



ANÁLISIS CFD DE UN ÁLABE DEL ÚLTIMO PASO DE UNA TURBINA DE VAPOR

Escuela Técnica Superior de Ingenieros
Industriales

Universidad Politécnica de Madrid

Alumno: Andrés Rodríguez Rodríguez

Tutores: Enrique Chacón Tanarro

Madrid, Febrero 2016

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el estudio detallado de las solicitaciones mecánicas a las que se encuentra sometido un álabe correspondiente a la sección de baja presión de una turbina de vapor.

Primeramente se llevará a cabo una introducción a este tipo de turbomáquinas con el fin de definir conceptos relevantes como el grado de reacción o el triángulo de velocidades, necesarios para comprender el funcionamiento de estas máquinas.

A medida que se avance en la explicación de los fundamentos teóricos de la turbina de vapor, se irá profundizando cada vez más hasta llegar a la corona de álabes del rotor. Aquí se describirán las fuerzas de distinta naturaleza que soportan los álabes en condiciones de trabajo, así como el principio de formación de humedad que ocurre en los últimos escalonamientos de la etapa de baja presión.

Una vez revisados todos los conceptos teóricos de interés, se pasará a simular con ayuda de un programa de Elementos Finitos la distribución de velocidades y de presión del flujo de vapor a su paso por un álabe de la última corona del rotor. El objetivo que se persigue es cuantificar tanto las tensiones mecánicas como los desplazamientos por deformación a los que se encuentra sometido el álabe debido a la interacción con el fluido a elevada velocidad.

Posteriormente, como ampliación a este modelo, se ha tenido en cuenta el efecto de los condensados (pequeñas gotas de agua) que se forman en los últimos escalonamientos de la turbina debido a grandes subenfriamientos locales del vapor. Estas gotas impactan sobre el lado de succión del perfil del álabe, por tanto su contribución a los valores de tensión y desplazamiento que experimenta el álabe también será cuantificada en el programa de Elementos Finitos.

Por último, se hará una recopilación de las principales conclusiones obtenidas tras el modelo simulado por ordenador, así como de la importancia de la calidad del vapor para el buen funcionamiento de la turbomáquina.

Los códigos UNESCO relacionados con este proyecto son:

2204.04 Mecánica de fluidos

2205.07 Medida de propiedades mecánicas

2205.09 Mecánica de sólidos

2213.07 Cambio de fase

3313.30 Turbinas

Palabras claves: turbina, rotor, álabe, triángulo de velocidades, grado de reacción, humedad, presión de impacto, simulación CFD, mallado.

ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN	7
1.1. Antecedentes	7
1.2. Justificación	9
1.3. Clasificación de las máquinas de fluidos	10
1.4. Ciclo ideal de Rankine	11
1.5. Turbinas de vapor	14
1.5.1. Principio de funcionamiento	14
1.5.2. Grado de reacción	15
1.5.3. Triángulo de velocidades	17
1.5.4. Ecuación fundamental de las turbomáquinas	19
1.5.5. Pérdidas de energía	20
1.5.6. Clasificación de las turbinas de vapor	23
1.5.7. Aplicaciones de las turbinas de vapor	26
1.6. Álabes	29
1.6.1. Definición y montaje	29
1.6.2. Parámetros geométricos	30
1.6.3. Álabes torsionados	31
1.6.4. Fuerzas soportadas por los álabes	33
1.7. Análisis de las condiciones en el cuerpo de baja presión	35
1.7.1. Formación de humedad	35
1.7.2. Ecuaciones de los parámetros de influencia erosiva	37
2. OBJETIVOS	39
3. METODOLOGÍA	41
3.1. Propiedades del álabe y del fluido de trabajo	41
3.2. Modelo 1: Simulación CFD	43
3.2.1. Planteamiento físico	43
3.2.2. Definición de parámetros	45
3.2.3. Geometría	45
3.2.4. Material	47
3.2.5. Condiciones de contorno	48
3.2.6. Mallado	52
3.2.7. Study type	56

3.3. Modelo 2: Simulación del álabe	57
3.3.1. Planteamiento físico	57
3.3.2. Geometría	58
3.3.3. Material	61
3.3.4. Condiciones de contorno	61
3.3.5. Mallado	64
3.3.6. Study type	65
3.4. Efecto de los condensados	66
3.4.1. Geometría	66
3.4.2. Condiciones de contorno	67
4. ANÁLISIS DE RESULTADOS	69
4.1. Campo de velocidades	69
4.2. Distribución de presiones	71
4.3. Tensiones en el álabe	74
4.4. Desplazamiento del álabe	77
4.5. Efecto de los condensados	80
4.5.1. Tensiones en el álabe	80
4.5.2. Desplazamientos del álabe	83
5. CONCLUSIONES	87
6. VALORACIÓN DE IMPACTOS	89
7. LÍNEAS FUTURAS	93
8. PLANIFICACIÓN TEMPORAL	95
9. PRESUPUESTO	99
10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
11. ÍNDICE DE FIGURAS	103
12. ÍNDICE DE TABLAS	105
13. NOTACIÓN Y UNIDADES	107

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

La prehistoria de la turbina de vapor (Gaffert, 1981) se remonta hasta el siglo I d.C., cuando Herón de Alejandría hizo ya la descripción de la primera turbina de vapor conocida. La turbina de Herón consistía en una esfera que podía girar libremente en torno a un eje diametral, apoyada en los extremos del mismo en dos soportes por cuyo interior hueco entraba en la esfera el vapor producido en un calderín. El vapor salía de la esfera por dos tubos acodados y diametralmente opuestos. La transformación de presión en velocidad tenía lugar totalmente en el elemento móvil, la esfera, que hacía de rodete.



Figura 1.1. Turbina prehistórica de Herón

Hasta finales del siglo XIX no se encontró ninguna aplicación práctica a la turbina de vapor, por lo que el desarrollo tecnológico de las mismas fue nulo hasta aquella fecha en la que comenzó la verdadera historia de las turbinas de vapor modernas. Entre los muchos investigadores que contribuyeron a su desarrollo, se hará mención de los dos más notables.

El primero es el inventor sueco Carl Gustaf Patrik De Laval (1845-1913), quien creó como subproducto de su desnatador centrífugo, impulsado por la necesidad de encontrar un accionamiento de gran velocidad, la turbina de vapor de acción de un solo escalonamiento llamada turbina de Laval. Desarrolló para su turbina la tobera convergente-divergente con velocidad supersónica de salida de vapor y el eje flexible, cuya velocidad crítica quedaba por debajo de la velocidad de giro de la turbina, de hasta 40000 revoluciones por minuto. De Laval fue, por tanto, el primero en diseñar chorros y geometría de palas adecuados para el uso eficiente de la expansión del vapor.

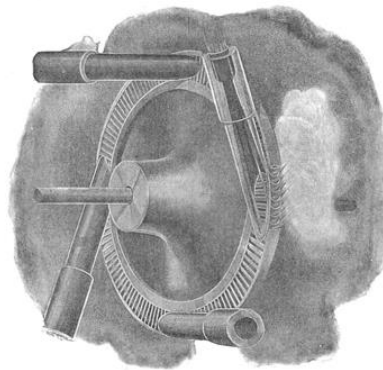


Figura 1.2. Turbina de Patrik De Laval

Otro inventor importante en el descubrimiento de las turbinas de vapor fue el inglés Charles Parsons (1854-1931), quien en busca de un motor marino apropiado para impulsar barcos de gran tonelaje, desarrolló en 1884 la turbina de vapor de reacción con varios escalonamientos. El “Turbinia” fue el primer barco equipado con turbina de vapor, allá por el año 1895. Parsons resolvió el problema de la marcha atrás utilizando un doble rodete, y consiguió mejores rendimientos que con las máquinas alternativas de vapor que se utilizaban en aquel entonces. Fue el creador de los *escalonamientos* de la turbina, mediante el cual el vapor se expandía en varias fases aprovechándose su energía en cada una de ellas.

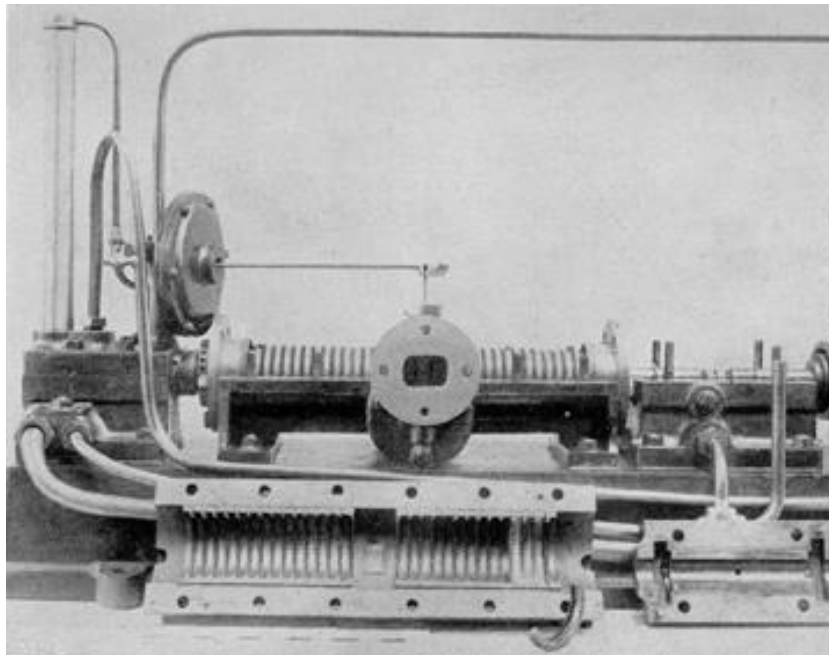


Figura 1.3. Turbina de Parsons

Con los trabajos llevados a cabo por De Laval y Parsons, las turbinas se basaron en dos principios diferentes de funcionamiento:

- La turbina de acción. En ella el vapor se expandía a través de toberas, alcanzando altas velocidades. El flujo de vapor a elevada velocidad y baja presión incidía en los álabes de una única rueda giratoria.
- La turbina de Parsons, por el contrario, era de reacción y en ella el vapor se expandía según iba pasando a través de toberas fijas y álabes móviles alternativamente.

1.2. Justificación

Las turbinas de vapor han ido evolucionando y desarrollándose cada vez más a lo largo de los años con el objetivo de obtener una mayor eficiencia energética, alcanzando las turbinas actuales rendimientos de entre un 40 y un 52%.

La principal aplicación de las turbinas de vapor modernas es la de hacer girar el rotor del generador situado en una central de producción de electricidad.

En el diagrama de sectores que se muestra a continuación viene reflejada la potencia actual de producción de energía eléctrica instalada en la península de España y clasificada por tecnologías usadas (Red Eléctrica de España, S.A.U., Enero 2016):

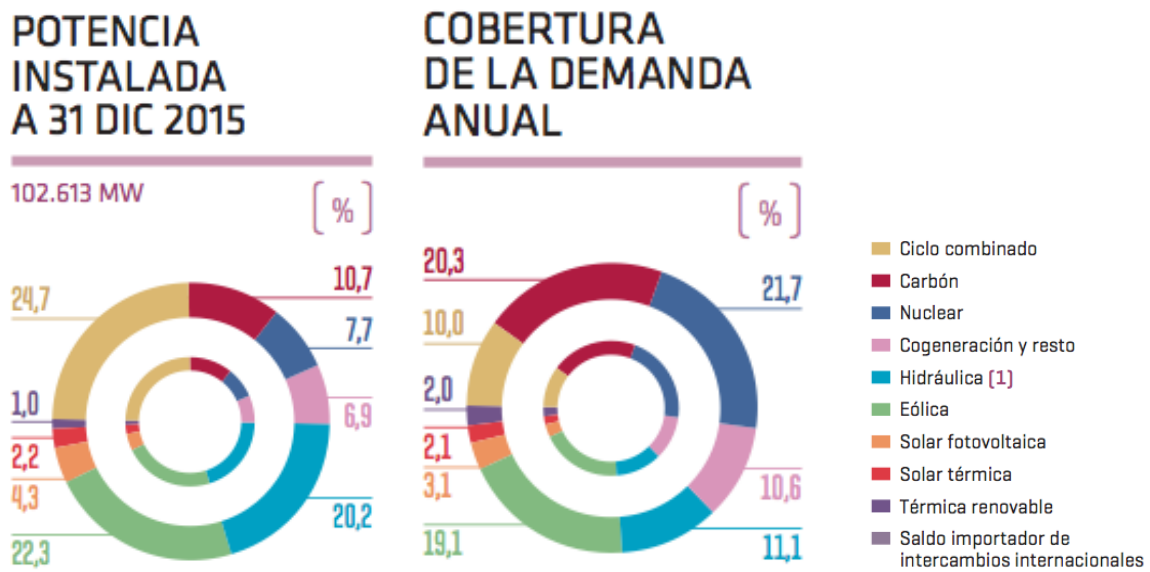


Figura 1.4. Potencia y demanda eléctrica en España según tipo de tecnología

Echando un vistazo se puede apreciar que aproximadamente la mitad de la potencia instalada en la península está asociada a tecnologías de turbinas de vapor, entre las que se encuentran: ciclo combinado (turbina de gas + turbina de vapor), carbón, nuclear, cogeneración y solar térmica. De igual forma se puede observar que el 64% de la demanda de electricidad durante el año 2015 fue cubierta por centrales de potencia que utilizan turbinas de vapor.

En conclusión, sobre este tipo de turbomáquinas recae hoy en día gran responsabilidad, por lo que el estudio de su comportamiento ante condiciones normales de funcionamiento es una práctica habitual para prevenir fallos que puedan hacer parar la planta, o con el fin de encontrar nuevas mejoras capaces de aumentar el rendimiento interno de la turbina.

1.3. Clasificación de las máquinas de fluidos

Una máquina de fluido es un conjunto de elementos mecánicos que intercambia energía mecánica mediante la variación de la energía térmica de un fluido que la atraviesa.

Dentro de éstas, se pueden distinguir (A.V.Schegliáiev, 1978):

- Máquinas hidráulicas: accionadas por un fluido incompresible o que se puede considerar incompresible, ya que la variación de su volumen específico es insignificante. Algunos ejemplos son las bombas y turbinas hidráulicas, motores hidráulicos, aerogeneradores y ventiladores.
- Máquinas térmicas: el fluido que las atraviesa es compresible. A su paso por las diferentes etapas, su volumen específico cambia significativamente. Dentro de este grupo se encuentran las máquinas y turbinas de vapor, compresores, turbinas de gas, expansores, etc.

Los gases son más compresibles que los líquidos. Sin embargo, no todas las máquinas con gas como fluido de trabajo son máquinas térmicas. Por ejemplo, un ventilador que trabaje a bajas presiones no necesita tener en cuenta la pequeña variación de volumen específico del aire a través de la máquina. Por el contrario, un compresor de aire para grandes presiones no puede modelarse sin tener en cuenta la variación de volumen específico a través de la máquina.

Profundizando aún más, las máquinas térmicas pueden clasificarse según el sentido que sigue la cesión de la energía, en:

- Máquinas motoras: el fluido cede energía a la máquina. En una turbina de vapor es el vapor el que cede energía (entalpía) a la máquina, que la transforma en energía mecánica rotativa para el accionamiento de un generador.
- Máquinas generadoras: la máquina comunica energía al fluido. Una bomba centrífuga transfiere energía (presión) al agua. Ésta tiene más presión a la salida que a la entrada.

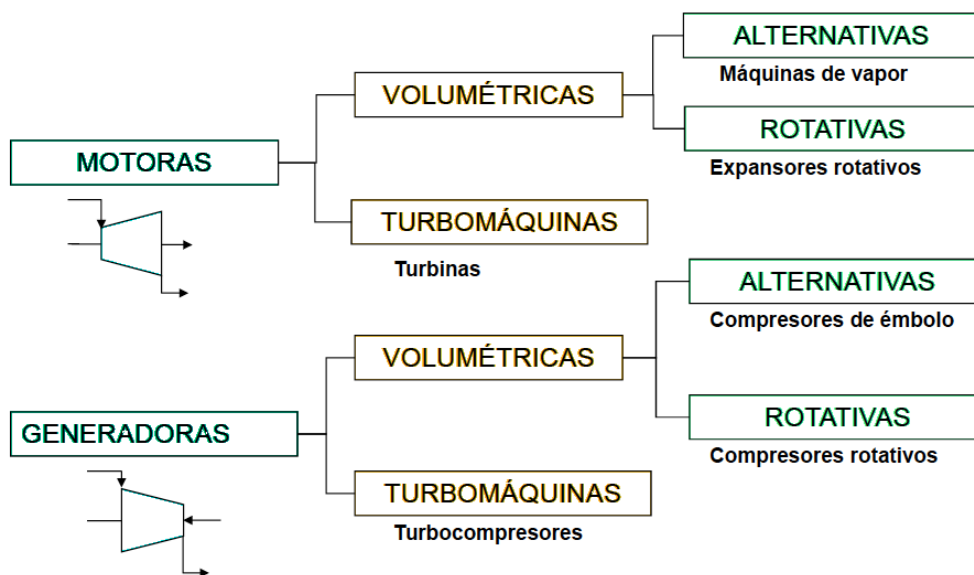


Figura 1.5. Clasificación de las máquinas térmicas

Independientemente del modo en que se produzca la cesión de energía, las máquinas térmicas pueden ser volumétricas o turbomáquinas:

- Turbomáquinas: el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía, dotado de movimiento rotativo denominado “rodete”. La ecuación de Euler basada en el teorema del momento cinético es la que rige el funcionamiento de estas máquinas llamadas también “máquinas dinámicas” o “máquinas de corriente”.
- Máquinas volumétricas: su principio de funcionamiento es el de desplazamiento positivo. Según este principio, una cierta cantidad de fluido queda positivamente retenido durante su paso a través de la máquina, experimentando cambios de presión al variar el volumen del recipiente, pero sin que la variación del momento cinético juegue un papel esencial en la transformación de energía. Estas máquinas se llaman también “estáticas”.

Por tanto, la turbina de vapor, que es la máquina que se va a estudiar, se puede clasificar como una **turbomáquina térmica motora**.

1.4. Ciclo ideal de Rankine

Un ciclo tipo en una máquina térmica es un ciclo que sea reversible y que sea teóricamente realizable, cuya perfección será tanto mayor cuanto su rendimiento se aproxime más al rendimiento térmico del ciclo ideal. Como el ciclo de Carnot es en la práctica irrealizable, a lo largo de los años se han ido probando alternativas cuyo rendimiento y comportamiento se asemejen lo máximo posible a este ciclo.

El ciclo de Rankine es el ciclo más sencillo con el que funcionan las turbinas de vapor. El proceso termodinámico ideal de un ciclo Rankine consta de las siguientes etapas:

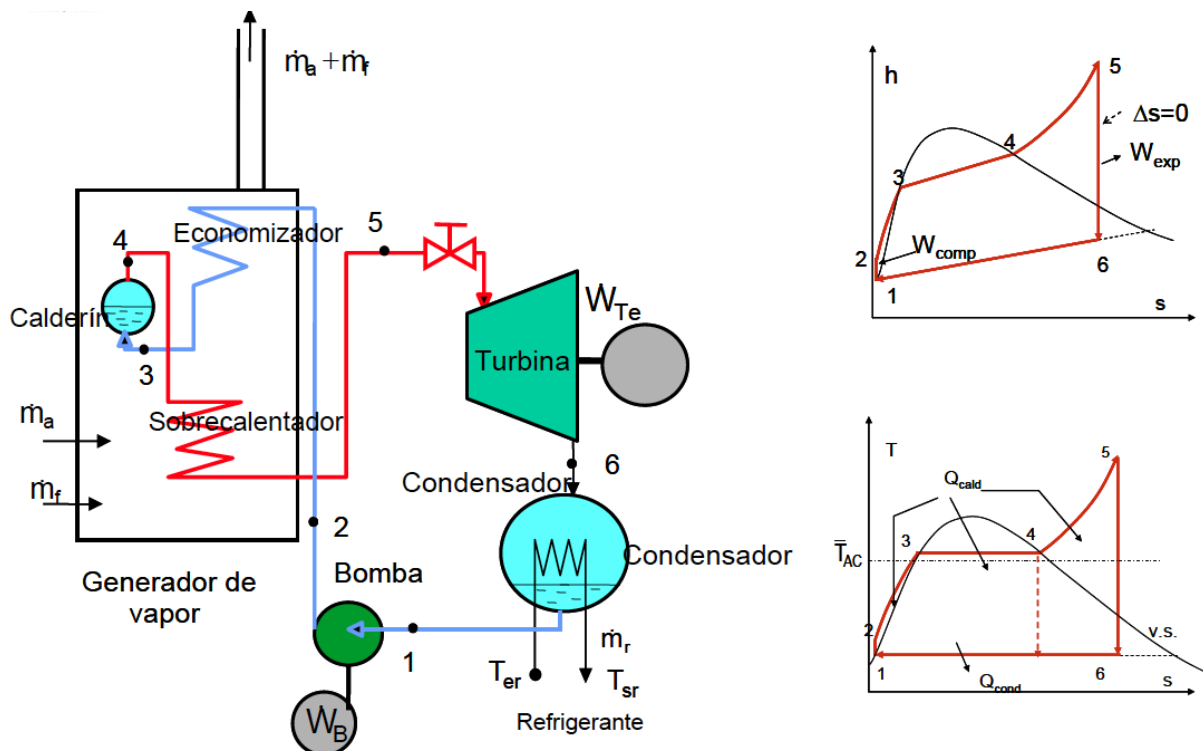


Figura 1.6. Ciclo ideal de Rankine

- 1) **Bombeo isentrópico** del agua líquida dirigida hacia la caldera. El trabajo desarrollado por la bomba es un trabajo que consume el sistema del exterior (es un trabajo negativo), a diferencia del realizado en la turbina, el cual es un trabajo producido por el sistema y que se aprovechará para accionar un equipo externo. El trabajo de la bomba suele ser muy pequeño en comparación con el de la turbina.
- 2) **Calentamiento y evaporación** del agua a presión constante, para la generación de vapor. Durante el cambio de fase, el proceso también es isotérmico. Habitualmente junto a la caldera se instala un sobrecalentador, con el fin de obtener vapor a mayor temperatura que el vapor saturado y mejorar así el rendimiento del ciclo.
- 3) **Expansión isentrópica** del vapor en la turbina. Esta fase es la que tiene lugar en el interior de la turbomáquina. El proceso ideal es reversible e isentrópico, por tanto también es adiabático. Aplicando el primer Principio de la Termodinámica, se obtiene la expresión del trabajo en la turbina:

$$W = -\Delta h - \Delta(c^2/2) > 0$$

Si las energías cinéticas del vapor antes y después de la expansión no varían mucho (aproximación que siempre se suele tomar), entonces:

$$W = -\Delta h = h_e - h_s$$

El trabajo en la turbina es igual a la diferencia de entalpías a la entrada y a la salida de la misma.

- 4) **Condensación isotérmica** del vapor. Este proceso se realiza hasta el estado de líquido saturado con el fin de reducir el trabajo de compresión que se efectuará posteriormente en el bombeo isentrópico. Una vez llegado a este punto, se volvería a repetir el ciclo termodinámico.

En el ciclo real existen pérdidas, el ciclo ideal reversible es meramente teórico. Por ejemplo, el vapor que entra a la turbina es controlado a través de válvulas de regulación, donde se produce un estrangulamiento y en consecuencia, una pérdida de carga. Del mismo modo, la potencia comunicada al agua en forma de calor en la caldera es menor a la potencia absorbida en la central por el combustible ya que existe una pérdida de potencia en la caldera y en las tuberías que salen de ella. En la turbina misma hay pérdidas internas, externas y mecánicas. Es por eso, que la mejora del rendimiento térmico de la turbina ha sido el factor más decisivo en el espectacular aumento del rendimiento de las centrales térmicas en los últimos 40 años. Por una parte, gracias a la utilización de otros ciclos que son ampliaciones del ciclo de Rankine, como el ciclo con recalentamiento intermedio y el ciclo regenerativo; y por otro lado, gracias a las mejoras del ciclo básico de Rankine que se estudiarán con más detalle a continuación.

Algunas de las prácticas llevadas a cabo para mejorar el rendimiento del ciclo de Rankine y asemejarlo aún más al ciclo de Carnot son:

- Aumento de la presión de entrada a la turbina: esta mejora explica la tendencia a elegir un ciclo con presión de entrada cada vez más elevada, desde las presiones de 90bar que se utilizaban al final de la segunda guerra europea, hasta las presiones incluso superiores a los 300bar que se utilizan hoy en día.

Sin embargo, esta aplicación implica aumentar el espesor de las paredes tanto de la caldera como de la turbina, así como el número de escalonamientos de ésta, con el coste estructural que todo ello supone. Adicionalmente, incrementar la presión inicial de la expansión favorece la aparición de humedad en el vapor, lo que perjudica gravemente el funcionamiento de la turbina como se verá más adelante. Para evitar este inconveniente, se recurre al aumento de la temperatura de entrada a la expansión o a la utilización de recalentadores intermedios del vapor.

- Aumento de la temperatura inicial de la expansión: se consigue acrecentar el trabajo de la turbina y por consiguiente, el trabajo del ciclo. También la calidad del vapor a la salida de la turbina crece y el grado de humedad disminuye, por lo que en las plantas modernas actualmente se tiende a aumentar la temperatura de entrada a la turbina al mismo tiempo que la presión.

El límite máximo de la temperatura utilizada viene impuesto por la resistencia de los materiales empleados en la construcción de la caldera y la turbina. En la actualidad se han superado ya los 650°C. Los aceros ferríticos permiten alcanzar los 540°C a la entrada de la turbina, mientras que para temperaturas más altas es preciso emplear aceros austeníticos, que vienen a ser de 10 a 50 veces más caros. La optimización de la central térmica es un compromiso entre coste inicial y rendimiento.

- Disminución de la presión final de la expansión: en este caso el trabajo del ciclo se incrementa, al igual que su rendimiento. No obstante, disminuir la presión de salida de la turbina va acompañado de un aumento del vacío del condensador, y por tanto, una disminución de la temperatura del fluido que llega al condensador.

La temperatura mínima alcanzable va a depender de la temperatura del agua de refrigeración de la que se dispone en la planta, ya que ésta tiene que ser lo suficientemente baja como para ser capaz de refrigerar y condensar el vapor procedente de la turbina.

La presión en el condensador suele oscilar, dependiendo de la temperatura del agua de refrigeración disponible, entre 0,12 y 0,02bar (vacío del 80%).

1.5. Turbinas de vapor

1.5.1. Principio de funcionamiento

Las turbinas de vapor transforman la energía cinética de un flujo de vapor de agua en energía mecánica a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido de trabajo y el rotor, órgano principal de la turbina, que está compuesto de álabes con una forma particular para permitir el intercambio energético.

El principio de funcionamiento es muy básico: cuando un álabe móvil defleca un chorro de fluido a alta velocidad cambiando su dirección, se ejercen fuerzas entre el álabe y el flujo, de tal forma que se genera trabajo mediante el desplazamiento del álabe.

Las turbinas están compuestas por dos partes fundamentales (M.Lucini, 1972):

- Estator: está formado por álabes unidos a la carcasa de la turbina. Como su nombre indica, representa la parte fija de la turbina. Se encarga de preparar el flujo (aumentar su energía cinética) para que pueda dar trabajo mecánico en el rotor.



Figura 1.7. Estator de una turbina

- Rotor: lo componen ruedas de álabes unidas a un eje y que constituyen la parte móvil de la turbina. Reciben la energía procedente del fluido y la transforman en energía mecánica en forma de movimiento giratorio del eje de la turbina.



Figura 1.8. Rotor de una turbina

Cada pareja formada por una corona estator y otra corona rotor se conoce con el nombre de *etapa* o *escalonamiento*. En las turbinas, el escalonamiento comienza con una corona estator seguida de una corona rotor, mientras que en los compresores es la corona de rotor la que inicia el escalonamiento. Cada turbina posee por lo general más de un escalonamiento, cuyo número de ellos dependerá de la potencia de la turbina.

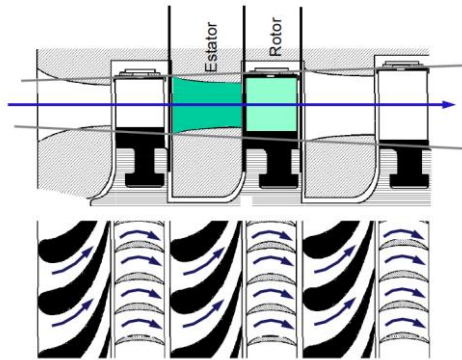


Figura 1.9. Escalonamientos de turbina de acción

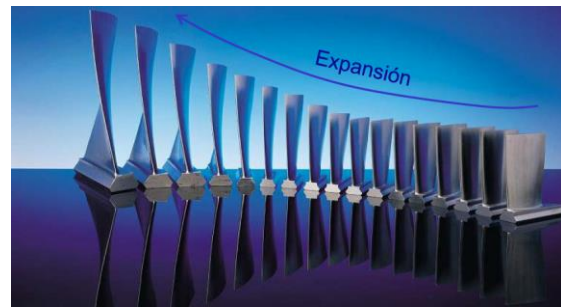


Figura 1.10. Álabes escalonados del rotor

Adicionalmente, las turbinas requieren algunos componentes auxiliares para funcionar, tales como: cojinetes de contacto plano para sostener el eje, cojinetes de empuje para mantener la posición axial del eje, un sistema de lubricación de los cojinetes, un sistema de estanqueidad avanzado para impedir que el vapor salga de la turbina o que el aire exterior entre en ella. La caída de presión en los álabes móviles de una turbina de reacción produce además una fuerza axial considerable, la cual se compensa con un pistón de equilibrado, que crea un empuje en sentido opuesto al del vapor.

1.5.2. Grado de reacción

Una forma sencilla de clasificar a las turbinas de vapor es en función de su grado de reacción (R), entendiéndose éste como un coeficiente adimensional que caracteriza a un escalonamiento de la turbina. El grado de reacción (Casanova Kindelan, Fundamentos de turbomáquinas, 2013) es una medida del reparto de salto de entalpías entre estator y rotor.

Se tiene por tanto:

$$R = \text{Salto de entalpía en rotor} / \text{Salto de entalpía en escalonamiento}$$

$R < 0 \rightarrow$ escalonamiento de acción con incremento de entalpía a su paso por el rotor.

$R = 0 \rightarrow$ escalonamiento de acción: no hay salto entálpico en el rotor. La disminución de entalpía del fluido a su paso por el escalonamiento se produce íntegramente en el estator.

$R > 0 \rightarrow$ escalonamiento de reacción: la disminución de entalpía se lleva a cabo tanto en el rotor como en el estator. Por tanto, existe caída de presión del fluido a su paso por la corona móvil.

$R = 1 \rightarrow$ escalonamiento puro de reacción: toda la expansión del fluido se realiza en el rotor. Esta aplicación no se usa.

Los escalonamientos de reacción de las turbinas de vapor se construyen muy frecuentemente con grado de reacción igual a $1/2$. La ventaja que supone este grado de reacción es que los perfiles de álabes de estator y rotor de un mismo escalonamiento son exactamente iguales, facilitando enormemente las tareas de montaje de la turbina. No obstante, a menudo se combinan en una misma máquina escalonamientos de acción y reacción. Más aún, el grado de reacción varía muchas veces en un mismo escalonamiento, desde la raíz a la cabeza de los álabes.

Por esta razón, en las turbinas modernas tiene más interés hablar de grado de reacción de un escalonamiento, o incluso de una sección de escalonamiento, que de turbinas de acción y reacción.

En la siguiente figura se muestra un ejemplo de la evolución del fluido a su paso por un escalonamiento de acción ($R < 0$) y de reacción ($R = 0,4$). En la gráfica se puede comparar los saltos de entalpía a su paso por el estator y rotor.

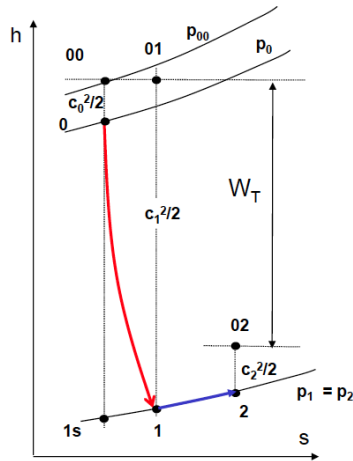


Figura 1.11. Escalonamiento de acción

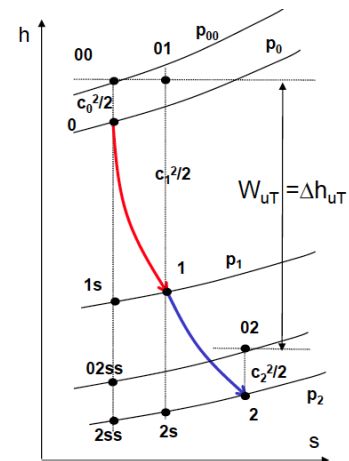
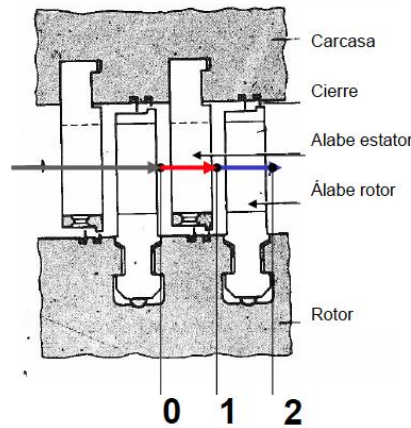


Figura 1.12. Escalonamiento de reacción

La manera constructiva de conseguir que un escalonamiento sea de acción o de reacción es modificando el ángulo de calado. Por consiguiente, para un escalonamiento de acción, los álabes rotores deben estar colocados de tal forma que el área de entrada y de salida del fluido a su paso por el rotor no varíe, y por tanto tampoco lo hace la velocidad relativa ni la presión del mismo. La sección de paso del rotor ha de ser constante.

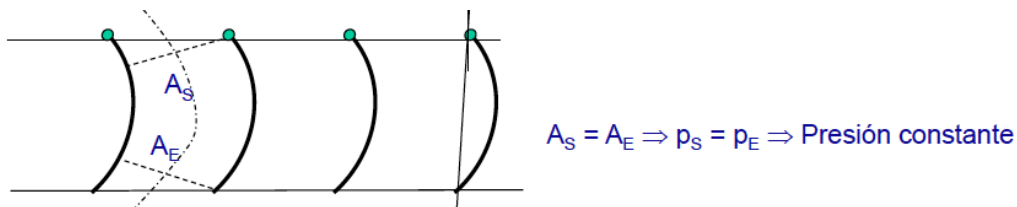


Figura 1.13. Disposición de los álabes móviles de un escalonamiento de acción

Por su parte, para un escalonamiento de reacción, los álabes de la corona móvil estarán colocados de tal forma que el área de salida es inferior al área de entrada, lo que equivale a construir un conducto convergente. Como el flujo es subsónico, el conducto convergente acelera al fluido, aumentando su velocidad relativa y disminuyendo su presión. En este caso, la sección de paso en el rotor es decreciente.

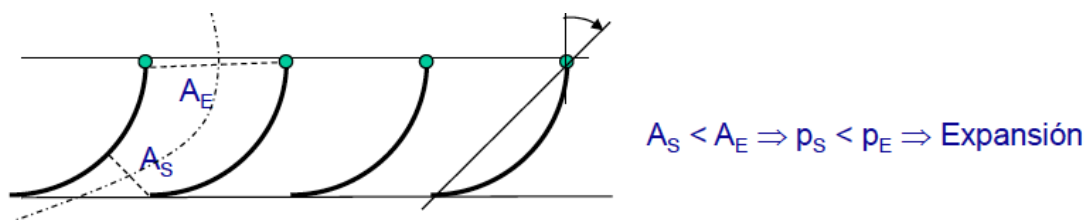


Figura 1.14. Disposición de los álabes móviles de un escalonamiento de reacción

La sección de paso en las coronas de álabes estatores es siempre decreciente (conducto convergente) ya que en el estator se aumenta la energía cinética del fluido para luego ser transformada en trabajo mecánico en el rotor.

1.5.3. Triángulo de velocidades

El triángulo de velocidades hace referencia a un triángulo formado por tres vectores que representan: la velocidad absoluta del fluido (\vec{c}), la velocidad relativa del fluido respecto al rotor (\vec{w}) y la velocidad circunferencial del rotor (\vec{u}), también llamada velocidad tangencial. Estos tres vectores forman un triángulo, ya que $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$. A su vez, el ángulo α se usa para definir la dirección de las velocidades absolutas de entrada y salida, mientras que el ángulo β se utiliza para representar la dirección de las velocidades relativas. El subíndice 1 hace referencia al flujo de entrada al rotor y el subíndice 2 al flujo de salida. (Casanova Kindelan, Fundamentos del flujo en compresores y turbinas, 2013)

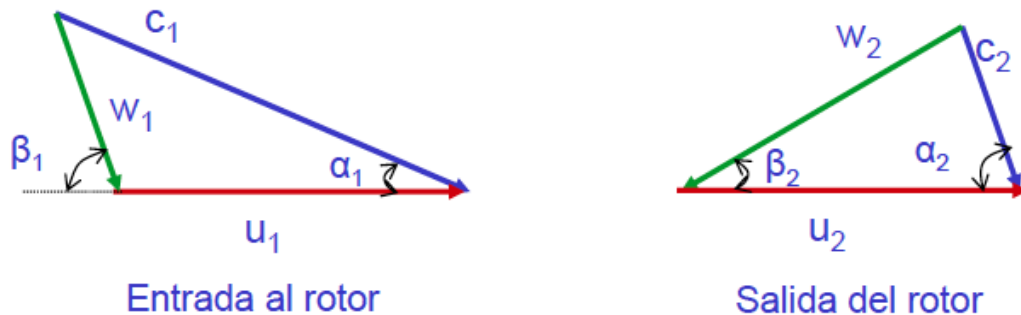


Figura 1.15. Triángulo de velocidades

Con esta representación se puede apreciar de una manera rápida la variación de velocidad que sufre el vapor a su paso por el escalonamiento, tanto en módulo como en dirección. Para dibujar el triángulo de velocidades se suele tomar como sección la altura media del álabes.

Los álabes del estator no giran, por lo que no tiene sentido hablar de velocidades relativas. La velocidad absoluta a la entrada del estator se denomina c_0 y la correspondiente a la salida, c_1 . En esta sección de paso tiene lugar un incremento de energía cinética ($c_1 > c_0$) debido a una disminución de energía térmica del fluido.

En los álabes del rotor, en cambio, sí tiene sentido hablar de velocidades relativas, y el triángulo de velocidades gana importancia. De este modo, el fluido llega a la corona del rotor con una velocidad absoluta c_1 , la cual es diferente (tanto en módulo como en dirección) a la velocidad relativa w_1 con la que el fluido avanza por la sección de paso entre dos álabes, supuestos éstos en reposo. La velocidad relativa a la salida es mayor que a la entrada ($w_2 > w_1$), en cambio, la velocidad absoluta a la salida (c_2) ha disminuido debido a que parte de la energía cinética del fluido se ha transformado en energía mecánica en forma de trabajo en el rotor.

El triángulo de velocidades correspondiente a una turbina de reacción con $R=0,5$ es el siguiente:

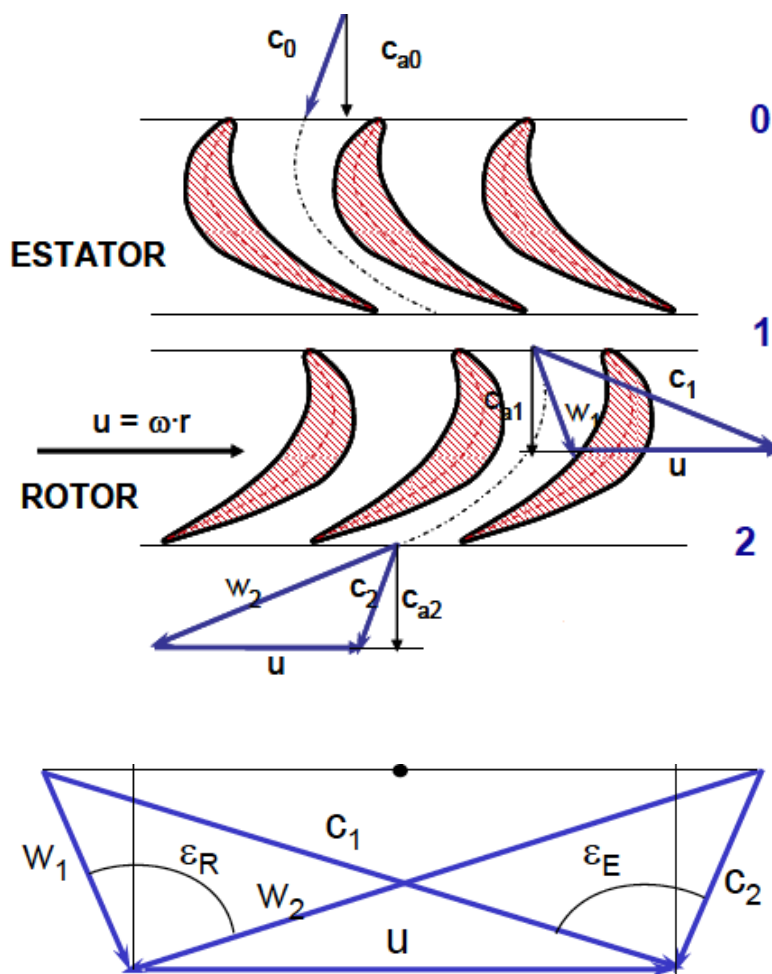


Figura 1.16. Triángulo de velocidades de un escalonamiento de reacción ($R=0,5$)

La deflexión en el estator (ϵ_E) y en el rotor (ϵ_R) son prácticamente iguales por lo que el triángulo de velocidades es simétrico. No obstante, es importante tener en cuenta que la velocidad $\vec{u} = \vec{\omega} \cdot r$ es dependiente de la distancia r al eje de rotación. Por tanto, en los álabes de las últimas etapas, que tienen una altura considerable, el valor de la velocidad circunferencial u va a variar de la raíz a la cabeza del álabe, y en consecuencia, los triángulos de velocidades en la base y en la punta del álabe serán también diferentes. Este hecho ha provocado que en las turbomáquinas modernas de hoy en día se instalen álabes torsionados en las últimas etapas, como se verá con más detalle más adelante.

1.5.4. Ecuación fundamental de las turbomáquinas

La ecuación general de las turbomáquinas fue formulada por Euler y se define aplicando la ley de conservación del momento cinético a un volumen fluido. El volumen de control corresponde a un conducto perteneciente al rotor de una turbomáquina por el que circula un fluido, y que gira respecto del eje de la máquina a una velocidad angular constante ω .

Aplicando el teorema del momento cinético al fluido contenido en el volumen de control:

(Casanova Kindelan, Fundamentos de turbomáquinas, 2013)

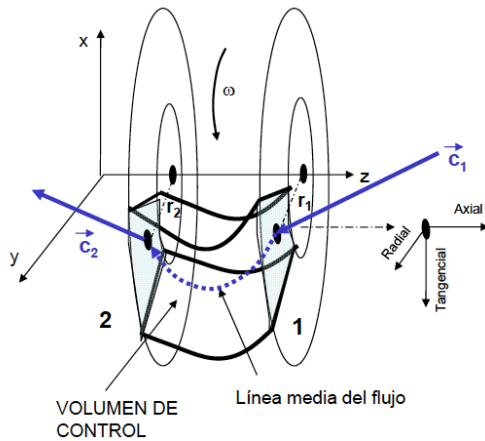


Figura 1.17. Volumen de control

$$\frac{dT_z}{dt} = \sum M_z$$

En turbomáquina motora, en forma escalar, sólo se consideran las fuerzas que actúan sobre el fluido desde las paredes:

$$\frac{d(m \cdot c_u \cdot r)}{dt} = \sum M_z = -M_m$$

Suponiendo flujo unidireccional:

$$\frac{dm}{dt} (c_{u_2} \cdot r_2 - c_{u_1} \cdot r_1) = -M_m$$

“La variación del momento cinético del fluido es igual al par sobre el conducto. Si el fluido pierde momento cinético, se produce un par motor sobre el rotor de la máquina”.

Por tanto, el par motor ejercido por el fluido contenido en el volumen de control es:

$$M_m = \dot{m} (c_{u_1} \cdot r_1 - c_{u_2} \cdot r_2)$$

Siendo $\omega = \frac{u_1}{r_1} = \frac{u_2}{r_2}$, la potencia interna producida queda:

$$Pot = M_m \cdot \omega = \dot{m} (c_{u_1} \cdot u_1 - c_{u_2} \cdot u_2)$$

Y el trabajo específico obtenido del fluido (por unidad de masa) resulta:

$$W_u = \frac{Pot}{\dot{m}} = c_{u_1} \cdot u_1 - c_{u_2} \cdot u_2$$

Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas o Ecuación de Euler

Si se realizan algunos cálculos trigonométricos, esta ecuación puede expresarse también de la siguiente forma:

$$W_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

2ª forma de la Ecuación de Euler

El primer término del sumando hace referencia a la modificación de la energía cinética absoluta, el segundo término tiene en cuenta el trabajo de las fuerzas centrífugas y el tercer término, la modificación de la energía cinética en el rotor.

1.5.5. Pérdidas de energía

Resulta necesario realizar un estudio de las diversas pérdidas que reducen el salto entálpico y la potencia útil de la máquina, para tener una idea de cuáles son los factores que afectan al rendimiento de la turbina y sobre las cuales puede tener un cierto control el diseñador de la misma.

Las pérdidas que tienen lugar en las turbomáquinas térmicas se dividen en internas y externas. Las pérdidas internas son las que disminuyen el salto de entalpía, al mismo tiempo que aumentan la entropía del fluido. Estas pérdidas hacen variar el volumen específico del fluido, por lo que es imprescindible poder cuantificarlas ya que influyen en el dimensionado de la máquina. Las pérdidas externas, por el contrario, pasan en forma de calor al refrigerante o al medio exterior y, aunque parte de este calor pueda ser transmitido al fluido de trabajo, su contribución es tan pequeña que se desprecia y no suele representarse en el diagrama h-s.

Las pérdidas internas se deben a (Mataix & Arenas, 1983):

- **Pérdidas de superficie:** debidas al rozamiento en la capa límite. Son proporcionales a la superficie mojada, por tanto se reducen si se hace la tobera más corta o si se rebaja el número de toberas.
- **Pérdidas por desprendimiento de la capa límite y formación de torbellinos.** Se denominan *pérdidas de forma*. Su implicación se intensifica al hacer la tobera más corta o al disminuir el número de toberas, porque la corriente irá peor guiada.
- **Pérdidas en perfil:** son las pérdidas debidas a la formación de la capa límite en los álabes. Su origen es la viscosidad, que se hace sentir siempre, aún en los fluidos poco viscosos. Su valor depende principalmente de la geometría del perfil y del ángulo de ataque. El grado de humedad del vapor también afecta al rendimiento de la turbina, aumentando el valor de estas pérdidas.
- **Pérdidas por velocidad de salida:** el vapor a la salida de un escalonamiento posee una velocidad c_2 y una energía cinética específica igual a $c_2^2/2$. Esta energía no ha sido transformada en energía mecánica útil en el escalonamiento considerado pero puede, al menos en parte, aprovecharse en el escalonamiento siguiente. Cuando el escalonamiento considerado es el último de la turbina, esa energía cinética de salida se perderá íntegramente. En turbinas de vapor de condensación esta pérdida es muy importante y afecta al rendimiento interno de toda la máquina.
- **Pérdidas intersticiales:** el caudal másico que atraviesa la válvula de admisión y llega a la turbina es mayor que el caudal másico que produce trabajo en el rotor. Hay un caudal perdido que tiene lugar en los intersticios o juegos que han de existir entre el estator y el rotor de la máquina. Estas pérdidas suelen ser muy pequeñas en turbinas bien diseñadas.
- **Pérdidas por rozamiento de disco:** el rotor de una turbina puede asimilarse a un disco, que gira en una atmósfera del fluido mismo que atraviesa la máquina. Una pequeña parte del fluido se adhiere al disco por su viscosidad, originando corrientes anulares que absorben una parte de la energía suministrada al rotor.

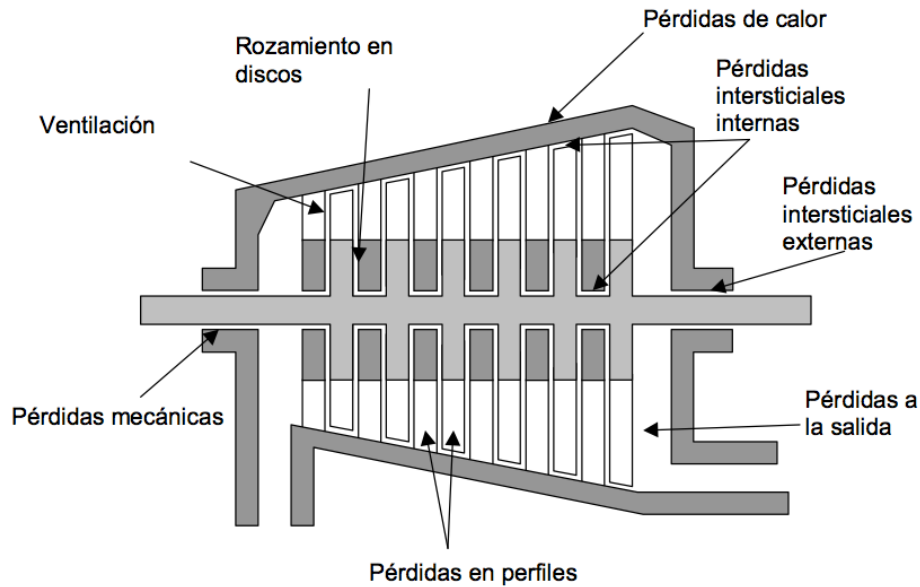


Figura 1.18. Pérdidas de energía en una turbina de vapor

Por otra parte, las pérdidas que se han clasificado como externas, pueden provenir de (Mataix & Arenas, 1983):

- a) **Pérdidas mecánicas:** son pérdidas de potencia mecánica. Dentro de este grupo se pueden considerar:
 - Pérdidas por rozamiento en los cojinetes. En los cojinetes de bolas y rodillos la pérdida es muy pequeña. En los cojinetes lisos es mucho mayor. El número de soportes en las turbinas de vapor de varios cuerpos suele ser de dos por cada cuerpo. En estas turbinas los cojinetes son lisos con revestimiento antifricción y con lubricación de aceite a presión. Para la reducción del empuje axial es necesario a veces el empleo de cojinetes de empuje.
 - Pérdidas por rozamiento en las empaquetaduras. Hoy en día las pérdidas por rozamiento en la máquina alcanzan valores mínimos que no llegan al 1% de la potencia en el eje, siendo mayor en las pequeñas unidades (5%).
 - Pérdidas en la transmisión. Se da en aquellas turbinas en las que el eje del rotor transmite la potencia al eje de salida a través de engranajes reductores.
 - Pérdidas por accionamiento de aparatos auxiliares, tales como la bomba de presión de aceite para el regulador de velocidad, accionamiento del motor síncrono del taquímetro, etc.
- b) **Pérdidas de calor por radiación y conducción al exterior:** estas pérdidas de calor al exterior en las turbinas de vapor son pequeñas y generalmente despreciables. Las altas temperaturas suelen tener lugar en los primeros escalonamientos de la turbomáquina, es decir, en una parte relativamente pequeña de la misma en la que el diámetro también es pequeño. Es por eso, que la expansión del fluido en la turbina se considera un proceso adiabático.
- c) **Pérdidas intersticiales externas:** se produce una pérdida de caudal entre el eje y la carcasa, o sea, en todo lugar donde el eje atraviesa el estator de la máquina. En el extremo de alta presión hay una pequeña fuga de vapor al exterior. En el extremo de baja presión, si la presión es inferior a la atmosférica, entra aire por el lado del condensador.

Las pérdidas externas son mucho menos importantes que las pérdidas internas, y llegan a ser despreciables si se reduce el juego entre el eje y el estator, si se utilizan las empaquetaduras laberínticas, los anillos de grafito o los cierres de agua o vapor. Estos cierres se utilizan para impedir la entrada de aire en la parte de baja presión de las turbinas de vapor.

Una vez conocido el origen de las diferentes pérdidas, se puede definir el rendimiento que caracteriza a una turbina de vapor, con el fin de tener una estimación de qué proporción de la energía recibida es aprovechada para producir trabajo. El término \dot{W}_e representa la potencia mecánica producida en el eje de la turbina. La variable \dot{Q}_{gv} simboliza la potencia térmica entregada por el fluido.

$$\begin{aligned} \dot{W}_e &= M \cdot \omega \\ \dot{Q}_{gv} &= \dot{m} \cdot \Delta h_{sTV} \end{aligned} \quad \boxed{\eta = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{gv}}}$$

Este rendimiento toma valores $0,4 < \eta < 0,52$ por lo que la turbina de vapor es capaz de transformar algo más de la mitad de la energía que recibe del vapor en energía mecánica.

También es importante conocer la expresión de la potencia mecánica en función de los parámetros termodinámicos de la turbina:

$$\boxed{\dot{W}_e = \dot{m} \cdot \Delta h_{sTV} \cdot \eta}$$

Cuando se tenga que reducir la potencia efectiva de la turbina porque no se necesite que ésta trabaje a plena carga, se actuará sobre la variable del gasto másico de vapor (\dot{m}) manteniendo los demás parámetros constantes. El salto de entalpía isentrópico se mantendrá invariante si la presión y temperatura de la caldera así como la presión en el condensador no se modifican.

Para actuar sobre el gasto másico de vapor se conocen varios métodos, entre los que destacan: regulación por estrangulamiento, regulación por sectores, regulación mixta, regulación por presión deslizante y regulación por derivación de sobrecarga.

1.5.6. Clasificación de las turbinas de vapor

A continuación se va a presentar una clasificación de las turbinas de vapor en función de varios criterios constructivos:

a) Con relación a la dirección del flujo.

- Turbina de tipo *axial*, en la que el flujo se mueve por superficies cilíndricas o troncocónicas concéntricas con su eje. Es el caso de las turbinas utilizadas en centrales térmicas de producción de electricidad.

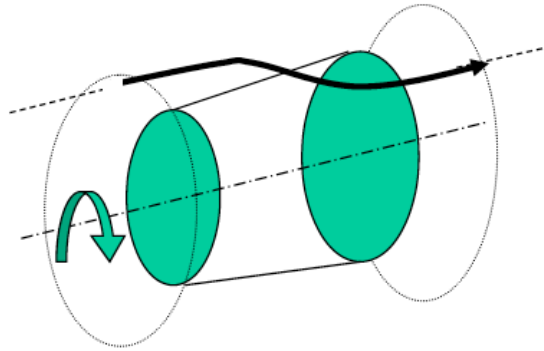


Figura 1.19. Turbina de tipo axial

- Turbina de tipo *radial*, donde el flujo se traslada desde la dirección radial hasta la dirección axial. Un ejemplo puede ser la turbina centrípeta instalada en el interior de un turbo de un automóvil deportivo.

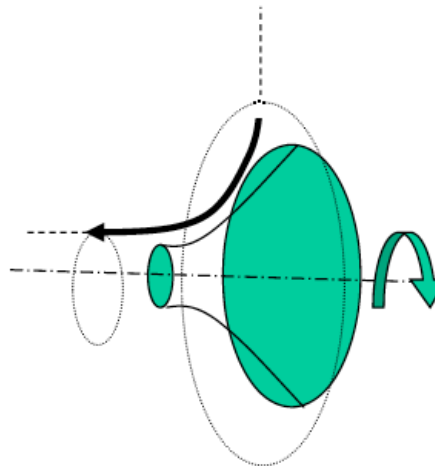


Figura 1.20. Turbina de tipo radial

b) En función del grado de reacción.

- Turbina de acción: formada por escalonamientos de acción en los que la expansión del fluido se realiza únicamente en la corona fija, es decir, en el estator. Así pues, en una turbina de acción el estado térmico del fluido antes y después del rotor no varía. Su valor típico de grado de reacción es $-0,1 < R < 0,2$.
- Turbina de reacción: compuesta por escalonamientos de reacción. La expansión del fluido tiene lugar, parte en la corona fija y parte en la corona móvil. Suele usar valores de $0,4 < R < 0,6$.

	ACCIÓN	REACCIÓN
Grado de reacción	$R = 0$ ó <0	$R \cong 0,5$
Posibilidad de admisión parcial	SI	NO
Ángulos de deflexión	Mayores	Menores
Perfiles de estator y rotor	Muy diferentes	Similares
Rendimiento interno	Menor	Mayor
Trabajo por escalonamiento	Mayor	Menor
Salto de presiones	Mayor	Menor
Número de escalonamientos	Menor	Mayor
Montaje del rotor	Discos	Tambor
Empuje axial	Pequeño	Grande
Temperatura de salida del estator	Menor	Mayor
Coste de la turbina	Menor	Mayor

Tabla 1. Diferencias entre turbina de acción y de reacción

c) Según el montaje del rotor.

- Montaje en disco: se usa en turbinas de acción. Habrá un menor número de escalonamientos y en consecuencia, la turbina será más pequeña y de menor coste, pero se tendrá un mayor salto de presión en cada escalonamiento. En este montaje a las coronas del estator se le llaman diafragmas y a las del rotor, discos.

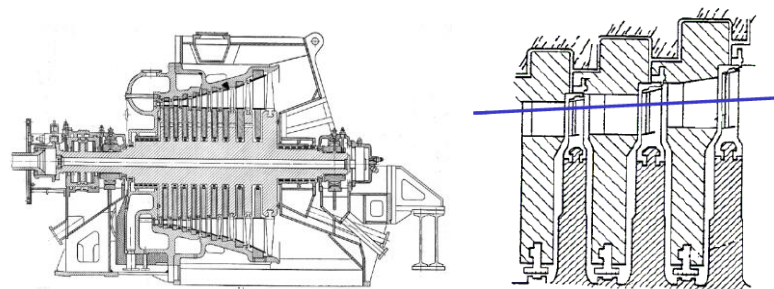


Figura 1.21. Montaje en disco

- Montaje en tambor: se utiliza en turbinas de reacción. Las coronas de estator y rotor son muy similares en cada escalonamiento. Se requiere un mayor número de escalonamientos, lo que implica la utilización de un rotor más largo o más cuerpos de turbina.

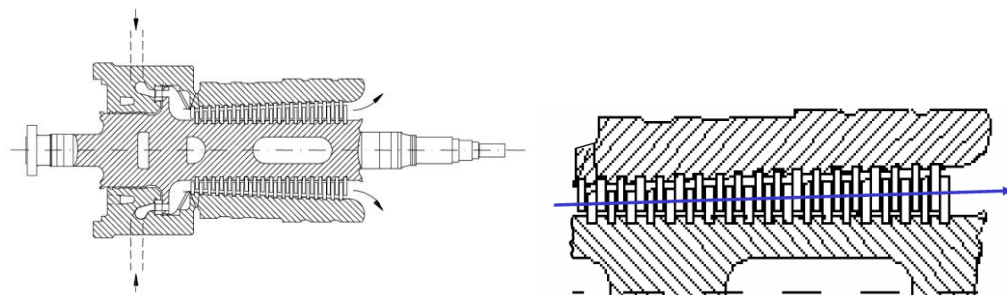


Figura 1.22. Montaje en tambor

d) Con respecto a la presión de salida.

- Turbinas de condensación: la presión del vapor a la salida de la turbina es muy inferior a la presión atmosférica, conteniendo normalmente vapor en estado parcialmente saturado, es decir, con un pequeño porcentaje de vapor condensado (gotas de humedad). El flujo es conducido directamente hacia un condensador. Este tipo de turbinas se localizan con frecuencia en plantas de potencia eléctrica.

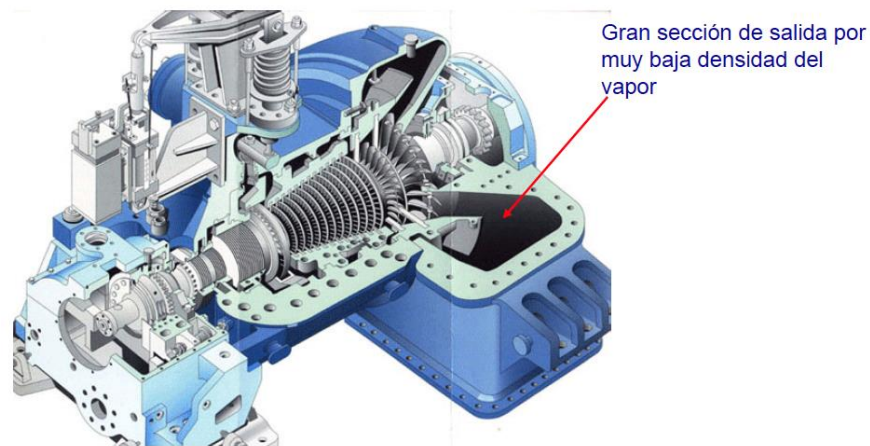


Figura 1.23. Turbina de condensación

- Turbinas de contrapresión: también llamadas de *no condensación*. El vapor a la salida de la turbina se encuentra a una presión superior a la atmosférica. Este vapor se encuentra controlado por una válvula reguladora para satisfacer necesidades de presión en aplicaciones de vapor de procesos industriales. Se encuentran comúnmente en refinerías, plantas de papel y pulpa y en instalaciones de desalinización. Otra aplicación muy utilizada consiste en conducir el vapor de salida (de elevada presión y temperatura) a un condensador con refrigerante para calefacción.

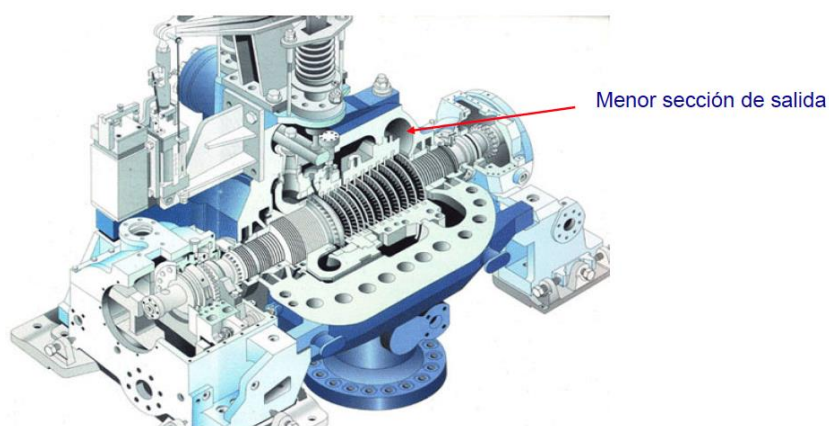


Figura 1.24. Turbina de contrapresión

1.5.7. Aplicaciones de las turbinas de vapor

Las turbinas de vapor son uno de los motores más versátiles en cuanto a sus aplicaciones, cuya finalidad es la de transferir energía para impulsar una máquina. La máquina acoplada a la turbina puede ser accionada *directamente* o *indirectamente*, a través de un reductor de velocidad.

Desde el punto de vista de su aplicación, las turbinas de vapor se pueden dividir en tres grupos (Siemens AG, 2009): TV industriales, TV para centrales eléctricas y TV marinas. Estas últimas empleadas en la propulsión de barcos, en competencia con los motores diésel. Las TV de las centrales eléctricas son siempre de accionamiento directo con el generador eléctrico. En cambio, las TV industriales son frecuentemente de accionamiento indirecto y las TV marinas son siempre de accionamiento indirecto.

Estas máquinas posibilitan una generación eficiente de electricidad y mejoran la rentabilidad de procesos industriales. Entre los diferentes sectores que cubre se encuentran: empresas energéticas, productores independientes de electricidad, industria química, petroquímica/refinerías, madereras, papeleras, minería, metalurgia y siderurgia, acerías, industria procesadora, cementera, industria azucarera, de etanol y de aceite de palma, industria de alimentos y bebidas.

Las ventajas más importantes que presentan las turbomáquinas son: alto rendimiento mecánico y eficiencia ya que son capaces de hacer que el generador produzca electricidad a gran escala, gran fiabilidad y disponibilidad, diseño compacto, y puesta en servicio y mantenimiento sencillos.

La gama de turbinas de vapor disponibles en el mercado es muy amplia. Su tamaño dependerá de la potencia capaz de producir, habiendo turbinas de 0,75KW hasta de 1500MW.

TV industriales

Suelen tener un solo cuerpo y potencias inferiores a 150MW. Sus aplicaciones son muy variadas y cada vez más numerosas: turbinas de contrapresión empleadas en ciclos de cogeneración, turbinas de pequeña o media potencia para accionamiento de bombas, compresores, etc..., y turbinas de condensación para la producción local de energía eléctrica.

En su funcionamiento, utilizan vapor vivo con valores de 1,5 a 150bar, temperaturas de vapor vivo de 120 a 550°C, presiones de extracción entre 0,7 y 70bar, velocidades de giro del rotor de 2900 a 16000rpm, saltos entálpicos entre 105 y 1500 kJ/kg, y potencias en el eje entre 0,1 y 150 MW. No obstante, para abaratar los costes de investigación y construcción, cada vez se tiende más a la *estandarización* de parámetros. De ahí que en turbinas industriales se establezca habitualmente el vapor vivo a 140bar y 540°C. También existen elementos constructivos estandarizados en diversos tamaños, como el estator, los cojinetes o el sistema de regulación.

TV para centrales eléctricas

El eje de la turbina es conectado con el eje de un generador eléctrico, al cual hace girar para producir la electricidad. En el campo de producción de energía eléctrica, la turbina de vapor reina en la actualidad como motor número uno en importancia.

Dependiendo de la tecnología utilizada para generar el vapor del ciclo, se distinguen las siguientes centrales eléctricas con turbinas de vapor: centrales de combustible fósil (carbón o derivados del petróleo), centrales de combustible nuclear, plantas de ciclo combinado, plantas de cogeneración (electricidad y calor), plantas de recuperación de calor, centrales energéticas de biomasa, plantas incineradoras de basura, centrales termo-solares y plantas geotérmicas.

En las imágenes sucesivas se presentan dos ejemplos de turbinas destinadas a centrales eléctricas. Por un lado, una turbina de un solo cuerpo utilizada en una central solar y por otro lado, una turbina de tres cuerpos: alta presión, media presión y baja presión con doble flujo. Este tipo de turbinas es muy utilizado en centrales nucleares de gran potencia (1000MW).



Figura 1.25. Turbina de un solo cuerpo



Figura 1.26. turbina de tres cuerpos: alta, media y baja presión

1.6. Álabes

1.6.1. Definición y montaje

Un álabe de turbina de vapor es un perfil aerodinámico curvado que desvía el flujo de corriente para intercambiar cantidad de movimiento del fluido con un momento de fuerza en el eje del rotor de la máquina. Los álabes del estator son los encargados de conducir el flujo de vapor a la corona móvil con una velocidad adecuada en módulo y dirección, mientras que los álabes del rotor son los que producirán trabajo mecánico en el eje.

A medida que el fluido se expande en la turbina, su densidad va disminuyendo y en consecuencia, su volumen específico aumenta, lo que quiere decir que el vapor ocupa cada vez más volumen. Este fenómeno explica el aumento de la altura del álabe a medida que el fluido avanza desde la etapa de alta presión hacia la etapa de baja presión.

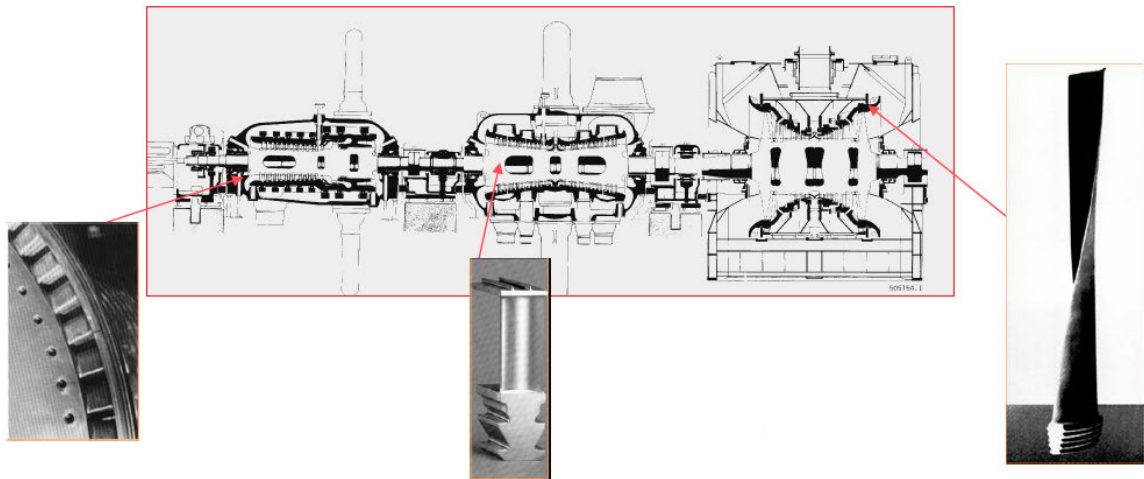


Figura 1.27. Variación de la altura de los álabes

Debido a que los álabes giran a grandes revoluciones, es necesario que la construcción y el montaje de los mismos se haga con mucha precisión y cuidado, para evitar vibraciones excesivas durante el funcionamiento. No obstante, en ocasiones se utilizan tres tipos de montaje de álabes que darán una rigidez adicional a la corona:

- Zunchado: se suele usar en los álabes de mayor altura. La función del zunchado es reducir las vibraciones de los álabes cuando el fluido pasa a su través.



Figura 1.28. Zunchado

- **Llanta incorporada:** proporciona gran rigidez a la corona de álabes. La llanta forma parte del propio ábabe. Se implementa en álabes de menor tamaño sometidos a flujo a elevada presión y temperatura.



Figura 1.29. Llanta incorporada

- **Llanta remachada:** su objetivo es reducir las vibraciones y aumentar la rigidez de los álabes.

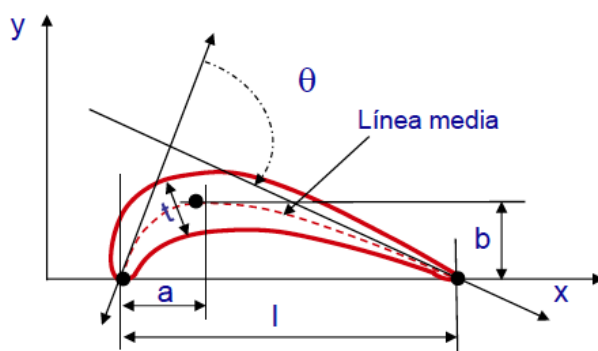


Figura 1.30. Llanta remachada

1.6.2. Parámetros geométricos

La geometría de los álabes al igual que la geometría de la cascada de álabes, dependerá del grado de reacción del escalonamiento en el que irá montado.

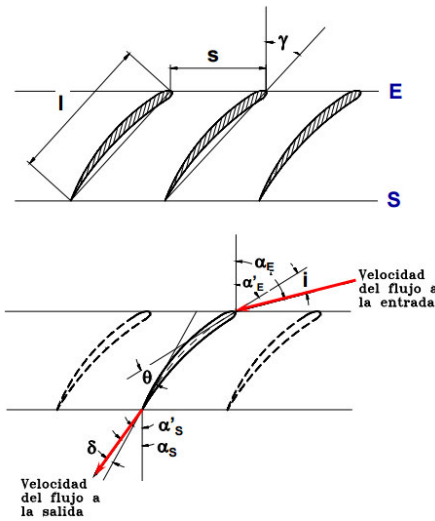
Para definir la geometría de un ábabe se utilizan los siguientes parámetros (Casanova Kindelan, Estudio bidimensional del flujo en turbomáquinas, 2013):



Línea media: divide en dos partes iguales el espesor.
 Cuerda l : línea que une los bordes de entrada y salida del perfil.
 Flecha máxima: b/l
 Cuerda: a/l
 Distribución de espesores: b/l
 Ángulo de curvatura del perfil θ : ángulo que forman las tangentes a la línea media del perfil en los bordes de ataque y de salida.

Figura 1.31. Parámetros geométricos del perfil

A continuación se representa una cascada de álabes de un turbocompresor, con el objetivo de definir los parámetros característicos de una cascada de álabes de una turbomáquina:



Paso: s

Solidez: l/s

Ángulo de calado γ : es el ángulo que forma la cuerda con la dirección perpendicular al frente de la cascada.

Ángulo de incidencia i : ángulo constituido por la velocidad media del flujo entrante a la cascada con la tangente a la línea media del perfil en el borde de ataque. En las turbinas este ángulo suele ser cero o muy cercano a cero.

Ángulo de desviación δ : es el ángulo comprendido por la velocidad media del flujo saliente de la cascada con la tangente a la línea media del perfil en el borde de salida.

Ángulo de deflexión ϵ : ángulo formado por las velocidades medias del flujo a la entrada y a la salida de la cascada.

Figura 1.32. Parámetros geométricos de la cascada de álabes

1.6.3. Álabes torsionados

Cuando los ángulos α'_E y α'_S correspondientes con los ángulos del perfil en el borde de ataque y borde de salida del álabes se mantienen invariables desde la base a la punta del álabes, se obtienen los llamados *álabes cilíndricos*. La selección de estos álabes simplifica notablemente su construcción y reduce su coste. Los álabes de las TV antiguas se construían siempre de esta manera.



Figura 1.33. Álabes cilíndrico

Sin embargo, en las turbomáquinas modernas de alto rendimiento (sobre todo en las últimas coronas) se emplean *álabes torsionados*. Su justificación se basa en que el triángulo de velocidades varía necesariamente de la base (b) a la punta (p) del álabes, ya que $u_b < u_m < u_p$. Esta variación es más acusada cuanto mayor sea la altura de los álabes, de ahí que sólo se tenga en cuenta en los álabes de las últimas etapas. La variación de la velocidad circunferencial, hará variar también las velocidades absolutas (c) y relativas (w), así como las propiedades termodinámicas del fluido.

El aspecto importante a tener en cuenta es el cambio de dirección que sufre la velocidad relativa del fluido a la entrada del álabe, a medida que se avanza de la raíz a la cabeza del álabe. De ahí que en los álaves torsionados los ángulos del borde de ataque y de salida (α'_E y α'_S) varíen gradualmente de la base a la punta, con el objetivo de conseguir una mejora del rendimiento local y evitar desprendimientos de la corriente, es decir, se diseña el álabe de la base a la punta de manera que los ángulos de los bordes en cada sección del álabe coincidan siempre con los ángulos de las velocidades relativas que exige la corriente.

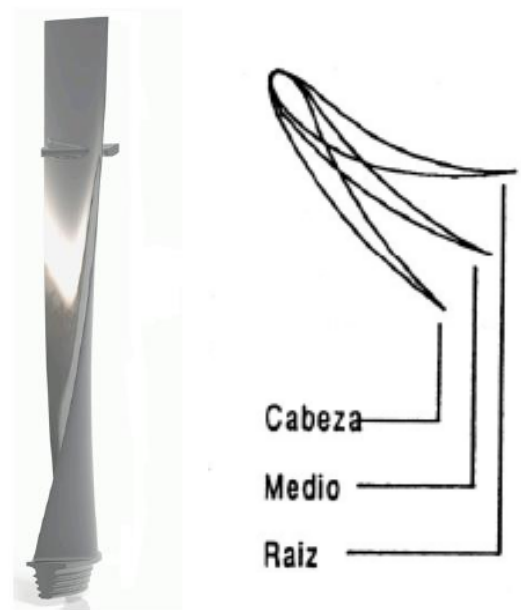
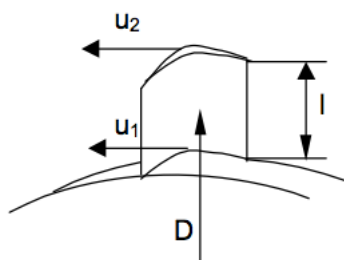


Figura 1.34. Álabe torsionado

En la práctica, si la longitud radial de los álaves es relativamente pequeña, la variación de \vec{u} no afectará de forma considerable al rendimiento de la máquina. Por eso es admisible y constituye una práctica común construir los álaves cilíndricos siempre que se cumpla:



$$\frac{l}{D} \leq \frac{1}{8}$$

siendo “l” la altura del álabe en cuestión y “D” el diámetro medio.

Figura 1.35. Regla para construir álaves cilíndricos

Cuando el álabe es relativamente largo y excede este valor, suelen fabricarse con torsión siguiendo una de las leyes de torsión aplicables a su diseño. Todas ellas cumplen que el trabajo específico producido sea el mismo en todas las secciones desde la base hasta la punta del álabe rotor.

- Ley de vorticidad cero: se diseña la torsión del álabe de forma que la velocidad axial (c_a) del fluido no varíe con r , siendo r la distancia al eje de rotación. Este diseño implica que el grado de reacción aumente con r y que la deflexión disminuya con r , por tanto el álabe presentará una gran torsión.
- Ley exponencial: se adoptan álaves cilíndricos en la corona fija, por lo que la condición es $\alpha_1 = cte$ en todas las secciones del álabe del rotor. Se consigue que el álabe se fabrique menos torsionado. El grado de reacción aumentará con r .
- Ley de grado de reacción constante: el objetivo es mantener el grado de reacción R constante al crecer \vec{u} , es decir, al avanzar de la raíz a la cabeza del álabe. Es frecuente hacer $R=0,5$ de la base a la punta. El gasto másico será constante al aumentar r .

1.6.4. Fuerzas soportadas por los álabes

El flujo de vapor que llega a la turbina posee unas propiedades termodinámicas de elevada presión y temperatura. En turbinas de vapor de elevada potencia, el vapor de entrada puede estar a 585°C y a 165bar de presión.

Los álabes están sometidos a diferentes solicitaciones mecánicas en función de las condiciones a las que se encuentre el flujo al impactar contra ellos. De esta forma, atendiendo a su naturaleza, las cargas soportadas por los álabes se pueden clasificar en:

- ❖ **Fuerza ejercida por el chorro de vapor:** la sufren todos los álabes de la máquina. Es la fuerza que produce trabajo mecánico en el eje del rotor.

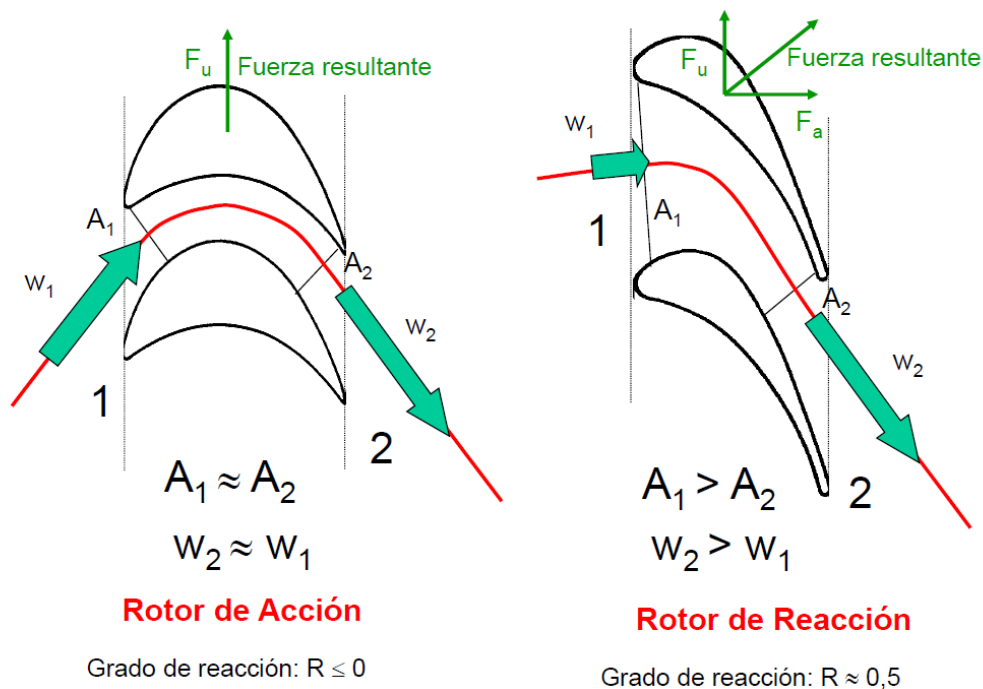


Figura 1.36. Dirección de la fuerza resultante en el álabe del rotor

La dirección de la fuerza resultante en un álabe del rotor dependerá de si el álabe pertenece a un escalonamiento de acción o reacción. En el caso de un álabe de un rotor de reacción, la fuerza resultante tiene dos componentes: una componente F_a que produce empuje, y una componente tangencial F_u que origina par motor. La componente de empuje es indeseada y puede llegar a tomar valores importantes en los escalonamientos de la etapa de baja presión de una turbina de reacción. Como consecuencia, aparece una fuerza axial en el rotor de la turbina, la cual suele ser amortiguada por cojinetes de empuje, o bien es compensada con pistones de equilibrado o haciendo que el cuerpo de baja presión sea de doble flujo.

- ❖ **Fuerza por impacto de las gotas de condensado:** este fenómeno se explicará con más detalle en la siguiente sección. Su implicación cobra mayor importancia en los álabes de los últimos escalonamientos de la etapa de baja presión, ya que es donde el grado de humedad del vapor alcanza valores no despreciables.
- ❖ **Fuerza centrífuga:** aparece en los álabes pertenecientes al rotor de la máquina. El módulo de esta fuerza para una masa considerada, se expresa como: $F_c = m \cdot \omega^2 \cdot r$, por tanto esta fuerza es directamente proporcional a la distancia “ r ” al centro de rotación. Así, el valor de la fuerza centrífuga será significativo en álabes de mayor altura (mayor “ r ”). Para reducir las consecuencias de esta fuerza, el espesor de los álabes se hace más fino a medida que se avanza de la raíz a la punta del mismo.
- ❖ **Vibraciones:** se hacen especialmente evidentes durante el proceso de arranque de la máquina, ya que durante este período se atraviesan una o varias velocidades críticas de la turbina. Son velocidades en las que la vibración, por resonancia, se ve notablemente amplificada. De ahí que en el arranque se preste especial atención en pasar rápidamente por esas velocidades críticas y así evitar que la estructura entre en resonancia.

Una vez puesta la máquina en funcionamiento, las vibraciones son causadas por las grandes velocidades alcanzadas en el eje (normalmente 3000 – 3600 rev/min). Estas vibraciones son más acusadas en los álabes de mayor altura, debido a su perfil delgado y esbelto. Como medida para aminorar las pérdidas ocasionadas por las vibraciones se utiliza el zunchado o la llanta remachada, montajes descritos anteriormente.

- ❖ **Tensión térmica:** las elevadas temperaturas presentes en el vapor de entrada a la turbina ocasionan deformaciones de origen térmico en los álabes estatores y rotores de los primeros escalonamientos de la etapa de alta presión. Conforme el fluido se expande en el interior de la máquina, su presión y temperatura disminuyen, con lo cual estas tensiones van perdiendo protagonismo. En los álabes de las últimas etapas, la temperatura del vapor suele ser inferior a 90°C en turbinas de condensación, por lo que las deformaciones térmicas son prácticamente nulas.

Para el estudio que se va a realizar en el presente proyecto sobre las cargas soportadas por un álabe de la última etapa de la sección de baja presión, se van a dejar de lado las cargas debido a tensiones de origen térmico y a las vibraciones, por motivos justificados anteriormente. Aunque la fuerza centrífuga en los álabes de mayor altura no es despreciable, las fuerzas dominantes en este tipo de álabes son las que ejerce el fluido sobre el álabe y las debidas al impacto de las gotas condensadas, como se verá en los modelos simulados en Comsol Multiphysics.

1.7. Análisis de las condiciones en el cuerpo de baja presión

1.7.1. Formación de humedad

Los álabes cuando trabajan con vapor húmedo, sufren la acción constante del choque de partículas de líquido, a consecuencia de lo cual se genera un desgaste en su superficie y en otros elementos de la turbina. La humedad del vapor en combinación con las velocidades de los álabes (en especial de los últimos) es un factor que influye en la manifestación de problemas de erosión. Los deterioros ocasionados por este fenómeno empeoran bruscamente las características aerodinámicas de la sección de paso de la turbina, lo que naturalmente se refleja en el rendimiento.

Una singular característica de la expansión del vapor es el hecho de que cuando tiene lugar a grandes velocidades y a grandes gradientes de presión, la variación de los parámetros termodinámicos sucede con tanta rapidez que no se realiza el proceso de equilibrio de condensación. La temperatura del vapor resulta estar por debajo de la temperatura correspondiente de saturación y el vapor sufre lo que se denomina un *sobreenfriamiento local* ΔT . Al alcanzar un valor umbral de sobreenfriamiento, el vapor pasa espontáneamente al estado que es próximo al de equilibrio (líquido). Aquí existen desviaciones de gotas muy pequeñas que son inestables, y sólo los gérmenes, cuya dimensión supera la crítica, son estables.

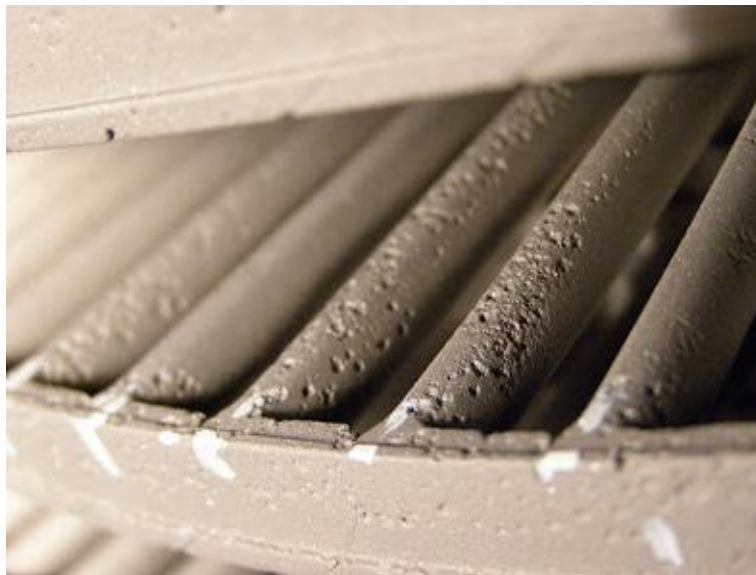


Figura 1.37. Erosión mecánica en corona de álabes

La magnitud del radio del germen crítico r^* , apto para el crecimiento posterior, se determina de la condición de equilibrio del medio bifásico: vapor y gotas de agua. La humedad a la entrada de la corona de álabes tiene diferente concentración y distinto grado de dispersión, al igual que las velocidades de las gotas de humedad difieren de la velocidad del vapor, en magnitud y dirección.

Una característica importante del medio bifásico es el coeficiente de deslizamiento $v = c' / c$, definido como la relación entre las velocidades de la fase líquida c' (partículas de humedad) y la de la fase vapor c . Si las gotas son de mayor tamaño, menor es el coeficiente de deslizamiento v .

En la sección de baja presión, que es la zona que incumbe a este proyecto, ocurre una disminución de la calidad del vapor, comenzando con valores de humedad sin mayor riesgo ($x = 98\%$) hasta llegar a alcanzar calidades bajas en el vapor ($x = 90\%$) en el último paso, lo cual indica una presencia clara de humedad. Los álabes al trabajar con este vapor húmedo, sufren la acción constante del impacto de las partículas de líquido, a consecuencia de lo cual se genera un desgaste (erosión) en su superficie. Este fenómeno no ocurre en los álabes del estator, ya que estos no se encuentran en movimiento.

Por este motivo se debe poner especial cuidado en las turbinas de condensación, ya que los álabes que se encuentran en las secciones de humedad creciente se ven en condiciones desfavorables de contenido de agua, velocidad periférica y configuración geométrica.

Cuando el vapor es húmedo (3-5%) en la corona de álabes estatores, en las paredes del perfil se forma una película de agua. Deslizándose por los bordes de salida de los álabes estatores, esta película se rompe y es arrastrada por el vapor hacia los álabes rotores con una velocidad relativa considerablemente mayor w'_{pel} , cuya magnitud es próxima a la velocidad circunferencial $u = \omega \cdot r$ en esta sección.

Estas gotas caen sobre la superficie de los álabes rotores, debido a la fuerza centrífuga, en la zona de los bordes de ataque provocando un desgaste $\delta_{b_{pel}}$, siendo éste muy pequeño y prácticamente despreciable.

Las gotas de dimensiones menores, por ejemplo las formadas a consecuencia de la reflexión (gotas que cambiaron de dirección) y la separación desde la superficie de los álabes estatores, tienen una velocidad y ángulo de admisión distintos. En este caso, el vapor entra en los canales de las coronas de álabes rotores con la velocidad relativa w'_{desp} . Las micropartículas de líquido se encuentran en suspensión al salir del estator, y son los álabes rotores los que chocan contra ellas. El impacto resultante ya no es despreciable, ya que genera un desgaste $\delta_{b_{desp}}$ importante en el lado de succión del perfil en la zona de los bordes de ataque.

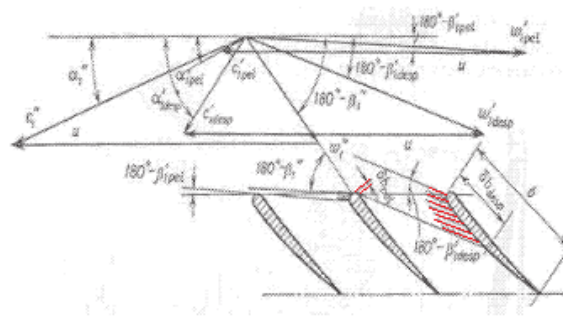


Figura 1.38. Desgaste causado por las gotas de condensado

Un parámetro determinante que influye sobre la erosión de los álabes es la humedad macrodispersa λ , definida como la humedad que se mueve con gran deslizamiento respecto a la fase vapor, es decir, dentro de la humedad total, es la parte de humedad peligrosa que provoca erosión.

1.7.2. Ecuaciones de los parámetros de influencia erosiva

Se tienen muchas relaciones semiempíricas para determinar los factores que actúan sobre el desgaste por erosión en los bordes de ataque de álabes rotores. Sin embargo, en este proyecto se busca simular tanto la tensión mecánica como la deformación que sufre el álabe cuando las gotas de líquido impactan contra él, más que la erosión que será una consecuencia del mismo. Por tanto, a continuación se reflejarán expresiones matemáticas (Rueda Martínez, Toledo Velázquez, & Carvajal Mariscal, 2007) que serán de interés posteriormente para obtener algunos parámetros necesarios en la simulación.

1. El coeficiente de deslizamiento v se obtiene a través de los datos de diseño de la geometría del álabe:

$$v = 15 \cdot 10^{-5} p_{sal\ rot} \frac{u_{per}}{x_{per}} \sqrt{\frac{(\delta_{ax}^{per} + 0.05)}{\sin \alpha_{desp\ per}} (1 - \rho_{per})}$$

donde $x_{per} = u_{per} / c_{per}$ es la relación de las velocidades, ρ_{per} es el grado de reacción cerca de la periferia de la etapa, δ_{ax}^{per} es el juego axial en metros entre los álabes estatores y rotores, α_{desp} es el ángulo resultado de la reflexión y desprendimiento de las gotas.

2. La ecuación aproximada de la humedad macrodispersa es:

$$\lambda = 0.07 z_{hum} k_{aer} (0.5 - 0.094 \ln p_2)$$

donde z_{hum} es el número de la etapa contando a partir de aquella en la cual se formó la humedad, k_{aer} es la constante de perfeccionamiento de la parte fija, p_2 es la presión del vapor húmedo en MPa.

Esta ecuación indica que λ va en aumento ya que la presión p_2 disminuye a medida que el vapor se va expandiendo en la turbina, por lo tanto su presencia peligrosa irá creciendo hasta la última etapa.

3. La velocidad relativa w'_{desp} de las gotas de humedad, la cual se vuelve la velocidad de impacto w al contacto de la gota contra la zona periférica de los álabes rotores, se calcula:

$$(w'_{desp})^2 = u_{per}^2 \left[1 + \frac{v^2 \varphi^2 (1 - \rho_{per})}{x_{per}^2} - \frac{2v\varphi \cos \alpha_{desp\ per}}{x_{per}} \sqrt{1 - \rho_{per}} \right]$$

donde φ es el coeficiente de velocidad.

4. La presión de impulso es el crecimiento local de la presión durante el choque de una gota (aislada) contra la superficie dura del álabe, que según la ecuación de Zhukovski se expresa como:

$$\Delta p = a' w \rho_{liq}$$

donde a' es la velocidad de propagación de la onda de choque en el líquido en m/s, w es la velocidad de impacto de la gota contra la superficie y ρ_{liq} es la densidad del líquido en kg/m³.

5. El radio medio r_{got} (en metros) de las gotas de humedad macrodispersa se puede calcular por medio del número crítico de Weber ($We=15$) en calidad de característica de estabilidad:

$$r_{got} = \frac{15\sigma v_{spf}}{2c^2} = \frac{15\sigma v_{spf} \lambda_{per}^2}{2\varphi^2(1-\rho_{per})u_{per}^2}$$

donde σ es el coeficiente de tensión superficial en N/m, v_{spf} es el volumen específico en la entrada del álabe rotor en m^3/kg .

6. El radio máximo r_{max} de la mancha de contacto con la superficie de impacto es:

$$r_{max} = r_{got} \frac{W}{a}$$

7. La frecuencia de impacto de las gotas contra la superficie del álabe viene determinada por la ecuación:

$$n_y = 0.1 \frac{O_{est\ per} z_{est} y \lambda \varphi^2 (1 - \rho_{per})^{3/2} v}{b_{rot\ per} z_{rot} \sigma \lambda_{per}^3 v_{spf\ per}^2} u_{per}^3$$

donde O_{est} es el cuello del álabe estator en μm , z_{est} y z_{rot} es el número de álabes estatores y rotores respectivamente, b_{rot} es la cuerda del álabe rotor en metros.

Para un álabe correspondiente a la última etapa de la sección de baja presión de una turbina, la presión de impacto aumenta de la base a la punta del álabe, y a pesar de haber en la cabeza del álabe una disminución en el número de choques por segundo n_y , estos choques son más fuertes ya que las gotas aumentan en dimensión hasta casi 3,5 veces.

Los cálculos presentados dan una aproximación del daño que puede causar la humedad a los álabes, en especial los de la última etapa. Se debe contar con procedimientos tecnológicos eficientes para evitar los daños no sólo en los álabes sino en toda la turbina, con el fin de reducir el número de paradas de la máquina durante el año y no incrementar los gastos en mantenimiento y pérdidas económicas derivadas de ello.

No obstante, distintos métodos prometen la reducción de la erosión removiendo humedad por evaporación, como el calentamiento de los álabes desde el interior. Existen métodos pasivos para aumentar la resistencia a la erosión y la confianza de los álabes rotores de los últimos pasos. Estos métodos incluyen: manufacturar, cambiar soldaduras, usar otros materiales resistentes a la erosión e incrementar el ancho de las partes protegidas del perfil del álabe y el espesor del borde de ataque con *lámina de estelita*.

2. OBJETIVOS

El presente proyecto trata de simular con ayuda de un programa informático de elementos finitos y de la forma más fiel posible, las solicitaciones mecánicas a las que está expuesto un álabe rotor de la última etapa de la sección de baja presión de una turbina de vapor de reacción. Para ello, el objetivo que se persigue es representar y cuantificar tanto las tensiones mecánicas a las que se encuentra sometido el álabe, como los desplazamientos que experimenta al incidir contra él un flujo de vapor húmedo a elevada velocidad.

3. METODOLOGÍA

En esta sección se explicará de forma detallada todos los pasos seguidos para desarrollar el proyecto. El software informático utilizado para resolver las ecuaciones diferenciales mediante el método de los elementos finitos ha sido el “Comsol Multiphysics”. Este programa está basado en métodos numéricos avanzados para modelar y simular problemas físicos. Una característica importante del mismo es que puede resolver problemas multifísicos. Adicionalmente, Comsol posee herramientas sencillas para interconectar con programas CAD de diseño por ordenador.

El modelo a realizar en este proyecto consistirá en simular las fuerzas soportadas por un álabe rotor de la última etapa por el que circula vapor húmedo a elevada velocidad. Se necesitan dos geometrías: una que represente la trayectoria del fluido y otra para simular el álabe. Para lograrlo, hay que llevar a cabo dos modelos separados dentro del mismo archivo: un modelo mediante análisis CFD que simule el flujo turbulento alrededor del álabe, y otro modelo que resuelva las tensiones y desplazamientos que sufre el álabe.

El álabe va a estar en reposo, sin movimiento giratorio, por tanto las velocidades a implementar en la simulación se corresponderán con las velocidades relativas y la inclinación con la que el fluido entrará en el álabe será tangente al perfil del álabe.

3.1. Propiedades del álabe y del fluido de trabajo

El vapor de agua que entra a la turbina posee elevada presión y temperatura. Además, en la mayoría de los casos, se trata de un vapor sobresaturado que ha pasado por un sobrecalentador, por lo que su grado de humedad es nulo al entrar en la máquina. A medida que el fluido se expande en los diferentes escalonamientos de la turbina, sus valores de presión y temperatura van disminuyendo de forma gradual. En consecuencia, debido a la baja temperatura del vapor en los últimos escalonamientos, hay mayor probabilidad de que existan zonas con sobreenfriamientos locales que provocarán la condensación local del vapor y la aparición de humedad.

En la última etapa de la sección de baja presión, los datos del vapor húmedo son:

VAPOR	
Presión Entrada a la corona	0,32 atm
Presión Salida de la corona	0,18 atm
Temperatura	80°C
Grado de humedad	5%
Flujo	Compresible
Densidad	Variable
Velocidad relativa	250m/s

Tabla 2. Propiedades del vapor

Por su parte, los álabes están sometidos a esfuerzos, temperaturas y condiciones de servicio muy diversas en función de la corona a la que éste pertenezca. A modo resumen, las principales propiedades mecánicas que se requieren de los álabes son (Sánchez Lencero, Muñoz Blanco, & Jiménez-Espadafor, 2005):

1. Elevada resistencia en las partes sometidas a grandes esfuerzos. Los ensayos para comprobar esta resistencia serán ensayos de corta duración (límite elástico y límite de resistencia) si las piezas trabajan a temperatura inferior a 400°C, mientras que si la temperatura es superior los ensayos han de ser de larga duración (ensayos de fluencia).
2. Elevada plasticidad para la distribución uniforme de los esfuerzos.
3. Estabilidad en la estructura, a fin de que en funcionamiento no se deterioren sus propiedades mecánicas.
4. Resistencia a la corrosión por influencia del vapor con impurezas u oxígeno atmosférico. El elemento anticorrosivo más empleado en las aleaciones es el Cr. Los aceros que contienen de 12 a 13% de Cr pueden resistir la corrosión a temperaturas de hasta 600°C.
5. Resistencia a la erosión.
6. Características tecnológicas aceptables, para poder lograr piezas con la perfección necesaria y a buen precio.

Los materiales más frecuentemente utilizados en la construcción de los álabes son los aceros inoxidables de diferentes tipos. Es práctica muy corriente para evitar la erosión en la zona de vapor húmedo recubrir el borde de entrada de los álabes de las últimas coronas con una placa de estelita cuya composición es: 1-2%C, 25-28%Cr, 65%Co, 4-8%W, 2-2,5%Si, resto Fe. Para estos escalonamientos de baja temperatura y esfuerzos centrífugos grandes se utiliza la aleación Cr Ni Mo V-St90. En turbinas de gran potencia se utilizan también aleaciones de titanio.

Las propiedades mecánicas del álabe en estudio son las siguientes:

ÁLABE	
Módulo de Young	210 · 10 ⁹ N/m ²
Límite elástico $\sigma_{0.2}$	700MPa
Límite de rotura σ_r	850MPa
Densidad	7850 kg/m ³
Coeficiente de Poisson	0,33

Tabla 3. Propiedades mecánicas del álabe

3.2. Modelo 1: Simulación CFD

3.2.1. Planteamiento físico

En primer lugar, se desarrollará un modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) que represente el dominio correspondiente a las líneas de corriente del vapor a su paso por un álabe aislado de la última corona del rotor. El objetivo perseguido con esta simulación es obtener la distribución de velocidades del vapor a lo largo de la sección de paso del rotor y por otro lado, hallar el campo de presiones sobre la superficie del álabe.

El primer paso a realizar en el programa Comsol consiste en elegir la dimensión espacial del modelo, en este caso 3D. A continuación, es necesario añadir las físicas que gobernarán la simulación y que se encargarán de resolver las ecuaciones diferenciales pertinentes. Para el modelo CFD, las ecuaciones a resolver son las correspondientes a la mecánica de fluidos, formuladas por Navier-Stokes (Comsol, Mayo 2012):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$$

Ecuación de conservación de la masa

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot \left[-p \mathbf{I} + (\mu + \mu_T) (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_T) (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} - \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I} \right] + \mathbf{F}$$

Ecuación de conservación del momento

$\rho \equiv$ densidad del vapor

$u \equiv$ vector velocidad

$\mu \equiv$ viscosidad dinámica

$\mu_T, k \equiv$ parámetros de turbulencia

$F \equiv$ vector de fuerzas volumétricas

Por tanto, la física a seleccionar es "Turbulent Flow k- ϵ ". El vapor de agua circula a una velocidad de 900km/h por un conducto convergente en el que se encuentra un álabe como obstáculo, el cual generará torbellinos y hará que las trayectorias de las partículas sean caóticas. El número de Reynolds alcanzado en el conducto es muy superior a 10^5 y por eso se ha optado por elegir *flujo turbulento*.

Itinerario: Fluid Flow > Single-Phase Flow > Turbulent Flow > Turbulent Flow k-ε

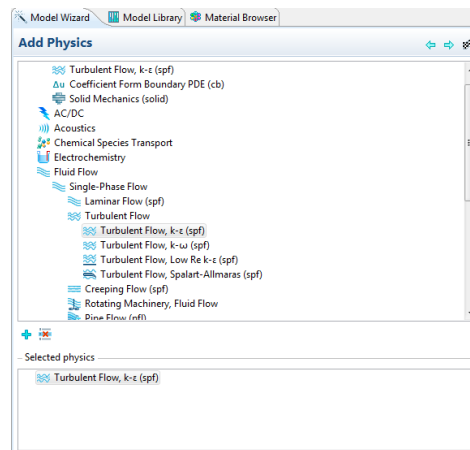


Figura 3.1. Selección de la física del modelo

El tipo “k-ε” es el más usado en modelos CFD para simular las condiciones turbulentas del flujo. Utiliza dos ecuaciones adicionales con dos variables de transporte: la primera determina la energía cinética en la turbulencia (k) y la segunda variable (ε) la tasa de disipación de energía cinética a energía térmica interna. El modelo turbulento k-ω utiliza las mismas variables que el modelo k-ε aunque sus ecuaciones son diferentes. Por su parte, el modelo Spalart-Allmaras sólo utiliza una variable adicional disminuyendo la memoria computacional y el tiempo de simulación con respecto a los anteriores, pero su uso está recomendado para flujos con números bajos de Re.

Tras esto, es necesario elegir el tipo de estudio que se requiere. El objetivo de esta simulación es obtener los valores de tensión y deformación que sufre el álabe, por lo que la evolución temporal de estas variables no es de interés.

Se optará, por tanto, por un estudio *estacionario*, de tal forma que se hallen los valores de tensión y deformación cuando el flujo de vapor haya alcanzado el régimen permanente. Por consiguiente, todas las derivadas temporales de las ecuaciones diferenciales desaparecen, facilitando y reduciendo el trabajo de resolución de las ecuaciones por parte del programa Comsol.

Una vez concluidos estos pasos, el programa crea automáticamente un árbol de bloques donde aparecen los diferentes sectores a modificar para generar la simulación. Estos son: definición de parámetros, geometría, materiales, condiciones de contorno y mado.

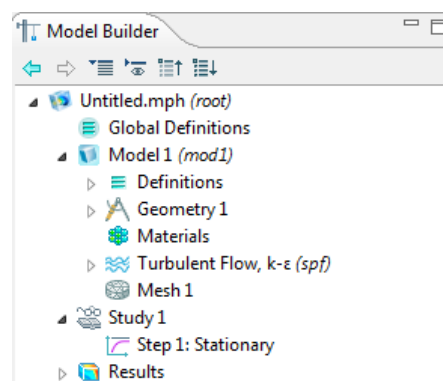
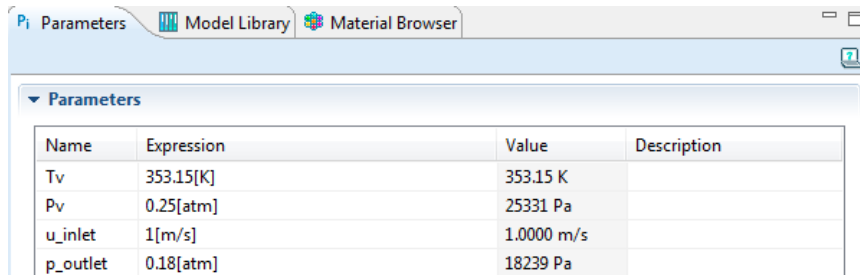


Figura 3.2. Árbol de bloques del modelo

3.2.2. Definición de parámetros

Los parámetros a definir en el modelo corresponden a los datos del flujo en cuestión. Como datos de presión (P_v) y temperatura (T_v) del vapor se toma un valor medio entre sus valores a la entrada y a la salida del álabe. Estos datos termodinámicos serán utilizados por el programa Comsol como “entradas al sistema” para tener un valor inicial tanto de la presión como de la densidad del fluido de trabajo.

Itinerario: Global Definitions > Parameters



Name	Expression	Value	Description
T_v	353.15[K]	353.15 K	
P_v	0.25[atm]	25331 Pa	
u_{inlet}	1[m/s]	1.0000 m/s	
p_{outlet}	0.18[atm]	18239 Pa	

Figura 3.3. Definición de parámetros

Adicionalmente, se ha definido una velocidad de entrada $u_{inlet}=1\text{m/s}$ y una presión de salida $p_{outlet}=0.18\text{atm}$.

3.2.3. Geometría

El programa Comsol posee herramientas suficientes para crear una geometría 3D, sin embargo, debido a la complejidad del dominio CFD utilizado, se ha optado por utilizar el software de diseño Solid Edge v20. Una vez construida la geometría, se importará al programa Comsol.

Para el diseño de la trayectoria que sigue el flujo de vapor (Chenchu Deepa & Jayachandraiah, 2012), se ha optado por cortar en cinco secciones el álabe. En cada una de ellas, se realiza un boceto en el que se representa el perfil del álabe de esa sección junto con las líneas de corriente del contorno, teniendo en cuenta que el ángulo de ataque con el que el fluido entra en el álabe varía conforme se avanza de la raíz a la punta del álabe. Finalmente, con el comando *protrusión por secciones* se forma la geometría 3D tomando como secciones los cinco bocetos y como dirección de la protrusión, la unión de los vértices consecutivos de las secciones. Para terminar, con una *operación booleana > sustraer* se le realiza al dominio 3D un vaciado cuya geometría será la del álabe.

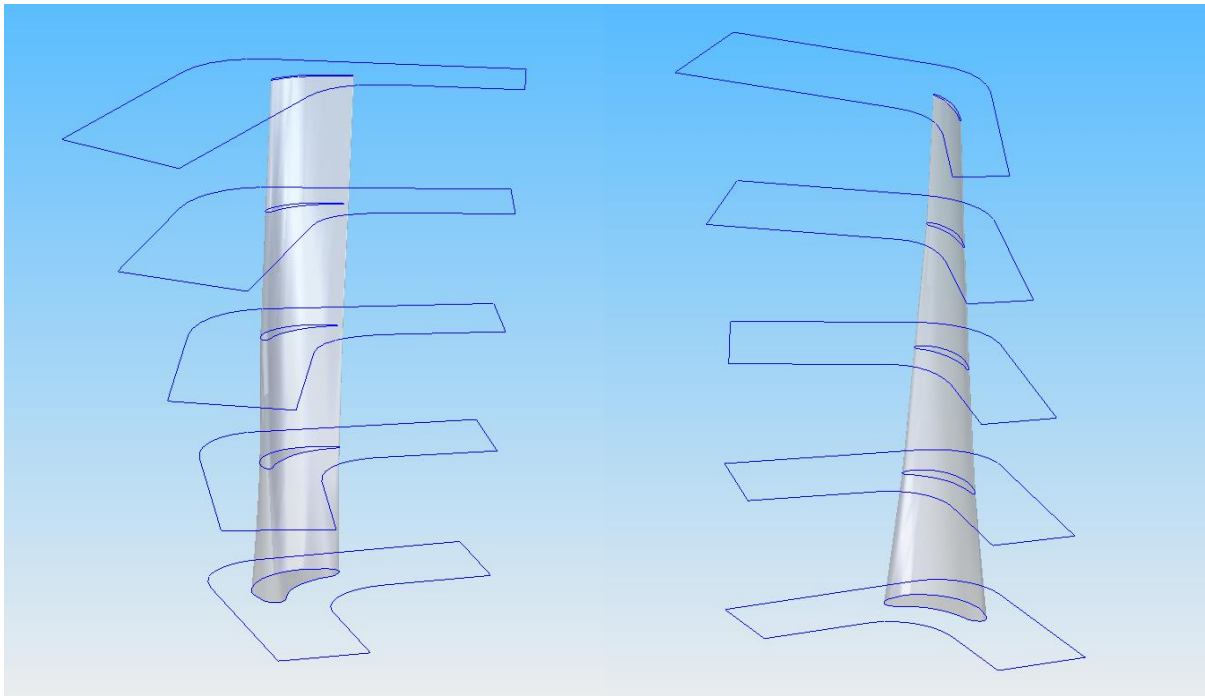


Figura 3.4. Diseño de bocetos en Solid Edge

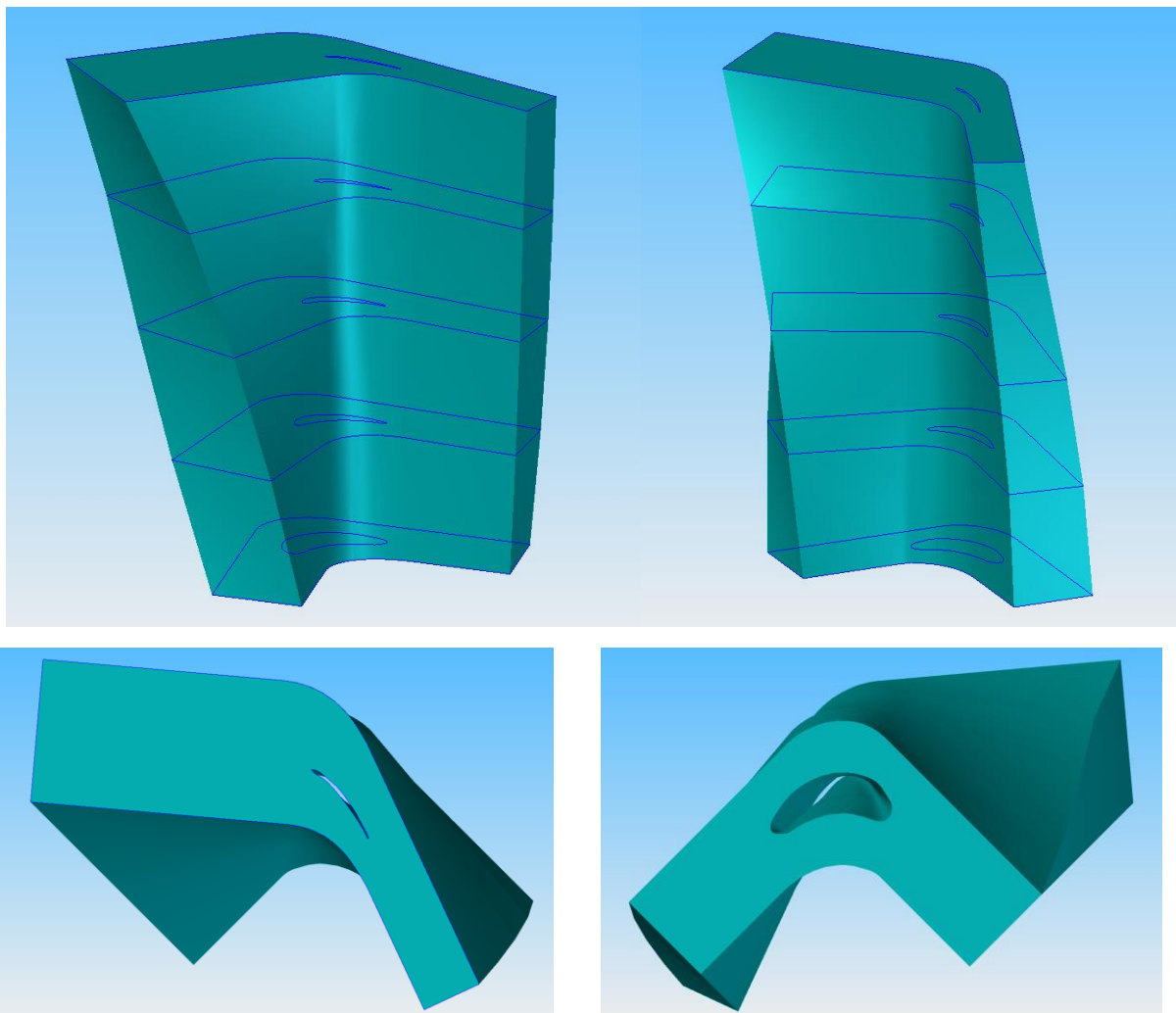


Figura 3.5. Dominio CFD realizado en Solid Edge

Una vez importada la geometría en el programa Comsol, es necesario utilizar el comando de *operaciones virtuales* con el fin de desprejar rectas o puntos de la geometría que no son de interés o que se han generado involuntariamente al importarla del programa CAD.

Itinerario: Model > Geometry > Virtual Operations > Ignore Edges

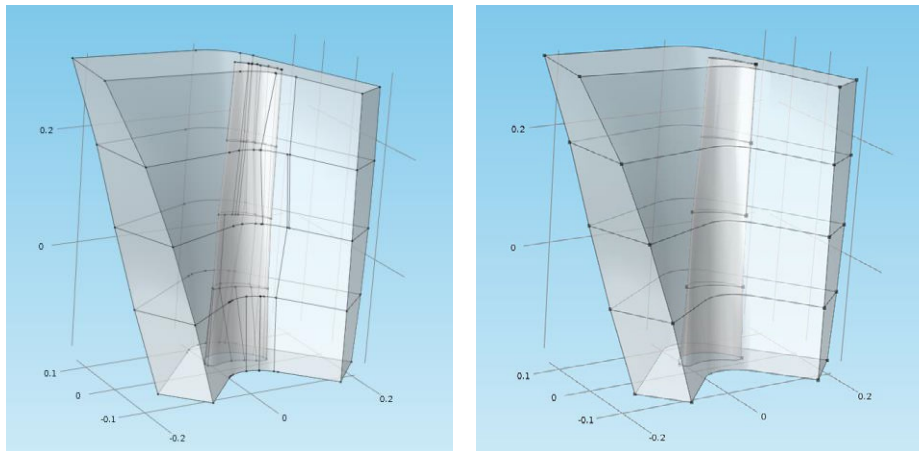


Figura 3.6. Dominio mejorado en Comsol

3.2.4. Material

El paso siguiente consiste en aplicar un material al dominio. En este caso, el material a añadir es vapor de agua.

Model > Materials > Open Material Browser > Liquids and Gases > Gases > Steam

Material Contents					
Property	Name	Value	Unit	Property	
✓ Dynamic viscosity	mu	eta(Tv[1/K])[Pa*s]	Pa*s	Basic	
✓ Density	rho	rho(Pv[1/Pa],Tv[1/K])[kg/m^3]	kg/m^3	Basic	
Ratio of specific heats	gam...	1.3	1	Basic	
Heat capacity at constant pr...	Cp	Cp(Tv[1/K])[J/(kg*K)]	J/(kg*K)	Basic	
Thermal conductivity	k	k(Tv[1/K])[W/(m*K)]	W/(m*K)	Basic	

Figura 3.7. Selección del material

Con los parámetros definidos anteriormente de presión (Pv) y temperatura (Tv), el programa es capaz de obtener los valores de viscosidad dinámica (μ) y de densidad (ρ) necesarios para resolver las ecuaciones diferenciales.

3.2.5. Condiciones de contorno

Con respecto a la física empleada de flujo turbulento, es imprescindible establecer las propiedades del fluido, así como condiciones de contorno y condiciones iniciales del sistema.

Model > Turbulent Flow, k- ϵ

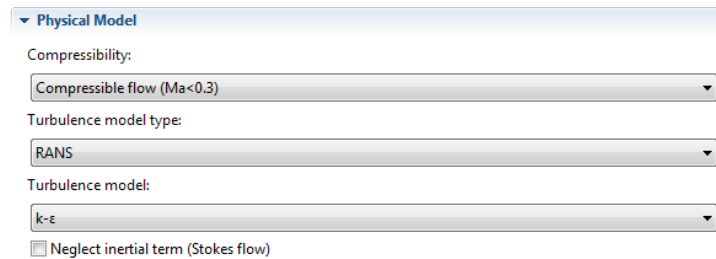


Figura 3.8. Selección del flujo compresible

Se ha decidido definir el flujo como compresible. Al estudiarse en este proyecto la circulación del fluido a través de una sola corona, se podría considerar el flujo incompresible. Sin embargo, la velocidad del mismo es muy elevada, y el número de Mach será muy superior a 0,3. Por tanto, aplicando rigor físico, se ha considerado el flujo como compresible, ya que se adecua aun más a la realidad.

Model > Turbulent Flow, k- ϵ > Fluid Properties



Figura 3.9. Imposición de las propiedades del fluido

Como condición de contorno (Rajesh Babu, 2014) hay que especificar que las caras laterales del dominio no generen capa límite, ya que estos contornos representan la línea media de la corriente fluida, no son paredes físicas. Esta condición se programa mediante la función *Wall*, seleccionando la función *Slip* que significa “no penetración”, por lo que no generará capa límite (Figura 3.10).

Model > Turbulent Flow, $k-\epsilon$ > Wall 1

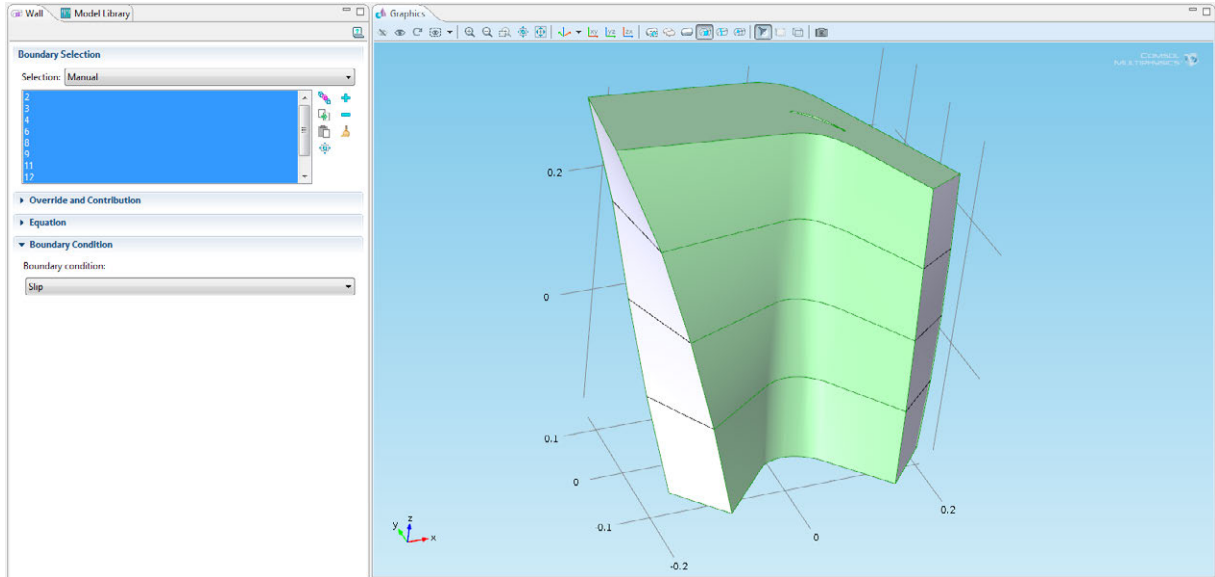


Figura 3.10. Condición de contorno de no penetración

Para definir la entrada y salida de la corriente de vapor se utilizan las funciones *Inlet* y *Outlet*. Para la entrada (Figura 3.11) la variable programada es una velocidad mientras que para la salida (Figura 3.12) se ha implementado una presión, es decir, al flujo de vapor se le impone una velocidad determinada a la entrada del álabe y una presión definida a la salida del mismo.

Además, es necesario especificar el valor de dos variables: *longitud de turbulencia* e *intensidad de turbulencia*. La longitud de turbulencia (L_T) hace referencia al tamaño de los torbellinos generados en un flujo turbulento mientras que la intensidad de turbulencia (I_T) es un ratio que tiene en cuenta las fluctuaciones de velocidad presentes con respecto a la velocidad media del fluido.

La longitud de turbulencia se puede aproximar a esta fórmula (Saxena, 2010):

$$L_T = 0,4 \cdot \delta$$

siendo δ el ancho del obstáculo, esto es, el espesor del álabe el cual varía con su altura.

Si se toma como espesor el correspondiente a su altura media (15mm), entonces la longitud de turbulencia será: $L_T = 0,006m$.

La intensidad de turbulencia se halla mediante la expresión (Saxena, 2010):

$$I_T = \frac{u'}{u_{avg}} = 0,16 \cdot (Re_{DH})^{-1/8}$$

Para hallar el número de Reynolds es necesario conocer la densidad, la velocidad y la viscosidad dinámica del fluido de trabajo, así como la longitud característica del conducto.

La velocidad relativa tomada como parámetro de la simulación es de 250 m/s, mientras que la viscosidad dinámica del vapor tiene un valor aproximado de $1,25 \cdot 10^{-5}$ Pa·s.

La densidad del vapor se puede hallar a partir de la ecuación de estado de los gases ideales ya que se conocen los valores de presión y temperatura del vapor en la sección de paso.

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{0,32 \cdot 101325}{\left(\frac{8314}{18}\right) \cdot (273+80)} = 0,2 \text{ kg/m}^3$$

Como longitud característica D se va a tomar el diámetro hidráulico correspondiente con la sección de paso que hay entre dos álabes consecutivos. El área de esta sección es de 543cm^2 por lo que el diámetro hidráulico será:

$$543 = \pi D^2 / 4 \rightarrow D = 26,3 \text{ cm}$$

Agrupando los términos en la expresión del número de Reynolds:

$$Re_{DH} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{0,2 \cdot 250 \cdot 0,263}{1,25 \cdot 10^{-5}} = 1,105 \cdot 10^6$$

Finalmente el parámetro de intensidad de turbulencia tendrá un valor de:

$$I_T = 0,16 \cdot (1,105 \cdot 10^6)^{-1/8} = 0,03$$

Model > Turbulent Flow, $k-\epsilon$ > Inlet

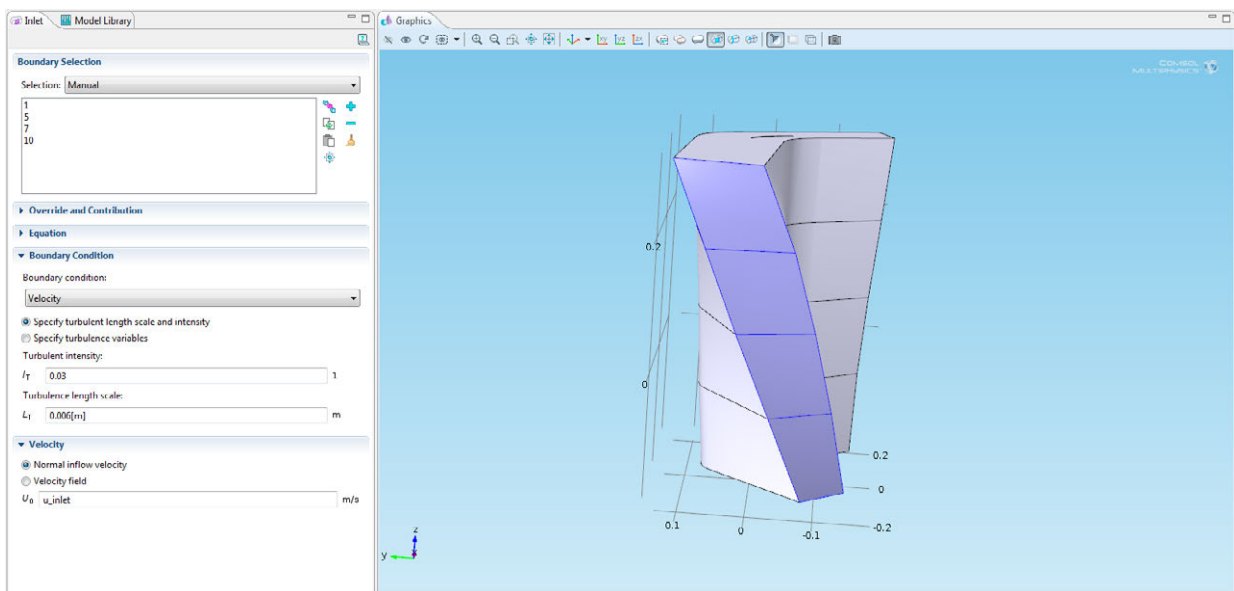


Figura 3.11. Selección de las caras del flujo de entrada

La velocidad de entrada se ha definido con la opción *Normal Inflow velocity* de tal forma que la dirección de la velocidad de entrada será normal al contorno tomado como superficie de entrada. Su valor viene impuesto por el parámetro u_{inlet} .

Model > Turbulent Flow, k-ε > Outlet

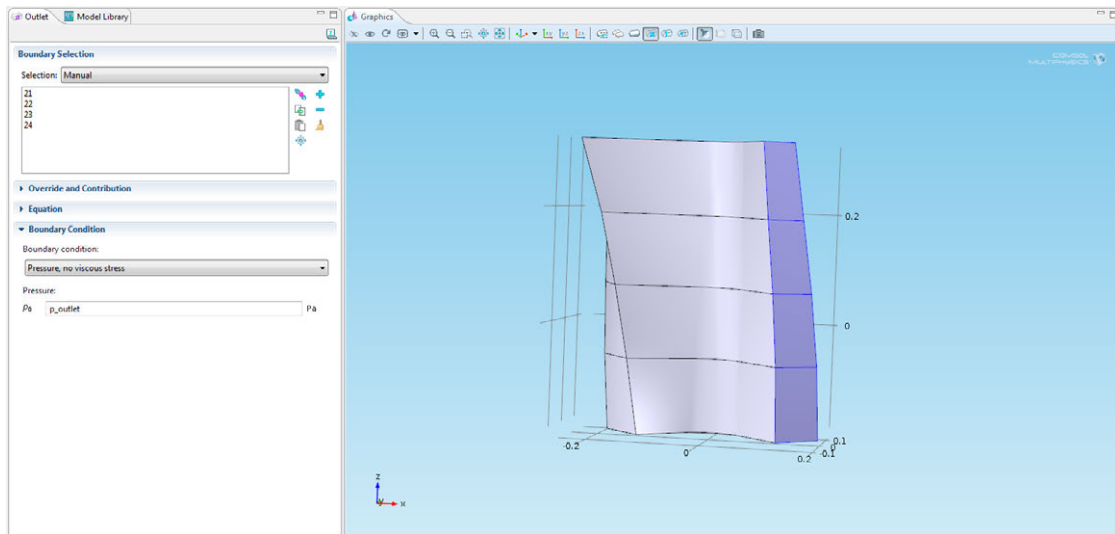


Figura 3.12. Selección de las caras de salida del flujo

Para la presión de salida se ha tomado el parámetro p_outlet cuyo valor es de 0,18atm (18238Pa). Se ha optado por definir la presión de salida en lugar de la velocidad de salida ya que este parámetro se asemeja más a las condiciones de funcionamiento y su valor es conocido con mayor exactitud. En turbinas de condensación, si este álabe corresponde a la corona del último escalonamiento, el valor de p_outlet coincide con la presión de extracción del vapor hacia el condensador.

El siguiente paso consiste en especificar una condición de contorno para la superficie donde iría ubicado el álabe (Figura 3.13). A este contorno se le asocia la condición de *Wall functions*, por lo que ahora sí, en este caso actuará como una pared física, generando una capa límite a su alrededor.

Será en este contorno donde se registren los valores de presión soportados debido al paso de la corriente fluida. Estos valores de presión se trasladarán al modelo 2 del álabe que se explicará más adelante.

Model > Turbulent Flow, k-ε > Wall 2

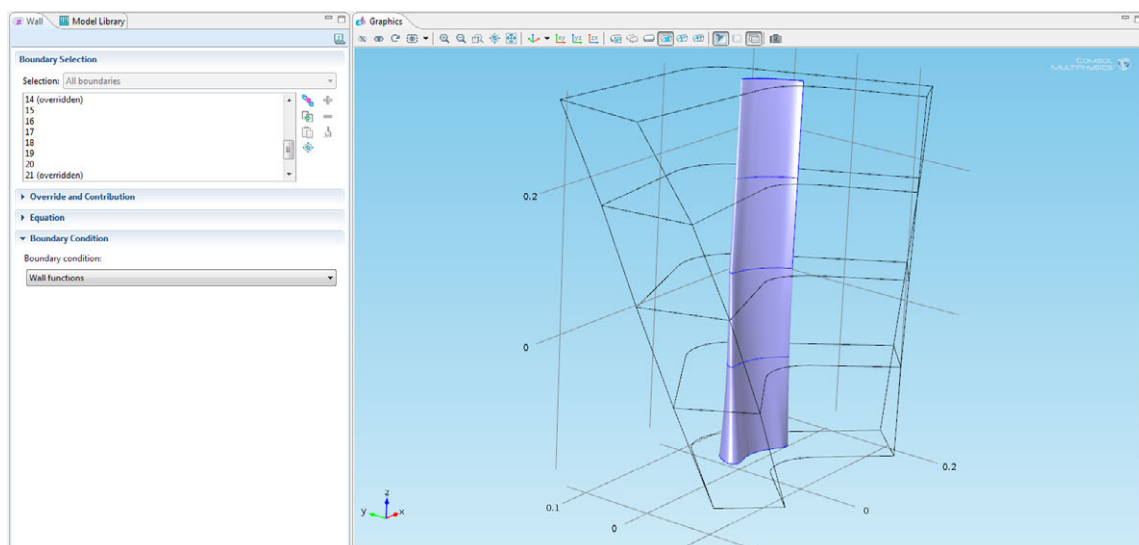


Figura 3.13. Condición de contorno para que forme capa límite

3.2.6. Mallado

Con respecto al mallado de la geometría, el programa Comsol discretiza el dominio con elementos tetraédricos, hexaédricos, prismas o pirámides. A la hora de mallar de forma manual, existen tres opciones:

1. *Free meshing*: corresponde con el mallado de elementos tetraédricos. El usuario elige el tamaño de los elementos.
2. *Swept mesh*: consiste en mallar una cara fuente y luego barrer ese mallado a lo largo del dominio hasta llegar a una cara destino. Esta opción no es posible implementarla debido a la complejidad del dominio presente. La cara fuente y la cara destino no forman planos paralelos.
3. *Boundary Layer mesh*: es un mallado que se suele utilizar en corrientes de flujo para resolver capas límites finas a lo largo de contornos *No Slip*.

Para mallar el dominio CFD se ha utilizado el mallado libre con elementos tetraédricos y el mallado de la capa límite. A su vez, se han definido dos tamaños de elementos: un tamaño mayor para la parte del dominio donde no se necesite tanta precisión en los cálculos, y un tamaño de elemento más fino para la zona cercana a la capa límite, donde es imprescindible obtener buenos resultados de las ecuaciones.

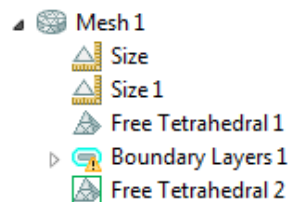


Figura 3.14. Árbol de bloques del mallado

Size corresponde con el tamaño de elementos destinado al resto del dominio no cercano a la capa límite. Sus parámetros programados son:

Model > Mesh > Size

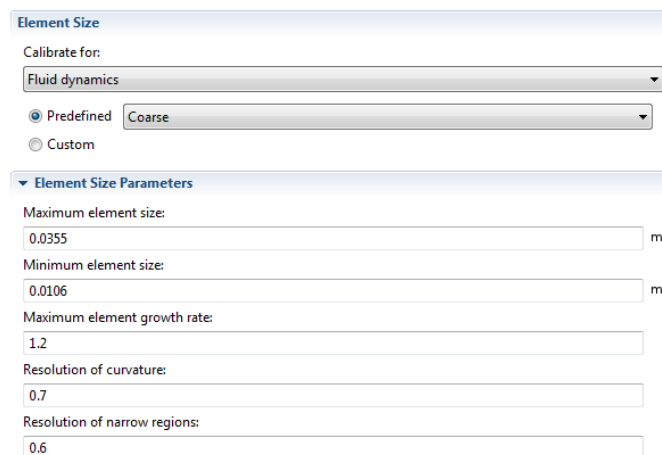


Figura 3.15. Tamaño de los elementos del mallado de todo el dominio

El tamaño predefinido elegido ha sido *Coarse* (grosso). El tetraedro más grande no podrá superar los 3,5cm de lado, mientras que el elemento más pequeño tendrá 1,06cm de lado. *Maximum element growth rate* hace referencia a cuánto puede crecer un elemento situado en alguna zona complicada de mallar. En este caso, podría crecer hasta un 20% su tamaño.

Los factores de resolución sirven para usar un tamaño de elementos más pequeño en contornos curvos o regiones estrechas.

Para el mallado del contorno donde iría el álabe es necesario en primera instancia seleccionar las correspondientes caras que conforman dicho contorno. El tamaño del mallado establecido ha sido *Fine*, por lo que el elemento más grande no superará 1,88cm y el más pequeño medirá 3,55mm de lado. Con este mallado más fino se conseguirá una mayor precisión en los cálculos aunque también el tiempo de procesamiento se verá aumentado considerablemente.

Model > Mesh > Size I

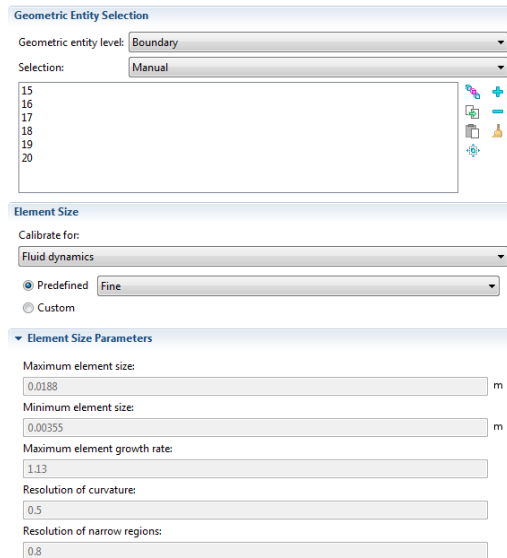


Figura 3.16. Tamaño de los elementos del mallado de la capa límite

Con respecto a la capa límite, no se sabe a ciencia cierta cuál va a ser el espesor de la misma ya que la aproximación de la velocidad entre el cuerpo y el flujo libre es asintótica. Por suerte, existen varias ecuaciones empíricas que pueden dar una aproximación del grosor de la capa límite que se formará en torno a la superficie del álabe. Los métodos más conocidos son los desarrollados por Blasius y Von Karman.

La capa límite es la región del flujo donde los esfuerzos viscosos y los gradientes de velocidad son importantes. En cuerpos curvados existe una aceleración de las partículas fluidas en la parte anterior del cuerpo hasta el punto de mayor espesor de la capa límite, ya que las líneas de corriente se juntan. Pasado este punto, el flujo se desacelera, las líneas de corriente se abren y aumenta la presión. Si la curvatura del cuerpo es muy grande, y dependiendo de las condiciones del flujo, se puede generar un flujo inverso y lo que se denomina *desprendimiento de la capa límite*.

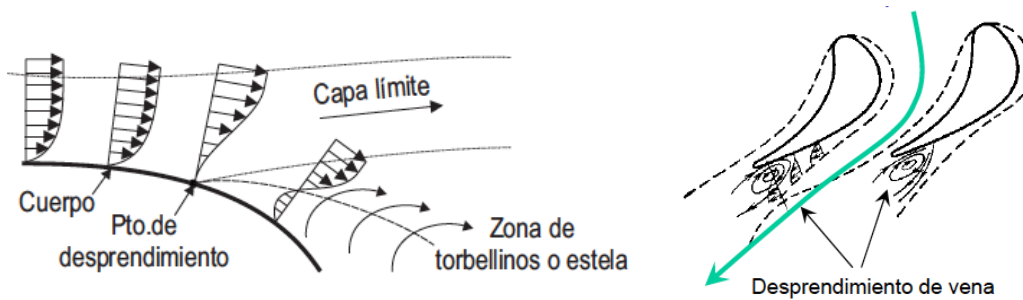


Figura 3.17. Desprendimiento de la capa límite

Si se aplica la ecuación de Von Karman para un flujo turbulento, se tiene que el espesor de la capa límite viene determinado por la expresión (Gherardelli, 2012):

$$\delta = 0,376 \cdot \frac{x}{Re_x^{1/5}}$$

Si se toma como distancia x la longitud aproximada del perfil del álabe ($x=84\text{mm}$) y como número de Reynolds $Re_x=1,105 \cdot 10^6$, entonces el espesor de la capa límite será de $\delta = 1,95\text{mm}$. Como medida preventiva y para curar en salud, se ha decidido formar un mallado de capa límite con un espesor de 5mm a cada lado del perfil del álabe (coeficiente de seguridad de 2,5).

Los parámetros introducidos en Comsol han sido:

Model > Mesh > Boundary Layers > Boundary Layer properties

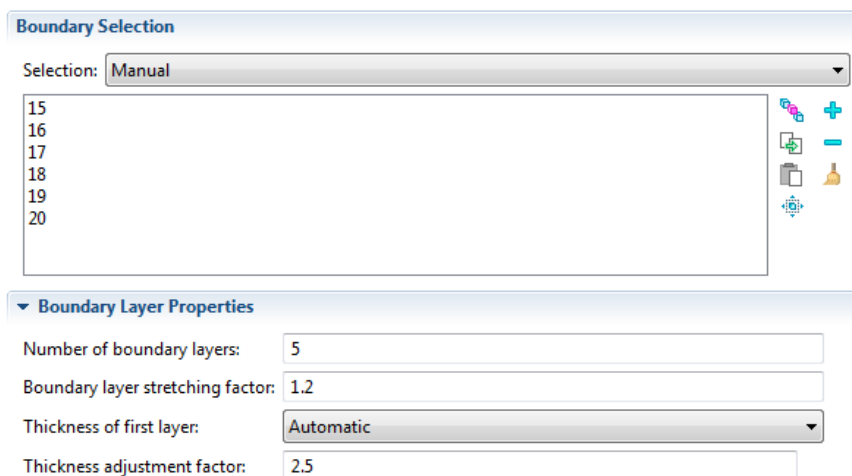


Figura 3.18. Parámetros del mallado de la capa límite

Se seleccionan de manera manual las caras que pertenecen al contorno donde se quiere implementar el mallado de capa límite. Se han construido 5 capas límites de mallado, con un factor de estrechamiento igual a 1,2 y un factor de ajuste de espesor de 2,5. El factor de estrechamiento especifica la reducción de espesor entre dos capas consecutivas.

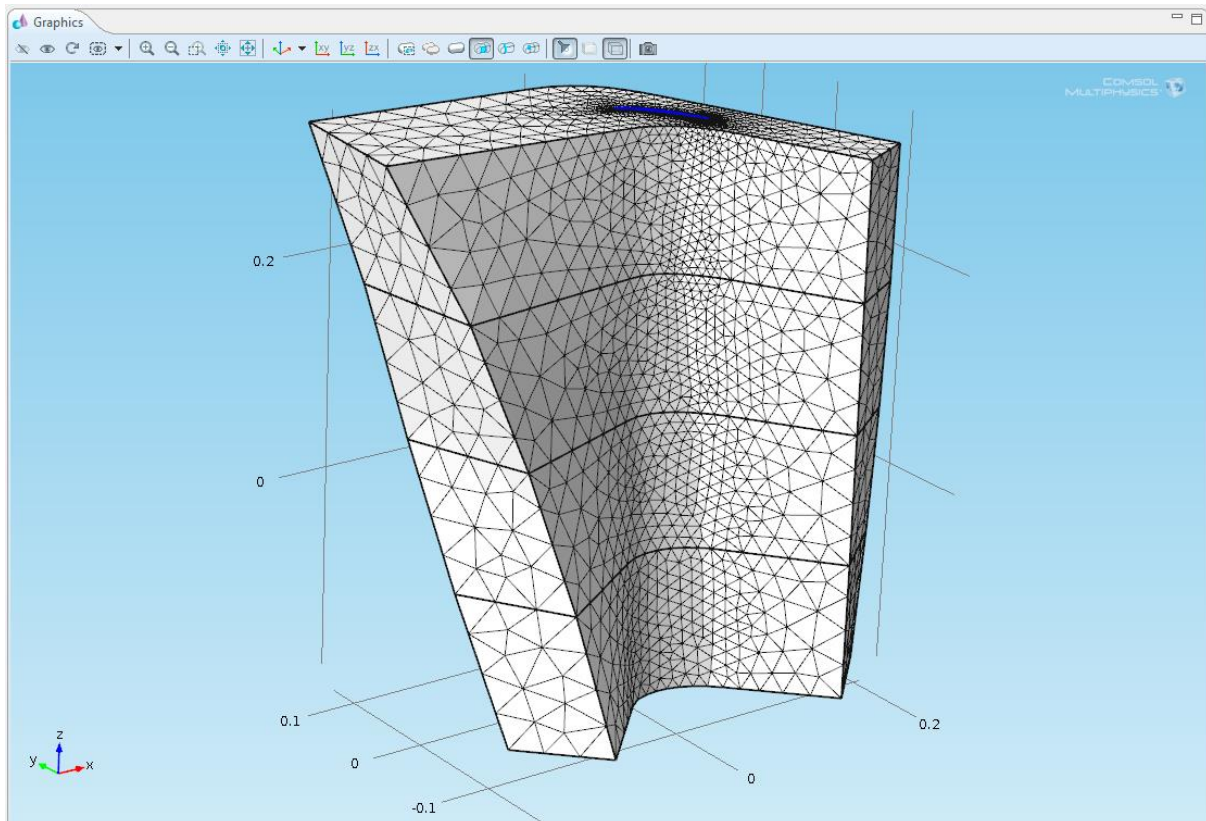


Figura 3.19. Mallado del modelo CFD

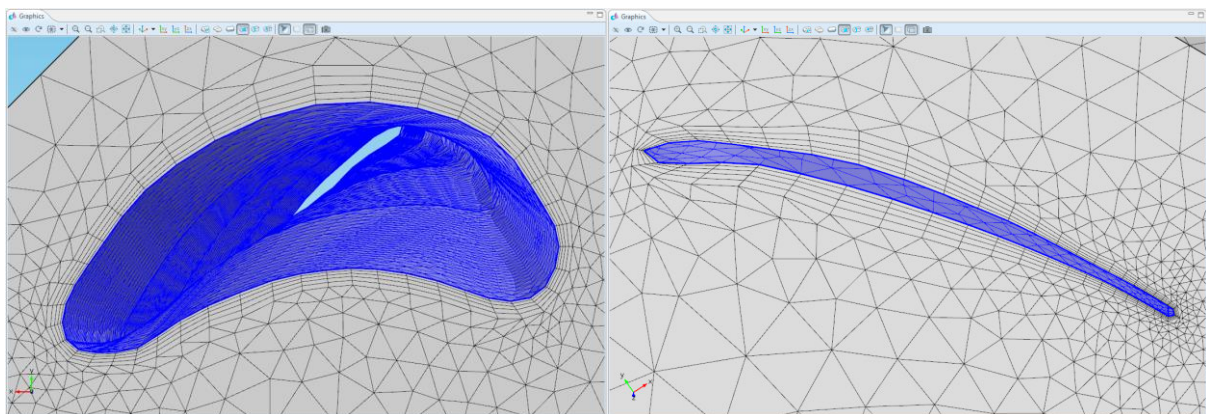


Figura 3.20. Mallado de la capa límite

Con todo esto, se logra mallar todo el dominio con un total de 265457 elementos tetraédricos. Cabe recordar que cuanto más pequeños sean los elementos del mallado, más precisión se conseguirá en los resultados y menos problemas de convergencia surgirán. El precio a pagar es un incremento en los tiempos de simulación y en la ocupación de memoria.

3.2.7. Study type

El último paso para completar la simulación del modelo CFD consiste en añadir un barrido paramétrico de la variable tomada como velocidad de entrada (Figura 3.21).

El procedimiento de cálculo que va a seguir el programa Comsol consiste en resolver las ecuaciones diferenciales con un valor de velocidad de entrada de 1m/s. Tras esto, el programa tomará como condiciones iniciales del sistema los valores de presión y velocidad hallados para $u_{inlet}=1\text{m/s}$, y volverá a resolver las ecuaciones pertinentes ahora para un valor de velocidad de entrada de 10m/s. Una vez resuelta la simulación, ahora se tomará como condiciones iniciales los valores calculados para la velocidad de entrada de 10m/s, y así hasta que el programa Comsol llegue a lanzar el modelo con una velocidad de entrada de 250m/s, que es la velocidad requerida.

Model > Study > Parametric Sweep

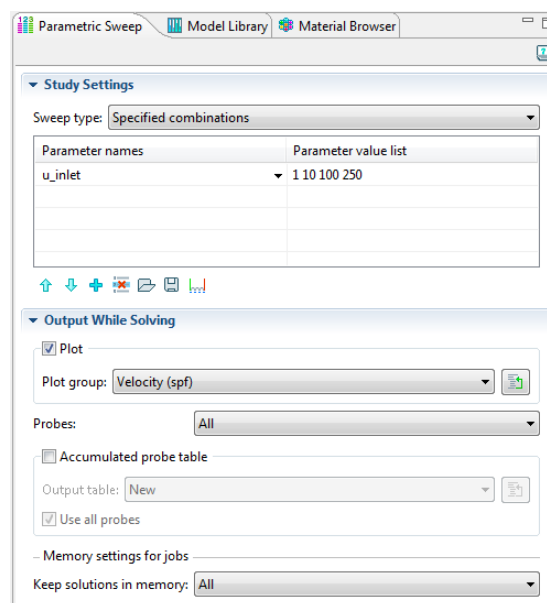


Figura 3.21. Barrido paramétrico de la variable u_{inlet}

El barrido paramétrico permite escalar el valor de cualquier parámetro que se haya definido anteriormente con el fin de ayudar a la simulación facilitando la convergencia de las iteraciones llevadas a cabo por el programa para resolver las ecuaciones. Con este método no es necesario definir unas condiciones iniciales de velocidad o presión del fluido, ya que la solución va a converger debido a los pequeños valores utilizados en la primera simulación, y que servirán para hallar las condiciones iniciales usadas en la siguiente simulación.

Una alternativa al uso de *Parametric Sweep* podría haber sido definir una función *rampa* o una función *escalón* con la velocidad de entrada u_{inlet} como variable.

3.3. Modelo 2: Simulación del álabe

3.3.1. Planteamiento físico

La geometría de este modelo será el propio álabe, al que se le aplicarán las condiciones de carga a las que está sometido debido a la corriente fluida con el fin de hallar los valores de tensión mecánica y de desplazamiento del álabe debido a su deformación.

De manera análoga a como se ha procedido en el modelo 1, el primer paso consiste en elegir la dimensión espacial 3D. A continuación, se seleccionan las físicas que tomarán partido en la simulación. En este caso son dos interfaces:

- *Solid Mechanics*: posee las ecuaciones para analizar las tensiones y desplazamientos del sólido mediante el uso del tensor de deformación y el tensor de tensiones. La implementación de las ecuaciones está basada en el principio de los trabajos virtuales (Comsol, Mayo 2012), el cual enuncia que “la suma de los trabajos virtuales de los esfuerzos internos es equivalente al trabajo de las cargas externas”.

$$\delta W = \int_V (-\varepsilon_{\text{test}} : s + \mathbf{u}_{\text{test}} \cdot \mathbf{F}_V) dv$$

$$+ \int_S (\mathbf{u}_{\text{test}} \cdot \mathbf{F}_S) ds + \int_L (\mathbf{u}_{\text{test}} \cdot \mathbf{F}_L) dl + \sum_p (\mathbf{U}_{\text{test}}^t \cdot \mathbf{F}_p)$$

$\varepsilon_{\text{test}} \equiv$ tensor de deformación

$s \equiv$ tensor de tensiones

$\mathbf{u}_{\text{test}} \equiv$ vector de desplazamiento

$F_V \equiv$ vector de fuerzas volumétricas

$F_S \equiv$ vector de fuerzas superficiales

$F_L \equiv$ vector de fuerzas lineales

$F_p \equiv$ vector de cargas puntuales

- *Coefficient Form Boundary PDE*: sirve para copiar en un contorno definido previamente valores relacionados con alguna variable del modelo, y poderlos trasladar así a otro modelo (Comsol, Mayo 2012).

$$e_a \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + d_a \frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (-c \nabla u - \alpha u + \gamma) + \beta \cdot \nabla u + a u = f$$

$e_a \equiv$ coeficiente másico

$d_a \equiv$ coeficiente de amortiguamiento

$c \equiv$ coeficiente de difusión

$\alpha \equiv$ coeficiente de conservación de flujo

$\beta \equiv$ coeficiente de convección

$a \equiv$ coeficiente de absorción

$\gamma \equiv$ flujo conservativo de la variable fuente $f \equiv$ variable fuente

$u \equiv$ variable que se quiere calcular

Itinerario: Mathematics > PDE interfaces > Coefficient Form PDE (c)

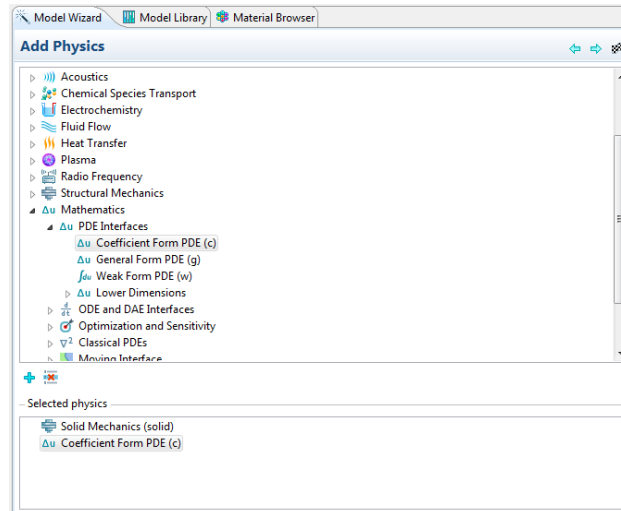


Figura 3.22. Selección de la física

El tipo de estudio a realizar será también *estacionario*, ya que el interés de esta simulación reside en obtener los valores finales de tensión y desplazamiento, no sus valores intermedios. Por tanto, las derivadas temporales que aparezcan en las ecuaciones serán nulas.

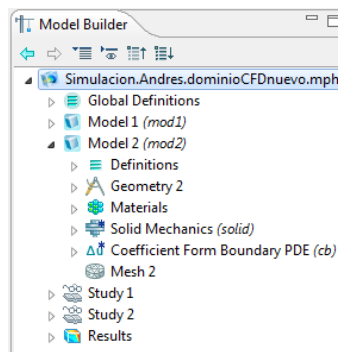


Figura 3.23. Árbol de bloques

3.3.2. Geometría

La geometría de este modelo pertenece a un álabe real de 51cm de altura instalado en la última etapa de la sección de baja presión de una turbina de vapor Mitsubishi de 350MW de potencia. Para conseguir transformar la geometría a un programa informático, se escaneó el álabe en cuestión con la ayuda de un escáner 3D. De esta forma se obtuvo la geometría en el programa CAD.

Al importar la geometría al programa Comsol y mallar todo el dominio con elementos tetraédricos, aparecen avisos de error en el mallado. Esto es debido a que el escaneado de la pieza no es totalmente preciso y por tanto, pueden aparecer en la geometría cambios bruscos de dirección o esquinas que en la realidad no existen. Tras observar detenidamente el mallado se concluyó que el error aparecía cuando se mallaba el borde de salida del álabe. Haciendo *Zoom* se pudo examinar que en la proximidad de la cabeza del álabe, el borde de salida del perfil terminaba en punta. La geometría real no es así, ya que por muy fino que sea el borde de salida siempre tendrá un mínimo radio de acuerdo.

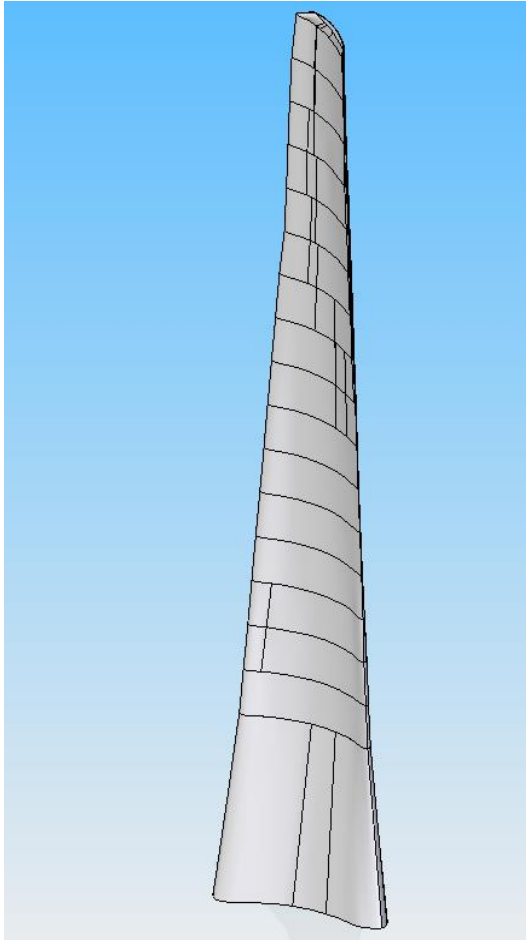


Figura 3.24. Geometría del álabe escaneado

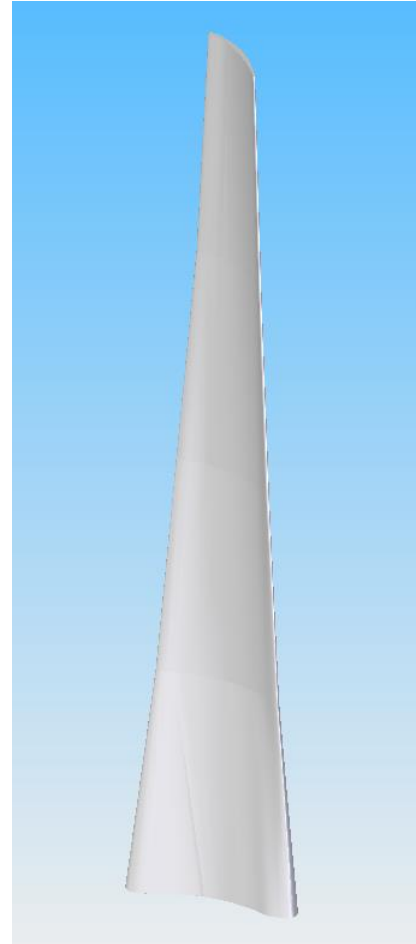


Figura 3.25. Geometría mejorada en Solid Edge

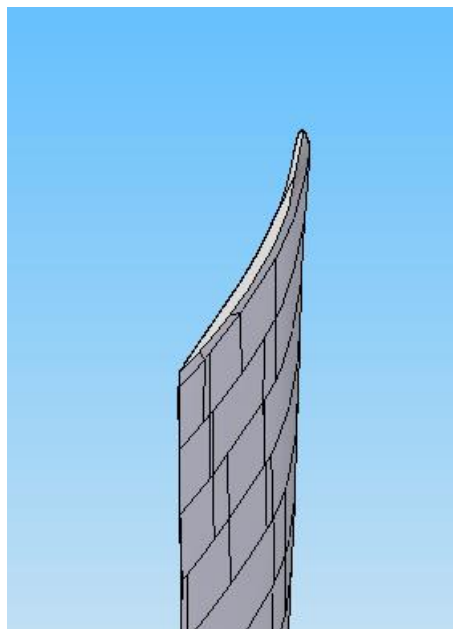


Figura 3.26. Borde de salida que da problemas

Al terminar el borde de salida en punta, el programa no posee ningún elemento lo suficientemente pequeño como para mallar esa zona. De ahí que surgiera el error en el mallado y los llamados *Inverted Element*, que dan problemas de convergencia al simular.

Para solucionar el problema, se optó por trabajar con las herramientas de diseño de Solid Edge con el fin de insertar un pequeño radio de acuerdo ($r_a = 0,6\text{mm}$) en el borde de salida. También se aprovechó para suavizar ciertos cambios de espesor que no representaban a la geometría real. Con todo ello, se consiguió mejorar la geometría como se aprecia a continuación:

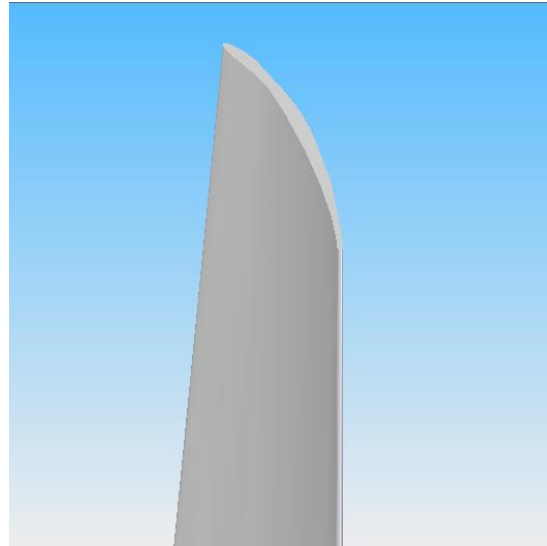


Figura 3.27. Borde de salida con radio de acuerdo

Una vez importada al programa Comsol la geometría ya mejorada, es necesario hacer uso de las *operaciones virtuales* para eliminar rectas y vértices que ensucian la geometría sin aportar nada nuevo a ella.

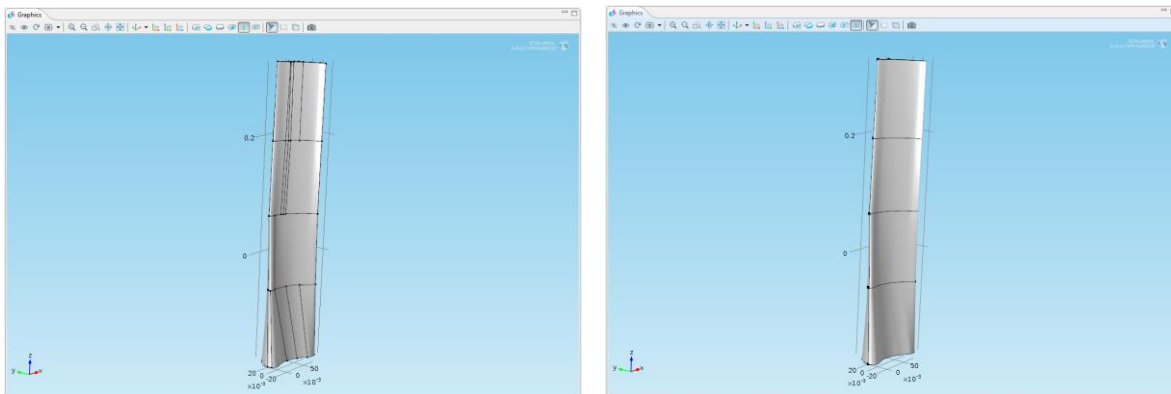


Figura 3.28. Geometría mejorada en Comsol

3.3.3. Material

El álabe, como ya se vio anteriormente, está fabricado de acero inoxidable. El material escogido en Comsol ha sido una aleación de acero de elevada resistencia. Los valores del metal necesarios para abordar las ecuaciones son la densidad, el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson.

Model > Materials > Built-In > High-Strength Alloy Steel

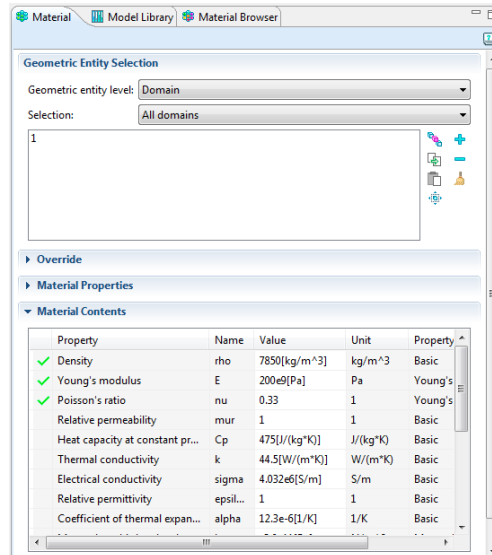


Figura 3.29. Selección del material del álabe

3.3.4. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno a programar en este modelo son dos. Por una parte, una condición de empotramiento que va a restringir todos los movimientos de la cara base del álabe, ya que éste en condiciones de trabajo se encuentra fijado por su raíz al eje del rotor.

Model > Solid Mechanics > Fixed Constraint

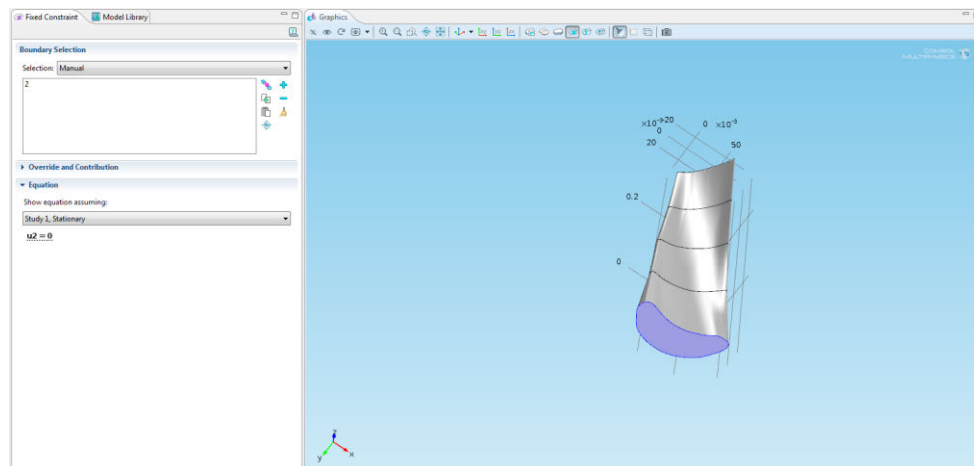


Figura 3.30. Condición de contorno de no desplazamiento

Por otra parte, es preciso definir un caso de carga sobre la superficie del álabe, expresada como fuerza por unidad de superficie. Esta carga va a ser la presión calculada anteriormente en el modelo CFD. Para ello, habrá que copiar los datos de presión obtenidos en el modelo anterior y trasladarlos a la superficie del álabe. Los pasos a seguir son los siguientes:

1. En el modelo 1, en *Definitions* mediante la opción *Identity Mapping* se crea el contorno respecto al cual queremos copiar los datos de presión.

Model 1 > Definitions > Model Couplings > Identity Mapping

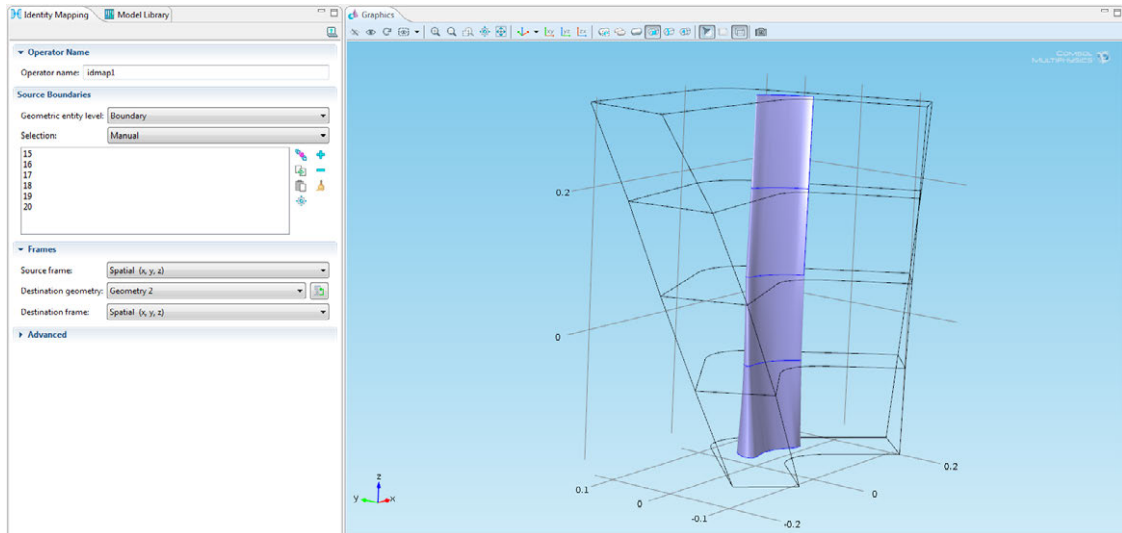


Figura 3.31. Selección de contornos a copiar

2. En el modelo 2, en *Definitions* mediante la opción *Explicit*, se seleccionan las caras que equivalen con el contorno anterior. Se ha decidido llamarle *Fluid Load Boundaries*.

Model 2 > Definitions > Selections > Explicit

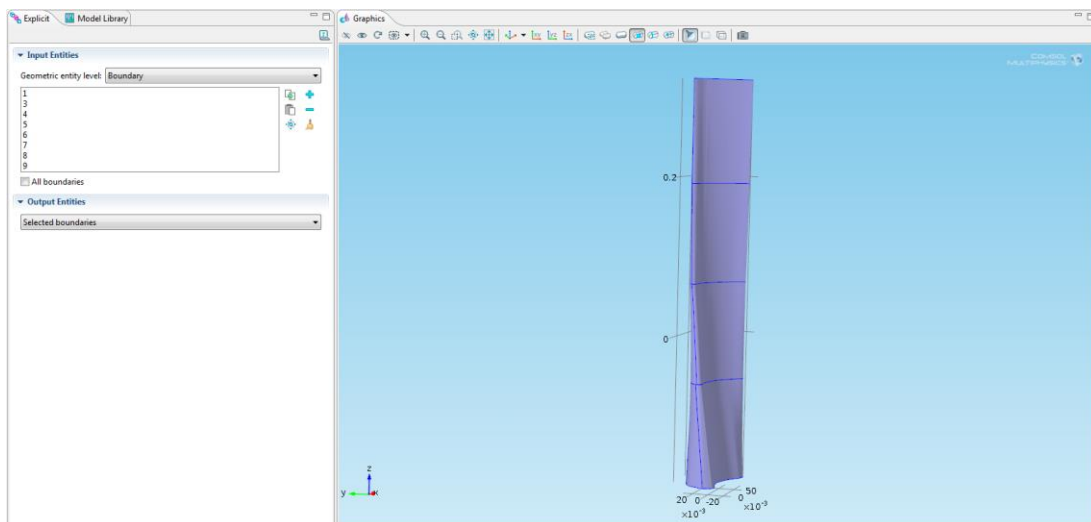


Figura 3.32. Definición de contornos del álabe

- Al conjunto de caras denominado *Fluid Load Boundaries*, se le asocia un caso de carga dado por un vector de fuerzas por unidad de superficie \vec{T} .

Model 2 > Solid Mechanics > Boundary Load

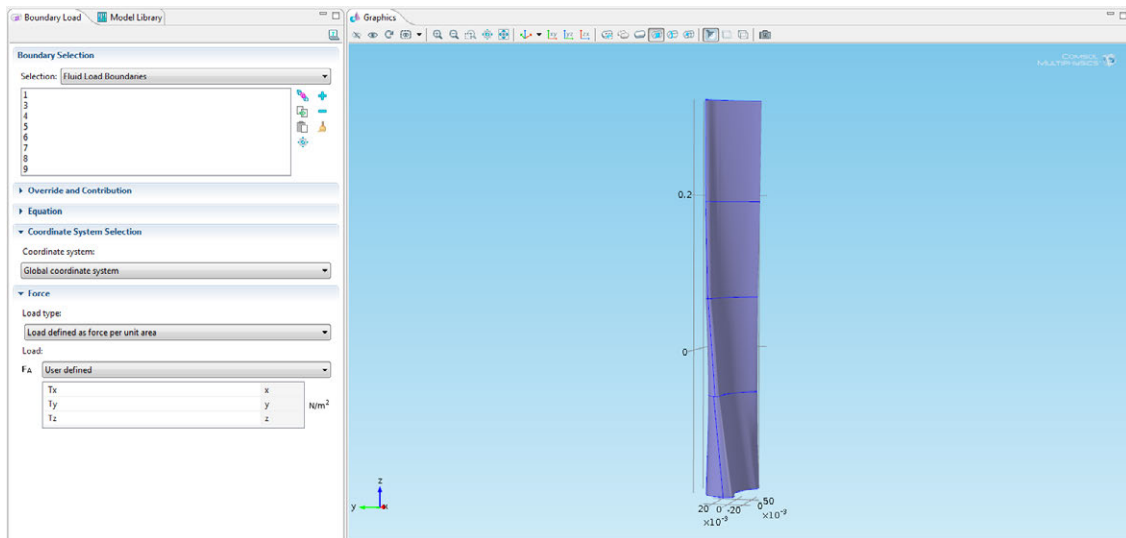


Figura 3.33. Selección del caso de carga

- Se define el vector de fuerzas por unidad de superficie como un vector de tensión, que será usado por el modelo 2 para resolver las ecuaciones correspondientes según el principio de los trabajos virtuales.

Model 2 > Coefficient Form Boundary PDE

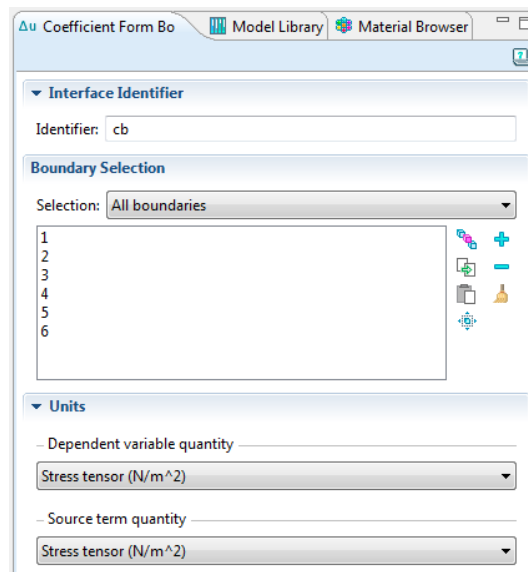
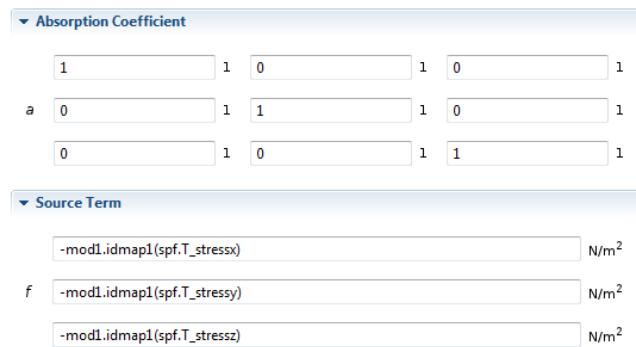


Figura 3.34. Definición del vector tensión

Model 2 > Coefficient Form Boundary PDE > Coefficient Form PDE 1



The screenshot shows the configuration for a PDE model. It is divided into two main sections:

- Absorption Coefficient:** This section contains a grid of input fields. The first row has three fields with values 1, 0, and 0. The second row, labeled 'a', has three fields with values 0, 1, and 0. The third row has three fields with values 0, 0, and 1.
- Source Term:** This section contains three input fields, each labeled with a variable and a unit:
 - Variable: $-mod1.idmap1(spf.T_stressx)$, Unit: N/m^2
 - Variable: $-mod1.idmap1(spf.T_stressy)$, Unit: N/m^2
 - Variable: $-mod1.idmap1(spf.T_stressz)$, Unit: N/m^2

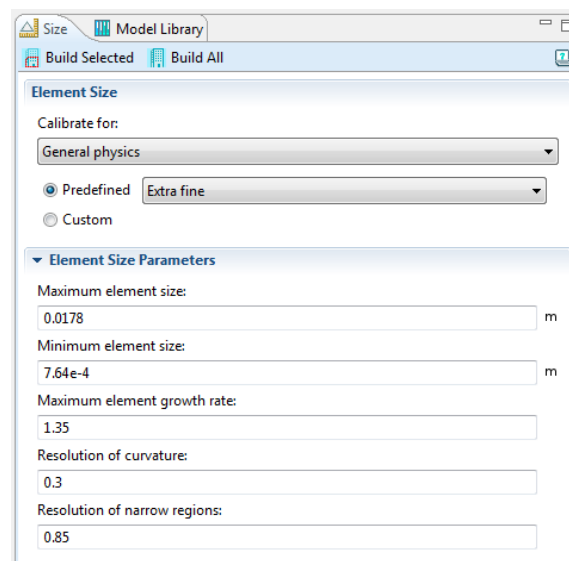
Figura 3.35. Parámetros de la variable a copiar del modelo 1 al modelo 2

Con estos 4 pasos queda implementada la carga que soporta el álabe debido al paso del vapor de agua a elevada velocidad.

3.3.5. Mallado

Se ha optado por un mallado muy fino con elementos tetraédricos de pequeño tamaño con el fin de representar con precisión cada curvatura correspondiente con la aerodinámica del álabe a ensayar. El número total de elementos en el mallado del álabe es de 101797.

Model 2 > Mesh 2



The screenshot shows the 'Element Size' configuration window. It includes the following settings:

- Calibrate for:** General physics
- Predefined:** Extra fine
- Element Size Parameters:**
 - Maximum element size: 0.0178 m
 - Minimum element size: 7.64e-4 m
 - Maximum element growth rate: 1.35
 - Resolution of curvature: 0.3
 - Resolution of narrow regions: 0.85

Figura 3.36. Tamaño de los elementos del mallado

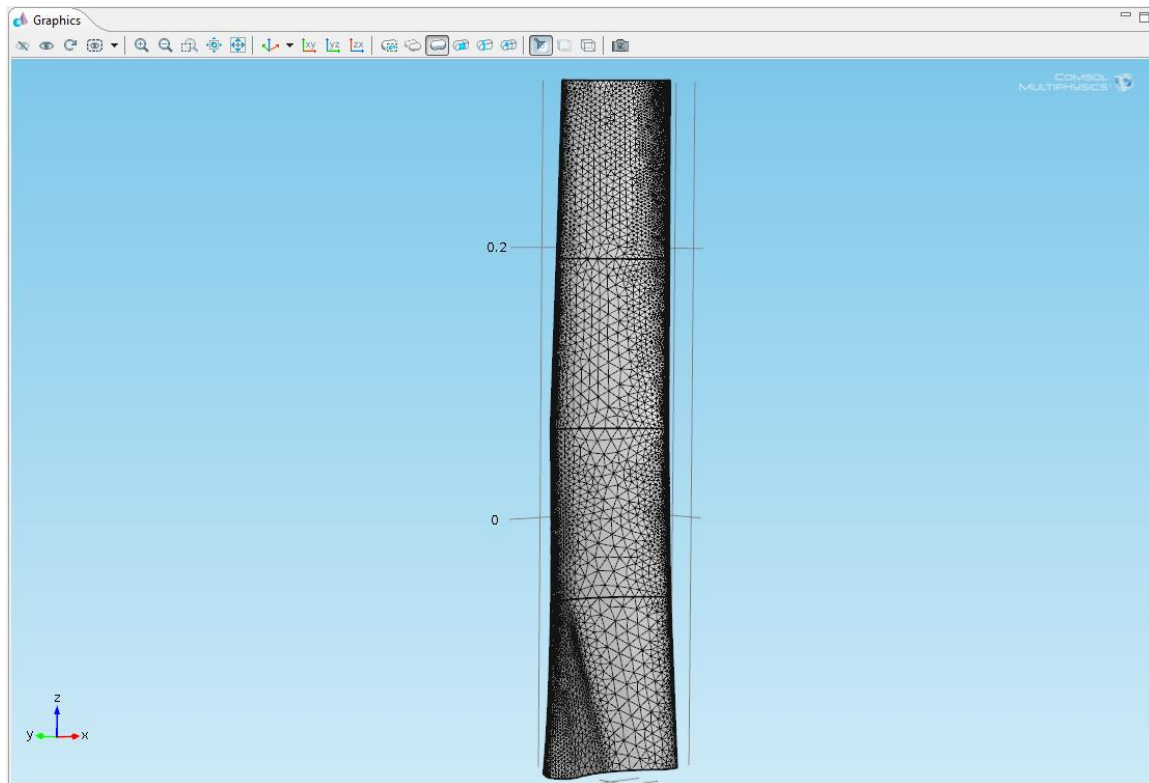


Figura 3.37. Mallado del álabe

3.3.6. Study type

A la hora de simular el segundo modelo, habrá que hacer uso de dos estudios estacionarios. El primer estudio copiará del modelo 1 los datos correspondientes de presión para hallar el valor de la tensión \vec{T} mientras que el segundo estudio utilizará este valor para hallar los resultados de tensión y desplazamientos en el álabe.

Study 2 > Step 1: Stationary

▼ Physics and Variables Selection		
<input type="checkbox"/> Modify physics tree and variables for study step		
Physics	Solve for	Discretization
Turbulent Flow, k-ε (spf)	✗	Physics settings ▼
Solid Mechanics (solid)	✗	Physics settings ▼
Coefficient Form Boundary PDE (cb)	✓	Physics settings ▼

Figura 3.38. Paso 1 del Solver

Study 2 > Step 2 > Stationary 2

▼ Physics and Variables Selection		
<input type="checkbox"/> Modify physics tree and variables for study step		
Physics	Solve for	Discretization
Turbulent Flow, k-ε (spf)	✗	Physics settings ▼
Solid Mechanics (solid)	✓	Physics settings ▼
Coefficient Form Boundary PDE (cb)	✗	Physics settings ▼

Figura 3.39. Paso 2 del Solver

3.4. Efecto de los condensados

Este nuevo modelo es una ampliación del anterior y por tanto, un modelo más completo y que representa mejor las condiciones de trabajo a las que se encuentra sometido el álabe.

La nueva programación a incluir trata de simular el comportamiento del álabe cuando impacta contra las gotas de condensado que viajan en el vapor húmedo. El fundamento físico de aparición de humedad que da lugar a la formación de estas gotas viene explicado detalladamente en la introducción de este proyecto (*Apartado 1.6: Análisis de las condiciones en el cuerpo de baja presión*).

Las gotas de condensado a la salida del estator poseen una velocidad inferior a la del vapor, por lo que se encuentran “suspendidas” en el flujo cuando el álabe del rotor debido a su elevada velocidad de rotación impacta contra ellas en la zona de succión del borde de ataque. La superficie del álabe que se ve afectada por este fenómeno varía de la raíz a la cabeza del álabe. Una manera de conocer cuánto abarca el área de impacto es mediante la inspección directa de un álabe con un número mínimo de horas de funcionamiento. En su superficie se podrá observar la erosión causada por la humedad del vapor y de esta forma estimar la zona que abarca.

Por último, es importante mencionar que el impacto de las gotas se simulará en el programa Comsol definiendo una presión sobre la superficie del álabe en un contorno predefinido de la cara de succión del borde de ataque. Esta presión junto con la provocada por el paso del flujo (estudiada anteriormente y que va en sentido contrario) originarán una torsión del álabe poniendo en entredicho las propiedades mecánicas del mismo.

3.4.1. Geometría

Para la geometría ha sido necesario utilizar de nuevo el programa de diseño asistido por ordenador Solid Edge. El objetivo buscado consiste en diseñar un contorno perteneciente a la superficie del álabe y que represente la zona donde se definirá la presión de impacto de las gotas.

El primer paso ha sido crear un boceto con las dimensiones estimadas del área de daño. A continuación, mediante el comando *proyectar curva*, se ha proyectado el boceto diseñado sobre la zona de succión del borde de ataque del álabe.

De esta forma se tendría ya definido el contorno correspondiente con la zona de impacto de las gotas. Ahora falta realizar una división de las caras de la pieza con el fin de que posteriormente en el programa Comsol se pueda seleccionar este contorno de manera independiente, sin que se seleccione toda la pieza. Para ello se hace uso del comando *dividir cara*, el cual permite dividir las caras de una pieza usando bocetos, curvas, superficies o planos de referencia. En este caso, hace uso del boceto creado anteriormente (Figura 3.40).

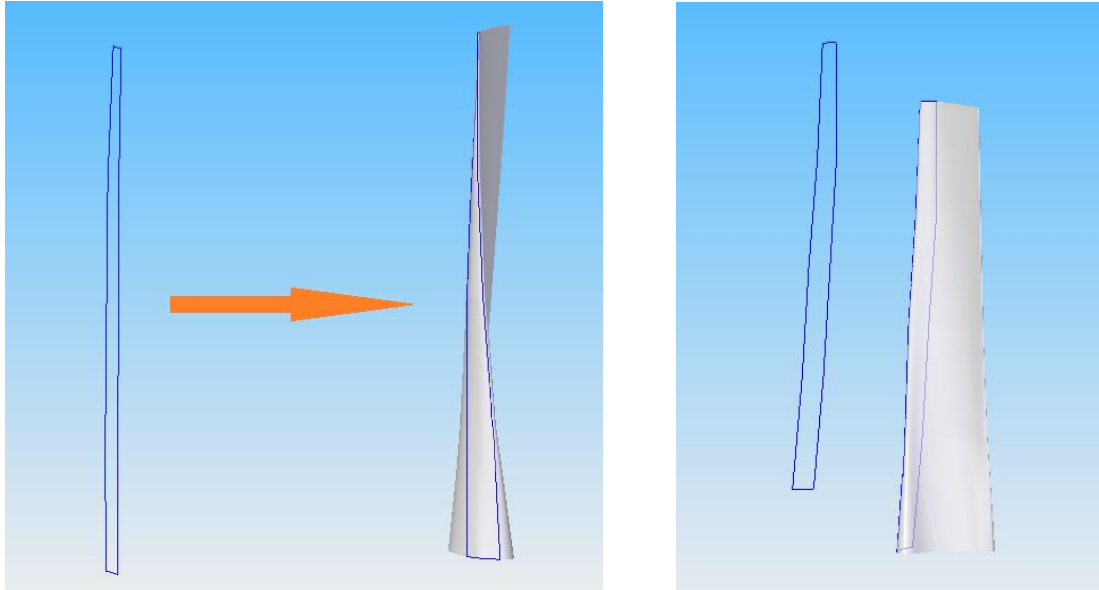


Figura 3.40. Diseño en Solid Edge del boceto para el efecto de los condensados

Una vez modificada la geometría en Solid Edge, hay que importar la geometría al programa Comsol de manera análoga a como se ha estado haciendo en los casos anteriores.

3.4.2. Condiciones de contorno

A las condiciones de contorno impuestas en el modelo 2 hay que añadirle ahora una más. Esta nueva condición de contorno va a ser un caso de carga adicional sobre un contorno específico que simulará el impacto de las gotas de agua sobre el álabe.

Se ha dicho ya que el valor de la carga aplicada vendrá impuesto por una presión. El valor de dicha presión se obtiene a partir de la ecuación de Zhukovski (Rueda Martínez, Toledo Velázquez, & Carvajal Mariscal, 2007):

$$\Delta p = a' \cdot w \cdot \rho_{liq}$$

Esta expresión se ha descrito ya en la introducción de este proyecto (*Apartado 1.6.2: Ecuaciones de los parámetros de influencia erosiva*).

La variable a' hace referencia a la velocidad del sonido en el medio, en este caso, en la gota de agua líquida. Para un fluido, la velocidad del sonido se define mediante una expresión que relaciona el módulo de compresibilidad con la densidad del fluido según la siguiente expresión:

$$a' = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{2,2 \cdot 10^9}{971,6}} = 1504 \text{ m/s}$$

La variable w es la velocidad de impacto de la gota en la superficie, cuyo valor experimental se calcula a partir de la velocidad circunferencial u del álabe, suponiendo que es un 80% del valor de esta:

$$w = 0,8 \cdot u = 0,8 \cdot \omega \cdot r$$

El rotor de la turbina gira a 3000 rev/min. Como distancia r se va a tomar la distancia máxima al centro de rotación (el caso más desfavorable) correspondiente con la punta del álabe. Sabiendo que el diámetro del eje del rotor es de 40cm, se tiene $r = 0,5 + 0,2 = 0,7\text{m}$. En conclusión:

$$w = 0,8 \cdot 3000 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,7 = 176 \text{ m/s}$$

La densidad del agua líquida a 80°C es de $\rho_{liq} = 972 \text{ kg/m}^3$. Reagrupando términos, el valor aproximado de la presión de impacto de las gotas según Zhukovski es:

$$\Delta p = 1504 \cdot 176 \cdot 972 = 257 \text{ MPa}$$

Ahora bien, esta no es la presión a introducir como dato en el programa Comsol ya que las gotas de agua no cubren completamente todo el área que se ha tomado como zona de impacto, sino que las gotas están dispersas de forma aleatoria y son de muy pequeño tamaño.

De estudios experimentales sobre la erosión mecánica llevados a cabo en otros proyectos, se ha estimado un radio máximo de la mancha de contacto de cada gota con la superficie del álabe de $r_{max} = 10,3\mu\text{m}$.

Si se tiene una frecuencia de impactos de 11520 gotas por segundo, entonces en un instante determinado las gotas ocuparán un área que viene dado por:

$$A_{got} = 11520 \cdot \pi \cdot 10,3^2 \cong 4 \text{ mm}^2$$

El área total del contorno definido del álabe como zona de impacto tiene un área de 11480mm^2 . En consecuencia, los 257MPa de presión sobre una área de 4mm^2 equivalen a una presión de **0,09MPa = 90000 N/m²** sobre un área de 11480mm^2 . Este valor de presión es el que hay que introducir en el programa Comsol.

Itinerario: Model 2 > Solid Mechanics > Boundary Load 2

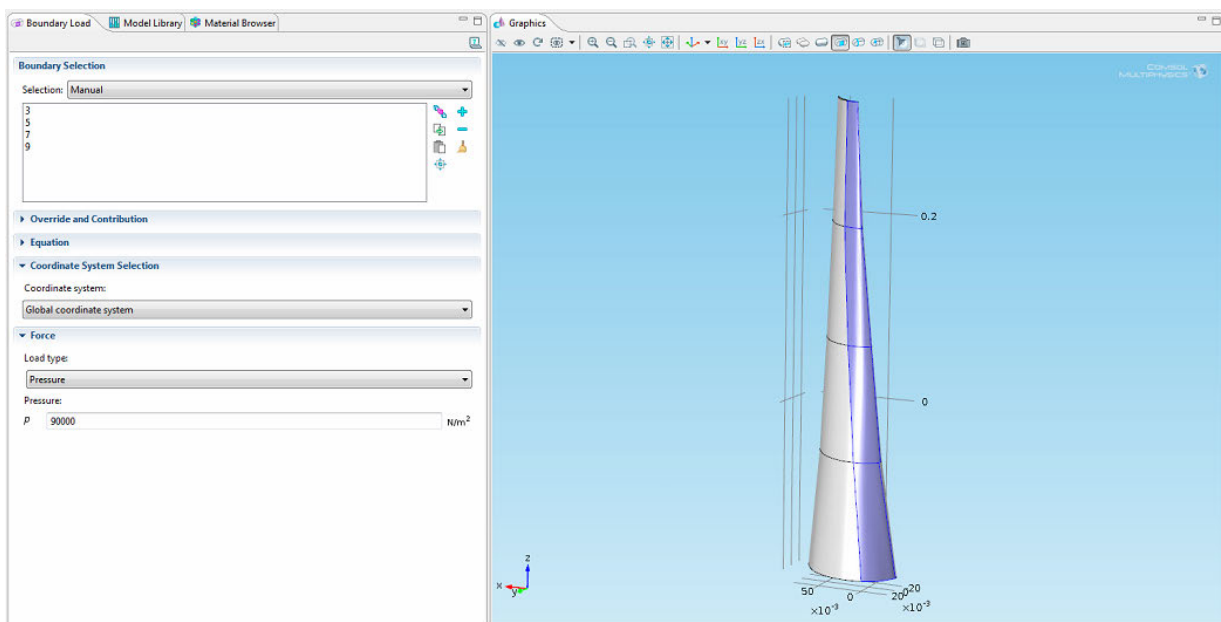


Figura 3.41. Selección del contorno donde impactan las gotas

El material, el mallado, el *Study type* así como el resto de condiciones de contorno se mantienen igual a como estaban definidas en el modelo 2.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. Campo de velocidades

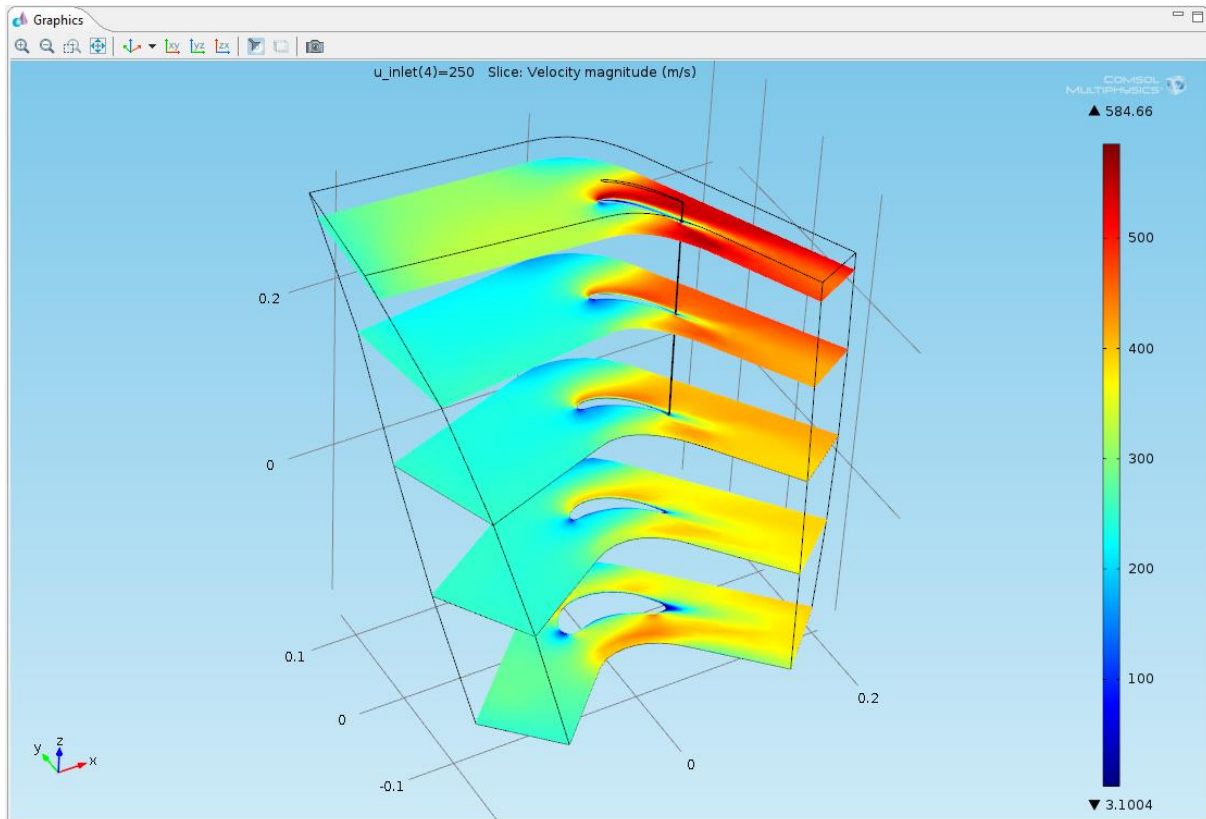


Figura 4.1. Campo de velocidades

A la entrada de la sección de paso, el flujo tiene una velocidad de 250m/s, de acuerdo a la condición de contorno implementada en Comsol. Para la salida, el campo de velocidades toma valores de 300m/s en la raíz del álabe mientras que en la punta llega a alcanzar valores de 420m/s.

Cabe recordar que los valores de velocidad que se están manejando en Comsol se corresponden con las velocidades relativas del vapor, ya que el álabe en estudio se ha modelado en reposo.

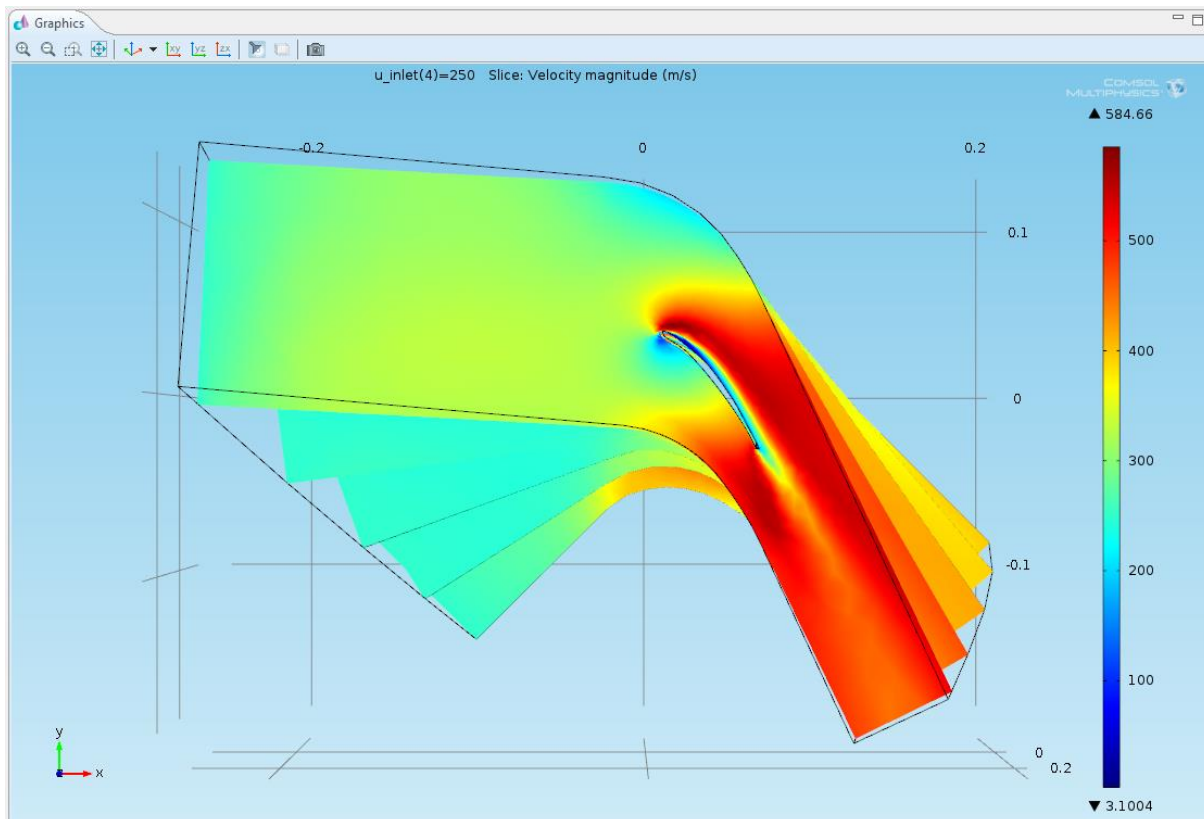


Figura 4.2. Capa límite

Observando detenidamente la distribución de velocidades a distintas alturas se puede apreciar que la velocidad de salida crece conforme se avanza de la raíz a la cabeza del álabe. Esto es debido a que el álabe pertenece a una turbina moderna y posee un grado de reacción variable en función de la altura. Así, en la raíz del álabe el grado de reacción es muy pequeño ($R \cong 0,2$) por lo que la velocidad de salida no se diferencia mucho a la de entrada. En cambio a mayores alturas del álabe el grado de reacción aumenta, llegando a ser cercano a la unidad ($R \cong 0,8$) en la punta del álabe, donde la velocidad relativa de salida puede tomar valores muy elevados.

La sección de paso del flujo de vapor en la raíz del álabe es igual a la entrada y a la salida del mismo, de ahí que el valor de la velocidad no se modifique considerablemente. A medida que se gana en altura, la sección de paso a la entrada se va haciendo más grande mientras que la sección a la salida se va haciendo cada vez más pequeña, de ahí que en la punta del álabe el conducto sea muy convergente y por tanto el cambio de velocidades es muy significativo.

Por otro lado, la capa límite que se forma en la superficie del álabe se puede observar que es de pequeño espesor por lo que el mallado seleccionado en el diseño del modelo para la capa límite la cubre perfectamente.

4.2. Distribución de presiones

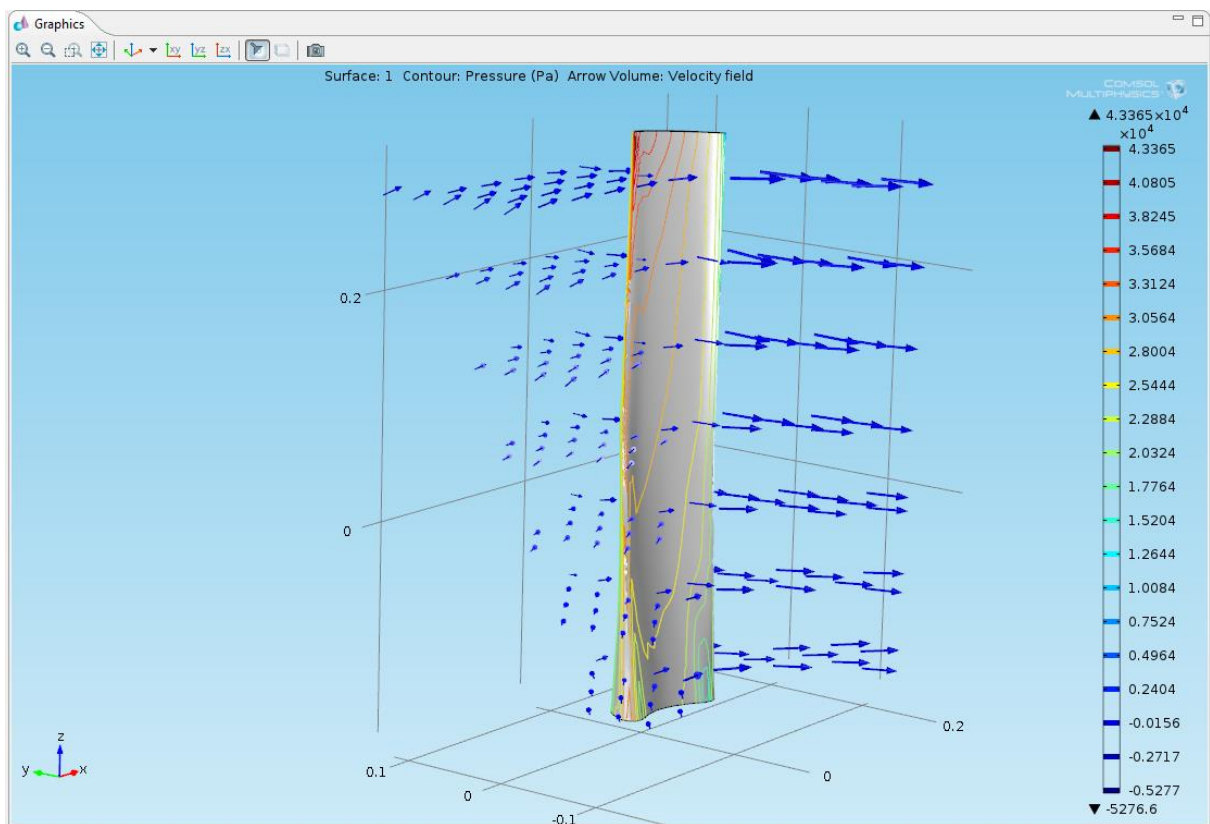
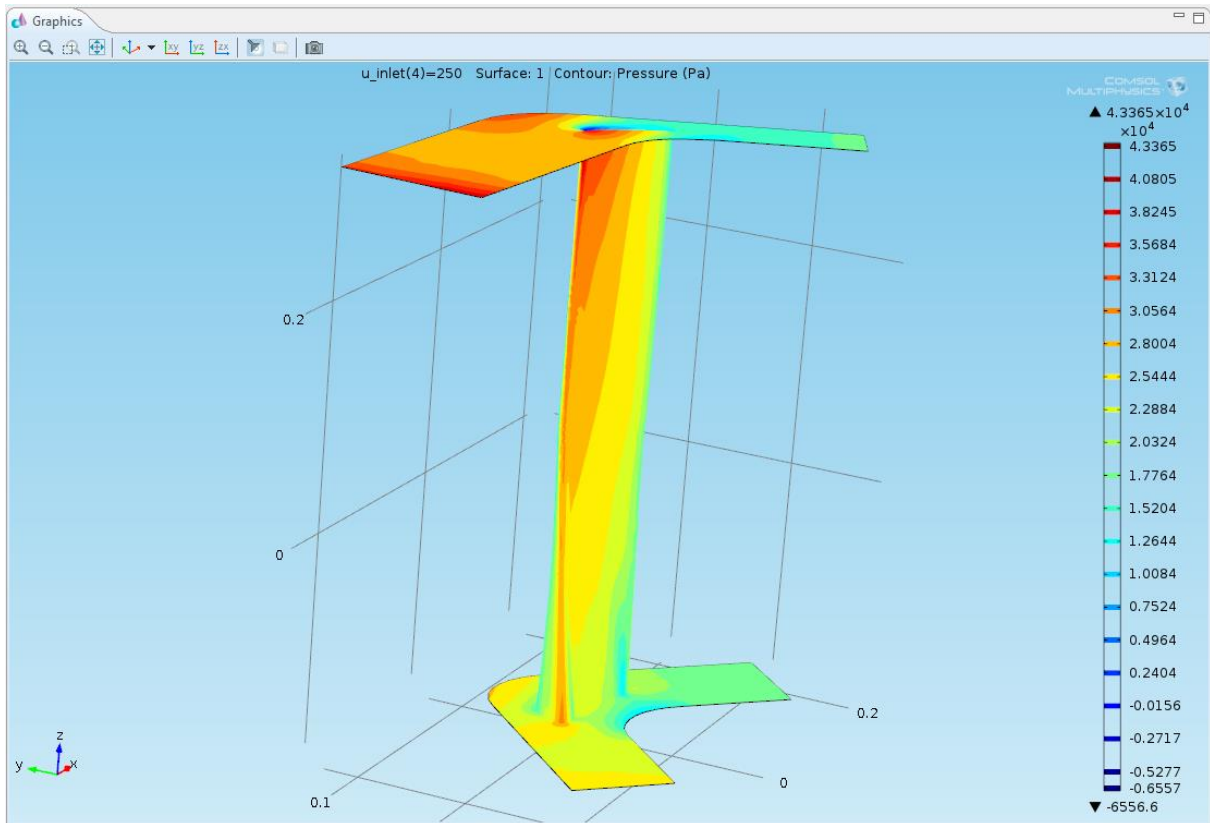


Figura 4.3. Distribución de presiones

Echando un vistazo al contorno superior o inferior de la imagen anterior, se puede evaluar la presión en distintos puntos de la sección de paso, y cómo el valor de esta va disminuyendo desde la entrada a la salida debido a la expansión del flujo de vapor.

Para la entrada, toma valores entre 28000Pa y 34000Pa que equivalen a 0,28atm y 0,33atm, respectivamente, cifras muy cercanas a las 0,32atm de presión que se tenía como dato en las propiedades del fluido de trabajo.

En la salida, el flujo tiene una presión de 18200Pa correspondiente con 0,18atm que se introdujo como condición de contorno.

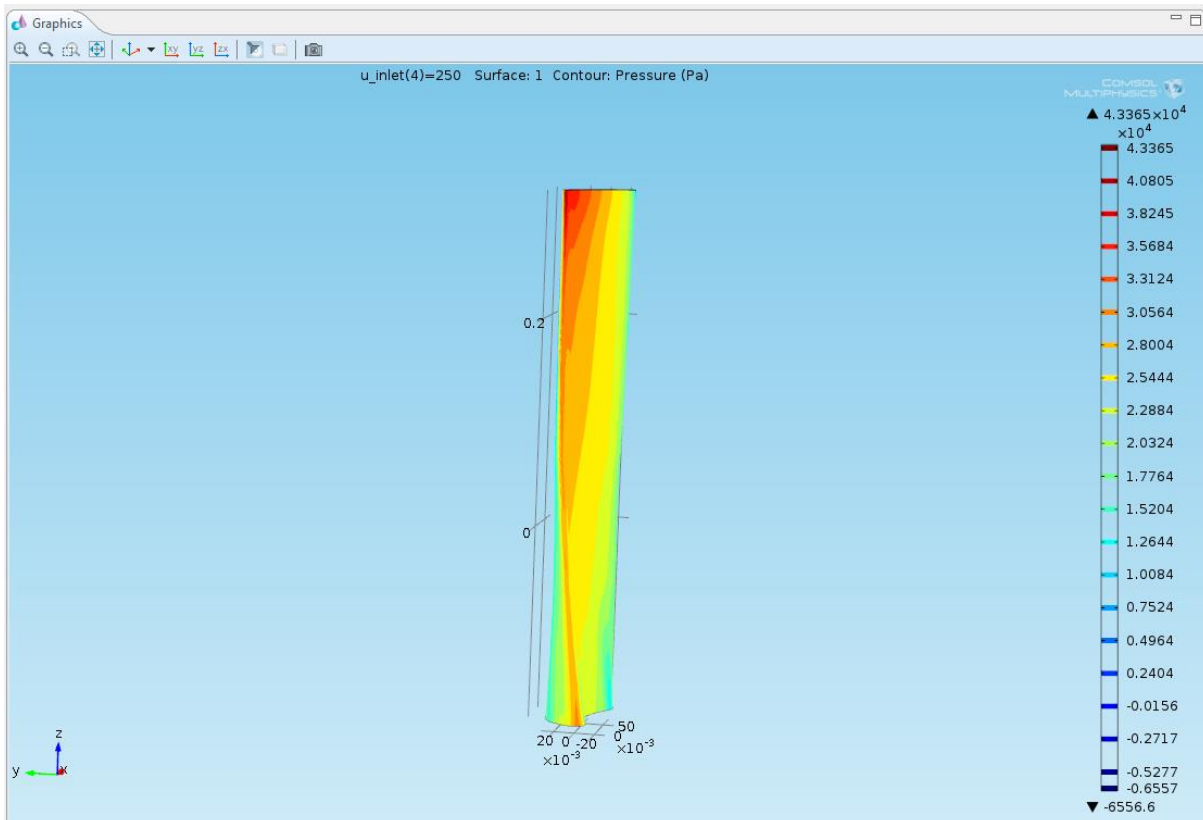


Figura 4.4. Cara de presión

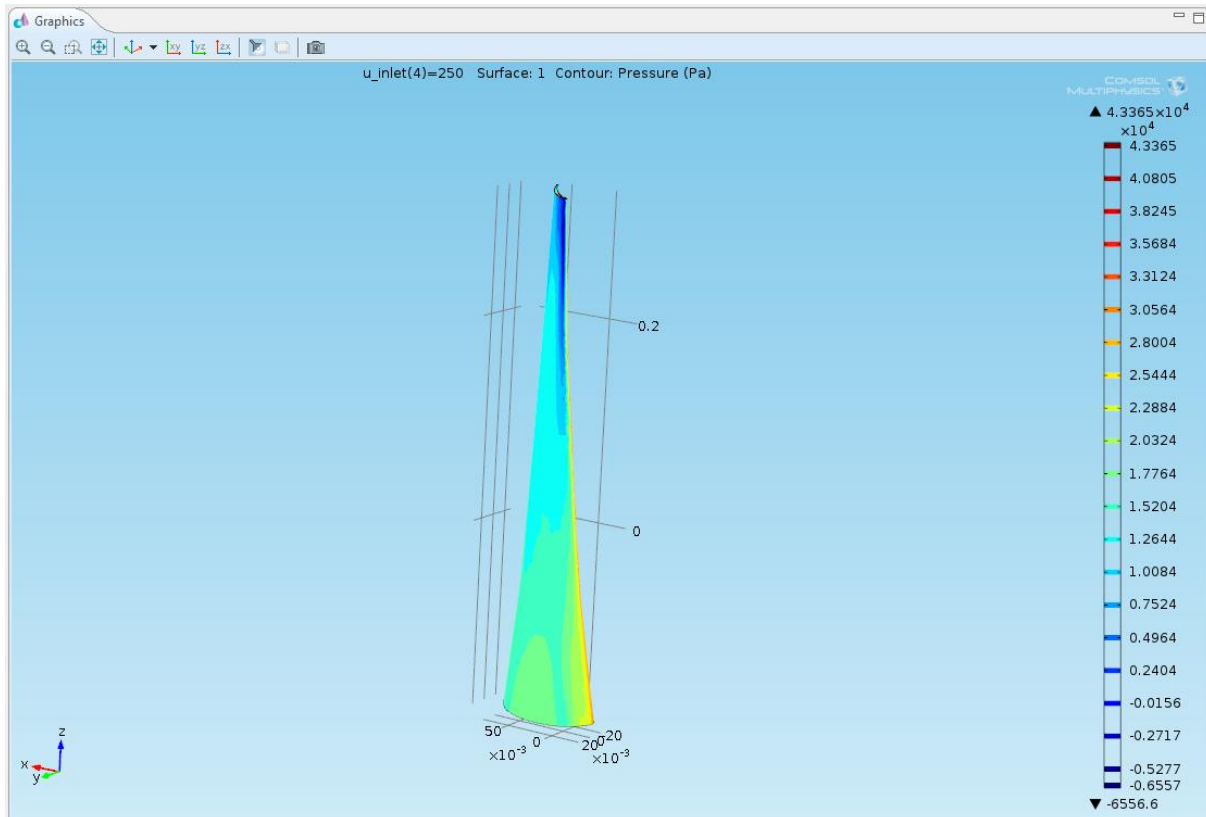


Figura 4.5. Cara de succión

En la distribución de presiones cabe destacar la zona rojiza correspondiente con los valores máximos de presión que se dan a lo largo de todo el borde de ataque del perfil del álabe debido al impacto del flujo a elevada velocidad.

Por su parte, en la cara de succión, como su propio nombre indica, se encuentra una zona azulada que representa las depresiones que se originan en la cara posterior al borde de ataque.

La geometría curva del cuerpo origina una variación en magnitud y sentido de la velocidad de la corriente libre alrededor del cuerpo y por lo tanto una variación de presión. Como el flujo tiene que “abrirse” para pasar por alrededor del cuerpo, en la parte anterior del álabe se producirá un aumento de presión y una disminución de la velocidad (zona de presión), mientras que en la parte posterior ocurrirá al contrario (zona de succión). Una vez el flujo ha pasado el obstáculo, se produce una reestructuración del flujo que se conoce comúnmente como *estela*.

4.3. Tensiones en el álabe

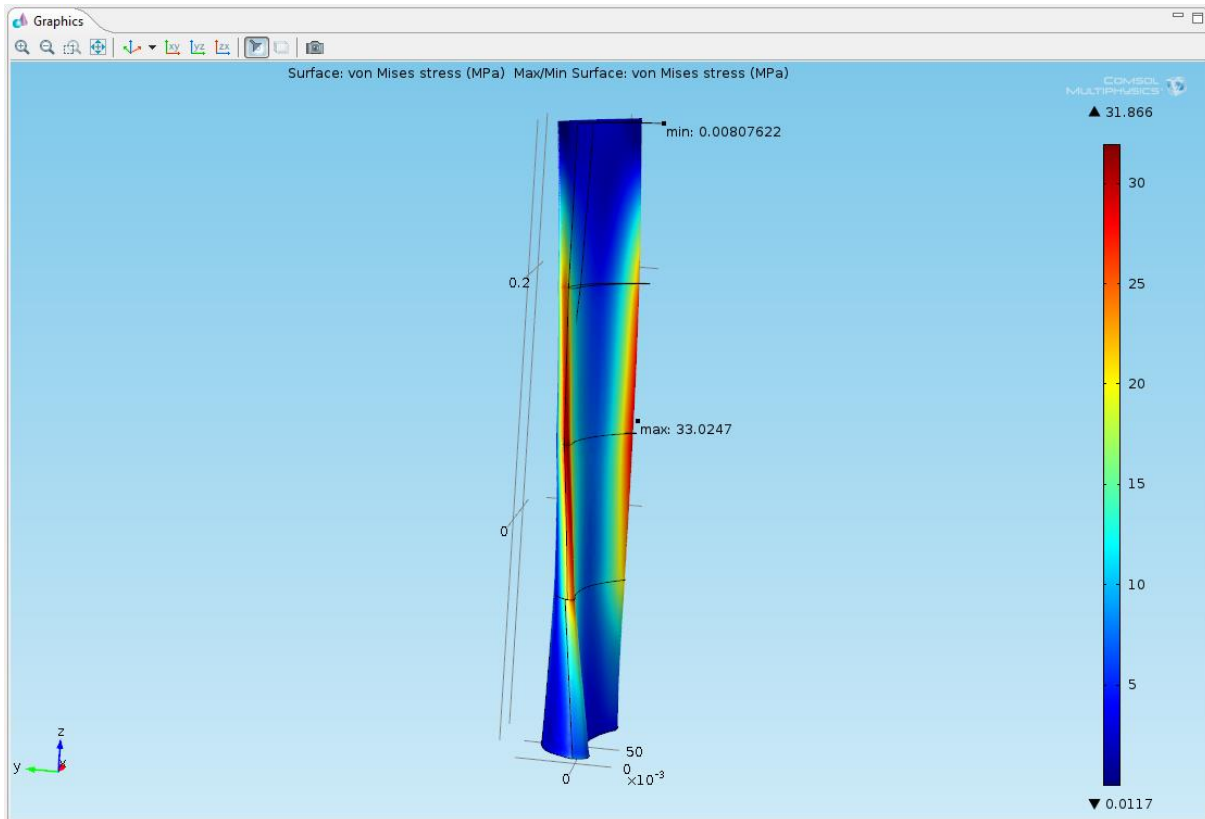


Figura 4.6. Tensión de Von Mises

La distribución de tensiones muestra un valor máximo de tensión de 33MPa en el borde de salida a mitad de altura. La mínima tensión mecánica que soporta el álabe en estas circunstancias es de 8,07kPa en la cabeza del álabe.

Para la representación de estas tensiones se ha usado el criterio de Von Mises, que da un valor de tensión cuya magnitud física es proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería se utiliza mucho en el contexto de las teorías de fallo, como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles. Su expresión más general viene dada por la siguiente igualdad:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - (\sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{yy}\sigma_{zz} + \sigma_{zz}\sigma_{xx}) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

En la imagen que viene a continuación se puede apreciar mejor cómo se deforma el álabe debido al impacto del flujo a elevada velocidad. Las líneas negras representan el perfil del álabe antes de su deformación (Figura 4.7).

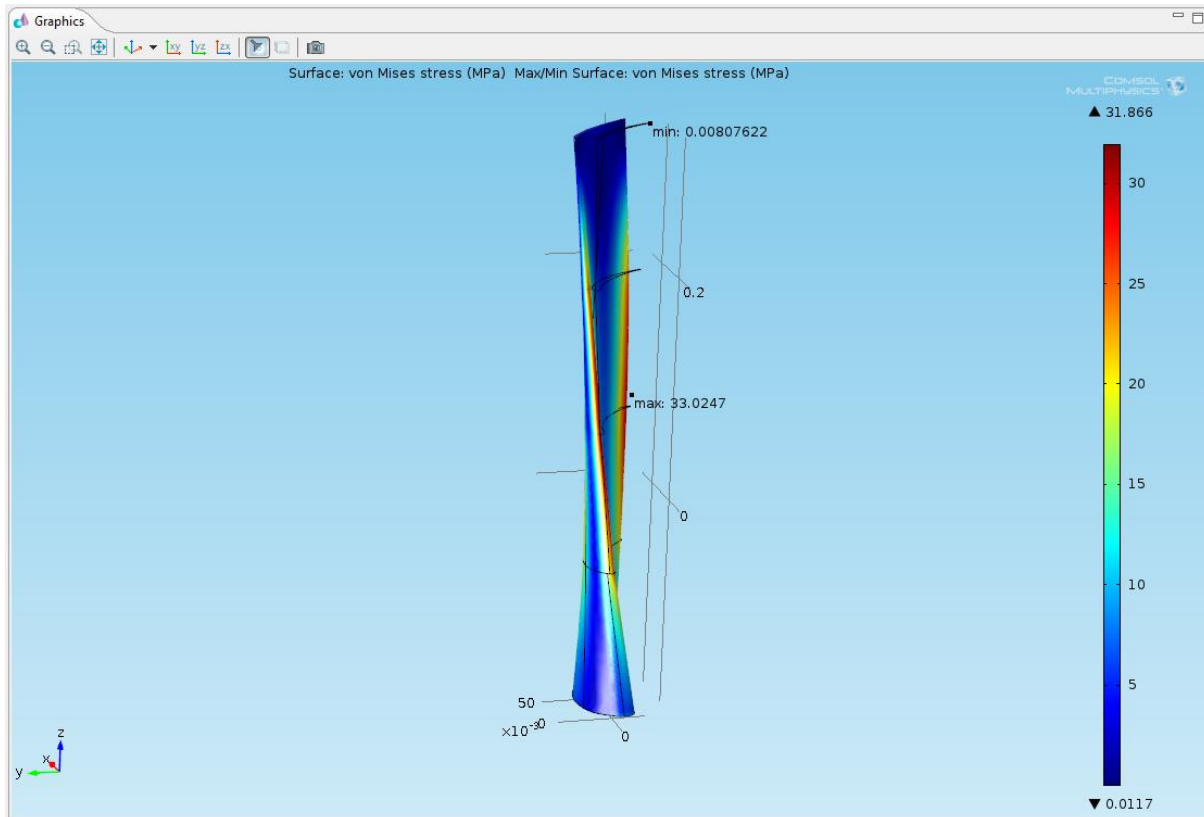


Figura 4.7. Deformación del álabe según Von Mises

Para saber cuál de los términos de la fórmula de Von Mises es el predominante, o lo que es lo mismo, qué componente de la tensión posee un valor mayor, Comsol tiene la opción de visualizar en los resultados la distribución de cada componente de la tensión.

La tensión según el eje z toma valores máximos de 32MPa, muy cercano a los 33MPa de la tensión de Von Mises, por tanto se concluye que la componente z de la tensión es la más influyente (Figura 4.8).

La zona rojiza de la cara de presión del álabe representa que esa zona está traccionada mientras que la zona azul de la cara trasera del álabe, que toma valores de hasta -23MPa, se encuentra comprimida.

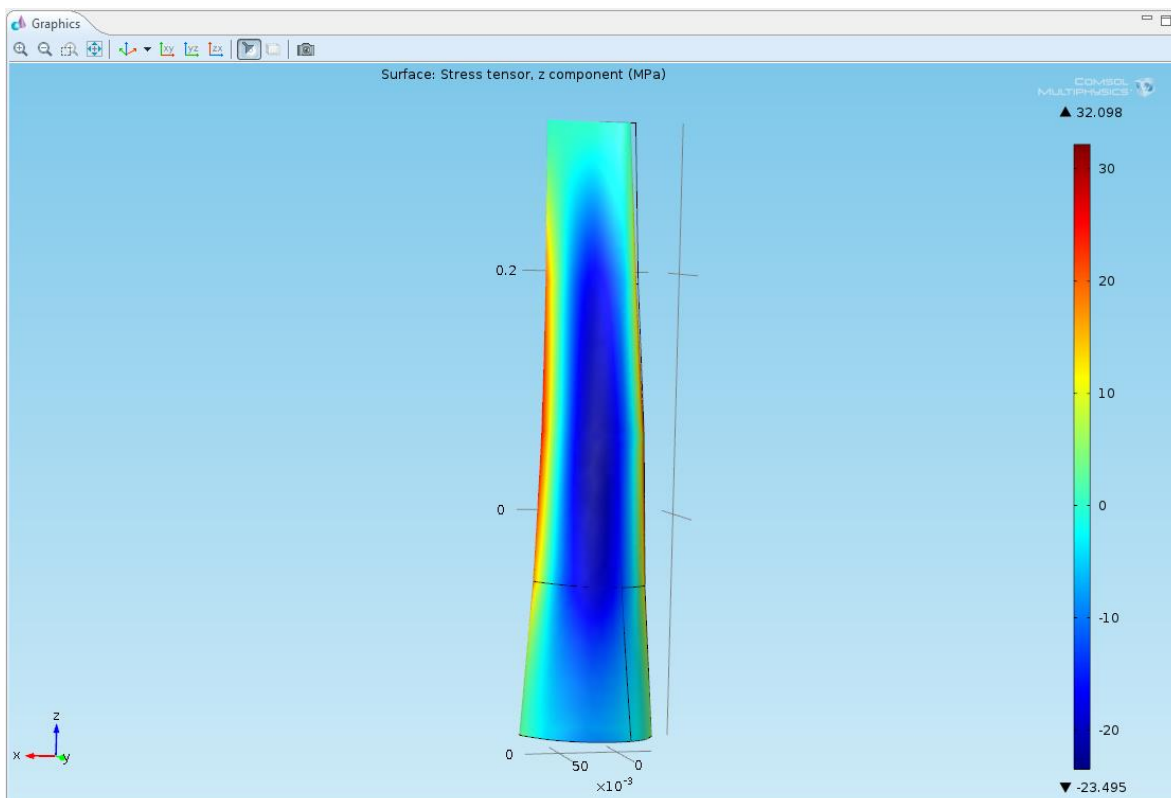
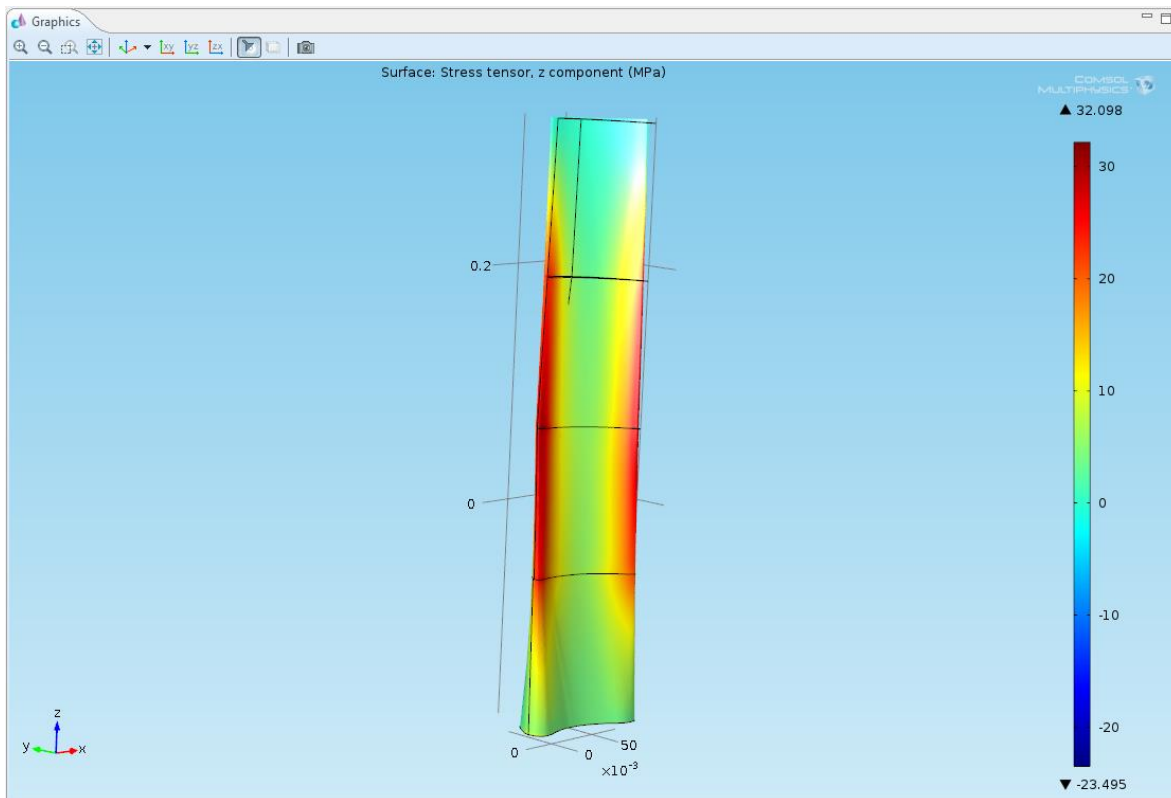


Figura 4.8. Componente z de la tensión

4.4. Desplazamiento del álabe

El desplazamiento total que experimenta el álabe adquiere su valor máximo en el borde de salida de la cabeza del álabe, con un desplazamiento total de 1,1mm. A priori parece un valor despreciable pero teniendo en cuenta que este perfil aerodinámico está construido de aleación de acero de elevada resistencia y rigidez, es fácil hacerse una idea de las grandes cargas que está soportando el mismo.

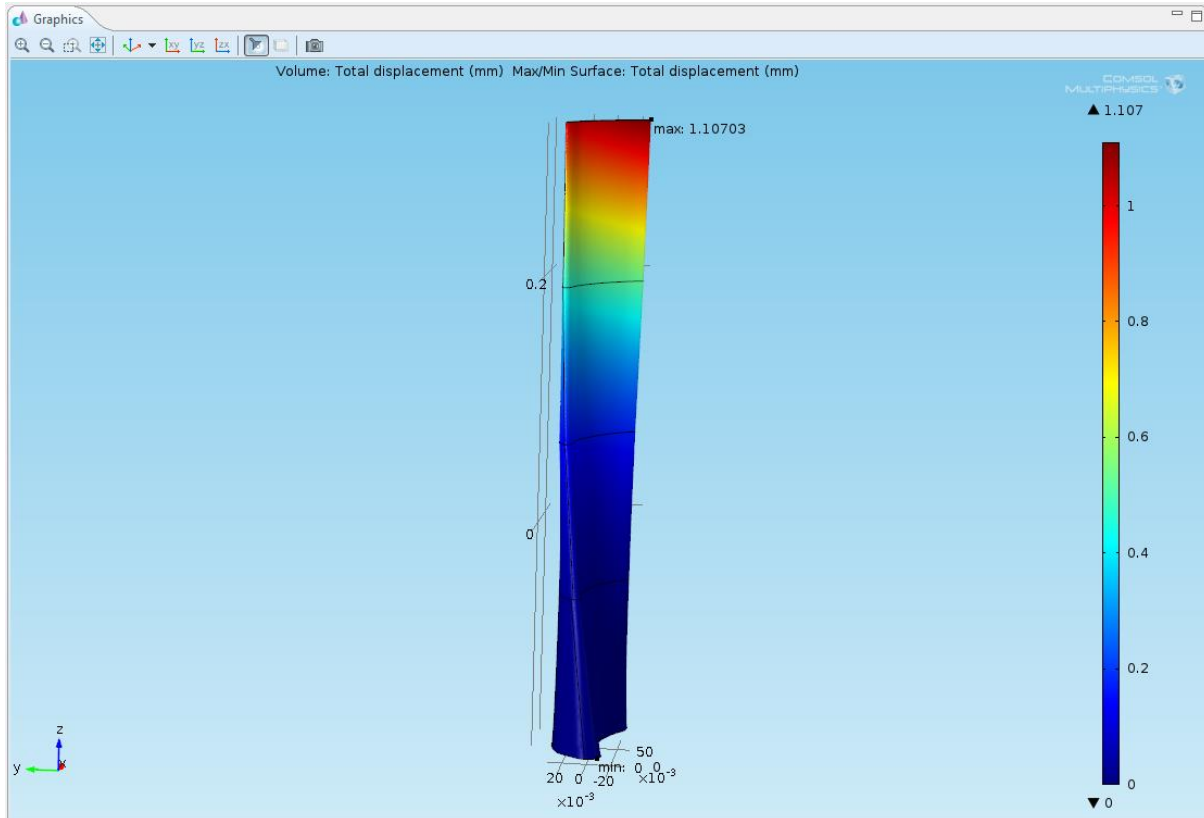


Figura 4.9. Desplazamiento total del álabe debido a la deformación

Si se analizan por separado los desplazamientos que tienen lugar en las tres direcciones x , y , z , se puede observar que la deformación total del álabe se produce según los ejes positivos x e y representados en el programa Comsol. La deformación en la dirección del eje z es prácticamente nula.

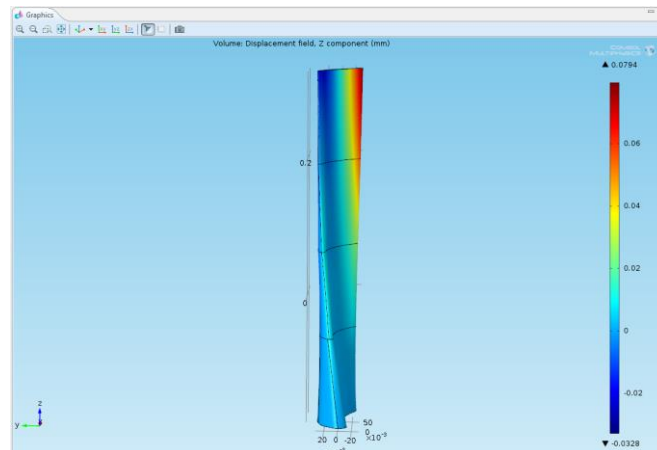


Figura 4.10. Componente z del desplazamiento

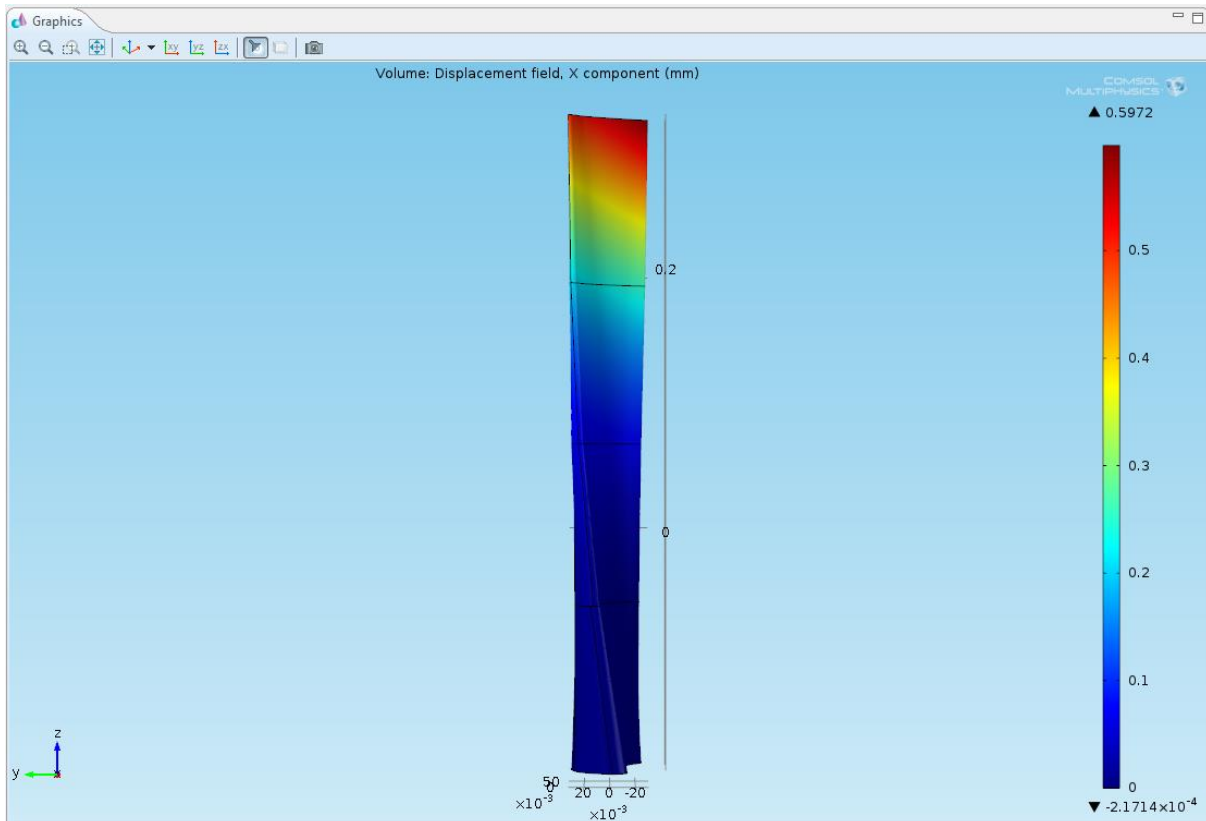


Figura 4.11. Componente x del desplazamiento

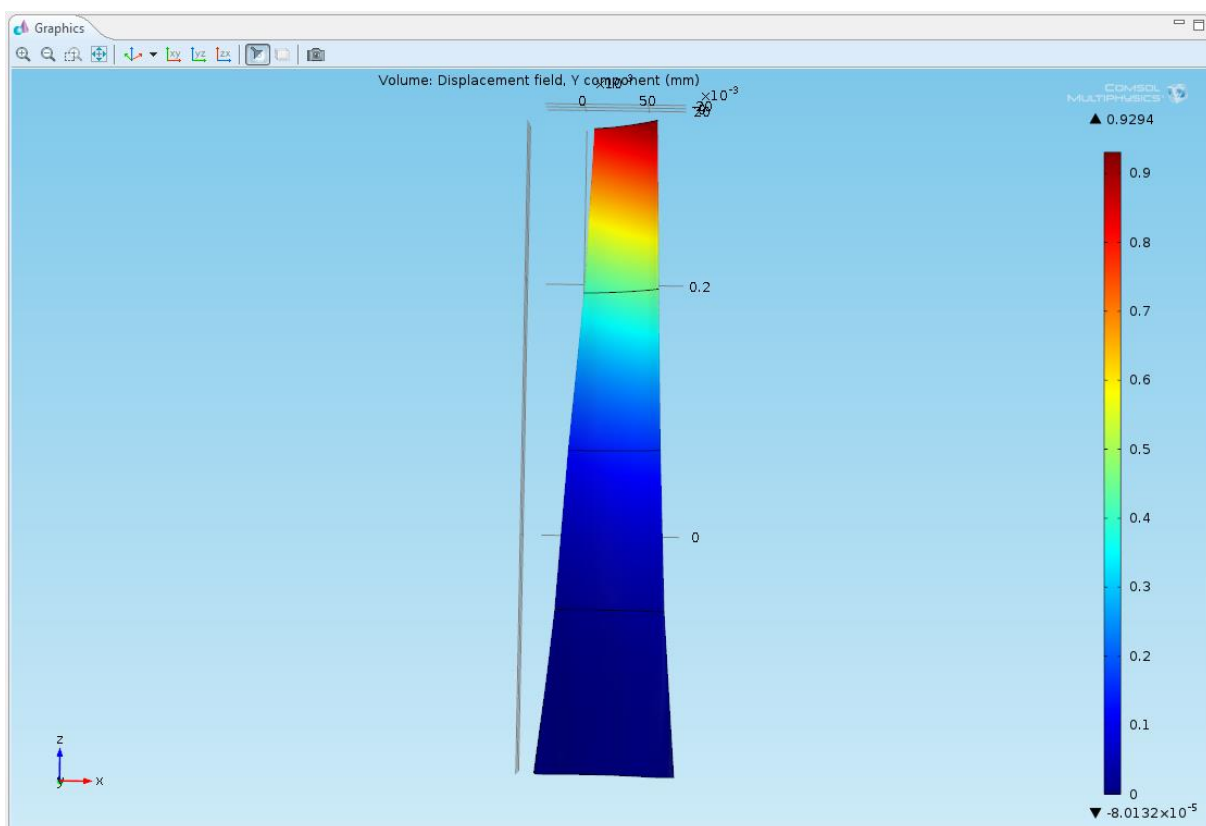


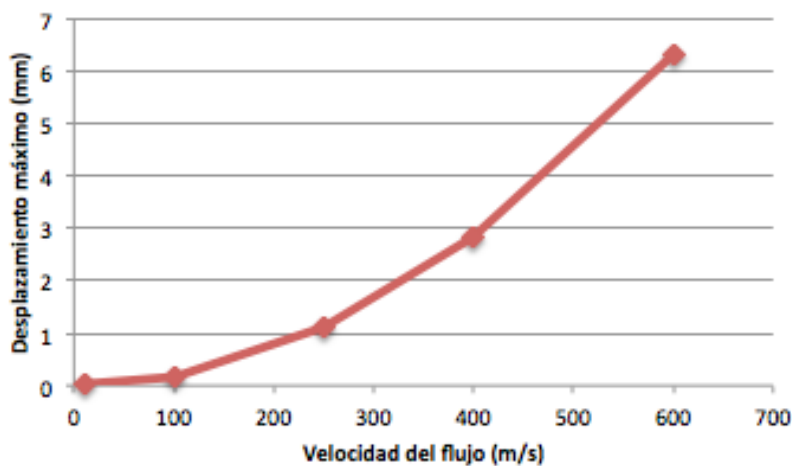
Figura 4.12. Componente y del desplazamiento

Finalmente se ha representado en una tabla y en una gráfica los valores del desplazamiento máximo que sufre el álabe por deformación, para diferentes velocidades de entrada del flujo de vapor. Para ello, se han llevado a cabo varias simulaciones con diferentes velocidades de entrada del flujo.

El objetivo que se persigue consiste en representar cómo influye la velocidad del fluido en la deformación del álabe. Echando un vistazo a la gráfica se puede apreciar que la relación entre ambas variables no es lineal, es decir, no hay una relación proporcional entre la velocidad y la deformación si no que para velocidades elevadas la tasa de deformación del álabe será mucho mayor, con tendencia parabólica.

Velocidad del flujo de entrada (m/s)	Desplazamiento total en la punta del álabe (mm)
10	0,011
100	0,18
250	1,11
400	2,82
600	6,34

Tabla 4. Deformación del álabe en función de la velocidad del flujo de vapor



Gráfica 1. Evolución de la deformación del álabe en función de la velocidad del flujo de vapor

4.5. Efecto de los condensados

Si se tiene en cuenta el efecto de las gotas de condensado que interaccionan con la cara de succión del borde de ataque del álabe, se puede apreciar que tanto las tensiones como los desplazamientos cambian en magnitud y sentido.

Los siguientes resultados corresponden a la simulación del modelo con la superposición de dos tipos de carga: la fuerza que el flujo ejerce a su paso sobre el álabe y el impacto de las gotas de condensado.

4.5.1. Tensiones en el álabe

Aplicando Von Mises, la tensión máxima y mínima en el álabe tienen lugar en los mismos puntos que en el caso anterior, sin embargo su módulo y su naturaleza son diferentes, como se verá más adelante.

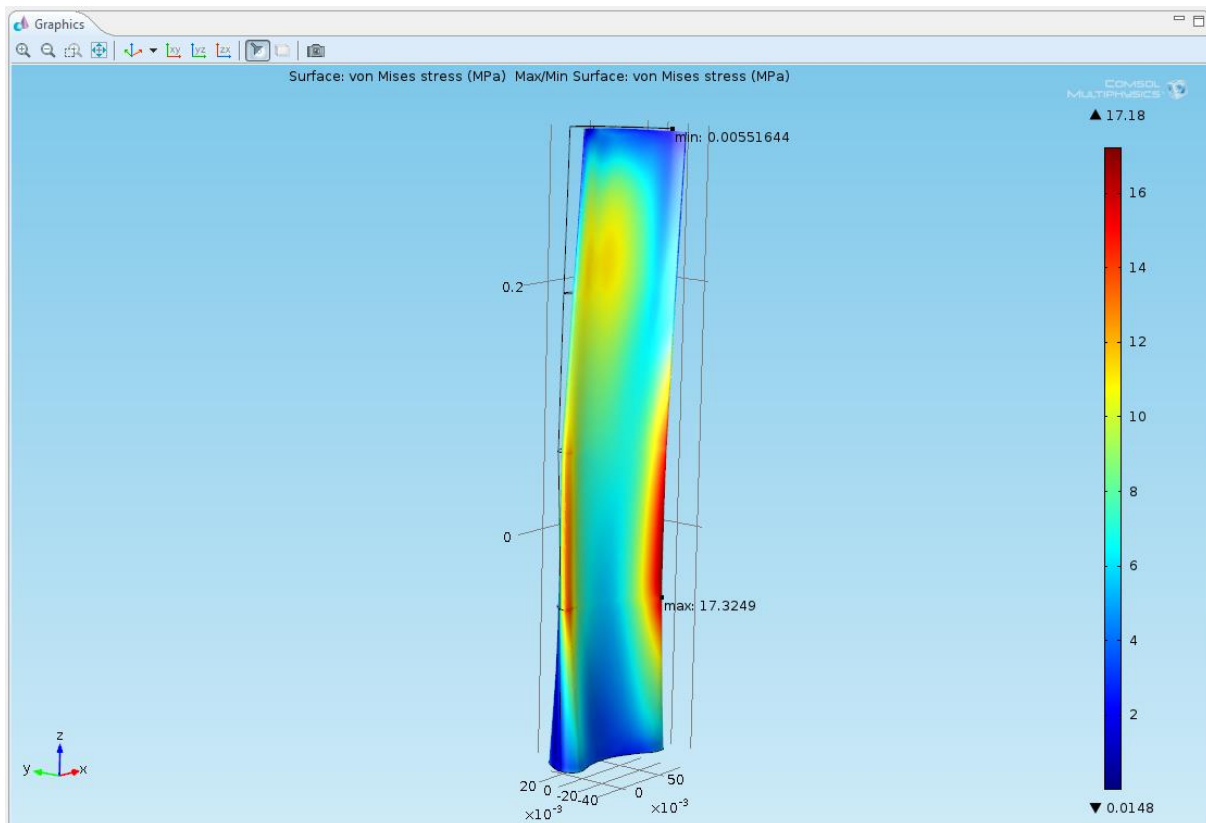


Figura 4.13. Tensión de Von Mises

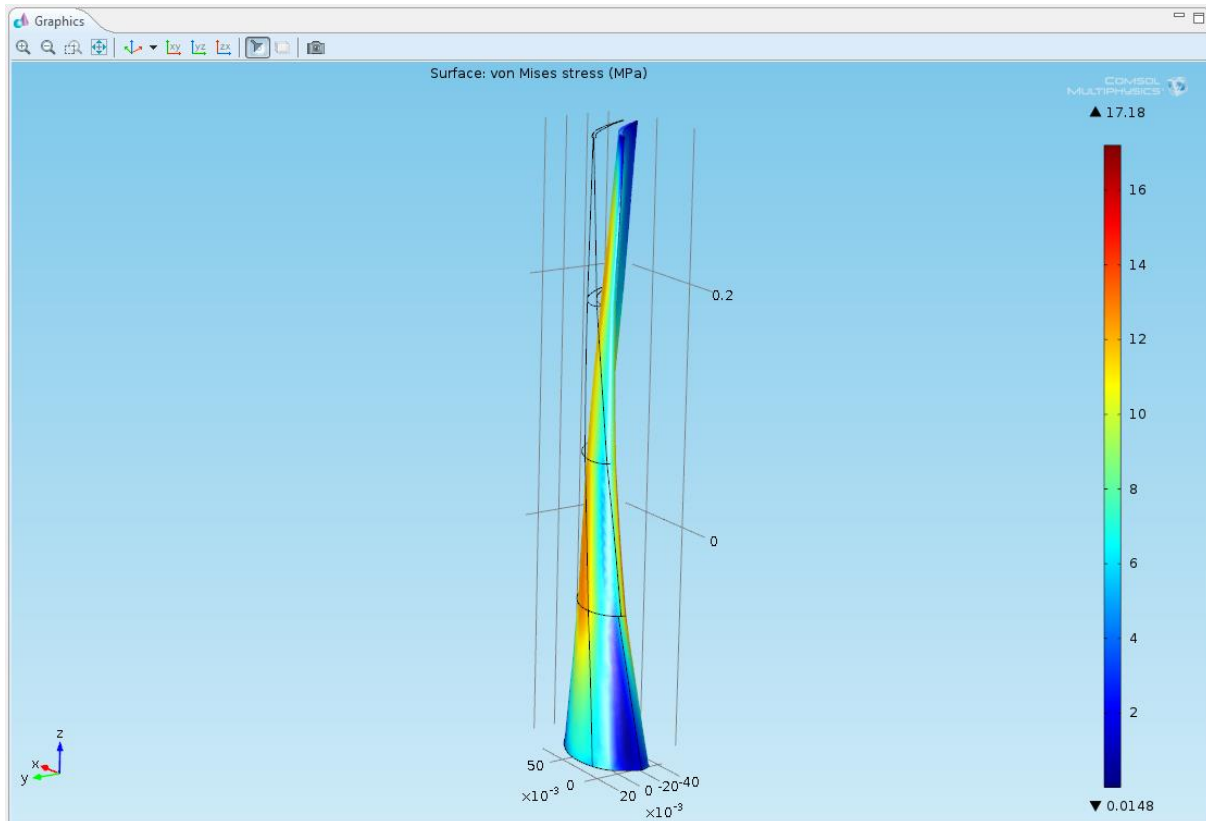


Figura 4.14. Deformación según Von Mises

La deformación causada por las gotas de condensado, de acuerdo con los valores tomados para la simulación, es más influyente que la deformación debido al propio paso del flujo. De ahí que ahora el desplazamiento que sufre el álabe sea como se puede observar en la imagen de arriba.

Si se representa sólo la componente en dirección z de la tensión, se puede deducir que ésta corresponde con la tensión predominante en el cálculo de Von Mises (ya que su valor máximo es muy parecido al valor de 17MPa) y por tanto, la tensión mecánica que está soportando el álabe tiene su componente más influyente según el eje z.

Ahora bien, en este caso a diferencia del estudiado anteriormente, la cara de presión del álabe se encuentra sometida a compresión, siendo su valor máximo de -17MPa, mientras que la cara de succión del álabe está sometida a tracción, con un valor máximo de 12,5MPa.

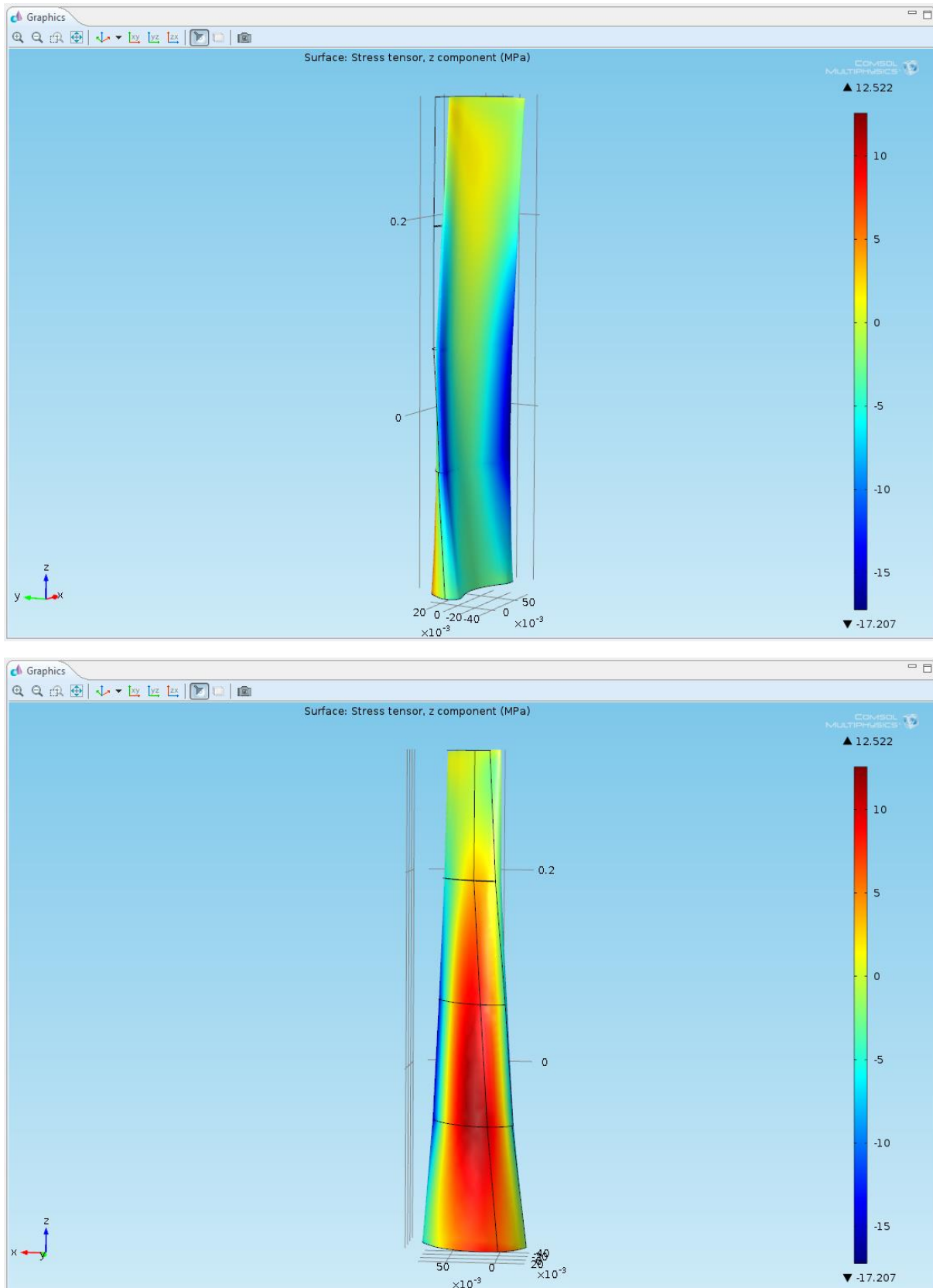


Figura 4.15. Componente z de la tensión

4.5.2. Desplazamientos del álabe

En cuanto a los desplazamientos, se ha obtenido un valor máximo de 0,5mm aproximadamente en el borde de ataque de la cabeza del álabe. La deformación del álabe para este caso de carga tiene lugar en sentido contrario al caso de carga visto anteriormente.

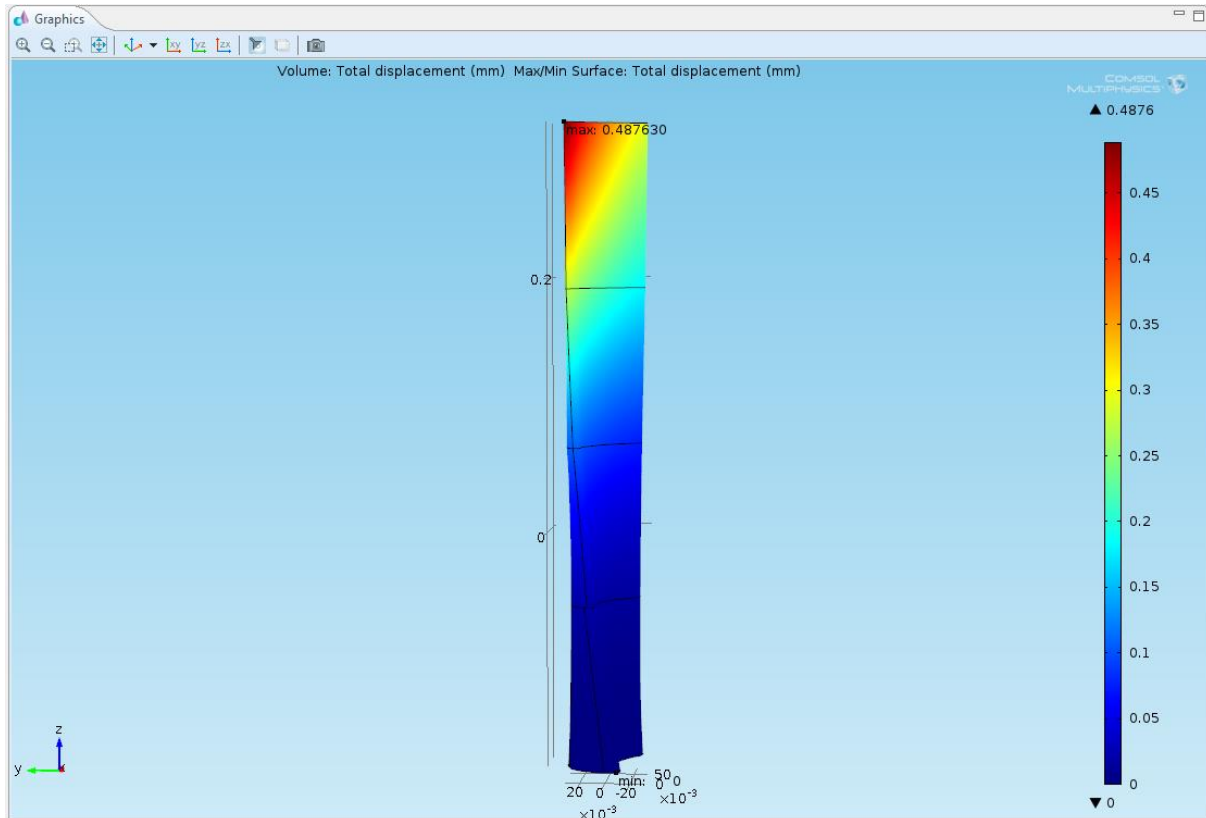


Figura 4.16. Desplazamiento total del álabe debido a la deformación

Si se representan los desplazamientos a lo largo de los tres ejes de referencia, se puede observar que el desplazamiento total tiene lugar fundamentalmente según la dirección del eje y representado en Comsol, y en el sentido de las y *decrecientes* (sentido negativo), con un valor máximo de 0,45mm.

Los valores máximos de desplazamientos, según las direcciones del eje x y del eje z, son de 0,18 y 0,03mm, respectivamente.

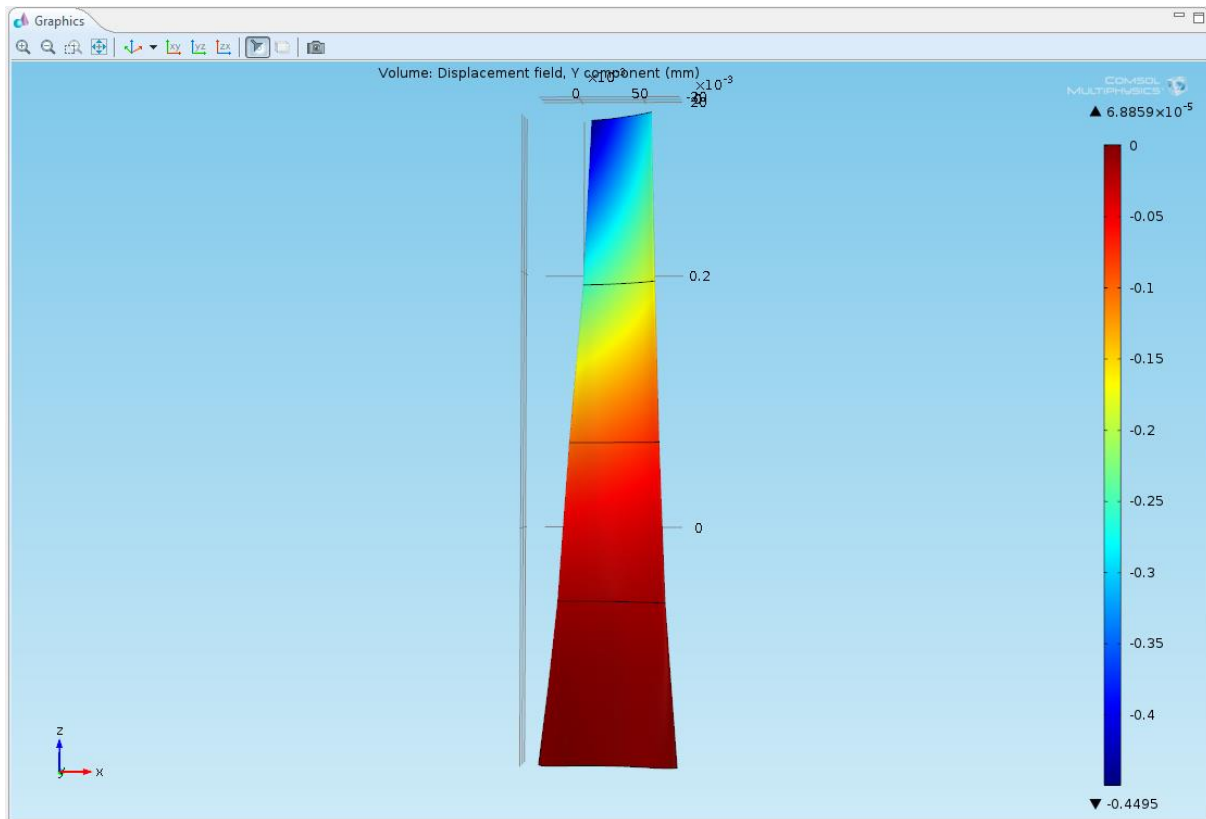


Figura 4.17. Desplazamiento en la dirección del eje y

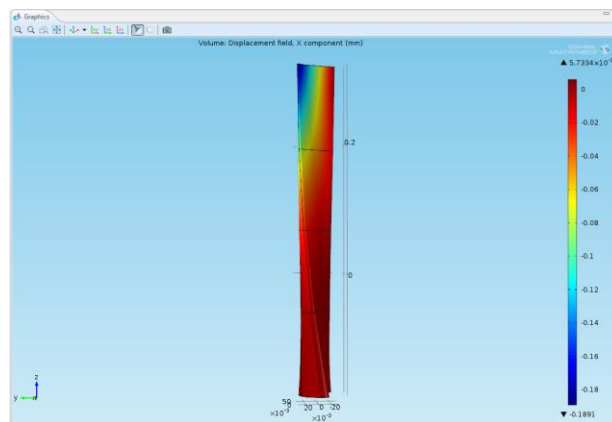


Figura 4.18. Desplazamiento en la dirección del eje x

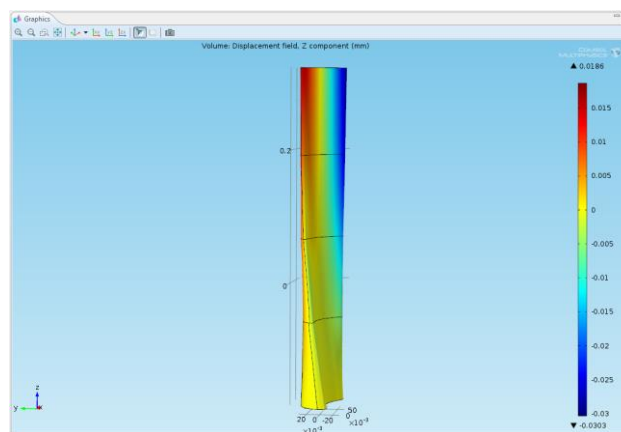
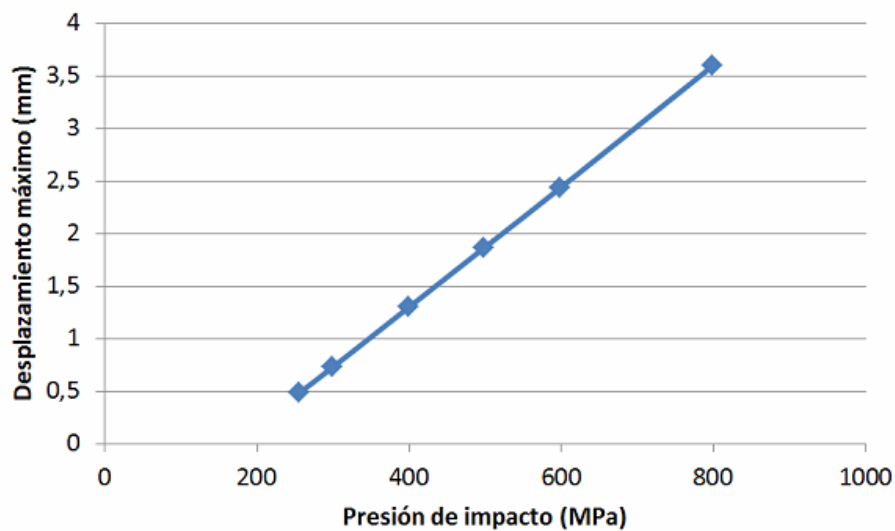


Figura 4.19. Desplazamiento en la dirección del eje z

Por último, con el objetivo de tener una idea de cómo afecta la presión de impacto de las gotas a la deformación del álabe, se han realizado una serie de simulaciones en las que se ha tomado 250m/s como velocidad de entrada del flujo, y se ha ido aumentando la presión de impacto de las gotas de condensado obteniendo los resultados que aquí se muestran:

Presión de impacto de las gotas (MPa)	Presión uniforme en el contorno (MPa)	Desplazamiento total de la punta del álabe (mm)
257	0,09	0,49
300	0,105	0,73
400	0,139	1,3
600	0,21	2,44
800	0,28	3,6

Tabla 5. Deformación del álabe en función de la presión de impacto de las gotas



Gráfica 2. Evolución de la deformación del álabe en función de la presión de impacto de las gotas

En este caso la tendencia sí que es lineal, por lo que la presión de impacto influye en la misma proporción tanto para valores bajos de presión como para valores más elevados.

5. CONCLUSIONES

A la vista de los resultados presentados con el programa Comsol es necesario realizar varios comentarios. En primer lugar, el modelo diseñado en Solid Edge y luego simulado en el programa Comsol ha sido construido siguiendo un razonamiento físico como el explicado en la metodología del proyecto. Analizando los resultados obtenidos se puede concluir que el modelo responde satisfactoriamente a los problemas planteados en esta memoria, por lo que se puede aceptar la validez del mismo para futuros proyectos.

En cambio, el estudio que se ha llevado a cabo se puede hacer tan complejo como se quiera. A lo largo de la simulación se han ido tomando varias hipótesis, por ejemplo, considerar constante la velocidad de entrada del flujo o la presión de salida del mismo a diferentes alturas del álabe. Se ha mencionado que el grado de reacción cambia a medida que se avanza de la raíz a la cabeza del álabe, por lo tanto, los valores de velocidad y presión también variarán.

Una vez dicho esto, también resulta adecuado mencionar que en función de las condiciones del fluido de trabajo así como de las propiedades y geometría del álabe, se obtendrán unos valores u otros en los resultados. Sin embargo, en líneas generales se pueden enunciar varias conclusiones:

1. Las tensiones mecánicas son mayores en la raíz del álabe. Este hecho justifica que la raíz del álabe tenga mayor espesor que la punta. Aunque la fuerza centrífuga juegue en su contra, el espesor del álabe tiene que ser más grueso en su base para soportar mayores tensiones.
2. La deformación del álabe alcanza mayores desplazamientos en la punta que en la base del álabe. El espesor del álabe se va haciendo cada vez más fino a medida que se gana en altura con el fin de disminuir la fuerza centrífuga que va a soportar. En consecuencia, el álabe se vuelve esbelto y en su punta sufre mayores deformaciones.
3. La aparición de las gotas de condensado tienden a flectar y torsionar el álabe. Este efecto será tanto mayor cuanto mayor sea la presión de impacto de las gotas, que depende a su vez, como ya se ha visto, de la densidad del fluido, de la velocidad del sonido en el agua y de la velocidad circunferencial del álabe.

Las consecuencias de este fenómeno serán, por una parte, pérdida del rendimiento interno de la máquina ya que los ángulos de entrada del álabe varían respecto a su ángulo de diseño, debido a la deformación del álabe. Y por otra parte, pérdida de material debido a la erosión mecánica, la cual disminuirá considerablemente la vida útil de la turbina.

4. Aunque la deformación del álabe sea pequeña, también lo es el juego que hay entre éste y la carcasa de la turbina. En consecuencia, es importante tener controlado los valores de esta deformación, ya que un desplazamiento excesivo podría provocar que la punta del álabe chocara con la carcasa de la turbina, causando la rotura del cuerpo y una grave avería de la máquina.
5. En turbinas modernas, para la corona de álabes móviles de la última etapa se suele utilizar el zunchado, con el objetivo de aumentar la rigidez de los álabes y reducir su deformación.

6. VALORACIÓN DE IMPACTOS

La turbina de vapor es el equipo más importante utilizado en una planta de potencia, ya que es la encargada de producir trabajo mecánico para hacer girar el generador eléctrico.

En cuanto a los **aspectos económicos** se refiere, la turbina requiere un mantenimiento continuo y programado que si se lleva a cabo se traducirá en una alta disponibilidad de la misma.

El mantenimiento operativo diario implica tareas como (Garrido, Fernández Castaño, & Sánchez, Diciembre 2011): comprobación de alarmas y avisos, vigilancia de parámetros (niveles de vibración, revoluciones, temperatura y presión del vapor, caudal de aceite de lubricación, nivel de aceite, presión diferencial en filtros), inspección visual de la turbina y sus auxiliares (en busca de fugas, ruidos o algún tipo de comportamiento anormal). Con carácter mensual se realizan tareas del tipo: tomar muestras de aceite para análisis, purga de agua del aceite, comprobación de lubricación y análisis del espectro de vibración a velocidad nominal. Para la revisión anual se llevan a cabo actividades como: inspección boroscópica de álabes, apertura de cojinetes y comprobación de su estado, cambio de aceite si procede, cambio de filtros de aceite, inspección de la válvula de regulación, comprobación del par de apriete de los tornillos y calibración de la instrumentación.

Aun así, se producen averías de la turbina que conducen a su parada y a costes económicos muy elevados, sobre todo en el caso de turbinas utilizadas en centrales de producción de energía eléctrica. Por esta razón, suele almacenarse en el Stock de la propia central los principales elementos que suelen dar fallo en una turbina, con el fin de disminuir los tiempos de reparación y puesta en funcionamiento.

Descripción del repuesto habitual para turbinas de vapor
Juego de cojinetes radiales y axiales
Tarjetas de entradas/salidas del sistema de control
Sellos de carbón (si los tiene)
Válvula de admisión: elementos internos de la válvula, set completo + filtro de vapor
Instrumentación: <ul style="list-style-type: none"> • Sensores de velocidad y posición (pick-up) • Sensores de temperatura y termopares • Sensores de presión • Transmisores
Manómetros y termómetros visuales
Filtros de aceite y aire
Filtros de aire del alternador
Válvulas manuales y trampas de vapor

Tabla 6. Repuesto habitual de una turbina

También es necesario considerar que en la entrada de la turbina se trabaja con presiones de vapor alrededor de los 150bar y temperaturas superiores a 500°C. Esto unido a que el rotor gira a una velocidad de 3000 revoluciones por minuto en la mayoría de las aplicaciones de las turbinas utilizadas en Europa, da una idea de la importancia que tiene el control del buen funcionamiento de las mismas. Uno de los **aspectos de responsabilidad profesional** a tener en cuenta en este sector es garantizar la seguridad de todo el personal que trabaje en la planta.

A lo largo de los años ya han ocurrido varios accidentes graves debido a fugas de vapor o explosiones de la turbina, como el accidente en 2004 en Mihama (Japón) o el de Mpumalanga (Sudáfrica) en 2011, el cual tuvo lugar por una aceleración incontrolada del rotor de la turbina (Space van Adriana, 2011).



Figura 6.1. Accidente en Mpumalanga (Sudáfrica)

En cuanto a los **aspectos energéticos**, éstos se encuentran directamente relacionados con el rendimiento de la turbomáquina. En las turbinas modernas actuales, aproximadamente la mitad de la energía que posee el fluido de trabajo es transformada en trabajo mecánico en el rotor ($\eta \approx 50\%$). Si este rendimiento empeora debido al aumento de cualquier tipo de pérdidas presentes en la máquina, será necesario aportar mayor energía térmica al vapor o mayor cantidad de vapor para obtener la misma cantidad de trabajo mecánico, lo que equivale a la necesidad de mayores cantidades de agua y de combustible utilizado.

En relación a los **aspectos medioambientales**, si se considera la turbina de forma aislada, sus emisiones contaminantes por el conducto de extracción son nulas. El único residuo que puede ser tomado en cuenta es el aceite usado proveniente de la lubricación. Las dos características fundamentales que determinan el efecto nocivo de los lubricantes sobre el medio son su biodegradabilidad y su toxicidad.

La biodegradabilidad es la tendencia de un compuesto químico a descomponerse. Según su origen, los aceites vegetales son biodegradables entre un 90-100%, los sintéticos entre un 30-100% y los minerales entre un 20-30%.

En la medida en que se vaya tomando mayor conciencia de la importancia de la acción ecológica, el uso de los biolubricantes tomará un mayor protagonismo. Actualmente, las principales vías de investigación son la re-refinación de los aceites usados, el uso de aceites vegetales y el desarrollo de aceites sintéticos.

No obstante, aunque la turbina no presente emisiones a la atmósfera, la generación del vapor necesario para hacer girar el rotor sí que produce residuos contaminantes. Por ejemplo, si el combustible utilizado es el carbón, son popularmente conocidas las elevadas emisiones de CO_2 que genera. Si se trata de una central nuclear, su emisión al entorno será el residuo radiactivo procedente de la fisión. Cuando el combustible sea gas natural o algún tipo de carburante, además del CO_2 , expulsará NO_x y otro tipo de gases nocivos.

La energía solar térmica, por su parte, es el único tipo de central de producción eléctrica que no produce emisiones contaminantes primarias a la atmósfera para la generación del vapor que hará girar a la turbina. De ahí que actualmente esté en aumento la comercialización con esta tecnología renovable.

Por último, se considera adecuado indicar la importancia que tiene hoy en día la utilización de programas informáticos de análisis de elementos finitos, los cuales permiten la construcción de diseños enteros y su optimización antes de que el diseño sea manufacturado. Esta poderosa herramienta ha conseguido reducir el tiempo que se toma para llevar el producto desde el propio concepto hasta la línea de producción.

Entre los beneficios que aporta el análisis por elementos finitos, los más destacables son: una alta precisión, diseño mejorado, prototipos virtuales, ciclo del producto más rápido y económico, alza en productividad y en ganancias.

El empleo de prototipos y modelos de ensayo virtuales, como el descrito en este proyecto, no sólo suponen un ahorro económico y de tiempo para la empresa, sino también un ahorro en materiales y recursos utilizados ya que muchos ensayos no se llegan a realizar físicamente en el laboratorio, lo que repercute en la sostenibilidad y en la Responsabilidad Social Corporativa (RSC) de la empresa.

7. LÍNEAS FUTURAS

De cara a proyectos futuros se recomienda ampliar el estudio del comportamiento del álabe incluyéndole investigaciones adicionales que no se han tenido en cuenta en el presente proyecto, con el fin de acercar aún más el modelo a las condiciones reales de funcionamiento.

Algunas de las ideas propuestas son:

- ❖ Fuerza centrífuga: los álabes móviles de los últimos escalonamientos de la turbina están sometidos a grandes fuerzas centrífugas, debido a su tamaño y a las elevadas velocidades tangenciales que alcanza.
- ❖ Vibraciones: son importantes durante el proceso de arranque de la máquina, ya que durante este período se atraviesan una o varias velocidades críticas de la turbina. Son velocidades en las que la vibración, por resonancia, se ve notablemente amplificada. Resultaría interesante conocer la frecuencia natural del álabe para evitar este fenómeno.
- ❖ Tensión térmica: a pesar de que en las últimas etapas de la turbina la temperatura del vapor no es muy elevada, convendría realizar el estudio térmico del álabe para cerciorarse de que las deformaciones de origen térmico son despreciables en los álabes de los últimos escalonamientos.
- ❖ Coeficientes aerodinámicos: a partir de las fuerzas ejercidas por el fluido contra la superficie del álabe, calcular el coeficiente de arrastre y el coeficiente de sustentación.

8. PLANIFICACIÓN TEMPORAL

La idea de realizar este proyecto tuvo lugar en Diciembre de 2014 en la División de Ingeniería de Máquinas (DIM) de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid. No obstante, no fue hasta el día 20 de Abril de 2015 cuando se empezó a trabajar en ello. El tiempo estimado para la realización del proyecto fue de unos 8 meses.

Las actividades que se han ido desarrollando a lo largo de los meses han sido supervisadas mediante tutorías periódicas con el profesor Enrique Chacón Tanarro, tutor del proyecto que aquí se ha presentado.

A continuación se muestra de forma esquematizada la planificación temporal que se realizó para la consecución del estudio, donde se representan las actividades principales que se han llevado a cabo junto con el calendario previsto para elaborar las distintas tareas dentro de los plazos establecidos.

1. Estudio previo de la temática: (20 Abril – 31 Mayo)
 - Búsqueda y lectura de documentos, proyectos y artículos.
 - Fundamentos teóricos de las turbinas.
 - Recopilación de información relevante.
 - Reuniones con el tutor.
2. Herramienta de simulación Comsol Multiphysics: (22 Junio – 27 Julio)
 - Comprensión del manual del programa.
 - Análisis de ejemplos resueltos de la librería.
 - Realización de modelos sencillos en 2D.
 - Reuniones con el tutor.
3. Desarrollo del proyecto: (7 Septiembre – 17 Diciembre)
 - Diseño y simulación del modelo CFD.
 - Diseño y simulación del modelo álabe.
 - Efecto de los condensados.
 - Análisis de resultados.
 - Conclusiones.
 - Reuniones con el tutor.
4. Redacción de documentos: (15 Diciembre – 29 Enero)
 - Memoria del proyecto.
 - Reuniones con el tutor.

ACTIVIDAD	DURACIÓN	COMIENZO	FIN
ESTUDIO PREVIO DE LA TEMÁTICA	42 días	Lun 20/04/15	Dom 31/05/15
Búsqueda y lectura de proyectos y artículos	14 días	Lun 20/04/15	Dom 03/05/15
Fundamentos teóricos de las turbinas	14 días	Lun 04/05/15	Dom 17/05/15
Recopilación de información relevante	10 días	Lun 18/05/15	Mié 27/05/15
Reuniones con el tutor	4 días	-	-
HERRAMIENTA DE SIMULACIÓN COMSOL M.	36 días	Lun 22/06/15	Lun 27/07/15
Comprensión del manual del programa	7 días	Lun 22/06/15	Dom 28/06/15
Análisis de ejemplos resueltos de la librería	10 días	Lun 29/06/15	Mié 08/07/15
Realización de modelos sencillos en 2D	15 días	Jue 09/07/15	Jue 23/07/15
Reuniones con el tutor	4 días	-	-
DESARROLLO DEL PROYECTO	99 días	Lun 07/09/15	Jue 17/12/15
Diseño y simulación del modelo CFD	50 días	Lun 07/09/15	Lun 26/10/15
Diseño y simulación del modelo álabe	15 días	Mar 27/10/15	Mié 11/11/15
Efecto de los condensados	6 días	Jue 12/11/15	Mar 17/11/15
Análisis de resultados	10 días	Mié 18/11/15	Vie 27/11/15
Conclusiones	6 días	Lun 30/11/15	Sáb 5/12/15
Reuniones con el tutor	12 días	-	-
REDACCIÓN DE DOCUMENTOS	46 días	Mar 15/12/15	Vie 29/01/16
Memoria del proyecto	40 días	Mar 15/12/15	Sáb 23/01/16
Reuniones con el tutor	6 días	-	-

Tabla 7. Planificación temporal del proyecto

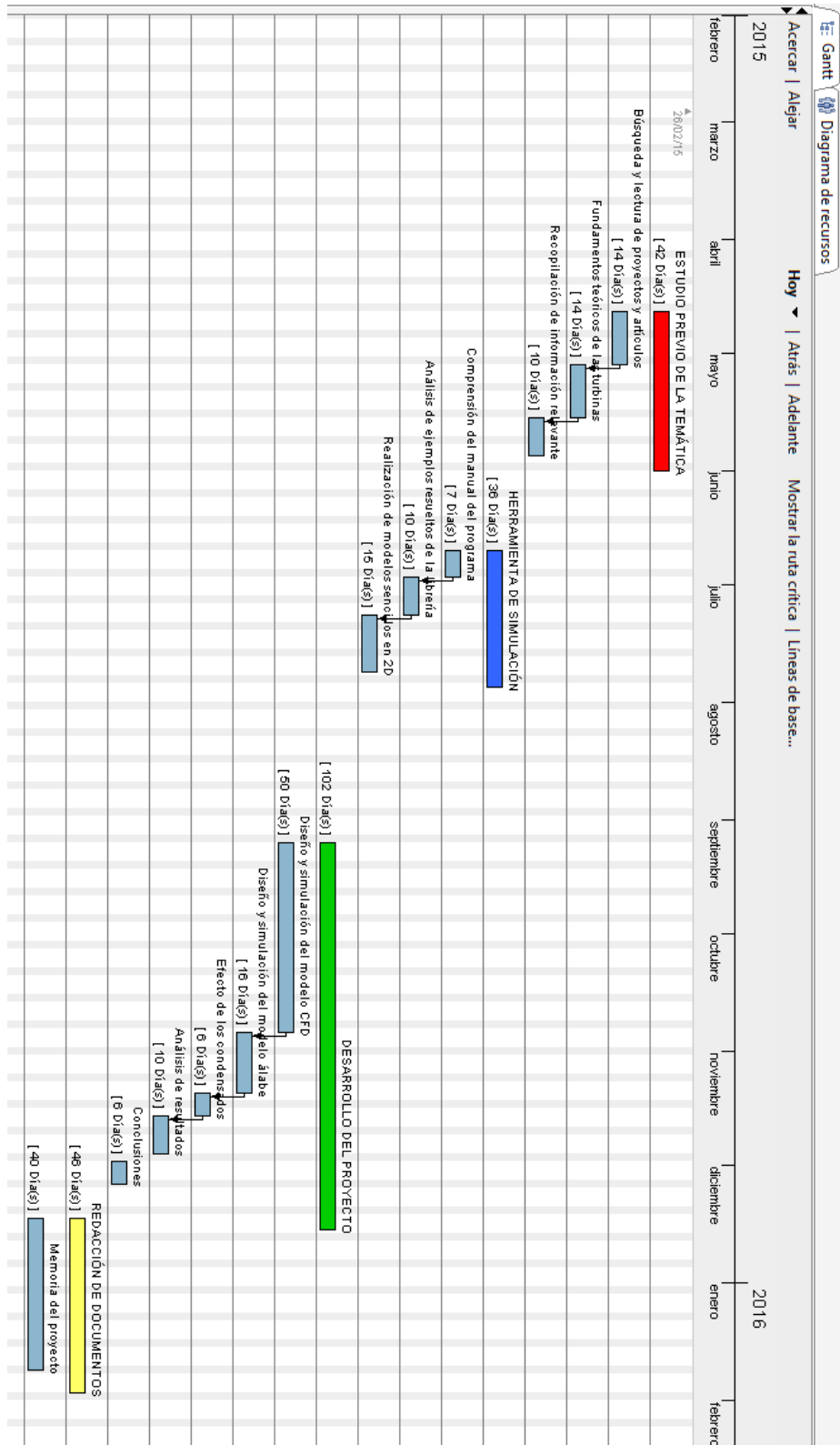


Figura 8.1. Diagrama de Gantt

9. PRESUPUESTO

CÁTEDRA DE PROYECTOS		TRABAJO FIN DE GRADO				E.T.S.I.I. U.P.M.	
Nº de orden	PRESUPUESTO						
	CONCEPTOS	Nº UNIDADES	Precio unitario		Importe		
1	Horas de trabajo empleadas en la realización del proyecto.	300	6	€/ hora	1800	€	
2	Desplazamientos				60	€	
3	Licencia del programa de elementos finitos <u>Comsol Multiphysics</u>				3600	€	
TOTAL			5460 €				

Tabla 8. Presupuesto del proyecto

10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- A.V.Schegliáiev. (1978). *Turbinas de vapor: la teoría del proceso térmico y las construcciones de turbinas*. Mir Moscú.
- Casanova Kindelan, J. (2013). Estudio bidimensional del flujo en turbomáquinas. *Motores Térmicos*. Madrid, España.
- Casanova Kindelan, J. (2013). Fundamentos de turbomáquinas. *Motores Térmicos*. Madrid, España.
- Casanova Kindelan, J. (2013). Fundamentos del flujo en compresores y turbinas. *Motores Térmicos*. Madrid, España.
- Chenchu Deepa, A., & Jayachandraiah, B. (Agosto de 2012). CFD Analysis for Estimation of Efficiency of Low Pressure Steam Turbine. *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*, págs. 71-74.
- Comsol. (Mayo 2012). *COMSOL Multiphysics User's Guide*. Estocolmo.
- Gaffert, G. (1981). *Centrales de Vapor*. Barcelona: Reverté S.A.
- Garrido, S., Fernández Castaño, N., & Sánchez, Y. (Diciembre 2011). Mantenimiento de turbinas de vapor. *Energiza.org*, 18-21.
- Gherardelli, C. (2012). Capítulo 10: Capa Límite. Universidad de Chile.
- M.Lucini. (1972). *Turbomáquinas de vapor y de gas, su cálculo y construcción*. Dossat S.A.
- Mataix, C., & Arenas, A. (1983). *Turbomáquinas Térmicas*. Madrid: Editorial Dossat, S.A.
- Rajesh Babu, C. (Enero de 2014). Modelling and CFD analysis of single stage steam turbine. *International Journal of Mechanical Engineering*, págs. 1215-1220.
- Red Eléctrica de España, S.A.U. (Enero 2016). *El Sistema Eléctrico Español*. Alcobendas (Madrid).
- Rueda Martínez, F., Toledo Velázquez, M., & Carvajal Mariscal, I. (2007). Estudio teórico de la erosión mecánica en un álabe rotor del último paso de la sección de baja presión de una turbina de vapor de 300 MW. *Científica Vol. 11 Núm. 3*, 135-142.
- Sánchez Lencero, T., Muñoz Blanco, A., & Jiménez-Espadafor, F. (2005). *Turbomáquinas Térmicas*. Madrid: Sintesis S.A.
- Saxena, A. (2010). *ESI CFD Customer Support*. Obtenido de http://www.esi-cfd.com/esi-users/turb_parameters/
- Siemens AG. (2009). *Turbinas de vapor industriales*. Alemania.
- *Space van Adriana*. (25 de Noviembre de 2011). Obtenido de <https://nolstuijt.wordpress.com/2011/11/27/duvha-powerstation-turbine-blowup-sa/>

11. ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. TURBINA PREHISTÓRICA DE HERÓN	7
FIGURA 1.2. TURBINA DE PATRIK DE LAVAL	7
FIGURA 1.3. TURBINA DE PARSONS	8
FIGURA 1.4. POTENCIA Y DEMANDA ELÉCTRICA EN ESPAÑA SEGÚN TIPO DE TECNOLOGÍA	9
FIGURA 1.5. CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS TÉRMICAS	10
FIGURA 1.6. CICLO IDEAL DE RANKINE	11
FIGURA 1.7. ESTATOR DE UNA TURBINA	14
FIGURA 1.8. ROTOR DE UNA TURBINA	14
FIGURA 1.9. ESCALONAMIENTOS DE TURBINA DE ACCIÓN	
FIGURA 1.10. ÁLABES ESCALONADOS DEL ROTOR	15
FIGURA 1.11. ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN	
FIGURA 1.12. ESCALONAMIENTO DE REACCIÓN	16
FIGURA 1.13. DISPOSICIÓN DE LOS ÁLABES MÓVILES DE UN ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN	16
FIGURA 1.14. DISPOSICIÓN DE LOS ÁLABES MÓVILES DE UN ESCALONAMIENTO DE REACCIÓN	16
FIGURA 1.15. TRIÁNGULO DE VELOCIDADES	17
FIGURA 1.16. TRIÁNGULO DE VELOCIDADES DE UN ESCALONAMIENTO DE REACCIÓN ($R=0,5$)	18
FIGURA 1.17. VOLUMEN DE CONTROL	19
FIGURA 1.18. PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN UNA TURBINA DE VAPOR	21
FIGURA 1.19. TURBINA DE TIPO AXIAL	23
FIGURA 1.20. TURBINA DE TIPO RADIAL	23
FIGURA 1.21. MONTAJE EN DISCO	24
FIGURA 1.22. MONTAJE EN TAMBOR	24
FIGURA 1.23. TURBINA DE CONDENSACIÓN	25
FIGURA 1.24. TURBINA DE CONTRAPRESIÓN	25
FIGURA 1.25. TURBINA DE UN SOLO CUERPO	27
FIGURA 1.26. TURBINA DE TRES CUERPOS: ALTA, MEDIA Y BAJA PRESIÓN	28
FIGURA 1.27. VARIACIÓN DE LA ALTURA DE LOS ÁLABES	29
FIGURA 1.28. ZUNCHADO	29
FIGURA 1.29. LLANTA INCORPORADA	30
FIGURA 1.30. LLANTA REMACHADA	30
FIGURA 1.31. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL PERFIL	30
FIGURA 1.32. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA CASCADA DE ÁLABES	31
FIGURA 1.33. ÁLABE CILÍNDRICO	31
FIGURA 1.34. ÁLABE TORSIONADO	32
FIGURA 1.35. REGLA PARA CONSTRUIR ÁLABES CILÍNDRICOS	32
FIGURA 1.36. DIRECCIÓN DE LA FUERZA RESULTANTE EN EL ÁLABE DEL ROTOR	33
FIGURA 1.37. EROSIÓN MECÁNICA EN CORONA DE ÁLABES	35
FIGURA 1.38. DESGASTE CAUSADO POR LAS GOTAS DE CONDENSADO	36
FIGURA 3.1. SELECCIÓN DE LA FÍSICA DEL MODELO	44
FIGURA 3.2. ÁRBOL DE BLOQUES DEL MODELO	44
FIGURA 3.3. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS	45
FIGURA 3.4. DISEÑO DE BOCETOS EN SOLID EDGE	46
FIGURA 3.5. DOMINIO CFD REALIZADO EN SOLID EDGE	46
FIGURA 3.6. DOMINIO MEJORADO EN COMSOL	47
FIGURA 3.7. SELECCIÓN DEL MATERIAL	47
FIGURA 3.8. SELECCIÓN DEL FLUJO COMPRESIBLE	48
FIGURA 3.9. IMPOSICIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL FLUIDO	48
FIGURA 3.10. CONDICIÓN DE CONTORNO DE NO PENETRACIÓN	49
FIGURA 3.11. SELECCIÓN DE LAS CARAS DEL FLUJO DE ENTRADA	50

FIGURA 3.12. SELECCIÓN DE LAS CARAS DE SALIDA DEL FLUJO	51
FIGURA 3.13. CONDICIÓN DE CONTORNO PARA QUE FORME CAPA LÍMITE	51
FIGURA 3.14. ÁRBOL DE BLOQUES DEL MALLADO	52
FIGURA 3.15. TAMAÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MALLADO DE TODO EL DOMINIO	52
FIGURA 3.16. TAMAÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MALLADO DE LA CAPA LÍMITE	53
FIGURA 3.17. DESPRENDIMIENTO DE LA CAPA LÍMITE	54
FIGURA 3.18. PARÁMETROS DEL MALLADO DE LA CAPA LÍMITE	54
FIGURA 3.19. MALLADO DEL MODELO CFD	55
FIGURA 3.20. MALLADO DE LA CAPA LÍMITE	55
FIGURA 3.21. BARRIDO PARAMÉTRICO DE LA VARIABLE U_INLET	56
FIGURA 3.22. SELECCIÓN DE LA FÍSICA	58
FIGURA 3.23. ÁRBOL DE BLOQUES	58
FIGURA 3.24. GEOMETRÍA DEL ÁLABE ESCANEADO	
FIGURA 3.25. GEOMETRÍA MEJORADA EN SOLID EDGE	59
FIGURA 3.26. BORDE DE SALIDA QUE DA PROBLEMAS	59
FIGURA 3.27. BORDE DE SALIDA CON RADIO DE ACUERDO	60
FIGURA 3.28. GEOMETRÍA MEJORADA EN COMSOL	60
FIGURA 3.29. SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL ÁLABE	61
FIGURA 3.30. CONDICIÓN DE CONTORNO DE NO DESPLAZAMIENTO	61
FIGURA 3.31. SELECCIÓN DE CONTORNOS A COPIAR	62
FIGURA 3.32. DEFINICIÓN DE CONTORNOS DEL ÁLABE	62
FIGURA 3.33. SELECCIÓN DEL CASO DE CARGA	63
FIGURA 3.34. DEFINICIÓN DEL VECTOR TENSIÓN	63
FIGURA 3.35. PARÁMETROS DE LA VARIABLE A COPIAR DEL MODELO 1 AL MODELO 2	64
FIGURA 3.36. TAMAÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MALLADO	64
FIGURA 3.37. MALLADO DEL ÁLABE	65
FIGURA 3.38. PASO 1 DEL SOLVER	65
FIGURA 3.39. PASO 2 DEL SOLVER	65
FIGURA 3.40. DISEÑO EN SOLID EDGE DEL BOCETO PARA EL EFECTO DE LOS CONDENSADOS	67
FIGURA 3.41. SELECCIÓN DEL CONTORNO DONDE IMPACTAN LAS GOTAS	68
FIGURA 4.1. CAMPO DE VELOCIDADES	69
FIGURA 4.2. CAPA LÍMITE	70
FIGURA 4.3. DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES	71
FIGURA 4.4. CARA DE PRESIÓN	72
FIGURA 4.5. CARA DE SUCCIÓN	73
FIGURA 4.6. TENSIÓN DE VON MISES	74
FIGURA 4.7. DEFORMACIÓN DEL ÁLABE SEGÚN VON MISES	75
FIGURA 4.8. COMPONENTE Z DE LA TENSIÓN	76
FIGURA 4.9. DESPLAZAMIENTO TOTAL DEL ÁLABE DEBIDO A LA DEFORMACIÓN	77
FIGURA 4.10. COMPONENTE Z DEL DESPLAZAMIENTO	77
FIGURA 4.11. COMPONENTE X DEL DESPLAZAMIENTO	78
FIGURA 4.12. COMPONENTE Y DEL DESPLAZAMIENTO	78
FIGURA 4.13. TENSIÓN DE VON MISES	80
FIGURA 4.14. DEFORMACIÓN SEGÚN VON MISES	81
FIGURA 4.15. COMPONENTE Z DE LA TENSIÓN	82
FIGURA 4.16. DESPLAZAMIENTO TOTAL DEL ÁLABE DEBIDO A LA DEFORMACIÓN	83
FIGURA 4.17. DESPLAZAMIENTO EN LA DIRECCIÓN DEL EJE Y	84
FIGURA 4.18. DESPLAZAMIENTO EN LA DIRECCIÓN DEL EJE X	84
FIGURA 4.19. DESPLAZAMIENTO EN LA DIRECCIÓN DEL EJE Z	84
FIGURA 6.1. ACCIDENTE EN MPUMALANGA (SUDÁFRICA)	90
FIGURA 8.1. DIAGRAMA DE GANTT	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

12. ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. DIFERENCIAS ENTRE TURBINA DE ACCIÓN Y DE REACCIÓN _____	24
TABLA 2. PROPIEDADES DEL VAPOR _____	41
TABLA 3. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ÁLABE _____	42
TABLA 4. DEFORMACIÓN DEL ÁLABE EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FLUJO DE VAPOR _____	79
TABLA 5. DEFORMACIÓN DEL ÁLABE EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE IMPACTO DE LAS GOTAS _____	85
TABLA 6. REPUESTO HABITUAL DE UNA TURBINA _____	89
TABLA 7. PLANIFICACIÓN TEMPORAL DEL PROYECTO _____	96
TABLA 8. PRESUPUESTO DEL PROYECTO _____	99

13. NOTACIÓN Y UNIDADES

R	Grado de reacción [-]
w	Velocidad relativa del fluido [m/s]
u	Velocidad circunferencial [m/s]
c	Velocidad absoluta del vapor [m/s]
α	Ángulo que forma la velocidad absoluta con la horizontal [°]
β	Ángulo que forma la velocidad relativa con la horizontal [°]
M_m	Par motor generado en el rotor de la turbina [Nm]
r	Distancia al eje de rotación [m]
ω	Velocidad angular del rotor [rad/s]
η	Rendimiento de la turbina [-]
W_e	Potencia mecánica generada en el rotor [J/s]
ṁ	Gasto másico de vapor [kg/s]
Q̇_{gv}	Potencia térmica entregada por el vapor [J/s]
Δh_{sTV}	salto entálpico isentrópico [J/kg]
v	Coefficiente de deslizamiento [-]
c'	Velocidad absoluta de la fase líquida [m/s]
δ_b	Anchura de desgaste de la superficie del álabe [mm]
λ	Humedad macrodispersa [-]
Δp	Incremento de presión debido al choque de una gota [Pa]
a'	Velocidad del sonido en el agua líquida [m/s]
ρ_{liq}	Densidad del agua líquida [kg/m ³]
γ	Ángulo de calado [°]
ε	Ángulo de deflexión [°]
ρ	Densidad del vapor [kg/m ³]
μ	Viscosidad dinámica [Pa·s]
Re_{DH}	Número de Reynolds [-]
D	Longitud característica [m]
I_T	Intensidad de turbulencia [-]
L_T	Longitud de turbulencia [m]
ε_{test}	Tensor de deformación [-]
s	Tensor de tensiones [N/m ²]
K	Módulo de compresibilidad [Pa]
r_{max}	Radio de la mancha de contacto [μm]
σ_{VM}	tensión de Von Mises [N/m ²]