

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías
Industriales

**ANÁLISIS DE UNA CASCADA DE ÁLABES
DE COMPRESOR AXIAL DE LA SERIE
NACA-65 MEDIANTE CFD Y
COMPARACIÓN CON LA CORRELACIÓN
DE LIEBLEIN**

Autor: Vázquez Trujillos, Irene Matilde

Tutor: Sánchez Martínez, David Tomás

**Grupo de Máquinas y Motores Térmicos
Departamento de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2017



GMTS | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS DE SEVILLA

Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de las Tecnologías Industriales

ANÁLISIS DE UNA CASCADA DE ÁLABES DE COMPRESOR AXIAL DE LA SERIE NACA-65 MEDIANTE CFD Y COMPARACIÓN CON LA CORRELACIÓN DE LIEBLEIN

Autor:

Irene Matilde Vázquez Trujillos

Tutor:

David Tomás Sánchez Martínez

Profesor titular

Dep. de Máquinas y Motores Térmicos

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017

Proyecto Fin de Grado: ANÁLISIS DE UNA CASCADA DE ÁLABES DE COMPRESOR AXIAL DE LA SERIE NACA-65 MEDIANTE CFD Y COMPARACIÓN CON LA CORRELACIÓN DE LIEBLEIN

Autor: Irene Matilde Vázquez Trujillos

Tutor: David Tomás Sánchez Martínez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

A mi querido hermano Agustín

Agradecimientos

Imposible expresar en tan poco espacio y en tan pocas palabras mi agradecimiento a todas las personas que les debo el hecho de terminar este proyecto y este grado. Por una parte quiero agradecer al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos la gran dedicación mostrada a la asignatura por los profesores David Sánchez y Antonio Muñoz. Agradecer enormemente a mi tutor David Sánchez el esfuerzo y tiempo dedicados a mi proyecto. Gracias a él he adquirido un gran interés hacia la asignatura. También quiero mencionar a José María Rodríguez Muñoz por transmitirme sus conocimientos de Fluent, y por la paciencia y tiempo que me ha dedicado siempre que lo he necesitado. Por otro lado, agradecer a mis amigos Carmen, Antonio y Eduardo el apoyo mostrado durante el curso, sin ellos esto no hubiera sido posible. Y con mucho amor agradecer a mi familia el apoyo diario, los valores que me han inculcado y el amor que han dado; con especial mención a mis padres que han hecho posible que estudie en Sevilla, dedicándome a lo que realmente me gusta. Mamá, sencillamente gracias por todo, me encantó recorrer este camino a tu lado.

Resumen

El estudio de la aerodinámica del álabe permite la mejora del rendimiento de las turbomáquinas. Con los datos obtenidos de los túneles de viento, investigadores como Lieblein desarrollaron correlaciones muy importantes hoy en día en el diseño de turbocompresores. Actualmente, la dinámica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics*) permite simular las condiciones de un túnel de viento desde un ordenador. En este trabajo se comprueban numéricamente los resultados experimentales obtenidos por Lieblein. Para ello, se han realizado una serie de simulaciones mediante CFD (FLUENT) de cuatro casos con diferentes coeficientes de sustentación (curvatura), ángulos de calado y solideces para perfiles de la serie NACA-65. Se han representado las mismas curvas de comportamiento y posteriormente se ha realizado un proceso de comparación de los resultados obtenidos. Se concluye que los resultados del CFD son similares a los del estudio realizado por Lieblein, demostrando así los fundamentos en los que se basa la correlación. Además, este trabajo incluye una parte teórica de documentación que revisa los conceptos necesarios para el entendimiento de la correlación y del uso de la herramienta del CFD en el estudio de las turbomáquinas.

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

2-1 Planteamiento del túnel de Harris y Fairthorne	4
2-2 Variación de la deflexión nominal en función del ángulo de salida del flujo según Howell.	5
2-3. N.G.T.E No.2 low-speed cascade tunnel.	6
2-4 Túnel Langley 5''	7
2-5 Muestra de la adimensionalización del modelo	9
2-6 Representación pérdida de presión de remanso y deflexión con respecto a la incidencia	10
2-7. Superficies de flujo blade-to-blade y hub-to-tip.	11
2-8. Soluciones para un compresor axial con y sin mezcla fluidos realizadas por Adkins y Smith	13
3-1 Esquema del túnel de viento.	16
3-2. Resultados de la medida de presión de remanso y ángulo salida de una cascada	17
3-3 Presentación de los datos relativos al comportamiento de la cascada	18
3-4 Representación del método para la obtención del intervalo de trabajo	19
3-5 Ángulos de curvatura equivalentes a los coeficientes de sustentación de la serie NACA65 A-10	20
3-6. Esquema de los parámetros de una cascada de álabes de un compresor.	21
4-1 Definición del ángulo de referencia de pérdida mínima	24
4-2. Comparación cualitativa de la curva de incidencia con un ángulo de calado constant respecto a un ángulo de entrada de flujo constante.	24
4-3 Ángulos de incidencia de referencia deducidos para la serie NACA-65.	25
4-4 Valores de la pendiente n deducidos para la serie NACA-65.	26
4-5. Variación de la incidencia de referencia con el número de Mach para distintas formas de álabes	26
4-6 A la izquierda, la presentación esquemática de la formación de la capa límite y de la estela en secciones de álabes. A la derecha la variación de las velocidades en su recorrido en ambas caras del álabes.	27
4-7 Variación de la difusión local con respecto al espesor por la cantidad de movimiento de la estela del álabes/cuerda álabes	28
4-8 Variación del factor de difusión con espesor por la cantidad de movimiento de la estela del álabes/cuerda álabes	29
4-9 Evolución del Re con el coeficiente de presión total	30
4-10 Variación del coeficiente total de pérdidas con el Mach	30
4-11 Variación de la desviación de referencia para curvatura nula con respecto al ángulo de entrada del flujo	31
4-12 Variación de la pendiente m con el ángulo de entrada del flujo	32
4-13 Variación de $m\sigma = 1$ con el ángulo del flujo	32
4-14 Relación del exponente b con el ángulo de entrada de flujo	33
4-15 Ángulo de desviación respecto al máximo espesor del álabes para diferentes valores de β_1 y σ	33

4-16 Variación de la desviación de referencia con el Re para la serie NACA-65 A10($\sigma=1.5$; $\alpha_1 =45^\circ$)	34
4-17 Variación del ángulo de desviación de referencia con el Re para distintos valores de la incidencia para un álabe de la serie C4 ($\sigma=1.33$)	34
4-18 Efecto del número de Mach sobre el ángulo de desviación de referencia para álabes de arco circular. ($\sigma=1.33$; $\alpha_1=42.5^\circ$)	34
4-19 Variación de la pendiente del ángulo de desviación frente a la incidencia de referencia para distintos valores del ángulo de entrada y solidez.	35
5-1 Subdivisión en volúmenes de control para la discretización del problema	39
5-2 Esquema de los pasos de resolución utilizados por el CFD	41
5-3 A la izquierda se muestra un mallado estructurado y a la derecha un mallado no estructurado.	43
5-4 Relación entre el ángulo de calado y los ángulos del álabe a la entrada.	44
5-5 El monitor de convergencia (para caso 1 y para ángulo de entrada 30)	45
5-6 El monitor de residuos (para caso 1 y para ángulo de entrada 30)	46
5-7 Comprobación del parámetro y^+	46
5-8 Malla antes y después del refinamiento usando y^+	47
5-9 Metodología seguida para hallar los puntos para la recta Rake	47
5-10 Superficies Rake impuestas en el caso de la ilustración 5.5	48
5-11 Pérdidas de presión de remanso obtenidas en la estela por Lieblein	50
5-12. Se observa que un aumento de las pérdidas a medida que se aleja de la incidencia de referencia o incidencia de pérdidas mínimas.	52
5-13-Desviación en la estela obtenida por Lieblein	58
5-14 Resultados obtenidos por Lieblein del factor de difusión con respect al espesor por cantidad de movimiento de la estela	65
5-15 A la derecha flujo no desprendido, a la izquierda se observa el desprendimiento del flujo. Se observa también el aumento de la difusión de velocidades en el desprendimiento.	67

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 4-1. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 1</i>	36
<i>Tabla 4-2. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 2</i>	37
<i>Tabla 4-3. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 3</i>	37
<i>Tabla 4-4. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 4</i>	37
<i>Tabla 5-1 Pasos a realizar en una simulación con los resultados</i>	41
<i>Tabla 5-2 Datos del caso 1</i>	48
<i>Tabla 5-3. Incidencia y ángulo de entrada para caso 1</i>	48
<i>Tabla 5-4 Datos del caso 2</i>	49
<i>Tabla 5-5 Incidencia y ángulo de entrada para caso 2.</i>	49
<i>Tabla 5-6 Datos del caso 3</i>	49
<i>Tabla 5-7 Incidencia y ángulo de entrada para caso 3.</i>	49
<i>Tabla 5-8 Datos del caso 4</i>	50
<i>Tabla 5-9 - Incidencia y ángulo de entrada para caso 4.</i>	50
<i>Tabla 5-10 - Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.21</i>	61
<i>Tabla 5-11- Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.22.</i>	62
<i>Tabla 5-12 Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.23</i>	63
<i>Tabla 5-13 Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.24.</i>	64

ÍNDICE DE GRÁFICOS

<i>Gráfica 5-1. Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 1 e $i < i.ref.$</i>	51
<i>Gráfica 5-2 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 1 e $i > i.ref.$</i>	51
<i>Gráfica 5-3 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 2 y para $i < i.ref.$</i>	52
<i>Gráfica 5-4 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 2 e $i > i.ref.$</i>	53
<i>Gráfica 5-5- Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 3 e $i < i.ref.$</i>	53
<i>Gráfica 5-6- Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 3 e $i > i.ref.$</i>	54
<i>Gráfica 5-7- Pérdida de presión de remanso en la estela para un para caso 4 y para $i < i.ref.$</i>	54
<i>Gráfica 5-8 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 4 e $i > i.ref.$</i>	55
<i>Gráfica 5-9 Pérdida de presión de remanso en la estela para dos casos: el caso 3 ángulo de calado 11.74, solidez 1.5; el 4 con ángulo calado 13.54 y solidez 1. Ambos poseen un coeficiente de sustentación de 1.4.</i>	56
<i>Gráfica 5-10 Pérdida de presión de remanso en la estela para dos casos: el caso 1 ángulo de calado 19.32, solidez 1.5; el caso 2 ángulo calado 20.21 y solidez 1. Ambos poseen un coeficiente de sustentación de 0.8.</i>	56
<i>Gráfica 5-11- Unificación de las gráficas 5.5 y 5.6</i>	57
<i>Gráfica 5-12 Desviaciones en la estela para caso 1 y diferentes valores de la incidencia.</i>	58
<i>Gráfica 5-13 Desviaciones en la estela para caso 2 y para $i < i.ref.$</i>	59
<i>Gráfica 5-14- Desviaciones en la estela para caso 2 y para $i > i.ref.$</i>	59
<i>Gráfica 5-15 Desviaciones en la estela para caso 3 y diferentes valores de la incidencia</i>	60
<i>Gráfica 5-16 Desviaciones en la estela para caso 4 y diferentes valores de la incidencia.</i>	60
<i>Gráfica 5-17. Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia para caso 1</i>	61
<i>Gráfica 5-18 Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia para caso 2.</i>	62
<i>Gráfica 5-19 Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia caso 3</i>	63
<i>Gráfica 5-20 Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia para caso 4</i>	64
<i>Gráfica 5-21 Factor de difusión frente al espesor de la estela por la cantidad de movimiento para los distintos casos.</i>	66
<i>Gráfica 5-22 Factor de difusión frente al espesor de la estela por la cantidad de movimiento con las distintas incidencias de cada caso.</i>	66

ÍNDICE

1. Introducción	1
2. Revisión bibliográfica	3
2.1. Interés del estudio de cascadas de álabes.....	3
2.1.1. Interés de las cascadas de álabes en el estudio y desarrollo de turbomáquinas axiales: caracterización del comportamiento de perfiles aerodinámicos en diferentes condiciones de operación...3	
2.1.2. Fundamentos de la teoría de semejanza aplicada a turbomáquinas: extrapolación de resultados de la cascada a turbomáquinas reales.....	8
2.2. Utilización de la herramienta CFD para el análisis de fluidos en cascadas de álabes y turbomáquinas.	10
2.3. Uso de CFDs para el estudio de cascada de álabes.....	13
3. Cascadas de referencia	15
3.1. Actuaciones de cascadas de álabes	15
3.2. Presentación y justificación de los casos de referencia.....	19
4. Aplicación de la correlación de Lieblein	23
4.1. Introducción	23
4.2. Características de las bases de datos consideradas	23
4.3. Fundamentos de la correlación de Lieblein	23
4.3.1. Análisis del ángulo de incidencia	24
4.3.2. Análisis de las pérdidas	27
4.3.3. Análisis del ángulo de desviación.....	30
4.4. Aplicación de la correlación de Lieblein para hallar incidencia de referencia y resultados	35
5. Estudio mediante CFD	39
5.1. Introducción	39
5.2. Ventajas del uso de CFD.....	39
5.3. Nociones básicas sobre herramientas CFD.....	40
5.3.1. Pre-procesado.....	40
5.3.2. Solver.....	40
5.3.3. Post-procesado	40
5.4. Contextualización del uso de herramientas CFD	41
5.5. Presentación del modelo	42
5.5.1. Definición de malla	42
5.5.2. Tratamiento previo de las mallas	43
5.5.3. Configuración de la simulación.....	44
5.6. Valores obtenidos del CFD. Conclusiones de la correlación de Lieblein.....	48
5.6.1. Introducción	48
5.6.2. Resultados de las pérdidas de presión de remanso en la estela	50
5.6.3. Resultados del ángulo de desviación.....	57
5.6.4. Comparación de resultados del CFD y Lieblein.....	61
5.6.5. Factor de difusión	65
6. Desarrollos futuros y conclusiones	69
7. Bibliografía	71

1. INTRODUCCIÓN

El estudio de la aerodinámica del álabe ha supuesto la mejora del rendimiento de las turbomáquinas debido principalmente a la reducción de las pérdidas y ha permitido igualmente extender el rango de funcionamiento estable (sin desprendimiento de flujo o fenómenos fluidodinámicos similares). En el caso de los compresores, la aerodinámica del álabe centra su estudio en los fenómenos de difusión que acontecen en los canales de la máquina. Así, el incremento de la relación de difusión está ligado al aumento de la deflexión y, consecuentemente, del coeficiente de sustentación. La difusión está por otro lado limitada por el desprendimiento (o engrosamiento) de la capa límite y por el aumento de las pérdidas debido a la perturbación que el álabe ejerce sobre el entorno (aumento del área afectada la estela del álabe).

La relación entre la deflexión de la corriente (a través de la curvatura y la incidencia) y la pérdida de presión de remanso a través de una cascada de álabes fue estudiada detalladamente por Lieblein de manera experimental. En un túnel de viento, este investigador estudió la correlación entre dichos parámetros de entrada, la geometría del álabe, el espesor de la estela y la pérdida de presión de remanso, llegando a la conclusión de que estas últimas características estaban relacionadas entre ellas y con la difusión de velocidad en la cascada. Este trabajo fue compendiado en una correlación para evaluar la pérdida de presión de remanso en una cascada de álabes de una cierta geometría sometida a un flujo de aire con condiciones de entrada conocidas. La correlación de Lieblein ha sido muy utilizada durante años en el diseño y estudio de comportamiento de compresores axiales y aún hoy resulta muy útil en el ámbito docente.

Este trabajo tiene por objetivo comprobar numéricamente los resultados experimentales obtenidos por Lieblein para los cual se emplearán simulaciones mediante dinámica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics*, CFD). Las simulaciones se dividirán en cuatro casos con diferentes coeficientes de sustentación (curvatura), ángulos de calado y solideces para perfiles de la serie NACA-65. Se obtendrán las mismas curvas de comportamiento y se calcularán los mismos resultados con el fin de realizar un proceso de comparación entre los resultados obtenidos por el CFD y por Lieblein. También se estudiará en qué medida afecta a los resultados obtenidos por Lieblein la variación de los parámetros que definen la forma del álabe (por ello se estudian cuatro casos diferentes).

Este proyecto se divide en dos partes. La primera es una parte teórica de documentación que revisa los conceptos necesarios para el entendimiento de la correlación y del uso de la herramienta del CFD en el estudio de las turbomáquinas. La segunda comprende la correlación, su aplicación y comparación con los resultados del CFD. La herramienta utilizada Ansys Fluent ha realizado aproximadamente 50 simulaciones en mallas proporcionadas por el Grupo de Máquinas y Motores Térmicos para conseguir los objetivos de este trabajo.

2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.1. Interés del estudio de cascadas de álabes

2.1.1. Interés de las cascadas de álabes en el estudio y desarrollo de turbomáquinas axiales: caracterización del comportamiento de perfiles aerodinámicos en diferentes condiciones de operación.

Las turbinas de flujo axial fueron desarrolladas en el último siglo XIX sin recurrir a modelos de cascada y muchas veces sin siquiera entender la mecánica de fluidos involucrada. Se usaban procesos de prueba y error para aumentar el rendimiento, la conversión de energía y, en última instancia, la propulsión de aeronaves o giro de una máquina conectada a la turbomáquina. A comienzos del siglo 20 se desarrollaron los primeros túneles de viento para cascada de álabes o probadores de toberas (*nozzle tester*) con el fin de consolidar los avances de diseño y proporcionar datos para las máquinas de alta potencia y eficiencia.

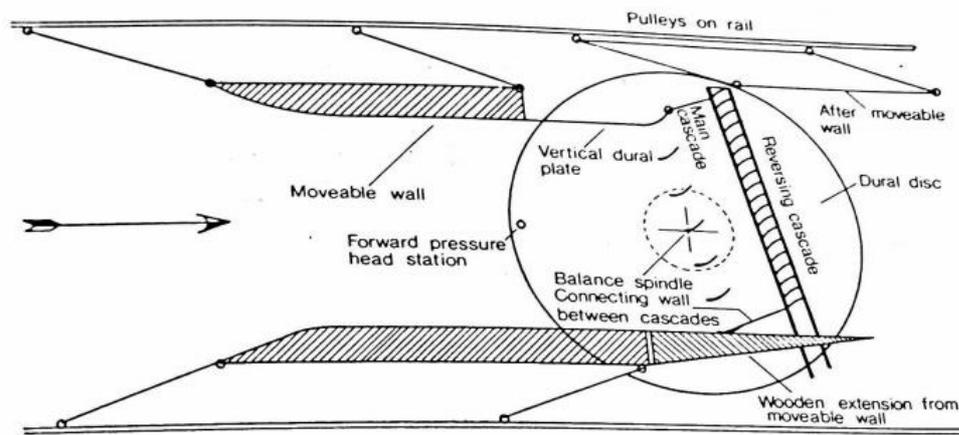
En el flujo de entrada de una turbina se genera un gradiente de presión favorable en la dirección del flujo mientras los compresores o bombas operan bajo gradientes de presión desfavorables, incrementando notablemente el riesgo de desprendimiento. De hecho, muchos compresores fueron mal diseñados por la falta de conocimientos aerodinámicos, ciencia aún no muy desarrollada por entonces. Por ejemplo, Parson patentó el uso de una turbina invertida para su uso como compresor axial en 1884 y después se construyó un número de ellas para su uso en altos hornos. A pesar de que las relaciones de compresión eran bajas, las eficiencias no superaban el 55%

En 1903 los hermanos Wright probaron perfiles de alabes en un túnel construido de manera casera, antes del primer vuelo tripulado y propulsado. La tecnología aerodinámica estaba vagamente desarrollada para alabes aislados entonces, sin haberse aplicado a las complicadas hileras de alabes necesarias en un compresor.

Otros inventos fueron sucediéndose hasta llegar a los motores de reacción. Los desarrolladores de los túneles de viento extendieron el éxito de los hermanos Wright a las avionetas y a las representaciones básicas de cascadas de hélices mientras, en paralelo, se desarrolla el modelo matemático de perfil aislado que requiere de fuertes trabajos computacionales. Se puede afirmar que durante las dos primeras décadas del siglo, la necesidad por un enfoque aerodinámico para el diseño de turbinas y compresores fue gradualmente apareciendo.

Se empezó a trabajar el diseño de las alas y perfiles aerodinámicos aislados con el objetivo de aplicar este enfoque a las turbomáquinas. Wood, Bradfield and Barker en 1919 se dieron cuenta de que la interferencia entre álabes próximos debía aplicarse a la teoría existente sobre hélices y obtuvieron modificaciones de los coeficientes de sustentación en los conocidos como los primeros tests de cascadas. Vieron que la teoría conocida hasta entonces variaba bastante de los experimentos sobre las hélices, los cuales eran realizados en túneles de viento de baja velocidad variando el ángulo de incidencia.

En 1928, investigaciones extensas de la cascada de álabes fueron aportadas por Christiani en Alemania y por Harris y Fairthorne en Inglaterra. Estos autores reconocieron la importancia de las condiciones de contorno del flujo en el paso por la sección de ensayo, entendiendo que para cualquier cambio de ángulo de entrada debía existir una distancia variable entre las paredes superior e inferior. Así se incorporaron las *dummy walls* o paredes ficticias en forma de paralelogramo, de modo que para cualquier variación del ángulo de incidencia las paredes permanecieran paralelas.



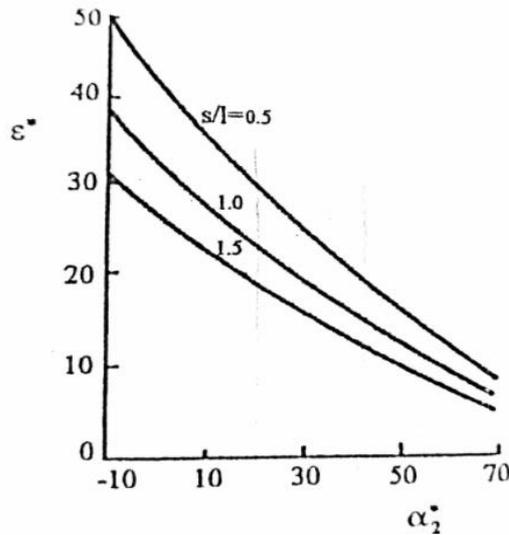
2-1 Planteamiento del túnel de Harris y Fairthorne

A pesar de que los resultados obtenidos estaban asociados a números de Reynolds bajos, dando lugar a deflexiones del flujo más bajas de las que se podían alcanzar para números de Reynolds mayores, estos proporcionaron una base útil para el diseño de compresores británicos en 1930. Harris y Fairthorne contribuyeron al desarrollo de la nueva aerodinámica centrando la atención en los efectos específicamente bidimensionales. Posteriormente Keller realizó una base de datos que sería la que daría lugar al exitoso compresor axial desarrollado en Suiza. Se realizaron paralelamente una serie de pruebas en álabes con 90 grados de curvatura realizados por Collar, las cuales sirvieron para hacer perfiles bien adaptados a la hora de emplear álabes giratorios en túneles de viento. Las últimas pruebas conocidas antes de la guerra fueron realizadas por Shimoyama en 1937. Se registraron un amplio rango de curvas para los coeficientes de sustentación y de arrastre, además de registrarse un amplio rango de distribuciones de presión.

El rápido desarrollo de la turbina de gas, tanto en ciclo cerrado como abierto para propulsión o generación de potencia, supuso también un gran apoyo para el desarrollo de las turbomáquinas. Destacan los trabajos de compañías como Brown Boveri e individuos como Griffith, Von Ohain y Whittle. Gracias a sus cálculos sobre los ciclos termodinámicos, la eficiencia del compresor aumentó hasta el 70% para unas condiciones de entrada y eficiencia de la turbina dadas si bien, pese a este incremento, el compresor axial siguió presentando muchos problemas en aviones de propulsión y en los campos de la marina y de la industria. La solución llegó de manos de Whittle con la invención del compresor centrífugo, que permitía alcanzar alta eficiencia y estabilidad en los motores de propulsión. La llegada de la guerra aceleró el desarrollo de estas máquinas tanto en su configuración axial como radial. A partir de este punto, se puede distinguir dos líneas de avance en el diseño del compresor:

Producción de la base de datos del compresor británico

El estudio del perfil del álabes aislado fue investigado por primera vez por la RAE (Royal Aircraft Establishment) en el Reino Unido, donde Howell publicó su teoría de cascadas en 1945. Para el estudio aerodinámico del álabes es necesario conocer la deflexión óptima, la cuál puede ser obtenida mediante la cascada de álabes. Como una base para relacionar los datos experimentales existentes, Howell postula que la deflexión nominal es el 80% de la máxima deflexión que se puede obtener. Ésta deflexión nominal es función del ángulo de salida, relación paso cuerda y el número de Reynolds. Esta correlación es independiente de la curvatura del álabes para el rango normal de elección de este parámetro (comprendido entre 20° y 40°).



2-2 Variación de la deflexión nominal en función del ángulo de salida del flujo según Howell.

Una fórmula aproximada que se corresponde con los resultados de la gráfica anterior es la regla de las tangentes:

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \frac{1.55}{1 + 1.5 \frac{s}{l}} \quad (2.1)$$

La incidencia puede ser elegida por el diseñador, cosa que no ocurre con la desviación que es función de la curvatura del álabe θ , relación paso cuerda $\frac{s}{l}$ y el ángulo de calado. Howell utilizó la regla empírica deducida por Constant:

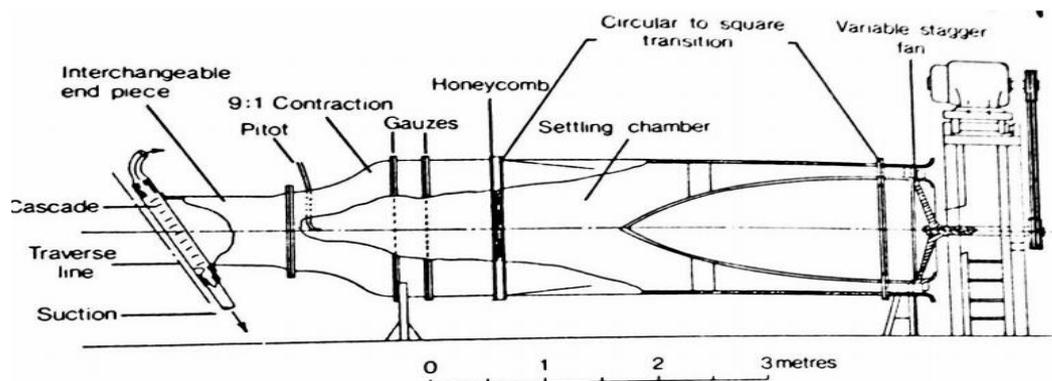
$$\delta = m * \theta * \left(\frac{s}{l}\right)^n \quad (2.2)$$

Howell dió diferentes valores de n para varios tipos de álabe y Carter estableció una relación para encontrar la pendiente m en función del ángulo de salida:

$$m = 0.23 * \left(\frac{2a}{l}\right)^2 + \frac{\alpha_2^*}{500} \quad (2.3)$$

Se hizo evidente que los resultados de las pruebas de cascadas de álaves en condiciones estacionarias no eran directamente aplicables a los álaves de los compresores multi-etapas. Se instaura un proceso de desarrollo que consta de las siguientes etapas: primero se diseña la cascada de álaves, luego, si es necesario, se desarrolla la máquina rotativa de una sola etapa y finalmente el compresor o turbina de multi-etapa. En base a esto en 1946 se desarrolló en el Reino Unido un túnel de baja velocidad denominado *N.G.T.E No.2 low-speed cascade tunnel*. El aire atmosférico era obligado a entrar por un ventilador de flujo axial movido por un motor de 18.6 kW. Velocidades de 61 m/s se alcanzaron. El aire entraba en la cámara de sedimentación a través de un difusor y posteriormente, pasaba a través de un rectificador de flujo y dos pantallas finas seguido de una contracción gradual. Se usaban

normalmente 13 álabes de 102 mm de cuerda con un radio de aspecto de 4.



2-3. N.G.T.E No.2 low-speed cascade tunnel.

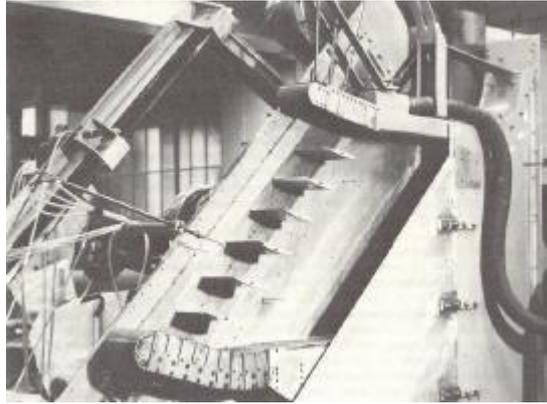
El sangrado de la capa límite generada en las paredes del túnel se realizaba a través de ranuras de succión pero dichas ranuras no se incluyeron en las paredes laterales (una de las diferencias que se remarcará en el apartado 2.1.1.2 con el americano). La técnica para regular el sangrado era variar la cantidad de sangrado de las paredes finales hasta que las presiones estáticas una cuerda aguas arriba de la cascada fueran constantes.

Este túnel de viento tenía engranajes automatizados lo que permitía el cambio de los ángulos de flujo y las presiones totales aguas abajo. El objetivo era asegurar condiciones operativas factibles en un amplio rango de geometrías de cascadas, tanto de compresores como de turbinas, así como la medida de los rendimientos de estas cascadas. A continuación se detallan las características de los túneles de viento empleados en Estados Unidos y se comentaran las diferencias que surgen de la comparación de ambos estudios.

Producción de la base de datos del compresor americano

Aunque diversos trabajos sobre la serie de perfiles aerodinámicos NACA 65 sugería que el flujo a lo largo de un compresor estaba sujeto a un modelo tridimensional, Erwin y Emery demostraron que esta relación era sólo aparente y que el flujo a lo largo de una fila de álabes estaba cerca de tener un comportamiento bidimensional. Entonces se procedió a desarrollar el túnel de viento que permitiría la realización de un flujo bidimensional y, para alcanzar ese objetivo, se decidió hacer las paredes laterales porosas. La idea principal era evitar la aparición de la capa límite en la zona de pruebas de la cascada, donde el flujo debía ser bidimensional lo que implicaba (según Erwin y Emery) iguales presiones, velocidades y direcciones del flujo y la no existencia de regiones con bajo flujo de energía.

El túnel *Langley 5''* que fue diseñado en base a las ideas de Erwin y Emery, se utilizó para obtener resultados sobre la serie NACA 65, encontrándose actualmente en el Instituto Von Karman en Bélgica. Este túnel constaba de una velocidad del flujo máxima de 46 metros/segundo y tres pantallas a lo largo de las cámaras de sedimentación. El flujo descargaba libremente a la atmósfera unas pulgadas aguas abajo del borde del álabe.



2-4 Túnel Langley 5''

Comparación de los túneles de viento y bases de datos británicos y americanos

Los aspectos distintivos respecto del túnel de Reino Unido fueron los diseños de las paredes finales y laterales del túnel. Las paredes del final permitían el sangrado de la capa límite sobre toda la superficie que tocaba el fluido. También existían unas paredes flexibles que habían sido incluidas con el fin de asegurar la buena periodicidad de un paso a otro. Como novedad, la capa límite de las paredes laterales era succionada con ranuras sobresalientes 5'' aguas arriba de los álabes. Con este control sobre la capa límite de las paredes, el flujo tridimensional no era un problema, independientemente de la relación de aspecto de los álabes.

A pesar de todo el trabajo realizado sobre la serie de perfiles NACA 65 y del trabajo orientado a la formulación del factor de difusión por Lieblein, las investigaciones fueron bastantes discontinuas en el tiempo aunque sirvieron para renovar el interés de los ingleses sobre las investigaciones americanas. En esa línea, Felix y Emery probaron una sección idéntica a la que había sido probada en Reino Unido previamente, obteniendo resultados diferentes como el aumento de 1 a 3 grados del ángulo de salida del flujo. Esta variación no fue explicada con claridad hasta pasado cierto tiempo cuando nuevas investigaciones probaron que las variaciones de diseño entre los túneles británico y americano hacían que la variación de velocidad axial fuera diferente (AVR, *Axial Velocity Ratio* o Ratio de Velocidad Axial). Mientras el AVR británico basado en las correlaciones de Howell y Carter rondaba el 1.1, alcanzando ocasionalmente la unidad, el AVR del modelo americano era la unidad exactamente, indicando la bidimensionalidad del flujo. La relación entre la desviación y el parámetro AVR se define así:

$$\delta = \delta_{2D} - 10 * (AVR - 1) \quad (2.4)$$

Concluyendo, a pesar de las diferencias entre el nivel de turbulencia o el número de Reynolds, parece que el modelo de cascada británico fue obtenido con un incremento de un 10% en la velocidad axial que el americano no tenía; es decir, las condiciones americanas eran puramente bidimensionales. Como resultado las pruebas inglesas tenían ángulos de desviación al menos un grado menor que las americanas.

2.1.2. Fundamentos de la teoría de semejanza aplicada a turbomáquinas: extrapolación de resultados de la cascada a turbomáquinas reales.

Introducción

El comportamiento de una turbomáquina podría especificarse mediante curvas que representen la variación presión y de la temperatura de salida con el gasto fijo para diferentes valores de velocidad de giro. Sin embargo estas representaciones dependen de más variables como las condiciones de presión y temperatura de entrada o de las propiedades físicas del fluido de trabajo. Considerar todas las variables llevaría a la necesidad de un gran número de experimentos con sus costes y complicaciones. El análisis dimensional permite reducir del número de variables que representan una situación física. Aplicado al funcionamiento de turbomáquinas permite:

Predecir el comportamiento de un prototipo a partir de los resultados en un modelo a escala o trabajando con fluidos diferentes. En nuestro caso, el modelo es la cascada de álabes en el túnel de viento.

Seleccionar el tipo de máquina que trabajaría con mayor rendimiento para unos parámetros de operación dados (saltos de energía, velocidades, gastos)

A continuación se demuestra cómo se aplican los parámetros adimensionales a las turbomáquinas y extrapolaremos el método para ver que en una cascada de álabes ocurre lo mismo, solo que con distintos parámetros.

Análisis dimensional

Primero se muestra las variables que intervienen, junto al análisis de las dimensiones de cada variable en función de las magnitudes fundamentales:

- Variables dependientes: en general, prestaciones de la máquina (rendimiento, trabajo...)
 - Incremento de entalpía de remanso isentrópica: Δh_{0S} [$M^0 T^{-2} L^2$]
 - Rendimiento isentrópico: η [$M^0 T^0 L^0$]
 - Potencia absorbida o suministrada por la máquina: \dot{W} [$M^0 T^{-3} L^2$]
- Variables independientes:
 - Variables de control:
 - Gasto másico: \dot{m} [$M^1 T^{-1} L^0$]
 - Régimen de giro: N [$M^0 T^{-1} L^0$]
 - Variables geométricas:
 - Diámetro característico: D [$M^0 T^0 L^1$]
 - Las propiedades del fluido.
 - Densidad de remanso: ρ_{01} [$M^1 T^0 L^{-3}$]
 - Velocidad de sonido de remanso: a_{01} [$M^0 T^{-1} L^1$]
 - Viscosidad dinámica: μ [$M^0 T^{-1} L^{-1}$]
 - Relación de calores específicos: γ [$M^0 T^0 L^0$]

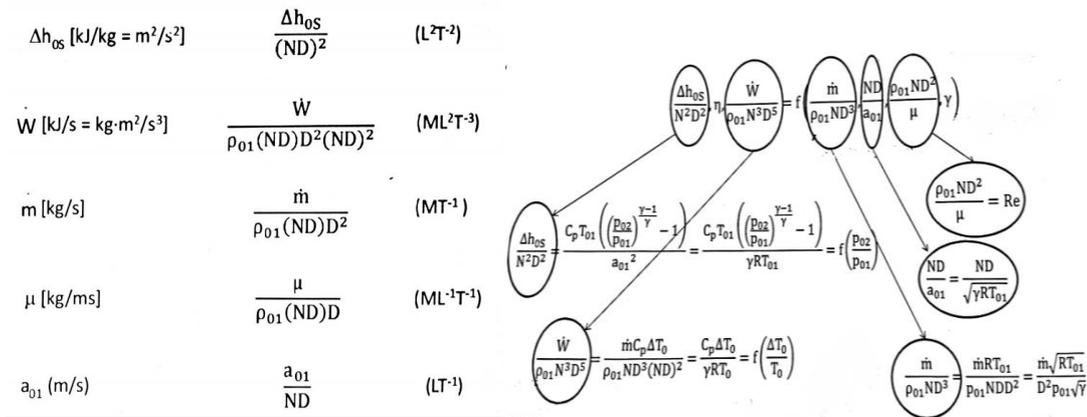
Resumiendo, la descripción del funcionamiento de una turbomáquina vendría dado por:

$$\Delta h_{0S}, \eta, \dot{W} = f(\mu, N, D, \dot{m}, \rho_{01}, a_{01}, \gamma) \quad (2.5)$$

Aplicando el teorema π de Buckingham: *el número mínimo de grupos adimensionales independientes que pueden emplearse para describir un fenómeno desconocido en el que intervienen N_1 variables es igual a $N_1 - N_2$, siendo N_2 el número de dimensiones básicas necesarias para representar las variables adimensionales*. Si N_1 es el número de variables independientes y N_2 el número de dimensiones necesarias (M, L, T):

$$N_1 - N_2 = 7 - 3 = 4 \rightarrow \text{Número de grupos adimensionales} \quad (2.6)$$

Ahora se muestra en la siguiente ilustración el uso de tres variables independientes para adimensionalizar los cuatro grupos adimensionales (variables independientes) que caractericen el comportamiento de la turbomáquina (variables dependientes)



2-5 Muestra de la adimensionalización del modelo

Se concluye que:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f \left(\frac{\dot{m} \sqrt{RT_{01}}}{D^2 p_{01} \sqrt{\gamma}}, Re, \frac{ND}{\sqrt{RT_{01} \gamma}}, \gamma \right) \quad (2.7)$$

Para una turbomáquina con un tamaño determinado D, que trabaja con un gas concreto γ y con un Re lo suficientemente alto ($Re > Re_{CRITICO}$):

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, Re, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right) \quad (2.8)$$

Esta familia de curvas de relación de compresión, rendimiento e incremento de temperatura de remanso en función de las variables independientes indicadas deben ser obtenidas de manera experimental y definen el funcionamiento de la turbomáquina.

Aplicación a cascadas de álabes

La expresión 2.5 para turbomáquinas aplicada a una cascada de álabes se convierte en:

$$C_L \bar{\omega} = f(\xi, \theta, \sigma, \alpha_1, \rho_{01}, a_{01}, \mu, \gamma) \quad (2.9)$$

done la solidez $\sigma = \frac{s}{l}$

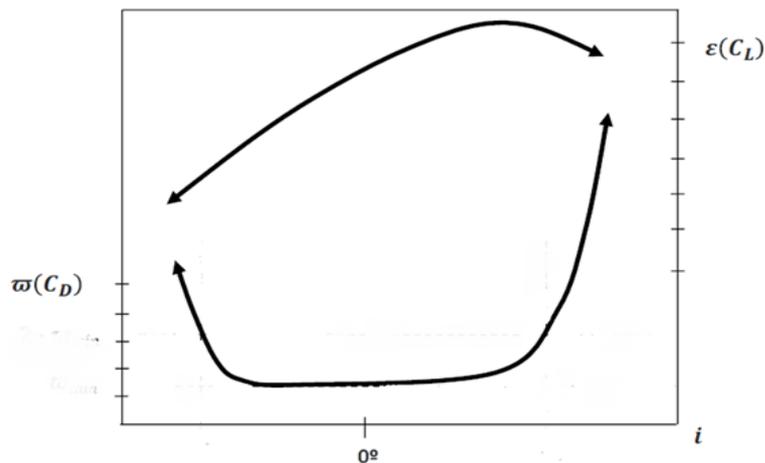
Al igual que antes podemos decir que los parámetros ξ, θ, σ dada una geometría van a ser constantes; y que γ dado un gas es constante. Además, sabiendo que Re_1 depende de ρ_{01} y μ , y que M_1 depende de a_{01} , la ecuación anterior se reduce a:

$$C_L \bar{\omega} = f(\alpha_1, Re_1, M_1) \quad (2.10)$$

Conociendo que Reynolds está generalmente por encima del valor crítico y Mach es menor que 0.3, al igual que en su aplicación en turbomáquinas, se puede concluir que

$$C_L \bar{\omega} = f(\alpha_1) \quad (2.11)$$

En el capítulo 2, actuación de cascadas, se verá es la siguiente gráfica que recalca esta expresión. En ésta, las pérdidas de presión de remanso $\bar{\omega}$ y la deflexión ε (o C_L) son representadas frente a la incidencia (que depende de α_1)

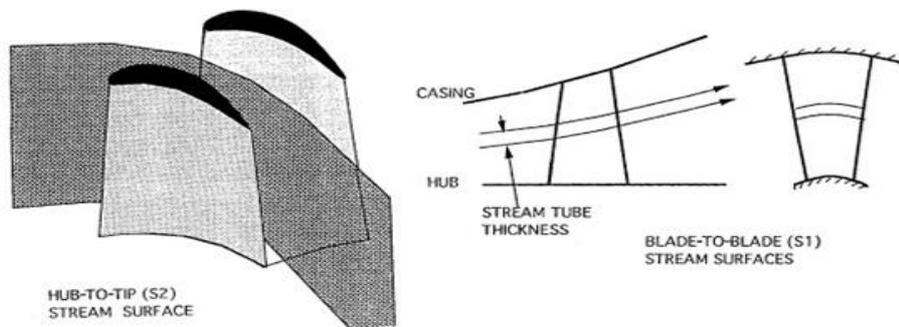


2-6 Representación pérdida de presión de remanso y deflexión con respecto a la incidencia

2.2. Utilización de la herramienta CFD para el análisis de fluidos en cascadas de álabes y turbomáquinas

Las herramientas numéricas de tipo CFD o *Computational fluid dynamics* han tenido una gran importancia en el desarrollo de turbomáquinas durante las últimas décadas. Los métodos numéricos

no se empezaron a emplear en el campo de las turbomáquinas hasta 1940 pues previamente el desarrollo era fundamentalmente experimental. Los primeros planteamientos de análisis simplificado del flujo propuestos por Wu fueron determinantes hasta 1980, cuando los métodos matemáticos se aplicaron al flujo tridimensional, y aunque el modelo era totalmente válido para flujos 3D, no se llegó a aplicar en este caso debido a su complejidad. La teoría del modelo de Wu se basa en la definición de las superficies de flujo de ábabe-a-ábabe (S1) *blade-to-blade* y de raíz-a-cabeza (S2) *hub-to-tip*. En la práctica, se solía asumir que las superficies de flujo S1 eran superficies de revolución mientras que las superficies S2 se reducían a una superficie de flujo principal que se podía considerar como un flujo asimétrico. El modelo de Wu se reconocía como un modelo real de flujo en 3D, el cual solo se podía resolverse con exactitud usando la experiencia y la comparación con datos obtenidos en ensayos. El cálculo del flujo asimétrico S2 es el eje central del diseño de las turbomáquinas mientras que los cálculos en S1 siguen siendo la base para el diseño detallado del ábabe.



2-7. Superficies de flujo *blade-to-blade* y *hub-to-tip*.

La principal herramienta para los diseñadores de turbomáquinas es el análisis unidimensional. Al comienzo del proceso de diseño, después de la determinación de la forma anular y los ángulos medios del ábabe con el modelo unidimensional, este cálculo unidimensional permite obtener la variación del ángulo de flujo a la entrada y salida de los álabes. Un estudio acerca de estos métodos de cálculo, cubriendo tanto la parte teórica como sus aplicaciones, fue llevado a cabo por Hirsch y Denton en 1981 y puede consultarse pues, a pesar de su antigüedad, ha cambiado poco. El método de la curvatura de la línea de corriente se establece como el esquema numérico dominante por su simplicidad y habilidad para tratar la mezcla de los flujos supersónico y subsónico. La única alternativa vigente usada en ese tiempo fue el método de la función de flujo. Éste resuelve las mismas ecuaciones que el otro método pero usa una función de flujo asimétrica en vez de resolver el problema directamente con las variables primarias. En principio esto simplifica la parte numérica porque la ecuación de continuidad se satisface a través de las condiciones de contorno especificadas en la raíz y en la carcasa en lugar de usar un método iterativo. Sin embargo este método no fue muy extendido debido a que presentaba problemas cuando el flujo era transónico. El flujo transónico presenta dos posibles distribuciones de velocidad para cada distribución de la función de flujo y no es fácil decidir si coger la solución subsónica o supersónica.

La incapacidad de predecir la recirculación de la corriente en condiciones fuera de diseño es una debilidad de la mayoría de los métodos de cálculo. Este problema no afecta al método de la curvatura

de la línea de corriente, cuyos cálculos se desarrollan entre la entrada y la salida de la máquina asumiendo que la convección de entropía y la entalpía se realiza a lo largo de las líneas de corriente en la dirección del movimiento. Sin embargo el método de la función de flujo asume que la dirección de la convección de la entalpía y la entropía no es importante, aunque puede ser usado para predecir flujos inversos. Un ejemplo de este método es el presentado por Petrovic y Riess. Pese a lo dicho, ningún método puede predecir los flujos inversos en la capa límite del flujo aguas abajo a no ser que se apliquen más condiciones de contorno.

La formulación natural del problema se basa en obtener una solución con un caudal másico especificado. Estos métodos deben ser usados en el modo diseño o modo inverso; donde la variación a lo largo del trabajo del álabe es conocida y tanto la distribución de velocidades como los ángulos de entrada y salida son predichos. Por otro lado el modo analítico o el directo, donde los ángulos de salida del álabe son conocidos y solo la distribución de velocidades y el ángulo de entrada del flujo son predichos. Este último solo se usa para la predicción de modelos fuera del proceso de diseño ya que todos los ángulos del álabe deben ser conocidos.

Tras esta breve aclaración, se observa obviamente que no es posible emplear el modo analítico si la máquina está bloqueada (*choking*) porque el caudal másico es constante y no es conocido en principio. De hecho, aunque no estuviese bloqueada, la rápida variación en la presión de salida con el caudal másico puede crear inestabilidades en máquinas con un alto ratio de presión. Este problema es solucionable en el modo inverso o de diseño; porque es posible variar los ángulos de flujo y algunas áreas durante los cálculos, variación que no es posible cuando la máquina ya está diseñada.

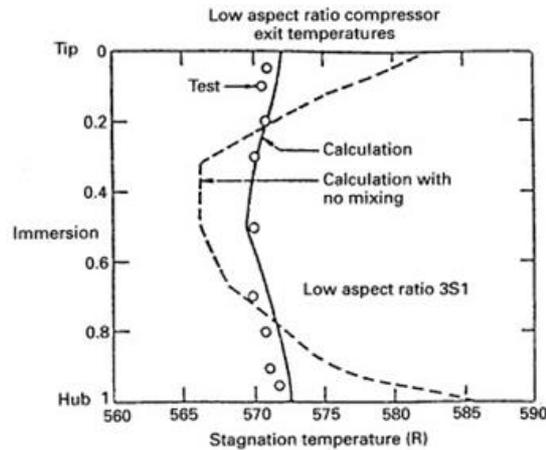
Denton se encargó de hacer una extensión de su método que es necesaria para muchas aplicaciones de turbina. En esta extensión, se permite usar el modo analítico especificando la relación de presiones en vez del caudal másico, además de calcular el bloqueo para una hilera de álabes.

Surgen paralelamente las soluciones dependientes del tiempo de las ecuaciones de Euler en la superficie de flujo S2 llevadas a cabo por Spurr, aunque su uso no fue muy generalizado. Como ventaja su teoría ofrece la posibilidad de trabajar con un ratio de presión especificado (en vez de usar el caudal másico) prediciendo el bloqueo y las ondas de choque. Pero tenía limitaciones a la hora de considerar una onda de choque como una onda normal, lo que conlleva a suponer las pérdidas asociadas con éstas.

En otra línea, vemos que los cálculos son necesarios para la determinación de la exactitud de las correlaciones de desviación, bloqueo y pérdidas. Esto es realmente fundamental para la desviación y el bloqueo en compresores y para la caracterización del flujo secundario en las turbinas. Comparando los resultados de las correlaciones con los datos experimentales, se observa la no coincidencia en algunos casos, llegando a la conclusión de que las correlaciones de desviación y pérdidas solo son aplicables en un número limitado de máquinas.

El uso de factores de bloqueo en los cálculos de compresor es debido a la limitación de la mayoría de los métodos de cálculo. El límite tiene su origen en su imposibilidad para predecir el desarrollo de la capa límite anular, debido a la fricción de las paredes anulares y el incremento de las pérdidas cerca del límite del álabe. Si se intentan modelar en el cálculo, se incrementará el trabajo realizado sobre el fluido de baja velocidad en las capas límite, provocando que la temperatura aumente de forma poco realista. La solución está en considerar la mezcla de la difusión turbulenta con los flujos secundarios. Fue modelada por Adkins y Smith usando el flujo secundario y posteriormente por Gallimore y

Cumpsty usando la difusión turbulenta. Leylek y Wisler han mostrado su importancia en compresores más recientemente y Lewis desarrolló un modelo parecido para las turbinas.



2-8. Soluciones para un compresor axial con y sin mezcla fluidos realizadas por Adkins y Smith

Uno de los trabajos a destacar por su sofisticación hasta la fecha es el cálculo de flujo viscoso desarrollado por Gallimore. Se modela conjuntamente la generación de la entropía de las paredes con las pérdidas, las desviaciones secundarias y las fugas del flujo intersticial. El modelo se basa totalmente en el empirismo y es solo aplicable a compresores similares para los cuales se diseñó el modelo. Sin embargo, es capaz de predecir los efectos de la pared final y el rendimiento global de estas máquinas bastante bien.

2.3. Uso de CFDs para el estudio de cascada de álabes

El análisis del flujo en turbomáquinas es llevado a cabo actualmente mediante el uso de software comerciales tales como FLUENT o ANSYS-CFX. Gallimore junto a otros investigadores han ilustrado la incorporación del diseño del flujo tridimensional a los álabes en los compresores un turbofan Rolls-Royce Trent, mejorando el barrido del compresor. Siguiendo un proyecto de investigación universitario en el que se realizaban una serie de pruebas de un compresor multi-etapa de baja velocidad para su implementación en motores de alta relación de compresión, los autores combinaron métodos de diseño de flujo tridimensional en CFD y ensayos de pruebas de alta velocidad. El trabajo finalizó con la incorporación de este diseño con estátor y rotor tridimensionales en el motor Trent 500.

Este método sirvió también a investigadores como Shahrokh, Leigh, Biesinger, Danton, Dawes para el análisis de los compresores axiales y sus álabes. También R.Aghaei y otros investigadores analizaron esta metodología para su aplicación en compresores centrífugos.

Nikolaos Charalambous y otros estudiaron los efectos de la distorsión del flujo en compresores axiales con el objetivo de reducir los recursos y tiempo de computación de los ordenadores. Su objetivo era la simulación de un fan transónico de un escalonamiento con y sin condiciones distorsionadas, con una memoria RAM de tan solo 1GB y pretendiendo que la simulación del flujo distorsionado durara menos de 10 horas. Tres estudios diferentes fueron completados: el primero contrasta el efecto del nivel de distorsión en el comportamiento del compresor, el segundo se centra

en el efecto del tipo de distorsión y su intensidad; y el tercero analiza el contraste que surge por las diferentes frecuencias de la distorsión.

Wang y otros decidieron presentar un marco para la optimización multi-objetivo del rotor 37 basado en simulaciones con CFD, empleando un modelo aproximado y en un algoritmo genético para esta optimización. Posteriormente Dirk se esmeró en crear un procedimiento de optimización, multidisciplinar y automatizado, para álabes de compresores de turbinas de gas subsónicas.

Pierret presenta el software de optimización MAX desarrollado en CENAERO, utilizado para ejecución de la optimización. Su objetivo es obtener la geometría óptima para la misma velocidad rotacional en tres condiciones operacionales diferentes. El método implementado combina el uso de un algoritmo genético (*back propagation neural network BPNN*) lo cual conlleva una gran carga computacional.

Rodríguez V.Chima reflejó el flujo tridimensional en el modelo estable de un compresor, empleando una nueva técnica para extraer información sobre el rendimiento del compresor directamente de los cálculos de estabilidad del CFD, ejecutados por separado. Usó CSTALL, un código CFD cuyo objetivo es estudiar la estabilidad del compresor, en modo de flujo bidimensional para la estimación de puntos de remanso y para el cálculo de mapas operativos. Chima, Liou y Franke usaron el mismo método para analizar el compresor y también lo hicieron Christian Simmendinger y Edmund Kugeler.

Castillon junto a otros investigadores analizaron los efectos técnicos de las simulaciones numéricas que son ejecutadas en aplicaciones de turbomáquinas usando una técnica donde la ecuación RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes equations*) es resuelta para cada cuadrícula. Los resultados de eficiencia isentrópica y de eficiencia de presión total a total obtenidos son fiables.

Haixinet intentó simular el flujo en un compresor transónico implementando siete ranuras con forma de circunferencia en el álabe. Para investigar el margen de operatividad del compresor centrífugo, que está integrado con su carcasa mediante el uso del CFD desarrollado por Barton, empleó un plano que combina la simulación del compresor con la carcasa y las palas con la formación automática de la cuadrícula. Además de reducirse el tiempo de trabajo gracias a la formación automática de la malla, los resultados están de acuerdo con la técnica numérica utilizada.

3. CASCADAS DE REFERENCIA

3.1. Actuaciones de cascadas de álabes

Una cascada de álabes viene definida por los siguientes parámetros:

- Tipo de perfil: NACA, C4...
- Relación paso/cuerda de los álabes: $\frac{s}{l}$
- Ángulo de calado de los álabes: ξ

En efecto, estos parámetros permiten la definición de una cascada y cualquier variación de uno de ellos, aunque los otros dos se mantuvieran constantes, daría lugar a una cascada distinta con un comportamiento diferente. El comportamiento de una determinada cascada, definida por las características anteriores, ante un cierto flujo de entrada viene determinada por los siguientes parámetros:

- Deflexión de la corriente: $\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2$
- Pérdida de presión de remanso: $\varpi = \frac{\Delta p_0}{\frac{1}{2}\rho c_1^2}$

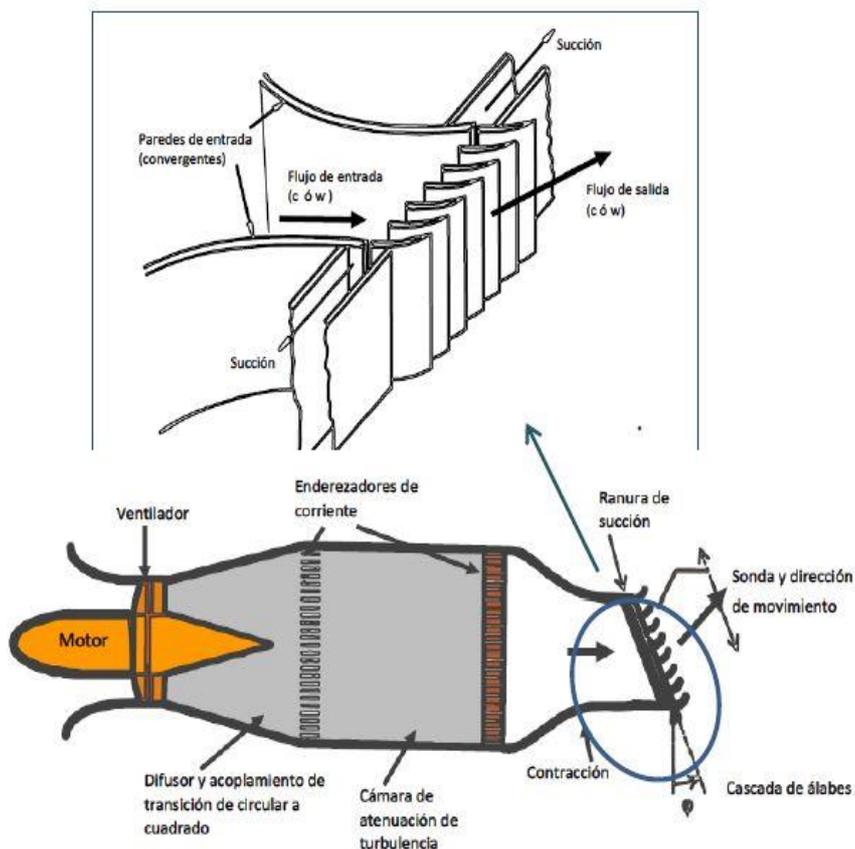
El estudio de la actuación de una cascada de álabes puede abordarse desde dos perspectivas diferentes:

- Problema directo: dada una geometría de la cascada definida por los parámetros anteriores, se varían la velocidad de entrada c_1 y la incidencia i (o ángulo del flujo a la entrada) para determinar su actuación (ε, ϖ) . La deflexión de una cascada también está ligada al coeficiente de sustentación c_L , en la medida en que a una mayor deflexión obtendremos una mayor sustentación del álabes mientras que la pérdida de presión de remanso va ligada al coeficiente de arrastre c_D . Una mayor pérdida de remanso hace que disminuya la sustentación L y aumente el arrastre D , aumentando las pérdidas de energía.
- Problema inverso: conocida la deflexión de la cascada ε determinada a partir de los triángulos de velocidades, se obtiene la geometría de la cascada. La condición impuesta es la de mínimas pérdidas que, tal como se razonó en el apartado anterior, corresponde con la pérdida mínima de presión de remanso ϖ_{\min} . La cascada seleccionada será la óptima desde el punto de vista aerodinámico.

El problema directo depende de la velocidad de entrada. Si esta velocidad es pequeña ($M < 0.5$) se considera que los efectos de la compresibilidad son despreciables. El fluido es tratado como incompresible y el problema se puede abordar como un problema hidráulico. Sin embargo, si la velocidad de entrada es alta ($0.5 < M < 0.7 \div 0.8$) los efectos de compresibilidad son apreciables, no pudiendo abordarse el problema bajo la hipótesis de flujo incompresible. La forma usual de resolver el problema directo es abordarlo como si la velocidad fuera baja y posteriormente corregir los resultados para tener en cuenta números de Mach elevados.

Ta y como se comentó en el capítulo 2, los CFDs que emplean la metodología de ecuaciones de Navier Stokes promediadas (RANS) permiten representar flujos no desprendidos en cascadas bidimensionales y en turbomáquinas. Sin embargo, cuando existe desprendimiento la distribución del flujo no puede ser predicha debido a que el desprendimiento de la capa límite provoca turbulencias que afectan a otros álabes y las condiciones estacionarias impuestas ya no son válidas. En líneas generales, los CFDs permiten resolver el problema directo; es decir, a partir de una geometría definida pueden hallar parámetros de la cascada tales como la desviación, deflexión o pérdidas.

La actuación de una cascada no puede determinarse con exactitud empleando los medios teóricos y numéricos existentes en la actualidad (la simulación numérica directa permite resolver las ecuaciones de Navier Stokes pero con un coste computacional inasumible). Por ello se sigue recurriendo a los métodos experimentales, fundamentalmente túneles de viento, como técnica segura y precisa. Los túneles disponen de enderezadores de flujo y elementos para asegurar que las condiciones de entrada son las deseadas así como de un conjunto de álabes en una bandeja giratoria. La bandeja permite cambiar la incidencia y medir la diferencia de presiones mediante sondas de presión. Las sondas están conectadas a unas columnas de agua o, más recientemente, a sistemas de adquisición de datos que permiten medir variaciones de presión pequeñas. Para cumplir la hipótesis de bidimensionalidad, los datos se toman a la altura del radio medio donde las perturbaciones por las paredes y por la componente radial son menos acusadas. Con el objetivo de que las condiciones sean lo más parecidas posibles a las condiciones presentes a la altura del radio medio, los túneles disponen de *suction slots* o poros en las paredes que absorben la capa límite haciendo sus efectos menores.



3-1 Esquema del túnel de viento.

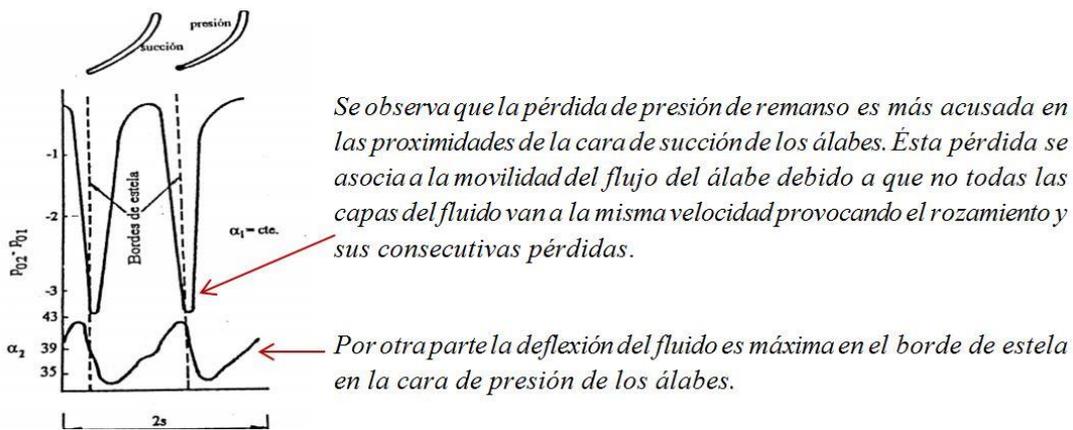
Las relaciones que permiten deducir el comportamiento de una cascada de álabes ($L, D, X, Y, \eta, i, \delta$) dependen fundamentalmente de los ángulos de entrada y salida del flujo y del coeficiente de pérdida de presión de remanso ($\alpha_1, \alpha_2, \varpi$). En una cascada solo se puede fijar de forma arbitraria uno de estos parámetros, quedando el resto definidos por la geometría de la cascada y en menor grado por los números de Mach y Reynolds del flujo.

$$\varpi, \alpha_2 = f(\alpha_1, M_1, Re_1) \quad (3.1)$$

Donde Reynolds se define en función de la cuerda del álabe

$$Re_1 = \frac{\rho_1 c_1 l}{\mu} \quad (3.2)$$

En la siguiente figura se representan los resultados típicos obtenidos del ensayo de una cascada de turbina con una geometría determinada $\frac{s}{l}, \alpha_1', \alpha_2'$ (' indica el ángulo de los álabes) y un ángulo de flujo dado α_1 .



3-2. Resultados de la medida de presión de remanso y ángulo salida de una cascada

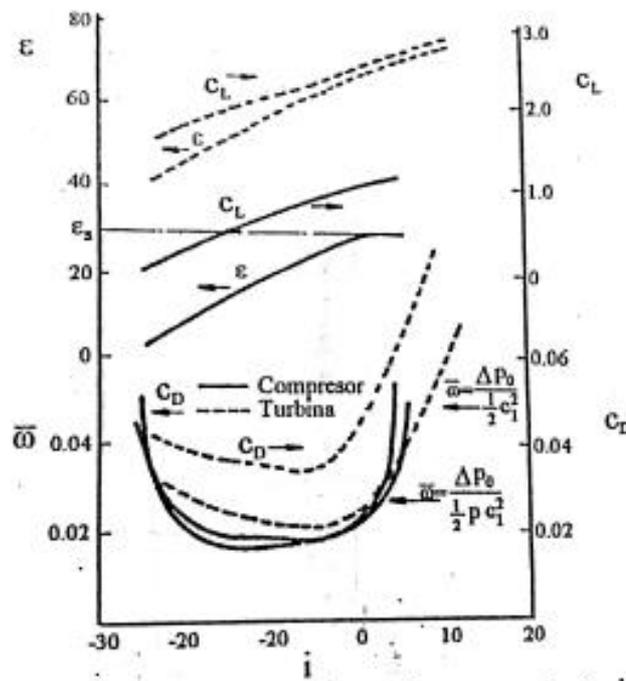
Debido a que los valores de los valores representativos de la actuación de cascada fluctúan aguas debajo de esta, se suele trabajar con valores medios de la pérdida de remanso ϖ y el ángulo de salida (deflexión ϵ). Así, tomando un valor de α_1 , dados M_1, Re_1 constantes, podemos obtener la actuación completa de la cascada. Dado que los ensayos de cascada se hacen para Re mayor que el crítico (del orden de $2 \cdot 10^5$), en estas condiciones ϖ y ϵ dependen muy levemente de Re_1 . Además los efectos del número de Mach son despreciables si $M_1 < 0.3$. Por ello se puede decir finalmente que:

$$\varpi, \alpha_2 = f(\alpha_1) \quad (3.3)$$

La conclusión de esta afirmación es que es posible obtener la actuación de una cascada de álabes

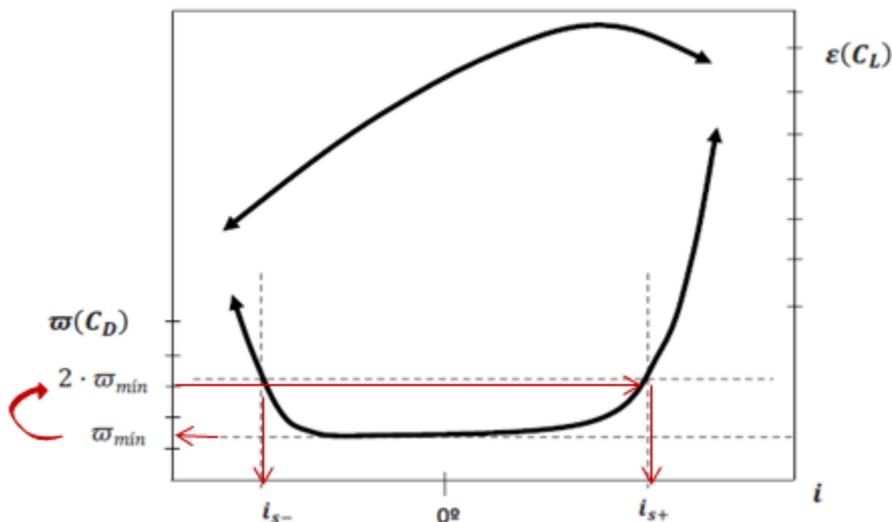
variando su incidencia, es decir; variando su ángulo de entrada α_1 . Esto es debido a que los dos parámetros que definen la cascada (tal y como se mencionó al principio del capítulo y se explica más profundamente en el apartado 2.1.2) dependen solamente del ángulo de entrada.

En la siguiente figura se representan los valores medios del coeficiente de pérdidas, la deflexión, el coeficiente de sustentación y el coeficiente de arrastre al variar la incidencia de una cascada de compresor y otra de turbina con geometrías fijas. El coeficiente de pérdida de presión de remanso $\bar{\omega}$ está referido a la velocidad de entrada c_1 en compresores y a la velocidad de salida c_2 en el caso de turbinas.



3-3 Presentación de los datos relativos al comportamiento de la cascada

Tal y como se menciona en el capítulo 2.1.1, en el caso de cascada de compresor tiene lugar un proceso de difusión (aumento de presión) que causa que el intervalo de actuación con bajas pérdidas sea más reducido que en el caso de una turbina. También se puede observar en la gráfica el fenómeno de desprendimiento de capa límite que se manifiesta como un incremento acusado de las pérdidas ($\bar{\omega}$) cuando el valor absoluto de la incidencia aumenta por encima de un cierto valor. El punto correspondiente a la aparición del desprendimiento corresponde a la deflexión máxima, pero la incidencia para la cual ocurre este fenómeno es difícil de determinar. Por ello se escoge arbitrariamente el punto de desprendimiento como la incidencia a la que la pérdida de presión total es el doble de la mínima. En adelante la deflexión de desprendimiento se denominará como ϵ_s , apareciendo dos valores correspondientes al desprendimiento por incidencia positiva o por incidencia negativa.



3-4 Representación del método para la obtención del intervalo de trabajo

El rango de trabajo se define como el rango de incidencias entre estos dos límites. Una vez determinado dicho rango de trabajo, suele definirse una incidencia de referencia que corresponde con el punto medio de este intervalo de trabajo, o menos exactamente por la escala logarítmica, con la condición de pérdidas mínimas.

Se han desarrollado diversos métodos para la correlación de datos de incidencia y pérdida de presión de remanso en cascadas de álabes. Entre ellos, para el caso de compresores, cabe destacar la correlación de Howell, que se comenta en el capítulo 2.1.1, y la correlación de Lieblein, objeto de estudio en este trabajo.

3.2. Presentación y justificación de los casos de referencia

El estudio presentado en este trabajo será realizado sobre perfiles de la serie NACA 65 A-10, siguiendo los estudios de Lieblein. En concreto, los casos a estudiar se presentan a continuación:

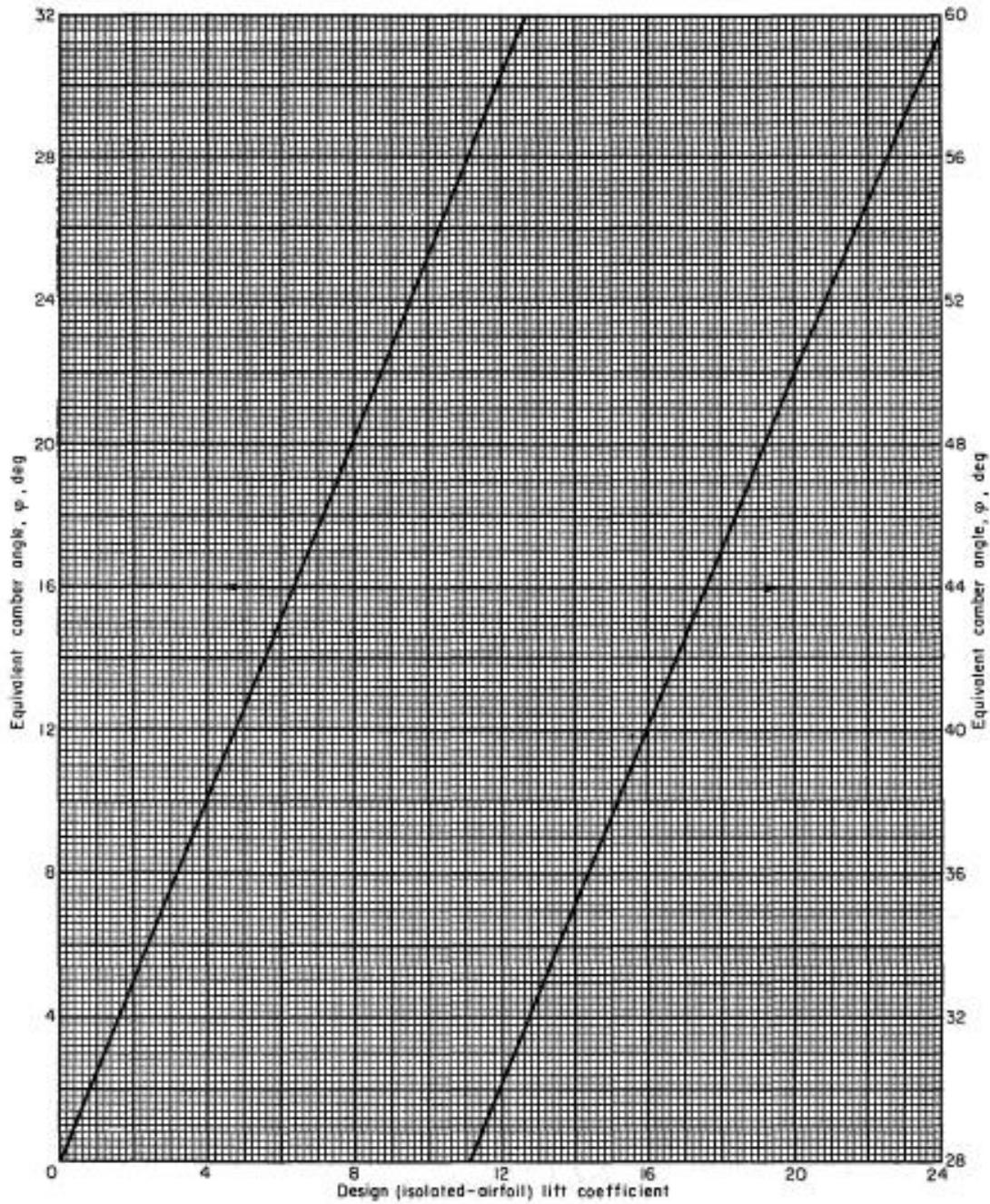
$$C_L = 0.8, \sigma = 1.5, \xi = 19.3216$$

$$C_L = 0.8, \sigma = 1, \xi = 20.2122$$

$$C_L = 1.4, \sigma = 1.5, \xi = 11.7338$$

$$C_L = 1.4, \sigma = 1, \xi = 13.5364$$

Los tres parámetros indicados –coeficiente de sustentación, solidez y ángulo de calado– definen la geometría del álabe. El coeficiente de sustentación C_L de un álabe se relaciona directamente con su curvatura θ mediante la siguiente gráfica. A mayor curvatura del álabe, mayor variación entre las velocidades de entrada y de salida, provocando una difusión mayor del flujo a través de la cascada. Esto implica mayor incremento de presión estática en ausencia de pérdidas de presión de remanso. De hecho, uno de los objetivos del presente trabajo es el estudio de la relación existente entre la difusión del flujo en la cascada y las pérdidas de presión de remanso en la misma.

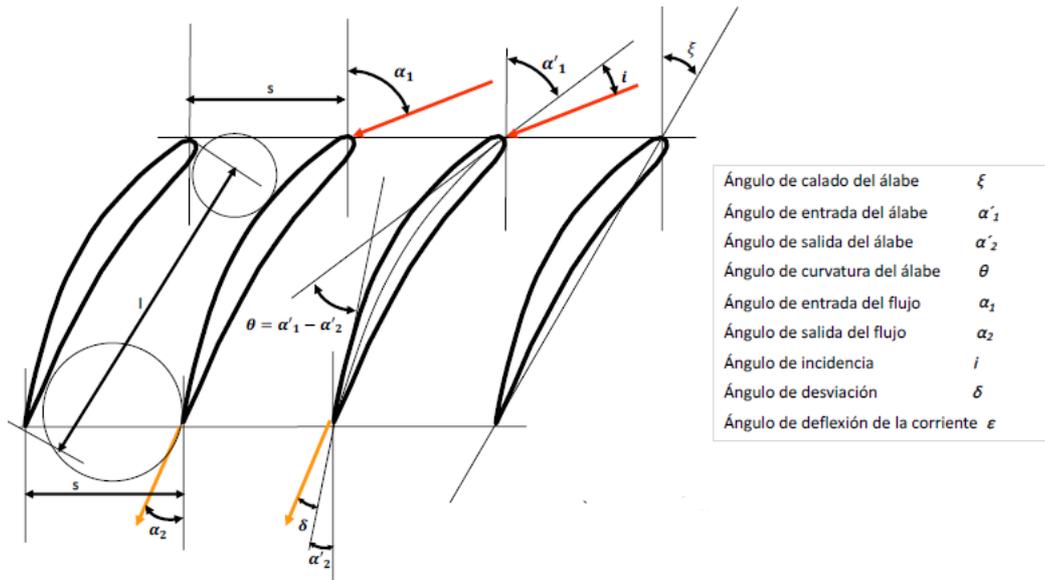


3-5 Ángulos de curvatura equivalentes a los coeficientes de sustentación de la serie NACA65 A-10

La gráfica anterior proporciona los siguientes resultados:

$$C_L = 0.8 \rightarrow \theta = 20^\circ$$

$$C_L = 1.4 \rightarrow \theta = 35^\circ$$



3-6. Esquema de los parámetros de una cascada de álabes de un compresor.

La solidez del álabe establece la distancia adimensional entre álabes de manera similar a su inversa la relación paso-cuerda. A mayor solidez, menos separación entre los álabes, el flujo irá más guiado y la difusión del flujo a través de la cascada podrá ser mayor. A la vez, las pérdidas por fricción con la superficie de los álabes también serán mayores. Finalmente, el ángulo de calado establece la orientación de la cuerda del álabe con respecto al eje normal al frente de la cascada. Junto a la solidez y la curvatura, dado un espesor definido, es un parámetro intrínseco de la geometría de una cascada.

4. APLICACIÓN DE LA CORRELACIÓN DE LIEBLEIN

4.1. Introducción

Debido a la dificultad que presentó originalmente el estudio del flujo tridimensional en compresores de flujo axial de múltiples escalonamientos, los primeros estudios experimentales se centraron en estudiar el flujo a lo largo de secciones de turbomáquinas con un flujo esencialmente bidimensional. Más aún, en vista de las limitaciones del cálculo teórico del flujo bidimensional, los experimentos en los túneles de viento se consideraron como principal fuente de información. Sin embargo, las diferencias de diseño y operación de estos túneles hicieron que correlacionar estas bases de datos fuera bastante complicado. Como se menciona en el capítulo 2.1.1.1, los investigadores británicos se basaron en los estudios de Howell y Carter y, más adelante, los americanos desarrollaron el túnel con paredes porosas para la serie NACA. Gracias a esta base de datos se hizo posible la investigación de correlaciones con los distintos parámetros de la cascada. Estos parámetros descritos en el capítulo 3 son la desviación del ángulo de salida (diferencia entre el ángulo marcado por el álabe y el seguido por la corriente a la salida) y las pérdidas de remanso de la cascada. Las correlaciones presentadas a continuación estudian la variación de esos parámetros con la geometría de la cascada (solidez, ángulo de calado y forma del filo del álabe) y con las condiciones del flujo de entrada.

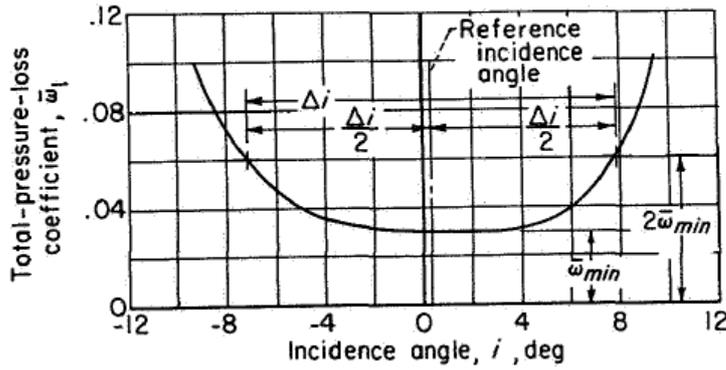
4.2. Características de las bases de datos consideradas

En las bases de datos obtenidas en algunos túneles de viento, el efecto de la capa límite en la sección de los álabes constituye un problema fundamental. En consecuencia, se descartaron algunas bases de datos del ángulo de desviación cuando la bidimensionalidad del modelo parecía cuestionable (normalmente solo afectaba a las bases de datos realizadas en los túneles más antiguos y pequeños). Los datos debían estar restringidos para valores del Re entre $2 \cdot 10^5$ y $2.5 \cdot 10^5$. En contados casos, se consideraron túneles de baja turbulencia con el propósito de observar los efectos de la separación laminar local en el rango del número de Reynolds estudiado para esta correlación. Sin embargo, el nivel de turbulencia de la corriente libre no fue determinado para la mayoría de los experimentos en los túneles. Por otro lado, la experiencia había demostrado que la variación de las pérdidas con el ángulo de incidencia para una sección de álabe dada cambiaba desmesuradamente a medida que el número de Mach aumentaba. Como resultado, las correlaciones que se verán a continuación no son aplicables (en principio) para números de Mach elevados.

4.3. Fundamentos de la correlación de Lieblein

Para correlacionar los datos bidimensionales de una cascada con las prestaciones de la misma en el proceso de diseño de los álabes de un compresor, las variaciones de los parámetros característicos de la cascada (actuación) deben ser establecidas para un rango de ángulos de incidencia.

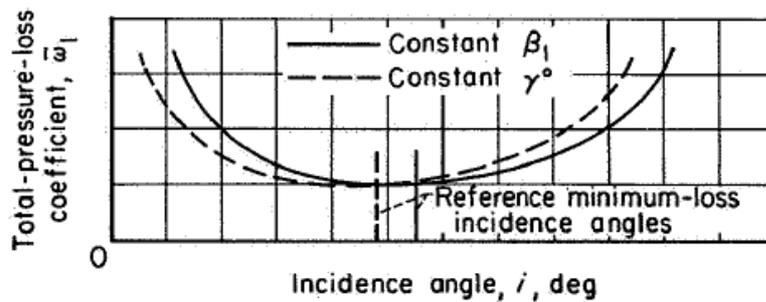
En un primer intento, se situó el punto de referencia como el punto de mínima pérdida. Sin embargo, se observó que para secciones de álabes a baja velocidad la región de operación con baja pérdida de presión de remanso es bastante plana, y por ello, resultaba difícil establecer el punto de incidencia correspondiente a la mínima pérdida. A efectos prácticos, y dado que las curvas que representan el coeficiente de pérdidas frente al ángulo de incidencia son aproximadamente simétricas, la ubicación de la incidencia de referencia fue establecida en el punto medio del rango de operación.



4-1 Definición del ángulo de referencia de pérdida mínima

Teniendo en cuenta esta definición es importante recordar que la incidencia de referencia o de pérdida mínima no debe ser considerada como punto de diseño del compresor pues la incidencia de diseño depende de otros factores tales como la geometría del borde de ataque del álabe, el número de Mach y el tipo de aplicación para el cuál es diseñado.

La base de datos disponible para la serie NACA 65 A-10 fue realizada bajo condiciones de ángulo de entrada del flujo constante y ángulo de calado variable. Esta base de datos fue empleada como base de la correlación de Lieblein y, por tanto, fue necesario establecer las condiciones para un ángulo de entrada fijo. Los valores mínimos de la incidencia de referencia de pérdida mínima para un ángulo de flujo determinado rondaban los 1° o 2° y eran mejores que los resultados obtenidos para ángulo de calado fijo, tal y como se observa en la gráfica inferior. Finalmente, el procedimiento adoptado fue determinar cómo el valor de la incidencia de mínimas pérdidas variaba con la geometría y las condiciones de flujo de los perfiles disponibles hasta el momento.



4-2. Comparación cualitativa de la curva de incidencia con un ángulo de calado constante respecto a un ángulo de entrada de flujo constante.

4.3.1. Análisis del ángulo de incidencia

Carter demostró de manera semiteórica que el ángulo de incidencia óptimo para una cascada de álaves de arco circular convencionales con un 10% de espesor decrecía con el aumento de la curvatura pues, aparentemente, la circulación del flujo del álabe mejoraba para valores de ángulo de referencia de pérdida mínima menores. Un análisis preliminar de los datos experimentales sobre la cascada demostró que estos ángulos de referencia para álaves de un espesor convencional no eran cero para curvatura nula, tal y como indicaba la teoría de Weing para álaves infinitamente delgados. Por el contrario, este valor era siempre positivo.

A la vista de estos resultados, se espera que la incidencia de referencia de mínima pérdida sea positiva para curvatura nula y que disminuya al aumentar la curvatura, dependiendo de la solidez y del ángulo de calado. La teoría disponible indica que la variación del ángulo de referencia con la curvatura, para solidez y ángulo de calado fijos, debe ser esencialmente lineal.

Resultados

Los datos observados originalmente mostraron efectivamente una variación lineal del ángulo de incidencia con el ángulo de curvatura, para ángulo de entrada del flujo y solidez fijados. Dicha variación de la incidencia de referencia se pudo describir así:

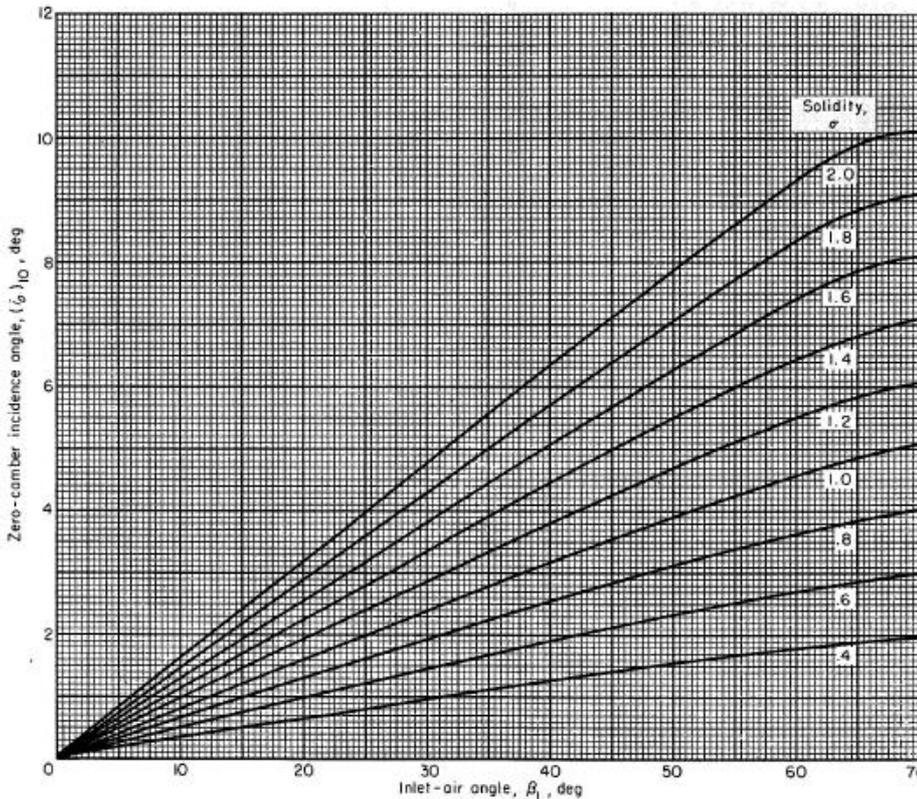
$$i = i_0 + n * \theta \tag{4.1}$$

Donde i_0 es el ángulo de incidencia para curvatura nula, y n es la pendiente de la variación lineal de la incidencia con respecto a la curvatura $(i - i_0)/\theta$. Para hacer esta correlación válida para otros perfiles de álabe (distintos a la serie NACA 65 A-10), se propuso la siguiente corrección para el cálculo de i_0 :

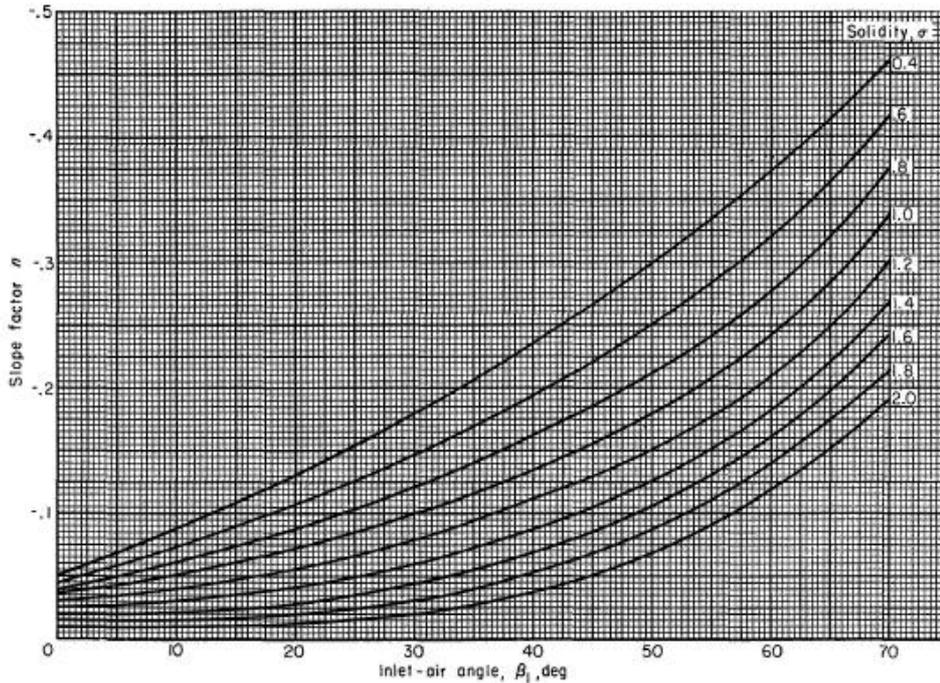
$$i_0 = (k_i)_{sh}(k_i)_\tau(i_0)_{10} \tag{4.2}$$

En la cual $(i_0)_{10}$ representa el ángulo de incidencia para curvatura nula para series NACA-65 con un ratio de espesor máximo del 10%; $(k_i)_{sh}$ representa la corrección para un espesor máximo que no sea el 10% de la cuerda y $(k_i)_\tau$ es la corrección para una distribución de espesores diferente a la serie NACA-65. Como es obvio, estos dos últimos factores correctores son la unidad para los álabes de la serie 65.

El problema así propuesto para una cascada determinada se reduce a encontrar los valores de i_0 y n para una solidez dada. Estos valores se representan en las gráficas 4-3 y 4-4.



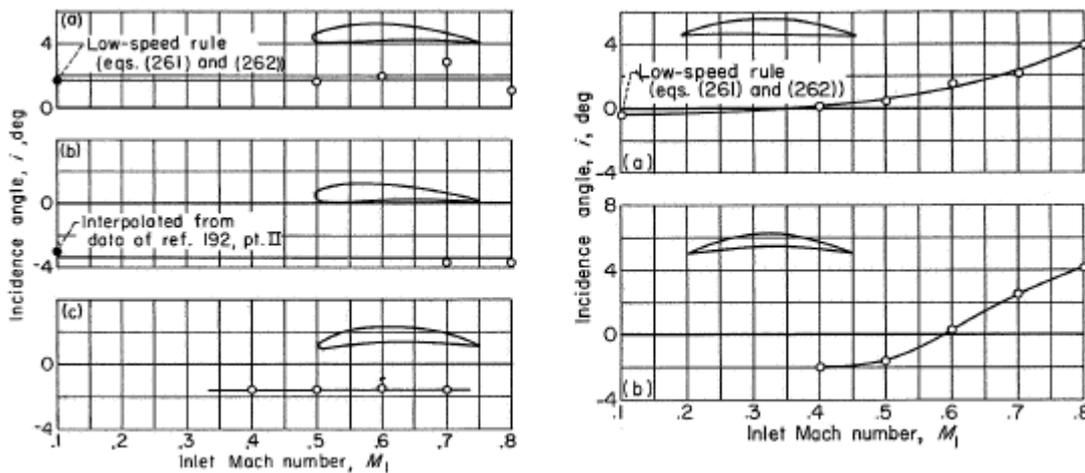
4-3.Ángulos de incidencia de referencia deducidos para la serie NACA-65.



4-4 Valores de la pendiente n deducidos para la serie NACA-65.

Efecto del número de Mach

La correlación presentada anteriormente está basada en ensayos para números de Mach bajos. Respecto de estos casos, el efecto de los túneles de viento de alta velocidad es un aumento de la incidencia de referencia de mínima pérdida. En las siguientes dos gráficas se presenta el efecto del incremento del número de Mach sobre la incidencia para diferentes perfiles.



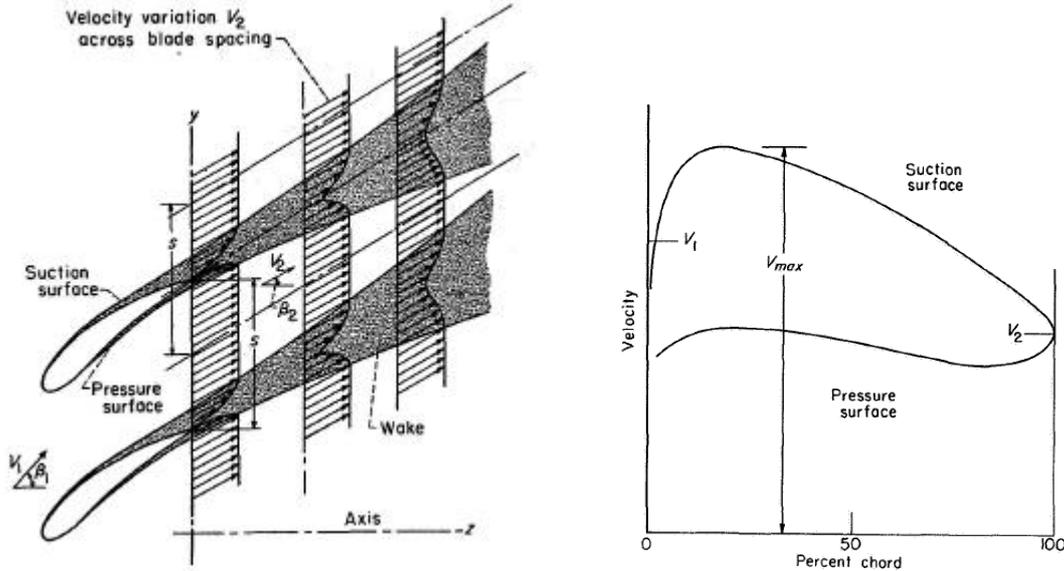
4-5. Variación de la incidencia de referencia con el número de Mach para distintas formas de álabes

Los tres álabes a la izquierda de ilustración 4-4 muestran una variación casi nula del ángulo de incidencia de pérdida mínima, al menos hasta un Mach de 0.8. Sin embargo, los álabes de la derecha muestran un notable aumento del ángulo de incidencia con el aumento del Mach. Los álabes de la derecha y de la izquierda se diferencian en la construcción del borde de ataque. Mientras que para álabes con perfil de entrada grueso (lado izquierdo) no se manifiestan variaciones sensibles del ángulo de incidencia de pérdida mínima al variar el Mach, los álabes de perfil de entrada más aguda o fina (lado derecha) si presentan un efecto del número de

Mach más acusado. Es importante tener en cuenta la extensión limitada de la base de datos experimental de la época que se añade a la propia variabilidad del número de Mach en diferentes diseños.

4.3.2. Análisis de las pérdidas

Las pérdidas de álabes con flujo bidimensional surgen principalmente como consecuencia del crecimiento de la capa límite en las caras de presión y de succión del álabes. Estas capas límites se acumulan en la salida de la cascada y se combinan para formando una única onda o estela como refleja la ilustración 4-5.



4-6A la izquierda, la presentación esquemática de la formación de la capa límite y de la estela en secciones de álabes. A la derecha la variación de las velocidades en su recorrido en ambas caras del álabes.

Como resultado se crea un defecto local en la presión de remanso. Esta pérdida se caracteriza en la zona de la estela y es medida en términos del coeficiente de pérdidas de presión ω . Tomando la hipótesis de flujo incompresible, se pueden caracterizar estas pérdidas en función de la siguiente ecuación:

$$\omega = 2 * \frac{\theta_2}{l} * \frac{1}{\frac{s}{l} * \cos\alpha_2} * \left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}\right)^2 * \left\{ \frac{\frac{F_2}{3 * F_2 - 1}}{\left(1 - \frac{\frac{\theta_2}{l} * F_2}{\frac{s}{l} * \cos\alpha_2}\right)^3} \right\} \quad (4.3)$$

Desde un punto de vista numérico, los principales factores que determinan la pérdida de presión de remanso son los factores geométricos de solidez de la cascada $\frac{s}{l}$, el espesor por la cantidad de movimiento de la estela del álabes/cuerda álabes $\frac{\theta_2}{l}$, los ángulos de entrada α_1 y salida del flujo α_2 y el factor de forma de la estela F_2 .

Físicamente, el crecimiento de la capa límite en las caras del álabes depende esencialmente de los siguientes factores: los gradientes de velocidad de la cara de los álabes (tanto en flujo subsónico y supersónico), el número de Reynolds y el nivel de turbulencia de la corriente libre (no perturbada por la presencia del álabes). El efecto de un aumento del número de Mach en estos casos es un aumento de la difusión del flujo que se dirige desde el punto de máxima velocidad de la superficie del álabes hasta el punto de velocidad de salida. En función a lo anterior, los principales factores a estudiar son presentados a continuación,

Difusión de la velocidad basado en velocidades puntuales

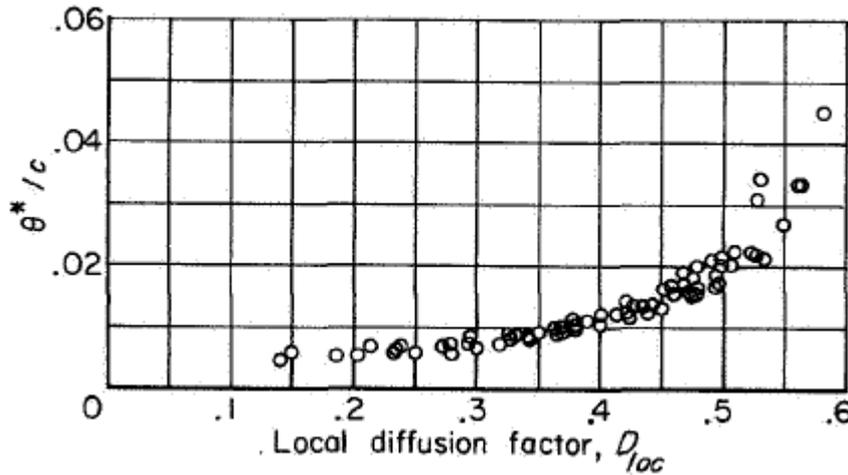
La cara de succión contribuye mayoritariamente a la formación de la estela. Esto se debe a que el flujo de la cara de succión tiene más velocidad porque tiene que recorrer una longitud mayor que a lo largo de la cara de presión. Cuanto mayor sea la velocidad, según Bernoulli, mayor es la caída de presión estática presión y mayor la pérdida de presión de remanso. En la parte derecha de la ilustración 4-6 se observa la evolución de las velocidades en ambas caras del álabe, apreciándose que los valores máximos de esta velocidad se localizan en la cara de succión.

La difusión en la velocidad se puede expresar con un parámetro que involucre la diferencia entre la medida de la velocidad máxima en la cara de succión V_{max} y la velocidad de salida C_2 .

$$D_{loc} = \frac{V_{max} - C_2}{V_{max}} \tag{4.4}$$

La La

La siguiente gráfica muestra la variación del espesor por la cantidad de movimiento de la estela/cuerda en función de la difusión local para las series NACA-65 A_{10} . Se aprecia que valores altos de la difusión provocan una inminente separación de la capa límite debido al rápido incremento del espesor de la estela por la cantidad de movimiento/cuerda.



4-7 Variación de la difusión local con respecto al espesor por la cantidad de movimiento de la estela del álabe/cuerda álabe

Difusión de la velocidad basado en todas las velocidades

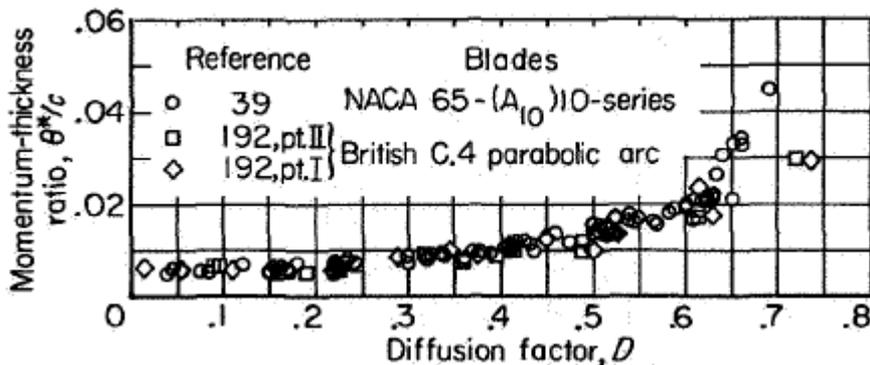
El cálculo de la difusión local con la instrumentación disponible en la época era no obstante una tarea costosa y ardua debido a la cantidad de cálculos que implicaba. Por ello se definió el factor de difusión siguiente basado en las velocidades de entrada y salida:

$$DF = 1 - \frac{c_2}{c_1} + \frac{c_{y1} - c_{y2}}{2\sigma c_{y1}} \tag{4.5}$$

Para flujo incompresible y condiciones bidimensionales, con velocidad axial constante, la ecuación se reduce a:

$$DF = 1 - \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} + \frac{(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) * \cos \alpha_1}{2 * \sigma} \quad (4.6)$$

En la ilustración se muestra la variación del espesor de la cantidad de movimiento de la estela con el factor de difusión teniendo como referencia el ángulo de incidencia de pérdida mínima. Al igual que sucedía en la difusión local, el espesor de la capa límite aumenta notablemente cuando el factor de difusión alcanza valores superiores a 0.6, ocasionando la aparición del desprendimiento de la capa límite.



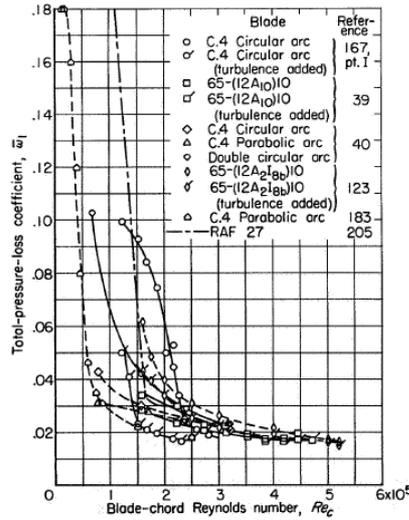
4-8 Variación del factor de difusión con espesor por la cantidad de movimiento de la estela del álabe/cuerda álabe

Máximo espesor del álabe

Debido a la disponibilidad limitada de datos con perfiles de espesor máximo diferentes al 10% de la cuerda, la información sobre los efectos de este espesor en el espesor por cantidad de movimiento de estela no es muy abundante para álabes convencionales. Dado que un aumento del espesor conlleva mayores incrementos de la velocidad y, con ello, un aumento de la difusión puede concluirse no obstante que mayores valores del espesor por la cantidad de movimiento son esperados en álabes gruesos. Este análisis indica que para valores altos de la difusión y de la solidez es mejor mantener el espesor del álabe lo más pequeño posible para obtener menores pérdidas en la condición de referencia.

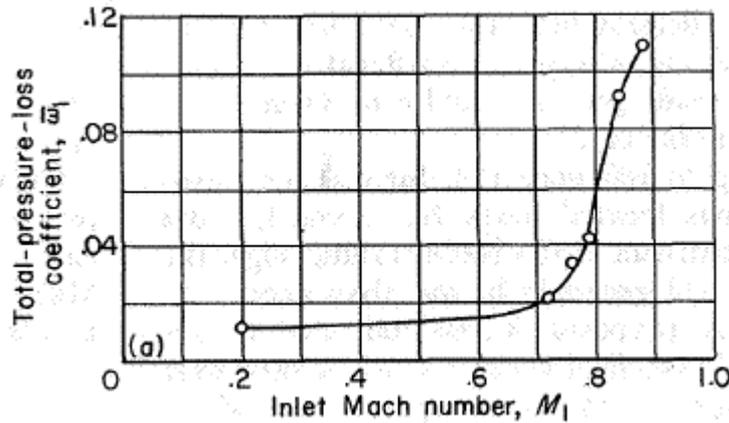
Efectos de los números de Reynolds y Mach

Los experimentos demuestran una tendencia creciente del coeficiente de pérdidas con la disminución del número del Reynolds y con la turbulencia. La gráfica 4-8 muestra que para número de Reynolds menores de $2.5 \cdot 10^6$; empiezan a aparecer problemas en la región de mínimas pérdidas. Carter, basado en la velocidad de salida, limito el Reynolds entre 1.5 a $2 \cdot 10^6$.



4-9 Evolución del Re con el coeficiente de presión total

Por otro lado, como refleja la gráfica 4-10 hay un incremento de las pérdidas cuando el número de Mach aumenta. Esto se debe a que el flujo se deteriora como resultado de la separación de la capa límite en la superficie de succión como consecuencia de la posible aparición de ondas de choque y sus interacciones de la capa límite.



4-10 Variación del coeficiente total de pérdidas con el Mach

Debido a la compleja naturaleza de la onda de choque, es casi imposible determinar la variación de la pérdida mínima con el número de Mach. La experiencia demuestra que espesores máximos alrededor del 50% de la cuerda del álabe y bordes delantero y trasero delgados del álabe, favorecen la aparición de un alto número de Mach.

4.3.3. Análisis del ángulo de desviación

De la teoría del flujo potencial en la cascada se obtiene que el ángulo de desviación se incrementa con la curvatura del álabe y el ángulo de calado, mientras que disminuye con la solidez del álabe. Los resultados de esta teoría llevan a la conclusión de que para un álabe de espesor nulo, el ángulo de desviación de mínima pérdida es nulo para un álabe de curvatura nula. Sin embargo, análisis posteriores indican que este no es el caso para álabes de espesor convencional, donde ángulos de desviación positivos son obtenidos para curvatura

nula. Además, dado que el ángulo de desviación se incrementa ligeramente con el aumento del ángulo de incidencia ($d\delta^0/d\beta_1$ es positiva en cascadas de flujo potencial), valores positivos del ángulo de desviación se obtendrán asimismo en la condición de ángulo de incidencia de mínima pérdida.

La variación del ángulo de desviación de referencia puede ser expresada mediante la siguiente ecuación:

$$\delta^0 = \delta^0_0 + m * \theta \quad (4.7)$$

Donde δ^0_0 es el ángulo de desviación de referencia para una curvatura nula, m es la pendiente de la variación del ángulo de desviación con la curvatura $(\delta^0 - \delta^0_0)/\theta$ y θ es el ángulo de curvatura. Los valores de δ^0_0 y m son función del ángulo de entrada del aire y de la solidez.

La dependencia de la pendiente m con respecto a la solidez se define a continuación:

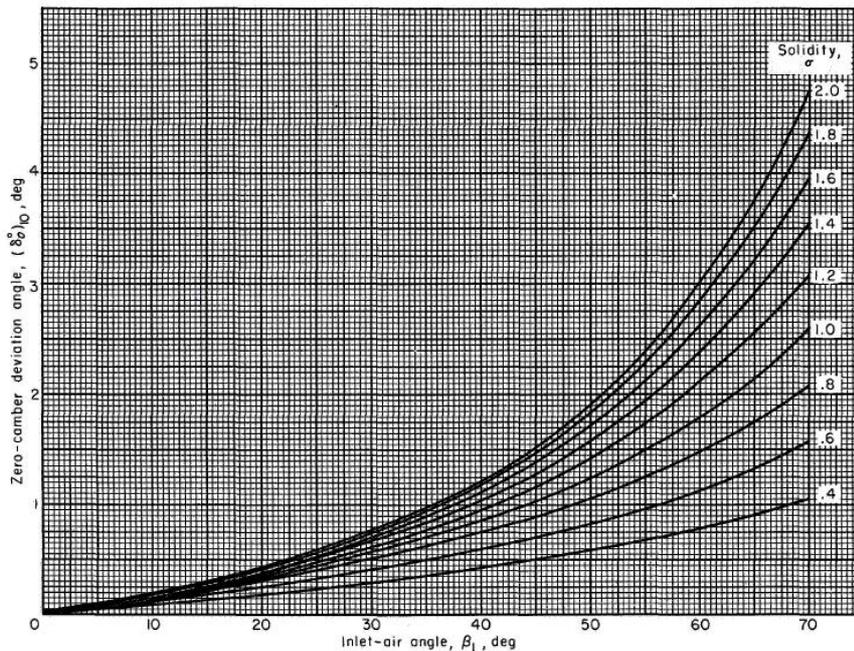
$$\frac{(\delta^0 - \delta^0_0)}{\theta} = \frac{m_{\sigma=1}}{\sigma^b} \quad (4.8)$$

Donde $m_{\sigma=1}$ representa el valor de la pendiente m con una solidez igual a la unidad y b es el exponente de la solidez.

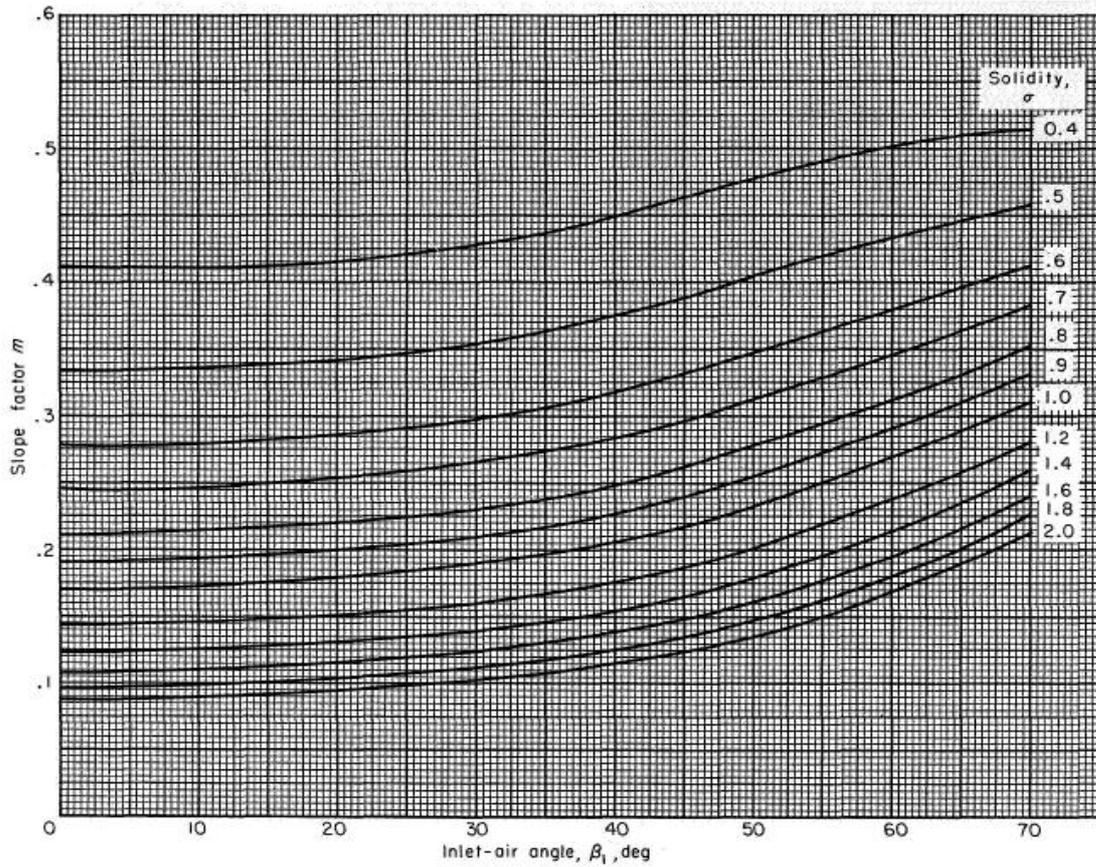
Como se ha realizado en los anteriores apartados; se va a proceder a relacionar la desviación de referencia con el espesor del álabe:

$$\delta^0_0 = (k_\delta)_{sh}(k_\delta)_\tau(\delta_0)_{10} \quad (4.9)$$

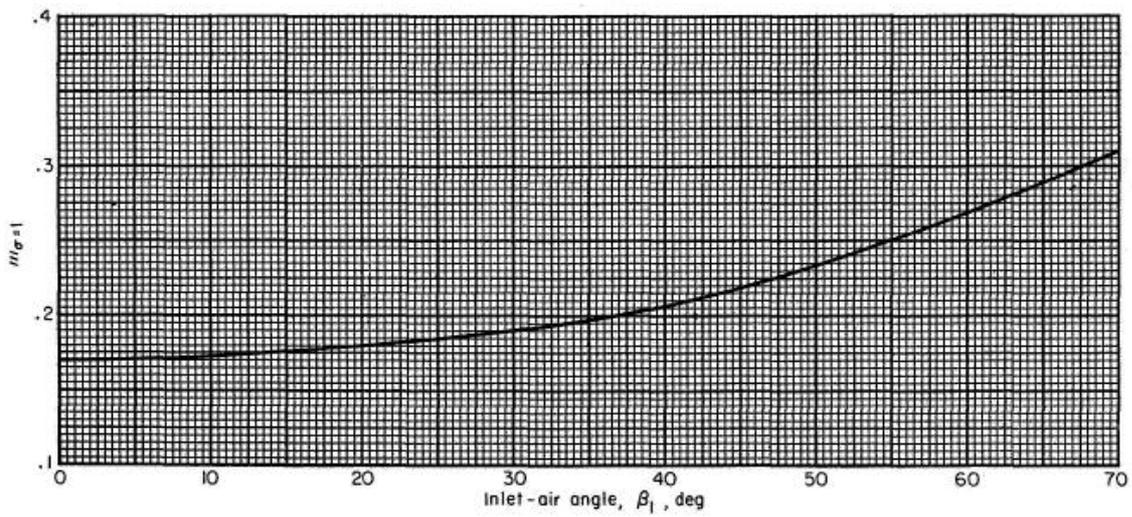
Al igual que en la fórmula de la incidencia 4.2, $(\delta_0)_{10}$ representa la desviación de referencia para álabes sin curvatura de la serie NACA 65 con una $\frac{t_{max}}{l} = 0.1$; $(k_\delta)_\tau$ la corrección para una relación $\frac{t_{max}}{l}$ diferente a 0.1 y $(k_\delta)_{sh}$ es la corrección para una distribución de espesores diferente a la serie NACA-65.



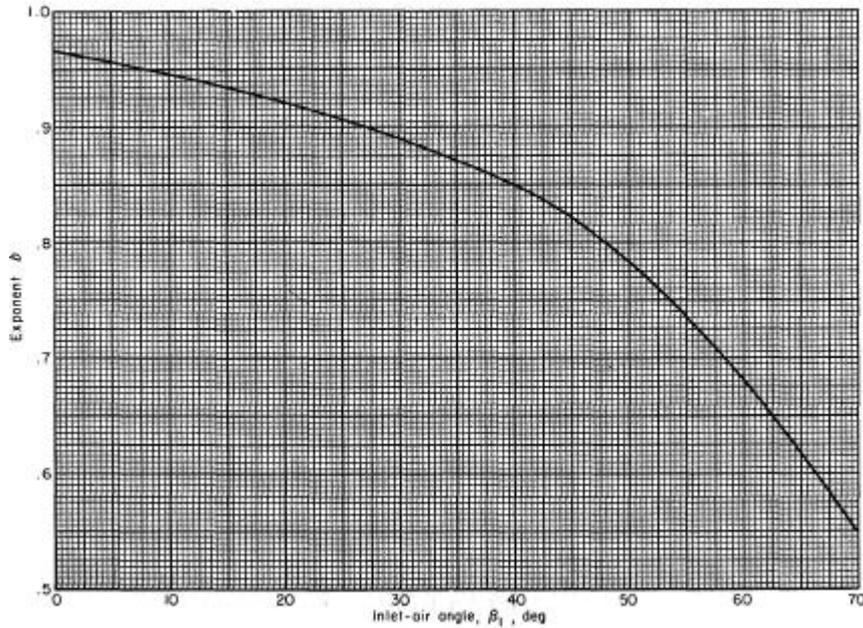
4-11 Variación de la desviación de referencia para curvatura nula con respecto al ángulo de entrada del flujo



4-12 Variación de la pendiente m con el ángulo de entrada del flujo



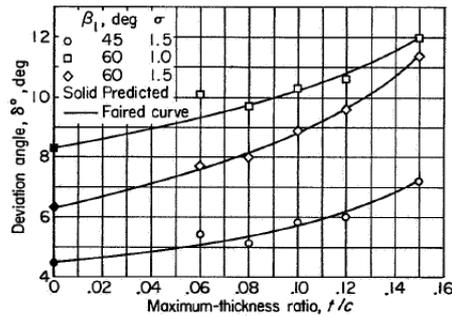
4-13 Variación de $m_{\sigma=1}$ con el ángulo del flujo



4-14 Relación del exponente b con el ángulo de entrada de flujo

Máximo espesor del álabes

Los resultados de la variación del ángulo de desviación con el espesor del álabes se muestran en la siguiente figura. El incremento de la pendiente del ángulo de desviación con el incremento del espesor es debido al aumento de las pérdidas en la estela como consecuencia de la mayor difusión de velocidad en la cara de succión.

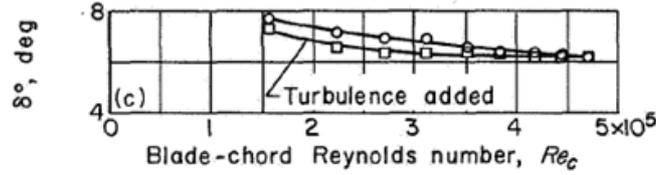


4-15 Ángulo de desviación respecto al máximo espesor del álabes para diferentes valores de β_1 y σ

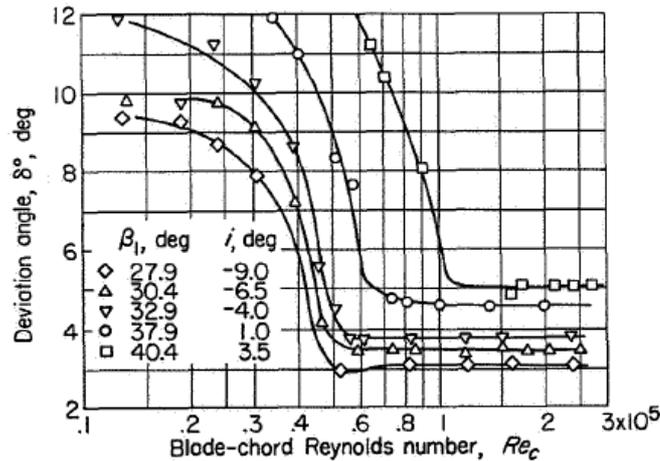
Número de Reynolds

En la ilustración 4-16, se aprecia el efecto del número de Reynolds sobre la desviación en álabes de la serie NACA 65 A10 para una solidez y ángulo de entrada del aire fijados. La misma información para perfiles de la serie C4 se muestra en la ilustración 4-17.

Se comprueba que el efecto del número de Reynolds sobre la desviación se atenúa cuando Reynolds crece, desapareciendo la sensibilidad ante diferentes incidencias. Por lo tanto, no hay ningún factor corrector debido al número de Reynolds, considerando que las ecuaciones deducidas hasta ahora son aplicables solo para números de Reynolds alrededor del $2.5 \cdot 10^6$ y en adelante.



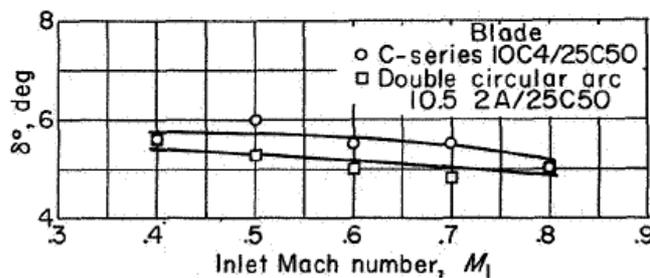
4-16 Variación de la desviación de referencia con el Re para la serie NACA-65 A_{10} ($\sigma=1.5$; $\alpha_1=45^\circ$)



4-17 Variación del ángulo de desviación de referencia con el Re para distintos valores de la incidencia para un álabes de la serie C4 ($\sigma=1.33$)

Número de Mach

Los experimentos realizados sobre la variación del ángulo de desviación para incidencia de pérdida mínima con el número de Mach a la entrada se representan en la gráfica 4-18 para dos álabes de arco circular. Esta imagen muestra que la desviación varía muy poco con el número de Mach, al menos hasta el número Mach límite. A partir de este límite, la pérdida aumenta rápidamente debido a los efectos adversos producidos por la onda de choque tal y como se mostró anteriormente. En ese punto, el aumento del ángulo de desviación se debe al incremento repentino de las pérdidas.



4-18 Efecto del número de Mach sobre el ángulo de desviación de referencia para álabes de arco circular. ($\sigma=1.33$; $\alpha_1=42.5^\circ$)

Variación de la desviación con la incidencia de referencia

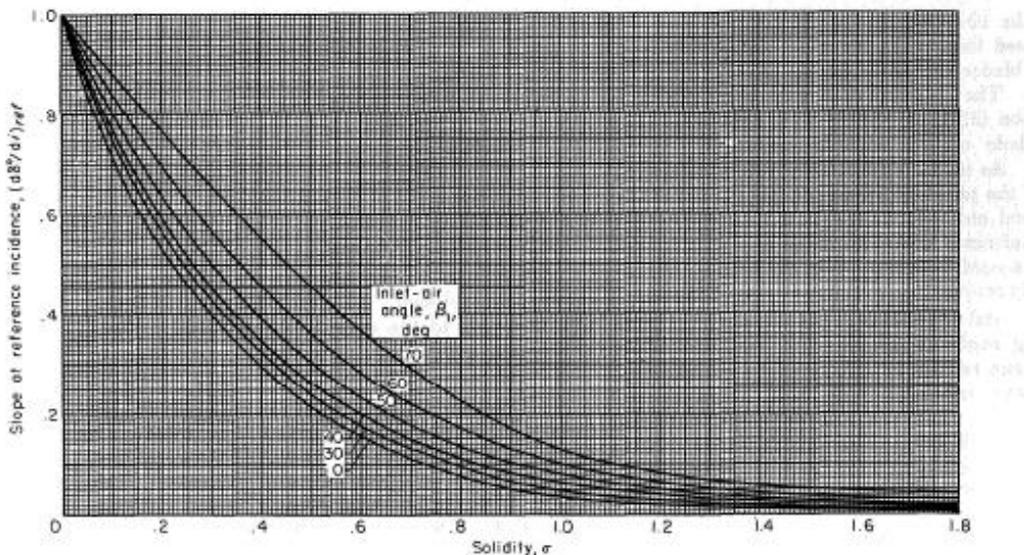
Dado que no hay mucha información sobre las pérdidas de la estela, la atención de esta sección se centra en conocer las variaciones del ángulo de desviación en la zona de bajas pérdidas, donde la tendencia de la variación se aproxima a la tendencia del flujo potencial. La teoría del flujo potencial muestra que existe una

pendiente positiva del ángulo de desviación frente al ángulo de incidencia. Los cálculos basados en la teoría de Weinig revelan que la magnitud de la pendiente varía con la solidez y con el ángulo de calado (la pendiente es casi nula para solidez infinita y aumenta a medida que la solidez se reduce). Fijando la solidez, esta pendiente se incrementa a medida que el ángulo de calado aumenta. La conclusión es que con una solidez alta y un ángulo de calado bajo, el ángulo de desviación será menos sensible a los cambios en el ángulo de incidencia.

Dado que la región de mínimas pérdidas es generalmente pequeña, la variación del ángulo de desviación con el ángulo de incidencia (para una geometría de cascada dada) en esta región de mínima pérdida se representa como:

$$\delta^0 = \delta^0_{ref} + (i - i_{ref}) * \left(\frac{d\delta^0}{di} \right)_{ref} \quad (4.10)$$

Donde $\left(\frac{d\delta^0}{di} \right)_{ref}$ representa la pendiente del ángulo de desviación frente a la incidencia de referencia. La siguiente gráfica representa la variación de la pendiente de referencia frente a la solidez y el ángulo de entrada del álabe. Se observa la fuerte coincidencia con la teoría del flujo potencial; descrita en el segundo párrafo de este mismo apartado. Dado que el fenómeno es esencialmente debido al efecto del canal, se anticipa que esta curva es válida para la mayoría de formas convencionales del álabe. Concluyendo, es posible conocer la desviación del ángulo en otras zonas fuera del punto de pérdida mínima (incidencia de referencia) usando la ecuación 4.10 y la gráfica 4-19.



4-19 Variación de la pendiente del ángulo de desviación frente a la incidencia de referencia para distintos valores del ángulo de entrada y solidez.

4.4. Aplicación de la correlación de Lieblein para hallar incidencia de referencia y resultados

Mediante el uso del software EES y las ecuaciones presentes en la teoría de Lieblein mostradas anteriormente, se ha calculado para cada uno de los casos analizados en este proyecto la incidencia de referencia. Las siguientes fórmulas han sido obtenidas de la geometría de la cascada y de líneas de ajuste que han permitido expresar mediante ecuaciones las gráficas vistas en el apartado anterior.

$$i = \alpha_1 - \alpha_1' \quad (4.11)$$

$$\delta = \alpha_2 - \alpha'_2 = m \cdot \theta \cdot \left(\frac{1}{\sigma}\right)^n \quad (4.12)$$

$$\frac{\theta_2}{l} = \frac{0.004}{1 - 1.17 \cdot \ln\left(\frac{c_{max_s}}{c_2}\right)} \quad (4.13)$$

$$\frac{c_{max_s}}{c_2} = \frac{\cos(\alpha_2)}{\cos(\alpha_1)} \cdot 1.2 + 0.0177 \cdot (i - i_{ref})^{1.43} + 0.61 \cdot \frac{1}{\sigma} \cdot (\tan(\alpha_1) - \tan(\alpha_2)) \cdot \cos^2(\alpha_1) \quad (4.14)$$

Las pérdidas se calculan como:

$$\varpi = 2 \cdot \frac{\theta_2}{l} \cdot \sigma \cdot \frac{\cos^2(\alpha_1)}{\cos^3(\alpha_2)} \quad (4.15)$$

Las ecuaciones que permiten calcular la incidencia de referencia se exponen a continuación:

$$i_0 = (8 \cdot (\alpha_1 / 100) - 1.1 \cdot (\alpha_1 / 100)^2) \cdot \sigma \quad (4.16)$$

$$n_0 = -\left(0.0201 + 0.3477 \cdot \left(\frac{\alpha_1}{100}\right) - 0.5875 \cdot \left(\frac{\alpha_1}{100}\right)^2 + 1.0625 \cdot \left(\frac{\alpha_1}{100}\right)^3\right) \quad (4.17)$$

$$a = 1.875 \cdot \left(1 - \left(\frac{\alpha_1}{100}\right)\right) \cdot \sigma \text{ si } \sigma > 1 \quad (4.18)$$

$$a = 1.875 \cdot \left(1 - \left(\frac{\alpha_1}{100}\right)\right) \cdot \sigma \text{ si } \sigma < 1 \quad (4.19)$$

$$i_{ref} = i_0 + \left(\frac{n_0}{\sigma^a}\right) \cdot \theta \quad (4.20)$$

Con las siguientes ecuaciones, se han obtenido las siguientes incidencias de referencia:

Calado	19.3216
Solidez	1.5
C_L	0.8
i_{ref}	0.6784

Tabla 4-1. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 1

Calado	20.2122
Solidez	1
C_L	0.8
i_{ref}	-0.2121

Tabla 4-2. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 2

Calado	11.7338
Solidez	1.5
C_L	1.4
i_{ref}	0.7662

Tabla 4-3. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 3

Calado	13.5364
Solidez	1
C_L	1.4
i_{ref}	-1.0364

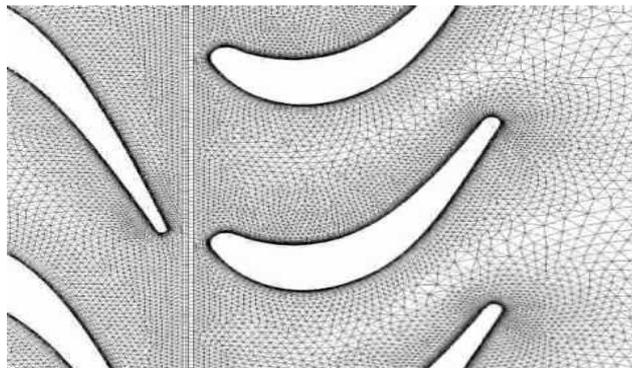
Tabla 4-4. Datos y resultado obtenido usando la correlación para el caso 4

5. ESTUDIO MEDIANTE CFD

5.1. Introducción

La Dinámica de Fluidos Computacional o CFD es la técnica numérica empleada para la predicción de los flujos de la mecánica de fluidos, de la transferencia de calor y los fenómenos relacionados con éstos mediante la resolución numérica de ecuaciones como la conservación de masa, el momento y energía. Estas ecuaciones matemáticas están expresadas en forma de integrales o son ecuaciones diferenciales parciales. Las técnicas CFD remplazan estas integrales o derivadas parciales por una forma algebraica discretizada y las resuelven para obtener los valores del campo de flujo en puntos discretos en el tiempo o en el espacio.

Hay una gran cantidad de códigos CFD en el mercado, siendo FLUENT unos de los más comunes. Este código está basado en el método de volúmenes finitos y en él el dominio es dividido en volúmenes de control finitos o celdas. En cada una de ellas las ecuaciones de flujo son discretizadas y resueltas iterativamente. El resultado es una aproximación del valor promedio de las variables en cada volumen. Se puede decir que el conjunto de celdas deriva en una imagen total del comportamiento del fluido.



5-1 Subdivisión en volúmenes de control para la discretización del problema

5.2. Ventajas del uso de CFD

Las ventajas de aplicar códigos CFD en el campo de las turbomáquinas son:

- El análisis mediante CFD tiene la habilidad de predecir correctamente el cambio del flujo en cualquier dirección y es fiable para un buen número de problemas.
- Puede trabajar con la naturaleza tridimensional del flujo para restringir efectos indeseables tales como la presencia de fuertes flujos secundarios en turbinas o separaciones del flujo en compresores.
- El modelo transitorio puede ser usado en general sin que ello condicione previamente su geometría o topología de mallado. Este modelo es flexible para las aplicaciones de ingeniería.
- Es un método usado ampliamente para el diseño y el análisis de turbinas de gas. La exactitud del CFD está elevándose gracias a la accesibilidad a ordenadores que permiten simular flujos a alta velocidad empleando metodologías muy fiables y mallas muy refinadas. Además, estos códigos permiten la obtención de datos en lugares poco accesibles donde la instrumentación de medida no puede llegar, e incluso evitan los errores de medida de esta instrumentación debido a su precisión o debido al hecho de que la instalación de instrumentación perturba el fluido circundante.
- Permiten la implementación de múltiples efectos físicos (aerodinámica, hidrodinámica, reacciones

químicas, transferencia de calor, etc.) los llamados fenómenos multi-físicos.

- La aplicación de herramientas CFD al diseño de turbomáquinas permite reducir sustancialmente los costes de desarrollo.

5.3. Nociones básicas sobre herramientas CFD

5.3.1. Pre-procesado

Se refiere a las primeras etapas de estudio del problema; donde se modela geometría, se genera el mallado y se definen las propiedades del fluido y la física del flujo junto a las especificaciones de las condiciones de contorno. Estos procesos se describen a continuación:

- Geometría: es posible también leer ficheros de datos que contienen la geometría del estudio usando el software CAD o bien construir la geometría mediante el uso de ANSYS u otro programa de diseño sólido similar.
- Generación del mallado: discretización de la geometría en celdas/volúmenes.
- Selección del modelo físico en concordancia con el fenómeno del estudio: turbulencia, laminar, fluido multifase, etc.
- Selecciones de materiales o composición del fluido: especificación del fluido de trabajo y sus propiedades. FLUENT dispone de bibliotecas de datos de fluidos donde se pueden obtener datos termodinámicos especificando el rango de presión y temperaturas de trabajo.
- Definición de las condiciones de contorno de las superficies o volúmenes que conforman el problema.
- Establecimiento del método numérico a ser utilizado por el *solver* de manera que este no tenga efecto en la solución final sino que, por el contrario, solo ayude a mejorar el proceso de cálculo. Este paso puede ser crucial para la convergencia de problemas complejos.

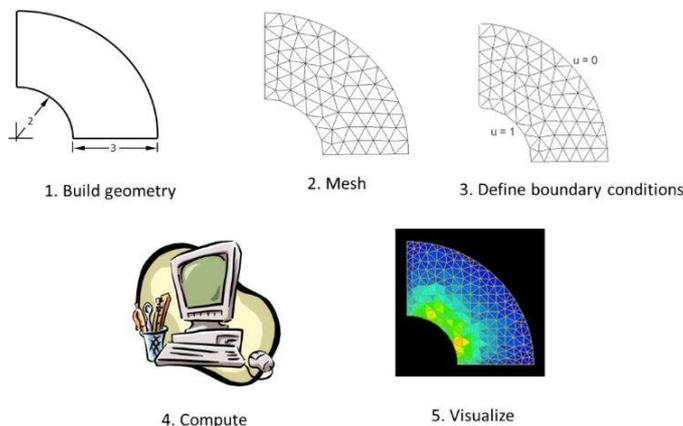
5.3.2. Solver

Una vez definida la geometría y condiciones de contorno de nuestro problema, se procede a su resolución. Como es un proceso iterativo, a modo prueba y error de las distintas soluciones posibles, se debe inicializar el problema. Una vez inicializado, se integran las ecuaciones de conservación en las celdas, se discretizan y se resuelven como ecuaciones algebraicas de manera iterativa.

5.3.3. Post-procesado

FLUENT deja de iterar una vez ha convergido el problema. Una vez obtenida la solución podemos visualizarla en distintos formatos: en forma de gráficos de flujo, de vectores o en su forma más sencilla con representación de animaciones o incluso obtener resultados numéricos integrando los resultados obtenidos en las superficies.

Una parte muy importante del post-procesado es la interpretación de resultados. Una desventaja del CFD es que si no el pre-procesado no se ha realizado de manera adecuada, los resultados obtenidos son bastante diferentes de la situación real. Es aquí donde recae la importancia de los conocimientos del usuario acerca del problema que está investigando.



5-2 Esquema de los pasos de resolución utilizados por el CFD

Step	Action	Result
1	Chose solver type	2D
2	Import mesh file (.msh)	N/A
3	Grid Check	Not negative volumes
4	Grid Scale	Centimeters
5	Define Models	Pressure-Based, Steady, k-Epsilon,
6	Define Material	Air. Enable ideal gas law
7	Define Boundary Conditions	Set pressure ratios and flow direction
8	Solution Method	Set Simplec scheme, and 2 nd order discretization
9	Initialize Solution	From the inlet
10	Enable the plotting of residuals	Check convergence
11	Specify Reference Values	Average from the inlet
12	Iterate	Number of Iterations

Tabla 5-1 Pasos a realizar en una simulación con los resultados

5.4. Contextualización del uso de herramientas CFD

En los siglos XVIII y XIX se realizaron trabajos significativos para tratar de describir matemáticamente el comportamiento de los fluidos. Daniel Bernouilli derivó la famosa ecuación de Bernouilli y Leonhard Euler propuso las ecuaciones de Euler, las cuales describen la conservación del momento cinético para fluidos no viscosos así como la conservación de la masa. El mismo autor propuso también la teoría del flujo potencial. Claude Louis Marie Henry Navier y George Gabriel Stokes dieron lugar a las famosas ecuaciones de Navier-Stokes en las cuales se introduce el transporte viscoso en las ecuaciones de Euler. Estas formas de ecuaciones matemáticas diferenciales que propusieron hace 200 años son las bases de la industria de la dinámica de fluidos computacional actual. Los CFDs incluyen expresiones para la conservación de masa, de cantidad de movimiento y energía difíciles de resolver. Por ello, hasta la llegada de los ordenadores modernos digitales en 1960 y 1970 que permitieron resolver estas ecuaciones, no fue posible resolver la propuesta de análisis teórico de las ecuaciones de Navier-Stokes.

En 1904, el ingeniero alemán Ludwig Prandtl (1875-1953) publicó posiblemente el artículo más importante en la historia de fluidomecánica. Prandtl señaló que los flujos con pequeña viscosidad, tales como el agua o como el aire, en recintos confinados en algún contorno pueden ser divididos en dos zonas: la primera es una fina lámina cerca de la superficie denominada capa límite y la segunda es otra zona no afectada por esta superficie donde se pueden aplicar las ecuaciones de Bernouilli y Euler. Los fundamentos de la mecánica de fluidos del siglo XX se basan en los experimentos de Prandtl y sus competidores Theodore Von Karman (1881-1963) y Sir Geoffrey I. Taylor (1886-1975).

Consecuentemente, muchos trabajos fueron realizados en definir las teorías de la capa límite y de la turbulencia en los flujos. Es debatible el hecho de quién realizó los primeros cálculos con la herramienta CFD, aunque Lewis Fry Richardson en Inglaterra (1881-1953) desarrolló la primera predicción numérica de la época, dividiendo el espacio físico en celdas cuadrículadas y usando las aproximaciones diferenciales finitas

de Bjercknes's. A pesar de que su intento de implementar un proceso que durase menos de 8 horas le costara más de seis semanas, terminó en fracaso. Los enormes requisitos de cálculo del programa de Richardson le llevaron a proponer una solución denominada *forecast-factory*. De manera simplificada, los recursos necesarios para la implementación de este método son equivalentes a disponer de un gran estadio con 64000 personas, cada una de las cuales posee una calculadora y realiza una parte del cálculo. Para coordinar a estas personas hay un guía en el centro del campo que usa luces de colores y telegramas para comunicar las instrucciones. Lo que él proponía era un cálculo rudimentario de CFD. Las primeras soluciones para flujos a lo largo de un cilindro fueron llevadas a cabo por Thom en 1933 en Inglaterra.

Fue alrededor de 1980 cuando los primeros códigos de CFD irrumpieron en el mercado. El uso de un software comercial de CFD comenzó a ser aceptado por la mayoría de las compañías alrededor del mundo en vez de seguir desarrollándose como códigos caseros de CFD. Estos códigos comerciales de CFD están basados en ecuaciones que se resuelven iterativamente usando complejos algoritmos de ordenador ya incorporados en el software. El objeto del software es permitir al usuario modelar cualquier campo de flujo siempre y cuando se le proporcione una geometría conocida del objeto así como la física y la química del problema y se prescriban algunas condiciones iniciales del flujo. Los resultados proporcionados por este software pueden ser visualizados en gráficos de colores para los distintos vectores de velocidades, para los contornos de presión, para las líneas de propiedades del flujo constantes o simplemente como una representación numérica en los ejes cartesianos.

La herramienta CFD es ahora reconocida como una parte de las herramientas del *CAE (computer-aided engineering)* que son utilizadas ampliamente por una cantidad de industrias y su acercamiento a modelado de fluidos permite a los diseñadores de equipos y analistas técnicos tener el poder de un túnel de viento en el escritorio de su ordenador. En la actualidad, el CFD se ha convertido indispensable para el diseño aerodinámico e hidrodinámico de aviones, trenes, automóviles, cohetes, barcos, submarinos y todo lo que involucre el movimiento de máquinas o procesos de fabricación.

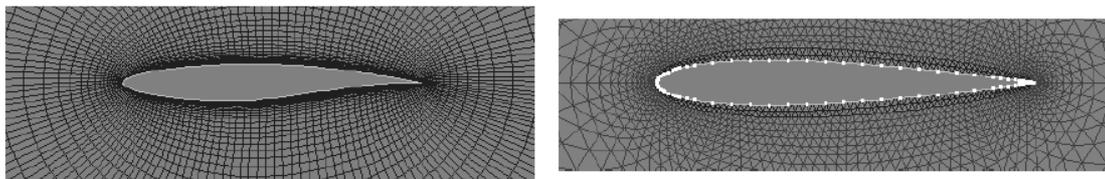
5.5. Presentación del modelo

A continuación se describe la configuración de las simulaciones. Para su realización, este proyecto parte de unas mallas previamente generadas por el Grupo de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Energética. A partir de estas, el objetivo de este proyecto será simular las condiciones de los experimentos realizados por Lieblein en túneles de viento y comparar los resultados arrojados por ambos métodos.

5.5.1. Definición de malla

Para simular el comportamiento de la cascada de álabes de un compresor se parte de unas mallas en las que el volumen de control queda discretizado mediante la subdivisión en pequeñas zonas denominadas rejillas o celdas. Este volumen de control contiene un álabe representativo de la cascada cuya geometría se repite a ambos lados a través de contornos denominados periódicos. Se trabaja con álabes de la serie NACA 65 con un 10% de espesor máximo, tal y como hizo Lieblein en sus experimentos. Las secciones de entrada y salida del aire a las mallas proporcionadas se sitúan a una distancia de tres cuerdas aguas arriba y aguas abajo del álabe con el fin de poder simular las condiciones de entrada y de formación de la estela.

Como dato a destacar de las mallas proporcionadas se remarcará que el mallado no es uniforme. Generalmente existen dos tipos de mallados: el estructurado, donde cada celda se conecta al mismo número de celdas vecinas, y el no estructurado donde la conectividad entre las celdas es irregular. Cerca de la superficie del álabe, donde se establece la capa límite, se utilizó un mallado estructurado. La finalidad de este mallado es simular con mayor precisión los efectos de la capa límite. Como este tipo de mallado exige mayor coste computacional, en el mallado de la zona de flujo libre (no afectado por la capa límite) se usó un mallado no estructurado con sus respectivas celdas triangulares. También es destacable el refinamiento de la malla a medida que nos acercamos a la superficie del álabe, con el fin de que las celdas acojan la subcapa laminar en su interior.



5-3 A la izquierda se muestra un mallado estructurado y a la derecha un mallado no estructurado.

5.5.2. Tratamiento previo de las mallas

Para la realización de las simulaciones se proporcionan cuatro mallas con distintos coeficientes de sustentación, ángulos de calado y distintos valores de la solidez del álabe (apartado 4.4). FLUENT dispone el comando *mesh>modify zones* que permite modificar algunas características de mallas realizadas con ICEM, el software de mallado habitualmente empleado con FLUENT. Para simular la presencia de álabes vecinos, con el fin de que el modelo sea lo más parecido a una cascada de álabes real, se emplearán superficies periódicas en los contornos superior e inferior, consiguiendo de este modo reducir la carga computacional y mantener el efecto de la presencia del álabe vecino.

Éste no será la única modificación que se realizará en la malla. En las cercanías de la superficie del álabe, la presencia de la capa límite hace indispensable una malla suficientemente fina. En la mayoría de los casos, un mallado estructurado no es suficiente. Se volverá sobre ello en el apartado de discusión de la calidad de la malla, donde se trabajarán con herramientas que permiten cambiar el tamaño de la celda de este mallado. Por ejemplo mediante la evaluación del parámetro y^+ que mide la precisión con la que se mide el gradiente de velocidad en la pared (asociado a los esfuerzos cortantes en la capa límite).

Respecto del tamaño de la malla y las condiciones de entrada, se ha realizado un sencillo código en EES para calcular el tamaño de la cuerda del álabe. El procedimiento seguido es el siguiente:

$$Mach = \frac{v}{c} \tag{5.1}$$

$$Re = \frac{\rho * l * v}{\mu} \tag{5.2}$$

Siendo c la velocidad del sonido del aire, v la velocidad del aire definida a partir del $Mach$ considerado, ρ la densidad del aire, l la longitud de la cuerda y μ la viscosidad dinámica. Las propiedades, siendo fieles a las condiciones experimentales de Lieblein, se han elegido iguales a las condiciones ambiente ($T = 298\text{ K}$ y $P = 101.325\text{ Pa}$) con $Mach = 0.2$ y $Re = 3 * 10^5$. Como se comenta en el apartado 4.3, se eligió un número Re por encima del crítico con la finalidad de que los efectos de la viscosidad no fueran dominantes y un número de $Mach$ bajo para evitar alcanzar el $Mach$ crítico que puede llevar a situaciones de bloqueo del flujo.

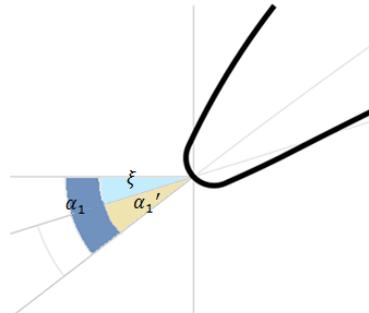
Con estos datos se obtiene una cuerda del álabe de $l = 0.06763$, un valor bastante aproximado al usado por Lieblein. Las mallas proporcionadas fueron generadas con una longitud de cuerda de 1000 metros en su proceso de diseño y la geometría así obtenida se escaló posteriormente para ajustarla a este tamaño. El factor de escala resultante es $6.763 \cdot 10^{-5}$.

Una vez definido el tamaño de la malla, se modifican las condiciones de contorno para realizar las simulaciones. Aunque como se comentó anteriormente no se trabaja con todos los álabes de la cascada, se debe modificar las superficies de malla con el fin de que sean apreciables los efectos de los álabes próximos. Las superficies superior e inferior de la malla, denominadas *periodic-up* y *periodic-down*, se definieron como periódicas mediante el comando *modify-zone ->make periodic*. Otras condiciones de contorno que se deben fijar son las condiciones de las superficies restantes, superficies de entrada y de salida. En la entrada se define la presión y temperatura de entrada (condiciones ambiente), se fija el gasto másico entrante y las componentes x e y de la velocidad que dependerán del ángulo α_1 del flujo a la entrada. La componente x será el coseno de este ángulo y la componente y el seno del mismo. Para calcular el gasto másico a la entrada, se aplica continuidad:

$$\dot{m} = \rho_{aire} * v * \cos(\alpha_1') * A \quad (5.3)$$

Siendo A el área de la sección de paso, que en el caso de una cascada se trata del paso que es el espacio entre dos álabes consecutivos. Se obtiene directamente de la solidez conocida la cuerda del álabe ($\sigma = l/s$). A la salida se ha fijado la presión y la temperatura a condiciones ambiente, como aproximación para facilitar el proceso iterativo del programa.

Para calcular las componentes x e y de la velocidad hay que tener en cuenta que FLUENT trabaja con el álabe situado horizontalmente, de tal forma que los ejes se han girado un cierto ángulo.



5-4 Relación entre el ángulo de calado y los ángulos del álabe a la entrada.

El ángulo de giro es el ángulo de calado del álabe, de tal forma que las componentes x e y dependerán de un nuevo ángulo de entrada α_1' . Este ángulo no se debe confundir con el ángulo del álabe, se trata del nuevo ángulo de flujo una vez que el álabe se ha girado un cierto ángulo de calado para colocarlo horizontalmente.

$$\alpha_1' = \alpha_1 - \xi \quad (5.4)$$

$$comp_x = \cos(\alpha_1') \quad (5.5)$$

$$comp_y = \sin(\alpha_1') \quad (5.6)$$

Por último se ha fijado la presión de referencia en 0 bar (presión relativa). En este punto se finaliza la modificación de las condiciones de contorno de la malla.

5.5.3. Configuración de la simulación

Una vez especificadas las condiciones de contorno se elige los modelos de resolución del programa. Se escogerá el modelo viscoso-laminar y dentro de esta acción se activa el modelo de turbulencia SST k-omega (2 eqn). Dentro de este modelo, se activan las condiciones de calentamiento viscoso y los efectos de compresibilidad.

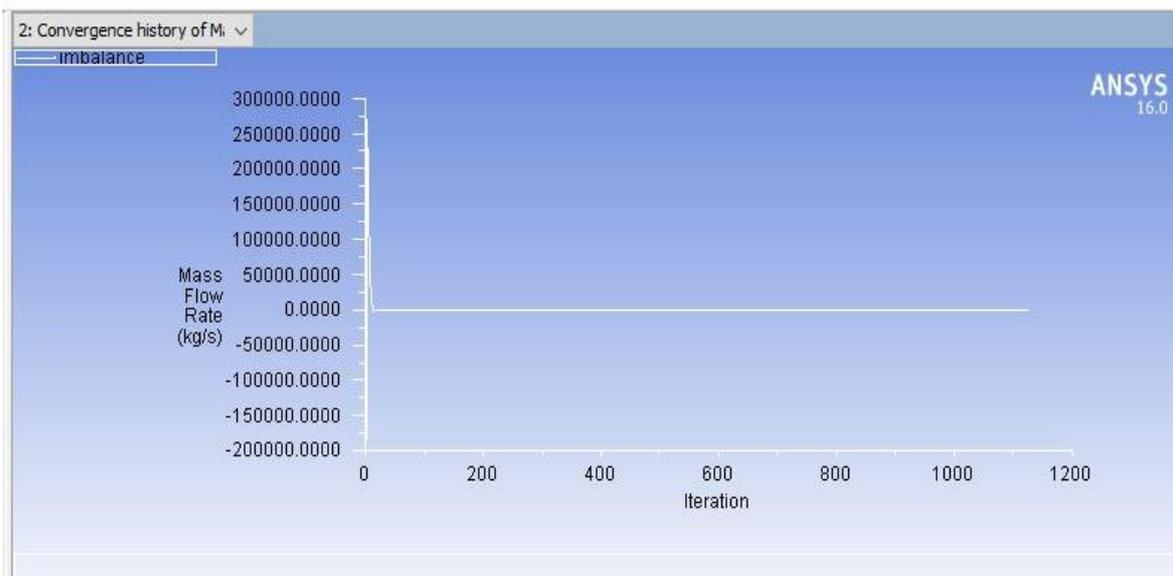
En lo referente a materiales o fluido de trabajo, Lieblein utilizó aire que se considerará con comportamiento ideal y viscosidad constante. Para fijar esta condición, se impone en el menú de materiales la densidad del aire como gas ideal y el resto de propiedades quedan fijadas automáticamente según esta condición.

A continuación es necesario ajustar el esquema numérico de resolución de las ecuaciones que se aplicará en cada volumen de la malla. Estos métodos numéricos de resolución, denominados *solvers*, están basados en la densidad y en la presión. Se utilizará el método basado en la presión, que se basa en la resolución de ecuaciones de cantidad de movimiento para tener soluciones del campo de velocidades. Posteriormente se corrige con la presión para cumplir con la continuidad. Dentro de este *solver* existen distintos tipos de algoritmos que nos resuelven el problema, entre ellos destacan los métodos *Simple* y *Coupled*, usados ambos

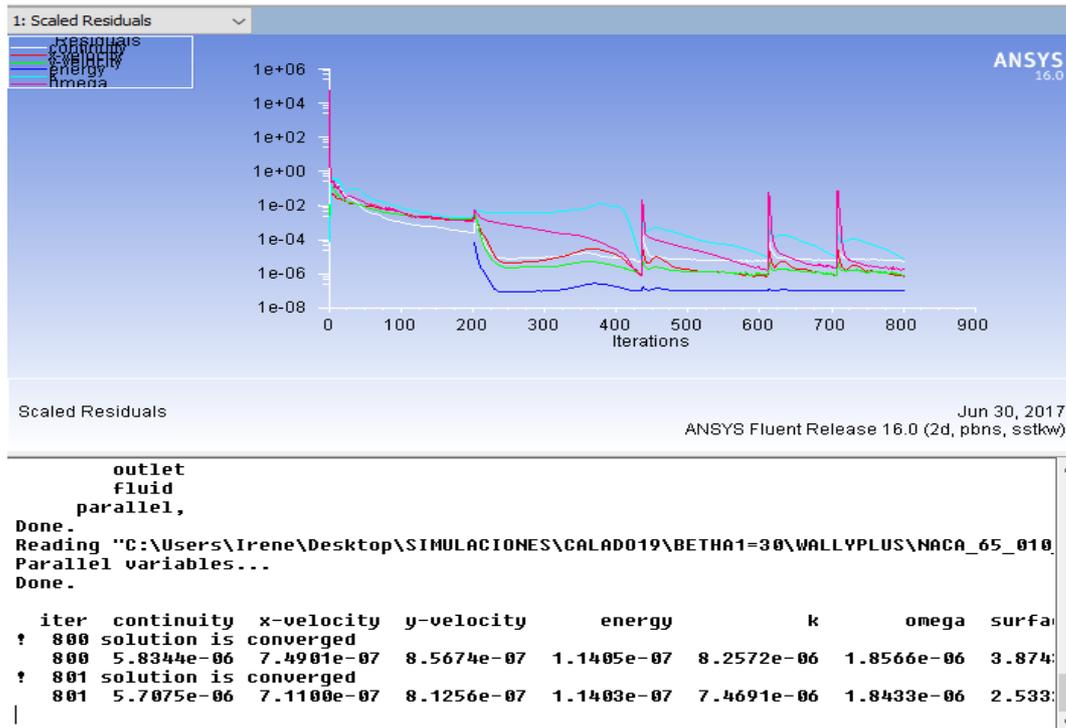
en este proyecto. El primero es menos rápido que el segundo, en el sentido de que el número de iteraciones a realizar para la convergencia será mayor. Se justifica porque el algoritmo *Simple* resuelve las ecuaciones para cada iteración y se queda con los valores de la presión y gasto másico de la iteración anterior para usarla en la siguiente. Por otro lado, el algoritmo *Coupled* actúa resolviendo sistemas de ecuaciones de las ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad en cada iteración, reduciendo así la cantidad de iteraciones. En este proyecto se han hecho en un principio 400 iteraciones con el método *Simple*, porque a pesar de ser lento nos da un rango de resultados cercanos a la solución de convergencia tras haber inicializado el problema debido a que es más eficiente y estable que *Coupled*. Una vez se ha tanteado el problema con *Simple*, se puede usar *Coupled* para la obtención de la convergencia más rápidamente. Durante el desarrollo del proyecto, no se han necesitado usualmente más de 1200 iteraciones para alcanzar la convergencia, entre otras cosas debido a que el aire es un fluido que no dificulta mucho la resolución cuando se trabaja bajo la hipótesis de gas ideal. Como nota, se destaca que para *Simple* solo se ha activado la ecuación del flujo y de la turbulencia, dejando la ecuación de energía sin activar hasta que se ha usado el método *Coupled*. Esto es debido a que la consideración de la ecuación de la energía desde un principio puede dificultar el proceso resolutivo cuando con *Simple* se busca una primera aproximación que será luego afinada con *Coupled*.

Se ha mencionado anteriormente el proceso de inicialización. FLUENT requiere la inicialización del problema, es decir, la asignación de valores a cada variable a partir de los cuales comienza el proceso iterativo. Esta asignación de valores iniciales depende en gran medida de la habilidad del usuario del programa ya que, sin unos valores adecuados, el programa aumenta considerablemente el número de iteraciones llegando incluso a no alcanzar la convergencia. En este caso, se ha inicializado con las condiciones ambientales y con la velocidad del aire obtenida a partir del Mach.

Para la comprobación de que el proceso iterativo está funcionando correctamente, se dispone de unas variables de monitorización. Estas muestran el error en los balances realizados en cada volumen de control del mallado, debiendo tender este a cero a medida que avanza el proceso iterativo. Por ello uno de los monitores reflejará la variable suma del caudal en la superficie de entrada y de salida que tiende a cero a medida que aumenta el número de iteraciones. Además, se establece un residuo como tolerancia del error o para fijar precisión de los resultados obtenidos. Según ANSYS, esta tolerancia debe ser como mínimo inferior a 10^{-4} a fin de garantizar la validez de los resultados. En este proyecto se ha escogido una tolerancia de 10^{-5} con el objetivo de asegurar que la solución obtenida de la convergencia sea totalmente fiable. Este será el otro monitor establecido en el proyecto, el monitor de residuos.

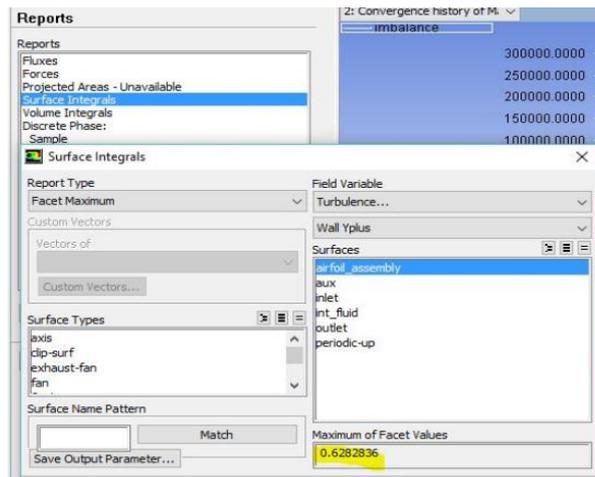


5-5 El monitor de convergencia (para caso 1 y para ángulo de entrada 30)



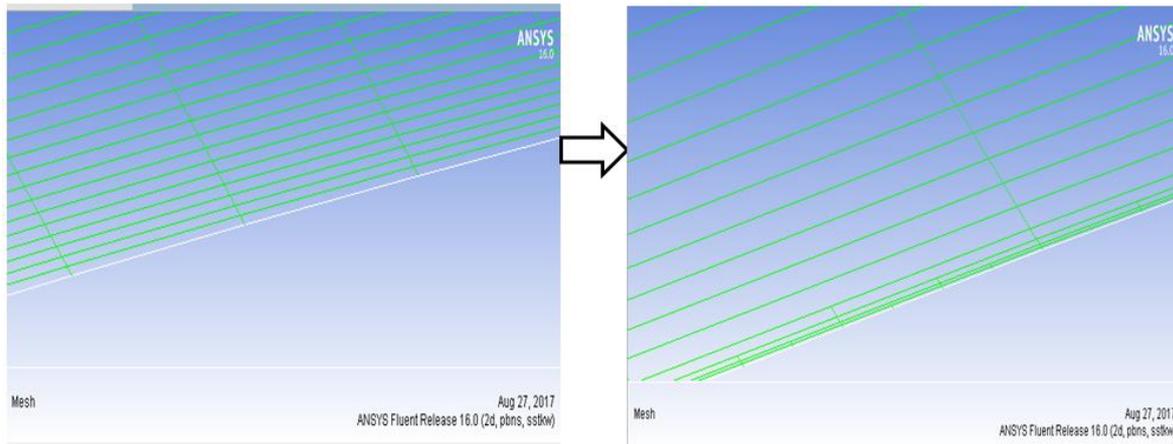
5-6 El monitor de residuos (para caso 1 y para ángulo de entrada 30)

Una vez ha convergido el *solver*, queda por hacer la comprobación sobre la variable y^+ mencionada anteriormente. Esta variable representa la distancia adimensional desde el álabe hasta la altura de la primera celda. Un valor pequeño de la variable conlleva una menor distancia y, por lo tanto, un mayor refinamiento de la malla que se traduce en una mayor exactitud de los resultados pues quedan recogidos los efectos de la capa límite. Un valor de y^+ menor que 1 se considera garantía de la fiabilidad de los resultados. Esta comprobación puede hacerse en el menú *Reports*, submenú *Surface Integrals*. En la siguiente imagen se muestran las configuraciones necesarias para la comprobación de la variable. Si da mayor que uno, adaptamos la malla de nuevo y se realizan unas 200 simulaciones hasta que nos dé un resultado menor a la unidad.



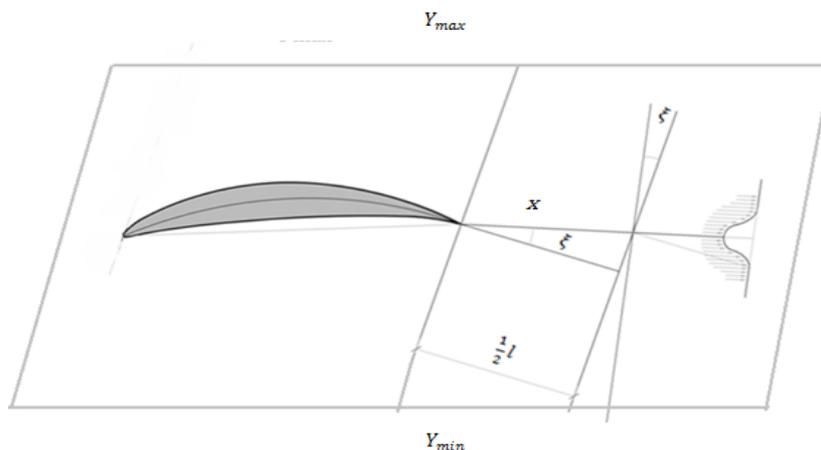
5-7 Comprobación del parámetro y^+

Es fundamental que antes de refinar la malla con *Yplus* haya convergido la solución del programa junto a unos valores de las variables de monitorización dentro de los límites descritos. Incluso tras refinar, la malla el programa nos debe asegurar que converge. En caso de no convergencia, se recomienda comprobar las inicializaciones del programa o bien las condiciones de contorno impuestas.



5-8 Malla antes y después del refinamiento usando y^+

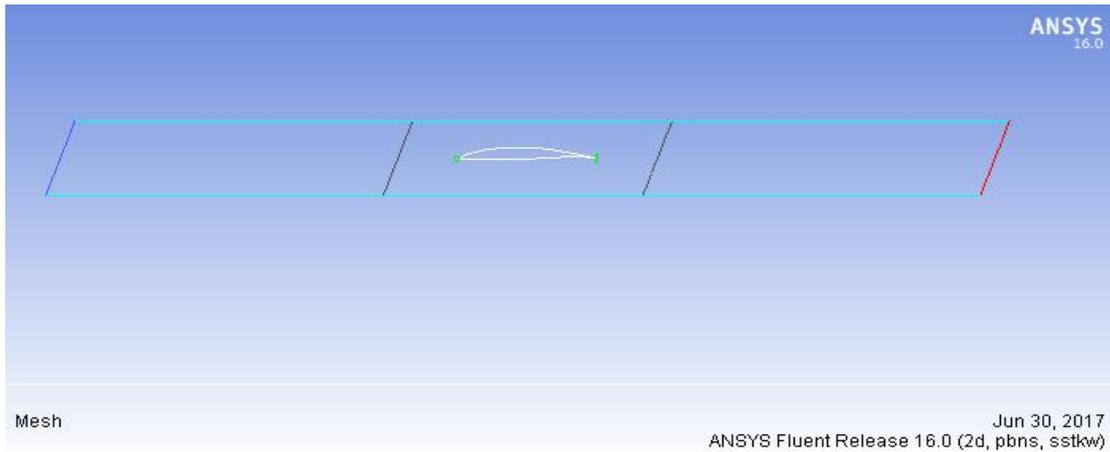
Una vez ha convergido el programa correctamente, impondremos unas superficies de medida denominadas *Rake* que se encuentran dentro del menú *Surface*. Estas superficies suponen la medida de los resultados de la simulación en un conjunto de puntos elegidos por el usuario. Los datos recogidos por Lieblein fueron recogidos con instrumentación situada a una distancia de media cuerda aguas arriba y aguas debajo de los bordes de ataque y estela del álabe respectivamente. Estas superficies se han tomado inclinadas un cierto ángulo de calado (a cada caso le corresponde el suyo). Para la implementación de la recta o nube de puntos *Rake* es necesario imponer dos puntos cuyo cálculo se ha realizado con una serie de operaciones trigonométricas a partir del ángulo de calado del álabe y conociendo los valores de Y_{max} e Y_{min} . Estos dos últimos valores mencionados son el borde superior e inferior de nuestro volumen de control. El valor de éstos se puede visualizar en *General-> Scale*. El número de puntos elegidos fueron 20 para obtener una precisión mayor. Mediante el comando *Surface Integrals* se obtuvo el valor medio de las variables de todos los puntos de la superficie *Rake*.



5-9 Metodología seguida para hallar los puntos para la recta *Rake*

Siendo por lo tanto la distancia x igual a:

$$x = \frac{0.5}{\cos(\xi)} \quad (5.7)$$



5-10 Superficies Rake impuestas en el caso de la ilustración 5.5

5.6. Valores obtenidos del CFD. Conclusiones de la correlación de Lieblein.

En este apartado se comprobarán las hipótesis formuladas por Lieblein. Se ha hallado para cada caso la desviación, el espesor de estela y el factor de difusión. Como nota importante para todos los casos, $\beta_1 = 30^\circ$ corresponderá al caso con incidencia de referencia. Se han obtenido para los cuatro casos distintos resultados variando el ángulo de entrada al álabe.

5.6.1. Introducción

Se presentan los cuatro casos a estudiar:

CASO 1

Calado	19.3216
Solidez	1.5
θ	20°
i_{ref}	0.6784

Tabla 5-2 Datos del caso 1

Como se explicó en apartado anterior, Fluent hace un giro de coordenadas del álabe con valor el ángulo de calado. Se muestran en la siguiente tabla los distintos α_1' utilizados para realizar las simulaciones, el ángulo real de entrada del álabe α_1 y la incidencia. Los ángulos están todos en grados.

α_1'	α_1	Incidencia
10	-9.3	-19.32
15	-4.3	-14.32
20	0.7	-9.32
25	5.7	-4.32
30	10.7	0.68
35	15.7	5.68
40	20.7	10.68
45	25.7	15.68
48	28.7	18.68
51	31.7	21.68

Tabla 5-3 .Incidencia y ángulo de entrada para caso 1

CASO 2

Calado	20.2122
Solidez	1
θ	20°
i_{ref}	-0.2121

Tabla 5-4 Datos del caso 2

Se muestra la tabla como se hizo anteriormente.

α_1'	α_1	Incidencia
10	-10.21	-20.21
15	-5.21	-15.21
20	-0.21	-10.21
25	4.79	-5.21
30	9.79	-0.21
35	14.79	4.79
40	19.79	9.79
45	24.79	14.79

Tabla 5-5 Incidencia y ángulo de entrada para caso 2.

CASO 3

Calado	11.7338
Solidez	1.5
θ	35°
i_{ref}	0.7662

Tabla 5-6 Datos del caso 3

α_1'	α_1	Incidencia
10	-1.74	-19.24
15	3.26	-14.24
17	5.26	-12.24
20	8.26	-9.24
30	18.26	0.76
40	28.26	10.76
45	33.26	15.76
48	36.26	18.76

Tabla 5-7 Incidencia y ángulo de entrada para caso 3.

CASO 4

Calado	13.5364
Solidez	1
θ	35°
i_{ref}	-1.0364

Tabla 5-8 Datos del caso 4

α_1'	α_1	Incidencia
12	-1.5364	-19.04
16	2.4636	-15.04
20	6.4636	-11.04
30	16.4636	-1.04
38	24.4636	6.96
42	28.4636	10.96
44	30.4636	12.96
12	-1.5364	-19.04

Tabla 5-9 - Incidencia y ángulo de entrada para caso 4.

5.6.2. Resultados de las pérdidas de presión de remanso en la estela

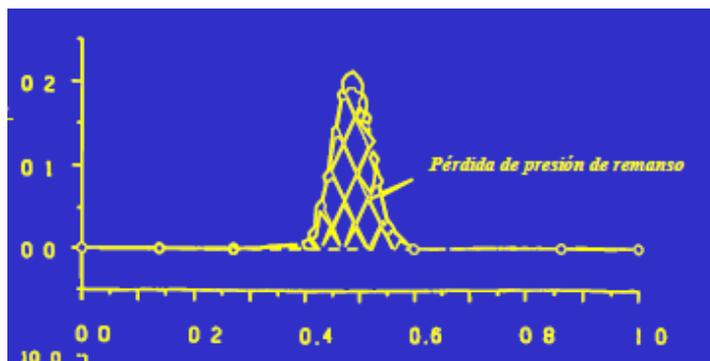
Para el estudio de las pérdidas de presión de remanso de la estela se han obtenido los siguientes datos de las simulaciones para 20 puntos de la línea *Rake*.

- Presión de entrada p_{01}
- Presión de salida p_{02}
- Densidad en la entrada ρ
- Velocidad en la entrada v_1

A continuación se muestra la fórmula obtenida de la correlación de Lieblein:

$$\omega = \frac{p_{01} - p_{02}}{\frac{1}{2} * \rho * v_1^2} \quad (5.8)$$

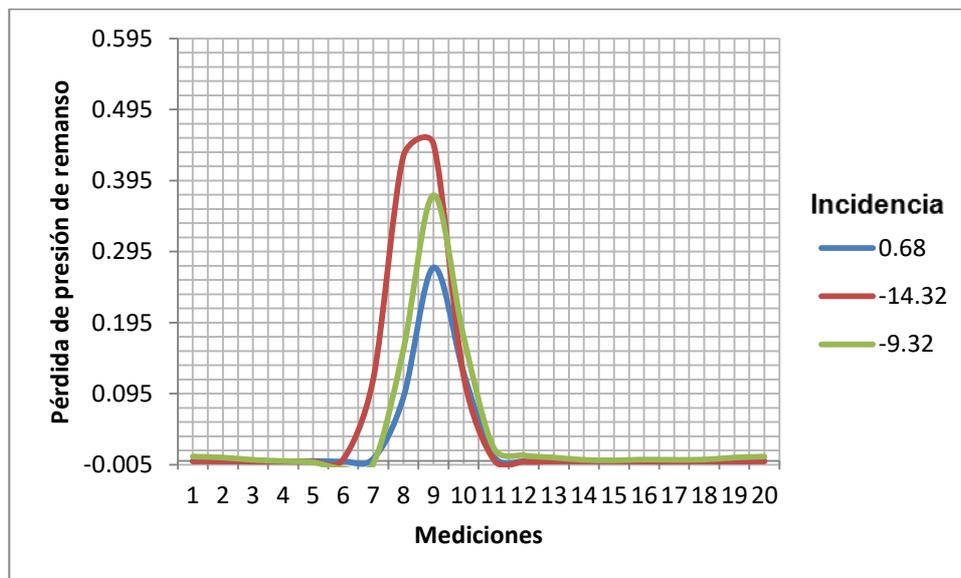
A título ilustrativo, se muestran en la Figura 5-9 los resultados obtenidos por Lieblein:



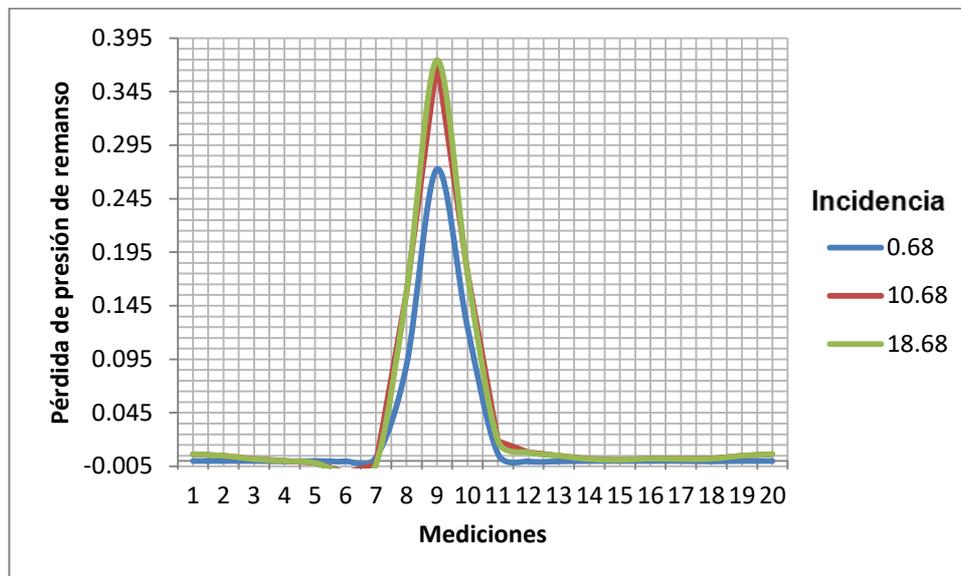
5-11-Pérdidas de presión de remanso obtenidas en la estela por Lieblein

CASO 1

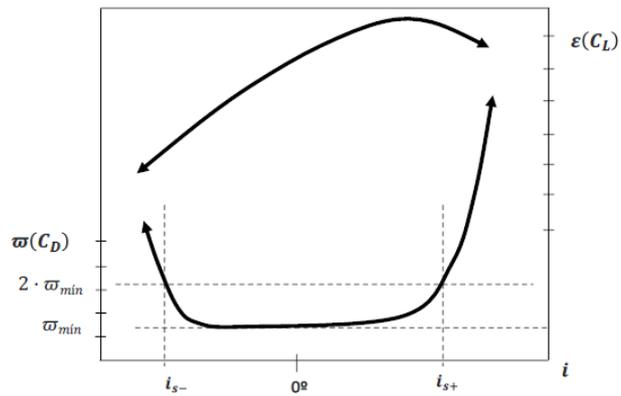
Se muestran a continuación los resultados obtenidos en las simulaciones del Caso 1 para incidencias mayores y menores que la incidencia de referencia. Se observa en primer lugar que la desviación de la incidencia respecto del valor de referencia ocasiona un incremento del espesor de a estela, siendo dicho incremento más notable para incidencias negativas.



Gráfica 5-1. Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 1 e $i < i.ref.$



Gráfica 5-2 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 1 e $i > i.ref.$

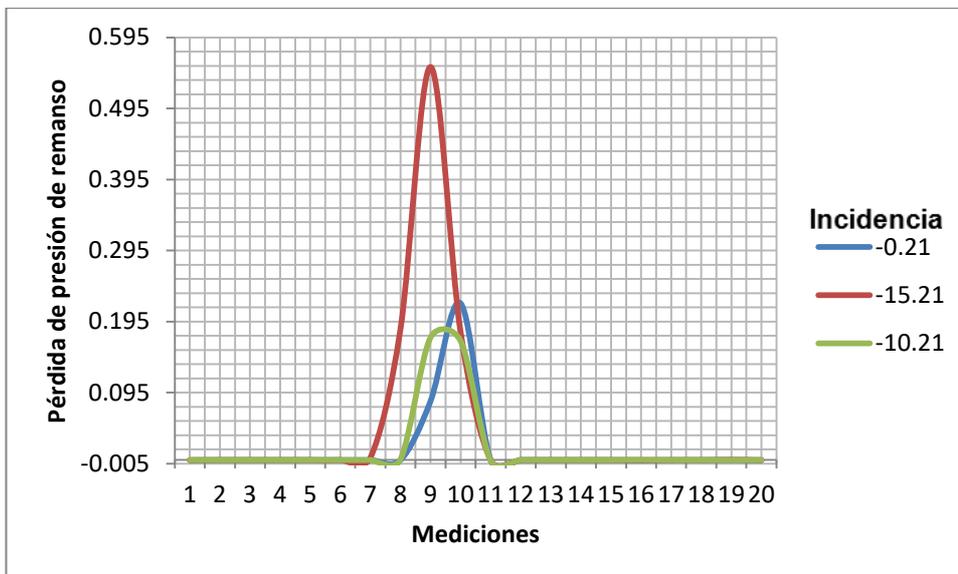


5-12. Se observa que un aumento de las pérdidas a medida que se aleja de la incidencia de referencia o incidencia de pérdidas mínimas.

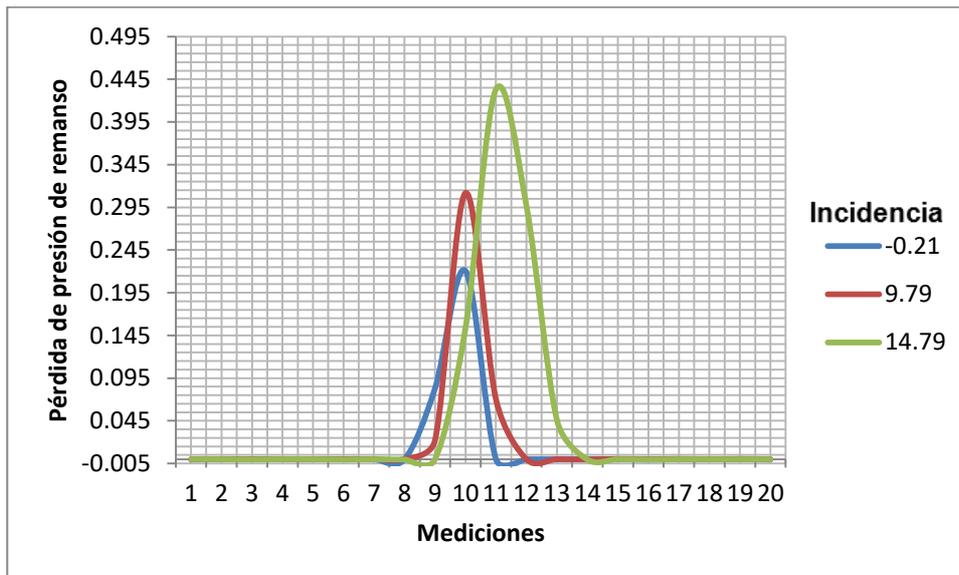
CASO 2

Al igual que ocurre en el Caso 1 se produce un aumento del espesor de la estela para valores de la incidencia tanto mayores como menores a la incidencia de referencia. No obstante, en este caso además se aprecia que hay un desplazamiento de la estela, es decir, las estelas no están alineadas respecto del mismo eje para las distintas incidencias. En el caso 1 anterior, este desplazamiento no se apreciaba. La explicación de este fenómeno se asocia al incremento de la desviación para incidencias crecientes, teniendo en cuenta el sentido de la desviación y la incidencia.

Como fenómeno inexplicable, destaca que la pérdida de presión de remanso en el eje de la estela para incidencia -10.21° es del mismo orden de magnitud que para la incidencia de referencia.



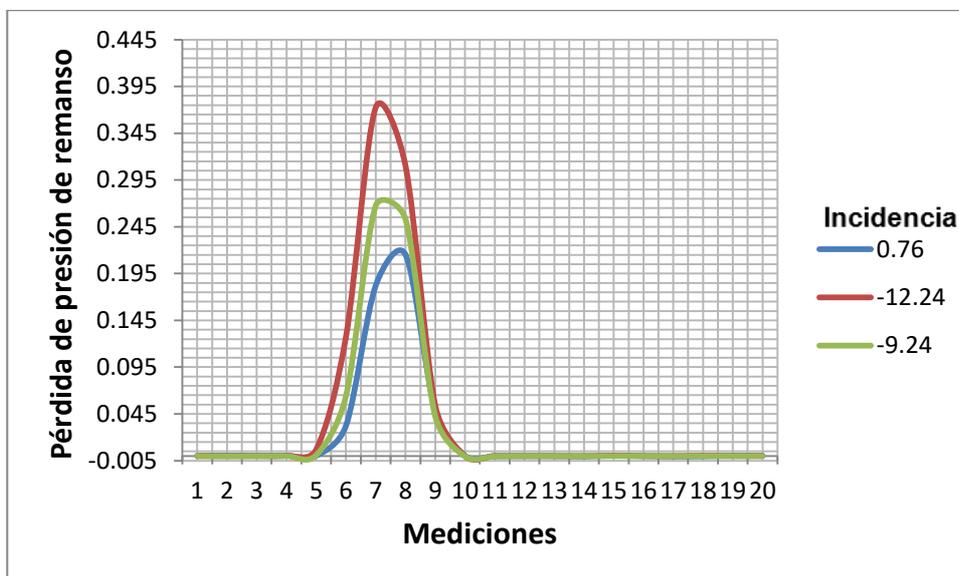
Gráfica 5-3 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 2 y para $i < i.ref.$



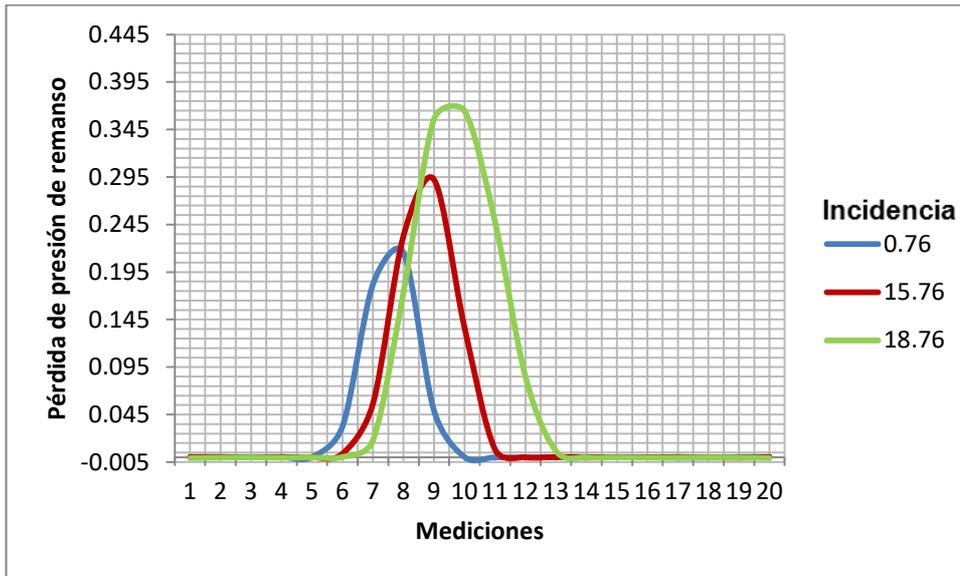
Gráfica 5-4 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso2 e $i > i.ref.$

CASO 3

El caso 3 se caracteriza por un aumento de la curvatura. Los comportamientos son similares a los observados en el caso 1 si bien en este caso sí se observa de manera continua el incremento de la pérdida de presión de remanso con la incidencia (en valor absoluto). La mayor curvatura respecto de los casos anteriores explica el mayor espesor de la estela.



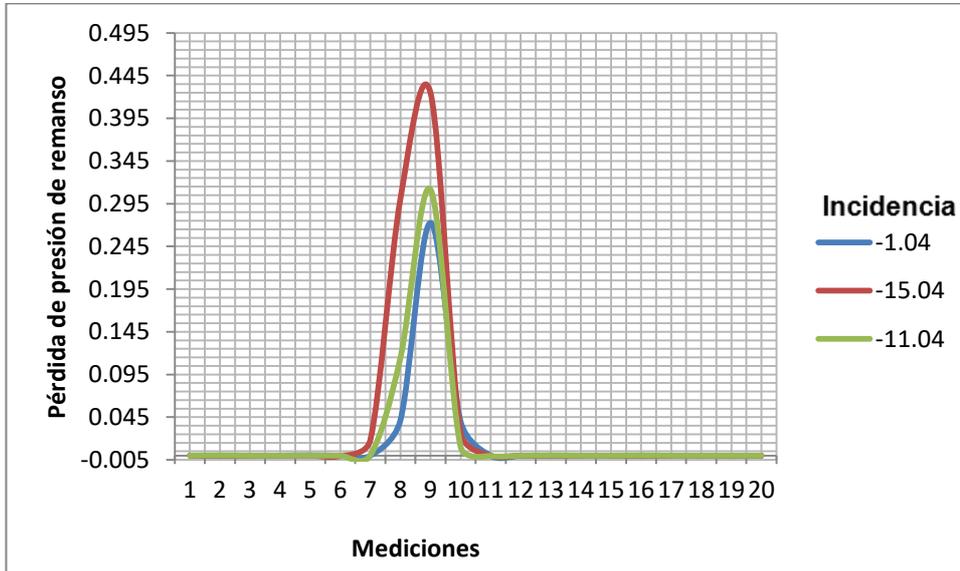
Gráfica 5-5- Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 3 e $i < i.ref.$



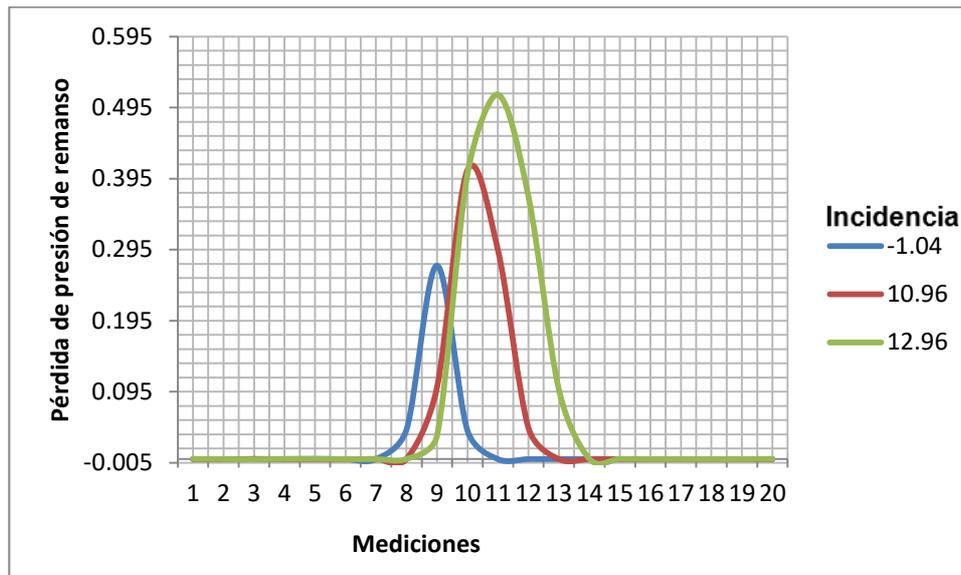
Gráfica 5-6- Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 3 e $i > i.ref$

CASO 4

Para el caso 4 se aprecian las mismas tendencias que en los casos anteriores.



Gráfica 5-7- Pérdida de presión de remanso en la estela para un para caso 4 y para $i < i.ref$.



Gráfica 5-8 Pérdida de presión de remanso en la estela para caso 4 e $i > i_{ref}$

Conclusión

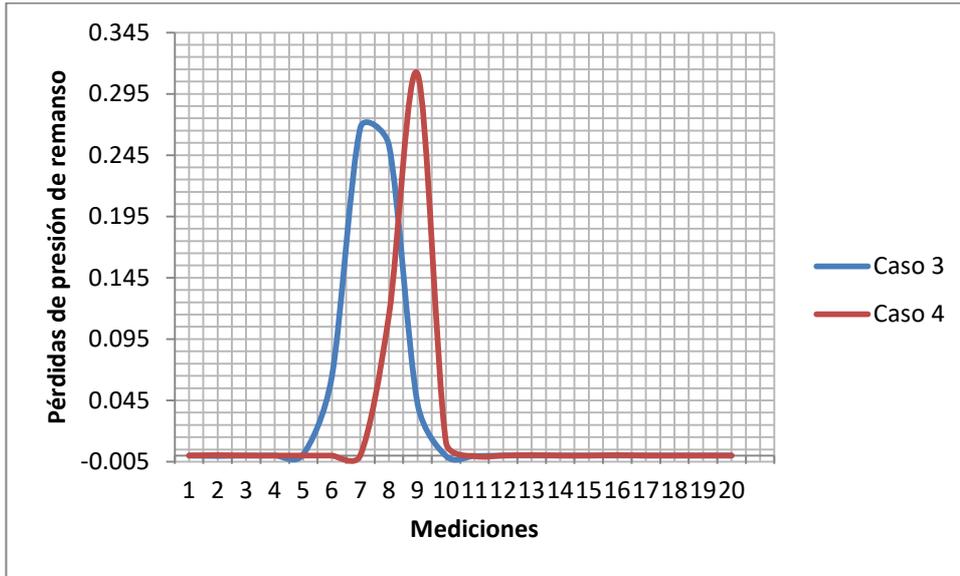
Para casos con diferente ángulo de calado, diferente valor de la solidez y diferente valor del coeficiente de sustentación (que está directamente relacionado con la curvatura del álabe) se ha obtenido la misma conclusión: una variación del ángulo de entrada alejado de la incidencia de referencia (tanto para valores mayores como para valores menores de esta incidencia) conlleva a una variación mayor de la pérdida de presión de remanso con respecto de la incidencia de referencia así como un aumento del espesor de la estela.

Conclusiones de la comparación de los distintos casos

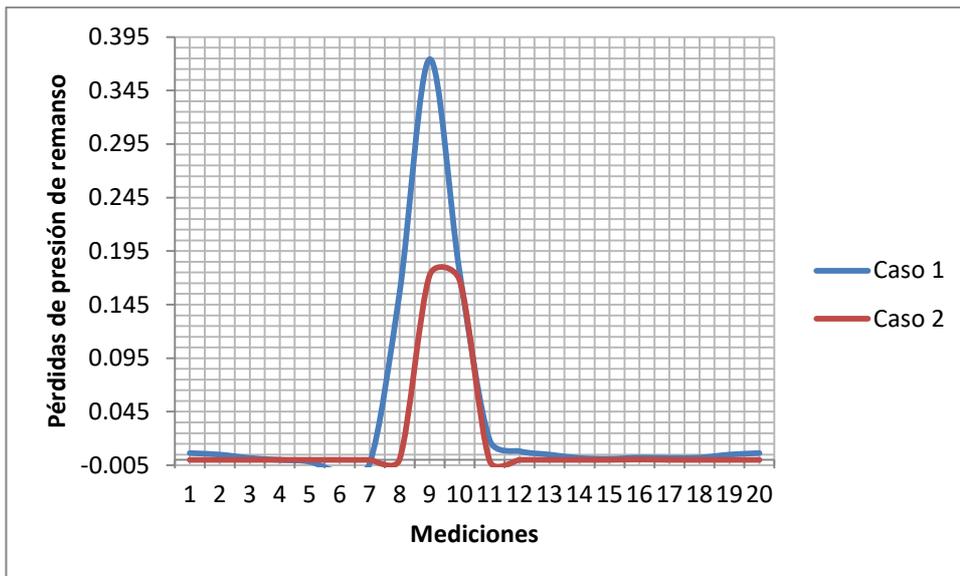
Se han comparado los casos con iguales coeficientes de sustentación. Es decir, con la misma curvatura.

Se puede observar que un aumento de la solidez conlleva a que los álabes estén más separados entre ellos y que el flujo esté menos guiado en su paso por el álabe, dando lugar a estelas de mayor espesor.

Entonces se deduce de los resultados que un aumento de la solidez conlleva a un aumento de las pérdidas en la estela, es decir, el ancho de la estela es mayor en los álabes con mayor solidez. Se puede observar el aumento del área debajo de la curva de las pérdidas de la presión de remanso en las siguientes gráficas. Se ha representado para el mismo ángulo de entrada elegido arbitrariamente ($\beta_1 = 20^\circ$ o incidencia ~ -10).

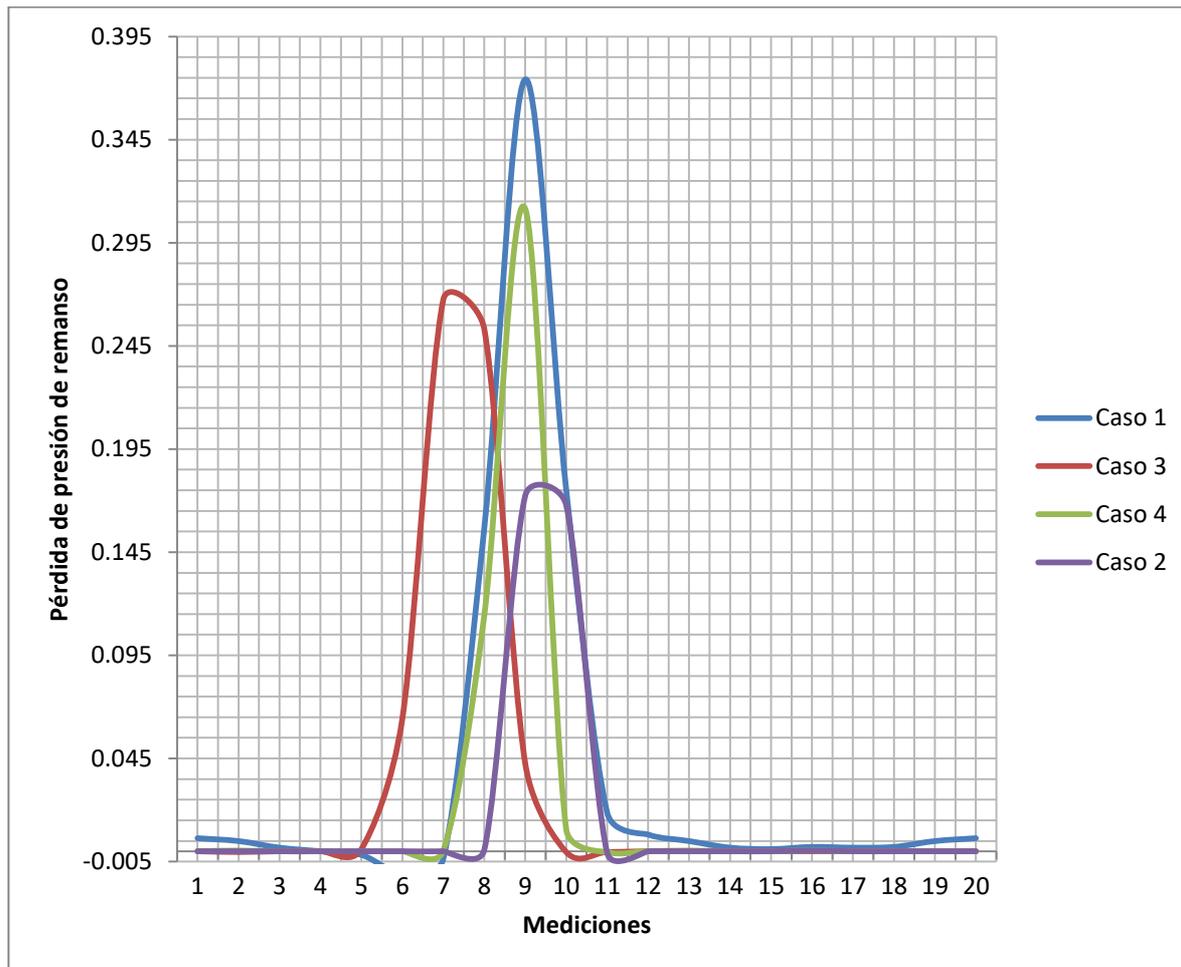


Gráfica 5-9 Pérdida de presión de remanso en la estela para dos casos: el caso 3 ángulo de calado 11.74, solidez 1.5; el 4 con ángulo calado 13.54 y solidez 1. Ambos poseen un coeficiente de sustentación de 1.4.



Gráfica 5-10 Pérdida de presión de remanso en la estela para dos casos: el caso 1 ángulo de calado 19.32, solidez 1.5; el caso 2 ángulo calado 20.21 y solidez 1. Ambos poseen un coeficiente de sustentación de 0.8.

A continuación se muestran todos los casos en una misma gráfica:



Gráfica 5-11- Unificación de las gráficas 5.5 y 5.6

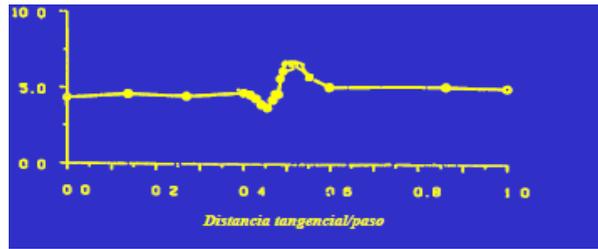
5.6.3. Resultados del ángulo de desviación

Según la teoría de cascada de álabes la desviación se corresponde a:

$$\delta = \alpha'_2 - \alpha_2 \quad (5.9)$$

El valor de α'_2 es dato porque se conoce la curvatura y el ángulo del álabe de entrada para cada caso. Para obtener α_2 se ha obtenido por trigonometría porque se conocen de las componentes x e y de la velocidad de salida (datos obtenidos de las simulaciones).

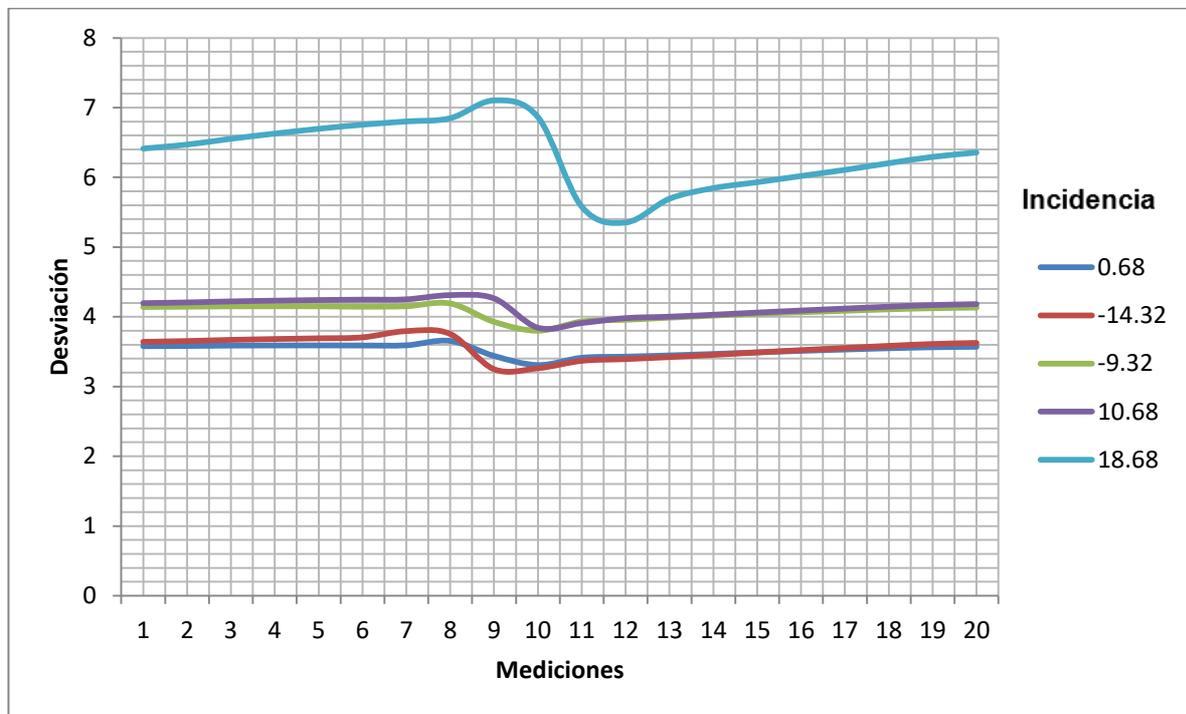
A título ilustrativo, se muestran a continuación los resultados obtenidos por Lieblein para su posterior comparación.



5-13-Desviación en la estela obtenida por Lieblein

CASO 1

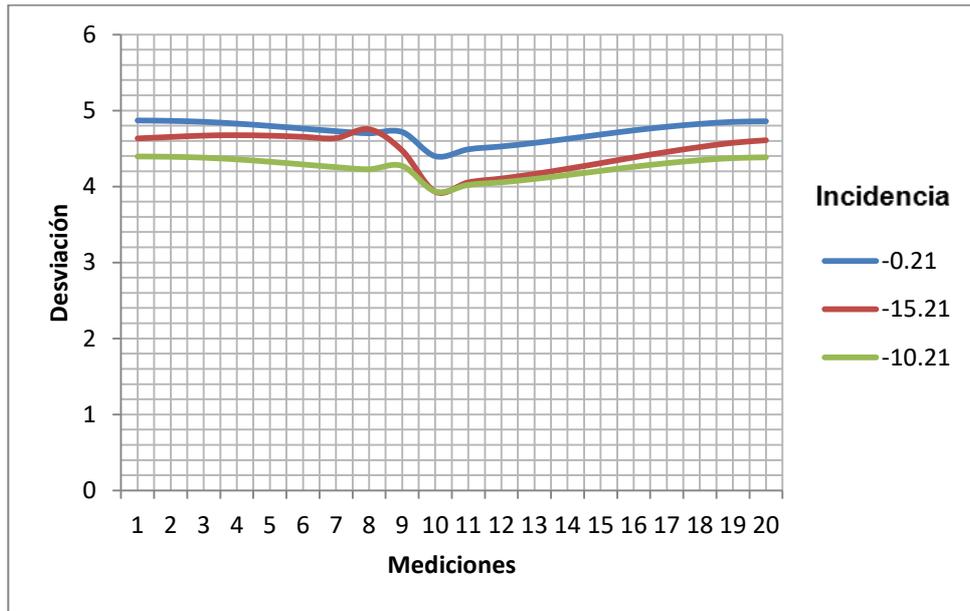
Valores del ángulo de incidencia alejados de la incidencia de referencia, producen mayor diferencia entre el pico máximo y mínimo de la curva. Las curvas siguen desviaciones con valores cercanos a las que presenta la incidencia de referencia, excepto en el caso de incidencia 18.68. Ésta última además presenta una diferencia muy acusada entre los picos máximo y mínimo siendo el valor de la desviación mayor. Se puede explicar desde el punto de vista del desprendimiento del flujo.



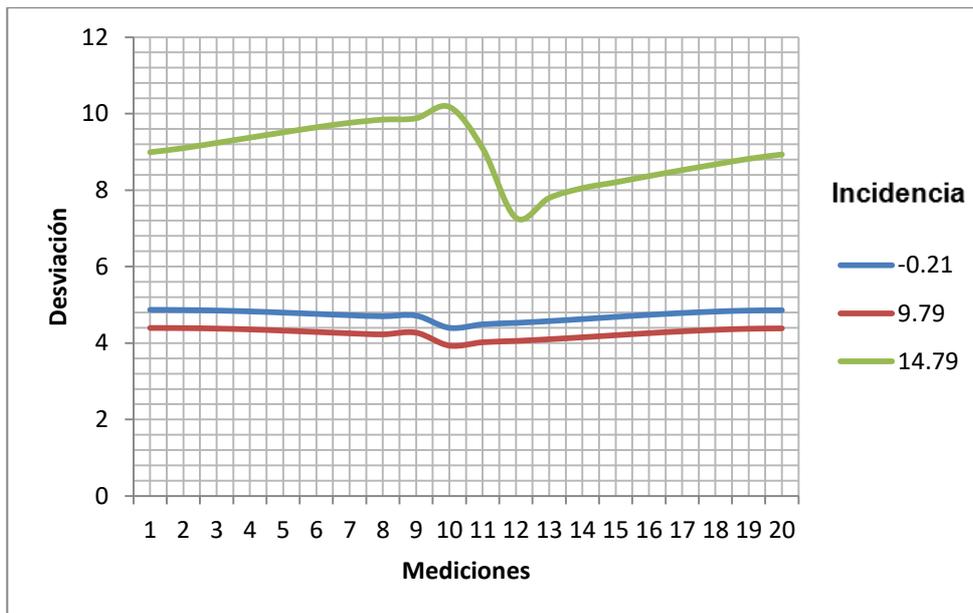
Gráfica 5-12 Desviaciones en la estela para caso 1 y diferentes valores de la incidencia.

CASO 2

Para el siguiente caso se han dividido los resultados en dos gráficas a fin de obtener mejor visualización de ellos. Los resultados obtenidos son parecidos a los del caso 1, aunque el máximo de la curva con mayor incidencia 14.79 es ligeramente mayor que en el caso 1.



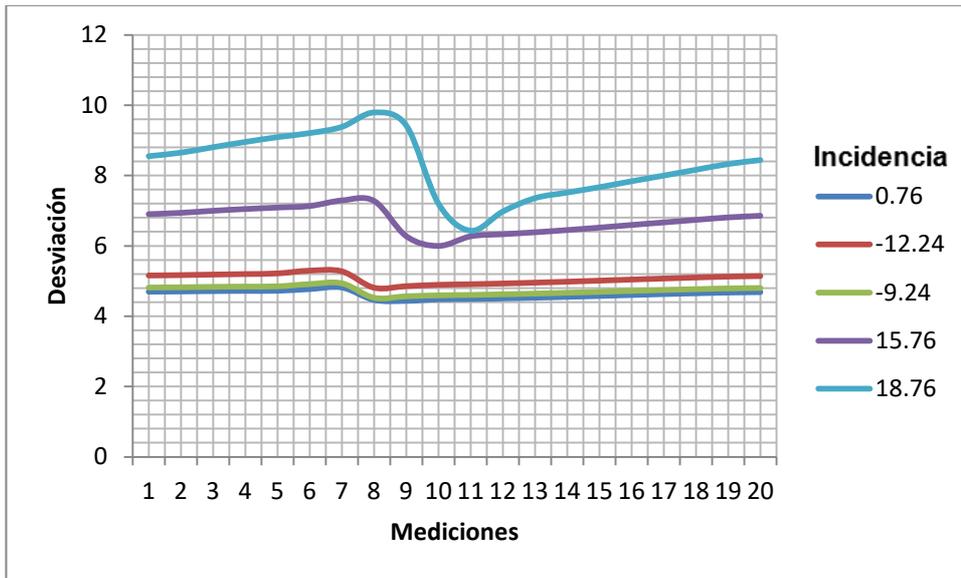
Gráfica 5-13 Desviaciones en la estela para caso 2 y para $i < i_{ref}$



Gráfica 5-14- Desviaciones en la estela para caso 2 y para $i > i_{ref}$

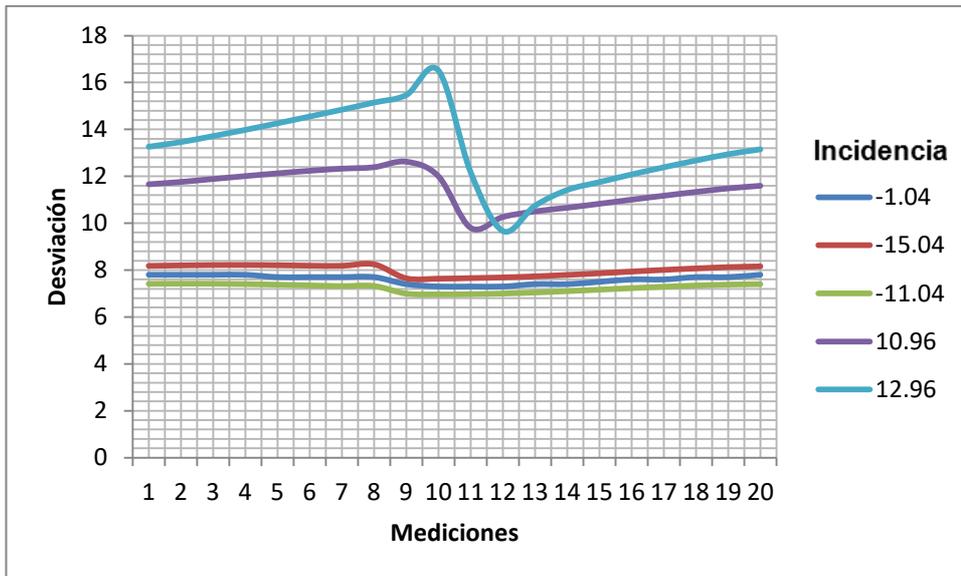
En los siguientes casos se presentan las mismas tendencias que en los casos anteriores

CASO 3



Gráfica 5-15 Desviaciones en la estela para caso 3 y diferentes valores de la incidencia

CASO 4



Gráfica 5-16 Desviaciones en la estela para caso 4 y diferentes valores de la incidencia.

Conclusión

Se puede observar que se obtienen dos situaciones:

-Para $i < i.ref$, se obtiene más diferencia entre el máximo y el mínimo de la curva a medida que hacemos el β_1 más pequeño. Esto es debido a que un alejamiento de la incidencia de referencia produce mayores pérdidas y más fluctuaciones del ángulo de salida del álabe. Lo mismo pasaría con $i > i.ref$ viendo en los resultados que a mayor incidencia más incremento de este salto o diferencia entre el máximo y el mínimo de la curva.

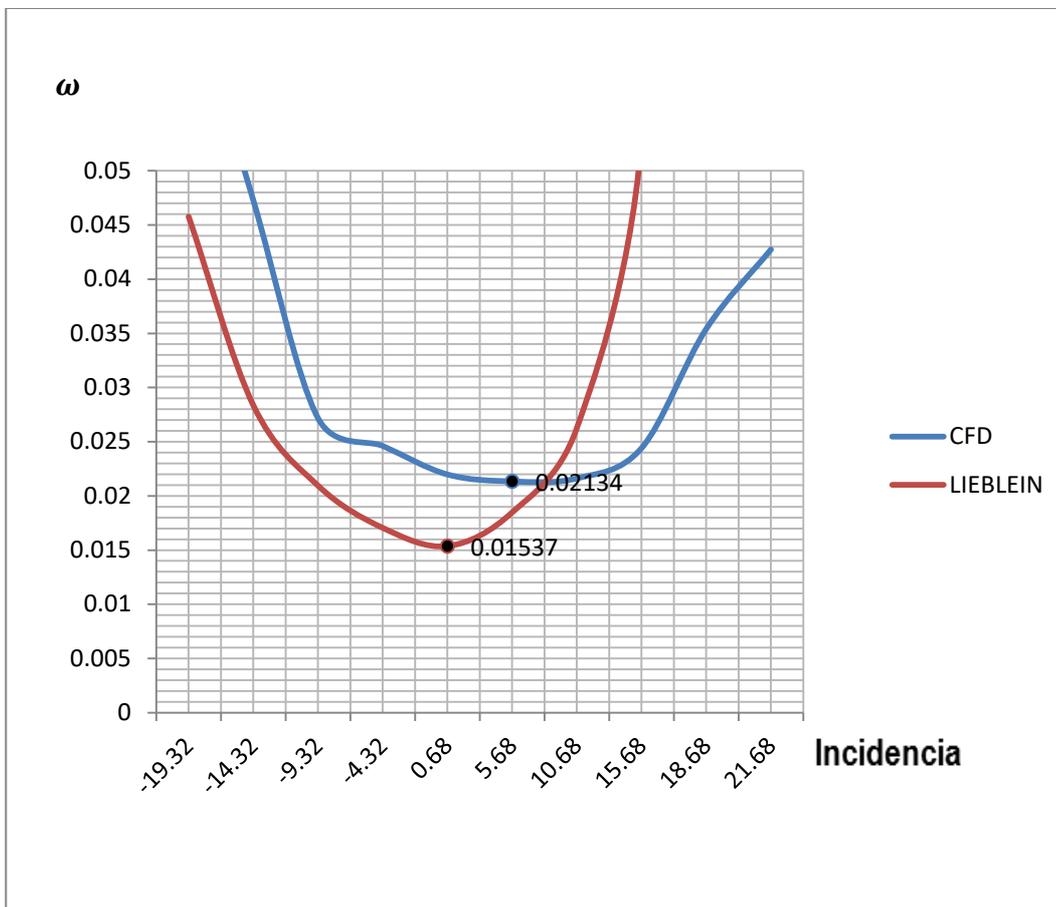
-Por otro lado se puede observar que para incidencias positivas se obtienen mayores saltos entre el máximo y mínimo de la curva. Esto es justificable desde el punto de vista de que la curva de pérdidas no es simétrica (ilustración 5.10). En la mayoría de los casos, la incidencia de referencia adquiere valores negativos, siendo

más fácil el desprendimiento en compresores con incidencias positivas. Así las incidencias positivas tienen mayores pérdidas y desprenden antes que las negativas. Esto se traduce en un aumento de la variación del ángulo de salida de la estela y en un aumento de este salto.

5.6.4. Comparación de resultados del CFD y Lieblein

Uno de los resultados más importantes de los obtenidos en la correlación de Lieblein es la curva pérdidas de presión de remanso respecto al ángulo de entrada o a la incidencia. Dicha curva ha sido generada en este proyecto mediante la propia correlación y a partir de los resultados del código CFD. A continuación se presenta una comparación entre ambos métodos.

CASO 1



Gráfica 5-17. Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia para caso 1

Incidencia	-19.32	-14.24	-12.24	-4.32	0.68	5.68	10.68	15.68	18.68	21.68
%Desviación	32	40	23	31	30	13.4	21.5	116	380.1	1865

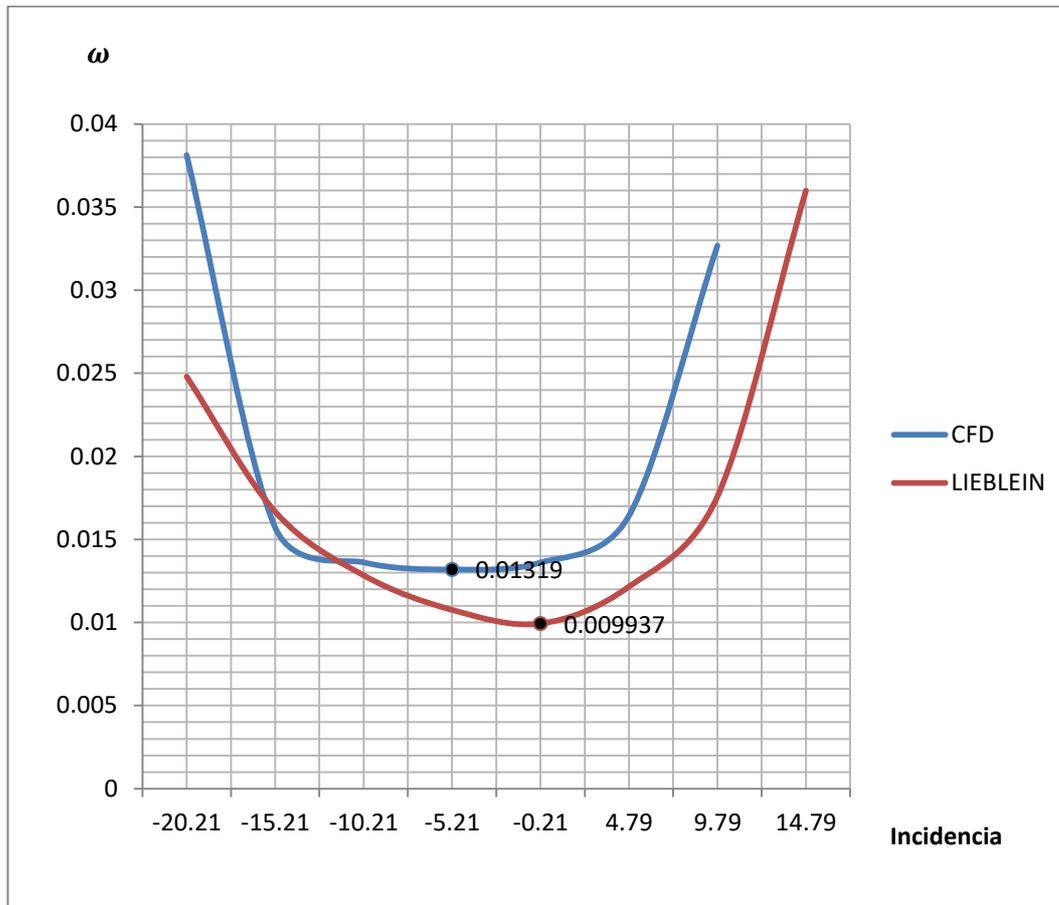
Tabla 5-10 - Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.21

Se puede observar en la ilustración anterior que las diferencias entre ambos métodos son apreciables desde el punto de vista cuantitativo y cualitativo. Además, la desviación entre ambos métodos crece cuando la incidencia se aleja del valor de referencia. Una explicación posible es que cuanto mayores son las pérdidas hay

mayor probabilidad de desprendimiento y menor exactitud de los resultados.

A continuación se muestran los otros tres casos. Estos también muestran las mismas tendencias aunque la desviación cualitativa es menor.

CASO 2

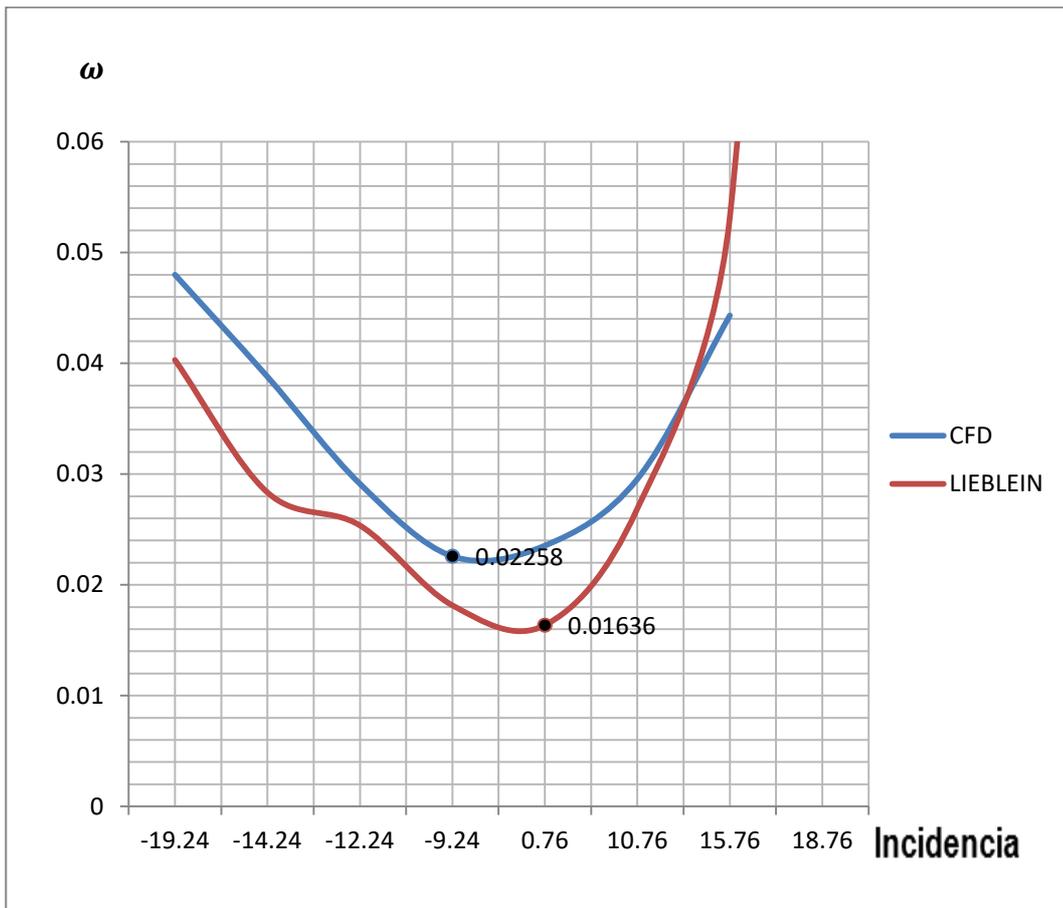


Gráfica 5-18 Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia para caso 2.

Incidencia	-15.21	-10.21	-5.21	-0.21	4.79	9.79	14.79
%Desviación	56	18	21	25	11	7	10.12

Tabla 5-11- Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.22.

CASO 3

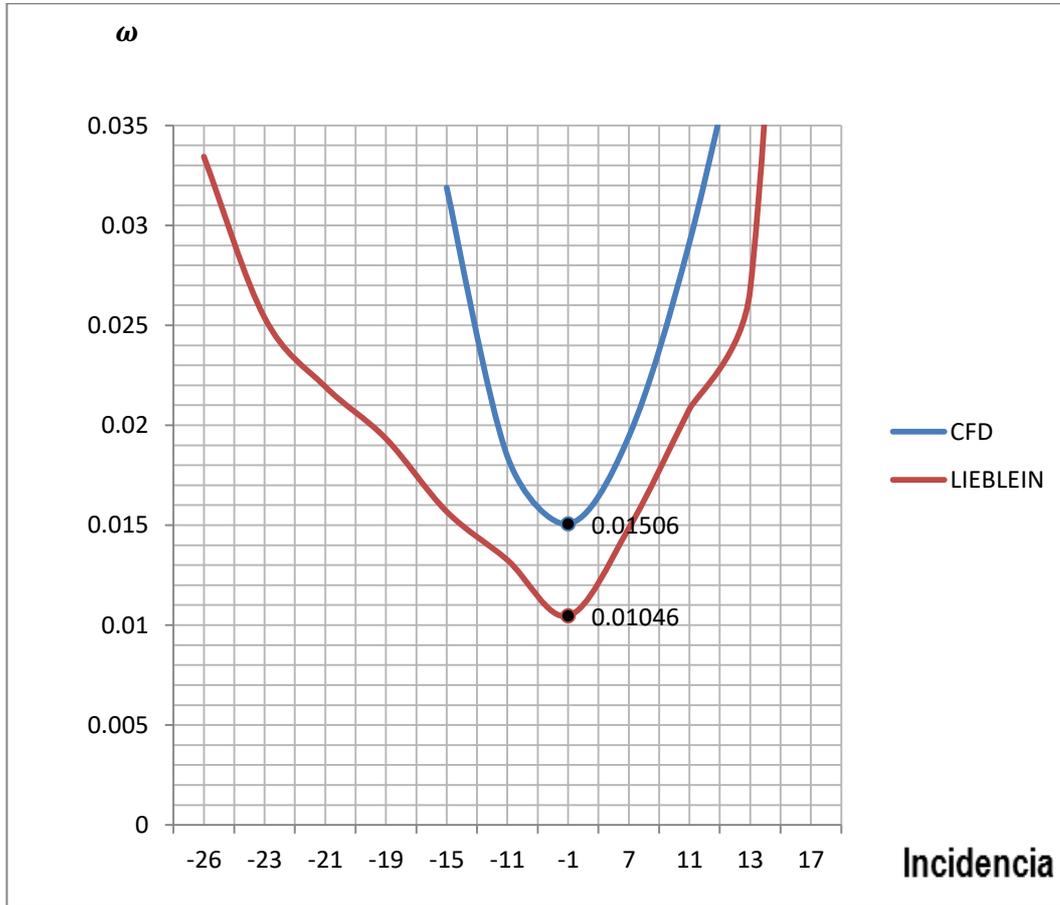


Gráfica 5-19 Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia caso 3

Incidencia	-14.24	-12.24	-9.24	0.76	10.76	15.76	18.76
%Desviación	41	35	38	27.54	14	80	307.72

Tabla 5-12 Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.23

CASO 4



Gráfica 5-20 Pérdidas de presión de remanso frente a la incidencia para caso 4

Incendencia	-15	-11	-1	7	11	13
%Desviación	50.83	28.09	30.54	23.62	28.59	36.75

Tabla 5-13 Porcentaje de desviación de los dos métodos de la gráfica 5.24.

Conclusión

En los resultados anteriores es visible que las curvas obtenidas son realmente similares a las obtenidas por Lieblein. En cada caso se ha mostrado el valor numérico correspondiente al mínimo de la curva, es decir, la pérdida mínima apreciándose que la correlación de Lieblein proporciona valores menores que el CFD. Esto puede deberse a que como se relata en el capítulo 2, los experimentos realizados por Lieblein se realizaron en túneles de viento. El hecho de medir los resultados usando una instrumentación de medida supone errores sujetos a la precisión de éstos aparatos. Por otro lado el propio hecho de medir con ellos lleva implicado una perturbación del entorno de medida que en el CFD no ocurre. Esto nos puede llevar a la conclusión de que el CFD es más realista, aunque ambos dan unas curvas parecidas que a la hora de elegir una incidencia de diseño nos puede resultar válidas dado que el error presentado en las incidencias de referencia es menor.

Hay que tener en cuenta que las simulaciones también están sujetas a errores. En este proyecto no se ha realizado un estudio exhaustivo de la calidad de la malla, por ejemplo mediante el método del Índice de Convergencia de la Malla o *Grid Convergence Index* (GCI). El método GCI compara los resultados obtenidos en simulaciones sobre mallas de distintos tamaños, extrapolando los resultados que teóricamente se obtendrían al usar un tamaño de celda infinitamente pequeño, obteniendo el error relativo que se comete al usar un tamaño de malla específico. Para saber el error que comete el CFD habría que realizarlo y ver si es lo suficientemente importante como para afectar gravemente a los resultados. En principio se puede observar que no por la similitud de las curvas representadas.

En todos los casos se diferencian bien la zona plana de estabilidad y la zona del desprendimiento que ocurre a medida que nos alejamos de la incidencia de referencia. Se puede observar que en algunos casos las curvas no son “limpias”, en el sentido de que aparecen protuberancias en la línea de la curva que puede deberse también a los errores de precisión comentados.

5.6.5. Factor de difusión

Para la obtención del factor de difusión se aplica la fórmula de la correlación de Lieblein:

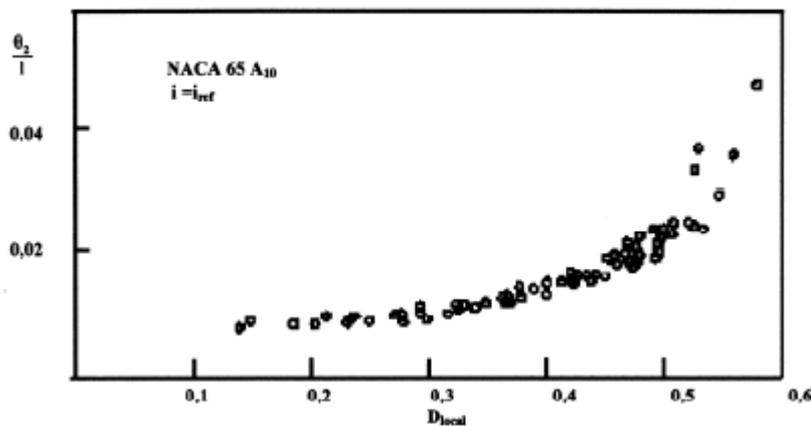
$$DF = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right) + \frac{v_{1y} - v_{2y}}{2\sigma v_1} \quad (5.9)$$

Tras aplicarla a cada punto, se ha realizado un promedio de los valores obtenidos en el Rake para cada ángulo de entrada de cada caso con el fin de obtener un resultado final. Los datos de la ecuación se han obtenido de las simulaciones realizadas.

Del mismo modo cogiendo los resultados de las pérdidas de las simulaciones, se obtiene el espesor de estela por cantidad de movimiento despejándolo de la siguiente ecuación:

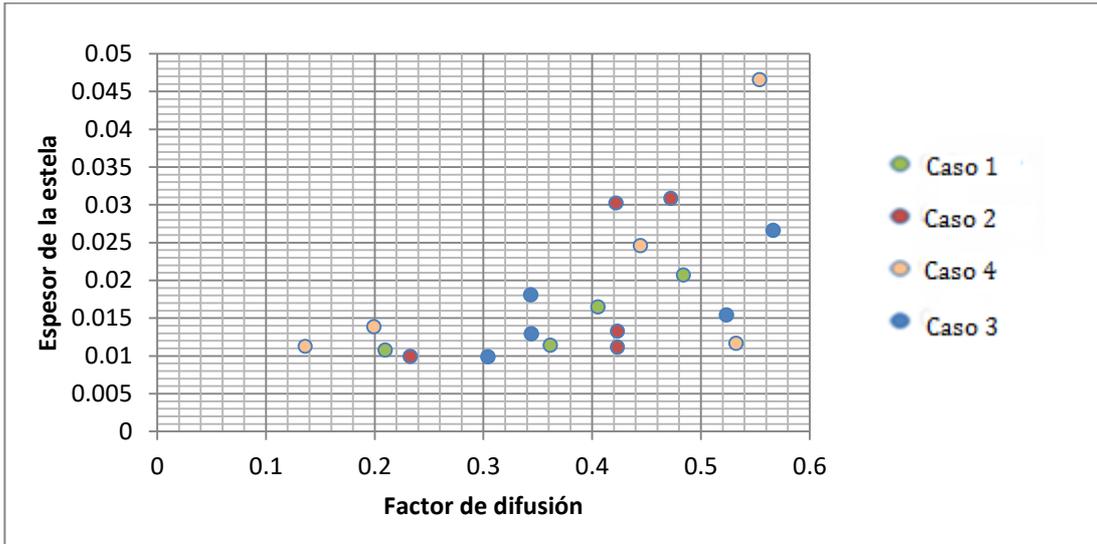
$$\omega = 2 * \left(\frac{\theta_2}{l}\right) * \left(\frac{l}{S}\right) * (\cos^2 \alpha_1) / (\cos^3 \alpha_2) \quad (5.10)$$

Lieblein obtuvo los siguientes resultados:



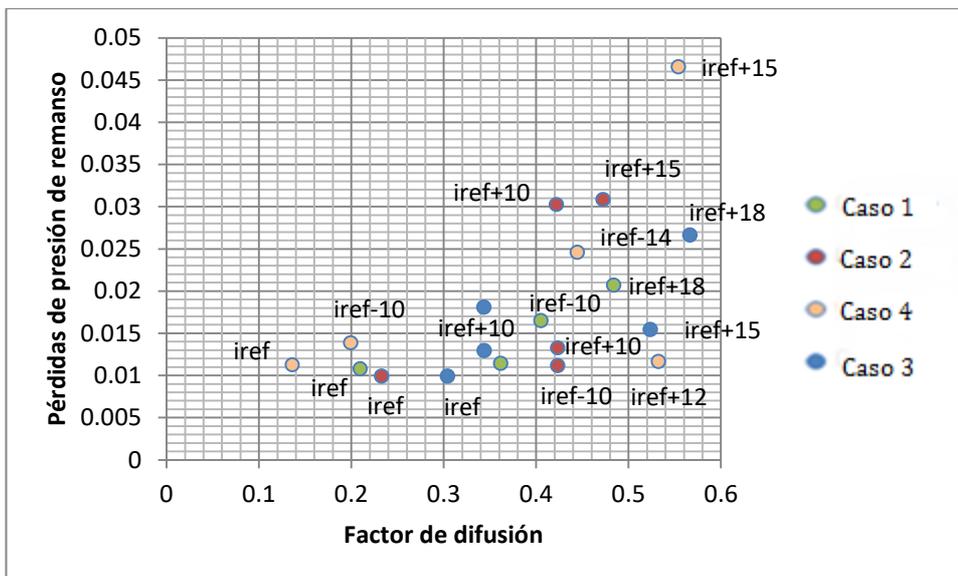
5-14 Resultados obtenidos por Lieblein del factor de difusión con respecto al espesor por cantidad de movimiento de la estela

Se han representado todos los casos con los diferentes casos. La distribución mostrada es la siguiente:



Gráfica 5-21 Factor de difusión frente al espesor de la estela por la cantidad de movimiento para los distintos casos.

A continuación se muestra la misma gráfica representando las incidencias de los diferentes puntos. En ella se comprueba que cuanto más se aleja la incidencia del valor de referencia, mayor es el factor de difusión y también el espesor por la cantidad de movimiento de la estela:



Gráfica 5-22 Factor de difusión frente al espesor de la estela por la cantidad de movimiento con las distintas incidencias de cada caso.

Conclusión

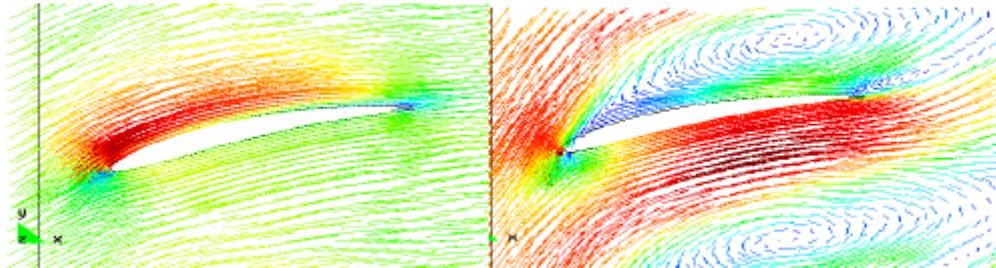
Se han obtenido resultados similares a los obtenidos por Lieblein. Se puede observar que a medida que aumenta el espesor de la estela por la cantidad de movimiento aumenta el factor de difusión, hasta el punto que su valor es tan alto que se produce el desprendimiento del flujo.

Finalmente con esto se demuestra la teoría de Lieblein:

“En la región de pérdida mínima, el espesor de la estela (y por tanto Δp_0) es proporcional a la difusión de velocidades en la cara de succión.”

Si la difusión de las velocidades nos da mayores espesores de estela a medida que aumenta, y unos mayores espesores de estela están relacionados con un aumento de las pérdidas, esto conlleva a que la difusión de la velocidad está directamente relacionada con las pérdidas.

Se ha demostrado también que para valores cercanos de la incidencia a la incidencia de referencia ($i.ref$) la difusión de las velocidades es menor (menor posibilidad de desprendimiento del flujo), además se encuentra dentro del funcionamiento estable del compresor con óptimo rendimiento (pérdidas mínimas) y que las desviaciones del ángulo de salida son menores.



5-15 A la derecha *flujo no desprendido*, a la izquierda se observa el *desprendimiento del flujo*. Se observa también el *aumento de la difusión de velocidades en el desprendimiento*.

6. DESARROLLOS FUTUROS Y CONCLUSIONES

En este apartado se presentarán las líneas de investigación futuras que deja abiertas este proyecto y las conclusiones personales y generales que se obtienen de la realización de éste.

Con respecto a los desarrollos futuros, una línea de trabajo posible es aplicar los mismos pasos seguidos en el proyecto para otros modelos de álabes. El objetivo es comprobar que los resultados que obtuvo Lieblein para otros modelos estandarizados son los adecuados. Estos modelos son la línea británica C4 o la línea de doble arco circular. Como se menciona en el apartado 4 del trabajo, Lieblein estableció una serie de correcciones sobre la fórmula de la incidencia y la desviación (fórmula 4.2 y 4.9) para extrapolar su estudio a este tipo de álabes. A modo ampliatorio, también se puede realizar una serie de simulaciones usando el CFD como herramienta de trabajo para obtener las curvas y resultados presentes en este proyecto en otro tipo de álabes no estandarizados. Este tipo de álabes recibe el nombre de '*prescribed velocity compressor blade*'. Estos perfiles cambian su geometría a lo largo de la cuerda del álabes para conseguir una velocidad en la cara de succión y de presión que proporcionen la distribución de presiones que desea el diseñador. Estos perfiles no estandarizados permiten controlar la difusión del álabes. Además de obtener los resultados, se podría incluso intentar deducir alguna corrección para este tipo de álabes y con ello, poder aplicar en estos álabes la correlación de Lieblein. Si no es posible introducir ninguna corrección porque no se encuentre ninguna pauta fija al variar las incidencias, estudiar los errores que se cometen en cada caso con respecto a los resultados de Lieblein y razonar las causas.

En cuanto a la hora de definir la simulación, en el capítulo 5 se ha observado como Fluent permite trabajar con distintas condiciones operativas y diferentes fluidos de trabajo. Cambiar las condiciones de trabajo con Mach cercanos al valor crítico o con Reynolds más cercanos al Reynolds crítico abren otra línea de investigación: ver qué errores se comete con Lieblein al aplicar estas condiciones críticas, intentar obtener nuevas correcciones para condiciones críticas, etc. Cambiar el fluido de trabajo y ver como se adapta la correlación a otros fluidos que no sean aire: dióxido de carbono (supercrítico), helio, nitrógeno, gas natural, etc.

Por último, en el capítulo 2 se recoge información de otros túneles de viento que se desarrollaron al mismo tiempo y que permitieron definir la línea de trabajo británica C4 y americana NACA. Sin embargo no todos los resultados de los túneles se encajan en esas dos líneas. En el capítulo 4.2 se recalca el hecho de que Lieblein seleccionó un tipo de datos para su estudio, descartando los datos de algunos túneles por su baja fiabilidad. En ese sentido, se puede comprobar que los datos que decidió no seleccionar Lieblein eran poco fiables viendo el error que se comete entre unos resultados y otros.

Como conclusión particular, Lieblein hizo un magnífico trabajo para su época donde apenas había potencia computacional. La labor realizada por Lieblein allanó el camino para la realización de simulaciones con CFD y abrió un nuevo campo para la mejora del diseño de álabes que hoy en día se sigue aplicando, mejorando notablemente el rendimiento de las turbomáquinas. Un ejemplo de ello, en este cuatrimestre en un proyecto de la asignatura turbomáquinas se pedía diseñar un UAV. Para el diseño de los álabes del *turbofan* hemos aplicado la correlación de Lieblein, obteniendo resultados realmente fiables. Por otro lado, los resultados que Lieblein nos proporcionó tienen un margen de error con respecto a los resultados del CFD más apreciable en condiciones de desprendimiento del flujo. Estos errores como se ha comentado anteriormente son justificables debido a la perturbación que introduce la instrumentación de medida. Sin embargo como lo que realmente se quiere obtener de la aplicación de esta correlación es una incidencia de pérdidas mínimas, y gracias a las simulaciones realizadas con el CFD donde se observa que el error en esta zona es mucho menor que en la zona de desprendimiento, se puede concluir en que esta correlación proporciona resultados fiables.

El CFD es una herramienta que nos permite obtener muchísima información, más de la que nos puede proporcionar la correlación (mapas de velocidad, de presión ,de temperatura, etc.), pero no hay que olvidar que el CFD necesita de una buena inicialización para alcanzar la convergencia y esta es la parte donde toma parte la correlación de Lieblein.

Como conclusión general este proyecto permite un acercamiento a la herramienta del CFD y en sí nos muestra

la compatibilidad que tiene con los resultados obtenidos en el túnel de viento. Es un modo de comprobar la exactitud de los resultados obtenidos por Lieblein y la utilidad de la correlación en el diseño de turbomáquinas. También remarca la importancia de los túneles de viento, ya que sin sus datos no habría sido posible obtener correlaciones tan importantes hoy en día en el diseño de turbocompresores. Y por último demuestra la base de la correlación de Lieblein: relacionar la difusión de la velocidad de la cara de succión con las pérdidas en la estela.

7. BIBLIOGRAFÍA

- **Turbomáquinas Térmicas.** Tomás Sánchez Lencero, Antonio Muñoz Blanco, Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar. ETSII de Sevilla, 2004.
- **Cfd Analysis of Two-dimensional Linear Compressor Cascade Flows.** Javier García Unzue. Computational Fluid Dynamics Laboratory, Ajou School of Engineering, 2010
- **Computational Fluid Dynamics.** Abdulnaser Sayma, 2009.
- **Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery Design.** J.D. Denton and W.N. Dawes. Whittle Laboratory, Department of Engineering, University of Cambridge, UK. 1999.
- **Aerodynamic Design of Axial-flow Compressors.** National Aeronautics and Space Administration Washington, DC 1965 ->Chapter 6: Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades. William H. Roudebush and Seymour Lieblein.
- **Desarrollo de una Herramienta para el Prediseño de Compresores Axiales.** Jacinto Luis Madrid Nebreda, Sevilla. 2011.
- **Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art.** Runa Nivea Pinto, Asif Afzal, Loyan Vinson D'Souza, Zahid Ansari, Mohammed Samee A. D. College of Engineering, Mangaluru, India. 2017.
- **Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors.** Benjamín Monge Brenes. ETSI, Sevilla. 2014
- **Cascade Aerodynamics.** J.P. Gostelow. The New South Wales Institute of Technology, Australia. 1984.
- **Axial Flow Compressors. Fluid Mechanics and Thermodynamics.** Horlock. 1982
- **Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance.** Schobeiri, Meinhard T. 2004