



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



MODELADO RÁPIDO DE TURBINAS DE TIPO “TWIN”

Trabajo Fin de Grado en Ingeniería Aeroespacial

Javier Conesa Pérez

Tutor: Luis Miguel García-Cuevas González

Cotutor: Pablo Soler Blanco

Valencia, Julio de 2019

Resumen

La turbosobrealimentación de motores alternativos ha permitido reducir enormemente su consumo de combustible y sus emisiones contaminantes. Es posible obtener parte de la energía residual de los gases de escape con una turbina y sobrealimentar los cilindros mediante un compresor arrastrado por la primera. En el caso de los motores de encendido provocado, una de las opciones más atractivas para la etapa de turbina es la de usar una configuración radial con voluta de tipo "twin". Así, es posible reducir los fuertes fenómenos de interferencia debidos a la apertura y cierre de válvulas de escape entre distintos cilindros y, por tanto, optimizar todo el proceso de renovación de la carga. Se vuelve muy interesante contar con herramientas de cálculo rápido que permitan estimar las actuaciones de este tipo de turbinas con un coste reducido. De este modo, es posible realizar campañas de simulación exhaustivas para diseñar y optimizar el motor. Este trabajo presenta un método de caracterización de este tipo de turbinas que permite obtener sus actuaciones, incluyendo su comportamiento acústico.

Abstract

The turbocharging of alternative engines has greatly reduced their fuel consumption and pollutant emissions. It is possible to obtain part of the residual energy of the exhaust gases with a turbine and supercharge the cylinders by means of a compressor driven by the first one. In the case of triggered ignition engines, one of the most attractive options for the turbine stage is to use a radial configuration with a "twin" type volute. Thus, it is possible to reduce the strong interference phenomena due to the opening and closing of exhaust valves between different cylinders and, therefore, to adapt the whole process of renewal of the load. It becomes very interesting to have quick calculation tools that estimate the operations of this type of turbines with a reduced cost. In this way, it is possible to carry out comprehensive simulation campaigns to design and modify the engine. This work presents a method of characterizing this type of turbines that allows to obtain its performances, including its acoustic behavior.

*Dedicado a mi Madre,
a mi Padre y a mis hermanos
Juanda y Sergio*

*Being second is to be the first
of the ones who lose.*

Ayrton Senna da Silva

*Yo nací siendo nadie
y nadie será como yo.*

Ronaldo de Assis Moreira

*Impossible is not a fact. It's an opinion.
Impossible is not a declaration. It's a dare.
Impossible is potential. Impossible is temporary.
Impossible is nothing.*

Muhammad Ali

Índice general

	Página
Resumen	I
Abstract	III
I Memoria	1
1. Introducción	3
1.1. Motivación	3
1.2. Objetivos	4
1.3. Metodología	4
2. Motor de Combustión Interna Alternativo	5
2.1. Introducción	5
2.2. Historia del MCIA	8
2.3. Sobrealimentación	11
3. Acústica	13
3.1. Introducción	13
3.2. Características del sonido	16
3.2.1. Introducción	16
3.2.2. Propagación del sonido	16
3.2.3. Interferencia de ondas	18
3.3. Fuentes de ruido en MCIA	18
3.3.1. Ruido de Combustión	19
3.3.2. Ruido Mecánico	20
3.3.3. Ruido en la admisión y escape	20

4. Propagación de ondas en conductos	23
4.1. Introducción	23
4.2. Propagación adiabática de ondas en conductos	23
4.2.1. Aproximación lineal	25
4.3. Interacción de ondas con singularidades geométricas	26
4.4. Flujo no adiabático	31
4.4.1. Introducción	31
4.5. Influencia del campo de temperaturas sobre la propagación de ondas	31
4.6. Conclusión	32
5. Estudio Experimental de una Turbina Tipo <i>Twin</i> en Con- diciones Reales de Pulso de Motor	35
5.1. Introducción	35
5.2. Configuración Experimental	36
5.3. Resultados	42
5.3.1. Evaluación de la no-linealidad	50
5.4. Conclusiones	51
6. Estudio acústico de la turbina: Obtención de las matrices de transferencia	53
6.1. Introducción	53
6.2. Modelos unidimensionales	53
6.3. Método de cálculo	55
6.4. Simulaciones	58
6.5. Procesado de datos	59
6.5.1. Método de Welch	60
6.6. Matriz de transferencia	61
6.7. Resultados	62
7. Caso sintético 1D: Simulación con pulso en ambas ramas.	75
7.1. Introducción	75
7.2. Método de cálculo	75
7.3. Resultados	77
8. Conclusiones	83
8.1. Trabajos futuros	85

II	Pliego de condiciones	87
III	Presupuesto	95
IV	Bibliografía	103

Lista de símbolos

a	—	Aceleración del vehículo.
A	—	Área frontal del vehículo.
c	—	Constante de fricción.
Cd	—	Coefficiente de resistencia aerodinámica.
F_{aero}	—	Fuerza aerodinámica.
F_{iner}	—	Fuerza de inercia.
F_m	—	Fuerza demandada por el vehículo.
F_{pend}	—	Fuerza generada por la pendiente de la carretera.
F_{roz}	—	Fuerza de rozamiento con el suelo.
F_w	—	Fuerza demandada en la rueda.
g	—	Aceleración de la gravedad.
i	—	Número de ciclos por vuelta.
L	—	Poder calorífico inferior del combustible.
m_{brk}	—	Momento de frenada.
\dot{m}_f	—	Gasto másico de combustible.
M	—	Masa del vehículo.
M_{brk}	—	Par de frenada final.
M_e	—	Par efectivo.
M_{ew}	—	Par motor en las ruedas.
M_{res}	—	Par resistivo.
M_w	—	Par transferido a la rueda.
M_{wheels}	—	Par en las ruedas.
MEC	—	Motor de encendido por compresión.
MEP	—	Motor de encendido provocado.
N_e	—	Potencia efectiva.
N_i	—	Potencia indicada.
N_{pm}	—	Potencia de pérdidas mecánicas.
p_{ma}	—	Presión media de auxiliares.
p_{mb}	—	Presión media de bombeo.
p_{me}	—	Presión media efectiva.
p_{mi}	—	Presión media indicada.
p_{mpm}	—	Presión media de pérdidas mecánicas.

pmR	—	Presión media de rozamiento.
P_{aero}	—	Potencia aerodinámica.
P_{iner}	—	Potencia de inercia.
P_m	—	Potencia demandada por el vehículo.
P_{pend}	—	Potencia generada por la pendiente de la carretera.
P_{roz}	—	Potencia de rozamiento con el suelo.
P_w	—	Potencia demandada en la rueda.
R	—	Radio de la rueda del vehículo.
R_t	—	Relación de transmisión de la marcha engranada.
Rfd	—	Relación de transmisión final.
Rgb	—	Marcha engranada.
V	—	Velocidad del vehículo.
V_T	—	Cilindrada total.
η_e	—	Rendimiento efectivo.
η_t	—	Rendimiento de la transmisión.
λ	—	Lagrangiano del modelo (peso entre tiempo y consumo).
ρ	—	Densidad del aire.
ϕ	—	Ángulo de la pendiente.
ω_e	—	Velocidad angular efectiva.
ω_w	—	Velocidad angular de la rueda.

Documento I

Memoria

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

Su uso y una normativa cada vez menos permisiva son dos de los motivos fundamentales que hacen del motor de combustión interna alternativo una de las fuentes de investigación más importantes del mundo de nuestros días. Infinidad de recursos humanos, económicos y materiales son necesarios cada día para llevar a cabo desarrollos que hagan frente a la normativa acústica y legislación ambiental impuesta por los gobernantes, teniendo en cuenta siempre lo que demanda el consumidor. Debido a la complejidad que poseen a día de hoy dichos motores, nos vemos en la obligación de buscar métodos de cálculo que nos faciliten en la mayor medida posible la obtención de resultados de una forma rápida y lo más aproximada a la realidad posible. Además, debemos resaltar la importancia de la sobrealimentación en dicho campo, ya que en los últimos años, un alto porcentaje de motores cuenta con dicho sistema para mejorar tanto su potencia como su rendimiento. En concreto, hacemos referencia a la turbina, teniendo en cuenta que pequeños cambios en su geometría pueden suponer grandes beneficios en su comportamiento, como la reducción de fenómenos de interferencia provocada por la apertura y cierre de válvulas. Por todo lo comentado, vemos conveniente el estudio acústico de una turbina de doble entrada para analizar su comportamiento mediante el uso de matrices de transferencia, con el fin de ahorrar tiempo y recursos en el cálculo.

1.2. Objetivos

El objetivo principal del Trabajo Fin de Grado, como ya se ha comentado, será estudiar la viabilidad del uso de mapas de funciones de transferencia acústicas que nos muestren el comportamiento de una turbina de tipo *twin* mediante el uso del software *VEMOD-OpenWam* desarrollado por el Departamento de Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. Además, enumeraremos una serie de objetivos complementarios al objetivo principal ya citado:

- Conocer y profundizar en aspectos relacionados con los motores de combustión interna alternativo, más en concreto con la influencia de modificaciones en secciones del turbogrupo.
- Familiarizarse con todo tipo de software utilizado, que en gran parte carece de interfaz, además de perfeccionar en otros ya usados durante el grado como Matlab o Excel.
- Analizar la influencia de la variación de parámetros del motor en los resultados de nuestro estudio, así como la dependencia de los factores que influyen en la caracterización de las matrices de transferencia.
- Estudiar y analizar los resultados de un test experimental de una turbina de doble entrada sometida a pulsos de motor en condiciones reales.
- Comprobar la viabilidad del uso de matrices de transferencia en casos sintéticos unidimensionales, además del uso de matrices de transferencia “promedio”.

1.3. Metodología

La metodología empleada será una descripción de la información necesaria para entender el proyecto, que abarcará desde el capítulo 1 hasta el capítulo 4 de la memoria. Un estudio experimental, fuente de todos nuestros resultados experimentales que se usan en el Trabajo Fin de Grado, que se describe en el capítulo 5 de la memoria y un estudio teórico del cual surgen los resultados y conclusiones de nuestro proyecto, los cuales ocupan los capítulos 6, 7 y 8 de nuestra memoria. Contamos además con un pliego de condiciones en nuestra segunda parte del TFG y unos presupuestos detallados para la finalización de este.

Capítulo 2

Motor de Combustión Interna Alternativo

2.1. Introducción

Podemos considerar un motor como un dispositivo que permite transformar todo tipo de energía en energía mecánica. Dentro de ese amplio sector, se encuentra el motor térmico, el cual se puede definir como el dispositivo que permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible. Existe la posibilidad de obtener la energía a partir de otros tipos de energía como puede ser la energía química en energía térmica almacenada en la materia o poder disponer directamente de esa energía, como es el caso de la energía geotérmica o la solar. En el primer caso se necesitará transformar esa energía química en energía térmica mediante un proceso adicional, como puede ser un proceso de combustión. Se necesitará además disponer de un fluido de trabajo que sea capaz de variar su energía a partir de la energía térmica y de los elementos mecánicos adecuados para que el fluido transforme su energía en energía mecánica. Dependiendo de dónde se produzca el proceso de combustión los motores se pueden clasificar en:

- Motores de combustión externa: si el proceso de combustión tiene lugar de forma externa al fluido de trabajo, como por ejemplo los motores Stirling.
- Motores de combustión interna: si el proceso de combustión tiene lugar

en el propio fluido de trabajo, siendo este generalmente una mezcla de aire combustible.

Dentro de los motores de combustión interna, la combustión puede producirse de forma continua o de forma discontinua, lo que permite dividir a los motores de combustión interna en:

- Motores de combustión continua, que son aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma continua en el tiempo y por consiguiente el fluido de trabajo debe también pasar a través del motor de forma continua.
- Motores de combustión discontinua, que son aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma intermitente. En estos motores el fluido desarrolla un trabajo bien sobre una superficie móvil o bien aumentando la energía cinética de una corriente. En este último caso se trataría de un motor propulsivo, como por ejemplo un pulsorreactor.

A su vez, si el fluido desarrolla un trabajo sobre una superficie móvil, se tendría un motor rotativo, si se desplaza mediante un movimiento giratorio; o un motor alternativo, si se desplaza mediante un movimiento rectilíneo.

Una vez hecha una pequeña clasificación, destacamos que los motores de combustión interna alternativos han dominado sin seria competencia en un amplio campo de aplicaciones debido a las grandes ventajas que presentan frente a otros tipos de motores, entre las que se pueden destacar las siguientes:

- Rendimiento: Dependiendo del tipo de motor o de las condiciones de operación, el rendimiento total puede tomar valores muy distintos. En algunos motores, el valor máximo de este rendimiento puede alcanzar el 55 %, referido a la energía disponible en el combustible. Es un valor alto en términos relativos, considerando las limitaciones termodinámicas y si se comprara con otros motores térmicos, como la turbina de gas. Por otro lado, el valor del rendimiento del MCIA es menos sensible a variaciones en el régimen y la carga que el de otras plantas motrices. En las turbinas de gas o de vapor, su régimen de giro afecta al movimiento del fluido sobre los elementos que constituyen el motor (álabes de compresor y turbina) por lo que su rendimiento se modifica apreciablemente.
- Potencia: Los MCIA se pueden construir para suministrar un amplio rango de potencias que van desde valores de decenas de Watios hasta

varias decenas de Megawatios, lo que permite que su campo de aplicación sea muy alto, a diferencia de otros motores térmicos, que están limitados a proporcionar un pequeño rango de potencias.

- **Combustibles:** Aunque los combustibles idóneos para MCIA deben ser de relativa alta calidad, este motor puede funcionar empleando combustibles de muy distinta naturaleza, tanto en fase líquida como en fase gaseosa, o incluso en fase sólida si el combustible está finamente pulverizado. Esto permite que el motor se adapte a la disponibilidad de un tipo u otro de combustible y le confiere un gran potencial para usar combustibles alternativos. Una gran ventaja de los combustibles líquidos aptos para MCIA es su gran poder calorífico referido a su volumen, lo que le confiere al MCIA una gran autonomía cuando se emplea en vehículos.
- **Características constructivas:** Para adaptarse a cada aplicación concreta, el conjunto cilindro-émbolo, como unidad constructiva del MCIA, se puede construir en tamaños muy dispares, con dimensiones características (diámetro y carrera) en rangos que van desde el centímetro (pequeños motores para modelismo) hasta el metro (grandes motores en buques o plantas de generación de electricidad). Además, en los motores policilíndricos, los cilindros y émbolos se pueden combinar en soluciones constructivas muy diversas. En la construcción de un MCIA se pueden emplear materiales de bajo coste (acero poco aleado y aleaciones de aluminio), fundamentalmente debido a que las temperaturas medias de trabajo son relativamente bajas comparadas con las que se obtienen en otros tipos de motores, como consecuencia de la combustión discontinua y la sucesión de procesos que tienen lugar en el motor (combustión seguida de expansión y de renovación de la carga).

Sin embargo, la utilización de los MCIA también presenta algunas debilidades e inconvenientes, como pueden ser:

- La emisión de gases contaminantes, incluyendo aquí el dióxido de carbono, comprado especialmente con otros propulsores en algunas aplicaciones específicas, como el motor eléctrico en pequeños vehículos. Esta debilidad puede desaparecer si se compara no solamente el resultado de la utilización del motor, sino la cadena completa de impactos producidos por todos los procesos necesarios desde el acopio de energía primaria hasta el uso final del motor.
- La limitación en la potencia máxima, que es crucial en aplicaciones de centrales eléctricas, donde el MCIA no puede competir con las turbinas, tanto hidráulicas como térmicas.

- La potencia específica máxima (potencia por peso del motor) que es decisiva en aplicaciones de transporte a alta velocidad (aeronaves o buques rápidos), en la que el MCIA ha sido desplazado por la turbina de gas.

- La dependencia del petróleo para obtener el combustible que se emplea mayoritariamente en transporte. Este factor ha potenciado la investigación para disminuir el consumo de combustible y para emplear combustibles alternativos no derivados del petróleo.

En cualquier caso, el balance global entre ventajas e inconvenientes se ha mantenido muy favorable para el MCIA durante los últimos cien años, no encontrándose ninguna planta propulsora que pudiera sustituirle de modo extensivo, excepto en el campo de la aviación. El futuro del MCIA pudiera parecer incierto, en vista del endurecimiento de las normativas anticontaminación, la disminución de las reservas de petróleo, y de las diferentes alternativas que se postulan para sustituirlo total o parcialmente en un plazo más o menos lejano. No obstante, las ventajas comentadas han tenido como resultado que hasta hoy día hayan fallado los frecuentes pronósticos lanzados en el pasado que auguraban la sustitución y desaparición del MCIA.

2.2. Historia del MCIA

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) actuales tienen ya más de un siglo de historia. Si hubiera que escoger una fecha que marcara el nacimiento de los motores modernos (tal como los conocemos actualmente), esa sería el año 1876, cuando el alemán Nicolaus Otto solicitó la patente titulada Gasmotor, obtenida a nombre de la Gasmotorenfabrik Deutz AG con el número DE 532.

En la figura 2.1 se muestran un dibujo del motor, extraídos de la solicitud patente presentada en Estados Unidos.

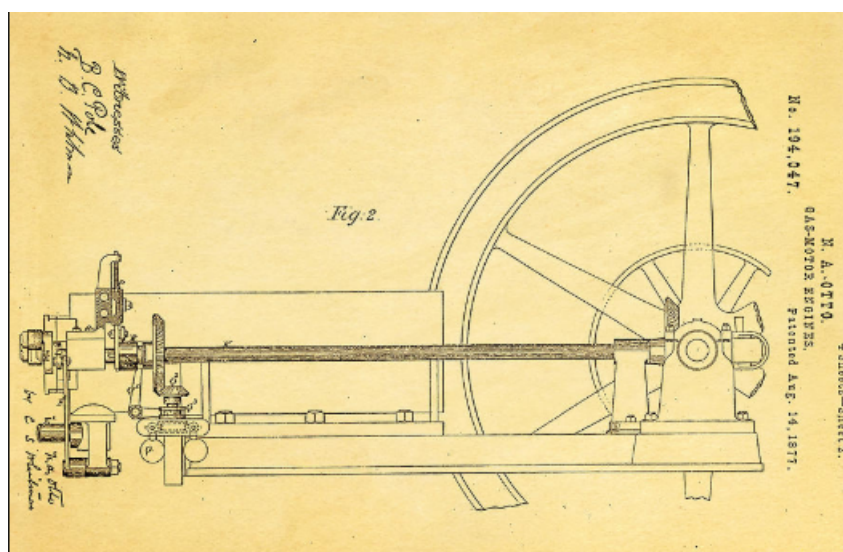


Figura 2.1: Patente de motor presentada por Otto.[1]

Los MCIA no empiezan (ni terminan) con el motor de Otto, aunque este constituya uno de los hitos más importantes de su historia. Los primeros antecedentes de los MCIA fueron, sin duda, las máquinas de vapor, desarrolladas en el siglo XVIII, durante la primera revolución industrial, de la que, en buena parte, fueron artífices. Si bien el motor de Otto fue, a buen seguro, resultado de una evolución continua, basada a su vez en numerosos antecedentes, hay que atribuirle el mérito de haber establecido la estrategia de los desarrollos futuros de los MCIA en una dirección con respecto a la cual iban a existir pocas desviaciones en lo sucesivo.

La máquina de Nikolaus disponía de encendido por chispa externa y accionamiento por pistones alternativos, y pese a que era demasiado grande y pesado para ser utilizado en automóviles, pronto se empezó a fabricar en grandes cantidades para aplicaciones estacionarias. En honor a su fundador, la denominación Otto quedó registrada para referirse a este tipo de motores hasta la actualidad, aunque también es popularmente conocido como motor de gasolina.

Por otra parte, el primer motor satisfactorio con ciclo de dos tiempos apareció, en 1878, de la mano del escocés Dugald Clerk. No fue hasta 1885 cuando Daimler monta un motor de gasolina de alta velocidad, desarrollado por el ingeniero alemán Wilhelm Maybach, sobre un vehículo de dos ruedas, iniciando entonces la historia de la motocicleta. El 29 de enero de 1886, Karl Benz obtuvo la patente alemana número 37435 del primer automóvil. Se trataba de un diseño triciclo de chasis tubular, propulsado por un motor en disposición horizontal monocilíndrico de 954 cm^3 y una po-

tencia declarada de 2-3 CV a 250 rpm. En verano del mismo año, Gottlieb Daimler presentaba su primer vehículo autopropulsado de cuatro ruedas y dos velocidades de transmisión. Consistía en un carruaje abierto de caballos con motor de un solo pistón acoplado en posición central vertical. También en 1886, Daimler aplica el motor de Maybach sobre un carruaje de cuatro ruedas. El primer automóvil comercializado por Daimler-Maybach llegó en 1889; estaba propulsado por un motor de dos cilindros en V e incorporaba una caja de cambios de cuatro relaciones.

En 1892, el alemán Rudolf Diesel inventa un motor de autoignición que funciona con combustibles pesados, y que más tarde pasaría a llamarse motor Diesel. Este era de grandes proporciones y lento, diseñado en primera instancia para funcionamientos estacionarios. Su compleja construcción conllevaba altos costes de producción. Además, los primeros motores Diesel sencillos eran incómodos por su elevado nivel acústico y, en general, presentaban peor comportamiento en aceleración en comparación con los motores de gasolina. En 1897 nace el primer motor de estas características, pero no es hasta 1912 cuando se implanta en una locomotora y en 1923 en un camión.

Entrado el siglo XX, Jacobus y Hendrik-Jan Spijker revolucionan la técnica de automoción, entre otros aspectos, por construir el primer motor de seis cilindros en línea y 8,8 litros de cubicaje; su nombre era Spyker 60 HP y corría el año 1903. No obstante, el motor de combustión todavía no consiguió imponerse a gran escala en la competencia hasta finales de década. Si bien en 1902 un vehículo con motor de gasolina lograba batir por primera vez el récord absoluto de velocidad, hasta entonces los vehículos eléctricos y de vapor habían dominado el panorama. Los propulsores eléctricos y a vapor disponían de una curva de par casi ideal, motivo por el cual no requerían ni embrague ni caja de cambios y resultaban mucho más fáciles de manejar, menos propensos a sufrir averías y con mantenimientos menos complejos; todo esto eran ventajas decisivas respecto a los motores con combustibles líquidos. En 1957, el alemán Felix Wankel fabrica exitosamente un motor de pistón rotativo, conocido hasta la fecha con su mismo apellido.

A partir de los años 70, el motor Diesel es aceptado como tipo de propulsor rentable, gracias a la “miniaturización” impulsada por las mejoras en los materiales y en la fabricación de los motores destinados al sector de los automóviles utilitarios. En la siguiente década, el Diesel se posiciona a la altura para competir con la referencia de la época en cuanto a fuente de propulsión se refiere, es decir, el motor de gasolina. Con el paso de los años, el sector de la automoción ha sufrido diversas crisis, tanto energéticas, del petróleo, medioambientales, etc., que han mermado la experimentación y el desarrollo continuo de los motores; sin embargo, todavía hoy siguen estando presentes en los vehículos del mercado y se sigue investigando en su evolución[2].

2.3. Sobrealimentación

La sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos se basa en aumentar la densidad del aire de admisión por medio de un aumento de presión. El esquema básico que sigue la sobrealimentación es que se muestra en la figura 2.2. El aumento de densidad a la entrada del motor permite aumentar el gasto másico de aire, o de mezcla, para una cilindrada y un rendimiento volumétrico determinados, según la expresión 2.1

$$\dot{m}_a = \eta_v V_T \rho_a \frac{n}{2} \quad (2.1)$$

Al aumentar el gasto de aire, se incrementa en la misma proporción el gasto de combustible, si se mantiene el dosado. Además, teniendo en cuenta que el rendimiento no se ve afectado, algo cierto en una primera aproximación, y haciendo referencia a la expresión 2.2, se observa que la potencia del motor crecerá linealmente con el gasto del aire. Esto se ve representado en el diagrama P-V (Figura 2.3), donde ilustramos el efecto de la sobrealimentación sobre la potencia, a través del diagrama indicado de un ciclo ideal a presión constante.

$$N_e = PCI\eta_e\dot{m}_f = PCI\eta_e F\dot{m}_a \quad (2.2)$$

Haciendo ahora referencia a los orígenes de la sobrealimentación, esta es casi tan antigua como los MCIAs. En 1885, Gottlieb Daimler depositó una patente en la que informa del beneficio de la compresión previa de la carga, mediante una bomba similar a bomba de barrido presente en los motores de dos tiempos. En 1896, también Diesel consideró los beneficios de la sobrealimentación en los motores que llevaban su nombre y para ello hizo uso de un compresor alternativo. A pesar de que la sobrealimentación aumentaba la potencia con respecto al motor atmosférico, parte del trabajo se perdía en dicho compresor, por lo que el rendimiento térmico se veía afectado. Para solucionar este problema, Alfred Büchi impulsa la sobrealimentación con turbina de escape. El ingeniero suizo propuso una patente de un motor sobrealimentado con un turbocompresor axial accionado con una turbina movida por los gases de escape, con el motor, el compresor y la turbina montados sobre el mismo eje. Más tarde, el propio Büchi patentó el sistema con turbocompresor y turbina montados en un eje distinto al motor.

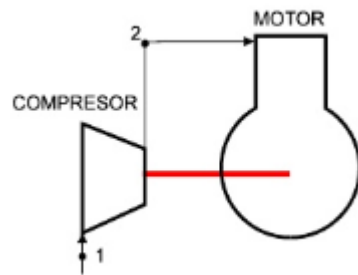


Figura 2.2: Esquema de un motor sobrealimentado

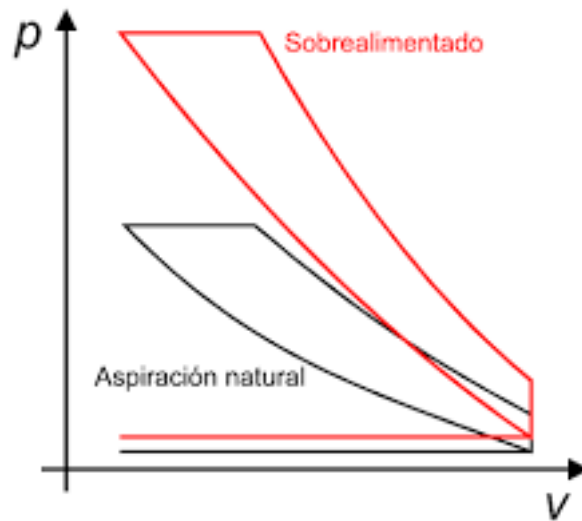


Figura 2.3: Comparación entre el ciclo ideal a presión constante de un motor de aspiración natural y sobrealimentado

Cabe resaltar la importancia del sector aeronáutico en este campo, ya que los motores a principios del siglo XX eran alternativos y debido a la pérdida de densidad del aire a grandes alturas, necesitaban este sistema de sobrealimentación para compensarla.

Capítulo 3

Acústica

3.1. Introducción

Se define la acústica como la parte de la física que trata de la producción, control, transmisión, recepción y audición de los sonidos, ultrasonidos e infrasonidos [4], siendo el sonido una variación de presión que se propaga mediante ondas a través de un medio y que el oído o instrumentos pueden detectar.

A su vez, definimos ruido como la sensación auditiva inarticulada generalmente desagradable. En el medio ambiente, se define como todo lo molesto para el oído o, más exactamente, como todo sonido no deseado.

La Organización Mundial de la Salud (OMS) ha catalogado la contaminación acústica como el segundo mayor problema medioambiental en Europa -tras la contaminación del aire por partículas-, con un impacto en la salud contrastado: provoca estrés, problemas de sueño, afecciones a las capacidades cognitivas, enfermedades cardiovasculares y respiratorias. Según la OMS, “uno de cada cinco europeos vive regularmente expuesto a niveles de ruido dañinos para la salud”.

Por su parte, la Agencia Europea de Medio Ambiente (AEMA) afirma que la exposición a altos niveles de ruido “genera un alto riesgo para la salud de las persona” y estima que en Europa causa 16.600 muertes prematuras al año, y provoca estrés a 32 millones de adultos y problemas de sueño a otros 13 millones. AEMA estima que el ruido procedente del tráfico rodado, principal fuente de contaminación acústica, afecta a más de 100 millones

de personas en todo el continente, de las que 73 millones viven en zonas urbanas[6].

Las leyes europeas establecen que son contaminantes todos los ruidos con una intensidad superior a los 55 decibelios (dB) emitidos durante el día y a los 50 dB durante la noche.

Los niveles de ruido en las carreteras que superan los 55 dB Lden¹ afectan a una de cada cuatro personas en Europa. Este mapa (figura 3.1) muestra el número de personas expuestas a los niveles de ruido del tráfico por encima de este umbral, diseñado para indicar “molestia”, durante el periodo promedio del día[5].

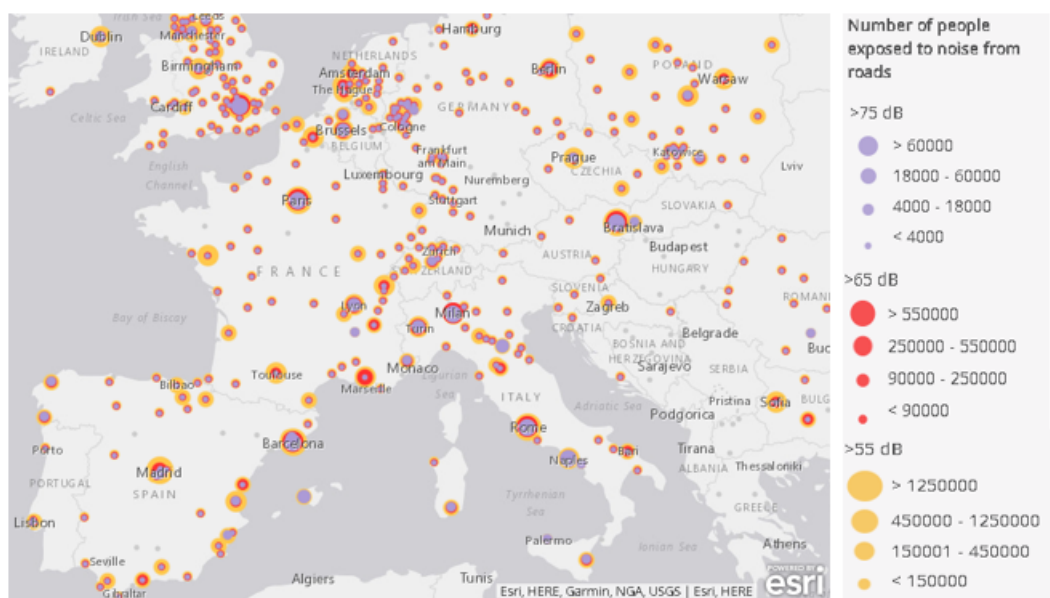


Figura 3.1: Mapa de ruido en Europa (Día), 2016.[5]

También se puede ver el mapa de exposición al ruido del tráfico en la carretera que exceda el umbral de “perturbación del sueño” por la noche (figura 3.2). Alrededor de una de cada seis personas está expuesta a los niveles nocturnos de ruido de tráfico que exceden los 50dB Lnight².

¹el índice de ruido día-tarde-noche

²Índice de ruido por la noche

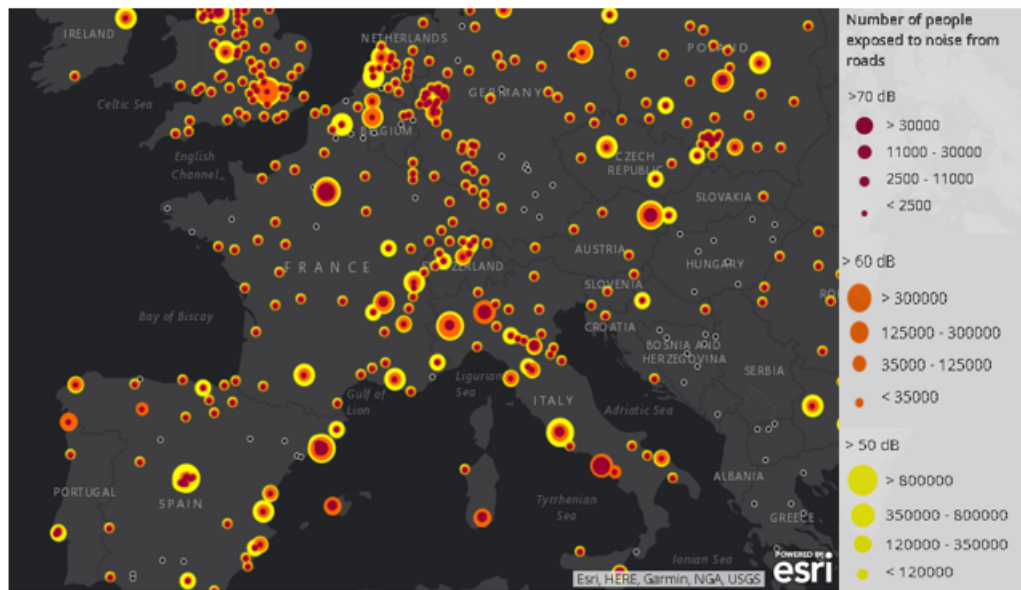


Figura 3.2: Mapa de ruido en Europa (Noche), 2016.[5]

Respecto a España, AEMA establece que los niveles excesivos de ruido afectan a la salud a 12 millones de personas durante el día y de 9,5 millones durante la noche, y el tráfico rodado es responsable del 80% de la contaminación acústica en las ciudades.

Si atendemos a su mapa de ruido (figura 3.3), observamos como los grandes núcleos urbanos cuentan con serios problemas de contaminación acústica relacionados con el tráfico. Si concretamos en nuestra ciudad, Valencia, nos percatamos de que gran parte de ella está afectada por este grave problema.

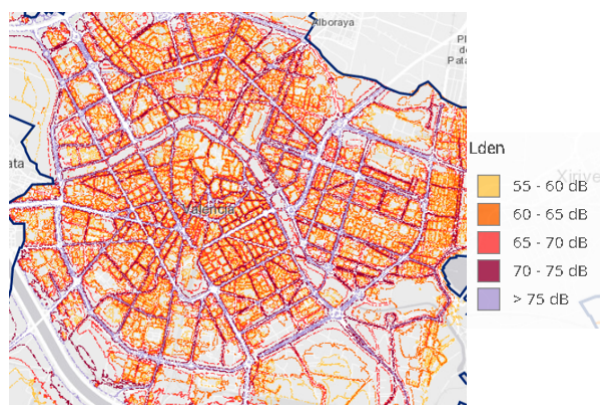


Figura 3.3: Mapa de ruido en Valencia, 2016.[5]

Por todos lo comentado, es imprescindible el estudio e investigación de todo aquel avance capaz de dar solución a este problema, o en nuestro caso, intentar mitigar sus efectos nocivos percutiendo en el estudio del comportamiento del sonido en las turbinas de tipo *twin*.

3.2. Características del sonido

3.2.1. Introducción

A continuación se explicarán una serie de conceptos referidos al sonido y sus propiedades que nos ayudarán a entender ciertas nociones de nuestro trabajo. Para ello, haremos hincapié en los que consideremos oportunos para la plena comprensión del mismo además de aquellos que consideremos necesarios para cubrir cualquier interrogante que pueda surgir.

3.2.2. Propagación del sonido

Una oscilación que se propaga en un medio (con velocidad finita) recibe el nombre de onda. Dependiendo de la relación que exista entre el sentido de la oscilación y el de la propagación, hablamos de ondas longitudinales, transversales, de torsión, etc. En el aire el sonido se propaga en forma de ondas longitudinales, es decir, el sentido de la oscilación coincide con el de la propagación de la onda.

Medio

Se define un medio al conjunto de osciladores capaces de entrar en vibración por la acción de una fuerza. Normalmente, al hablar de medio hacemos referencia al aire, ya que es el medio más usual en el que se realiza la propagación del sonido.

Para que una onda sonora pueda propagarse en un medio, este debe cumplir con mínimos tres condiciones: el medio debe tener masa, inercia y además debe ser elástico.

Además, el aire posee otras características que hacen referencia a la propagación del sonido:

- Las distintas ondas sonoras pueden propagarse por el mismo espacio al mismo tiempo sin afectarse entre ellas, es decir, la propagación es lineal.

- Es un medio no dispersivo, lo cual quiere decir que las ondas se propagan a la misma velocidad independientemente de su frecuencia o amplitud.
- Es un medio homogéneo. Las ondas sonoras se propagan en todas las direcciones(esféricamente), generando un campo genérico.

Propagación

Un cuerpo en oscilación pone en movimiento a las moléculas del medio que lo rodean. Estas, a su vez, transmiten ese movimiento a las moléculas vecinas y así sucesivamente. Cada molécula de aire entra en oscilación en torno a su punto de reposo. Es decir, el desplazamiento que sufre cada molécula es pequeño aunque el movimiento se propaga a través del medio.

Entre la fuente sonora y el receptor tenemos un traslado de energía pero no de materia. No son las moléculas de aire que rodean al cuerpo en oscilación las que hacen entrar en movimiento al receptor, sino las que se encuentran junto al mismo, que fueron excitadas a medida que la onda se propagaba en el medio.

El desplazamiento que sufren las distintas moléculas del medio genera zonas en las que existe una mayor concentración de moléculas, zonas de condensación, y zonas en la que hay una menor concentración de moléculas, zonas de rarefacción. Esas zonas de mayor o menor densidad generan una variación alterna en la presión estática del medio, lo que conocemos como presión sonora.

Supongamos una cadena de partículas entre la fuente sonora y el receptor. Cuando la fuente sonora pone en movimiento la primera partícula, la tercera, por ejemplo, está todavía en situación de reposo. Se puede concretar entonces que cada partícula se encontrará en una situación distinta del movimiento oscilatorio, o lo que es lo mismo, cada partícula tendrá una situación de fase distinta. Por consiguiente encontraremos una partícula cuya fase coincide con la de la primera, aunque la primera partícula está comenzando su segundo ciclo oscilatorio, mientras que la otra está recién excitada.

La distancia que existe entre dos partículas consecutivas en igual situación de fase se llama longitud de onda (λ). A su vez, la longitud de onda está relacionada con la frecuencia por medio de la propagación del sonido (c), de manera que:

$$c = \lambda f \tag{3.1}$$

La velocidad de propagación de la onda sonora (velocidad del sonido), la cual no debemos confundir con la velocidad de desplazamiento de las partículas, depende de las características del medio en el que se realiza dicha propagación y no de las propiedades de la onda o la fuerza que la genera.

3.2.3. Interferencia de ondas

Es muy complicado encontrar movimientos ondulatorios puros y aislados en la naturaleza. Las ondas interfieren unas con otras para configurar patrones oscilatorios completos, caóticos y difíciles de descomponer en ondas individuales. Cuando en un lugar concreto del espacio confluyen las perturbaciones ondulatorias procedentes de dos o más fuentes emisoras independientes se habla de interferencia de ondas.

Ondas estacionarias

Las ondas estacionarias son un caso particular de interferencia que se produce cuando se superponen dos ondas de la misma dirección, amplitud y frecuencia, pero sentido contrario. En una onda estacionaria los distintos puntos que la conforman oscilan en torno a su posición de equilibrio a medida que transcurre el tiempo pero el patrón de la onda no se mueve, de ahí su nombre.

Los valores absolutos de amplitud máxima de la onda estacionaria resultante se denominan vientres de la onda, y los de amplitud mínima se llaman nodos. Cada dos nodos o dos vientres consecutivos hay una distancia igual a la mitad de la longitud de onda del movimiento ondulatorio estacionario.

3.3. Fuentes de ruido en MCIA

Como se ha comentado anteriormente, es muy común en todas las investigaciones señalar que son los vehículos a motor la fuente principal de contaminación acústica. De hecho existe un gran consenso para apuntar que nada menos que el 80 % de la contaminación acústica que se genera en nuestras ciudades procede de esta fuente. El tráfico rodado es, pues, la fuente principal de contaminación acústica y sobre él se ha de centrar nuestros esfuerzos.

Dentro de los motores de combustión interna existen varios elementos que producen ruido durante su funcionamiento debido a la fricción que se genera entre ellos, por lo que se hace necesario conocer y comprender los

diferentes mecanismos que los generan y en el momento en el que se produce el ruido. Dicho esto el ruido generado por un motor de combustión interna se puede clasificar en ruido de combustión y ruido mecánico. En la imagen 3.4 se muestra un esquema de las fuentes de ruido en un MCIA:

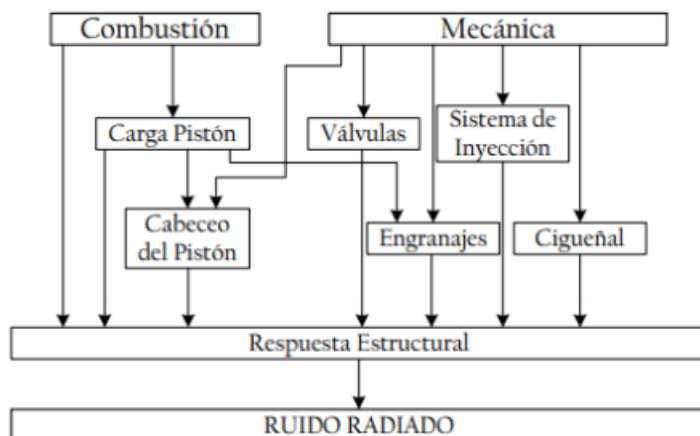


Figura 3.4: Fuentes de Ruido en un MCIA.[7]

3.3.1. Ruido de Combustión

EL ruido de combustión es la principal fuente de ruido en un motor de combustión interna alternativo, predominando aún más sobre el ruido mecánico en condiciones de baja velocidad y carga.

La causa principal de este ruido es el aumento de presión dentro del cilindro, que se origina después del tiempo de retraso, que provoca una vibración estructural del bloque y la excitación de la resonancia del gas en el interior de la cámara de combustión, radiándose de esta manera en ruido.

Las fuerzas de presión y las mecánicas relacionadas con el proceso de combustión son las responsables de la vibración del bloque. Las primera es consecuencia de la velocidad de quemado del combustible y la variación de presión temporal en los gases dentro del cilindro, concurrentes a la cámara de combustión y a los parámetros de diseño del motor; mientras que las fuerzas mecánicas tienen que ver con los elementos principales del motor, sus ajustes, tolerancias y desgaste principalmente.

3.3.2. Ruido Mecánico

El ruido mecánico es el generado por el contacto y los elementos móviles del motor así como con los elementos auxiliares del mismo. Este ruido domina el rango de altas frecuencias a altas velocidades de funcionamiento. Las principales fuentes de ruido mecánico son:

Ruido producido por la vibración del Cigüeñal

El cigüeñal está sometido a fuerzas que cambian de dirección e intensidad, esto junto con la inevitable presencia de holguras, produce la vibración del sistema y la generación de ruido.

Ruido del pistón

Las fuerzas del gas y la inercia que actúan sobre el pistón generan su cambio de dirección y un impacto contra la pared del cilindro, vibrando e irradiando ruido. Además, el movimiento del pistón origina deterioros cerca del PMS y PMI, provocando una intensificación del ruido en esta zona.

Ruido en elementos auxiliares

Es el ruido generado por los sistemas del motor como el sistema de inyección, el sistema de distribución y el grupo turbocompresor. Estas fuentes pueden ser dominantes en condiciones de carga parcial o plena carga a altas frecuencias aunque en la mayoría de los casos el sonido provocado sea imperceptible para un resultado general del motor[7].

3.3.3. Ruido en la admisión y escape

La existencia de flujo no estacionario en el interior de los conductos de admisión y escape provoca la emisión de ruido por los extremos abiertos de los mismos y por la vibración de las superficies inducida por dicho flujo.

El origen de la propagación de ondas por el interior de los conductos es el mismo que el del proceso de emisión de ruido por la boca de los colectores. En efecto, las fluctuaciones de velocidad en el extremo abierto del colector pueden ser considerables, dado que las velocidades asociadas a las ondas incidente y reflejada tienen el mismo sentido y que la magnitud de la amplitud de la presión de tales ondas es relevante. Estas fluctuaciones de velocidad se

producen a un ritmo mucho más rápido que los tiempos característicos de relajación del aire circulante, impidiendo que se alcance un estado de equilibrio y dando lugar a la propagación de una onda que produce la sensación subjetiva de percibir un ruido.

Cabe resaltar que, el coeficiente de reflexión de un extremo abierto no puede ser igual a la unidad en amplitud, dado que existe en tal caso una cierta transferencia de energía entre el interior del colector y el aire circulante. Sin embargo, los valores reales son próximos a la unidad, por lo que la energía radiada es comparativamente baja respecto a la que incide sobre el extremo. Esto provoca que las ondas en que consiste el ruido de admisión y escape son de pequeña amplitud y caen dentro de los límites de la aproximación lineal, menos a muy bajas frecuencias donde los efectos no lineales pueden ser muy pronunciados.

Resaltamos la complejidad del flujo en los extremos de los colectores, ya que la interacción entre la fluctuación de la velocidad inducida por el flujo en el colector y el aire en reposo provocando el desarrollo de vórtices no estacionarios. Estos son fuentes adicionales de ruido, que multiplican su importancia a un mayor régimen de giro del motor, debido a que en ese caso, la velocidad media es comparable o superior a la velocidad fluctuante, convirtiéndose estos movimientos vorticales en la fuente principal del ruido.

Capítulo 4

Propagación de ondas en conductos

4.1. Introducción

Si se intenta hacer una descripción detallada de los procesos de propagación de ondas en conductos en condiciones reales de flujo de motor, hemos de tener en cuenta su tremenda complejidad. Por ello, en este capítulo se presentarán las distintas hipótesis y consideraciones que se van teniendo en cuenta para la comprensión de todos los fenómenos de interés relacionados con este apartado.

4.2. Propagación adiabática de ondas en conductos

Comenzaremos a explicar el caso más sencillo, la propagación isentrópica de una onda simple unidimensional, o lo que es lo mismo, la propagación adiabática y sin fricción que tendría lugar en un conducto de sección constante, infinitamente largo y con el fluido inicialmente en reposo.

La propagación de la onda es una propagación de descomposiciones de masa, cantidad de movimiento y energía. Con los supuestos indicados, el campo de flujo resultante queda descrito por la presión y la velocidad local asociadas con el paso de la perturbación, ya que basta resolver las ecuaciones

de continuidad y de cantidad de movimiento, cuyas expresiones se dan en el apartado de modelado 1D. Una solución de dichas ecuaciones para nuestro caso, suponiendo que el fluido es un gas ideal es la siguiente:

$$u = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[(p/p_0)^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1 \right] \quad (4.1)$$

Esta ecuación, en la que a_0 y p_0 son la velocidad del sonido y la presión en el medio sin perturbar, p es la presión asociada con el peso de la onda, y γ es el coeficiente adiabático, da la relación entre la velocidad u con que las partículas de dicho fluido se desplazan de sus posiciones y la presión.

Cabe resaltar que el signo de la velocidad inducida en las partículas de fluido depende del valor de la presión. En el caso de una onda de compresión, en la que la presión asociada con el paso de la onda es mayor que la presión del medio sin perturbar, este término entre corchetes es positivo y por tanto las partículas se desplazan en el mismo sentido de propagación de la onda. Por otro lado, en el caso de una de rarefacción, en la que a presión asociada con el paso de la onda es menor que la presión del medio sin perturbar, el signo negativo indica que la velocidad de las partículas tiene sentido contrario a la de propagación. A raíz de esto, se podría considerar que una onda de compresión empuja a las partículas a su paso, mientras que una onda de rarefacción las succiona.

Otra conclusión que se puede sacar de la ecuación 4.1 es la influencia sobre la propagación de perturbaciones debido a la relación entre presión y velocidad. Esta relación implica que para valores reseñables de presión, la velocidad correspondiente también tendrá un valor reseñable. Esta influencia se debe a que la velocidad C de propagación viene dada por la suma de la velocidad local del sonido a y a la velocidad de las partículas u . Dado que la velocidad del sonido para un gas viene dad por:

$$a = \sqrt{\gamma p / \rho} \quad (4.2)$$

es posible probar que, para una relación isentrópica:

$$a/a_0 = (p/p_0)^{(\gamma-1)/2\gamma} \quad (4.3)$$

por lo que la velocidad de propagación resulta:

$$C = a + u = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[(p/p_0)^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1 \right] \quad (4.4)$$

Se puede sacar como conclusión de esta última ecuación, que las partes de la onda con una mayor presión asociada se desplazan más deprisa que las que tiene menor presión.

4.2.1. Aproximación lineal

Debemos tener en cuenta que la realidad, los conductos no son de longitud infinita, sino que las ondas de presión interaccionan con distintas singularidades que encuentran a su paso, dando lugar a la existencia de flujos complejos debidos a la superposición de los distintos trenes de ondas que viajan en sentidos opuestos. Para conocer cuales son las características generales de estos flujos, además de la aparición de nuevas ondas secundarias, nos basta con una aproximación, generalmente llamada teoría acústica, que se basa en la linealización de las relaciones entre la presión y la velocidad de las partículas.

Se expresará la presión como suma de la presión del medio sin perturbar y una cierta componente fluctuante, que se designará como p y la fluctuación de velocidad como u . Por todo lo comentado, la ecuación 4.1 para el caso de una onda que se propaga en sentido positivo queda:

$$u^+ = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\left(1 + p^+/p_0 \right)^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1 \right] \quad (4.5)$$

si consideramos que p^+ es pequeña frente a p_0 , se puede expresar como:

$$u^+ \approx \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \frac{p^+}{p_0} \right) - 1 \right] = \frac{1}{\rho_0 a_0} p^+ \quad (4.6)$$

Haciendo referencia ahora a la velocidad de propagación C de la onda y tras algunas modificaciones:

$$C \approx a_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \frac{p^+}{p_0} \right) \approx a_0 \quad (4.7)$$

ya que, al suponer $p^+ \ll p_0$ y cumplirse que $(\gamma-1)/2\gamma \ll 1$. Así, la velocidad de propagación resulta simplemente la del medio sin perturbar, en esta aproximación, y al ser independiente de la presión, la onda se propaga sin distorsión. Análogamente, para una onda propagándose en sentido

contrario:

$$u^- \approx \frac{1}{\rho_0 a_0} p^- \quad (4.8)$$

donde de nuevo, a_0 es la velocidad de propagación.

En términos de velocidades, el resultado de la superposición es la suma de las correspondientes dos ondas, tanto en el caso no lineal como en el lineal. Se puede escribir como:

$$u = u^+ + u^- = \frac{1}{\rho_0 a_0} (p^+ - p^-) \quad (4.9)$$

En términos de presión, la presión resultante es directamente la suma de las correspondientes a las dos ondas solo en la aproximación lineal, teniéndose:

$$p = p^+ + p^- \quad (4.10)$$

4.3. Interacción de ondas con singularidades geométricas

La no uniformidad presente en los conductos de propagación tiene como consecuencia el origen de ondas secundarias y la subsiguiente superposición entre las distintas ondas.

La primera de las singularidades que expondremos, y a su vez la más sencilla, corresponde a la condición de extremo de conducto cerrado. En este caso, la circunstancia que debe cumplirse es que la velocidad en el extremo sea nula, lo que nos lleva a:

$$p^+ = p^- \quad (4.11)$$

El extremo cerrado refleja una onda del mismo signo que la incidente, con lo que la amplitud de la presión en el extremo es el doble de la correspondiente a la onda incidente sobre el extremo. En la figura 4.1 se muestra un esquema básico de la reflexión de ondas en extremo cerrado.

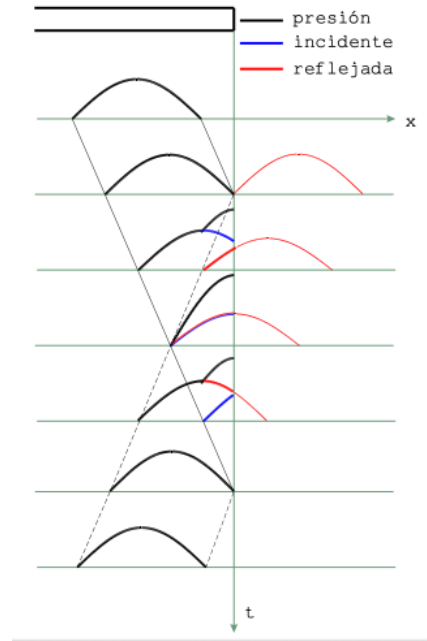


Figura 4.1: Reflexión de ondas en extremo cerrado.

Considerando ahora el caso del extremo abierto, singularidad tiene cierta relación con nuestro trabajo ya que corresponde a la que se produce en el escape, destacamos que la presión en el extremo del conducto debe ser constante e igual a la exterior, lo que quiere decir que:

$$p^- = -p^+ \quad (4.12)$$

Un extremo abierto refleja una perturbación de igual amplitud pero de signo contrario a la incidente sobre el mismo, destacando además que la fluctuación de velocidad en el extremo abierto puede tener una amplitud considerable, ya que se potencian los efectos de la onda de compresión incidente y la onda de rarefacción reflejada, al tener el mismo sentido las velocidades asociadas a ambas ondas. En la figura 4.2 se muestra un esquema básico de la reflexión de ondas en extremo abierto.

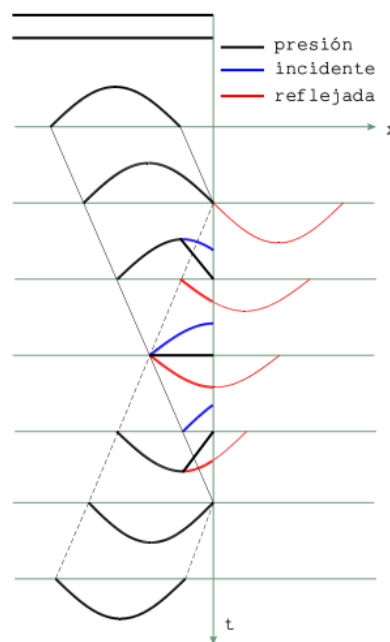


Figura 4.2: Reflexión de ondas en extremo abierto.

La siguiente singularidad que encontramos son los cambios bruscos de sección. En estos casos, no existe únicamente reflexión, sino que también existe transmisión aguas abajo de la singularidad. Para determinar la naturaleza del proceso de reflexión y las magnitudes de las ondas reflejada y transmitida, se plantearán las condiciones que expresan la conservación de la masa y la energía en la singularidad.

Si se considera un cambio brusco de sección, y denótese por 1 a la sección inmediatamente aguas arriba del mismo, y por 2 a la sección inmediatamente aguas abajo. El cambio de sección carece de longitud y, por consiguiente, un comportamiento cuasiestacionario, y admitiendo que la densidad no sufre ninguna variación debida al cambio de área, se puede escribir la ecuación de la continuidad como:

$$A_1 u_1 = A_2 u_2 \quad (4.13)$$

Por otro lado, en la aproximación lineal, la densidad de flujo de energía asociada al paso de una onda viene dada por el producto pu , por tanto, de acuerdo con el carácter cuasiestacionario del flujo y suponiendo por simplicidad que no hay pérdidas, el flujo de energía debe ser el mismo a ambos

lados de la sección, con lo que:

$$A_1 p_1 u_1 = A_2 p_2 u_2 \quad (4.14)$$

que, teniendo en cuenta la ecuación 4.13, se reduce a:

$$p_1 = p_2 \quad (4.15)$$

Si combinamos las ecuaciones anteriores las ecuaciones 4.13 y 4.15 pueden escribirse en términos de componentes incidentes, reflejadas y transmitidas, obteniéndose las expresiones:

$$A_1 (p_1^+ - p_1^-) = A_2 p_2^+ \quad (4.16)$$

$$p_1^+ + p_1^- = p_2^+ \quad (4.17)$$

Resolviendo simultáneamente estas ecuaciones se obtienen las amplitudes de las ondas reflejada y transmitida en función de la amplitud de la onda incidente. Introduciendo la relación de áreas $\sigma = A_2/A_1$ se obtiene:

$$p_1^- = \frac{1 - \sigma}{1 + \sigma} p_1^+ \quad (4.18)$$

$$p_2^+ = \frac{2}{1 + \sigma} p_1^+ \quad (4.19)$$

En el caso de ensanchamiento brusco (figura 4.3), $\sigma > 1$, se observa que tanto la onda reflejada como la transmitida tienen menor amplitud, en valor absoluto, que la onda incidente, pero la onda reflejada tiene sentido opuesto.

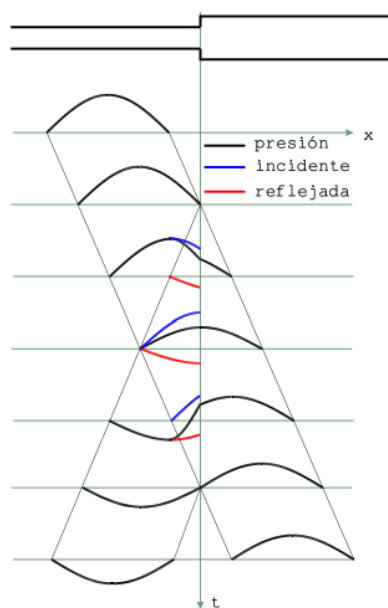


Figura 4.3: Reflexión de ondas en ensanchamiento brusco.

Por otro lado, en caso de estrechamiento brusco (figura 4.4), $\sigma < 1$, tanto la onda reflejada como la transmitida tienen el mismo signo que la incidente, además de que la onda transmitida es de mayor amplitud que la incidente, y la reflejada es de menor amplitud.

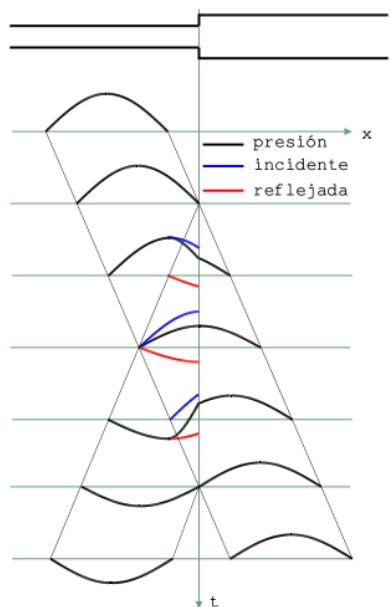


Figura 4.4: Reflexión de ondas en estrechamiento brusco.

Para finalizar, la última singularidad a considerar es la presencia de conductos de sección variable. Al contrario que los casos previamente tratados, los conductos de sección variable no admiten una representación en términos simples que conduzca a una relación sencilla entre la onda incidente y las ondas reflejada y transmitida. No se trata de una singularidad localizada en la que puedan aplicarse relaciones de conservación, sino de una variación continua de la sección a lo largo de una cierta longitud. En muchos de los casos, es posible resolver esta singularidad mediante infinitos cambios bruscos de sección, como por ejemplo para conductos cónicos divergentes.

4.4. Flujo no adiabático

4.4.1. Introducción

La temperatura de los gases que salen del cilindro es elevada y no puede despreciarse por lo que es la transferencia de calor quien determina la temperatura de los gases de escape y, según la siguiente ecuación (que se obtiene a partir de la ecuación de conservación de la energía para flujo isentrópico y supone gas ideal), la velocidad de propagación de las ondas de presión:

$$\dot{m}_s = A_r \frac{\gamma p_{10}}{\sqrt{\gamma R T_{10}}} \left[\frac{p_2}{p_{10}} \right]^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{10}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]} \quad (4.20)$$

donde \dot{m}_s es el gasto ideal y el subíndice 0 hace referencia a las condiciones de parada.

Por todo esto, el campo de temperaturas a lo largo del sistema de escape es determinante para su diseño desde el punto de vista del ruido.

4.5. Influencia del campo de temperaturas sobre la propagación de ondas

En este apartado se estudiará cómo afecta la distribución de temperaturas a la propagación de ondas de presión. Un planteamiento estricto del problema implicaría la consideración simultánea de la transferencia de calor y de la propagación de ondas, ya que esta última determina las condiciones locales del flujo y por tanto la transferencia térmica a las paredes del conducto. No obstante, es posible obtener conclusiones correctas desacoplando

ambos fenómenos y considerando el caso de la propagación adiabática de una onda en un conducto en que se supone la presencia de discontinuidades o gradientes de temperatura.

En el caso de un cambio brusco de temperatura, si la sección del conducto es constante, la conservación de la masa se expresa como:

$$\rho_{01}u_1 = \rho_{02}u_2 \quad (4.21)$$

donde ρ_{01} y ρ_{02} denotan las densidad del medio no perturbado por la onda a ambos lados de la discontinuidad térmica. Fijándonos ahora en la ecuación 4.9:

$$p_1^+ - p_1^- = \frac{a_{01}}{a_{02}}p_2^+ \quad (4.22)$$

$$p_1^+ + p_1^- = p_2^+ \quad (4.23)$$

donde a_{01} y a_{02} denotan la velocidad del sonido en el medio no perturbado por la onda a ambos lados de la discontinuidad. Introduciendo ahora la relación de velocidades del sonido $\delta = a_{01}/a_{02}$ obtenemos:

$$p_1^- = \frac{1 - \delta}{1 + \delta}p_1^+ \quad (4.24)$$

$$p_2^+ = \frac{2}{1 + \delta}p_1^+ \quad (4.25)$$

Esta analogía similar a la relación de secciones vista en apartados anteriores muestra que una disminución brusca de temperatura ($\delta > 1$) ha de comportarse como un ensanchamiento brusco de sección y viceversa, tanto en los signos como en las amplitudes de las ondas transmitida y reflejada relativas a la onda incidente.

4.6. Conclusión

Este capítulo se puede relacionar con nuestro proyecto ya que podemos considerar el rotor de la turbina un extremo casi cerrado. Pasaremos a describir entonces que sucede motor de combustión interna alternativo en el que no tenemos ningún remanso entre la salida del cilindro y la entrada a la turbina, simplemente tenemos un colector de escape relativamente fino.

Se abre la válvula de escape del cilindro, el pulso de presión viaja hacia la turbina, llega a esta comportándose como una restricción al flujo y este pulso vuelve rebotado con una amplitud algo más pequeña que con la que venía. Esto se debe a que parte del pulso se transmite hacia el colector de escape. Parte vuelve al cilindro del que ha salido pero también se reparte entre los otros, pudiendo llegar en el momento en el que estos están abriendo su válvula de escape, ocasionando una sobrepresión que dificulta su vaciado.

Varios factores hacen que esta interferencia tenga un mayor o menor impacto en los cilindros. Los más destacados, la longitud del colector, el régimen de giro y el orden de apertura de los cilindros. Con la longitud del colector, podemos calcular el tiempo que tardaran las ondas en llegar a los demás cilindros y así reducir a nuestra conveniencia los efectos perjudiciales en estos. En relación al régimen de giro, cuanto mayor es este, los fenómenos de interferencia se multiplicaran, debido al mayor número de revoluciones que lleva el cigüeñal, que conllevan procesos de llenado y vaciado en menos tiempo. Por último, si alternamos el orden de encendido de los cilindros, podemos disminuir los fenómenos de interferencia al no tener impacto en los demás en el momento del escape. Podríamos calcular en función del régimen del giro y la longitud de este conducto la posibilidad de interferencias midiendo la velocidad de la onda teniendo en cuenta a la temperatura a la que se encuentra mediante un cálculo trivial. Así, podríamos deducir que longitud debe tener el conducto para cada régimen para reducir así este fenómeno.

Otra solución es la desarrollada en este proyecto. Mediante la turbina de doble entrada, individualizamos los cilindros de forma que el colector de escape pasa a dividirse en dos y reduciendo así estos fenómenos de interferencia. Así, cuando el pulso de presión vuelve, no interfiere en los otros cilindros. Cabe destacar que cuando rebota el pulso en el rotor, parte de este pasa a la otra rama de la voluta, pero podemos considerarlo despreciable ya que es relativamente pequeño. Por ello, y en relación a lo comentado en esta conclusión en este capítulo, podríamos considerar el rotor un extremo casi cerrado, ya que no llega a rebotar con la misma amplitud pero sí con la misma fase.

Capítulo 5

Estudio Experimental de una Turbina Tipo *Twin* en Condiciones Reales de Pulso de Motor

5.1. Introducción

En este capítulo se estudiará una turbina de doble entrada mediante un banco de pruebas construido específicamente para asemejarse lo máximo posible a las condiciones que encontramos en un motor real. Como hemos comentado en otras ocasiones, el motivo del estudio de una turbina de este tipo, es evitar los fenómenos de interferencia que surge en los procesos de escape de los cilindros de orden de encendido consecutivo.

Todo el equipamiento y el banco de pruebas se ha diseñado para poder recrear las condiciones de pulso y de contorno más cercanas a la realidad, que nos aportarán nuevos datos que, a su vez, nos proporcionarán una mejor predicción de las condiciones de salida y, por tanto, una mayor facilidad en el trabajo de modelado.

Los requisitos del cliente con respecto a la experiencia de conducción están obligando a la industria a desarrollar técnicas cada vez más evolucionadas en el campo de la turboalimentación y, por lo tanto, aumentar la complejidad del sistema. Las turbinas de doble entrada, como se ha hecho ya

referencia en alguna ocasión, se caracterizan por el diseño particular de su geometría, en la que el flujo se divide en dos canales separados, alimentados por bancos de escape separados, que desacoplan los impulsos de energía de los cilindros de encendido secuencial.

Al evitar los reflujos generados por las interferencias del proceso de escape entre los cilindros de orden de encendido consecutivos, se obtiene una mejor eficiencia volumétrica del motor. Además, un uso más efectivo de la presión dinámica de los impulsos de gas mejora significativamente la respuesta transitoria en comparación con una sola turbina automática.

Los datos experimentales proporcionados por los fabricantes de turbocompresores se obtienen generalmente en condiciones estacionarias. Sin embargo, durante las condiciones de conducción reales, la turbina es golpeada continuamente por un flujo altamente pulsante debido a la apertura y cierre de las válvulas del cilindro, como se explica en [8]. Por lo tanto, una buena comprensión del comportamiento de la turbina en condiciones pulsantes se ha vuelto muy útil para los fabricantes de automóviles durante la etapa de diseño.

Por ello, la presente investigación estudia la obtención de una caracterización acústica más realista de este tipo de turbinas.

5.2. Configuración Experimental

El trabajo experimental descrito en este documento se ha llevado a cabo en el banco de pruebas del laboratorio del CMT-Motores Térmicos para la investigación de turbocompresores, una instalación especialmente diseñada para probar cualquier tipo de turbocompresor en cualquier condición.

La instalación está formada por un turbocompresor aislado del motor, lo cual nos permitirá experimentar con todo varias configuraciones y características de flujo. Contamos con un sistema de refrigeración general del edificio que mantiene un baño refrigerante de 20°C y uno de lubricación que cuenta con un flujo de aceite controlado por un circuito de recirculación y una válvula pilotada.

En relación al banco de pruebas esta formado por un compresor radial de dos etapas que alimenta a la turbina, con una capacidad de presión máxima de 5 bar y una potencia máxima de 500 kW, apoyado de válvulas de descarga electrónica que operan cuando el caudal másico o la presión requerida es inferior al mínimo suministrado por este.

El aire llega libre de polvo y residuos debido a que el compresor cuenta con sus propios filtros. Después de compresor, el aire se hace pasar por los plenums para estabilizar el flujo eliminando los pulsos.

Una vez ha pasado por estos depósitos de remanso, llega a una cámara de combustión, que calienta el aire con una temperatura máxima de 1200 K para el caudal máximo. Aguas abajo de la cámara de combustión, el flujo se divide en dos ramas.

En una de ellas, está situada una válvula giratoria activada por un motor eléctrico encargada de generar los pulsos. Debido a la necesidad de obtener mediciones pulsando en ambas ramas, se instalan dos tubos flexibles después de los tubos de control, permitiendo un cambio rápido de la rama pulsante simplemente cambiando sus conexiones, como se muestra en la figura 5.1.



Figura 5.1: Diseño del banco de pruebas

En la imagen 5.2 se representa la disposición básica del banco de pruebas, que se puede dividir en 4 sistemas principales; la rama del compresor, la rama de la turbina, el circuito refrigerante y el circuito de lubricación.

En la tabla 5.1, se presenta un resumen de los principales sensores y los diferentes elementos de medida:

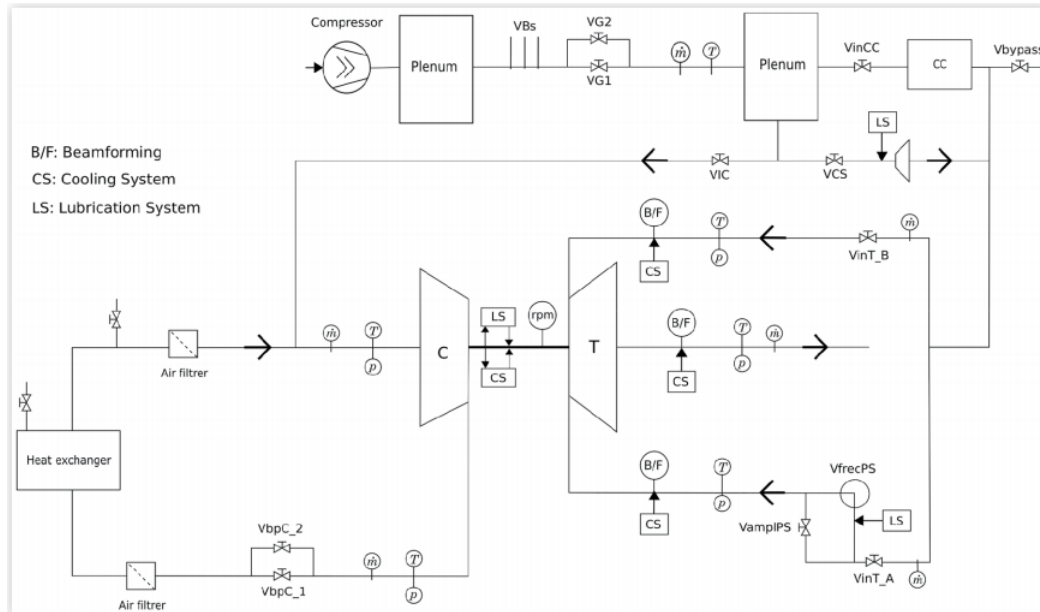


Figura 5.2: Diseño del banco de pruebas

Variable	Sensor	Rango	Símbolo	Incertid.
Presión del gas (media)	Piezorresistivo	0 - 5 bar	p	12.5 mbar
Presión del gas (inst.)	Piezoeléctrico	0 - 250 bar	B/F	< 0.1 %
Temperatura Gas/Metal	Termopar tipo-K	273 - 1500 K	T	1.5 K
Gasto másico de gas	Cono-V, térmico	45-1230 kg/hr	ṁ	< 2 %
Presión del lubricante	Piezorresistivo	0 - 5 bar	LS	12.5 mbar
Temperatura del lubricante	RTD	173 - 723 K	LS	< 0.5 K
Gasto másico de lubricante	Coriolis	0-40 gr/s	L/S	< 2 %
Velocidad turbocompresor	Inductivo	< 300 krpm	rpm	< 500 rpm

Tabla 5.1: La lista de equipos de medición con los símbolos correspondientes en el croquis de diseño.

El turbocompresor utilizado para las pruebas presentadas consta de un compresor radial y una turbina de doble entrada, con entrada y válvula de descarga asimétrica, para aplicaciones en un motor de gasolina comercial automotriz.

En este documento, las dos entradas diferentes de la turbina se denominarán *shroud* y *hub* debido a su ubicación dentro de la carcasa. Para el volumen de las volutas, como se aprecia en la imagen 5.3, se utilizó un molde de silicona.



Figura 5.3: Ejemplar del turbocompresor

Cabe resaltar la dificultad de obtener datos experimentales válidos cuando experimentamos en condiciones de flujo pulsante reales. Todo el procesado de datos es muy complejo, ya que los sensores son muy sensibles al ruido. Además, al añadir una segunda entrada a la turbina, debemos de vigilar y chequear adecuadamente todo tipo de válvulas y sistemas de control. Otro punto difícil del experimento es la creación de un flujo altamente pulsante. Para ello, contamos con una válvula giratoria que colocamos en una de las dos ramas, apoyada de un tubo flexible que usamos para generar los pulsos en la otra rama. En el lado de la turbina, una placa con tres orificios equidistantes (figura 5.4), se coloca para permitir o limitar el flujo que pasa e impartir los pulsos en una de las ramas de entrada. Las diferentes formas de los orificios de la placa pueden imitar la apertura y el cierre de las válvulas del cilindro real. La amplitud del pulso se ajusta con una válvula que opera controlando la cantidad de mezcla del flujo estable y pulsátil, de modo que si la cantidad de flujo másico estable es menor en la mezcla, la amplitud pulsante es mayor y viceversa.



Figura 5.4: Placas giratorias para la generación de pulsos.

Las condiciones de admisión se controlaron regulando el caudal másico en cada entrada, mediante una válvula con dos posiciones que se fijó antes del experimento. Para la presión instantánea, se fijaron tres transductores de presión en cada rama de entrada, así como en la rama de salida. Además, se han utilizado sensores piezorresistivos para medir la presión media estática en las ramas.

Por otro lado, para mejorar la precisión, se han utilizado sensores piezoeléctricos para las mediciones de presión instantánea. Estos sensores requieren una separación física particular para un correcto cálculo de descomposición. Para estudiar las ondas de presión y obtener las componentes incidente y reflejada, se ha utilizado una técnica *beamforming*. Este método estima fluctuaciones de velocidad a través de la descomposición del flujo en sus componentes hacia adelante y hacia atrás utilizando técnicas de filtrado espacial. Para realizar correctamente esta técnica, así como para evitar posibles fenómenos de aliasing, el flujo debe estar completamente desarrollado, que consigue fijando una distancia de unos 10 diámetros de tubería de longitud recta sin obstrucciones en ambas direcciones de la matriz del sensor.

Con el objetivo de reducir el ruido al máximo, todos los sensores se conectaron a una tierra equipotencial mediante una malla metálica de baja impedancia. Además, también se tomaron medidas de temperatura promedio en los tubos de entrada y salida de la turbina utilizando termopares.

En esta instalación, los reguladores PID tienen como objetivo controlar el sistema de regulación principal de la instalación, como el compresor radial de dos etapas o las válvulas. El PID digital, que controla el compresor, fija su presión de salida modificando la velocidad de rotación y la posición de los álabes de geometría variable. Todas las válvulas en la instalación están controladas por PIDs digitales.

En la siguiente tabla, se enumeran las válvulas que se han utilizado en este experimento. La última columna contiene el símbolo correspondiente de cada válvula correspondiente con el esquema de la imagen 5.2.

Como hemos comentado anteriormente, el sistema de adquisición de datos es una parte muy a tener en cuenta para poder conseguir resultados válidos en experimentos de este calibre. Por lo tanto, se utilizaron dos mecanismos compatibles diferentes: el regulador de potencia de cada elemento principal, y el sistema automático diseñado específicamente *full-rio*, que es un equipo fabricado en la empresa. Este sistema se basa en los módulos PXI y RIO de National Instruments y es operado por un software diseñado en el entorno de LabVIEW.

Plan de Trabajo

La siguiente tabla presenta un resumen de los puntos de trabajo seleccionados para los experimentos. El objetivo era cubrir una gama completa de condiciones operativas, incluidas diferentes velocidades equivalentes del motor, condiciones de flujo y rango operativo del mapa del compresor. La relación de gasto másico (MFR) establece una relación entre las diferentes cantidades de flujo de masa a través de cada una de las entradas, *shroud* y *hub*, y se define como:

$$MFR = \frac{\dot{m}_{shroud}}{\dot{m}_{shroud} + \dot{m}_{hub}} \quad (5.1)$$

Válvula	Acción	Rango	Símbolo
Ventilación	Abierta	0-100 %	VBs
General (grande)	Controlar la presión y el flujo	0-100 %	VG1
General (pequeña)	Controlar la presión y el flujo	0-100 %	VG2
CC	Controlar el aire frío	0-100 %	VinCC
Entrada al compresor	Control MF de entrada al compresor	0-100 %	VIC
<i>Bypass</i>	Controlar la salida de la CC	0-100 %	Vbypass
Entrada a la turbina A	Controlar la entrada de la turbina A	0-100 %	VinT-A
Entrada a la turbina B	Controlar la entrada de la turbina B	0-100 %	VinT-B
Amplitud de pulso	Control de la amplitud del pulso	0-100 %	VampIPS
Contrapresión (grande)	Controlar la contrapresión del compresor	0-100 %	VbpC-1
Contrapresión (small)	Controlar la contrapresión del compresor	0-100 %	VbpC-2
Pulso de frecuencia	Control de frecuencia de válvula rotativa	0-100 %	VfreqPS

Tabla 5.2: La lista de las válvulas de control con los símbolos correspondientes en el croquis de diseño.

Caso	Rama pulsante	MFR aprox.	Condiciones del flujo
#1-#4	<i>Shroud</i>	0.5	Frío
#5-#12	<i>Shroud</i>	0.7	Frío
#13-#18	<i>Hub</i>	0.5	Frío
#19-#26	<i>Hub</i>	0.3	Frío
#27-#32	<i>Hub</i>	0.5	Frío
#19-#26	<i>Hub</i>	0.3	Frío
#27-#32	<i>Hub</i>	0.5	Frío
#33-#40	<i>Shroud</i>	0.7	Caliente
#41-#48	<i>Hub</i>	0.3	Caliente

Tabla 5.3: Lista de los puntos de operación experimentales.

5.3. Resultados

Se presentan ahora los resultados de la descomposición de la presión de los dos puntos de operación #4 y #46 en los dominios de tiempo y frecuencia se presentan en la Figura 5.5 a la Figura 5.8 como ejemplo. Para la nomenclatura, incidente y reflejada, se han utilizado en la rama pulsante para las ondas que van hacia la turbina y desde la turbina, respectivamente. Se ha usado un criterio similar para la rama de entrada no pulsante, donde se ha usado la transmisión indirecta reflejada e indirecta para las ondas que viajan hacia la turbina y se alejan de la turbina, respectivamente.

Por otro lado, la onda transmitida se desplaza corriente abajo de la turbina en la dirección del flujo y la segunda onda de reflexión viaja desde la salida de la turbina en la dirección opuesta al flujo. La componente reflejada (Figura 5.6-a y Figura 5.8-a) conserva aproximadamente la forma de la incidente, mientras que su amplitud y nivel medio están disminuyendo claramente, una buena indicación de que los resultados son coherentes.

Enfocándose en la onda transmitida del punto de operación de flujo caliente (Figura 5.8-c), se puede observar cómo el nivel medio del pulso de presión disminuye de aproximadamente 1.75 bar en el incidente a 1.24 bar (transmitido) mientras que la amplitud va de más de 100 mbar a 20 mbar.

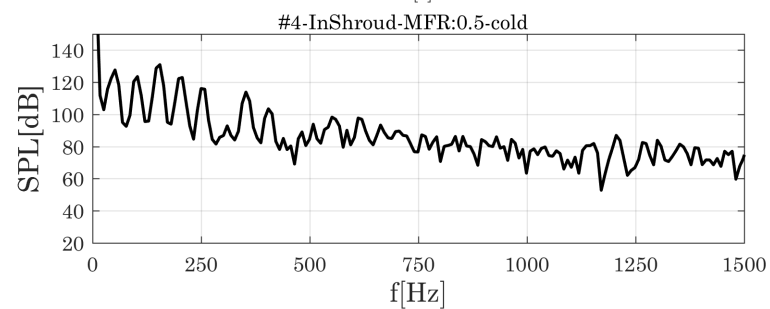
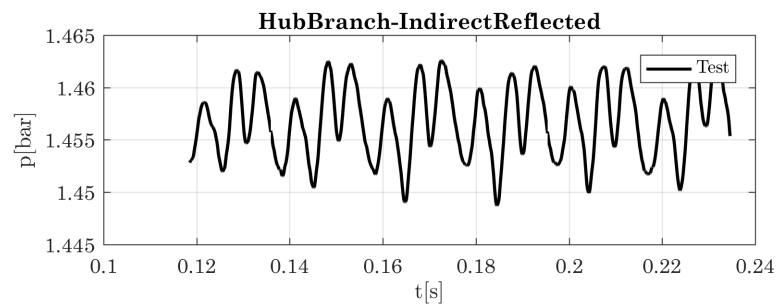
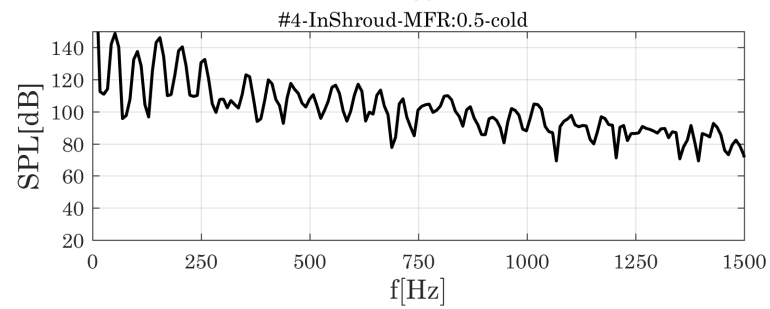
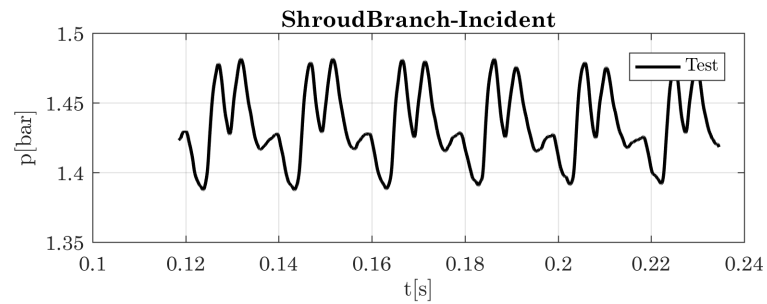
Continuando en el mismo punto de operación, también es relevante analizar cómo evoluciona el pulso cuando toca el rotor y viaja hacia atrás a través de la otra rama de entrada. En el caso #46, los pulsos se realizan en la rama central, por lo que en el resultado transmitido indirectamente (Figura 5.8 -b) lo que se puede observar es el efecto en la rama de la cubierta del pulso que se produce en la central.

Es importante mencionar que, aunque la amplitud de la onda transmitida indirectamente es considerablemente más baja que la de la incidente, tendrá un impacto en el rendimiento y, por lo tanto, no debe despreciarse. En el gráfico inferior de cada imagen se presentan los resultados de la descomposición de la presión en el dominio de la frecuencia.

La presión original medida en el dominio del tiempo se trata con un filtro de fase lineal de paso bajo y una transformación de Fourier utilizando el método de periodograma de Welch con una ventana de Hamming. De esta manera, es posible observar directamente la amplitud en dB de cada armónico del motor equivalente.

Como se espera, la amplitud disminuye cuando la frecuencia es mayor, pasando de 120-140 dB de los primeros armónicos a menos de 100 dB para una frecuencia de 1000 Hz. Sin embargo, la amplitud del pulso en los espec-

tros altos es lo suficientemente significativa como para no ser despreciada.



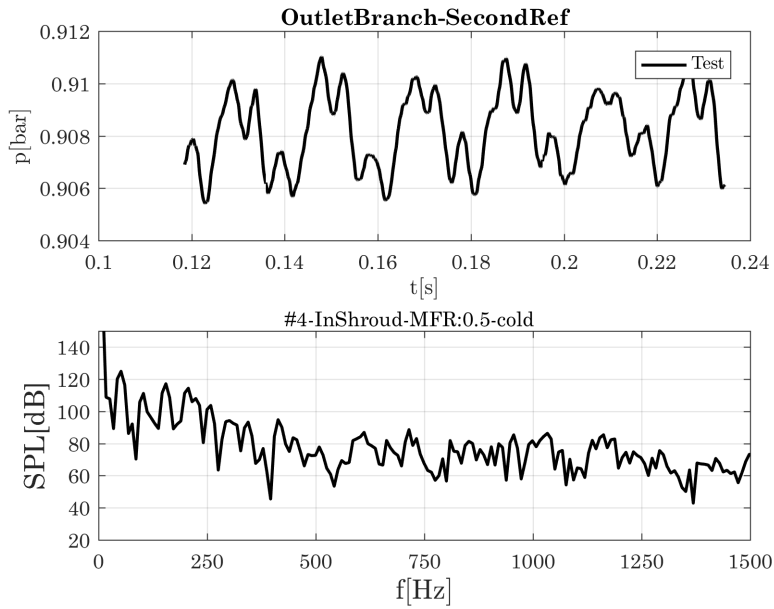
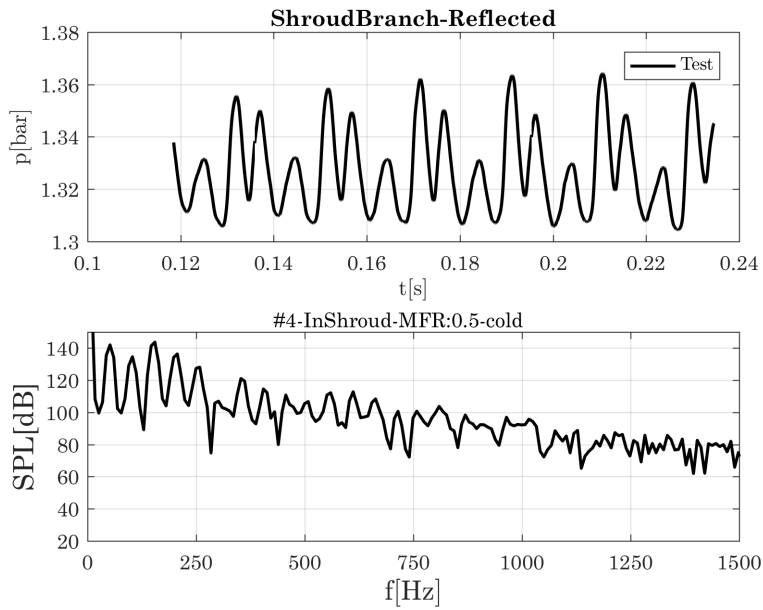


Figura 5.5: (a), (b) y (c). Incidente, reflejada indirecta y segunda reflexión de ondas para el caso #4.



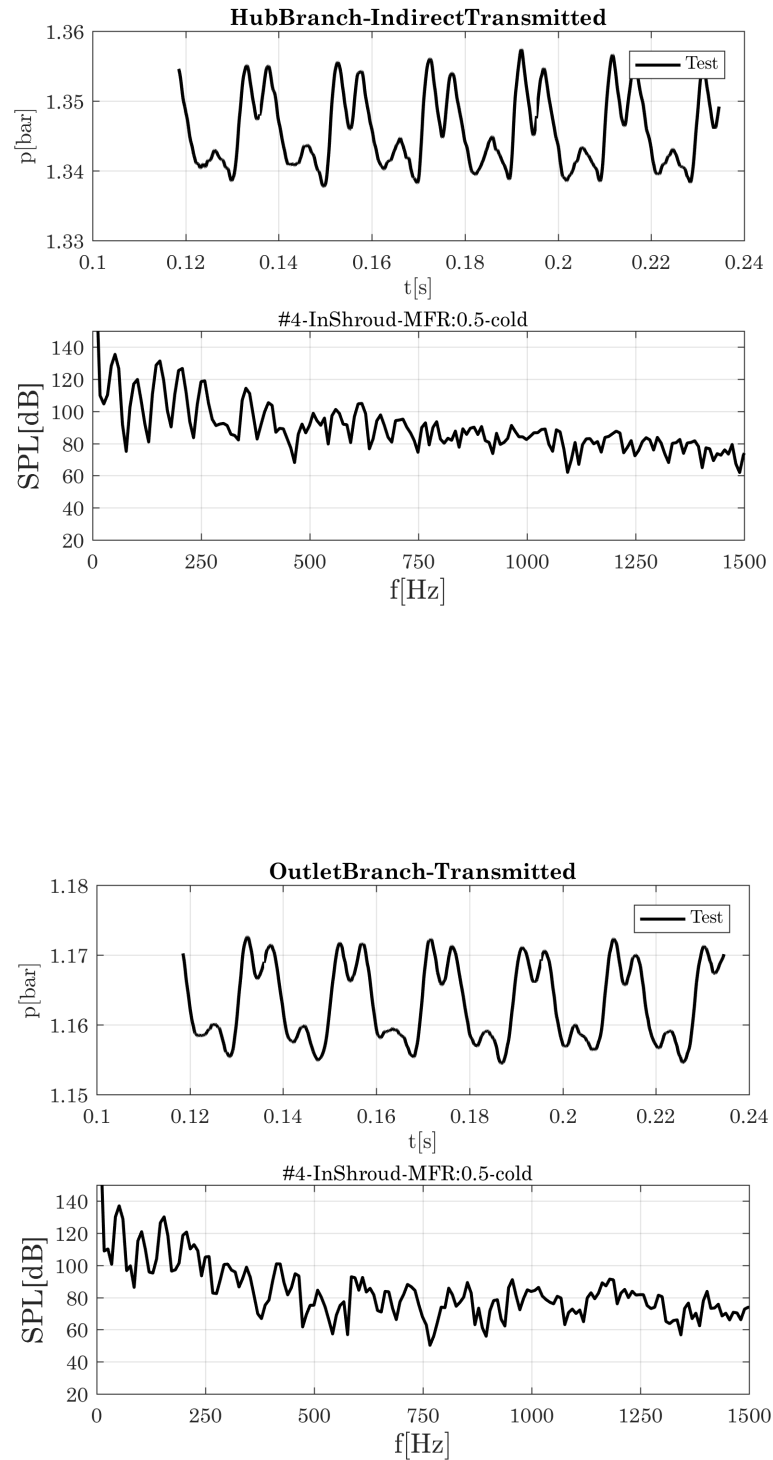
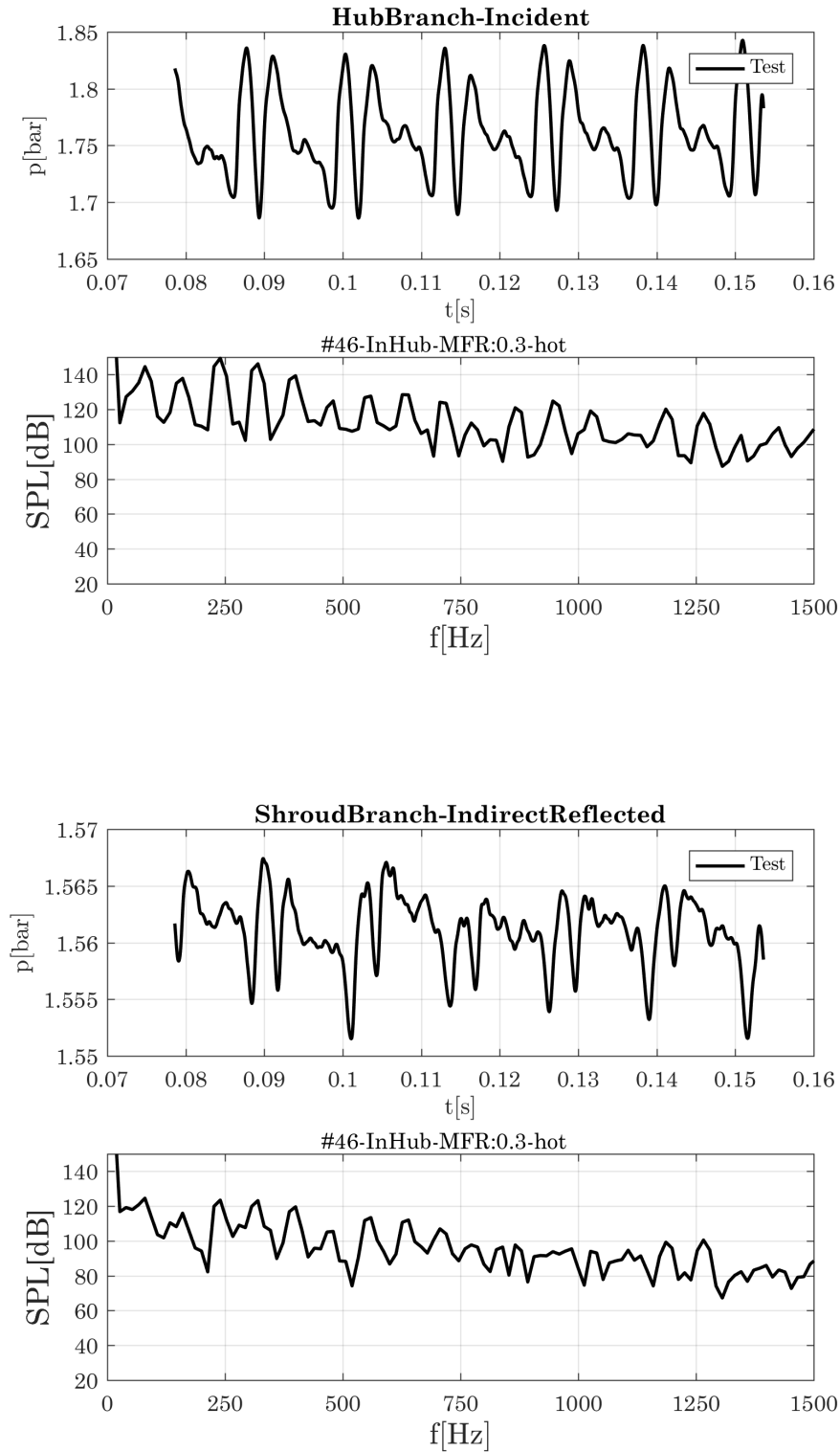


Figura 5.6: (a), (b) y (c). Ondas reflejadas, indirectas transmitidas y transmitidas para el caso #4.



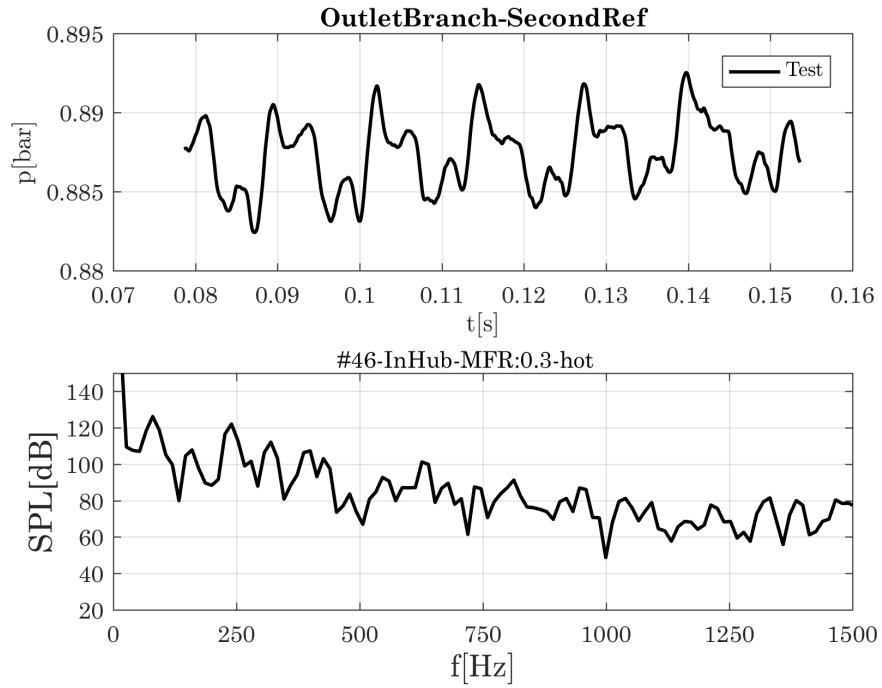
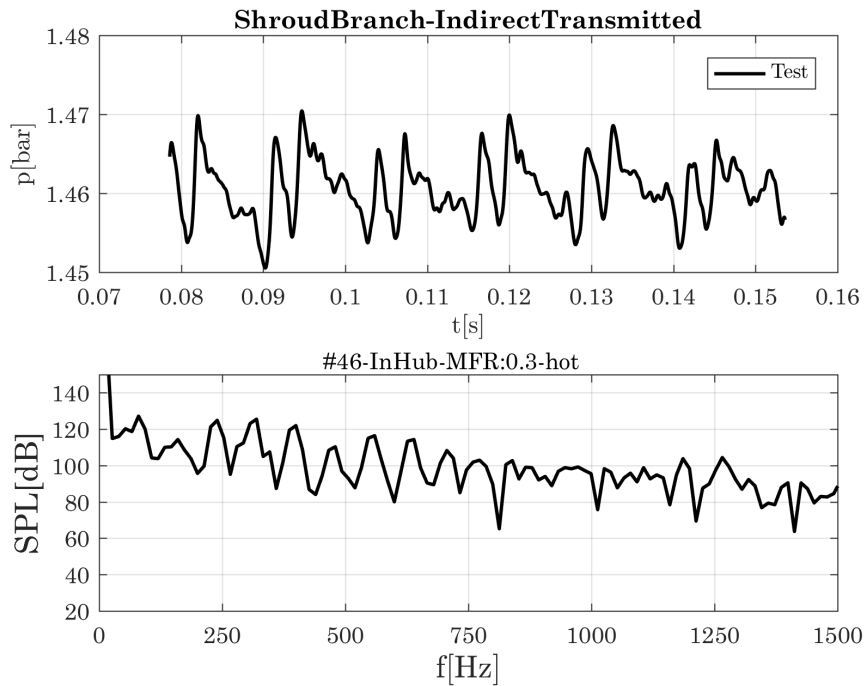
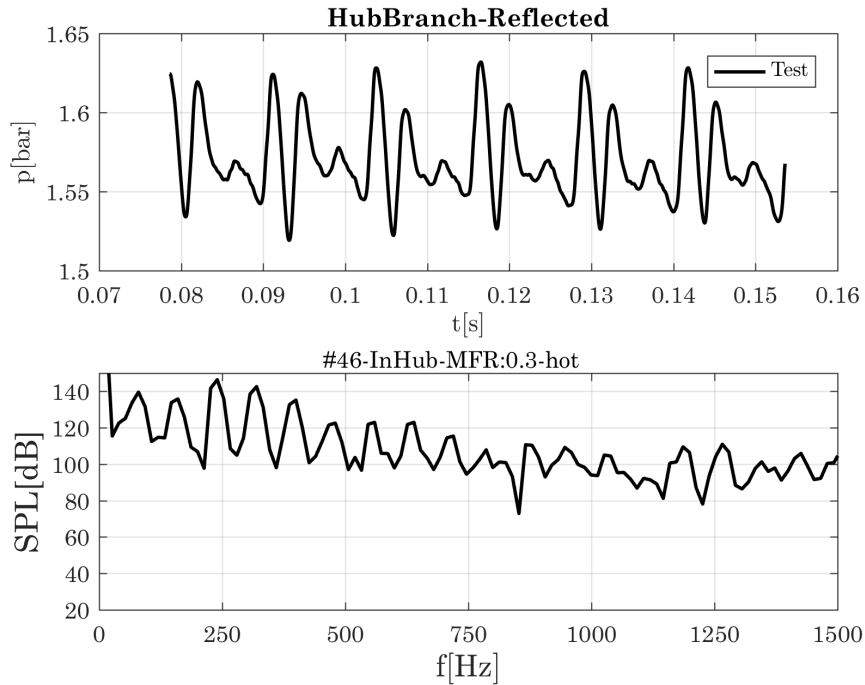


Figura 5.7: (a), (b) y (c). Incidente, reflejada indirecta y segunda reflexión de ondas para el caso #46.



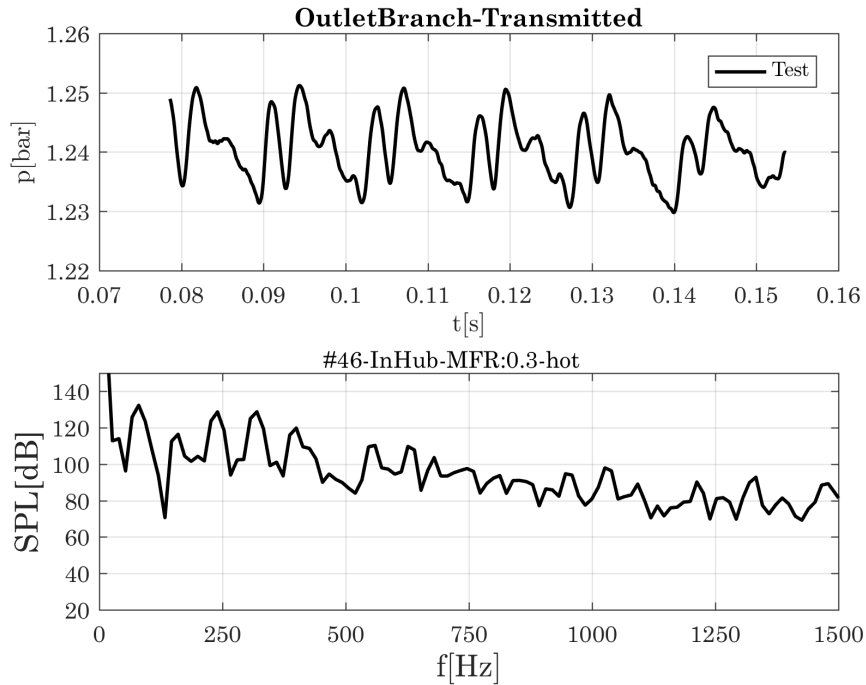


Figura 5.8: (a), (b) y (c). Ondas reflejadas, indirectas transmitidas y transmitidas para el caso #46.

En la Figura 5.9, la evolución de la pérdida de transmisión en el dominio de la frecuencia se presenta para los puntos operativos de admisión total. La pérdida de transmisión se define como la diferencia entre el incidente y las amplitudes transmitidas en dB.

En cada gráfico, se puede observar el resultado de un mismo punto de operación, pero con los pulsos realizados en *shroud* or *hub* (nuevamente, azul y rojo respectivamente).

En general, se puede afirmar que la pérdida de transmisión a través de la rama *shroud* es mayor que en la rama *hub*, con la excepción del caso de la Figura 5.9-a, donde la baja velocidad equivalente del motor (1400 rpm) y la baja amplitud podrían haber afectado la exactitud experimental.

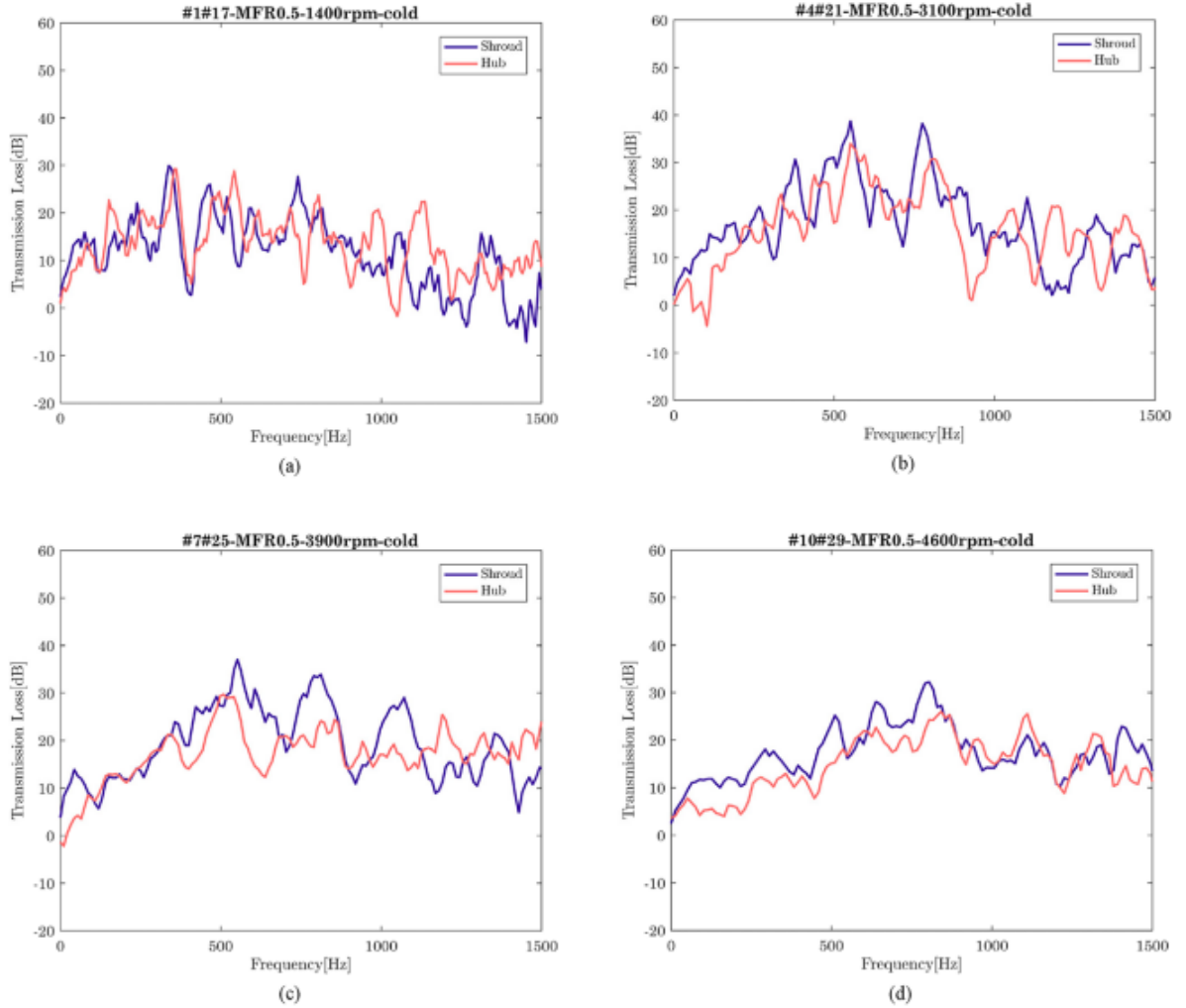


Figura 5.9: (a), (b), (c) y (d). Resultado de pérdida de transmisión en dB.

5.3.1. Evaluación de la no-linealidad

En el límite de acústica lineal, con la turbina comportándose como un elemento pasivo lineal, se debe aplicar la ecuación 5.2:

$$\begin{pmatrix} R_1 & T_{2,1} & T_{3,1} \\ T_{1,2} & R_2 & T_{3,2} \\ T_{1,3} & T_{2,3} & R_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_{1,+}^i & p_{1,+}^j & p_{1,+}^k \\ p_{2,+}^i & p_{2,+}^j & p_{2,+}^k \\ p_{3,-}^i & p_{3,-}^j & p_{3,-}^k \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{1,-}^i & p_{1,-}^j & p_{1,-}^k \\ p_{2,-}^i & p_{2,-}^j & p_{2,-}^k \\ p_{3,+}^i & p_{3,+}^j & p_{3,+}^k \end{pmatrix} \quad (5.2)$$

donde R_a es el coeficiente de reflexión para la rama a , $T_{a,b}$ es el coeficiente de transmisión para un pulso que va a la turbina desde la rama a y se

transmite a la rama b, $p_{a,+}^i$ es la onda de presión que se desplaza corriente abajo en la rama a y el número de experimento i y $p_{a,-}^i$, es la onda de presión que se desplaza corriente arriba en la rama a y el número de experimento i. El sistema podría resolverse y la matriz de reflexión y los coeficientes de transmisión se obtendrían si se realizara un sistema de experimentos linealmente independientes. Los experimentos linealmente independientes se pueden realizar como se muestra en [9], produciendo pulsos con diferentes excitaciones tanto en las entradas de la turbina como en la salida de la turbina.

Cuando se utiliza una única fuente de excitación para generar impulsos activos en una de las ramas, por ejemplo, generando un impulso $p_{1,+}^i$ los valores de $p_{2,+}^i$ y $p_{3,-}^i$, también son proporcionales a la amplitud de $p_{1,+}^i$ si el sistema está trabajando en el límite acústico lineal. Por lo tanto, cuando se opera el sistema a un punto de trabajo promedio constante (es decir, relación de presión promedio constante y velocidad reducida) y se producen pulsos diferentes en la misma entrada de turbina, no es posible generar experimentos acústicos lineales, linealmente independientes.

Utilizando datos medidos en un punto de trabajo constante pero diferentes formas de pulso en la misma rama de entrada, se calculó la segunda matriz en la ecuación 5.2 y se encontró que su determinante era lo suficientemente diferente de 0 para indicar independencia lineal. Por lo tanto, los pulsos eran lo suficientemente fuertes como para inducir un comportamiento acústico no lineal en la turbina.

5.4. Conclusiones

En este trabajo, se presenta un método experimental para obtener los resultados de descomposición de la presión de una turbina de doble voluta en condiciones reales de pulso del motor. Como hemos comentado anteriormente, el equipo de prueba específicamente construido y una metodología contrastada [10], dan como resultado una técnica innovadora para probar turbinas de dos volutas.

Aunque la experimentación con flujo inestable conlleva grandes dificultades y problemas, la calidad y precisión de los resultados es muy satisfactoria, agregando la novedad de un análisis acústico para condiciones de alta pulsación con respuesta no lineal. La técnica *beamforming* se ha utilizado para obtener la descomposición de la onda de presión a través de las ramas de entrada de la turbina y la salida de la turbina. Especialmente significativo es el efecto que la rama de entrada pulsante produce en la otra entrada de turbina. Los componentes transmitidos e *indirectamente* transmitidos afec-

tan principalmente a las pérdidas de bombeo, así como el consumo total de combustible y los diseños del silenciador y el postratamiento. Las señales de presión parecen transmitirse en mayor grado cuando el MFR se aproxima a 0.5. Aunque se debe realizar más investigación para explicar completamente este fenómeno, podría estar relacionado con una menor pérdida de presión entre la voluta y el rotor en el caso de admisión completa, ya que el flujo se adapta más en la entrada del rotor.

También vale la pena señalar los valores altos del coeficiente de transmisión indirecta: en algunos casos, el pulso de presión de transmisión indirecta tiene una amplitud que es casi 0,3 veces mayor que la del pulso de presión incidente. Si bien la configuración de doble voluta ayuda a aislar diferentes cilindros durante sus procesos de escape, está claro que los efectos de interferencia pueden no ser totalmente despreciables.

La comparación entre las respuestas acústicas no lineales de cada rama también puede agregar información valiosa. La ubicación diferente de cada voluta en la carcasa, así como la trayectoria y la orientación seguidas por el flujo cuando golpea el rotor causa diferencias en el rendimiento. Esta información podría ser útil al configurar la adaptación del turbocompresor, ya que las oscilaciones de baja frecuencia que se desplazan corriente arriba de la turbina a través del motor afectarán la eficiencia volumétrica del motor e incluso el punto de operación del turbocompresor. Además, una mejor predicción de las oscilaciones de alta frecuencia en la línea de escape podría resultar en un diseño más eficiente del silenciador. Finalmente, los resultados experimentales en condiciones inestables ayudarán a calibrar y validar los modelos.

Capítulo 6

Estudio acústico de la turbina: Obtención de las matrices de transferencia

6.1. Introducción

Una vez explicado todo lo necesario para entender este capítulo, se pasará a describir el procedimiento utilizado para la obtención de matrices de transferencia que caracterizan acústicamente nuestra turbina. Mediante una serie de simulaciones realizadas por el software OpenWAM, extraemos una serie de resultados que tratados y operados de forma conveniente, nos ayudarán a comprobar si las matrices son válidas una vez las comparemos con los resultados experimentales.

6.2. Modelos unidimensionales

El modelo unidimensional utilizado en este trabajo fin de grado, es el modelo de código abierto OpenWAM desarrollado por la Universidad Politécnica de Valencia. Si la variación de sección y la curvatura no son reseñables, se puede considerar el flujo unidimensional en conductos una hipótesis consistente. La base de los modelos de acción de ondas es el modelo del conducto en el que las variables de entrada son su geometría y las condiciones del flujo en sus extremos y las de salida los valores de densidad, presión temperatura

y velocidad del fluido en función del tiempo y de la posición dentro del tubo. Las ecuaciones que se resuelven son las de estado y las de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento. El sistema de ecuaciones de Euler que se plantea es un caso particular de las ecuaciones de Navier-Stokes para un dominio cuasiunidimensional con el fluido ideal no viscoso.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{S} \frac{dS}{dx} = 0 \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad (6.2)$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right] - a^2 \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] - (\gamma - 1) \rho (q + uG) = 0 \quad (6.3)$$

donde G es el término que tiene en cuenta la fricción con las paredes del tubo y q es el calor transmitido a través de las paredes:

$$G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D} \quad (6.4)$$

Cabe resaltar que este sistema es de tipo hiperbólico y no homogéneo, debido a que despreciamos el término viscoso y por las contribuciones no lineales de la fricción, transmisión de calor y cambio de sección. Existen métodos complejos para la resolución de dicho sistema como el método de las características, Laz-Fredrichs o Lax-Wendroff, pero se puede abordar de otra manera haciendo uso de la aproximación lineal descrita en el capítulo 4. Si suponemos que la amplitud de las oscilaciones es pequeña frente a su valor medio y que las fluctuaciones en la velocidad son pequeñas comparadas con la velocidad local del sonido, y descomponemos las variables del flujo en una componente media estacionaria y una fluctuante, se puede dar solución al cálculo del flujo. Además, en la línea de escape del motor, se puede asumir que las oscilaciones de presión son de amplitud reducida, por lo que el modelo acústico unidimensional del que estamos hablando se adapta bien.

Con esta hipótesis realizada, se puede suponer que las oscilaciones son isentrópicas, y raíz de esto, podemos eliminar del sistema la ecuación de la energía, ya que solo nos hace falta conocer una variable para describir el estado termodinámico del fluido. Los términos de transmisión de calor y fricción también se anulan con esta hipótesis. Por último, si suponemos un conducto de sección constante, de la misma manera serán nulos los términos fuente relacionados con el cambio de sección, y por tanto, el sistema resul-

tante es homogéneo. Todo esto nos lleva a una ecuación de ondas convectiva para la fluctuación de presión Δp :

$$\frac{D^2 \Delta p}{Dt^2} = a_0^2 \frac{\partial^2 \Delta p}{\partial x^2}; \quad \frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + a_0 M \frac{\partial}{\partial x} \quad (6.5)$$

donde a_0 es la velocidad del sonido y M el número de Mach del flujo medio estacionario. La fluctuación de velocidad Δu tendrá la misma forma funcional ya que cumple la misma ecuación. La ecuación de la cantidad de movimiento linealizada las relaciona:

$$\frac{D \Delta u}{Dt} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \Delta p}{\partial x} = 0 \quad (6.6)$$

Podemos expresar las fluctuaciones de presión y velocidad en términos de sus desarrollos de Fourier debido a la periodicidad de estas y obtener la solución de las ecuaciones 6.5 y 6.6 como superposición lineal de ondas armónicas de presión y velocidad con distintas frecuencias w , a consecuencia de su linealidad. Obtenemos entonces una solución en el dominio de la frecuencia en el que se suele hacer uso de las matrices de transferencia para expresar la relación entre las variables del campo acústico en distintas posiciones, permitiéndonos calcular sistemas complejos por la combinación de estas. Reducimos así el coste computacional aunque sea necesario el cálculo para todas las frecuencias de interés con un bajo tiempo de cálculo, ya que los métodos acústicos, al proporcionar una solución analítica y pese a ser modelos 1D, no precisan de ningún tipo de resolución espacial.

6.3. Método de cálculo

Como se ha comentado, los resultados de la simulación que se presentan en este estudio se obtuvieron utilizando OpenWAM, la herramienta integrada de simulación 1D desarrollada en CMT-Motores Térmicos. Las ecuaciones de control clásicas de Euler para la dinámica de fluidos se discretizan en el conjunto de elementos 0D y 1D del dominio computacional. El conjunto de ecuaciones que están discretizadas y resueltas se muestran en la ecuación 6.7 y la ecuación 6.8

$$w = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot e_t \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot c_v \cdot T + \rho \cdot u^2/2 \end{pmatrix} \quad (6.7)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ \rho \cdot u (c_p \cdot T + u^2/2) \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

donde w es el vector de estado, ρ es la densidad, u es la velocidad de flujo, e_t es la energía interna total específica, c_v es la capacidad térmica isocórica específica, T es la temperatura del fluido, t es el tiempo, p es la presión del gas y c_p es la capacidad calorífica específica isobárica. También se usa una ecuación de estado del gas ideal, la ecuación 6.9:

$$p = \rho RT \quad (6.9)$$

donde R es la constante de gas. Se utiliza un esquema basado en el “Método de volúmenes finitos”, lo que lleva a un mejor resultado en términos de masa, impulso y conservación de energía. Después de discretizar las ecuaciones mediante un enfoque del “Método de volúmenes finitos”, se obtiene la ecuación 6.10

$$\frac{d\bar{w}_i}{dt} = \frac{(A_{i-1,i} \cdot F_{i-1,1} - A_{i,i+1} \cdot F_{i,i+1} + C_i)}{V_i} \quad (6.10)$$

donde \bar{w}_i es el valor medio del vector de estado en la celda i , $A_{i-1,i}$ es la superficie límite entre las celdas $i - 1$ e i , $F_{i-1,1}$ es el vector de flujo entre las celdas $i - 1$ e i y C_i es el vector de términos fuente que afecta a la celda i . Finalmente, V_i es el volumen de la celda. Cuando no hay fuentes de masa o de calor presentes, el término fuente se calcula como la ecuación 6.11:

$$C_i = \begin{bmatrix} 0 \\ p_i \cdot (A_{i-1,i} - A_{i,i+1}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

Se implementó un sistema de reconstrucción *Godunov-derived* [12], usando un esquema de segundo monótono de segundo orden para leyes de conservación (MUSCL) [13]. La extrapolación lineal del vector de estado en los límites de las celdas se limita usando un limitador de pendiente central monotonizado por van Leer, y los flujos se calculan utilizando el solucionador de Riemann aproximado de Harten-Lax-van Leer-Contact [14]. El intervalo de tiempo se obtiene en cada iteración siguiendo la condición de Courant-Friedrichs Lewy (CFL) [15], como en la ecuación 6.12:

$$\Delta t = \nu \cdot \frac{\Delta x}{\lambda} \Big|_{min} = \nu \cdot \frac{\Delta x}{|u| + |a|} \Big|_{min} \quad (6.12)$$

donde ν es el número de Courant, Δx es el tamaño de celda, λ es un valor propio del sistema, a es la velocidad del sonido y el subíndice *min* representa el valor mínimo. El valor de los flujos en ambas ramas en la sección 3 y en la sección 5 de la figura 6.1 se calcula por interpolación en el mapa de la turbina. Después de calcular todos los términos, en la ecuación 6.10 se resuelve cada paso de tiempo mediante el método de Heun.

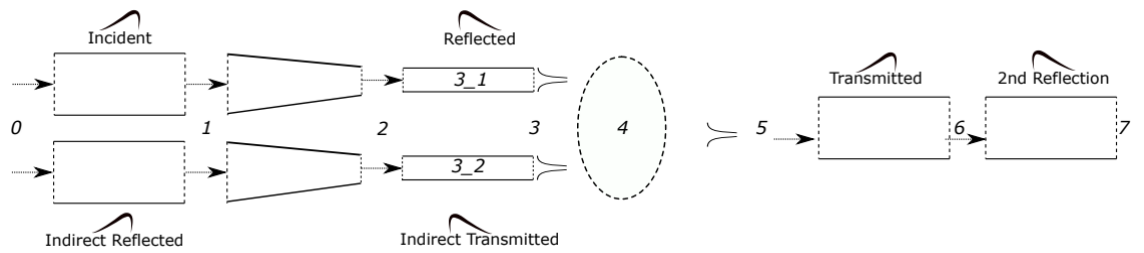


Figura 6.1: Dominio computacional del modelo de turbina “twin”. Las secciones principales están etiquetadas con números.

La turbina se puede modelar como una tobera equivalente con un área equivalente. Este área varía según las condiciones operativas de manera que, suponiendo una expansión adiabática, es posible obtener un rango completo de áreas equivalentes para cada posición en turbinas de geometría variable. Este modelo de área efectiva depende principalmente de algunos parámetros geométricos principales que son fácilmente medibles, el rango limitado de puntos medidos que proporciona el fabricante y los coeficientes de ajuste correspondientes.

Usando un enfoque para considerar las dos entradas como turbinas individuales, es posible obtener un conjunto de mapas de área efectiva (y, por lo tanto, un flujo de masa reducido) para cada una de las entradas que dependerá de la relación de flujo de masa. Una vez que se obtiene el área de la tobera equivalente, el flujo de masa reducido en ambas entradas, *shroud* y *hub*, se puede calcular suponiendo una expansión isentrópica a través de una tobera. Por otro lado, las eficiencias se obtienen considerando la caída de entalpía generada por cada turbina individual como una diferencia entre cada entrada y la salida común. Por lo tanto, se obtienen dos conjuntos diferentes de mapas de eficiencia para cada entrada, que están relacionados con los mapas de área efectivos.

6.4. Simulaciones

Una vez se ha descrito el sistema 1D y el método de cálculo, se pasará a explicar toda la información acerca de las simulaciones llevadas a cabo. En primer lugar, el objetivo será sacar una serie de mapas de funcionamiento de la turbina, en las que relacionamos el área efectiva en función de la relación de expansión, para diferentes MFR y regímenes de giro, con el fin de obtener información acerca de la linealidad en su comportamiento de cara a las futuras simulaciones acústicas para la obtención de las matrices de transferencia.

Para ello, se introdujeron una serie de inputs, en los que variamos el MFR de 0 a 1, teniendo en cuenta ambas ramas de la turbina, y a distintas revoluciones de motor. Cabe resaltar que las temperaturas a las entradas de la turbina se mantienen en un valor constante, además de la presión a la salida, ya que esas serán nuestras condiciones de simulación.

El formato de los datos es *xml*. Se introducirán en el software *OpenWAM*, el cual nos devolverá toda serie de resultados necesarios para la comprobación necesaria.

La segunda parte de las simulaciones es algo más compleja. Nuestro objetivo será obtener los distintos valores de presión para cada una de las ramas cuando la turbina está sometida a un pulso de presión, con el fin de caracterizar la turbina y obtener la matriz de transferencia. Para ello, antes de explicar el procedimiento, se recalcará la nomenclatura para evitar cualquier malentendido posible:

Simbología	Definición
P_{31}^+	Pulso de presión aguas arriba de la turbina por la rama exterior
P_{32}^+	Pulso de presión aguas arriba de la turbina por la rama interior
P_4^+	Pulso de presión hacia el exterior
P_{31}^-	Pulso de presión aguas abajo de la turbina por la rama exterior
P_{32}^-	Pulso de presión aguas abajo de la turbina por la rama interior
P_4^-	Pulso de presión hacia la turbina

Tabla 6.1: Tabla de nomenclatura.

Impondremos entonces una serie de pulsos en distintos puntos de la turbina, manteniendo los otros extremos anecoicos, es decir, si pulsamos en la rama 31, la rama 32 y la 4 mantendrán valores de presión constante con extremo anecoico. Se trabajará de igual manera para los otros dos casos restantes, obteniendo así las reflexiones pertinentes que nos irán dando los distintos términos de la matriz de transferencia.

Para generar el pulso de presión, generamos un *xml* en el que introducimos un valor medio de presión obtenido en los resultados experimentales, al que le añadimos un valor aleatorio de un valor de entre 0 y 10000 Pa. Con ello, nos aseguramos de imponer un pulso de presión aleatorio que tiene la siguiente forma:

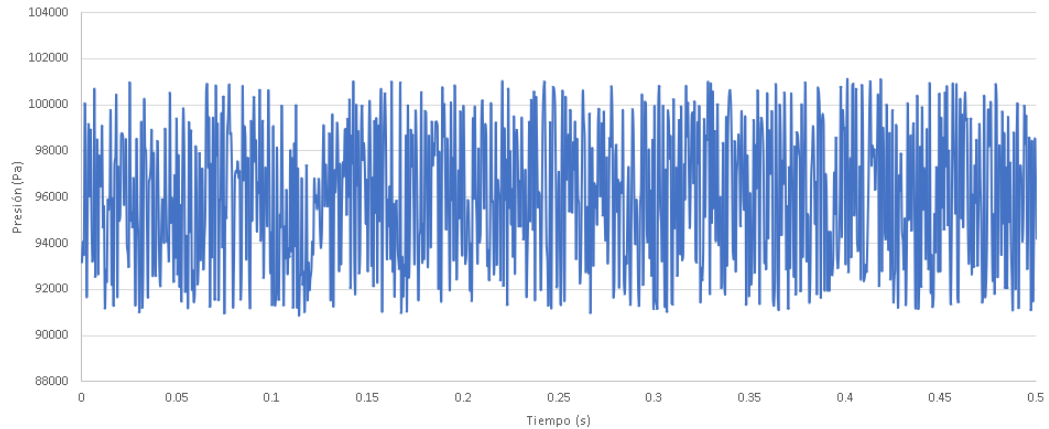


Figura 6.2: Ejemplo de pulso de presión

Con todo esto, las simulaciones habrán finalizado y pasaremos a procesar los resultados.

6.5. Procesado de datos

Una vez hemos obtenido los resultados, se obtendrá un archivo *.DAT* con todo tipo de datos, entre los cuales escogeremos los valores de presión incidente y reflejada de cada rama. Antes de tratarlos, y como se explicó en capítulos anteriores, podría hacerse la comparación obvia en el dominio del tiempo entre el experimento y la simulación, pero al introducir el concepto de la matriz de transferencia, esta comparación debe hacerse en el dominio de la frecuencia. Para ello, existen diversos métodos para realizarla. Una de ellas, se realizaría obteniendo el nivel de presión sonora y asignando a cada frecuencia su nivel de presión correspondiente; otro, el cual consideramos óptimo, sería en vez estimar el espectro en unidades de presión o presión al cuadrado, se estima en densidad. En un rango de frecuencias, tenemos de una densidad de “x” pascales cuadrados por hercio. Esto tiene sentido ya que tenemos un muestreo discreto, y nos interesa saber el valor medio en un número de hercios concretos. Para sacar la densidad espectral de frecuencia, hemos optado por el método de Welch.

6.5.1. Método de Welch

El método de Welch es una variación del método de Bartlett, por lo que explicaremos en qué consiste y mostraremos las diferencias de ambos métodos.

Método de Bartlett

El método de Bartlett, se usa para estimar la densidad espectral de potencia. Se basa en el concepto de usar un periodograma de estimaciones del espectro, que son el resultado de convertir una señal del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia. El método de Bartlett es una forma de reducir la varianza del periodograma a cambio de reducir la resolución, comparado con los periodogramas estándares.

Este consiste en los siguientes pasos:

- El segmento original de N muestras se divide en K segmentos de longitud M .
- Para cada segmento, se obtiene el periodograma calculando la transformada discreta de Fourier (la versión de la DFT que no divide por M), y después se calcula el cuadrado del resultado y esto es lo que se divide por M .
- Se promedia el resultado del periodograma para los segmentos de K muestras.
- El resultado final es un array de potencias vs. "bins" de frecuencia, es decir, cómo se reparte la potencia a lo largo del espectro.

El método de Welch difiere en dos puntos del método de Bartlett:

- La señal se divide en segmentos superpuestos: el segmento de datos original se divide en L segmentos de datos de longitud M , superpuestos por D puntos.
 - Si $D = M / 2$, se dice que la superposición es del 50 %
 - Si $D = 0$, se dice que la superposición es del 0 %. Esta es la misma situación que en el método de Bartlett.
- Los segmentos que se superponen se muestran en una ventana: después de que los datos se dividen en segmentos que se superponen, los segmentos de datos L individuales tienen una ventana aplicada (en el dominio de tiempo).

Resaltamos entonces que el método de Welch es una mejora en el método de Bartlett , ya que reduce el ruido estimado en el espectro de potencia a cambio de reducir la resolución de frecuencia. Debido al ruido causado por datos imperfectos y finitos, a menudo se desea la reducción de ruido del método de Welch.

6.6. Matriz de transferencia

La matriz de transferencia de un elemento definida como se muestra en la ecuación 6.13 permite obtener las variables de estado en un punto aguas arriba del elemento, conocidas tales perturbaciones en un punto aguas abajo del mismo.

$$\begin{Bmatrix} P_{31}^+ \\ P_{32}^+ \\ P_4^- \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} R_{31} & T_{32,31} & T_{4,31} \\ T_{31,32} & R_{32} & T_{4,32} \\ T_{31,4} & T_{32,4} & R_4 \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_{31}^- \\ P_{32}^- \\ P_4^+ \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} P_{31}^- \\ P_{32}^- \\ P_4^+ \end{Bmatrix} \quad (6.13)$$

Por ello, si conocemos la matriz de transferencia en un punto de funcionamiento del sistema, podremos saber las variables de salida simplemente con el producto de dicha matriz por las condiciones de entrada al mismo. Es necesario por tanto las distintas componentes incidente y reflejada para poder construirla:

$$P_{31}^- = R_{31}P_{31}^+ + T_{32,31}P_{32}^+ + T_{4,31}P_4^- \quad (6.14)$$

$$P_{32}^- = T_{31,32}P_{31}^+ + R_{32}P_{32}^+ + T_{4,32}P_4^- \quad (6.15)$$

$$P_4^+ = T_{31,4}P_{31}^+ + T_{32,4}P_{32}^+ + R_4P_4^- \quad (6.16)$$

Si mantenemos P_{32}^+ y P_4^- anecoicos:

$$P_{31}^- = R_{31}P_{31}^+ + 0 \rightarrow R_{31} = \frac{P_{31}^-}{P_{31}^+} \quad (6.17)$$

$$P_{32}^- = T_{31,32}P_{31}^+ + 0 \rightarrow T_{31,32} = \frac{P_{32}^-}{P_{31}^+} \quad (6.18)$$

$$P_4^+ = T_{31,4}P_{31}^+ + 0 \rightarrow T_{31,4} = \frac{P_4^+}{P_{31}^+} \quad (6.19)$$

Ahora, con P_{31}^+ y P_4^- anecoicos:

$$P_{31}^- = T_{32,31}P_{32}^+ + 0 \rightarrow T_{32,31} = \frac{P_{31}^-}{P_{32}^+} \quad (6.20)$$

$$P_{32}^- = R_{32}P_{32}^+ + 0 \rightarrow R_{32} = \frac{P_{32}^-}{P_{32}^+} \quad (6.21)$$

$$P_4^+ = T_{32,4}P_{32}^+ + 0 \rightarrow T_{32,4} = \frac{P_4^+}{P_{32}^+} \quad (6.22)$$

Por último, con P_{31}^+ y P_{32}^+ anecoicos:

$$P_{31}^- = T_{4,31}P_4^- + 0 \rightarrow T_{4,31} = \frac{P_{31}^-}{P_4^-} \quad (6.23)$$

$$P_{32}^- = T_{4,32}P_4^- + 0 \rightarrow T_{4,32} = \frac{P_{32}^-}{P_4^-} \quad (6.24)$$

$$P_4^+ = R_4P_4^- + 0 \rightarrow R_4 = \frac{P_4^+}{P_4^-} \quad (6.25)$$

Una vez hemos descrito la matriz de transferencia y cómo calcularla, pasaremos a mostrar los resultados del estudio.

6.7. Resultados

En primer lugar, los resultados de la primera simulación en la que buscamos la forma de los mapas de funcionamiento en los que enfrentamos área efectiva en función de la relación de expansión:

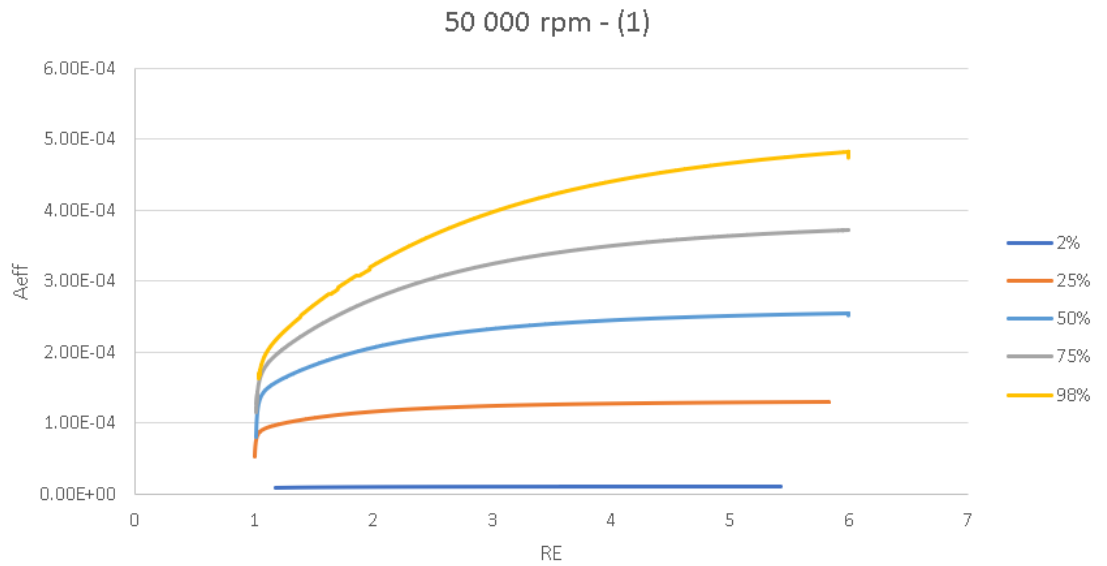


Figura 6.3: Mapas de funcionamiento variando el MFR en la rama 1 a 50.000 rpm

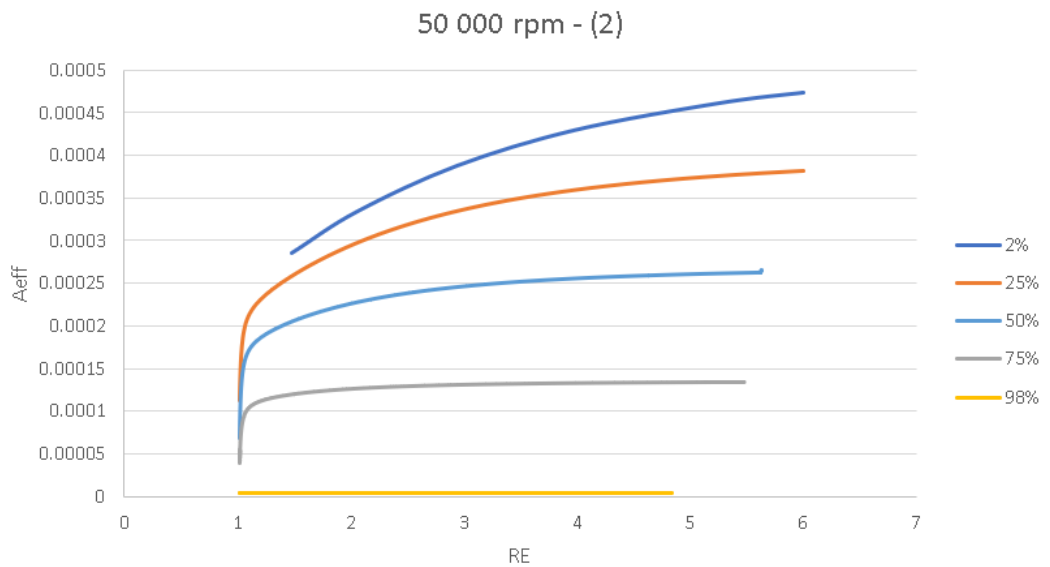


Figura 6.4: Mapas de funcionamiento variando el MFR en la rama 2 a 50.000 rpm

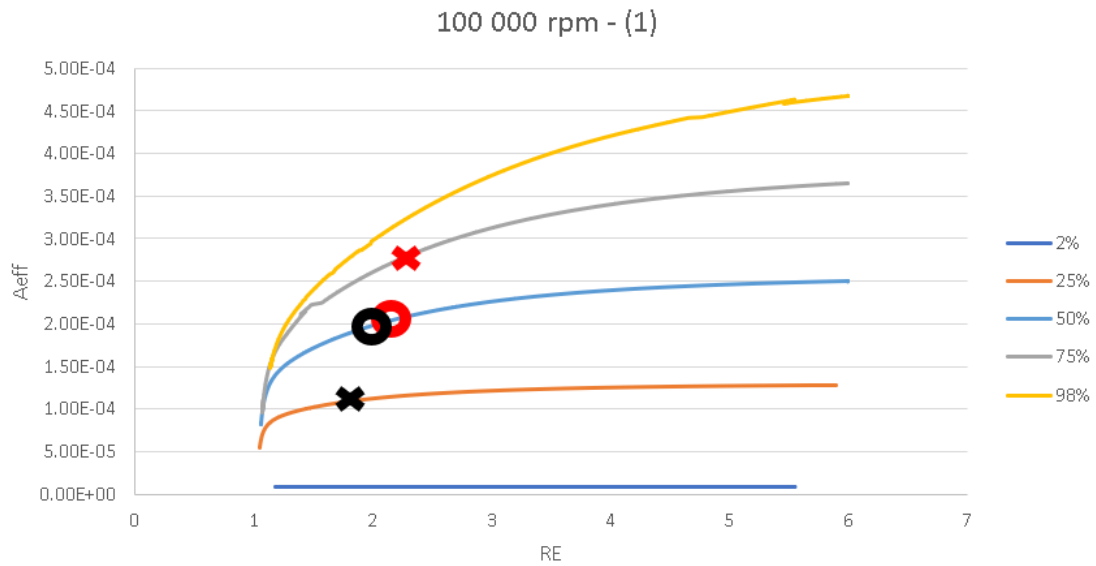


Figura 6.5: Mapas de funcionamiento variando el MFR en la rama 1 a 100.000 rpm

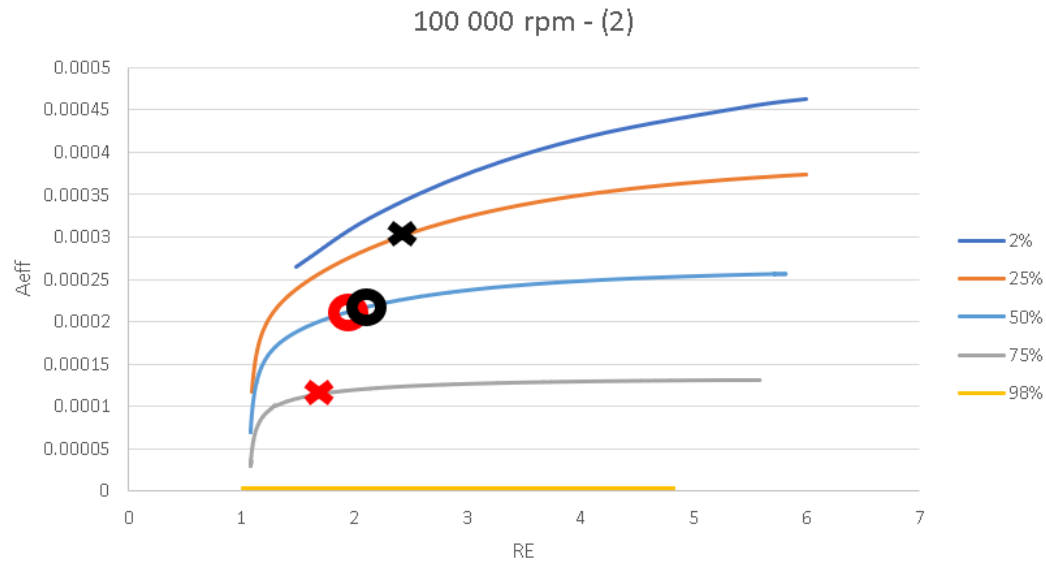


Figura 6.6: Mapas de funcionamiento variando el MFR en las distintas ramas a 100.000 rpm

En estos mapas hacemos referencia a los puntos de operación con lo que trabajamos en este proyecto. Las cruces rojas hacen referencia a la rama 1 con MFR 0.7; las negras, a la rama 2, con MFR 0.3. Los círculos siguen el

mismo procedimiento pero para MFR de 0.5.

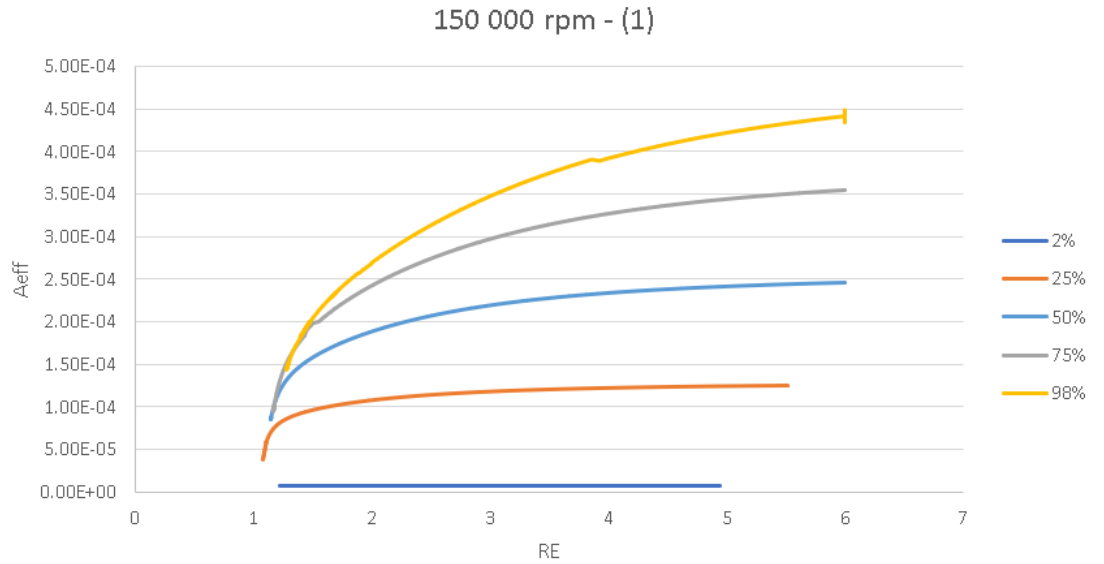


Figura 6.7: Mapas de funcionamiento variando el MFR en la rama 1 a 150.000 rpm

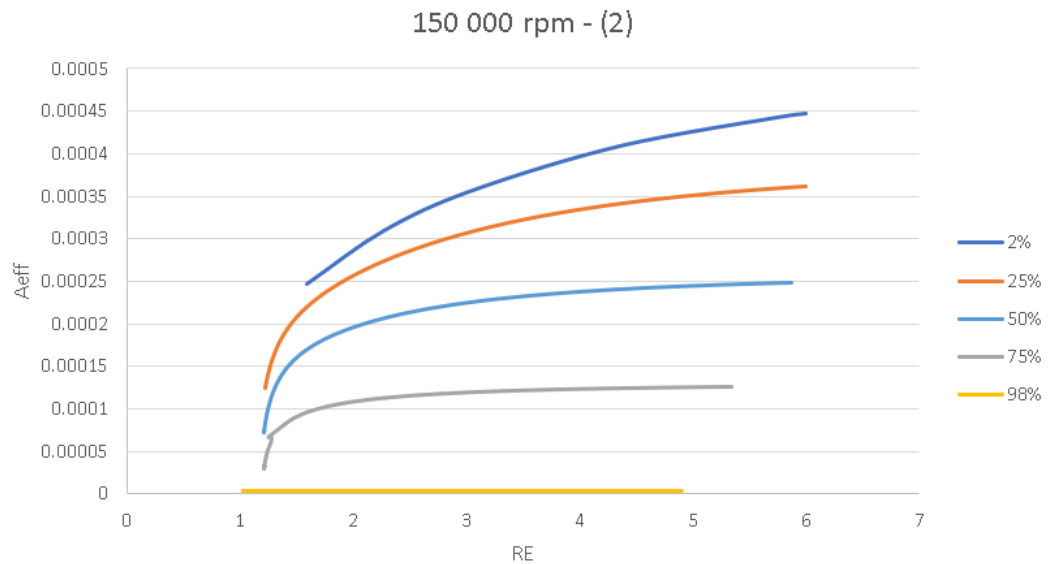


Figura 6.8: Mapas de funcionamiento variando el MFR en la rama 2 a 150.000 rpm

La primera conclusión que podemos sacar es que a relaciones de ex-

pansión medias-altas, existe una tendencia lineal del área efectiva que nos confirma los efectos lineales de la turbina a la hora de caracterizarla, por tanto, las matrices de transferencia en esos puntos de funcionamiento serían prácticamente semejantes. Por otro lado, a relaciones de expansión baja, es complicado caracterizar la turbina, debido a la tendencia exponencial que observamos al comienzo de todos nuestros mapas.

Además, hemos de tener en cuenta que para los distintos MFR y los distintos regímenes de giro, no existen cambios significativos, simplemente se sigue una tendencia coherente. Por último, podemos observar en todos los mapas anteriores como a MFR cercanos a 0 a 1 existen dificultades en el cálculo, por lo que el error se incrementa en exceso.

Un último apunte antes de mostrar los resultados sería explicar la nomenclatura usada en los títulos de las gráficas. La rama *Top* es la rama 1 o *shroud* y, por consiguiente, la rama *Bottom* es la 2 o *hub*. Después, indicamos las revoluciones de la turbina, las del motor y el MFR. Por último, el término HF hace referencia a condiciones de alto caudal, en torno al 75 % del par máximo. Pasamos ahora a mostrar los resultados de la segunda simulación, en las que obtenemos las matrices de transferencia. El número de ventanas utilizado en el método de Welch ha sido de 500 y la frecuencia de muestreo 4000 Hz:

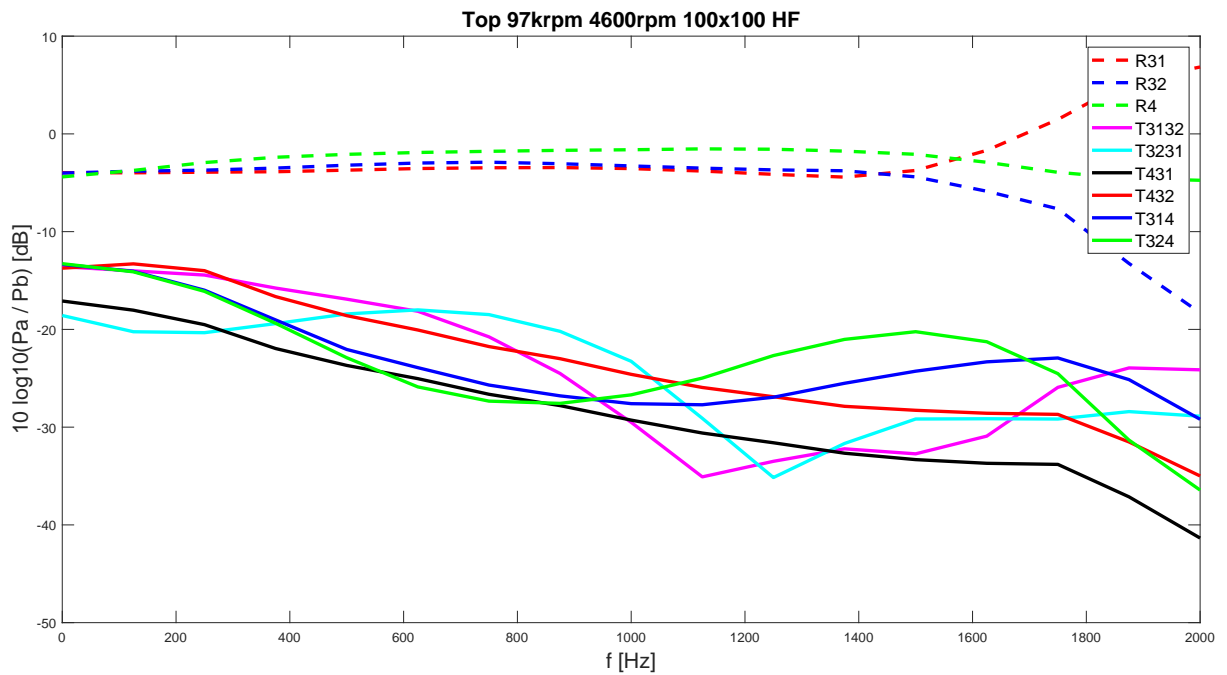


Figura 6.9: Matriz de transferencia MFR=0.5,4600 rpm, pulsando en Top.

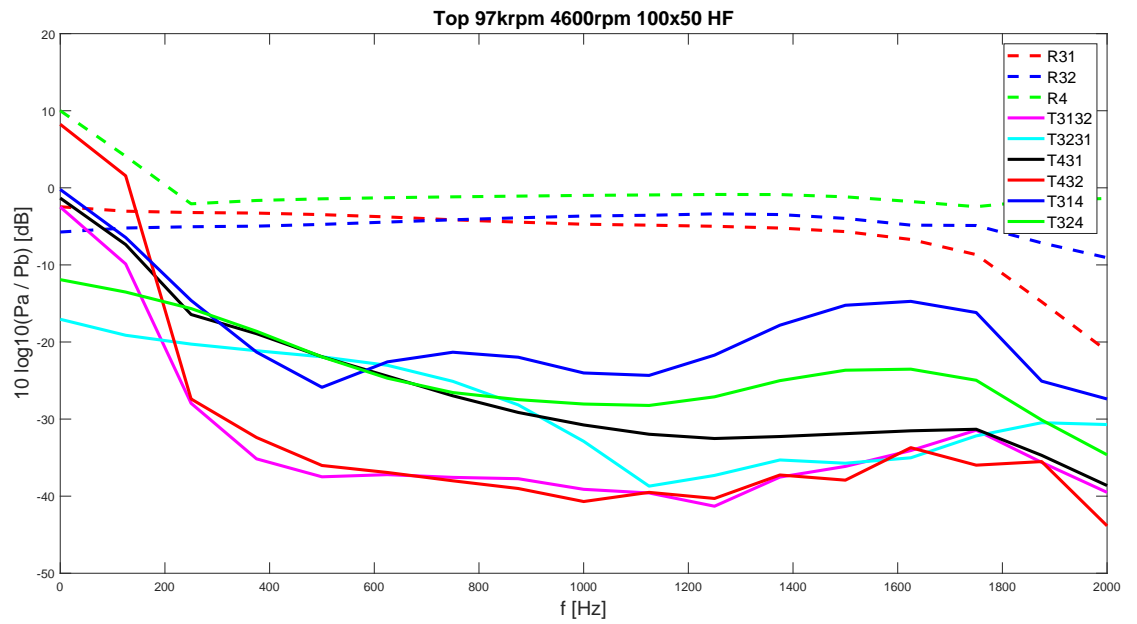


Figura 6.10: Matriz de transferencia MFR=0.7, 4600 rpm, pulsando en Top.

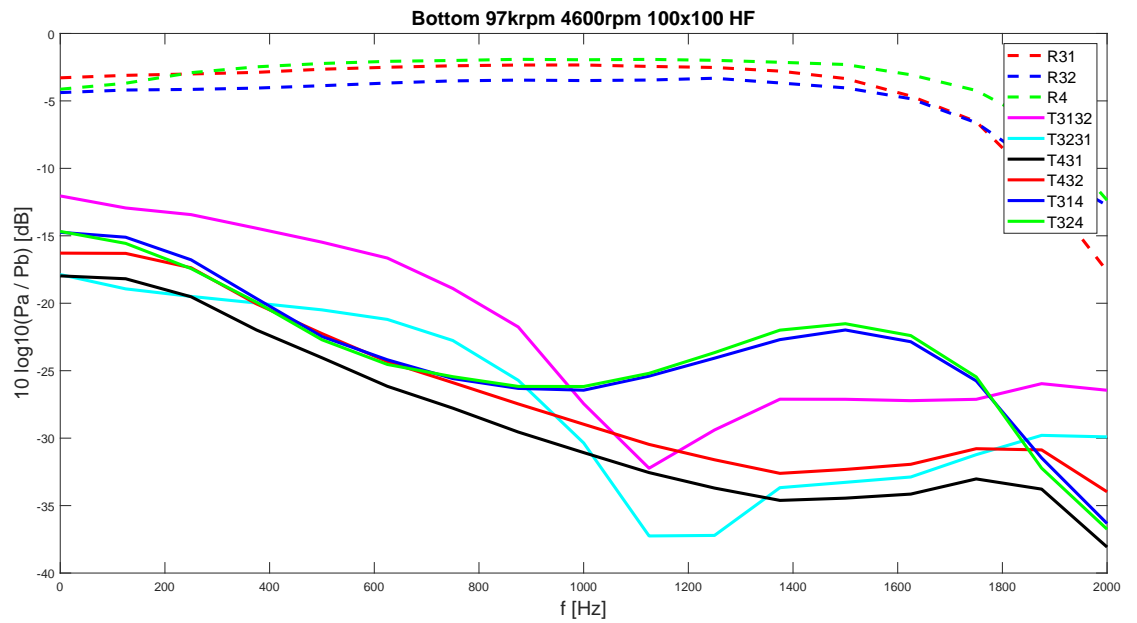


Figura 6.11: Matriz de transferencia MFR=0.5, 4600 rpm, pulsando en Bottom.

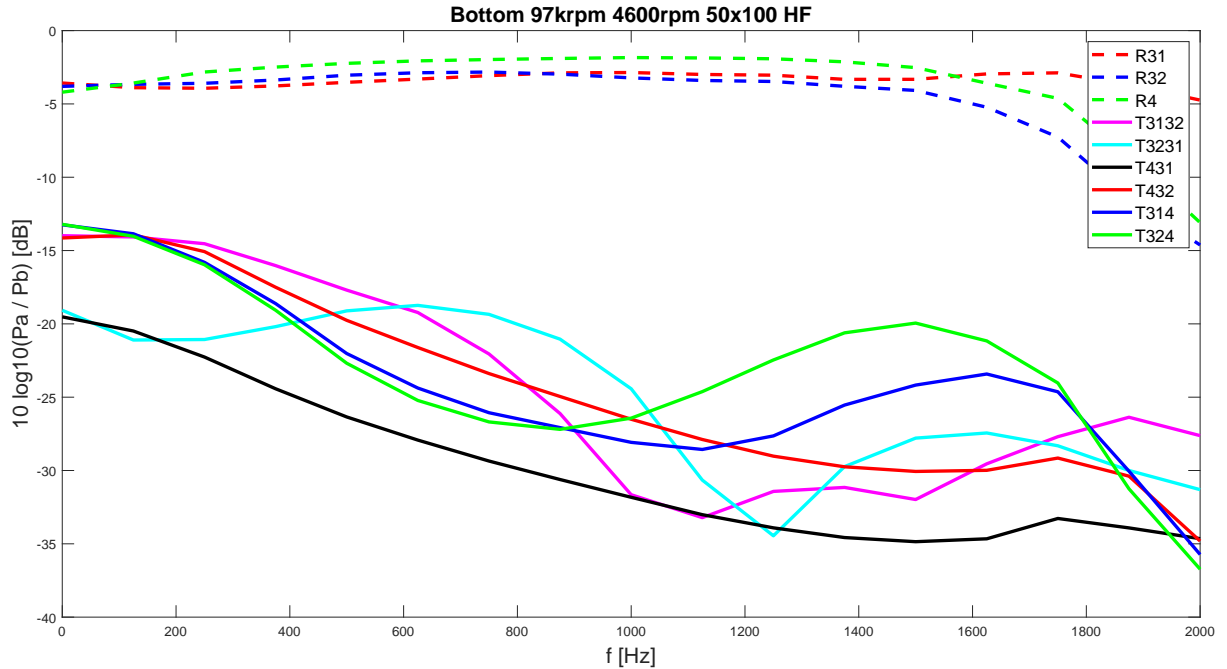


Figura 6.12: Matriz de transferencia MFR=0.3, 4600 rpm, pulsando en Bottom.

Antes de continuar mostrando resultados, debemos hacer hincapié en la relación que existe entre las matrices de transferencia y los mapas de área efectiva. Como se puede observar en el mapa 6.5, si pulsamos en la rama 1, a mayor MFR mayor es el área efectiva. Esto se relaciona con las matrices 6.9 y 6.10, ya que a área efectiva grande, la rama transmite mucho. La objeción es clara si comparamos la $T_{31,4}$ en esta matrices. Observamos como durante todo el rango de frecuencia, la transmisión en esa rama es alta. Por el contrario, si nos fijamos en la otra rama, como su área efectiva disminuye al variar el MFR, su transmisión será menor como se puede comprobar al comparar $T_{32,4}$ y a su vez, a altas frecuencias, refleja más, como se puede observar ambas en los valores de ambas R_{32} y debido al impacto del rotor.

Todo lo contrario sucede cuando pulsamos en 2, nos encontramos con el mismo caso a la inversa, el área efectiva ahora es mayor en la segunda rama a MFR más bajo (mapa 6.6), por lo que, como se puede comparar en las matrices 6.11 y 6.12, la transmisión en la rama 2 es mayor a MFR 0.3, al igual que la reflexión en la rama 1.

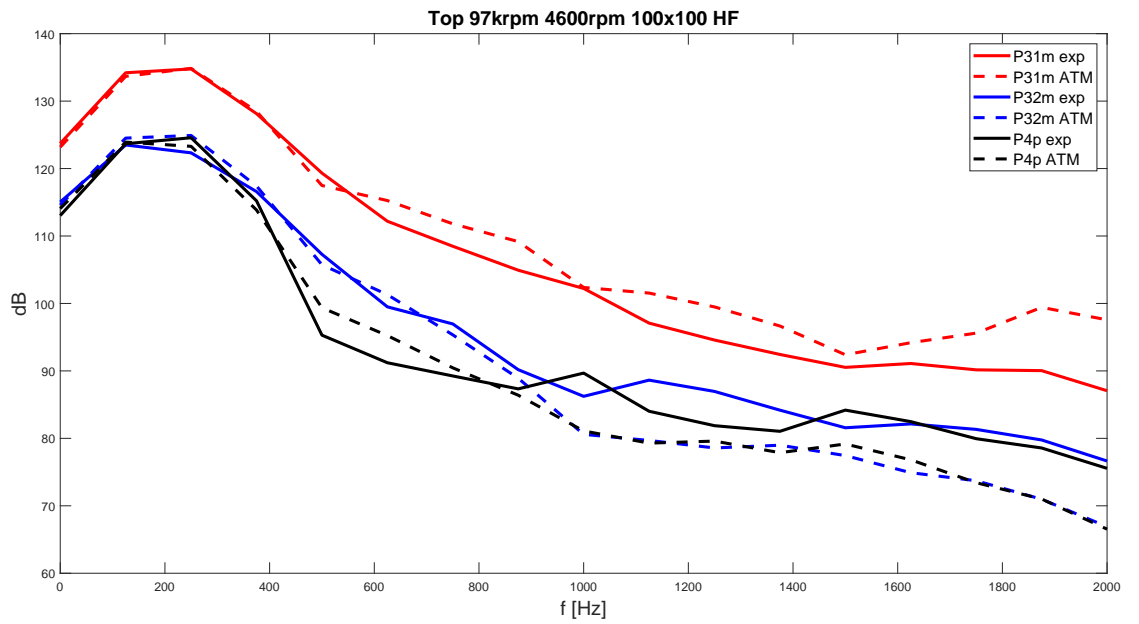


Figura 6.13: Comparación de resultados MFR=0.5,4600 rpm, pulsando en Top.

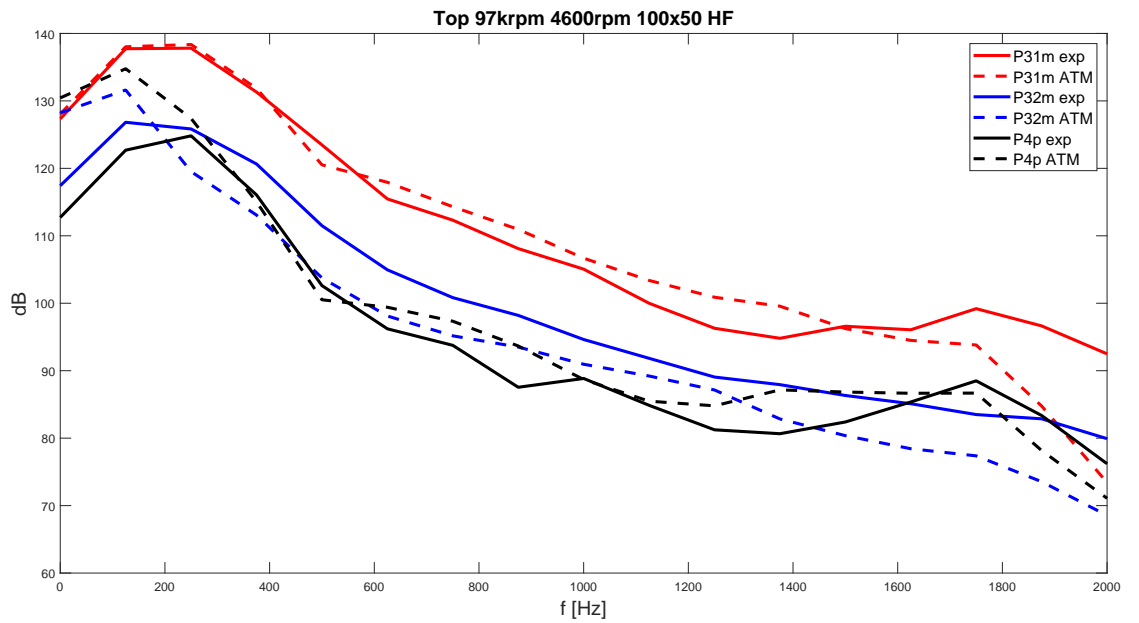


Figura 6.14: Comparación de resultados MFR=0.7, 4600 rpm, pulsando en Top.

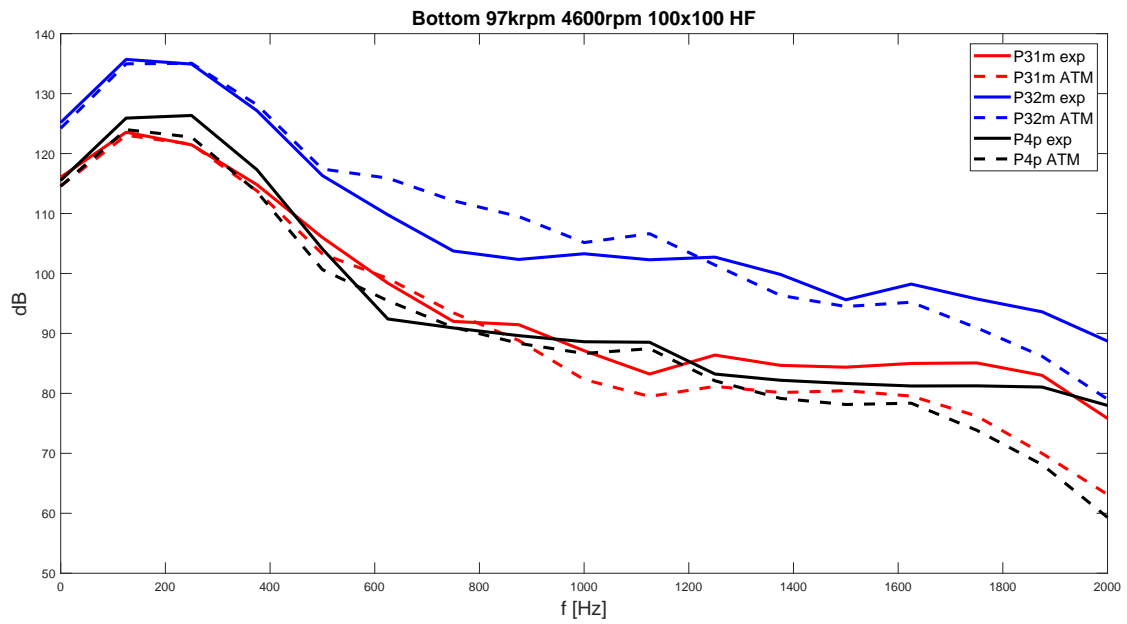


Figura 6.15: Comparación de resultados MFR=0.5, 4600 rpm, pulsando en Bottom.

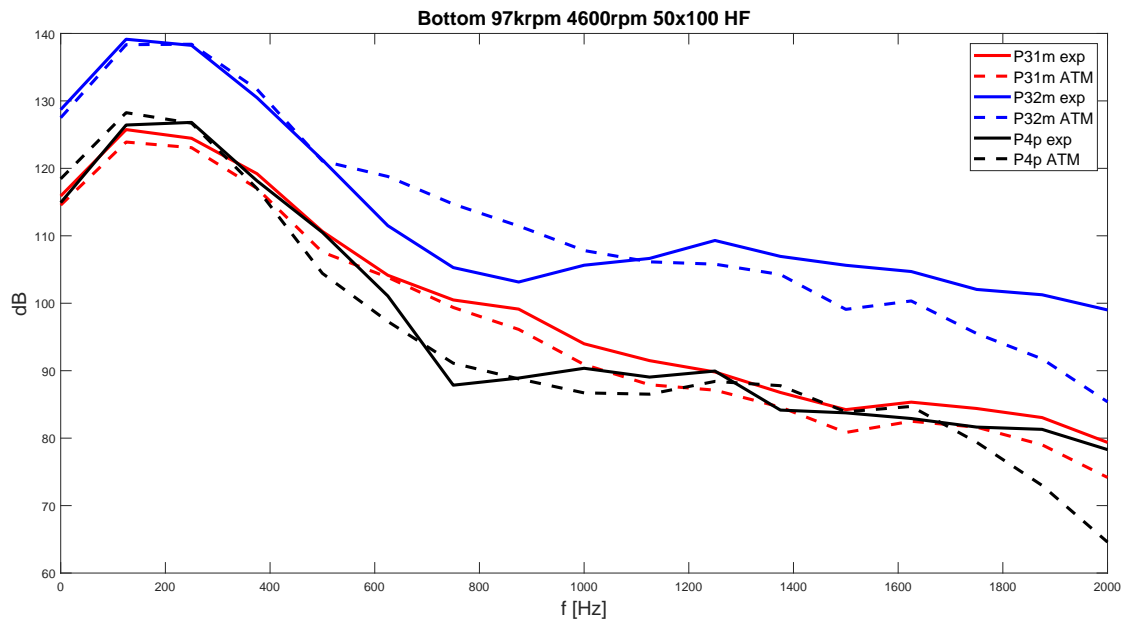


Figura 6.16: Comparación de resultados MFR=0.3, 4600 rpm, pulsando en Bottom.

En las figuras 6.13-6.16 se muestran los resultados experimentales de los pulsos de presión que viajan desde la entrada de la turbina hacia aguas arriba y el que viaja desde la salida hacia aguas abajo, comparándolos con los que se tendrían tras utilizar la matriz de transferencia acústica calculada anteriormente a partir de las simulaciones 1D. En la figura 6.13, se muestra el caso en el que pulsamos en top a 4600 rpm y un MFR de 0.5, Como se comentó antes, el coeficiente de reflexión R_{31} se define como la relación entre el componente reflejado de la presión y la onda de presión incidente. Este tiene un valor que va decreciendo a lo largo de todas las frecuencias (6.9) lo que hace que la señal que hace referencia a la reflexión en la rama 1 (rojo) mantenga una pendiente descendente .

Por otro lado, la cosa es más compleja de lo que se esperaba. Se puede observar reflexiones altas en las ramas en las que se está pulsando. Ramas que, por consiguiente, su área efectiva es mayor y por tanto, la reflexión obtenida es contraria a lo esperado. Lo que ocurre es que refleja más hacia la rama 1 porque transmite menos también hacia la rama 2. En tal caso, desde el punto de vista acústico hay que tener en cuenta tanto el área efectiva de la propia rama como la de la otra rama.

La afirmación es clara, el área es más grande por lo que debería reflejar menos. Pero el valor ya es muy grande, por lo que la diferencia en reflexión debido a eso es pequeña. Por el contrario, el área de la rama *hub* es más pequeña, por lo que la transmisión indirecta es menor. Esa potencia acústica que no se transmite hacia aguas arriba de *hub* tiene que ir a algún lado. Parte irá a través del rotor y parte se reflejará de vuelta por 1 hacia aguas arriba. La explicación es similar para los pulsos en Bottom, pero en este caso, al ser el área efectiva superior en esta rama, la transmisión será mayor en la rama 2.

Pasamos a mostrar una serie de gráficas en las que expondremos las diferencias entre los resultados calculados mediante nuestras matrices de transferencia y los resultados reales:

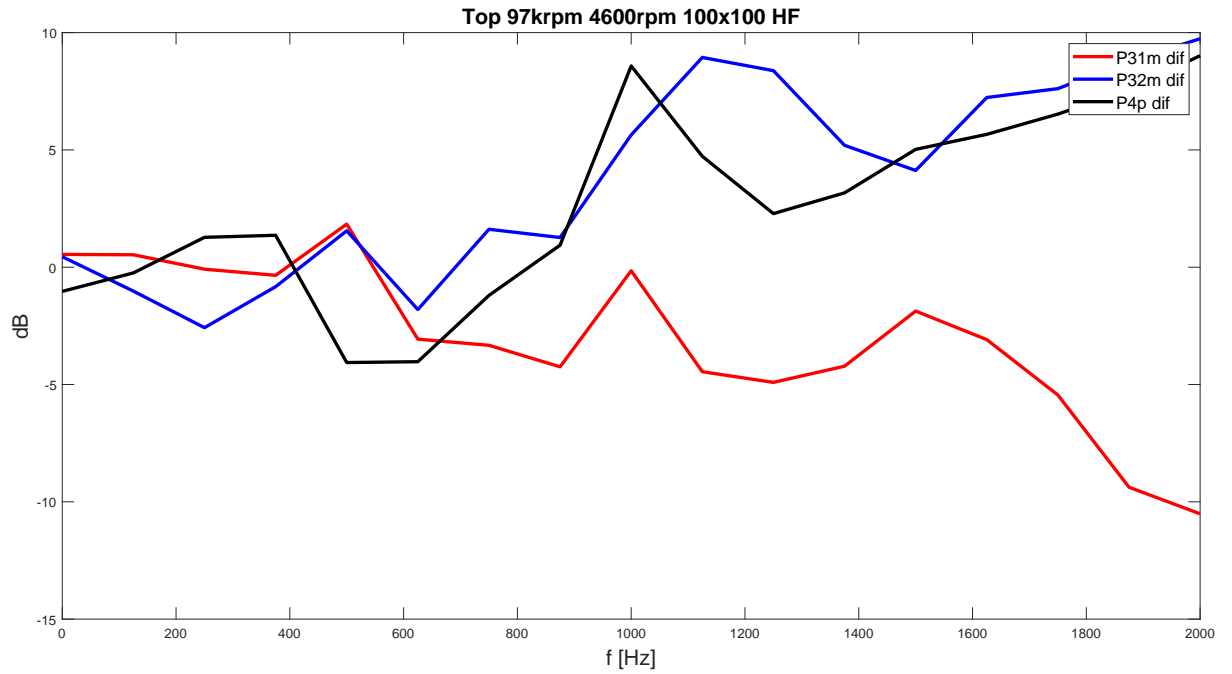


Figura 6.17: Diferencia de resultados MFR=0.5, 4600 rpm, pulsando en Top.

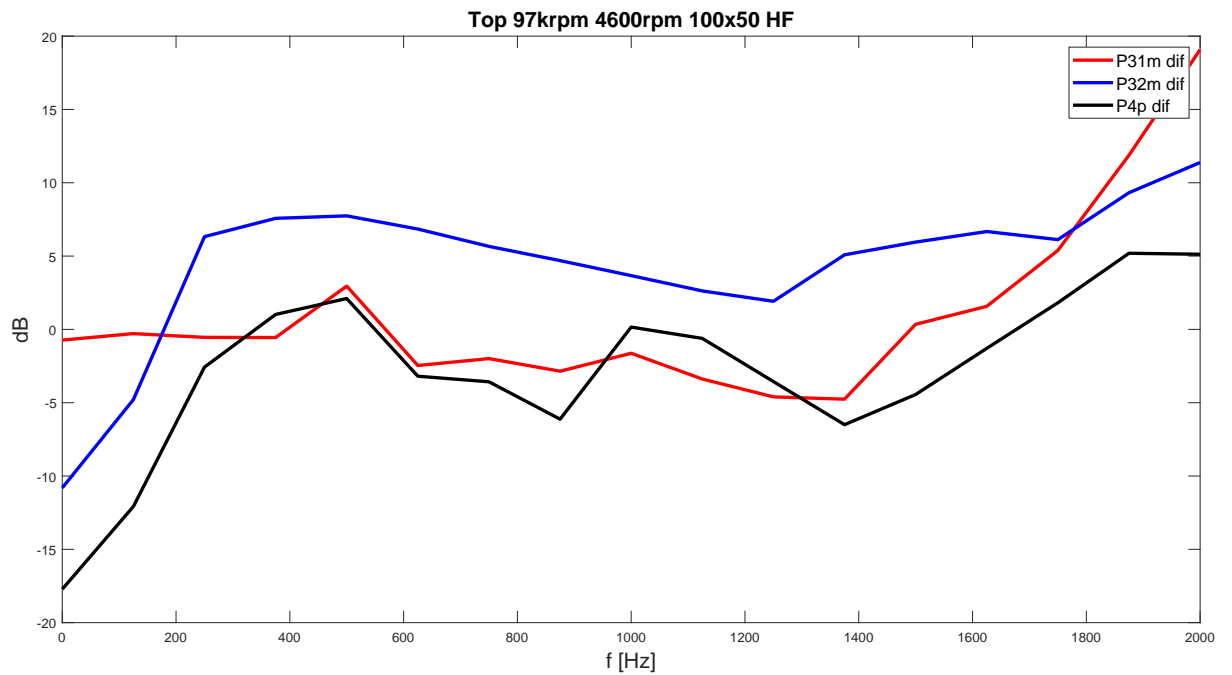


Figura 6.18: Diferencia de resultados MFR=0.7, 4600 rpm, pulsando en Top.

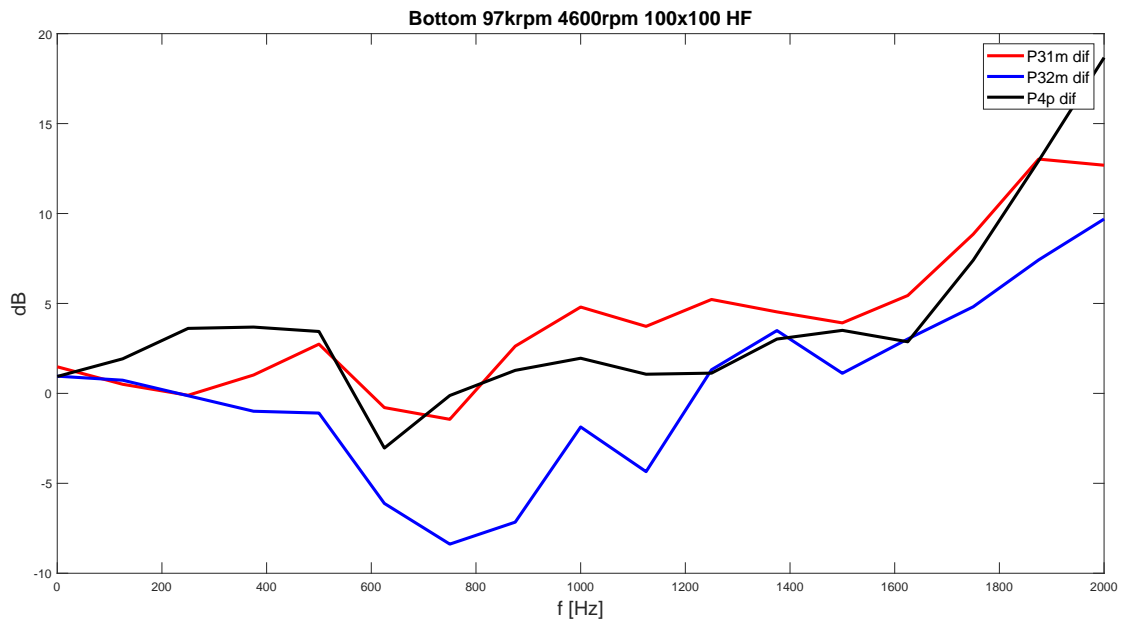


Figura 6.19: Diferencia de resultados MFR=0.5, 4600 rpm, pulsando en Bot-tom.

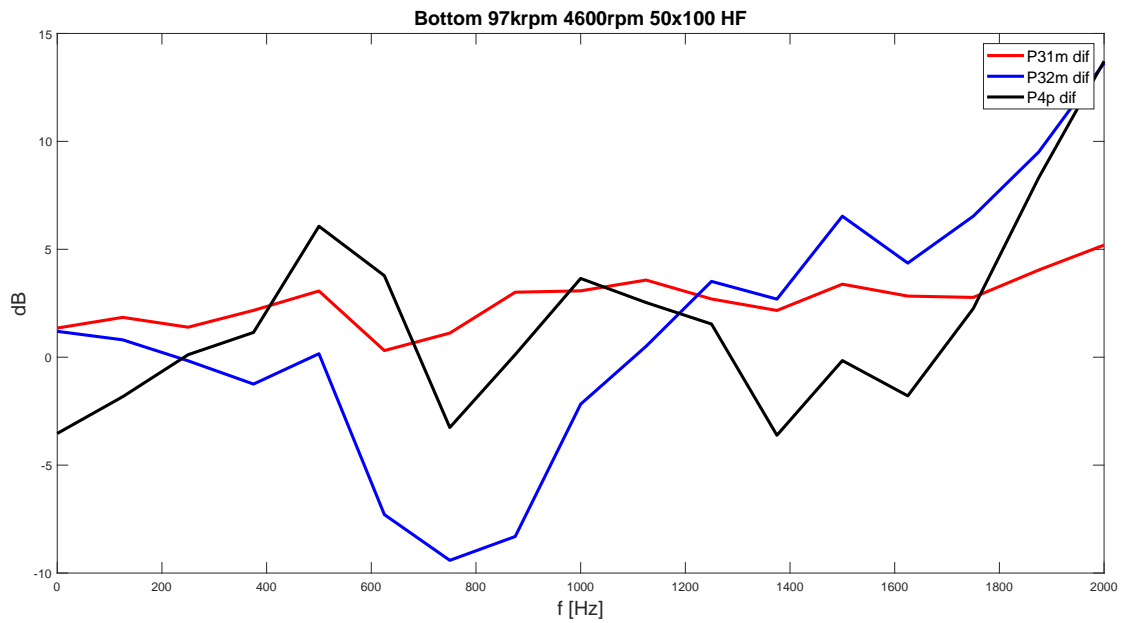


Figura 6.20: Diferencia de resultados MFR=0.3, 4600 rpm, pulsando en Bot-tom.

Observamos, de forma general, como a frecuencias bajas, el error entre ambos métodos es mínimo, por lo que la caracterización de la turbina podríamos considerarla correcta. Todo lo contrario ocurre a frecuencias altas, donde la diferencia de decibelios sobre pasa en algunos casos en 15. Esto se debe a la poca linealidad que existe y por tanto, nuestro método pierde validez. En cuanto a la comparación entre distintos MFR, observamos un aumento en el error de alrededor de 3 dB de media, por lo que la diferencia aumenta a MFR distintos de 0,5.

Capítulo 7

Caso sintético 1D: Simulación con pulso en ambas ramas.

7.1. Introducción

Después de confirmar la viabilidad del uso de matrices de transferencia para caracterizar una turbina tras la comparación con resultados experimentales, nos parece interesante comprobar la posibilidad de dicha caracterización pero en esta ocasión, en un caso sintético creado por nosotros mediante el modelo unidimensional. Además, durante el estudio, nos surge la duda de si una “matriz de transferencia promedio”, es decir, una matriz creada a partir de varios MFR (como por ejemplo, usar una matriz de transferencia para MFR 0.5 a partir de una media entre matrices creadas en MFR 0 y 1) nos podría ser útil para mejorar la precisión de nuestro análisis. Por último, se comprobará además la viabilidad de lo comentado para dos frecuencias pulso distintas, y así poder comparar los resultados obtenidos para distintos casos.

7.2. Método de cálculo

La metodología empleada es similar a la del capítulo anterior, simplemente el pulso que introducimos es sintético en ambas ramas de forma alterna

(MFR = 0.5) y se crearán más matrices de transferencia para “jugar” con ellas y establecer “matrices promedio”. Se trabajará a 100 000 rpm y el pulso, con forma de diente de sierra, variará entre los 1.5 y 2.5 Bar de forma periódica a 100 y 1000 Hz (Figuras 7.1 y 7.2).

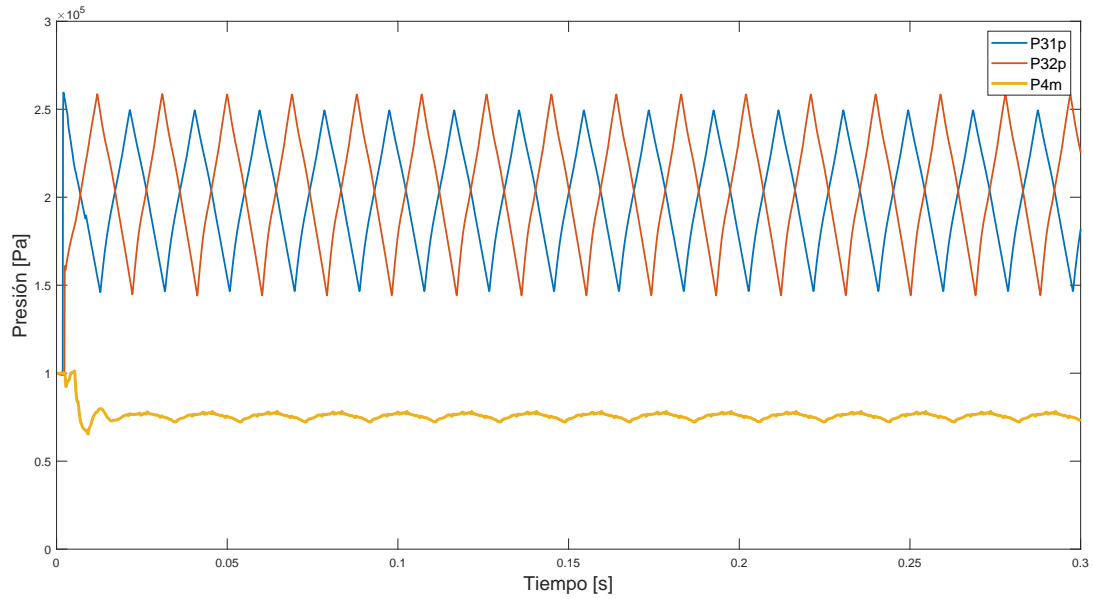


Figura 7.1: Pulso a 100 Hz.

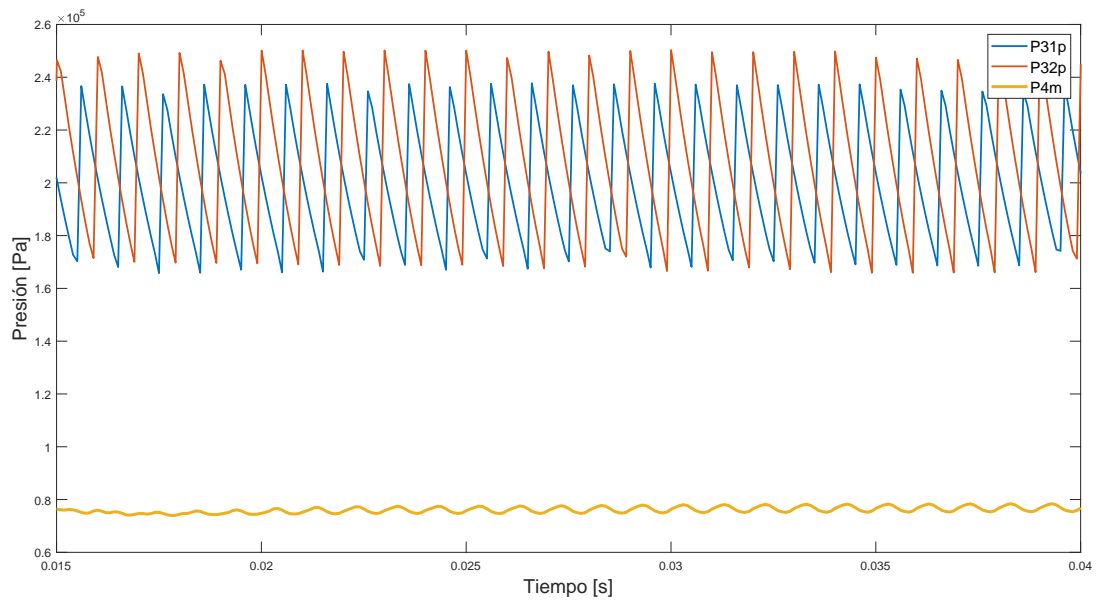


Figura 7.2: Pulso a 1000 Hz.

Conocidos los pulsos, se procederá a calcular las matrices de transferencia. Dado que el MFR del ensayo es 0.5, se calcularán matrices a MFR 0, 0.5 y 1, para comparar la viabilidad de las “matrices promedio” ya comentadas anteriormente. Para ello, se ha optado por una formulación de este tipo:

$$ATM_{Promedio} = 0,25 \cdot ATM_{MFR=0} + 0,25 \cdot ATM_{MFR=1} + 0,5 \cdot ATM_{MFR=0,5} \quad (7.1)$$

7.3. Resultados

Se mostrarán a continuación las matrices de transferencia calculadas para llevar a cabo el caso sintético. La nomenclatura es idéntica a la mostrada en el capítulo anterior, manteniendo además las variables del método de Welch (500 ventanas y 4000 Hz de frecuencia de muestreo):

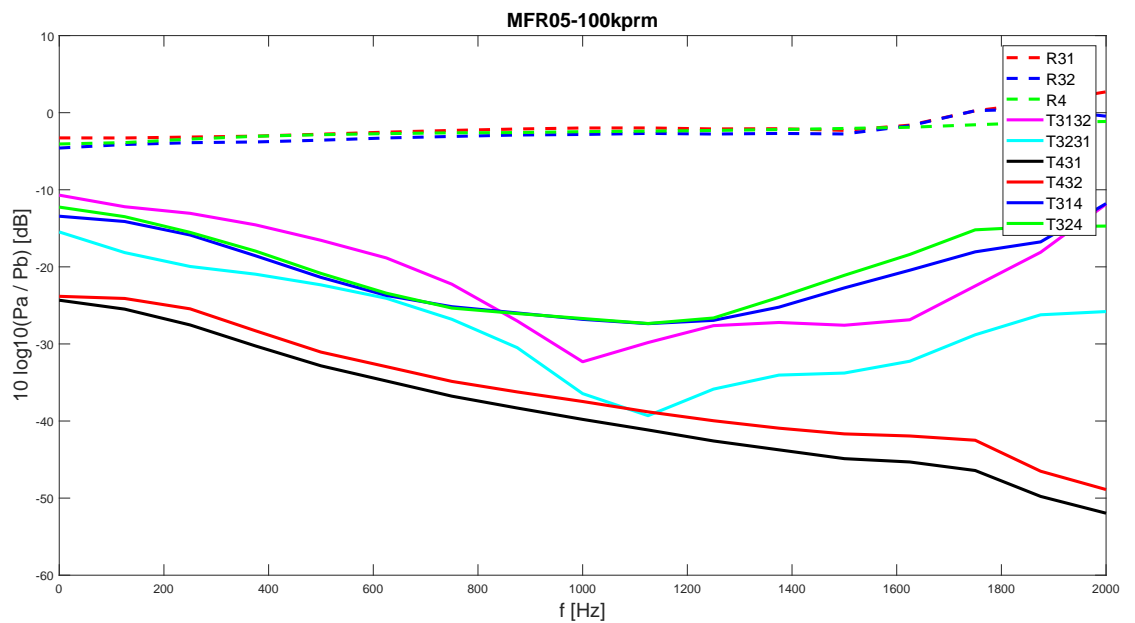


Figura 7.3: Matriz de transferencia MFR=0.5, 100k rpm

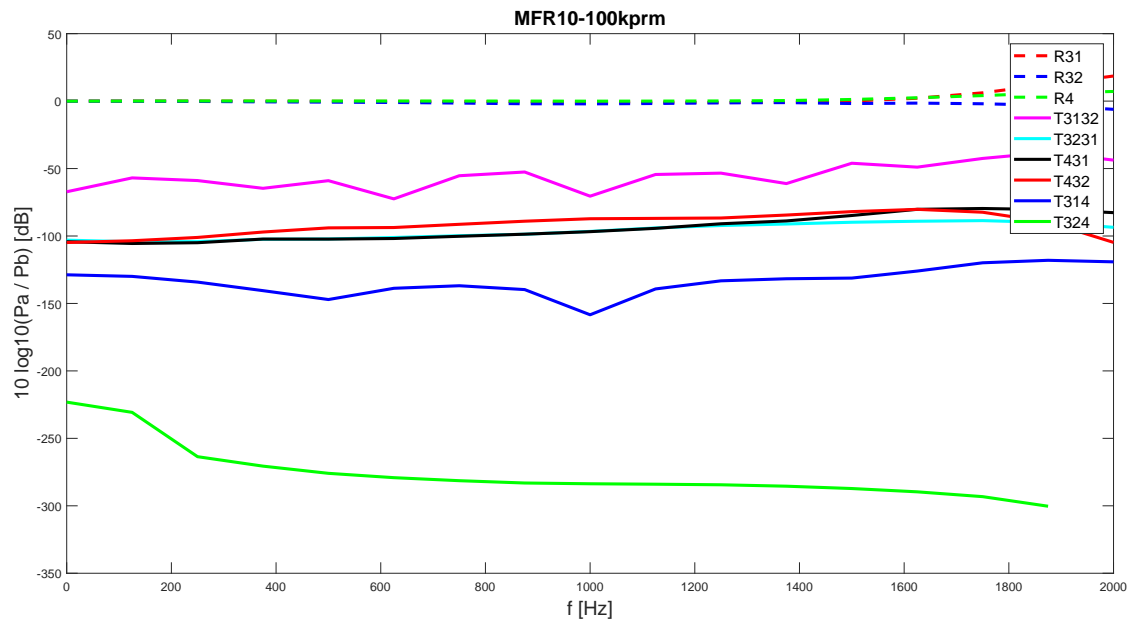


Figura 7.4: Matriz de transferencia MFR=0, 100k rpm

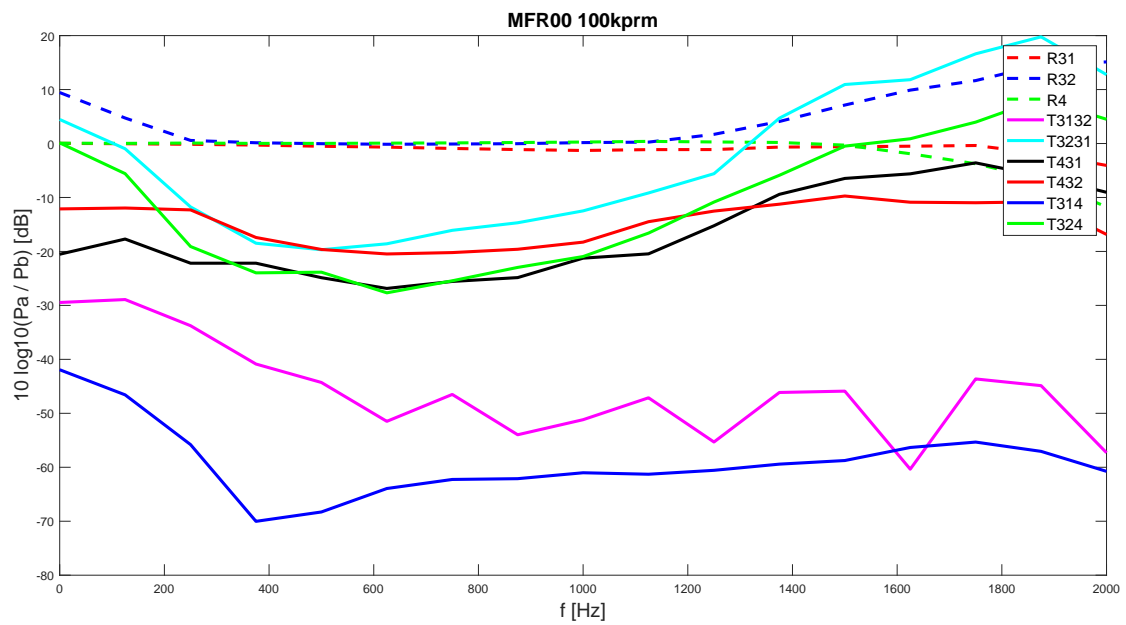


Figura 7.5: Matriz de transferencia MFR=1, 100k rpm

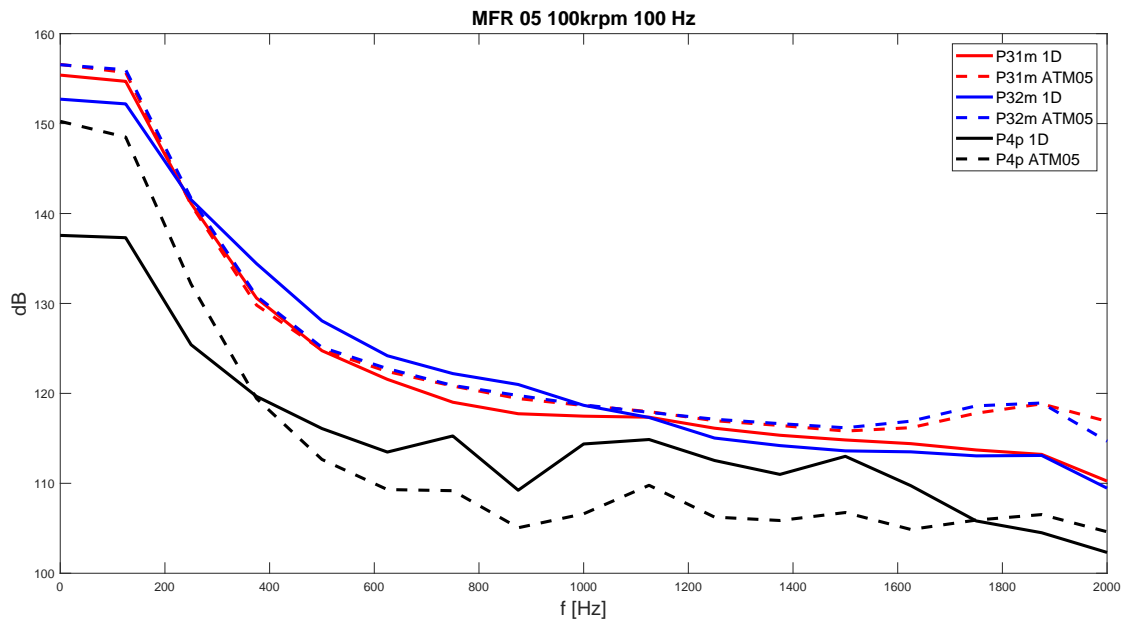


Figura 7.6: Comparación de resultados MFR=0.5,100k rpm

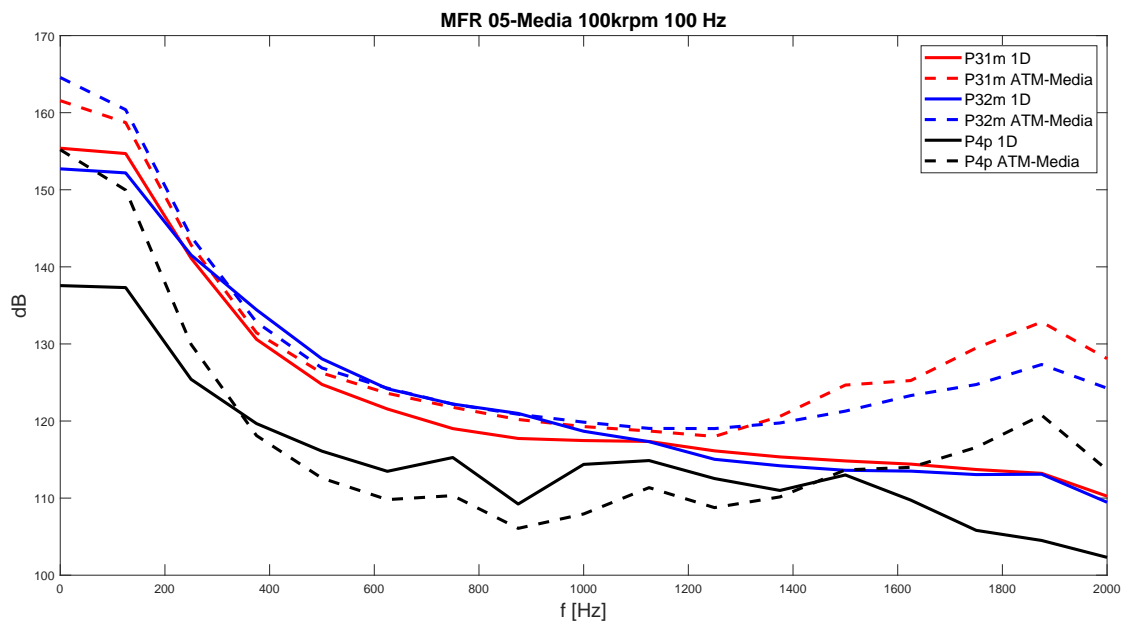


Figura 7.7: Comparación de resultados MFR=0.5,100k rpm

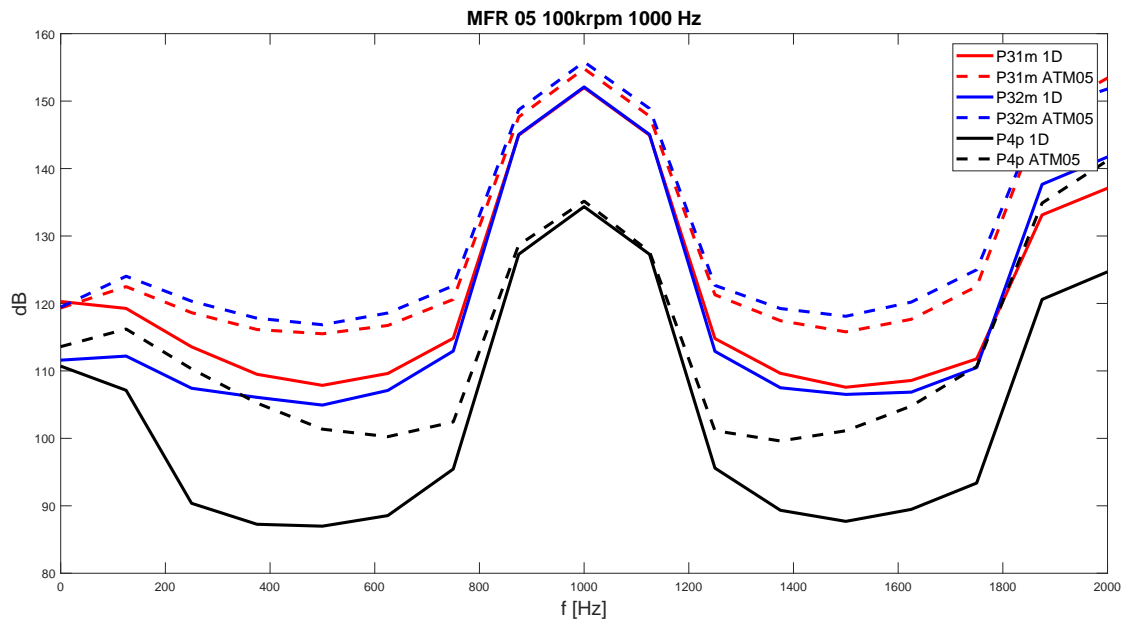


Figura 7.8: Comparación de resultados MFR=0.5,100k rpm

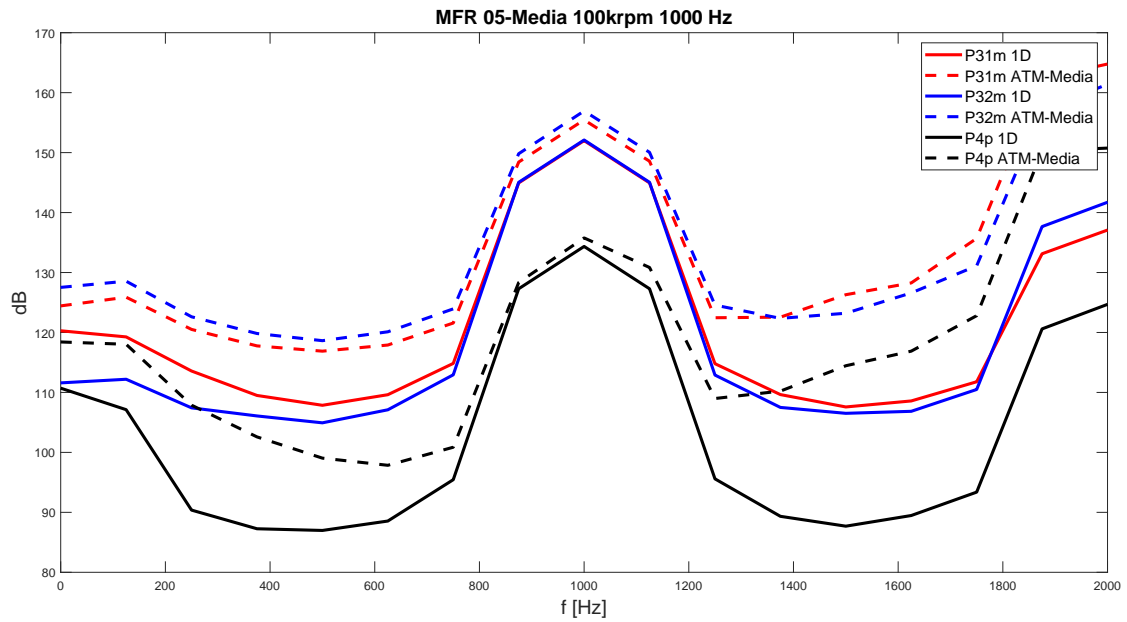


Figura 7.9: Comparación de resultados MFR=0.5,100k rpm

Si hacemos referencia a las matrices de transferencia (Figuras 7.3, 7.4 y 7.5), las conclusiones que podemos sacar son similares a las del capítulo anterior, salvo algunas excepciones. En la figura 7.3, se observa una tendencia análoga en todas las transmisiones, debido a la “simetría” con la que opera la turbina a $MFR = 0.5$. Los niveles de presión de ambas ramas son del mismo orden, por lo que la paridad entre $T_{31,32}-T_{32,31}, T_{4,31}-T_{4,32}$ y $T_{31,4}-T_{32,4}$ es obvia.

Si observamos ahora la figura 7.4, vemos como, para $MFR = 1$, la transmisión de la rama 1 a la 2 es alta debido a que en este caso, los niveles de presión son bastante más altos en Top. Se ve representada una asimetría clara a consecuencia de lo comentado: $T_{31,4}$ y $T_{32,4}$ tienen valores muy dispares, a la vez de una diferencia de transmisión notable entre $T_{31,32}$ y $T_{32,31}$. Ocurre todo lo contrario en la figura 7.5, la transmisión de la rama 2 a la rama 1 es muy alta, llegando a puntos incoherentes a altas frecuencias. Esto es debido a que en este caso, los valores altos de presión se encuentran en Bottom. Además, y siguiendo con los mismos razonamientos, la transmisión de la rama 2 hacia la rama de salida es mucho más alta que de la rama 1 a esta.

Comparando ahora el modelo unidimensional con los datos obtenidos a través de la matriz de transferencia (Figuras 7.6 y 7.8) observamos como, para el caso de 100 Hz, existe una diferencia mínima entre ambos métodos. Los errores no superan los 10 dB en el mayor de los casos y las tendencias son similares. Por otro lado, en el caso del pulso a 1000 Hz, encontramos errores reseñables fuera del rango de los 1000 Hz, aunque es cierto que se siguen tendencias semejantes. Esto puede deberse a efectos no-lineales que surgen en el modelo al trabajar a frecuencias más altas.

Analizando ahora uno de los puntos importantes del capítulo, y haciendo referencia a las figuras 7.6 y 7.7, observamos como usar la matriz de transferencia media no nos aporta ninguna mejora adicional. La diferencia entre ambos métodos es mínima por lo que, para nuestro caso, no es oportuno desarrollar todas las matrices.

Capítulo 8

Conclusiones

Una vez finalizado el proyecto, pasaremos a sacar las oportunas conclusiones acerca del mismo. En este Trabajo Fin de Grado se estudia la viabilidad de un modelo unidimensional utilizado para caracterizar una turbina de tipo “twin” mediante el uso de matrices de transferencia que nos mostrarán las pérdidas de transmisión de onda incidente y reflejada.

Se ha utilizado este método debido al coste computacional bajo, a la sencillez en comparación con otros modelos multidimensionales que multiplican el coste computacional y su bajo coste monetario.

En relación a los objetivos cumplidos, hemos observado como el método es viable de forma general. A bajas frecuencias observamos errores muy bajos por lo que la caracterización de la turbina podría realizarse sin problema alguno. No obstante, encontramos errores grandes a altas frecuencias y en MFR distintos a 0,5. Esto supone un pequeño contratiempo, ya que el carácter no lineal de la acústica produce errores debido a que se ha asumido la hipótesis de linealidad. Además, el pulso aleatorio que se ha utilizado para las simulaciones es algo distinto al que tendría el pulso de un motor entrando a la turbina.

Existe también la posibilidad de que los extremos anecoicos utilizados en las simulaciones no sean del todo similares a la condición de contorno necesaria para que los resultados salgan con una mayor precisión.

En cuanto a la relación entre ambas simulaciones, observamos como a áreas efectivas grandes, la transmisión en esa rama es alta mientras que a áreas efectivas bajas, la reflexión es alta. Esto tiene sentido ya que como se ha comentado anteriormente, el rotor funcionaría como extremo anecoico y

por tanto, a una menor área efectiva la reflexión será alta y viceversa.

Si hacemos referencia ahora al estudio sintético, podemos concluir que los resultados han sido muy positivos.

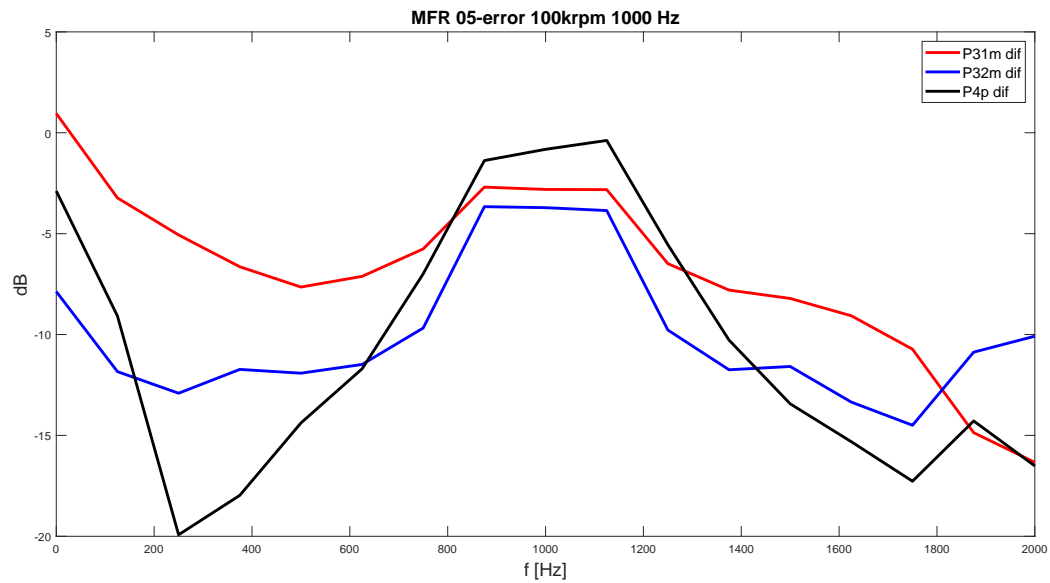


Figura 8.1: Comparación de resultados MFR=0.5,100k rpm

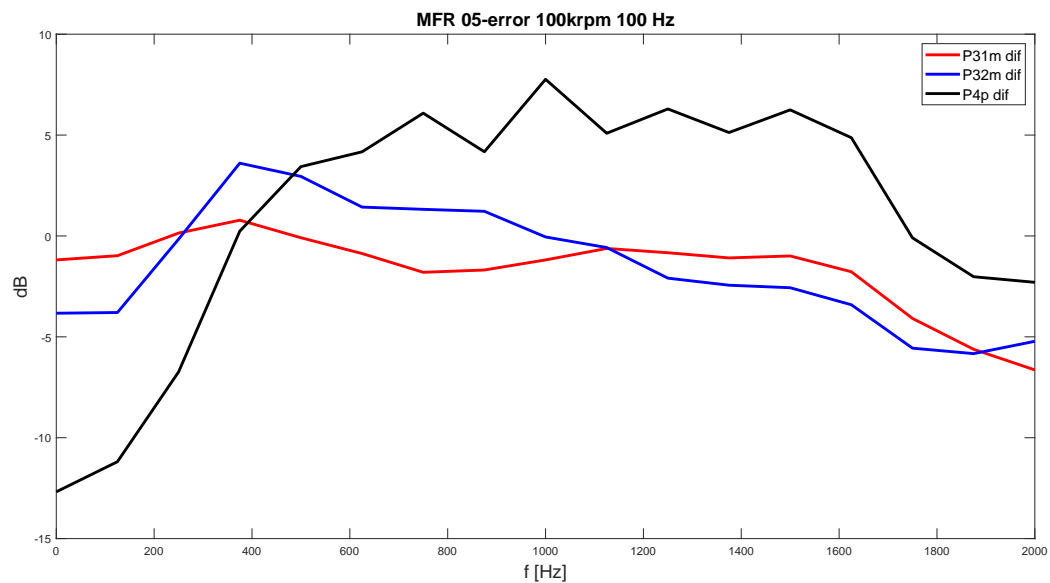


Figura 8.2: Comparación de resultados MFR=0.5,100k rpm

Como podemos observar en la figura 8.2, el error a frecuencias bajas de pulso es mínimo en todo el espectro de frecuencias, no superando los 5 dB en gran parte de este. Esto es muy práctico, ya que nos va a permitir caracterizar turbina también con el modelo unidimensional. Por otra parte, si observamos la figura 8.1, vemos como, a frecuencias de pulso medias-altas, el error es alto fuera del rango de los 1000 Hz, llegando a puntos donde la diferencia entre el modelo 1D y el método de las matrices supera los 20 dB. Trabajar a este tipo de frecuencias con esta metodología podría servirnos para sacar tendencias en nuestros resultados. Además, se ha comprobado que el uso de matrices de transferencia promedio no sería necesario, ya que la diferencia entre resultados aplicando dichas matrices es mínima (Figura 7.7).

Por último, cabe resaltar la importancia de la geometría variable y del rendimiento de la turbina. Aunque en este estudio con se haya trabajado con ella, la repercusión en el área efectiva es notable, por lo que tendrá incidencia de forma directa en un proyecto acústico de este calibre.

8.1. Trabajos futuros

Para cálculos rápidos, se puede obtener el punto de operación medio de un ciclo de motor utilizando el modelo de extrapolación de mapa de turbina en modo estacionario. A partir de la temperatura de salida de los cilindros, del caudal y del régimen de giro de la turbina, se puede calcular cuál es su relación de expansión, su rendimiento y su temperatura de salida. Con los datos de la relación de expansión media y del régimen de giro, se puede obtener la matriz de transferencia acústica de una tabla de interpolación precalculada a partir del modelo unidimensional. De este modo, en simulaciones de motor de valores medios, se pueden obtener resultados razonablemente precisos con un coste computacional muy reducido, incluyendo el comportamiento acústico de la turbina.

Documento II

Pliego de condiciones

Pliego de condiciones

1. Introducción

Se expondrán ahora las condiciones para la elaboración de un trabajo teórico, condiciones relacionadas con la seguridad y garantías a tener en cuenta para ejecutarlo de manera correcta.

2. Artículo I: Reglamento de los servicios de prevención

2.1. Integración de la actividad preventiva

La prevención de riesgos laborales, como actuación a desarrollar en el seno de la empresa, deberá integrarse en el conjunto de sus actividades y decisiones, tanto en los procesos técnicos, en la organización del trabajo y en las condiciones en que éste se preste, como en la línea jerárquica de la empresa, incluidos todos los niveles de la misma. La integración de la prevención en todos los niveles jerárquicos de la empresa implica la atribución a todos ellos y la asunción por éstos de la obligación de incluir la prevención de riesgos en cualquier actividad que realicen u ordenen y en todas las decisiones que adopten.

2.2. Acción de la empresa en materia de prevención de riesgos

El establecimiento de una acción de prevención de riesgos integrada en la empresa supone la implantación de un plan de prevención de riesgos que

incluya la estructura organizativa, la definición de funciones, las prácticas, los procedimientos, los procesos y los recursos necesarios para llevar a cabo dicha acción.

3. Artículo II: Factores de riesgo en el trabajo

El desarrollo de la actividad diaria en los puestos y lugares de trabajo está condicionado por los llamados factores y agentes del trabajo. Estos pueden ser:

- *Materiales, como son por ejemplo las escaleras portátiles, los equipos eléctricos, las zonas de circulación y paso, los pasillos, puertas y escaleras, los aparatos elevadores*
- *Personales, como son la experiencia profesional, los conocimientos, la actitud frente a la seguridad, las características físicas y sensibilidades especiales, etc.*

4. Artículo III: Seguridad en la oficina.

- *La zonas de paso deben estar libres de obstáculos que dificulten el paso: papeleras, archivadores, etc.*
- *Evitar que los cables eléctricos, cables de ordenadores, de teléfono, etc. estén situados en las zonas de paso.*
- *En el caso de que se produzcan derrames, éstos deben ser limpiados rápidamente evitando posibles resbalones.*
- *Deberá evitarse la presencia de irregularidades en el suelo que puedan originar caídas: baldosas sueltas, bordes de moquetas levantados, etc.*
- *Cuando los suelos estén en condiciones especialmente resbaladizas: (por ejemplo suelos recién fregados o recién encerados) es conveniente advertir dichas circunstancias mediante señalización adecuada.*

5. Artículo IV: Espacio de trabajo.

Sus dimensiones mínimas serán las siguientes:

- *La zonas de paso deben estar libres de obstáculos que dificulten el paso: papeleras, archivadores, etc.*
- *Evitar que los cables eléctricos, cables de ordenadores, de teléfono, etc. estén situados en las zonas de paso.*
- *En el caso de que se produzcan derrames, éstos deben ser limpiados rápidamente evitando posibles resbalones.*

5.1. Mesa de trabajo:

Si el trabajo requiere el uso de teclado de ordenador o bien cualquier otra actividad que requiera una gran libertad de movimientos, es necesario que el plano de trabajo esté situado a la misma altura de los codos, por lo que la mesa de trabajo deberá ser un poco más baja que éstos. En caso de limitarse a trabajos de lectura y escritura la altura del plano de trabajo se situará al nivel de los codos, considerándose, como referencia, la altura de las personas de mayor talla, dado que para las demás se adaptará mediante la regulación de la altura del plano del asiento de la silla.

5.2. Silla de trabajo:

En función de cada uso y de las dimensiones corporales de la persona se requiere un diseño específico para cada situación. No obstante, en los trabajos de oficina, podríamos generalizar en base a los requisitos siguientes:

- *Asiento regulable en altura comprendida entre 380 y 460 mm, anchura entre 400 y 450 mm y profundidad entre 380 y 420 mm. Acolchado recubierto con tela flexible y transpirable y borde anterior inclinado.*
- *Respaldo del mismo material que el asiento. Si es alto debe poseer apoyo lumbar y una inclinación, hacia atrás, de unos 15°. Si el respaldo es bajo debe permitir su regulación en altura e inclinación para conseguir el correcto apoyo de la zona lumbar.*
- *El apoyabrazos es indicado para aquellos trabajos en los que se exija una gran estabilidad de la mano y que, por el contrario, no se precise de una gran libertad de movimientos.*
- *La base de apoyo de 5 brazos con ruedas además de permitir una total libertad de movimientos evita el vuelco accidental de la silla.*

6. Artículo V: Ambiente luminoso.

Un nivel de iluminación insuficiente, unos contrastes y brillos excesivos, o los deslumbramientos pueden ser causa de irritación de ojos, dolores de cabeza y errores en la ejecución de tareas. La falta de luz natural y la frecuencia de parpadeo en montajes simples de fluorescentes puede también estar en el origen de molestias, siendo esto último más propio de fábricas que de oficinas. Para trabajo en oficinas la guía técnica sobre lugares de trabajo del INSHT indica:

Lugar de trabajo	Lux
Archivos, copiadoras, áreas de circulación	300
Lectura, escritura, mecanografía, proceso de datos	500
Dibujo técnico	750
Diseño asistido (CAD)	500
Salas de reunión	500
Puestos de recepción	300
Almacenes	200

Tabla 1: Tabla de iluminación adecuada según el INSHT.

7. Artículo VI: Confort acústico.

Los criterios de confort acústico se basan en la necesidad de disponer de unos límites recomendados de los ruidos de fondo de tal forma que no interfieran en el desarrollo de la actividad. Los distintos criterios difieren poco entre sí, ya que suministran información sobre las características y contenido espectral que debe exigirse a un ruido de fondo para que pueda desarrollarse confortablemente una actividad.

Oficinas	dB
Salas de consejos	25-35
Sala de conferencias	30-40
Oficinas de directivos	35-45
Oficinas de supervisores, salas de recepción	35-50
Oficinas generales, salas de diseño	40-45
Vestíbulos y corredores	40-45
Salas de ordenadores	45-65

Tabla 2: Ruidos de fondo confortables en función de la actividad, según criterios NC

Por otro lado, el INSHT recomienda mantener los niveles de presión sonora en los límites de 60- 70 dB (A) ya que valores superiores pueden producir fatiga, estrés o dolor de cabeza.

8. Artículo VII: Confort térmico.

En los locales de trabajo cerrados deberán cumplirse, en particular, las siguientes condiciones:

- *La temperatura de los locales donde se realicen trabajos sedentarios propios de oficinas o similares estará comprendida entre 17 y 27º C. La temperatura de los locales donde se realicen trabajos ligeros estará comprendida entre 14 y 25º C.*
- *La humedad relativa estará comprendida entre el 30 y el 70 %, excepto en los locales donde existan riesgos por electricidad estática en los que el límite inferior será el 50 %.*
- *Los trabajadores no deberán estar expuestos de forma frecuente o continuada a corrientes de aire cuya velocidad exceda los siguientes límites:*
 - *Trabajos en ambientes no calurosos: 0,25 m/s.*
 - *Trabajos sedentarios en ambientes calurosos: 0,5 m/s.*
 - *Trabajos no sedentarios en ambientes calurosos: 0,75 m/s*

9. Artículo VIII: Seguridad contra incendios.

En la oficina existe también el riesgo de incendio debido, por un lado, a la presencia de materiales combustibles (papeles, muebles de oficina, cortinas,...) y por el otro las posibles conductas peligrosas de las personas que en ella trabajan. La mejor actitud preventiva debe llevarnos a impedir el comienzo de un incendio mediante:

- *El control de los combustibles y de los focos de ignición.*
- *La eliminación de los materiales combustibles innecesarios, mejorando el orden y limpieza de los almacenes y puestos de trabajo.*
- *El diseño seguro de las instalaciones eléctricas y su mantenimiento periódico.*

- *Detectar el incendio en el momento en que se produzca o lo antes posible.*
- *Dar la alarma a las personas que integran los equipos de intervención.*
- *Transmitir la alarma a los servicios públicos de extinción.*
- *Facilitar la evacuación de las áreas afectadas por el incendio.*
- *Posibilitar la extinción del incendio o su control. [11]*

Documento III

Presupuesto

Presupuesto

1. Análisis de datos y resultados

En este apartado se expondrán los costes del procesado de datos, análisis de resultados y elaboración de conclusiones por parte de los contribuyentes al trabajo. Para el cálculo del salario bruto, se ha tenido en cuenta la cotización a la seguridad social de un contrato de duración determinada (31.1 %) más 1 % en concepto de accidentes de trabajo y enfermedades profesionales :

Concepto	Unidades	Coste Unitario	Importe
Ingeniero Aeroespacial de grado	90 horas	10 €/h	900,00 €
Ingeniero Investigador	15 horas	15,13 €/h	226,95 €
Ingeniero Doctorando	5 horas	12 €/h	60,00 €
		Total Neto	1.186,95 €
		Total Bruto	1.567,96 €

Tabla 3: Coste del análisis de los datos y resultados.

1.1. Presupuesto de redacción

Concepto	Unidades	Coste Unitario	Importe
Ingeniero Aeroespacial de grado	130 horas	10 €/h	1.300,00 €
		Total Neto	1.300,00 €
		Total Bruto	1.717,30 €

Tabla 4: Coste de redacción.

2. Presupuesto de las simulaciones

En esta sección, se expondrán los costes relacionados con las simulaciones realizadas para la elaboración del proyecto. Se ha tenido en cuenta tanto la programación del programa desarrollado por el CMT-Motores térmicos, *OpenWAM*, como los sucesivos *scripts* de *Matlab* usados para la elaboración del trabajo:

2.1. Coste de programación

Concepto	Unidades	Coste Unitario	Importe
Ingeniero Aeroespacial de grado	30 horas	10 €/h	300,00 €
Ingeniero Investigador	60 horas	15,13 €/h	907,80 €
Ingeniero Doctorando	40 horas	12 €/h	480,00 €
Total Neto			1.687,80 €
Total Bruto			2.229,58 €

Tabla 5: Coste de la programación.

2.2. Coste de simulación y análisis de resultados

Concepto	Unidades	Coste Unitario	Importe
Ingeniero Aeroespacial de grado	60 horas	10 €/h	600,00 €
Ingeniero Investigador	10 horas	15,13 €/h	151,30 €
Ingeniero Doctorando	5 horas	12 €/h	60,00 €
Total Neto			811,30 €
Total Bruto			1.071,72 €

Tabla 6: Coste de las simulaciones y análisis de los resultados.

2.3. Amortización del equipo informático

Concepto	Coste	Período de Amortización	Período Amortizado	Coste Amortización
Ordenador	450 €	4 años	11 meses	103,125 €
Software (Matlab)	800€	1 año	1 año	800,00 €
Total				903,13 €

Tabla 7: Coste del equipo informático.

2.4. Presupuesto total de las simulaciones

Concepto	Importe
Coste de programación	2.229,58 €
Coste de simulación y análisis de resultados	1.071,72 €
Coste de amortización del equipo informático	903,13 €
Total	4.204,43 €

Tabla 8: Presupuesto total de las simulaciones.

3. Presupuesto total del proyecto

Concepto	Importe
Coste total de los ensayos	3.285,26 €
Coste total de las simulaciones	4.204,43 €
Total	7.489,69 €
Total + 21 % IVA	9.062,52 €

Tabla 9: Presupuesto total del proyecto.

Así pues, el coste final del proyecto suma un total de #NUEVE MIL SESENTA Y DOS EUROS CON CINCUENTA Y DOS CÉNTIMOS#.

Documento IV

Bibliografía

Bibliografía

- [1] URL:[HTTPS://FINEARTAMERICA.COM/FEATURED/OTTO-GAS-MOTOR-ENGINE-PATENT-ART-2-1877-IAN-MONK.HTML](https://fineartamerica.com/featured/otto-gas-motor-engine-patent-art-2-1877-ian-monk.html),
- [2] JOSÉ LLAMAS, *Historia del motor de combustión interna*, 2017
- [3] J.M.DESANTES AND F.PAYRI, *Motores de combustión interna alternativos* 6^a ed. Valencia: Universidad Politécnica, 2011.
- [4] RAE, *Diccionario de la Real Academia de la Lengua Española*, 2019
- [5] EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY , <http://noise.eea.europa.eu/> Europa, 2016.
- [6] DIRECCIÓN GENERAL DE TRÁFICO , <http://revista.dgt.es> Madrid, España, 2019.
- [7] KLEVER F. JUCA VIVAR, *Identificación de espectros acústicos en motores de combustión interna a través del análisis en tiempos cortos* UPC, España, 2015.
- [8] GALINDO, J., FAJARDO, P., NAVARRO, R., AND GARCIA-CUEVAS,L.M, *Characterization of a Radial Turbocharger Turbine in Pulsating Flow by Means of CFD and Its Application to Engine Modeling* .España, 2013.
- [9] KABRAL, R, EL NEMR, Y., LUDWIG, C., MIRLACH, R ET AL., *Experimental Acoustic Characterization of Automotive Twin-Scroll Turbine, in Proceedings of the 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. Suecia, 2017.
- [10] GALINDO, J., ARNAU, F.J., GARCÍA-CUEVAS, L.M., AND SOLER, P.,, *Experimental Validation of a Quasi-Two-Dimensional Radial Turbine Model*. International Journal of Engine Research.
- [11] MINISTERIO DE TRABAJO, MIGRACIONES Y SEGURIDAD SOCIAL, *Instituto Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo*. Gobierno de España.

-
- [12] GODUNOV SK., *A difference scheme for numerical solution of discontinuous solution of hydrodynamic equations*. Matematischeskii Sbornik 1959
- [13] VAN LEER B., *Towards the ultimate conservation difference scheme. II. monotonicity and conservation combined in a second-order scheme*. Journal of Computational Physics 1974.
- [14] TORO E, SPRUCE M AND SPEARES W, *Restoration of the contact surface in the hll-riemann solver..* Shock Waves 1994.
- [15] COURANT R, FRIEDRICHS K AND LEWY H., *Über die "partiellen differenzgleichungen der mathematischen physik*. Mathematische Annalen 1928.