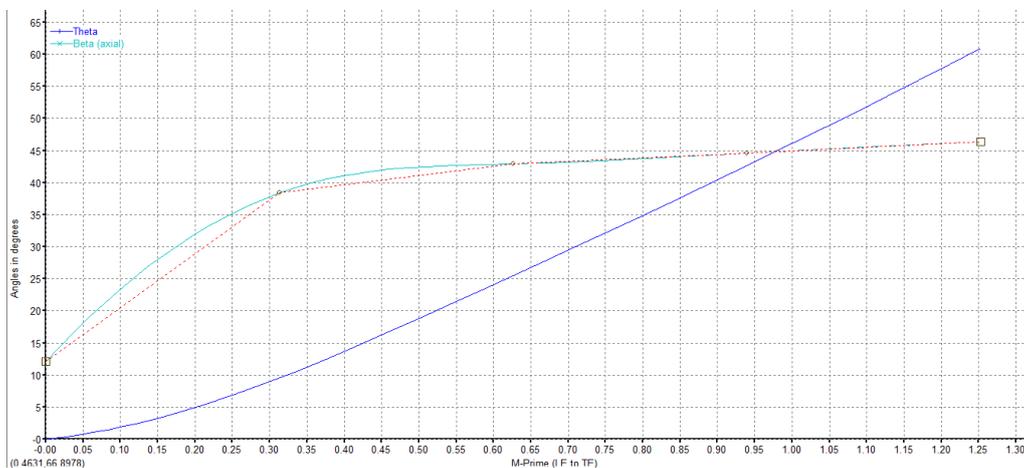


Figura 7.9: Modificación del ángulo beta para sección más cercana al rodete.

El siguiente paso es definir el espesor de los álabes, para ello se trabaja en la ventana inferior derecha. Igual que en el paso anterior hemos de activar las 5 capas que representan cada una de las sección en las que hemos dividido el álabe. En nuestro caso el espesor del perfil varía linealmente siendo el doble en la entrada que en la salida. Este proceso se repite para cada sección siendo el mismo espesor en todas ellas.

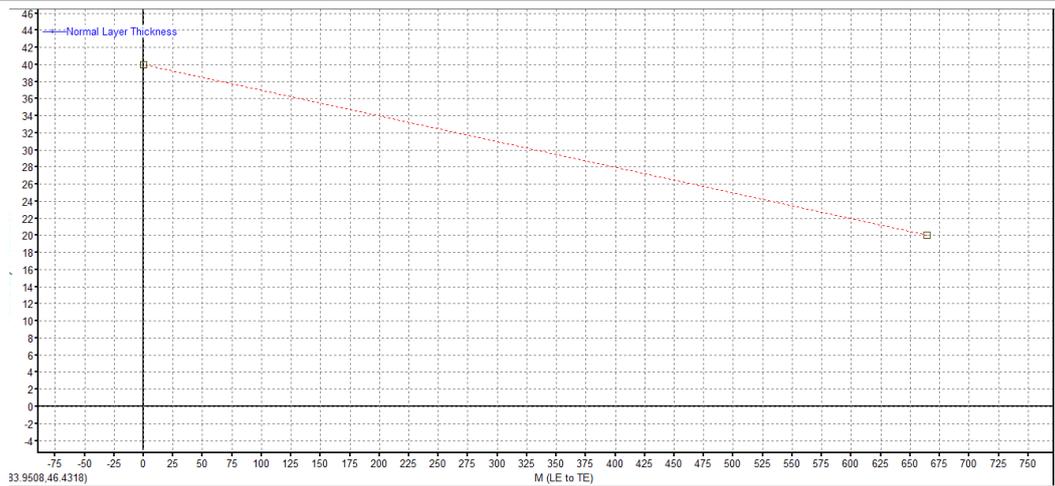


Figura 7.10: Variación del espesor del álabe.

Una vez finalizado todos estos pasos tenemos como resultado la geometría de nuestra turbina:

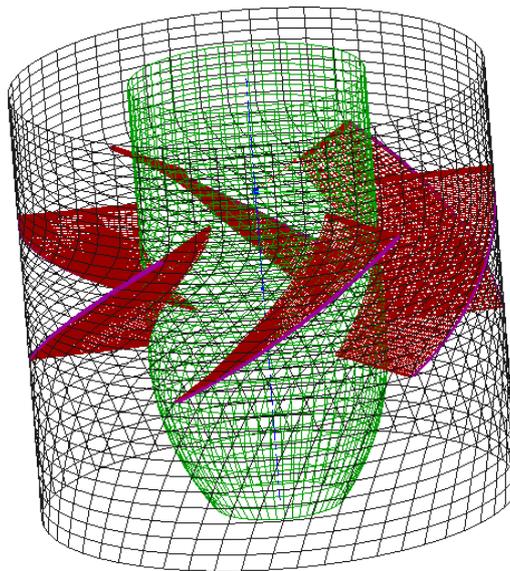


Figura 7.11: Diseño de la geometría del rodete en BladeGen.

7.2 CREACIÓN DEL MALLADO DEL RODETE.

Una vez finalizada la creación de la geometría del rodete, pasamos a realizar el mallado de este. Este proceso es uno de los más importantes ya que cuanto mejor realizado esté, mayor precisión tendrán los resultados siguientes. Para ello usaremos el módulo TurboGrid perteneciente a ANSYS, es un software de mallado de turbomaquinaria de alta calidad. Una de las grandes ventajas de este módulo es que está diseñado para trabajar con archivos de BladeGen sin necesidad de tener que importar archivos de programas externos. TurboGrid

reconoce directamente la superficie de mallado y debido a la simetría que presenta la turbina se trabaja solo con la región perteneciente a un solo álabe para el cual se realiza el análisis, y luego debido a la simetría se extiende el análisis para toda la turbina.

Para empezar a usar TurboGrid debemos transferir los datos desde BladeGen y automáticamente entramos a su entorno de trabajo. Es posible que nos aparezca el error de la figura 7.12 indicándonos que las dimensiones del rodete y la carcasa están fuera del rango ideal.

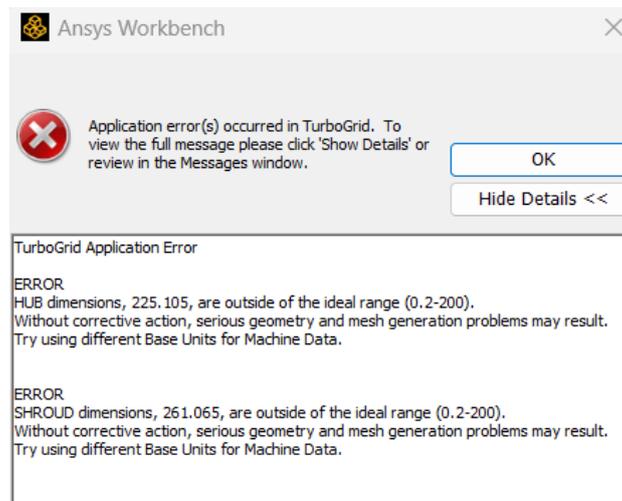


Figura 7.12: Error de dimensiones del rodete y la carcasa.

Este error se soluciona en la ventana izquierda del entorno de TurboGrid, pinchando en “*Machine Data*” y en “*Base Units*”, poner metros. Una vez resuelto nos aparece dibujada la región del álabe con el rodete en color azul y la carcasa en gris.

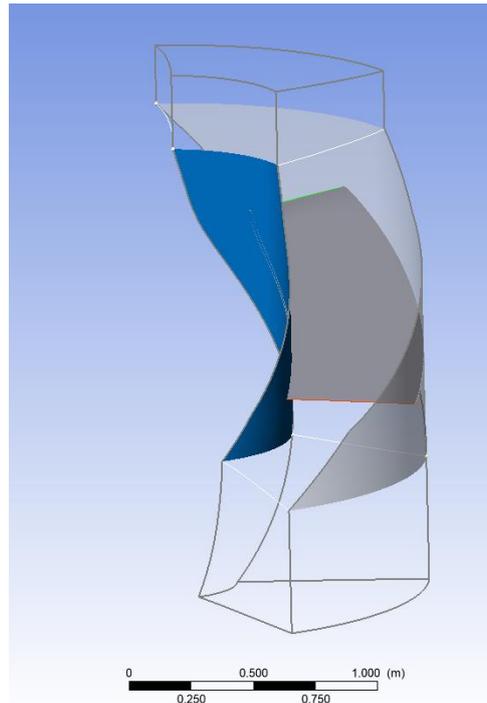


Figura 7.13: Vista de la región del álabe.

A continuación, en el apartado “*Topology Set*” debemos desactivar la opción “*Suspend Object Updates*” y se nos creará por defecto una malla bidimensional en dos capas, correspondientes al rodete y a la carcasa. Estas mallas sirven para realizar la guía del mallado de toda la región que recorre el fluido, por ello para aumentar su precisión añadiremos tres capas equiespaciadas entre las dos anteriores.

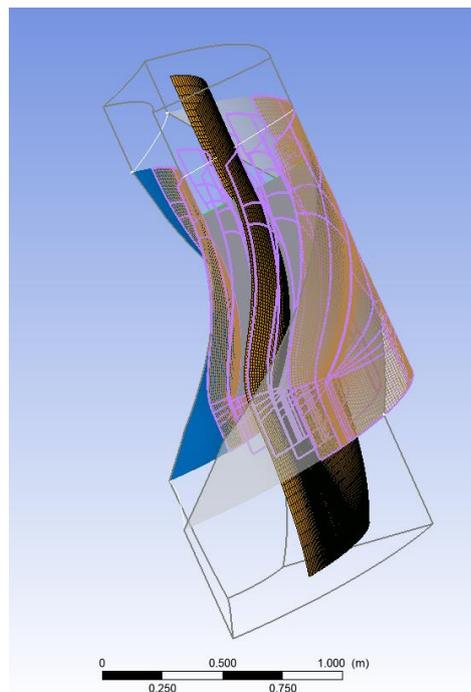


Figura 7.14: Mallado bidimensional de las 5 capas.

Finalmente, se crea el mallado tridimensional en la pestaña “3D Mesh”. En este caso para mejorar la calidad del mallado y la precisión de la solución se decidió cambiar de la pestaña “Mesh Data” el “Size Factor”. Esta propiedad tiene un valor predeterminado de 1, pero lo voy a subir a 1,1 aumentando así el número de volúmenes generados.

La malla está compuesta de un total de 401445 elementos y 430576 nudos.

Details of MESH GENERATOR	
3D Mesh	
Node Counts	
All domains:	430576
Passage:	334084
Inlet:	18326
Outlet:	78166
Element Counts	
All domains:	401445
Passage:	314325
Inlet:	15840
Outlet:	71280

Figura 7.15: Cantidad de elementos y nodos del mallado.

El mallado tridimensional queda de la siguiente forma:

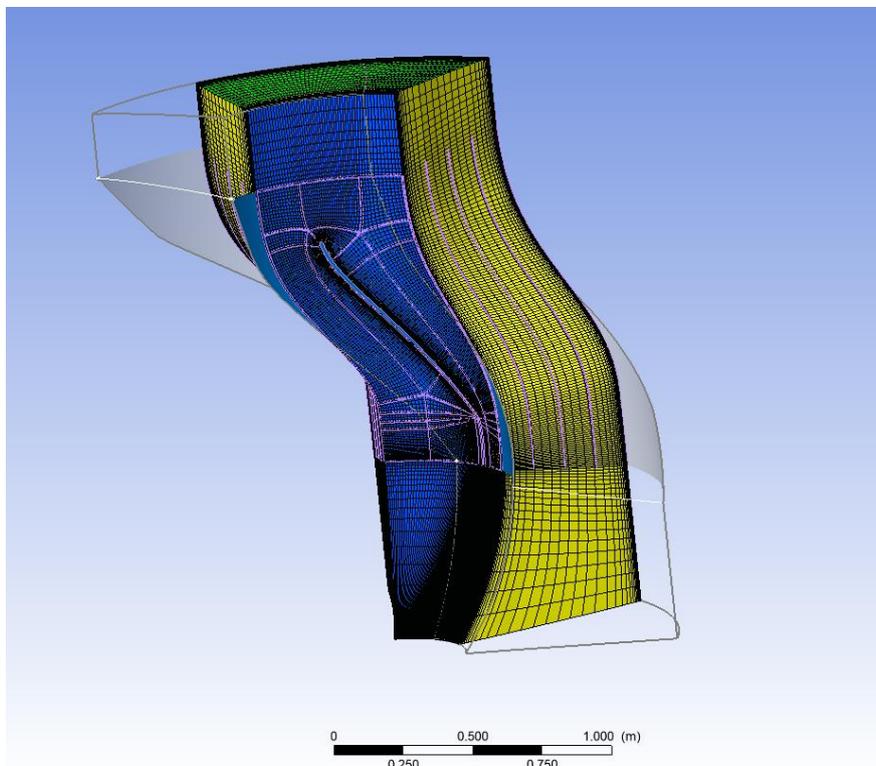


Figura 7.16: Mallado tridimensional de la región de un álabe.

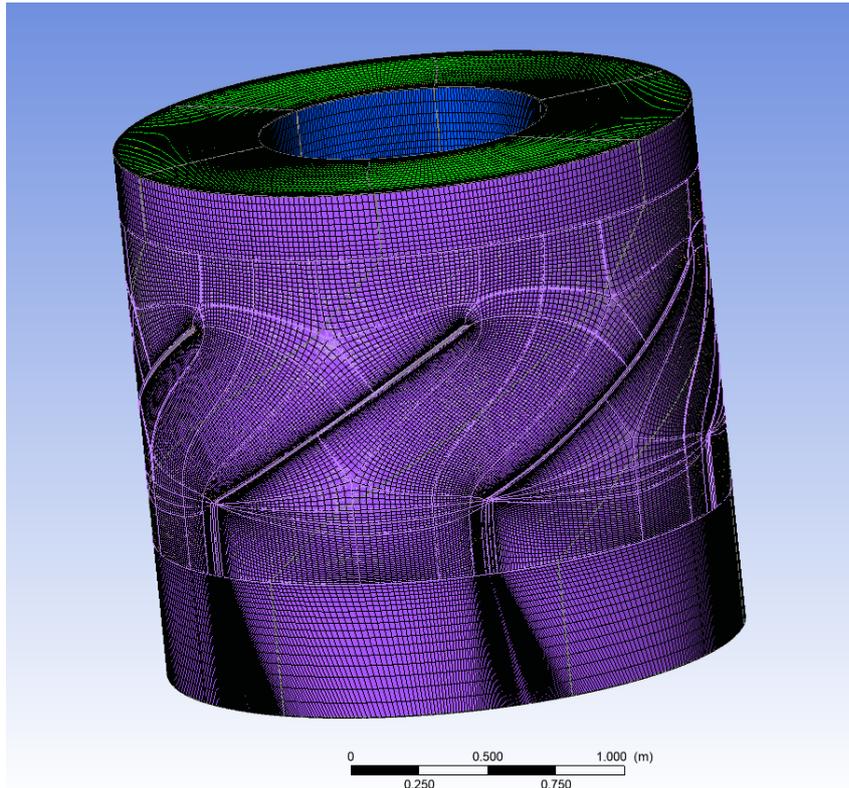


Figura 7.17: Mallado tridimensional del rodete completo.

Podemos apreciar como los volúmenes del mallado son más pequeños en la cercanía de las paredes para poder adaptarse mejor a la geometría.

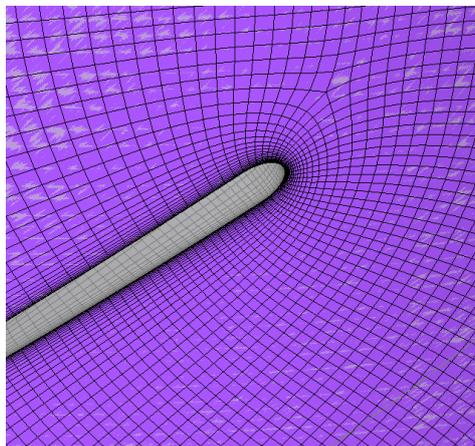


Figura 7.18: Mallado en la cercanía de un álabe.

7.3 SIMULACIÓN CON ANSYS CFX

El siguiente paso después de haber realizado el diseño de la geometría del rodete con BladeGen y su posterior mallado con TurboGrid es definir los parámetros específicos de nuestro problema. El módulo de trabajo que vamos a usar en este caso es ANSYS CFX y su

resolver nos permitirá calcular una solución parecida a las condiciones reales de operación de nuestra turbina Kaplan.

En primer lugar, debemos de abrir la extensión CFX-Pre en la cual se introducirán los valores iniciales, las condiciones de contorno y el modelo de turbulencia para la resolución.

Para empezar, debemos hacer click en “Tools” y pulsar en “Turbo Mode”. Al abrirse esta herramienta de trabajo, aparece una nueva ventana en la cual se van a ir introduciendo las condiciones de contorno.

Introduciremos el tipo de máquina que es, el eje de giro y el modo de funcionamiento.

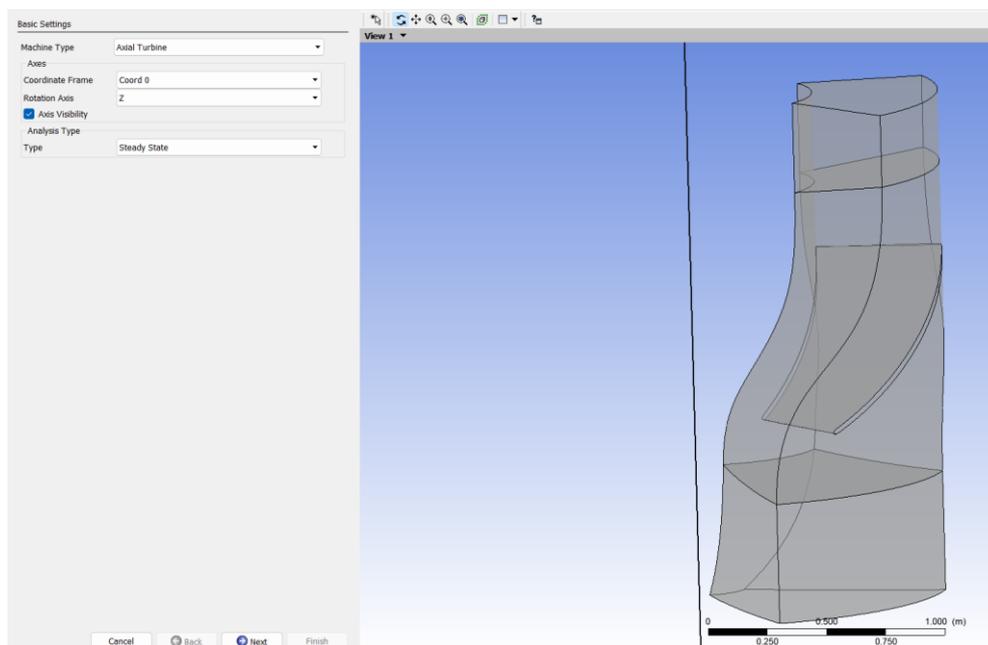


Figura 7.19: Definición de parámetros iniciales.

El siguiente paso es definir la parte móvil (el rodete), en la cual debemos fijar la velocidad de rotación y las partes estáticas (la entrada y la salida).

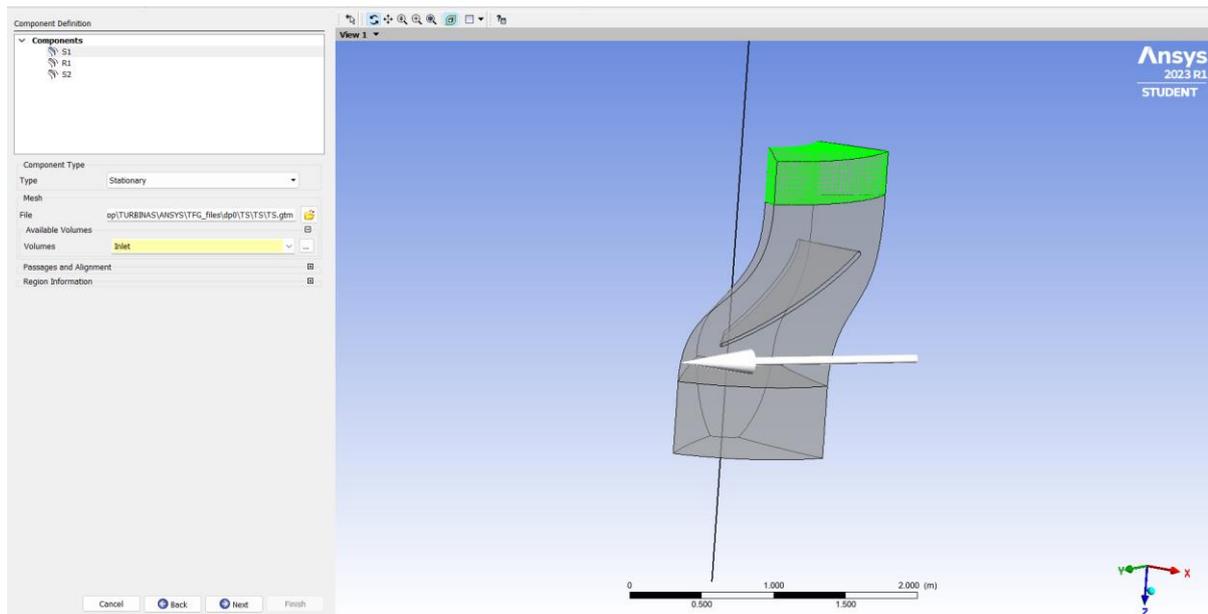


Figura 7.20: Definición de la parte estática correspondiente a la entrada.

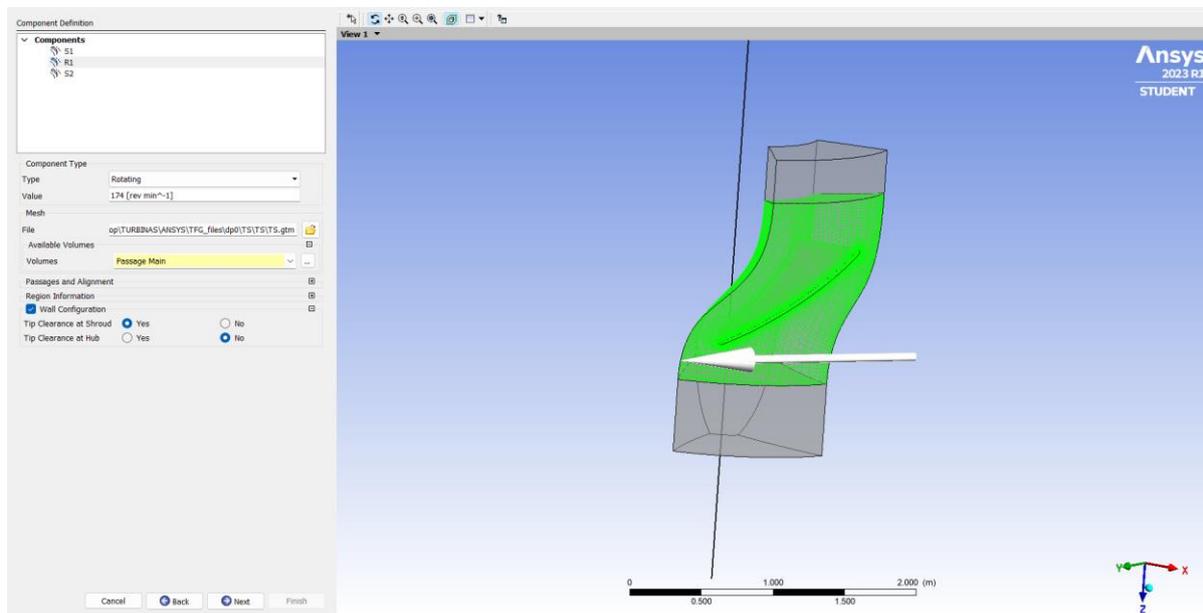


Figura 7.21: Definición de la parte móvil de la turbina.

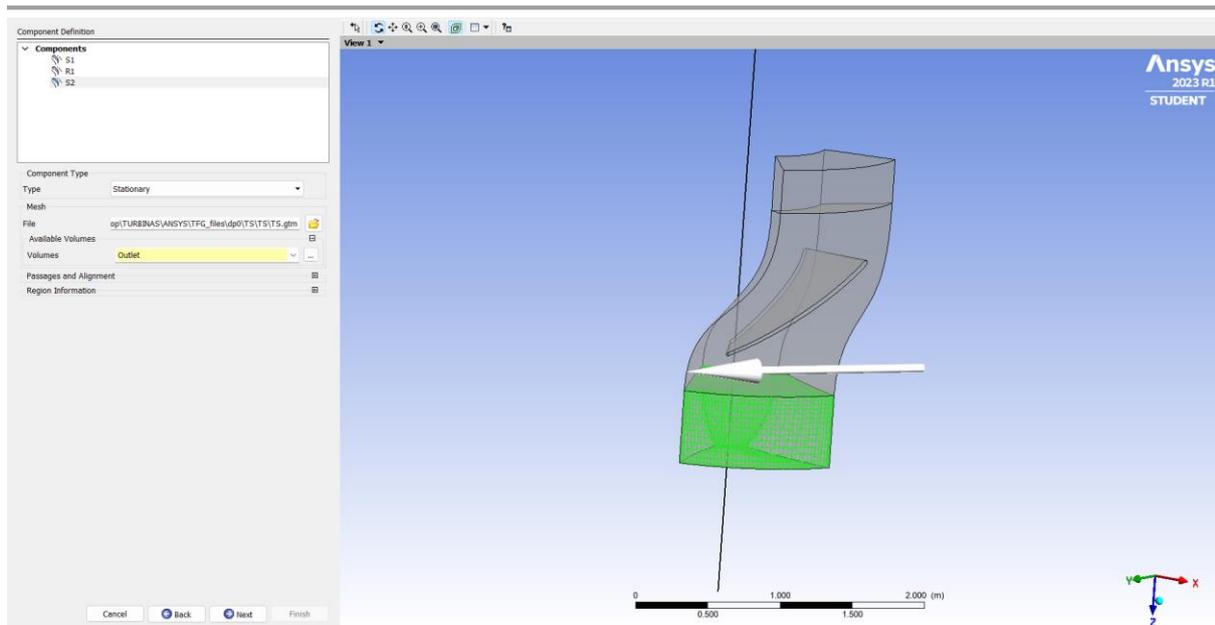


Figura 7.22: Definición de la parte estática correspondiente a la salida.

Seguiremos definiendo la física del proyecto, configurando las características del ambiente en el que se encuentra inmersa nuestra turbina y las condiciones de contorno. Tenemos tres opciones para elegir, nosotros hemos escogido “*Mass Flow Inlet P-Static Outlet*”, correspondiente a un flujo de masa en la entrada y una presión estática en la salida.

El flujo másico de entrada en este caso es:

$$\text{Flujo Másico} = 24,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{\text{m}^3} = 24500 \text{ kg/s} \quad (7.1)$$

La presión estática de salida se fijó a cero. Y el modelo de turbulencia escogido para la simulación ha sido el k-epsilon, explicado en la teoría.

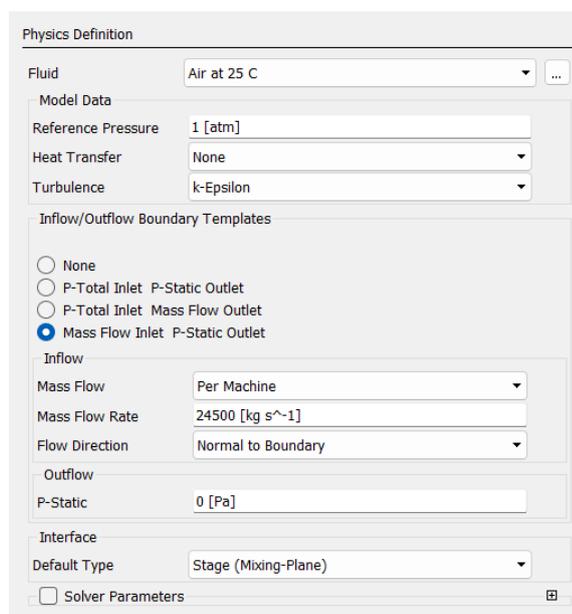


Figura 7.23: Definición parte física.

En la definición de las interfaces se nos muestra las regiones periódicas donde una parte del fluido se repite en áreas iguales. Y nosotros hemos de introducir la interfaz existente entre S1 (entrada) y R1 (rodete) y entre R1 y S2 (salida). Este paso se realiza de la siguiente forma:

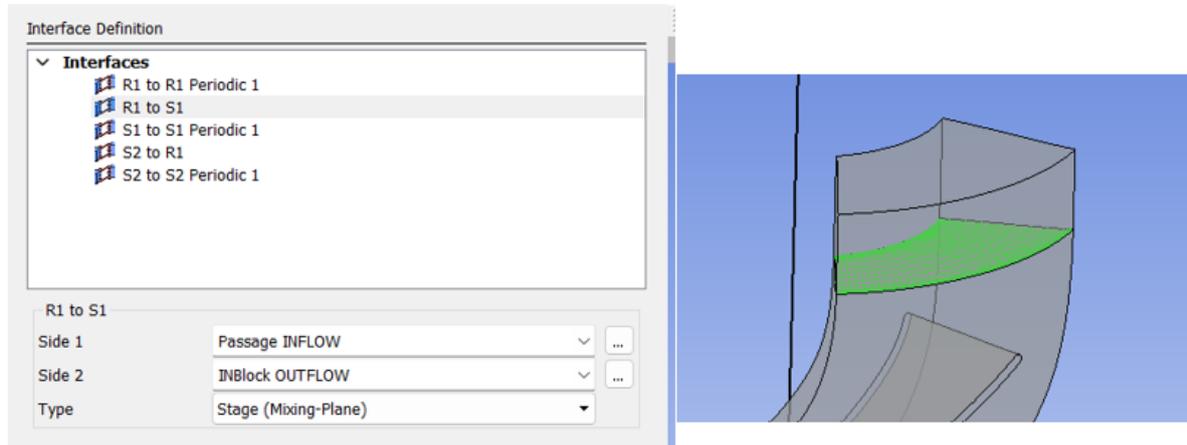


Figura 7.24: Interfaz S1 a R1.

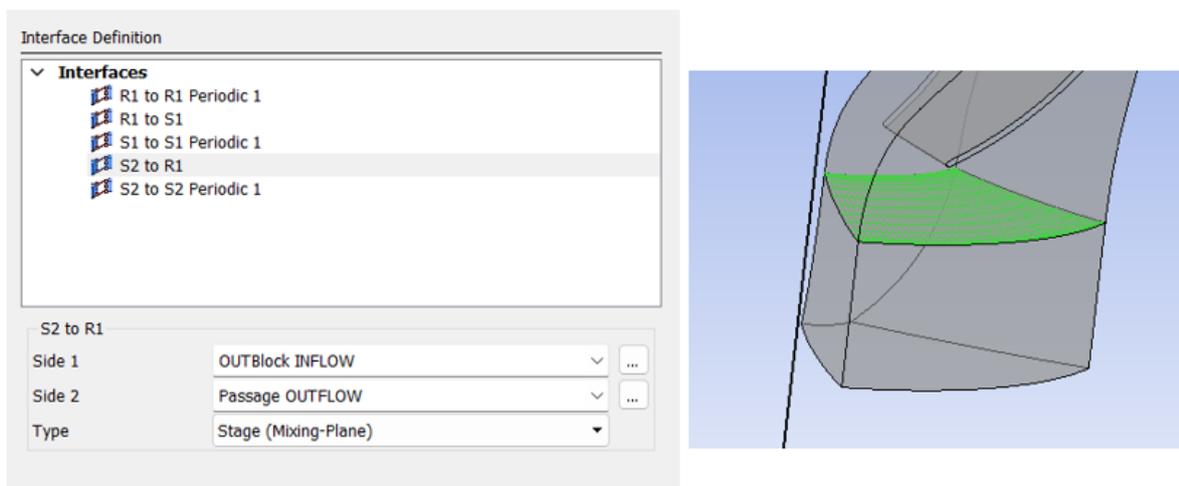


Figura 7.25: Interfaz R1 a S2.

Para acabar con el modo turbo nos aparece la ventana de definición de los límites “*Boundary Definition*” donde nos muestran todas las superficies y su configuración.

Luego de salir del modo turbo el último paso es configurar el número de iteraciones para la solución. En la ventana de trabajo principal buscamos “*Solver Control*” y cambiamos el número de iteraciones de 100 a 1000 y el criterio de convergencia lo dejamos como viene por defecto en $1e-4$.

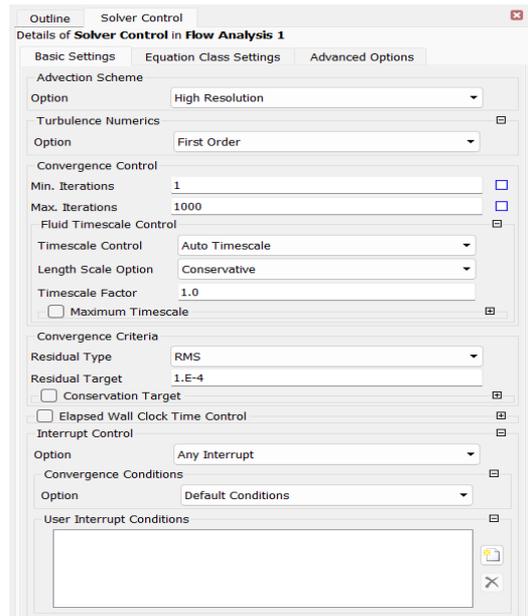


Figura 7.26: Número de iteraciones.

Con esto quedaría completada la configuración del caso de estudio para su análisis.

Lo siguiente que debemos hacer es entrar en CFX-Solver Manager, aquí es donde se resuelven todas las variables de solución para la simulación del problema que nosotros hemos definido en el CFX-Pre. Un dato importante es que CFX utiliza un solucionador acoplado, en el que todas las ecuaciones de conservación se resuelven de forma simultánea y posteriormente las ecuaciones de turbulencia y resto de ecuaciones escalares.

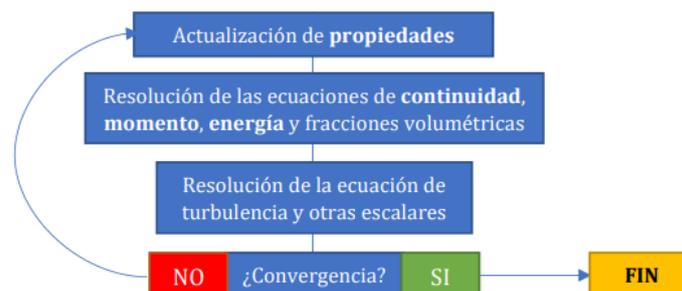


Figura 7.27: Algoritmo de solucionador acoplado. [24]

Para llegar a la solución final, los algoritmos del solver se van ejecutando de forma iterativa hasta que la solución obtenida verifica el criterio de convergencia escogido por nosotros. Los denominados residuos representan la diferencia entre los valores de cada variable obtenidos entre dos iteraciones consecutivas, son una herramienta utilizada para controlar el proceso de convergencia.

Para proceder a la ejecución de la solución seleccionaremos que queremos una simulación precisa (“*Double Precision*”) y después se dará click en “*Start Run*”.

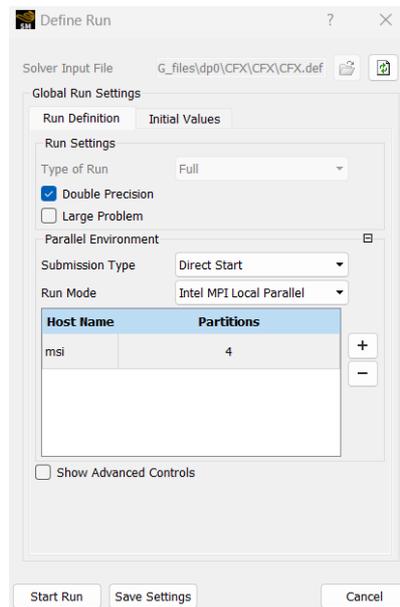


Figura 7.28: Definición del solucionador.

Como podemos observar la solución está completa ya que los residuos han alcanzado el criterio de convergencia.

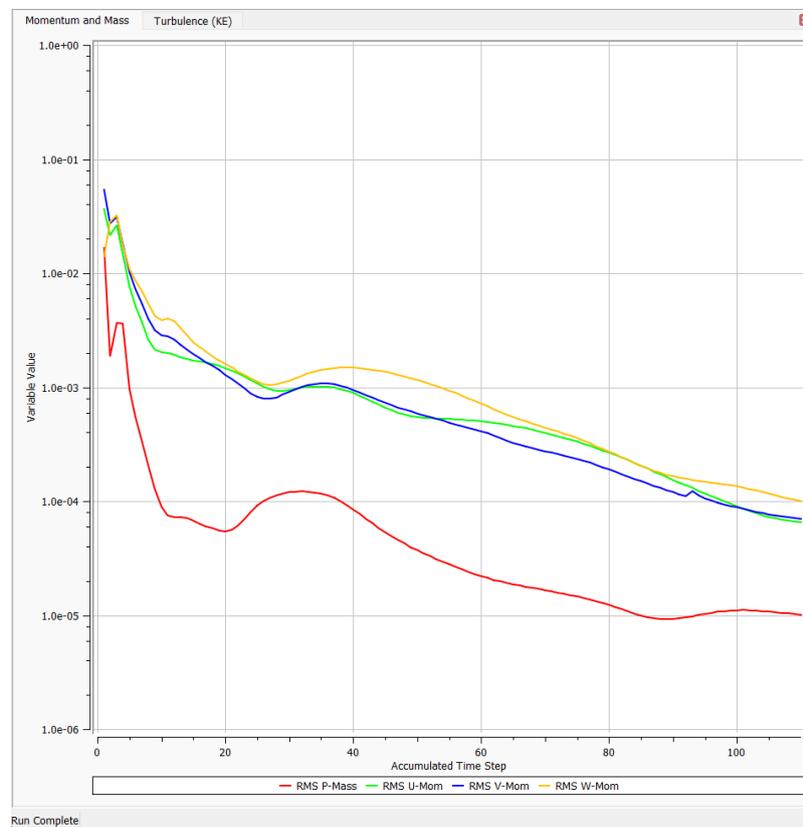


Figura 7.29: Simulación con convergencia.

7.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Para este apartado debemos abrir CFD-Post que cuenta con varias herramientas que permiten la visualización del comportamiento de variables a través de la turbina. Una de esta herramienta consiste en la generación de un informe resumen de los parámetros más importantes de funcionamiento. En este caso se ha escogido el reporte para *Hydraulic Turbine Rotor Report*.

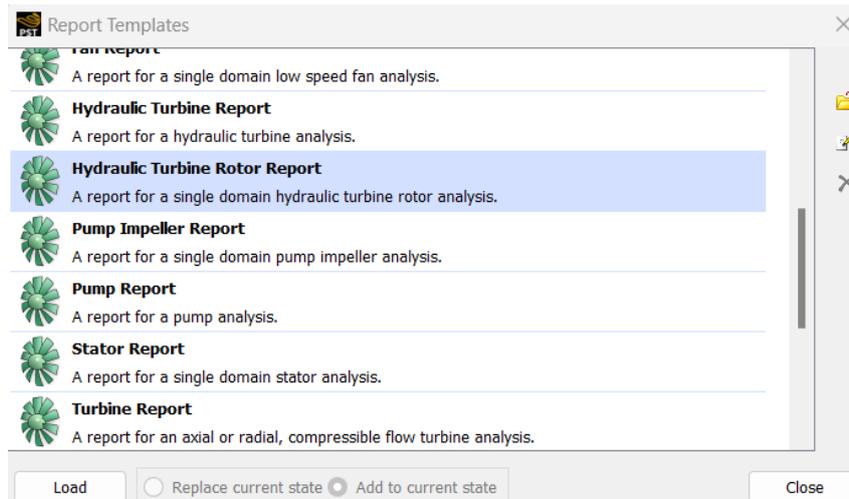


Figura 7.30: Selección del reporte.

Dentro de este informe los datos de mayor interés obtenidos son:

Tabla 2: Resultados de la simulación.

Caudal	24,5736 m ³ /s
Flujo másico total	24500 kg/s
Velocidad de rotación	18,22 rad/s
Altura entre la entrada y salida	9,88 m
U entrada (1)	19,20 m/s
U salida (2)	19,78 m/s
W entrada (1)	12,85 m/s
W salida (2)	16,38 m/s

C entrada (1)	10,15 m/s
C salida (2)	9,51 m/s
Potencia hidráulica del fluido	2,37 MW
Potencia en el eje de la turbina	2,19 MW
Rendimiento	92,5 %

Respecto al rendimiento obtenido podemos afirmar que es un valor bastante similar al calculado teóricamente y nos indica que el funcionamiento de la turbina es el correcto. Observando la figura 7.31, correspondiente a una gráfica obtenida a través de la experiencia que relaciona el porcentaje de caudal turbinado con el rendimiento, vemos que el valor del rendimiento calculado es coherente.

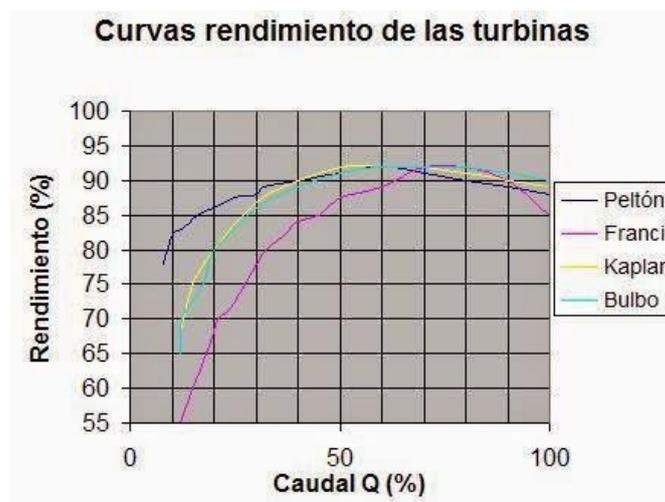


Figura 7.31: Curva del rendimiento en función del caudal turbinado. [14]

Además de obtener resultados números, CFD-Post nos permite visualizar el comportamiento de diferentes variables en su paso a través del rodete de la turbina. Algunos ejemplos de estas variables son:

- Líneas de corriente de flujo:

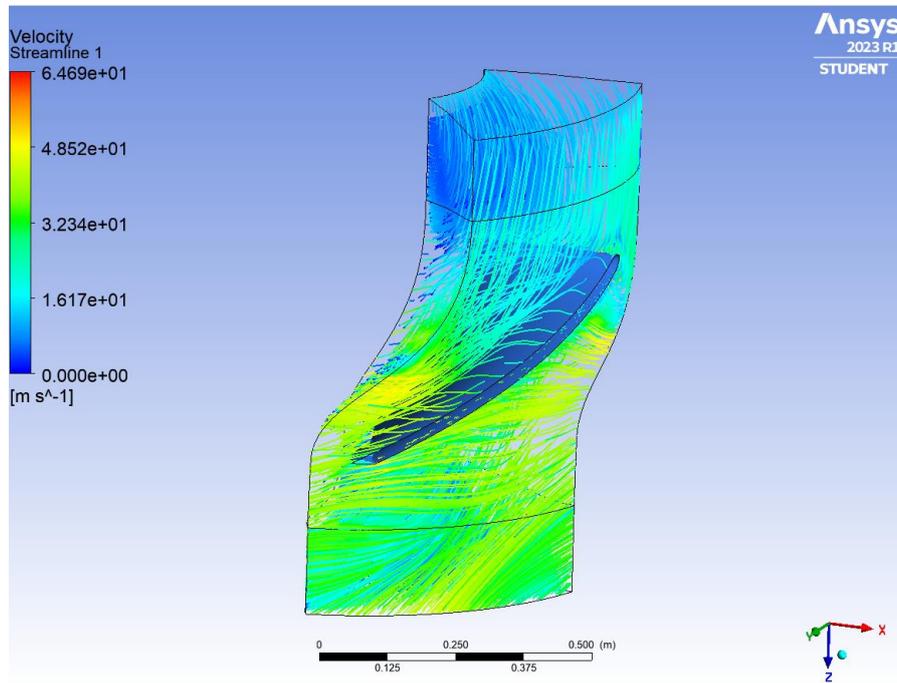


Figura 7.32: Líneas de corriente del flujo de la velocidad a través del rodete.

Observando las líneas de flujo vemos como la velocidad se hace superior en la parte exterior del álabe. Además, también podemos ver como la entrada del flujo es laminar y a la salida de los álabes se vuelve turbulento.

- Velocidad:

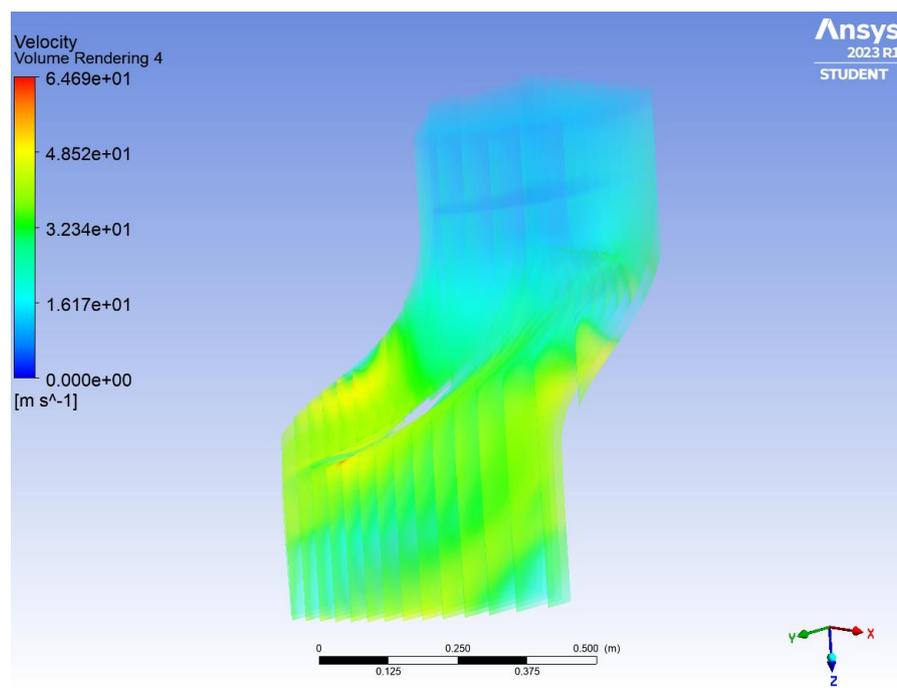


Figura 7.33: Velocidad del flujo a través del rodete.

- Presiones:

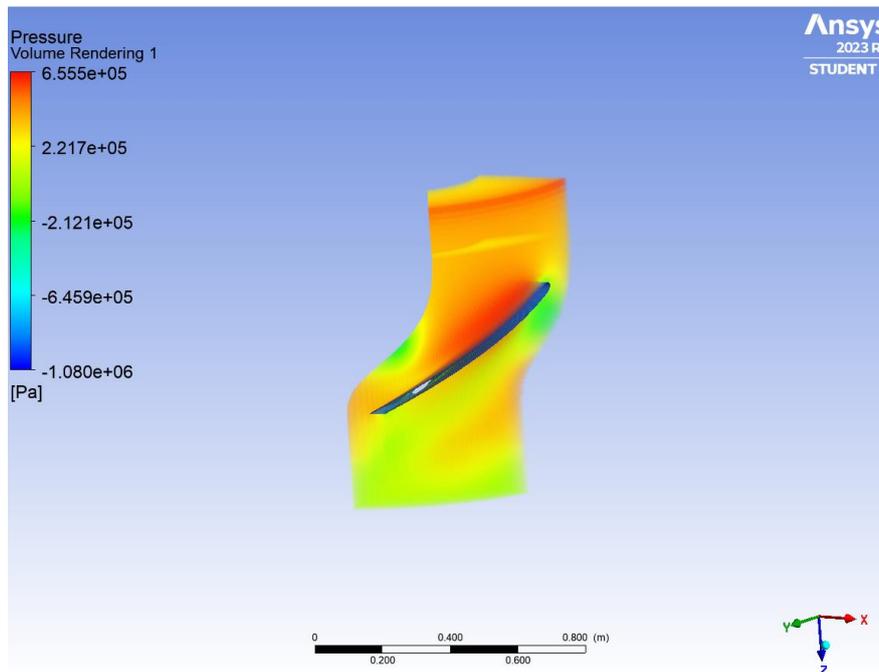


Figura 7.34: Diagrama de contorno de presiones en el rodete.

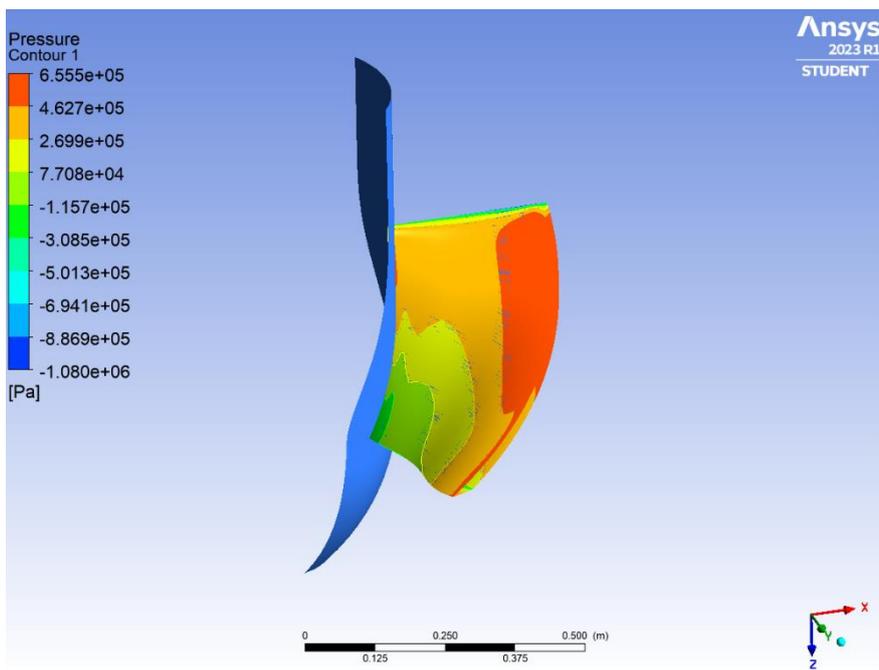


Figura 7.35: Diagrama de contorno de presiones en la cara superior del álabe.

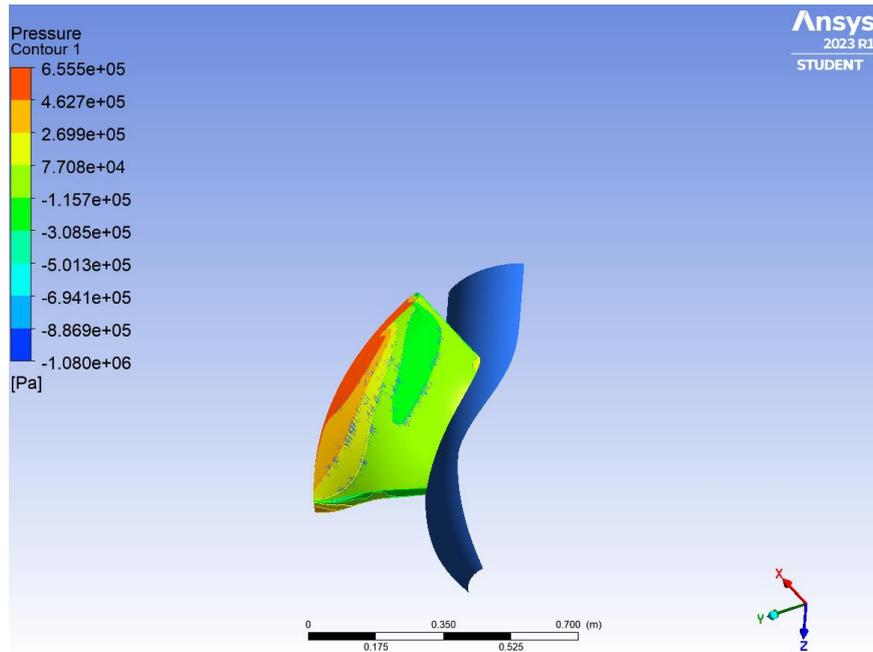


Figura 7.36: Diagrama de contorno de presiones en la cara inferior del álabe.

En las figuras anteriores puede apreciarse que donde es más alta la presión es a la entrada del rodete, y conforme lo va atravesando, el agua va cediendo energía y la presión va disminuyendo. Además, la presión de salida es cero, tal y como se estableció en las condiciones antes de simular.

Un aspecto a considerar es la aparición de presiones negativas en el borde de ataque del álabe, posiblemente debidas a algún ángulo de ataque del álabe poco preciso.

- Turbulencia:

Para finalizar se mostrarán imágenes referentes a la aparición de energía cinética turbulenta a considerar para futuros diseños. La zona en la que es mayor la turbulencia es en los extremos de los álabes, debido a que el fluido pasa de estar fluyendo a través de él a encontrarse sin una trayectoria fija. Este fenómeno es producido por el desprendimiento de la capa límite donde el fluido pasa de laminar a turbulento.

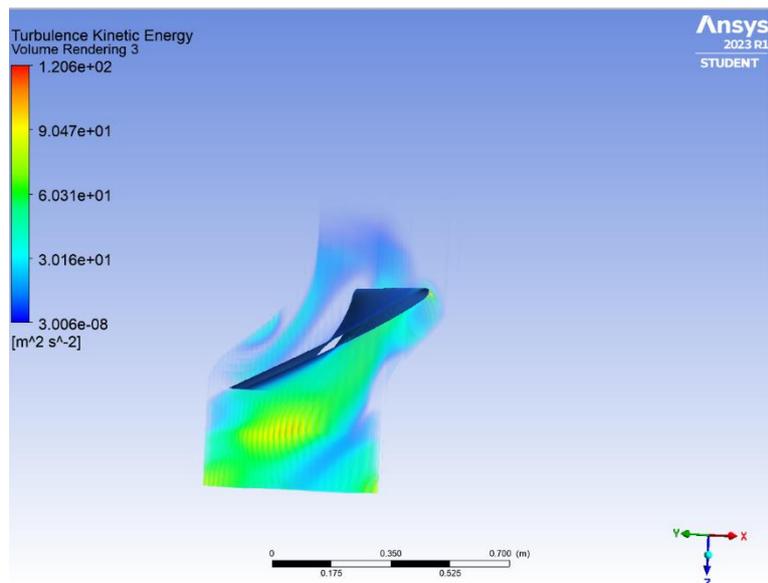


Figura 7.37: Diagrama de energía cinética turbulenta (k) a lo largo del rodete.

8 CONCLUSIONES

El principal objetivo de este proyecto ha sido el estudio teórico y posteriormente práctico del flujo de agua a través de una turbina Kaplan. Hemos podido comprobar cómo, gracias al avance en la tecnología y la aparición de ordenadores cada vez más potentes se han podido desarrollar grandes herramientas que nos han llegado a simplificar considerablemente el trabajo en el estudio de turbomáquinas. Estas herramientas son muy útiles para el diseño de las turbinas, ya que cada caso de estudio tiene un caudal y un salto propio según el lugar de aplicación. Con esto podríamos decir que actualmente el estudio experimental de este tipo de problemas está siendo mayoritariamente sustituido por el uso de las técnicas de dinámica de fluidos computacional.

Podemos afirmar que nuestro programa de trabajo, ANSYS, es muy amplio ya que abarca todas las gamas de la física y cuenta con lo más avanzado en ingeniería por ordenador en el área de la fluidodinámica, electromagnetismo, etc. En nuestro caso lo hemos utilizado para poder simular con precisión el comportamiento del flujo de fluidos que atraviesa nuestra turbina. Dentro de ANSYS hemos trabajado con BladeGen, Turbogrid y ANSYS CFX, son tres softwares que combinan muy bien entre ellos y están principalmente dedicados al diseño de turbomáquinas.

En este proyecto se ha llevado a cabo un gran esfuerzo y horas dedicadas detrás del entendimiento de cada parte teórica de funcionamiento de la turbina como de la compresión de la dinámica de fluidos computacional. Además del trabajo que conlleva la formación en el software de ANSYS, ya que era la primera vez que hacía uso de él.

Como he comentado antes, al ir aprendiendo a utilizar ANSYS puedo remarcar la extensión y la dificultad que presenta este programa. Nosotros únicamente hemos usado un modelo de turbulencia que es el k-epsilon para llevar a cabo las simulaciones con CFX, pero realmente existen todos los mencionados en el apartado 6.7.2 (dedicado a los modelos de turbulencia), donde cada uno de ellos presenta sus propias especificaciones. También cabe destacar que estos modelos únicamente atienden a fenómenos viscosos, no se han tenido en cuenta otro tipo de fenómeno que no lo sea. Con respecto a los resultados finales obtenidos tras la simulación se pueden apreciar ligeras variaciones respecto a parámetros previamente calculados. Estas variaciones han podido verse producidas tanto por la precisión de los

cálculos, como por el diseño del modelo de trabajo usado. Aun así, son resultados razonables y estas variaciones son insignificantes para el estudio que se ha querido realizar. Cabe reconocer que el diseño de la turbina, apoyándonos en los datos de la central hidroeléctrica Virgen de las Viñas, ha cumplido positivamente si nos fijamos en el resultado de la eficiencia. Además, hemos podido analizar comportamientos que sufre la turbina debida al flujo que circula y es como se vuelve turbulento a su desprendimiento de los álabes.

Finalmente, podemos señalar que gracias al uso y evolución de este tipo de software es posible la realización de centrales hidroeléctricas mucho más eficientes. Y gracias a ello, en un futuro la energía hidroeléctrica seguirá siendo pionera dentro de las energías renovables.

9 ANEXO: DIMENSIONAMIENTO TURBINA KAPLAN

Una vez vista toda la información acerca las máquinas hidráulicas y más específicamente sobre las turbinas Kaplan estamos preparados para realizar los cálculos necesarios para proceder a dimensionar los diversos elementos que componen la turbina.

Los datos iniciales empleados: salto de agua, caudal de agua y potencia instalada son propios de la central elegida para este trabajo, tal y como se vio anteriormente.

$$\text{Salto, } H_n = 8,5 \text{ m}$$

$$\text{Caudal, } Q = 24,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Potencia instalada, } P_{instalada} = 1670 \text{ kW}$$

Además, tomaremos los siguientes valores de la aceleración de la gravedad y la densidad del agua.

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

9.1 CÁLCULO DE POTENCIAS

Partiendo de los datos anteriores se procede a calcular la potencia teórica de la turbina:

$$P_{teórica} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_n = 2042,93 \text{ kW} \quad (9.1)$$

Se corresponde con la potencia teórica alcanzada para el salto y caudal dados.

A continuación, debemos tener en cuenta las pérdidas de la maquinaria debidas al sistema de generación de energía (línea, transformador y generador) a través del rendimiento eléctrico el cual apoyándonos en proyectos similares tiene un valor de:

$$\eta_{elec} = 0,96$$

Por lo tanto, la potencia mínima que debe ser generada para satisfacer la potencia instalada de la central se conoce como potencia útil.

$$P_{útil} = \frac{P_{instalada}}{\eta_{elec}} = \frac{1670}{0,96} = 1739,58 \text{ kW} \quad (9.2)$$

Además, debemos considerar las pérdidas por rozamiento mecánico que se producen en toda turbomáquina. Estas pérdidas son altas y las estimaremos en torno a un 5%. De esta forma obtenemos la potencia interna que tendrá que ser de un valor superior a la potencia útil debido a las pérdidas por rozamiento mecánico estimadas. La potencia interna suministrada por el rodete es:

$$P_{interna} = P_{\text{útil}} \cdot \Delta_{p\acute{e}rdidas} = P_{\text{útil}} \cdot (1 + 0,05) = 1826,56 \text{ kW} \quad (9.3)$$

Una vez definidas las diferentes potencias, nosotros vamos a utilizar el valor de la potencia interna para realizar el cálculo de la turbina en condiciones de mínimos exigibles.

9.2 CÁLCULO DEL RODETE

A continuación, realizaremos el dimensionamiento del rodete de la turbina apoyándonos en la ecuación de Euler para turbomáquinas previamente explicada en la teoría. Mediante esta ecuación podremos obtener las velocidades de operación, los ángulos de entrada y salida del fluido en los álabes y los diámetros del rodete. Sin embargo, estamos considerando la teoría de álabes infinitos, es decir, que el rodete tiene infinitos alabes por lo que más adelante se definirán independientemente las dimensiones de los álabes.

En primer lugar, vamos a definir la relación geométrica entre el diámetro interior y el exterior, la cual según los estudios realizados por Adolph y F. Schweiger varía entre 0,35 y 0,67 según el número específico de revoluciones. Nosotros vamos a elegir el siguiente valor para dicha relación geométrica:

$$\nu = \frac{D_i}{D_e} = 0,5 \quad (9.4)$$

También debemos tener en cuenta la relación entre la energía cinética y la energía de presión, de forma que asumiremos el siguiente valor para el coeficiente de proporcionalidad:

$$\xi = 0,4$$

Una vez definidos los valores anteriores podemos pasar a calcular el valor de la velocidad absoluta del fluido a la entrada de la turbina, que dependerá de la relación de energía cinética y de presión, se define:

$$c_1 = \sqrt{H_n \cdot 2 \cdot g \cdot (1 - \xi)} = \sqrt{8,5 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,4)} = 10 \text{ m/s} \quad (9.5)$$

Las turbinas Kaplan pertenecen al grupo de turbomáquinas axiales por lo que la velocidad tangencial o periférica del rodete es igual a la entrada y a la salida de este. Esto se debe a que en una cierta sección del álabe, el radio a la entrada y a la salida permanecen constantes.

$$u = u_1 = u_2 \quad (9.6)$$

Además, con el propósito de conseguir el mayor rendimiento posible el ángulo existente entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial a la salida deberá ser de 90°. Es por esto que la velocidad absoluta del fluido a la salida será igual a su componente meridional a la salida. Esto es debido a que el escurrimiento en el borde de salida del álabe es paralelo al eje de rotación de la turbina.

$$\alpha_2 = 90^\circ \quad (9.7)$$

$$c_2 = c_{2m} \quad (9.8)$$

Los ángulos óptimos en el extremo formados por la velocidad relativa del fluido y la velocidad tangencial son:

$$\beta_1 \approx \beta_2 \quad (9.9)$$

Esta relación indica la linealidad del perfil exterior con lo que los cálculos se nos facilitarán. Al haber realizado esta suposición más adelante deberemos comprobar que β_{1i} es menor de 90°.

El siguiente paso es calcular la velocidad tangencial al extremo del rodete que como comentamos anteriormente es igual a la entrada y a la salida. Esta velocidad depende del coeficiente de velocidad tangencial k_u que valdrá 1,5 para obtener una velocidad óptima.

$$u \approx k_u \cdot \sqrt{H_n \cdot 2 \cdot g} = 1,5 \cdot \sqrt{8,5 \cdot 2 \cdot 9,81} = 19,37 \text{ m/s} \quad (9.10)$$

Ahora, calcularemos el diámetro exterior del rodete y el ángulo α_1 (ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial a la entrada del rodete) a través de un sistema de dos ecuaciones formado por la ecuación del caudal y la de Euler. También haremos uso de las relaciones geométricas que aparecen en el triángulo de velocidades.

Para la ecuación del caudal tomaremos la sección de entrada del rodete en función del diámetro exterior y la velocidad meridional en función de la velocidad absoluta y el ángulo α .

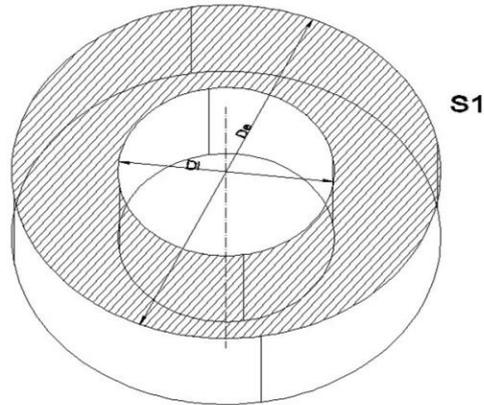


Figura 9.1: Sección de entrada del rodete. [28]

$$Q = S \cdot c_{1m} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2) \cdot c_{1m} \rightarrow D_i = v \cdot D_e \rightarrow \quad (9.11)$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - (v \cdot D_e)^2) \cdot c_{1m}$$

$$c_{1m} = c_1 \cdot \text{sen}(\alpha_1) \quad (9.12)$$

Definimos la ecuación de Euler introduciendo la potencia útil de la turbina.

$$P_{\text{útil}} = Q \cdot \rho \cdot \omega \cdot (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \quad (9.13)$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \text{cos}(\alpha_1) \quad (9.14)$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \text{cos}(\alpha_2) = 0 \text{ m/s} \rightarrow \alpha_2 = 90^\circ \quad (9.15)$$

Debido a las restricciones mencionadas anteriormente tenemos:

$$c_2 = c_{2m} = c_{1m} \quad (9.16)$$

Recordando que la velocidad tangencial es la misma a la entrada y a la salida también serán iguales los radios a la entrada y a la salida.

$$r = r_1 = r_2 \quad (9.17)$$

Definiendo la velocidad angular en función del diámetro:

$$\omega = \frac{u}{r} = \frac{u}{\frac{D_e}{2}} \quad (9.18)$$

A continuación, elaboramos el sistema de ecuaciones sustituyendo las simplificaciones mencionadas anteriormente de forma que queden las dos ecuaciones en función del ángulo

entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial a la entrada (α_1) y el diámetro exterior del rodete (D_e).

$$P_{interna} = Q \cdot \rho \cdot \frac{u}{\frac{D_e}{2}} \cdot \left(\left(\frac{D_e}{2} \right) \cdot c_1 \cdot \cos(\alpha_1) - \left(\frac{D_e}{2} \right) \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \cos(\alpha_2) \right) \quad (9.19)$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - (v \cdot D_e)^2) \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)$$

Una vez resuelto obtenemos:

$$D_e = 2,123 \text{ m}$$

$$\alpha_1 = 67,36^\circ$$

Empelando la relación geométrica que nos relaciona los diámetros:

$$D_i = D_e \cdot 0,5 = 1,06 \text{ m} \quad (9.20)$$

Hasta ahora hemos obtenido los diámetros del rodete y el ángulo (α_1). Procedemos a hallar los ángulos β apoyándonos en la teoría del triángulo de velocidades. De esta manera tenemos:

$$\tan(\beta_1) = \frac{c_{1m}}{u - c_{1u}} = \frac{c_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{u - c_1 \cdot \cos(\alpha_1)} = \frac{10 \cdot \sin(67,36^\circ)}{19,37 - 10 \cdot \cos(67,36^\circ)} \quad (9.21)$$

$$\beta_1 = 30,738^\circ$$

$$\tan(\beta_1) = \frac{c_{2m}}{u} = \frac{c_{1m}}{u} = \frac{c_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{u} = \frac{10 \cdot \sin(67,36^\circ)}{19,37} \quad (9.22)$$

$$\beta_2 = 25,477^\circ$$

La diferencia entre los valores de las betas es mínima por lo que como se comentó anteriormente el perfil exterior es prácticamente lineal. En la figura 9.2 se puede ver una representación del perfil exterior del álabe junto sus correspondientes triángulos de velocidades. Además, se puede apreciar como c_{1m} tiene la misma magnitud que c_{2m} y esta coincide con c_2 ; y $\alpha_2 = 90^\circ$.

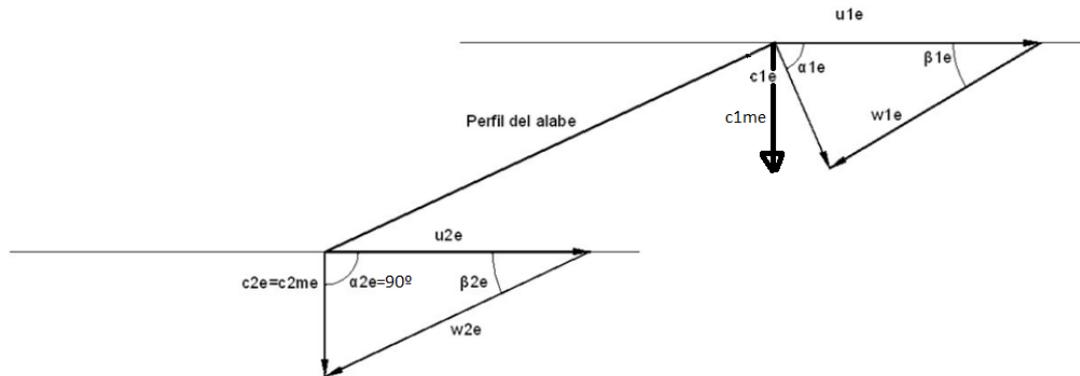


Figura 9.2: Triángulos de velocidades en el perfil exterior del álabe. [28]

Ahora calcularemos la velocidad angular y el número de revoluciones:

$$\omega = \frac{u}{\frac{D_e}{2}} = 18,248 \text{ rad/s} \quad (9.23)$$

$$n = \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} = 174,25 \text{ rpm} \quad (9.24)$$

Finalmente obtendremos el número específico de revoluciones en función del caudal:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\frac{3}{H^4}} = 173,26 \text{ rpm} \quad (9.25)$$

9.3 CÁLCULO DE LOS ÁLABES

En este punto vamos a proceder a definir de la forma más precisa posible las dimensiones de los álabes. Estos elementos son los encargados de transformar la energía cinética del fluido que entra en contacto con ellos en energía mecánica haciendo girar el rodete.

Para realizar este proceso de la forma más precisa posible se procede a dividir cada álabe en 5 secciones igualmente espaciadas, desde el perfil interior hasta el exterior y después se calculan sus triángulos de velocidades correspondientes. Una vez obtenidos los triángulos de velocidades se tiene los datos necesarios para aplicar la teoría de persiana de álabes y obtener el número de álabes en el rodete, las posiciones entre rodete y distribuidor, y finalmente los radios de curvatura para adaptar los ángulos de entrada y salida a la circulación del fluido sin que existan choques que disipen energía.

Respecto a la nomenclatura aparecerán diferentes subíndices: “i” (interior), “e” (exterior) y “1”, “2” y “3” que serán puntos intermedios.

Para poder realizar este procedimiento partiremos de los datos del cálculo del rodete:

$$D_e = 2,123 \text{ m}$$

$$D_i = 1,06 \text{ m}$$

$$\alpha_{1e} = 67,36^\circ$$

$$\alpha_{2e} = 90^\circ$$

$$\beta_{1e} = 30,738^\circ$$

$$\beta_{2e} = 25,477^\circ$$

$$c_{1e} = 10 \text{ m/s}$$

$$c_2 = c_{2m} = c_{1m} = 9,229 \text{ m/s}$$

$$u_e = 19,37 \text{ m/s}$$

$$\omega = 18,248 \text{ rad/s}$$

$$n_q = 173,26 \text{ rpm}$$

Al dividir cada álabe en 5 secciones serán necesarios 5 radios equiespaciados. Usaremos como referencia los radios del perfil interior y exterior, e incorporaremos tres más intermedios.

$$r_i = \frac{D_i}{2} = \frac{1,06}{2} = 0,53 \text{ m} \quad (9.26)$$

$$r_e = \frac{D_e}{2} = \frac{2,123}{2} = 1,06 \text{ m} \quad (9.27)$$

$$\Delta_r = \frac{r_e - r_i}{4} = 0,1325 \text{ m} \quad (9.28)$$

Por lo tanto, los radios de las 5 secciones a estudiar son:

$$r_i = 0,53 \text{ m} \quad (9.29)$$

$$r_1 = r_i + \Delta_r = 0,6625 \text{ m} \quad (9.30)$$

$$r_2 = r_1 + \Delta_r = 0,795 \text{ m} \quad (9.31)$$

$$r_3 = r_2 + \Delta_r = 0,9275 \text{ m} \quad (9.32)$$

$$r_e = 1,06 \text{ m} \quad (9.33)$$

Ya hemos obtenido los radios de cada sección, por lo tanto, a partir de ahora todas las velocidades y ángulos que se calculen se realizarán para cada una de las secciones.

Empezaremos calculando las velocidades tangenciales teniendo en cuenta que la velocidad angular es un valor constante debido a que la generación de energía eléctrica por parte del alternador sea estable y a la misma frecuencia. A modo de recordatorio la velocidad tangencial a la entrada y a la salida es la misma como vimos en la ecuación 9.6, por lo que solo la calcularemos a la entrada.

$$u_{1i} = \omega \cdot r_i = 9,671 \text{ m/s} \quad (9.34)$$

$$u_{11} = \omega \cdot r_1 = 12,0893 \text{ m/s} \quad (9.35)$$

$$u_{12} = \omega \cdot r_2 = 14,507 \text{ m/s} \quad (9.36)$$

$$u_{13} = \omega \cdot r_3 = 16,925 \text{ m/s} \quad (9.37)$$

$$u_{1e} = \omega \cdot r_e = 19,3429 \text{ m/s} \quad (9.38)$$

A continuación, vamos a calcular la componente tangencial de la velocidad absoluta de entrada para cada sección. Pero antes será necesario calcular el rendimiento hidráulico de la turbina, ya que interviene en la fórmula de dicha velocidad.

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} = \frac{(u_{1e} \cdot c_{1ue} - u_{2e} \cdot c_{2ue})}{gH} \quad (9.39)$$

Sabiendo que:

$$c_{1ue} = c_{1e} \cdot \cos(\alpha_{1e}) = 10 \cdot \cos(67,36) = 3,849 \text{ m/s} \quad (9.40)$$

$$\alpha_{2e} = 90^\circ \rightarrow c_{2ue} = 0 \text{ m/s}$$

El rendimiento hidráulico es:

$$\eta_h = \frac{19,3429 \cdot 3,849}{9,81 \cdot 8,5} = 0,8928 = 89,28\% \quad (9.41)$$

Conocido el rendimiento hidráulico estamos capacitados para calcular las componentes tangenciales de la velocidad absoluta para cada sección.

$$c_{1ui} = \frac{H \cdot g \cdot \eta_h}{u_{1i}} = 7,698 \text{ m/s} \quad (9.42)$$

$$c_{1u1} = \frac{H \cdot g \cdot \eta_h}{u_{11}} = 6,1584 \text{ m/s} \quad (9.43)$$

$$c_{1u2} = \frac{H \cdot g \cdot \eta_h}{u_{12}} = 5,1321 \text{ m/s} \quad (9.44)$$

$$c_{1u3} = \frac{H \cdot g \cdot \eta_h}{u_{13}} = 4,3989 \text{ m/s} \quad (9.45)$$

$$c_{1ue} = \frac{H \cdot g \cdot \eta_h}{u_{1e}} = 3,849 \text{ m/s} \quad (9.46)$$

Con estos resultados junto a la velocidad absoluta de entrada del fluido al rodete podemos calcular la variación del ángulo α en el borde de ataque de cada sección. Solo se calcularán los de entrada debido a que como comentamos anteriormente en turbinas tipo Kaplan el ángulo de salida α_2 será de 90° para cada sección del álabe.

$$\alpha_{1i} = \arccos\left(\frac{c_{1ui}}{c_{1e}}\right) = 39,664^\circ \quad (9.47)$$

$$\alpha_{11} = \arccos\left(\frac{c_{1u1}}{c_{1e}}\right) = 51,987^\circ \quad (9.48)$$

$$\alpha_{12} = \arccos\left(\frac{c_{1u2}}{c_{1e}}\right) = 59,1221^\circ \quad (9.49)$$

$$\alpha_{13} = \arccos\left(\frac{c_{1u3}}{c_{1e}}\right) = 63,9031^\circ \quad (9.50)$$

$$\alpha_{1e} = \arccos\left(\frac{c_{1ue}}{c_{1e}}\right) = 67,36^\circ \quad (9.51)$$

Ahora apoyándonos en las relaciones trigonométricas del triángulo de velocidades calcularemos el ángulo β a la entrada de cada sección.

$$\beta_{1i} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1i} - c_{1ui}}\right) = 77,9328^\circ \quad (9.52)$$

$$\beta_{11} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{11} - c_{1u1}}\right) = 57,2737^\circ \quad (9.53)$$

$$\beta_{12} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{12} - c_{1u2}}\right) = 44,5507^\circ \quad (9.54)$$

$$\beta_{13} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{13} - c_{1u3}}\right) = 36,3821^\circ \quad (9.55)$$

$$\beta_{1e} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1e} - c_{1ue}}\right) = 30,7803^\circ \quad (9.56)$$

Observando los resultados nos damos cuenta de que el ángulo es cada vez mayor según nos acercamos al perfil interior de modo que si no fuera así el álabe presentaría zonas de remanso o de generación de flujo turbulento. Además, también cumple la condición de que $\beta_{1i} < 90^\circ$.

Seguimos con el cálculo del ángulo β pero referido a la salida de los álaves:

$$\beta_{2i} = \arctan\left(\frac{c_{2me}}{u_{2i} - c_{2ui}}\right) = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1i}}\right) = 43,66^\circ \quad (9.57)$$

$$\beta_{21} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{11}}\right) = 37,3582^\circ \quad (9.58)$$

$$\beta_{22} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{12}}\right) = 32,4635^\circ \quad (9.59)$$

$$\beta_{23} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{13}}\right) = 28,6031^\circ \quad (9.60)$$

$$\beta_{2e} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1e}}\right) = 25,507^\circ \quad (9.61)$$

Ya hemos obtenido la variación de los ángulos en cada una de las secciones del perfil del álabe. Lo siguiente será el cálculo de las velocidades relativas del fluido respecto del rodete para cada sección. Empezaremos con las de entrada:

$$w_{1i} = \frac{c_{1me}}{\sin(\beta_{1i})} = 9,4375 \text{ m/s} \quad (9.62)$$

$$w_{11} = \frac{c_{1me}}{\sin(\beta_{11})} = 10,9704 \text{ m/s} \quad (9.63)$$

$$w_{12} = \frac{c_{1me}}{\sin(\beta_{12})} = 13,1553 \text{ m/s} \quad (9.64)$$

$$w_{13} = \frac{c_{1me}}{\sin(\beta_{13})} = 15,5588 \text{ m/s} \quad (9.65)$$

$$w_{1e} = \frac{c_{1me}}{\sin(\beta_{1e})} = 18,0343 \text{ m/s} \quad (9.66)$$

Del mismo modo calculamos las velocidades relativas a la salida:

$$w_{2i} = \frac{c_{1me}}{\text{sen}(\beta_{2i})} = 13,368 \text{ m/s} \quad (9.67)$$

$$w_{21} = \frac{c_{1me}}{\text{sen}(\beta_{21})} = 15,2094 \text{ m/s} \quad (9.68)$$

$$w_{22} = \frac{c_{1me}}{\text{sen}(\beta_{22})} = 17,1938 \text{ m/s} \quad (9.69)$$

$$w_{23} = \frac{c_{1me}}{\text{sen}(\beta_{23})} = 19,2777 \text{ m/s} \quad (9.70)$$

$$w_{2e} = \frac{c_{1me}}{\text{sen}(\beta_{2e})} = 21,4318 \text{ m/s} \quad (9.71)$$

Los valores calculados de los ángulos α y β son los que nos van a servir de gran ayuda para la construcción del perfil del álabe.

Con respecto a los datos calculados de las velocidades relativas a la entrada y a la salida podemos observar como la velocidad en cada sección a la entrada es inferior a la velocidad a la salida, luego se realiza un intercambio de la energía de presión en energía cinética.

Y respecto a los valores del resto de magnitudes del triángulo de velocidades son coherentes y por lo tanto sigue el funcionamiento de una turbina.

A modo de resumen de las magnitudes obtenidas para cada sección del álabe se presenta la siguiente tabla:

Tabla 3: Resumen magnitudes triángulo de velocidades.

	$r \text{ (m)}$	$u_1 \text{ (m/s)}$	$c_{1u} \text{ (m/s)}$	$\alpha_1 \text{ (}^\circ\text{)}$	$\beta_1 \text{ (}^\circ\text{)}$	$\beta_2 \text{ (}^\circ\text{)}$	$w_1 \text{ (m/s)}$	$w_2 \text{ (m/s)}$
Sección i	0,53	9,671	7,698	39,66	77,933	43,66	9,437	13,368
Sección 1	0,662	12,089	6,158	51,987	57,274	37,358	10,97	15,209
Sección 2	0,795	14,507	5,132	59,122	44,551	32,463	13,155	17,194
Sección 3	0,927	16,925	4,399	63,903	36,382	28,603	15,559	19,278
Sección e	1,06	19,343	3,849	67,36	30,78	25,507	18,034	21,432

9.4 CÁLCULO DEL NÚMERO DE ÁLABES Y SUS DIMENSIONES

En primer lugar, para obtener el número de álabes además de su altura y curvatura, tenemos que determinar primero el número específico de revoluciones en función de la potencia.

$$n_s = 3,65 \cdot n_q \cdot \sqrt{\eta_h} = 3,65 \cdot 173,26 \cdot \sqrt{0,8928} = 597,561 \text{ rpm} \quad (9.72)$$

Una vez obtenida esta magnitud, para el cálculo del resto de parámetros nos apoyaremos en un estudio realizado por F. de Siervo y F. de Leva. Este estudio fue publicado en dos tomos, uno en diciembre de 1977 y el otro en enero de 1978 por la revista *Water Power & Dam Construction* bajo el título de *Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines*. Este documento muestra los resultados de una amplia investigación realizada en más de 130 turbinas Kaplan fabricadas en todo el mundo. Gracias a este estudio se dieron cuenta de que existía relación entre dimensiones del rodete y el número específico de revoluciones.

A continuación, se calculan las dimensiones principales del rodete a partir de las correlaciones obtenidas por F. de Siervo y F. de Leva y los parámetros calculados anteriormente.

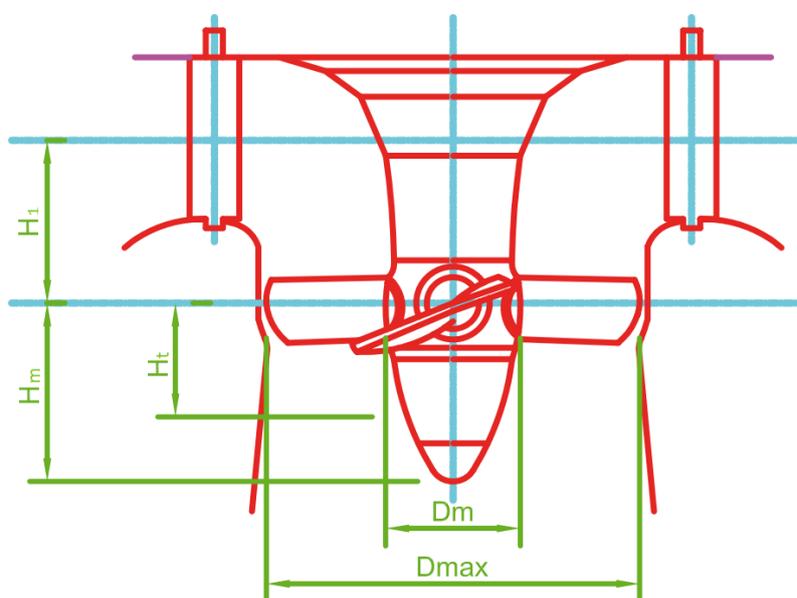


Figura 9.3: Resto dimensiones rodete turbina Kaplan. [30]

$$H_m = \frac{6,94 \cdot D_e}{n_s^{0,403}} = \frac{6,94 \cdot 2,123}{597,561^{0,403}} = 1,12 \text{ m} \quad (9.73)$$

$$H_1 = \left(0,38 + \frac{N_s}{19342}\right) \cdot D_e = \left(0,38 + \frac{597,561}{19342}\right) \cdot 2,123 = 0,8723 \text{ m} \quad (9.74)$$

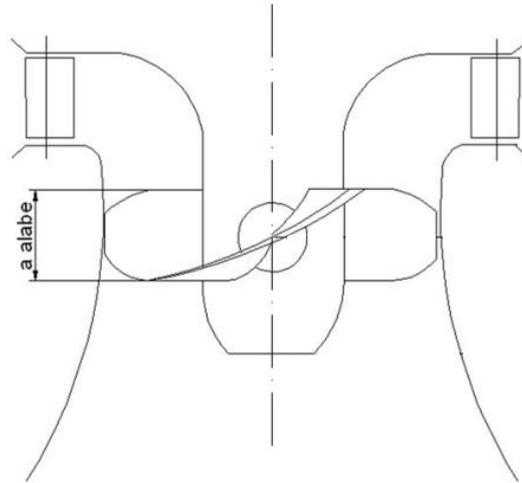


Figura 9.4: Altura ábame. [28]

La altura del ábame será:

$$a_{\text{álabe}} = \frac{H_1 + H_m}{3} = 0,6641 \text{ m} \quad (9.75)$$

El espacio entre ábames se calculará según la teoría de persianas como:

$$t = \frac{a_{\text{álabe}}}{\tan(\beta_{1e})} = \frac{0,6641}{\tan(30,7803)} = 1,1149 \text{ m} \quad (9.76)$$

Una vez obtenido el espacio entre ábames estamos en disposición de calcular el número de ábames de los que se compone el rodete, aproximando el resultado a un número entero. Se calcula dividiendo la longitud de la circunferencia exterior del rodete entre el espacio libre entre ábames:

$$z = \frac{\pi \cdot D_e}{t} = 5,98 \approx 6 \text{ ábames} \quad (9.77)$$

Lo siguiente que debemos calcular es la longitud de la cuerda de los ábames en cada sección, con este valor podremos obtener la curvatura del perfil del ábame.

$$l_i = \sqrt{\left(\frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{1i})} + \frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{2i})}\right)^2 + a_{\text{álabe}}^2} = 1,0556 \text{ m} \quad (9.78)$$

$$l_1 = \sqrt{\left(\frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{11})} + \frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{21})}\right)^2 + a_{\text{álabe}}^2} = 1,1525 \text{ m} \quad (9.79)$$

$$l_2 = \sqrt{\left(\frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{12})} + \frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{22})}\right)^2 + a_{\text{álabe}}^2} = 1,278 \text{ m} \quad (9.80)$$

$$l_3 = \sqrt{\left(\frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{13})} + \frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{23})}\right)^2 + a_{\text{álabe}}^2} = 1,4184 \text{ m} \quad (9.81)$$

$$l_e = \sqrt{\left(\frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{1e})} + \frac{a_{\text{álabe}}}{2 \cdot \sin(\beta_{2e})}\right)^2 + a_{\text{álabe}}^2} = 1,5676 \text{ m} \quad (9.82)$$

Una vez conocida la longitud de la cuerda para cada sección, podemos calcular la curvatura del perfil del álabe mediante el método de Weinig para álabes con curvaturas suaves.

$$R_{ci} = \frac{l_i}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{1i}))}} = 1,241 \text{ m} \quad (9.83)$$

$$R_{c1} = \frac{l_1}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{11}))}} = 1,7694 \text{ m} \quad (9.84)$$

$$R_{c2} = \frac{l_2}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{12}))}} = 2,4 \text{ m} \quad (9.85)$$

$$R_{c3} = \frac{l_3}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{13}))}} = 3,1412 \text{ m} \quad (9.86)$$

$$R_{ce} = \frac{l_e}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{1e}))}} = 3,9931 \text{ m} \quad (9.87)$$

Hasta este punto podemos representar los triángulos de velocidades correspondientes al perfil exterior e interior del álabe.

Respecto al perfil interior tenemos:

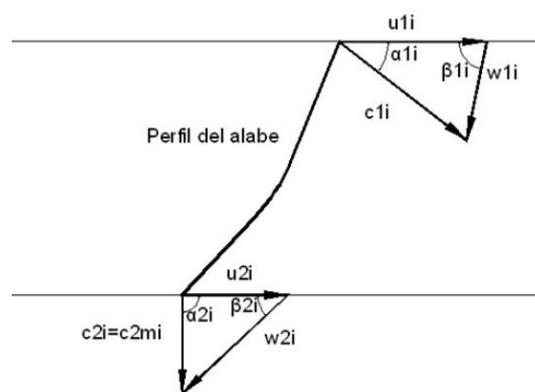


Figura 9.5: Triángulos de velocidades sección interior álabe. [28]

Respecto al perfil exterior:

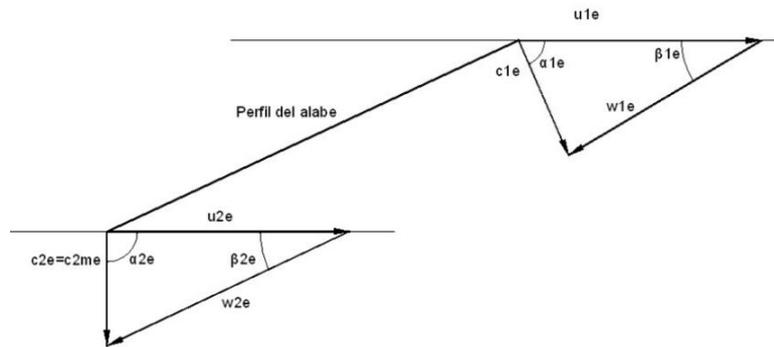


Figura 9.6: Triángulos de velocidades sección exterior álabe. [28]

En la figura 9.5 podemos observar como la velocidad absoluta a la entrada (c_{1i}) tiene una gran componente tangencial necesaria para intercambiar la mayor cantidad de energía del fluido al rodete. Es por ello que a la salida la velocidad absoluta (c_{1e}) no posee componente tangencial. Esto debe ser así para que se produzca una fuerza sobre los álabes que impulsen el rodete consiguiendo que la cantidad de movimiento cambie.

En la figura 9.6 observamos como la geometría de esta sección es prácticamente lineal, tal y como se comentó anteriormente. Además, la magnitud de la velocidad tangencial en el perfil exterior (u_e) respecto al interior (u_i) es mayor, lo que provoca que las velocidades relativas del fluido respecto al rodete sean mayores en el borde del álabe. Esto impulsa a que exista desprendimiento del fluido en el perfil exterior del álabe.

La variación del perfil del álabe podría presentar una forma similar a esta:

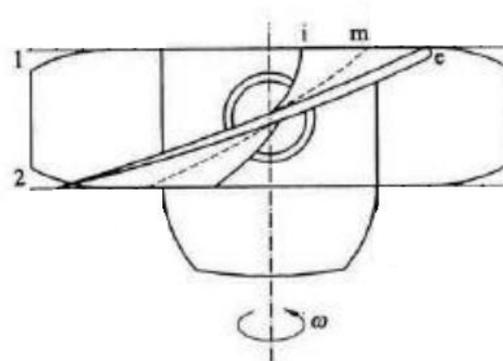


Figura 9.7: Variación de la sección en el álabe. [28]

Hasta este punto ya tenemos calculadas todas las dimensiones de los álabes, pero de manera adicional vamos a calcular el radio de curvatura de las aristas de estos.

Las diferentes secciones del álabe originan una superficie curvada que vista en planta forma un sector circular. Como se puede ver en la parte izquierda de la figura 9.8 las aristas sin apenas radio de curvatura provocan que el fluido no siga correctamente la trayectoria del borde del álabe. Esto posee como consecuencia una disminución del rendimiento debido a la aparición de torbellinos. Para resolver esto debemos suavizar las aristas del álabe como se muestra en la parte derecha de la figura 9.8.

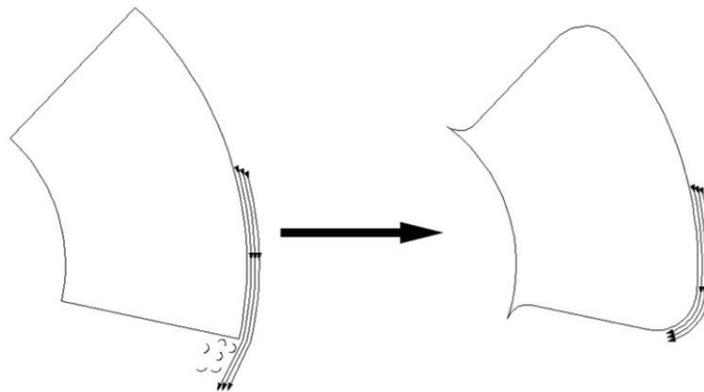


Figura 9.8: Ángulos de las aristas suavizados. [28]

Como hay 6 álabes:

$$\theta = \frac{360}{z} = 60^\circ \quad (9.88)$$

Calculamos el ángulo de álabe suficiente que hace que estos no colisionen cuando el rodete se encuentre en mínimo par.

$$\theta_{\text{álabe}} = \frac{z^2 \cdot l_e \cdot \theta - \pi \cdot D_e \cdot \theta}{z^2 \cdot l_e} = 52,909^\circ \quad (9.89)$$

Con este valor del ángulo se puede realizar una aproximación de los radios en los bordes del álabe. Su cálculo es bastante complejo, nosotros vamos a realizar una aproximación bajo un modelo en el plano siendo la dimensión realmente en el espacio.

$$e = \frac{D_e}{2} \cdot \cos\left(\frac{\theta_{\text{álabe}}}{2}\right) = \frac{2,123}{2} \cdot \cos\left(\frac{59,909}{2}\right) = 0,95 \text{ m} \quad (9.90)$$

$$R_{\text{curvatura}} = \frac{e}{z} = \frac{0,95}{6} = 0,1584 \text{ m} \quad (9.91)$$

9.5 CÁLCULO DE LA CARCASA EN ESPIRAL.

La carcasa es el primer elemento que se encuentra el fluido al entrar en la turbina y las magnitudes de sus dimensiones deben ser calculadas con precisión, ya que en este elemento es donde se transforma parte de la energía de presión del fluido en energía cinética. La carcasa tiene sección circular y forma un espiral.

Para el cálculo de las dimensiones de la carcasa nos vamos a apoyar en el estudio realizado por F. de Siervo y F. de Leva donde desarrollaron unas ecuaciones de correlación para su obtención. En nuestro caso la carcasa está construida de chapa de acero.

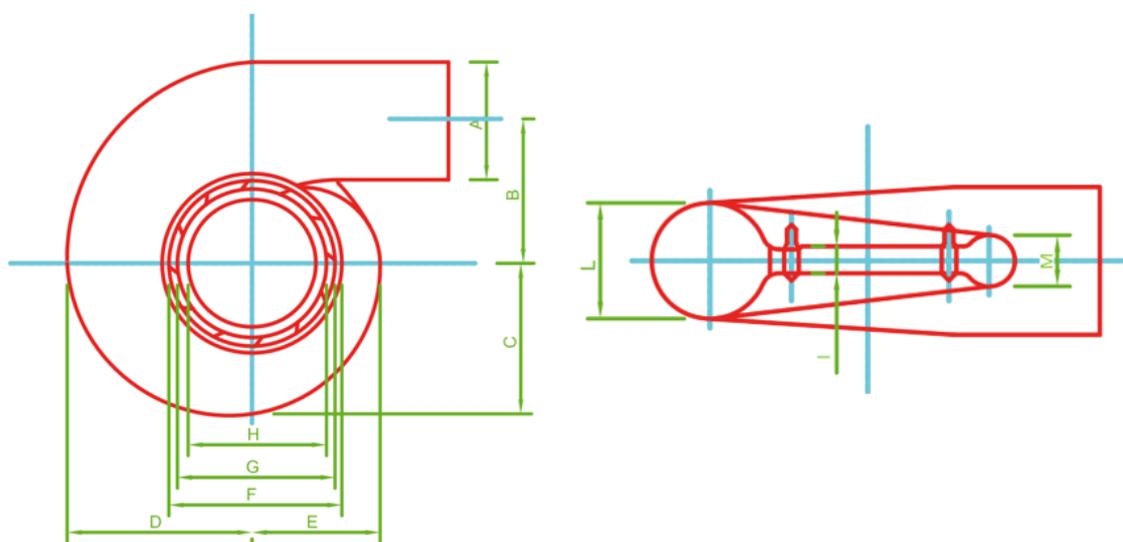


Figura 9.9: Dimensiones de una carcasa espiral de acero de una turbina Kaplan. [30]

$$A = 0,4 \cdot n_s^{0,2} \cdot D_e = 3,05 \text{ m} \quad (9.92)$$

$$B = \left(1,26 + \frac{n_s}{2638,5}\right) \cdot D_e = 3,1558 \text{ m} \quad (9.93)$$

$$C = \left(1,46 + \frac{n_s}{3086,4}\right) \cdot D_e = 3,51 \text{ m} \quad (9.94)$$

$$D = \left(1,59 + \frac{n_s}{1742,2}\right) \cdot D_e = 4,104 \text{ m} \quad (9.95)$$

$$E = \left(1,21 + \frac{n_s}{3690}\right) \cdot D_e = 2,9126 \text{ m} \quad (9.96)$$

$$F = \left(1,45 + \frac{72,17}{n_s}\right) \cdot D_e = 3,3348 \text{ m} \quad (9.97)$$

$$G = \left(1,29 + \frac{41,63}{n_s}\right) \cdot D_e = 2,8866 \text{ m} \quad (9.98)$$

$$H = \left(1,13 + \frac{31,86}{n_s}\right) \cdot D_e = 2,5122 \text{ m} \quad (9.99)$$

$$I = \left(0,45 - \frac{31,8}{n_s}\right) \cdot D_e = 0,8424 \text{ m} \quad (9.100)$$

$$L = \left(0,74 + \frac{n_s}{1149,4}\right) \cdot D_e = 2,6747 \text{ m} \quad (9.101)$$

$$M = \frac{D_e}{2,06 + \frac{n_s}{833,3}} = 3,7645 \text{ m} \quad (9.102)$$

9.6 CÁLCULO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN

En nuestro caso, el tubo de aspiración presenta una forma acodada uniendo la salida del rodete con el canal de desagüe.

Para obtener las dimensiones se realiza de igual forma que como hemos visto en la carcasa, nos apoyaremos en las ecuaciones de correlación obtenidas en el estudio de F. de Siervo y F. de Leva.

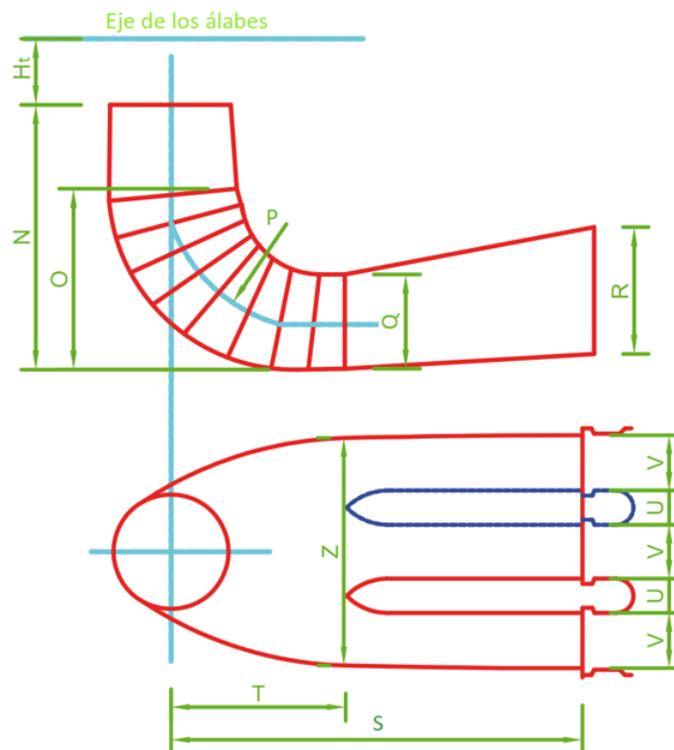


Figura 9.10: Dimensiones tubo de aspiración acodado turbina Kaplan. [30]

$$H_t = \left(0,24 + \frac{n_s}{12788}\right) \cdot D_e = 0,6087 \text{ m} \quad (9.103)$$

$$N = \left(2 - \frac{n_s}{467290}\right) \cdot D_e = 4,2433 \text{ m} \quad (9.104)$$

$$O = \left(1,4 - \frac{n_s}{59880}\right) \cdot D_e = 2,951 \text{ m} \quad (9.105)$$

$$P = \left(1,26 - \frac{16,35}{n_s}\right) \cdot D_e = 2,6169 \text{ m} \quad (9.106)$$

$$Q = \left(0,66 - \frac{18,4}{n_s}\right) \cdot D_e = 1,3358 \text{ m} \quad (9.107)$$

$$R = \left(1,25 - \frac{n_s}{12531}\right) \cdot D_e = 2,5525 \text{ m} \quad (9.108)$$

$$S = \left(4,26 + \frac{201,21}{n_s}\right) \cdot D_e = 9,7588 \text{ m} \quad (9.109)$$

$$T = \left(1,2 + \frac{n_s}{1953}\right) \cdot D_e = 3,1972 \text{ m} \quad (9.110)$$

$$Z = \left(2,58 + \frac{102,66}{n_s}\right) \cdot D_e = 5,842 \text{ m} \quad (9.111)$$

$$U = 0,15 \cdot D_e = 0,3185 \text{ m} \quad (9.112)$$

$$V = 2,91 \cdot D_e = 6,1779 \text{ m} \quad (9.113)$$

9.7 CÁLCULO DE LA CUBIERTA CÓNICA

Llamamos cubierta cónica a la parte inferior del rodete, es decir, al cubo del rodete y consideraremos que tiene forma esférica.

Lo primero que haremos para determinar las dimensiones de la cubierta serán calcular los radios de los casquetes de la “esfera” y posteriormente la generatriz de la cubierta con una geometría óptima para el paso del fluido.

Los datos de partida son la altura de los álabes y el diámetro interior del rodete:

$$a_{\text{álabe}} = 0,6641 \text{ m}$$

$$D_i = 1,06 \text{ m}$$

Respecto al centro del cubo tomaremos unos valores en exceso, en este caso se optó por:

$$\Delta_i = 0,200 \text{ m} \quad (9.114)$$

$$\Delta_s = 0,225 \text{ m} \quad (9.115)$$

Calculamos el ángulo del casquete esférico:

$$\alpha_i = 2 \cdot \arccos \left(1 - \frac{\frac{D_i}{2} - \Delta_i}{\frac{D_i}{2}} \right) = 135,6597^\circ \quad (9.116)$$

$$\alpha_s = 2 \cdot \arccos \left(1 - \frac{\frac{D_i}{2} - \Delta_s}{\frac{D_i}{2}} \right) = 129,7584^\circ \quad (9.117)$$

Luego los diámetros de las cubiertas son:

$$d_i = D_i \cdot \sin \left(\frac{\alpha_i}{2} \right) = 0,9816 \text{ m} \quad (9.118)$$

$$d_s = D_i \cdot \sin \left(\frac{\alpha_s}{2} \right) = 0,9597 \text{ m} \quad (9.119)$$

Para definir la generatriz de la cubierta cónica es necesaria la altura H_m de la cubierta calculada anteriormente.

$$H_m = 1,12 \text{ m}$$

$$h_m = H_m - \Delta_i = 0,92 \text{ m} \quad (9.120)$$

En nuestro caso vamos a considerar que la cubierta cónica es un paraboloide, por lo que aplicando la ecuación de una parábola:

$$A \cdot x^2 + B \cdot x + C = 0,92$$

Situando la curva simétrica respecto al eje de ordenadas:

$$A \cdot x^2 = 0,92 \quad (9.121)$$

Sustituyendo $x = d_i/2 = 0,4908 \text{ m}$, se tiene:

$$A = 3,82 \quad (9.122)$$

Por lo tanto, la ecuación de la parábola quedaría:

$$y = 3,82 \cdot x^2 \quad (9.123)$$

Esta curva se puede ver representada en la figura 9.11 la cual describe la generatriz de la cubierta cónica.

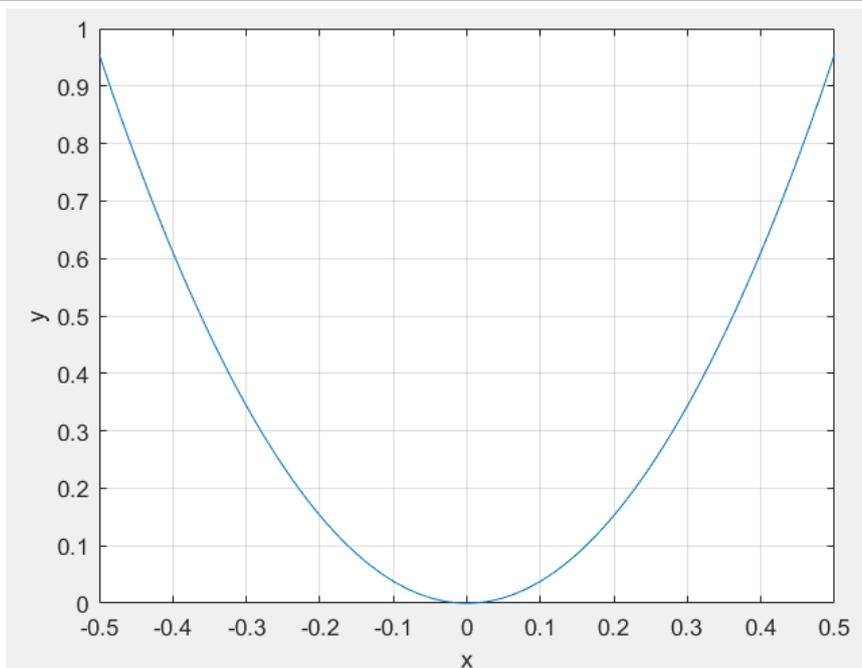


Figura 9.11: Generatriz de la cubierta cónica de la turbina Kaplan.

10 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Red Eléctrica (2022). Informe del Sistema Eléctrico. Recuperado de: https://www.sistemaelectrico-ree.es/sites/default/files/2023-03/Informe_Renovables_2022.pdf (Última vez visto: mayo 2023).
- [2] Energicitate Con Natalia (2015). Fuentes de energía, energía hidráulica. Recuperado de: <https://energicitateconnatalia.wordpress.com/energia-hidraulica/clasificacion/> (Última vez visto: mayo 2023).
- [3] Profesor en línea (2015). Clasificación centrales hidroeléctricas. Recuperado de <https://www.profesorenlinea.cl/fisica/CentralesHidroelectricas.htm> (Última vez visto: mayo 2023).
- [4] Google maps.
- [5] Iagua (2021). Bombas hidráulicas. Recuperado de: <https://www.iagua.es/blogs/eva-martin-vicario/bombas-hidraulicas-funcionamiento-cavitacion-y-tipos-0> (Última vez visto: junio 2023).
- [6] IDAE (2019). Pliego de especificaciones técnicas para contratación de los servicios de vigilancia, operación y mantenimiento de la presa y central hidroeléctrica Virgen de las Viñas en Aranda de Duero (Burgos). Recuperado de: <https://contrataciondelestado.es/wps/wcm/connect/84c3d1e7-0c95-4969-b86d-b8b89106e7e5/DOC20190314164005PCT.pdf?MOD=AJPERES> (Última vez visto: junio 2023).
- [7] Sapere Aude, Blog de aula (2016). Tornillo de Arquímedes. Recuperado de: <http://sapereaudeclasicas.blogspot.com/2016/12/arquimedes-tornillo-polea-principio-y.html> (Última vez visto: mayo 2023).
- [8] Paz, C., Suárez, E., Concheiro, M., & Conde, M. (2019). Turbomáquinas Hidráulicas. Recuperado de: <https://www.investigacion.biblioteca.uvigo.es/xmlui/handle/11093/1694>
- [9] AREATECNOLOGÍA (2016). Turbinas Hidráulicas. Recuperado de: <https://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html> (Última vez visto: julio 2023).

-
- [10] Ingfocol Ltda (2015). Capítulo 1 Hidroenergía. Recuperado de:
https://www1.upme.gov.co/Energia_electrica/Atlas/Atlas_p25-36.pdf (Última vez visto: mayo 2023).
- [11] IDEA y APIA (2006). Minicentrales hidroeléctricas, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Recuperado de:
https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_2.1.7_Minicentrales_hidroelectricas_125f6cd9.pdf (Última vez visto: mayo 2023).
- [12] Zamora Parra, Blas, & Viedma Robles, Antonio. Máquinas hidráulicas: teoría y problemas. Cartagena: Universidad Politécnica, CRAI Biblioteca, 2016. 348 p. ISBN: 978-84-16325-19-1.
- [13] García Pérez, Mario Alberto (2011). Turbomáquinas – Turbinas hidráulicas, Universidad Nacional del Callao.
- [14] Fernández Díez, Pedro (2008). Turbinas Hidráulicas, Universidad de Cantabria. Recuperado de: <https://pfernandezdiez.es/es/libro?id=10>
- [15] J. Renedo, C., Fernández Diego, I., Carcedo Haya, J., & Ortiz Fernández, F. (2015). Sistemas y Máquinas Fluido Mecánicas, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria.
- [16] Agüera Soriano, J. (2002). Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas, 5ª edición, Madrid: Ciencia 3.
- [17] Mataix, C. (1982). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. (2ª ed.). Ed. del castillo.
- [18] Mataix, C. (2009). Turbomáquinas hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores, 2ª ed., Madrid: Universidad Pontificia Comillas.
- [19] González Marcos, M. Pilar (2009). Tema 3: Principio de funcionamiento de turbomáquinas. Universidad del País Vasco.
- [20] Lozano Durán, A. (2019). Apuntes sobre dinámica de fluidos computacional. Universidad Politécnica de Madrid.
- [21] ANSYS, Inc, ANSYS 18.0 Bladegen tutorial guide, 2015.
- [22] ANSYS, Inc, ANSYS 18.0 Turbogrid tutorial guide, 2015.

- [23] ANSYS, Inc, ANSYS 18.0 CFX tutorial guide, 2015.
- [24] Xamán, J. & Gijón-Rivera, M. (2015). Dinámica de fluidos computacional para ingenieros.
- [25] Sánchez Vázquez, J. (2004). Simulación numérica directa en paralelo de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida. Universidad de Sevilla.
- [26] Fluid Mechanics 101 (2021). Eddy Viscosity Models for RANS and LES [Video]. <https://youtu.be/SVYXNICeNWA> (Última vez visto: julio 2023).
- [27] Laguna Ruz, R. M. (2015). Diseño de turbina Kaplan mediante Dinámica de Fluidos Computacional. Proyecto fin de carrera, Universidad de Sevilla.
- [28] Vicente Benito, D. (2010). Diseño de una turbina Kaplan para un caudal de 15 m³/s y salto neto de 10 m. Proyecto fin de carrera, Universidad de Salamanca.
- [29] Peón Herrera, S. (2021). Diseño y simulación de una turbina Kaplan mediante dinámica de fluidos computacional. Trabajo de fin de grado, Universidad de Cantabria.
- [30] Zapico Gutiérrez, P. (2015). Predimensionamiento de turbina Kaplan. Recuperado de: <https://www.tecnicaindustrial.es/wp-content/uploads/Numeros/105/4341/a4341.pdf> (Última vez visto: julio 2023).