



TRABAJO FIN DE GRADO

OBTENCIÓN DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA ACÚSTICA DE TURBINAS RADIALES MEDIANTE UN MODELO UNIDIMENSIONAL

Grado en Ingeniería Aeroespacial

Realizado por:

Olcina Girona, Miguel miolgi@etsid.upv.es

Tutor:

García-Cuevas González, Luis Miguel luiga12@mot.upv.es

Cotutor:

Soler Blanco, Pablo pasobla@mot.upv.es

Valencia, 6 de septiembre de 2018

*Cada fracaso enseña al hombre
algo que necesitaba aprender.
Charles Dickens.*

Índice general

Resumen	I
I Memoria	1
1. Introducción	3
1.1. Motivación del estudio	3
1.2. Objetivos del trabajo	3
1.3. Antecedentes	4
1.4. Viabilidad del trabajo	5
1.5. Estructura del trabajo	5
2. Emisiones acústicas	7
2.1. Introducción	7
2.2. Acústica	7
2.2.1. Parámetros básicos del sonido	7
2.3. Problemática del ruido	9
2.4. Fuentes de ruido en motores	10
2.4.1. Ruido de admisión y escape	11
2.5. Conclusión	12
3. Turbogruppo	13
3.1. Introducción	13
3.2. Justificación y funcionamiento	13
3.3. Historia de la sobrealimentación en motores	14
3.4. Método de cálculo	14
3.4.1. Ecuaciones de conservación	15
3.4.2. Método de volúmenes finitos	15
3.4.3. Cálculo de la turbina	19
3.5. Validación	21
3.6. Conclusión	23
4. Interpolación acústica	25
4.1. Introducción	25
4.2. Ondas de presión en conductos	25
4.2.1. Propagación adiabática de ondas en conductos	25
4.2.2. Aproximación lineal	26
4.2.3. Interacción de ondas con singularidades geométricas	28
4.2.4. Flujo no adiabático	32
4.3. Simplificación acústica de componentes	34
4.4. Modelo acústico para la turbina	35
4.5. Conclusión	35

5. Primer estudio: Respuesta acústica según el punto de funcionamiento de la turbina	37
5.1. Introducción	37
5.2. Planteamiento	37
5.2.1. Archivos	38
5.2.2. Procesado de datos	40
5.2.3. Cálculo de la PSD	41
5.2.4. Cálculo acústico	42
5.3. Resultados	42
6. Segundo estudio: Aplicación del método a simulaciones de motor	51
6.1. Introducción	51
6.2. Planteamiento	51
6.2.1. Archivos	52
6.2.2. Motor a estudiar	52
6.3. Resultados	53
7. Conclusiones	63
7.1. Ventajas	63
7.2. Trabajos futuros	64
7.3. Limitaciones	64
II Planos	67
III Pliego de Condiciones	69
8. Pliego de condiciones	71
8.1. Introducción	71
8.2. Artículo I: Obligaciones y derechos de los trabajadores	71
8.3. Artículo II: Seguridad estructural	72
8.4. Artículo III: Superficies y cubicación	72
8.5. Artículo IV: Suelos, techos y paredes	72
8.6. Artículo V: Disposiciones generales	73
8.7. Artículo VI: Iluminación de emergencia	73
8.8. Artículo VII: Ventilación, temperatura y humedad	73
8.9. Artículo VIII: Ruidos, vibraciones y trepidaciones	74
8.10. Artículo IX: Protección contra contactos en equipos eléctricos	74
8.11. Artículo X: Electricidad estática	75
8.12. Artículo XI: Recomendaciones sobre materias inflamables	75
8.13. Artículo XII: Prevención y extinción de incendios	75
IV Presupuesto	77
9. Presupuesto	79
9.1. Introducción	79
9.2. Presupuesto parcial	79
9.3. Presupuesto global	82
Bibliografía	82

Índice de figuras

2.1. Esquema explicativo fuente puntual	9
2.2. Mapa de contaminación acústica de la ciudad de Valencia	10
3.1. Esquema sistema turbosobrealimentación.	14
3.2. Discretización de un conducto mediante volúmenes finitos	16
3.3. Discretización según el método de Godunov	18
3.4. Evolución de las ondas en el problema de Riemann aplicado en métodos de volúmenes finitos	19
3.5. Discretización según el método de MUSCL	20
3.6. Esquema turbina 1D	20
3.7. Esquema turbina 2D	21
3.8. Esquema experimental para la obtención de datos acústicos	21
3.9. Ejemplo de validación para caso 2000 rpm y 25 % de par	22
3.10. Ejemplo de validación para caso 2000 rpm y 100 % de par	22
4.1. Reflexión de ondas con la condición de extremo cerrado	28
4.2. Reflexión de ondas con la condición de extremo abierto	29
4.3. Reflexión y transmisión de ondas por cambios de sección: en la derecha ensanchamiento brusco, izquierda estrechamiento brusco	31
4.4. Aproximación discreta a un conducto cónico	31
4.5. Comparación entre la reflexión y transmisión de ondas en conductos de sección variable y por cambios bruscos de sección: como divergente y ensanchamiento brusco; como convergente y estrechamiento brusco	33
5.1. Extremos de la posición de la TGV	38
5.2. Esquema del sistema acústico de la turbina empleado en <i>OpenWAM</i> para el primer estudio	39
5.3. Ejemplo de pulso de presión aleatorio introducido como input a la turbina	39
5.4. Esquema de la turbina	40
5.5. Mapa de áreas efectivas en función de la relación de expansión de la turbina con los puntos del primer estudio.	43
5.6. Pérdidas de transmisión de la turbina con TGV al 10 %	44
5.7. Pérdidas de transmisión de la turbina con TGV al 50 %	45
5.8. Pérdidas de transmisión de la turbina con TGV al 90 %	46
5.9. Pérdidas en la reflexión de la turbina con TGV al 10 %	47
5.10. Pérdidas en la reflexión de la turbina con TGV al 50 %	48
5.11. Pérdidas en la reflexión de la turbina con TGV al 90 %	49
6.1. Motor Renault R o Type-R	52
6.2. Caso 1 con pulso de presión del orden de 10^3	54
6.3. Caso 2 con pulso de presión del orden de 10^3	55
6.4. Caso 3 con pulso de presión del orden de 10^3	56
6.5. Caso 4 con pulso de presión del orden de 10^3	57

6.6. Caso 1 con pulso de presión del orden de 10^4	58
6.7. Caso 2 con pulso de presión del orden de 10^4	59
6.8. Caso 3 con pulso de presión del orden de 10^4	60
6.9. Caso 4 con pulso de presión del orden de 10^4	61

Índice de cuadros

6.1. Casos a estudiar en el segundo estudio	51
9.1. Presupuesto de la recopilación información	79
9.2. Presupuesto de las primeras pruebas	80
9.3. Presupuesto de planificación de estudios y cálculo	80
9.4. Presupuesto de postprocesado	80
9.5. Presupuesto de redacción del documento	81
9.6. Amortización de los equipos informáticos utilizados	81
9.7. Presupuesto de los recursos comunes	81
9.8. Presupuesto global del trabajo sin impuestos	82
9.9. Presupuesto global del trabajo con IVA	82

Resumen

Los modelos de valor medio para la simulación de motores son capaces de reproducir fielmente el comportamiento real para una resolución temporal baja con un coste computacional muy reducido. Estos modelos son muy interesantes para realizar campañas de optimización del control del motor. Lamentablemente, no disponen de resolución temporal suficiente como para poder predecir las emisiones acústicas. Para poder hacerlo es necesario utilizar, al menos, modelos unidimensionales que aumentan en gran medida el coste computacional total. En este trabajo se realiza un estudio de viabilidad del uso de un modelo unidimensional de simulación de turbinas radiales, para generar en una etapa de preproceso mapas de funciones de transferencia acústicas que puedan ser acoplados a simulaciones de valor medio.

Abstract

Mean-value models are able to reproduce the behaviour of real engines with low temporal resolutions and a very reduced computational cost. These models are very interesting to carry out engine control optimisation campaigns. Unfortunately, they do not have enough temporal resolution to predict noise emissions. In order to do so, it is necessary to use, at least, one-dimensional models that greatly increase the total computational cost. In this work, a feasibility study has been carried out to test the usage of one-dimensional simulations of radial turbines to generate acoustic transfer function maps in a preprocessing step to be used during mean-value simulations.

Resum

Els models de valor mitjà per a la simulació de motors són capaços de reproduir fidelment el comportament real per a una resolució temporal baixa amb un cost computacional molt reduït. Aquests models són molt interessants per a realitzar campanyes d'optimització del control del motor. Lamentablement, no disposen de resolució temporal suficient com per a poder predir les emissions acústiques. Per a poder fer-ho, és necessari utilitzar, almenys, models unidimensionals que augmenten en gran manera el cost computacional total. En aquest treball es realitza un estudi de viabilitat de l'ús d'un model unidimensional de simulació de turbines radials per a generar en una etapa de preprocés mapes de funcions de transferència acústiques que puguin ser acoblats a simulacions de valor mitjà.

Parte I
Memoria

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación del estudio

El uso generalizado de los vehículos motorizados ha llevado a los motores de combustión interna alternativos a convertirse en uno de los campos ingenieriles más importantes en la actualidad. La introducción de sistemas electrónicos, mecánicos y eléctricos ha elevado la complejidad de estos, haciendo necesario el dominio de múltiples materias para su comprensión total.

Otra consecuencia de la generalización de este tipo de motores es el deterioro de la calidad del aire y el aumento del ruido que repercute negativamente en la salud de las personas. Este motivo junto con la creciente necesidad de reducir el impacto del ser humano en el medio ambiente, han ido confluyendo en la creación de normativas de carácter internacional con el fin de luchar contra estos efectos negativos.

Esto ha llevado a la industria automovilística a buscar la optimización del motor de dos formas, no solo en la mejora de los parámetros efectivos, como pueden ser el par o la potencia, sino también en la reducción del consumo y las emisiones.

Con el tiempo las normativas se han ido endureciendo, obteniendo como resultado un incremento de dificultad en la mejora de los motores. En este contexto, en el Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos entre los numerosos proyectos se encuentra la creación de un motor virtual que permita simular ciclos para obtener tendencias en cuanto a emisiones y evolución térmica del motor. Para poder llevar a cabo un proyecto de tal envergadura se hace necesario la experiencia y el *know how* de todas las partes del instituto y de muchos de sus profesionales, los cuales son expertos investigadores.

Concretamente este Trabajo Final de Grado busca comprobar la viabilidad de utilizar la interpolación de un número reducido de matrices de transferencia para simular la respuesta acústica de la turbina evitando el cálculo unidimensional de esta, con el propósito final de ahorrar tiempo y recursos en el cálculo. Las matrices se calcularán en un preproceso antes de iniciar el cálculo.

1.2. Objetivos del trabajo

Como ya se ha mencionado anteriormente, el objetivo de este trabajo consistirá en obtener información referente al mapa de interpolación de matrices de transferencia de la turbina, con el fin de conocer si es interesante su uso, para poder acelerar los cálculos en materia acústica que realiza el programa *OpenWAM*.

Para conseguir el objetivo principal se plantean una serie de tareas u objetivos intermedios:

1. Conocer el programa *OpenWAM* con el que se trabajará, tanto como ejecutarlo (debido a que todavía carece de interfaz gráfica) y la estructura de los resultados.
2. Preparar una serie de programas con los que poder procesar la información obtenida al ejecutar *OpenWAM* y generar ciertos inputs. En este caso se contará para ello con *Matlab*.
3. Realizar un estudio sobre como ciertos factores influyen en la matriz de transferencia y cuantificar dicha influencia.
4. Realizar otro estudio aplicando el método a estudiar sobre un ejemplo de motor de combustión interna alternativo, en este trabajo se ha elegido el motor R9M de Renault.

Una vez completados los objetivos se expondrán unas conclusiones donde se recogerá una valoración general sobre la viabilidad del método a estudiar y sobre que factores son más influyentes para tenerlos en cuenta a la hora de generar un mapa de matrices de transferencia con el que interpolar.

1.3. Antecedentes

El cálculo de las actuaciones no estacionarias de turbinas radiales se ha ido desarrollando durante las últimas décadas. Para poder tener en cuenta correctamente su comportamiento no estacionario, se suele recurrir a modelos unidimensionales en los que la geometría de la turbina es representada mediante conductos y depósitos con longitudes y volúmenes equivalentes, además de términos fuente y sumideros de masa, energía y cantidad de movimiento. Tal es el caso de los modelos planteados por Chen H. y Costall A.W. [1] [2]. En estos modelos, la voluta se representa como un conducto recto equivalente de longitud igual a la mitad de la turbina real y área constante igual a la de la sección de la lengua. El coste computacional se mantiene relativamente bajo gracias a que el cálculo puede realizarse de modo unidimensional. En cuanto a la salida de la turbina, también se representa mediante un pequeño conducto de sección constante. Este tipo de modelado reproduce correctamente el comportamiento de la turbina hasta frecuencias de entre 500 y 1000 Hz; a partir de ese punto, la longitud de onda es comparable con la longitud de la propia voluta. Para superar esa barrera, se puede reproducir de forma más realista la geometría de la voluta, manteniendo el coste computacional acotado al realizar la mayor parte de los cálculos de forma unidimensional, tal y como se ve en el trabajo de Galindo et al. [3].

El Instituto Universitario CMT - Motores Térmicos desarrolla el código de cálculo cero y unidimensional *OpenWAM* [4] para realizar cálculos rápidos de motores alternativos. Mediante este código, es posible predecir el comportamiento acústico de turbinas radiales acopladas a motores alternativos. El código *OpenWAM* está basado en diferencias finitas, con condiciones de contorno basadas en el método de las características. Esto dificulta reducir fuertemente el coste computacional a base de aumentar el tamaño de la malla de cálculo, ya que aparecen problemas de falta de conservación en ese caso. Es por ello que, durante los últimos años, se está llevando a cabo un proceso de migración a métodos potencialmente más rápidos e inherentemente conservativos, como los métodos de volúmenes finitos basados en la formulación de Godunov. Como ejemplo de esto, se puede consultar el documento de TFG de Roberto Alegre Usach [5], en el que se realiza un estudio para optimizar la velocidad de cálculo con estos métodos manteniendo la precisión de los resultados.

Lamentablemente, obtener buenos resultados acústicos mediante métodos unidimensionales conlleva calcular con pasos temporales pequeños y mallas finas: si se desea probar una gran cantidad de configuraciones y geometrías, el tiempo de cálculo puede llegar a ser prohibitivo. En el caso de la simulación de turbinas radiales con buena resolución en frecuencia, la velocidad de cálculo suele estar entre un 1 y un 5 por ciento del tiempo real.

1.4. Viabilidad del trabajo

El presente trabajo final de grado se desarrolla en el Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Este centro puede aportar el apoyo de los profesionales necesarios, como doctores, doctorandos y técnicos altamente cualificados.

Cuenta con las licencias de los programas necesarios para su desarrollo, los cuales serán *Microsoft Office* y *Matlab*. También se hará uso de programas de código libre como *OpenWAM* y *Notepad*.

Asimismo, se han proporcionado diferentes ejemplos en cuanto al postprocesado de información, que serán de gran utilidad a la hora de exponer la información calculada.

Por todo lo dicho anteriormente, la realización de este trabajo resulta totalmente viable.

1.5. Estructura del trabajo

El trabajo se dividirá principalmente en tres partes: Memoria, Pliego de Condiciones y Presupuesto.

La Memoria consta de 7 capítulos donde se describen los fenómenos acústicos y el método de optimización del tiempo de cálculo que se va a tratar junto con los resultados y conclusiones. En el primer capítulo se detallan los objetivos principales del presente trabajo y los antecedentes relacionados con el proyecto que servirán de base para este. Asimismo, se presenta la viabilidad y un esquema de la estructura que seguirá el trabajo.

Los capítulos segundo, tercero y cuarto constituyen la base teórica necesaria para el entendimiento del planteamiento del método optimizador de tiempo del cálculo acústico. El segundo capítulo versará sobre los principios de la ciencia de la acústica, el tercero tratará principalmente sobre el turbogruppo en los MCIA y como se calculan en el *OpenWAM* y el cuarto capítulo explicará el método para la interpolación acústica que se realiza en el programa y las hipótesis necesarias para implementar el método, además de algunos fenómenos de ondas de manera sencilla.

Los capítulo quinto y sexto se expondrán los resultados de los dos estudios realizados. En el quinto se explicará el estudio de sensibilidad llevado a cabo y en el sexto se tratará la aplicación del método planteado y los posibles errores que puede acarrear su uso.

Para finalizar la Memoria se encuentra el capítulo de conclusiones en el cual se explican las ideas que se desprenden de los resultados de los capítulos anteriores, así como las limitaciones del método.

En el Pliego de Condiciones se describen las ordenanzas de seguridad e higiene en el puesto en el cual se ha realizado el trabajo. Además de explicar como se han aplicado cada una de las condiciones.

Finalmente, el documento Presupuesto finaliza el trabajo tratando de elaborar una estimación del posible coste de elaborar este trabajo.

Capítulo 2

Emisiones acústicas

2.1. Introducción

En este capítulo se aportan definiciones básicas sobre la ciencia de la acústica para a continuación tratar de forma específica el ruido en motores de combustión interna alternativos. Este resumen teórico servirá para introducir ciertos conceptos de vital importancia a la hora de explicar el objetivo, el método, los resultados y las conclusiones que conllevan este estudio.

Aunque el objetivo del presente trabajo no sea reducir el ruido en este tipo de motores, es la importancia de este lo que ha llevado a crear la necesidad de tener que simularlo de forma correcta y rápida. Estas simulaciones a su vez servirán en un futuro para mejorar la acústica de los vehículos, luego indirectamente la problemática del ruido es uno de los factores que justifican este trabajo.

Se ha utilizado un MCIA implementado en un vehículo turismo como ejemplo, debido a que ya se ha estudiado con anterioridad este motor en concreto. No obstante el método puede ser extrapolable a cualquier motor de combustión interna alternativo turbosobrealimentado, no quedando limitado a vehículos ligeros sino pudiéndose aplicar a vehículos pesados, como camiones o autobuses, motores de barco o incluso motores de aeronaves ligeras como avionetas y helicópteros.

2.2. Acústica

La acústica es la rama de la ciencia que estudia todo lo referente al sonido, [6] cubriendo los campos de generación, propagación y recepción, siendo el sonido variaciones de presión que se propagan en ondas a través de un medio y que son perceptibles por el oído humano o por máquinas e instrumentos de medida.

El ruido tiene una definición mucho más subjetiva, ya que consiste en todo aquel sonido que resulta desagradable o molesto para un oyente. Con el fin de poder tratar la contaminación acústica se establece que el ruido es un sonido con una cierta presión sonora, no existe un valor concreto como límite dependiendo de que organización lo establezca.¹

2.2.1. Parámetros básicos del sonido

Para diferenciar que sonido es ruido se ha hecho uso de la presión sonora, en este apartado se explicarán este parámetro y otros, los cuales son de gran importancia para el entendimiento de la acústica:

¹El límite superior deseable en España es de 55 decibelios, mientras que la OMS lo establece en 70 decibelios

1. Potencia acústica

Es una medida básica de cuanta energía acústica por unidad de tiempo puede producir una fuente. Resulta independiente del entorno y se mide en vatios que equivalen a julios por segundo.

2. Intensidad sonora

Cuando existe una fuente de sonido con una potencia W , tiene lugar una transferencia de energía desde la fuente a las moléculas de aire o materia adyacentes a la misma. La energía se transmite hacia las moléculas periféricas y de este modo la energía se extiende desde la fuente hacia el infinito a través de la materia.

El ratio por el cual esta energía fluye en una dirección particular a través de un área en concreto se conoce como intensidad. Esta es una cantidad vectorial, es decir, tiene módulo y dirección. Normalmente se utiliza para localizar el origen del sonido. En fuentes puntuales, como en la Figura 2.1, podemos ver como al aumentar la distancia a la fuente el área crece, en este caso la intensidad disminuiría conforme nos alejamos del origen, pero la potencia sigue siendo la de la fuente.

3. Presión sonora

La energía fluye desde la fuente provocando aumentos de la presión en el medio que la rodea. Para propagarse el sonido, las moléculas se comprimen y expanden, la compresión y expansión o dicho de otro modo, los cambios de presión viajan a través del medio, por ejemplo cuando el sonido se transmite por el aire en la superficie de la Tierra las variaciones de presión sonora se superponen a la presión estática de la atmósfera la cual tiene un valor aproximado de 10^5 Pa.

En comparación con la presión estática del aire, las variaciones de presión sonora audibles se encuentran en un rango muy pequeño que va desde variaciones del orden de 10^{-6} Pa a 10^2 Pa aproximadamente. El valor de $20 \mu\text{Pa}$ se conoce como el umbral de audición y por debajo de este valor no se perciben las variaciones de presión en el otro extremo el umbral del dolor con un valor de 100 Pa este valor es tan elevado que se percibe con dolor. El rango de audición varía según el género y la edad del oyente, además de depender de la frecuencia del sonido a percibir.

La relación entre las tres magnitudes viene dada por la siguiente expresión:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{\rho c} \quad (2.1)$$

Donde ρ es la densidad del medio, c la velocidad del sonido en ese medio, I la intensidad sonora, W la potencia acústica y p la presión.

La presión sonora es el parámetro más importante en el caso de evaluar la peligrosidad o molestia de un sonido, para medirla no se suele utilizar la escala lineal en Pascales sino el decibelio o dB. Este se escala de forma logarítmica permitiendo ajustarse de forma más adecuada al rango audible, el ratio entre el umbral del dolor y de audición es del orden 10^6 haciendo muy difícil trabajar de forma lineal con Pascales. Además, el oído humano no responde a los estímulos de forma lineal sino de forma logarítmica, por este motivo es mucho más práctico expresar los parámetros acústicos como un ratio logarítmico frente a un valor de referencia.

El nivel de presión sonora, L_p , se mide en decibelios y se define como:

$$L_p = 10 * \log \frac{p}{p_0} \quad (2.2)$$

Donde p es la presión en Pascales y p_0 el umbral de audición $20 \mu\text{Pa}$.

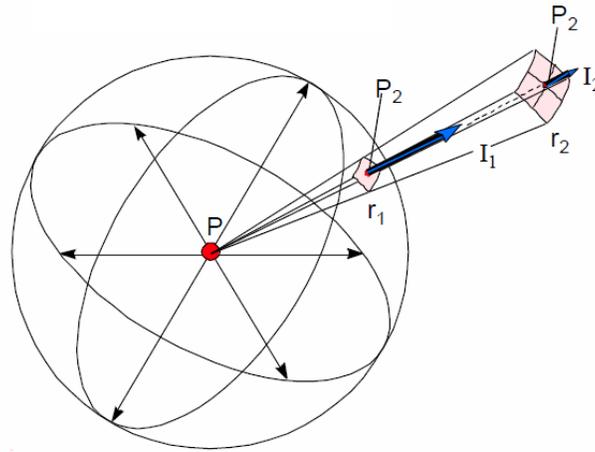


Figura 2.1: Esquema explicativo fuente puntual

2.3. Problemática del ruido

Una de las funciones principales del oído es la de convertir las ondas sonoras en vibraciones que estimulen las células nerviosas, para ello el oído tiene tres partes claramente diferenciadas. Estas secciones están interconectadas y son el oído externo, el medio y el interno. Cada parte tiene funciones específicas dentro de la secuencia de procesamiento del sonido. También cabe destacar que es responsable del mantenimiento del equilibrio mediante la detección de la posición corporal y del movimiento.

Un oído humano es capaz de percibir y soportar sonidos correspondientes a niveles de presión sonora entre 0 y 120 dB. Este último nivel de ruido marca aproximadamente el denominado umbral del dolor, como ya se ha mencionado anteriormente, a niveles superiores de ruido pueden producirse daños físicos como rotura del tímpano.

Los niveles de ruido en ciudades normalmente exceden los niveles deseados considerándose uno de los problemas ambientales más relevantes. Su indudable dimensión social contribuye en gran medida a ello, ya que las fuentes que lo producen forman parte de la vida cotidiana. Es una gran preocupación de la población actual, con peso en la legislación laboral. En estos últimos años son numerosas las sentencias que reconocen el ruido como factor de riesgo sanitario y la legislación laboral reconoce la hipoacusia o sordera, como accidente de trabajo causado por el ruido.

Según estimaciones internacionales [7], el ruido en ambientes urbanos es generado principalmente por: el tráfico, la industria, los ferrocarriles y las actividades de ocio. Siendo el tráfico y transportes la principal fuente de contaminación acústica ambiental, incluyendo el ruido de carreteras, ferrocarriles y tráfico aéreo.

La problemática del ruido en ciudades viene pues, de la mano de la generalización de vehículos rodados para el transporte, en la Figura 2.2 se aprecia como se distribuye en el ruido a lo largo del día en el centro de una ciudad como Valencia [8].

El ruido de los vehículos se genera principalmente en el motor y por fricción entre el vehículo, el suelo y el aire. En general, el ruido de contacto con el suelo, excede al del motor a velocidades superiores a 60 km/h. Como en entornos urbanos, el ruido es un factor a tener en cuenta y la velocidad en estos está limitada a 50 Km/h, el ruido del motor será más importante porcentualmente y de este se

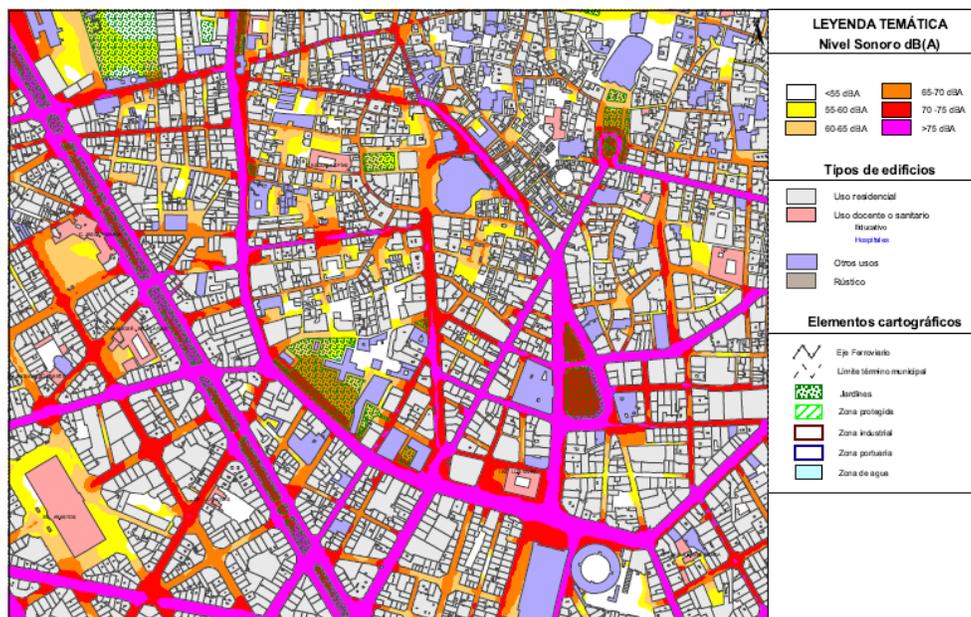


Figura 2.2: Mapa de contaminación acústica de la ciudad de Valencia

hablará a continuación.

2.4. Fuentes de ruido en motores

Como se mencionó anteriormente junto con las emisiones gaseosas y el consumo de combustible el ruido es uno de los tres problemas más relevantes asociados a los motores de combustión interna. Su masificación a la hora de propulsar todo tipo de vehículos de transporte

Junto con las emisiones gaseosas y el consumo de combustible derivados del petróleo, el ruido está considerado como uno de los tres problemas más relevantes asociados a los motores de combustión interna.

Esto es debido a la masificación del uso de este tipo de motores en múltiples aplicaciones a lo largo de los años.

Debido al crecimiento y expansión del tráfico, la exposición de las personas al ruido ambiental ha ido en aumento.

La sensibilidad hacia este agente ha aumentado notablemente las últimas décadas, por lo que la legislación se ha hecho cada vez más restrictiva. Este hecho obliga a considerar al ruido, junto con las prestaciones y emisiones, como factor primario en el diseño del motor.

La emisión de ruido en vehículos se debe a la contribución de diversas fuentes entre las que cabe destacar el motor, el cuerpo del vehículo y los sistemas auxiliares. El ruido generado por el motor se debe fundamentalmente al ruido de combustión y al ruido de admisión y escape.

En funcionamiento urbano (a baja velocidad) el ruido motor prevalece sobre las demás fuentes, mientras que el ruido asociado al cuerpo del vehículo es más importante en uso extra-urbano.

El motor es una fuente de ruido considerablemente compleja cuyo nivel de emisión depende de la contribución de todos los elementos que lo componen y de sus condiciones de operación.

Debido a esta complejidad resulta difícil definir con carácter general la importancia relativa de las distintas fuentes identificables, ya que dicha importancia varía dependiendo de las características del motor en estudio, ya sea por aspectos constructivos o por su aplicación.

La emisión de ruido en motores de combustión interna alternativos se produce principalmente a través de los siguientes mecanismos físicos:

Ruido aerodinámico

Producto de las inestabilidades producidas por la interacción de un fluido en movimiento con otro fluido inicialmente en reposo (en este caso el aire ambiente). En los motores, dicha inestabilidad puede ser provocada bien por las variaciones no estacionarias del caudal del fluido en los extremos de los colectores de admisión y escape, o por el flujo inducido por los ventiladores de refrigeración.

Ruido por vibración de superficies

En el que la inestabilidad del fluido en reposo es producida por la vibración de las superficies de los elementos del motor y auxiliares. Las fuerzas de excitación provienen de flujos internos no estacionarios, del proceso de combustión y de los impactos debidos al movimiento alternativo o rotativo de los elementos del motor.

2.4.1. Ruido de admisión y escape

Una consecuencia no deseada de la existencia de un flujo no estacionario en el interior de los conductos de admisión y escape es la emisión de ruido por los extremos abiertos de los mismos y por la vibración de las superficies inducidas por dicho flujo. Así pues, no se trata de sacar provecho de estos fenómenos pulsantes para mejorar el proceso de llenado y vaciado, sino de intentar paliar sus repercusiones negativas.

El proceso de emisión de ruido por la boca de los colectores tiene el mismo origen que la propagación de ondas en el interior de los conductos. 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 la magnitud de presión de tales ondas es relevante. Estas fluctuaciones de velocidad se producen a un ritmo más rápido que los tiempos 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.

El principal ruido es el pulsante, este está originado por el propio proceso de llenado y vaciado de los cilindros. El espectro de este ruido presenta una fuerte predominancia de las frecuencias múltiplo de la frecuencia de encendido, por lo que depende directamente del régimen de giro del motor, a bajo régimen está dominado por la contribución del ruido pulsante. La ley de apertura de la válvula de admisión o de la escape determina considerablemente la forma de la onda de presión que induce el cilindro, que a su vez determina en gran medida el contenido espectral de dicha perturbación. Así como las fluctuaciones de presión en la válvula de admisión, pueden producirse ondas de choque en el sistema de escape con el consecuente incremento del ruido de alta frecuencia.

2.5. Conclusión

En este capítulo se ha tratado las principales definiciones de la ciencia de la acústica, así como la diferencia entre sonido y ruido y como este se ha convertido en un peligro sanitario, debido a la masificación del transporte rodado. Siendo dentro de las fuentes de ruido el motor la principal de ellas y de forma más exhaustiva el ruido del escape de estos.

De esta forma queda justificada la importancia del siguiente estudio con el cual se pretende realizar de forma rápida el cálculo de la acústica en la turbina.

En el siguiente capítulo se hablará sobre la justificación de la existencia de la turbina en los motores de combustión interna alternativos y como se realiza el cálculo de este componente en el programa *OpenWAM*.

Capítulo 3

Turbogrupo

3.1. Introducción

En el presente capítulo se presentará una breve explicación sobre el funcionamiento de la turbina y la justificación de su existencia en motores MCIA. También se tratarán los métodos numéricos empleados para la simulación de este elemento en el programa *OpenWAM*.

3.2. Justificación y funcionamiento

La potencia efectiva de los motores MCIA [9] viene definida por la siguiente ecuación.

$$N_e = PCI \cdot \eta_e \cdot m_f = PCI \cdot \eta_e \cdot F \cdot m_a \quad (3.1)$$

Como la única variable que se puede controlar es el gasto másico de aire, surge la sobrealimentación como una forma de aumentar la potencia.

La sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos consiste en el aumento de la densidad del aire de admisión por medio de un aumento de la presión. Este aumento de la presión en el colector de admisión se consigue mediante un compresor. La energía para mover el compresor puede provenir de diferentes fuentes pero la solución por la cual se suele optar consiste en colocar una turbina para aprovechar la energía térmica de los gases de escape expandiéndolos. Esta energía se transmite de la turbina al compresor a través de un eje, como se aprecia en la Figura 3.1. Esta forma de sobrealimentación recibe el nombre de turbosobrealimentación y es como se ha dicho anteriormente la modalidad más extendida en automoción.

Este sistema es la forma más extendida de sobrealimentar, esto radica en una serie de ventajas, entre ellas la más relevante de la turbosobrealimentación con respecto a las otras fuentes es que recupera energía de los gases de escape. Esta recuperación de energía hace de la turbosobrealimentación, la mejor opción para lograr reducir, con respecto a un motor de aspiración natural, el consumo específico del conjunto del sistema. Cabe destacar también que su desventaja más relevante es el desacople entre compresor y motor alternativo durante las aceleraciones de este último. Efectivamente, mientras la sobrealimentación mecánica permite que compresor y motor aceleren al unísono, garantizándose un suministro a tiempo de aire al motor, la turbosobrealimentación sufre un retraso, conocido como *turbocharger lag*.

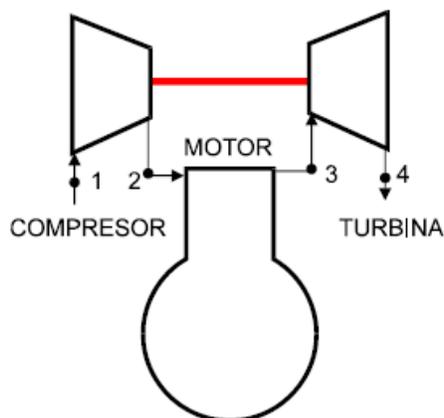


Figura 3.1: Esquema sistema turbosobrealimentación.

3.3. Historia de la sobrealimentación en motores

La sobrealimentación es casi tan antigua como los MCIAs. Gottlieb Daimler en 1885 depositó una patente en la que advierte del beneficio de la compresión previa de la carga, mediante una bomba similar a la bomba de barrido de los motores de dos tiempos. También Rudolf Diesel consideró ya en 1896 los beneficios de la sobrealimentación en los motores que llevan su nombre para ello instaló un compresor alternativo. A pesar de que el motor sobrealimentado consiguió aumentar la potencia con respecto al motor atmosférico, se redujo el rendimiento térmico del motor probablemente por estar directamente acoplado a compresor. El impulsor de la sobrealimentación con turbina de escape fue el ingeniero de la empresa suiza Sulzer Brothers, Alfred Büchi. En 1905 propuso una patente de un motor sobrealimentado con un turbocompresor axial accionado con una turbina movida por los gases de escape. El motor, el compresor y la turbina estaban montados en el mismo eje. Más tarde, el propio Büchi patentó el sistema de sobrealimentación con turbocompresor y turbina montados en un eje diferente al del motor.

La aplicación de la sobrealimentación fue especialmente importante en el campo aeronáutica. Efectivamente, los motores de avión, que a principios de siglo eran alternativos sufrían una pérdida de potencia por la disminución de la densidad del aire en altura, ya que a 5 km la densidad se reduce un 40 %, y a 10 km un 67 %. En un principio esto fue compensado aumentando fuertemente la cilindrada, pero más tarde la sobrealimentación se extendió en este campo durante los años treinta del siglo pasado.

La turbosobrealimentación aplicada a automoción a pesar de que se conocía el sistema a principio de siglo XX tuvo que esperar hasta la década de los 50 de ese mismo siglo cuando se produjo una fuerte mejora en las turbinas de gas. En la actualidad está casi universalmente extendido en los MEC y está aplicándose cada vez más en los MEP, debido a las numerosas ventajas que ofrece este sistema.

3.4. Método de cálculo

Después de conocer el motivo de la existencia de las turbinas en los MCIAs y conocer un poco sobre la historia de la sobrealimentación se convierte en necesario explicar como se calcula este elemento en el programa y cuales son los métodos empleados.

El método numérico utilizado en *OpenWAM* es el método de volúmenes finito. Antes de explicar en que consiste este método cabe destacar que es necesario explicar cuales serán las ecuaciones matemáti-

cas que definen la conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la energía en un volumen de control.

Se partirá de las ecuaciones de Euler, los método de volúmenes finitos se busca obtener la solución débil de las ecuaciones de conservación, esto es, se obtiene la solución integrando previamente. Por este motivo, se parte de las ecuaciones de Euler sin ninguna simplificación y se integrarán más adelante en todos los distintos volúmenes para obtener esta solución débil.

3.4.1. Ecuaciones de conservación

Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad, o ecuación de conservación de la masa, impone que la variación de la masa en el interior de un volumen de control es igual a la diferencia entre el flujo que sale de él y del que entra.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0 \quad (3.2)$$

Ecuación del momento lineal

La conservación del momento lineal implica que la suma de todas las fuerzas que actúan en la frontera del volumen de control sean iguales a la variación del momento lineal del fluido en el interior del volumen. Es por tanto, una aplicación de la segunda ley de Newton.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \rho u \otimes u + \nabla p \bar{I} + \rho G = 0 \quad (3.3)$$

Ecuación de la energía

Si la ecuación de conservación del momento lineal se obtenía a partir de la segunda ley de Newton, la ecuación de la energía se puede obtener a partir del primer principio de la termodinámica, según el cual la variación de la energía interna en un determinado volumen de control es igual a la diferencia entre el calor intercambiado por el volumen a través de sus paredes y el trabajo realizado por el volumen por o sobre este volumen de control.

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \nabla(\rho h_0 u) - \rho q = 0 \quad (3.4)$$

3.4.2. Método de volúmenes finitos

Los métodos de volúmenes finitos son utilizados para la resolución de ecuaciones en derivadas parciales. Consisten en discretizar el dominio fluido en un conjunto de volúmenes finitos cuyo interior las propiedades termodinámicas se mantienen constantes. Un esquema de lo mencionado anteriormente se muestra en la Figura 3.2.

Para resolver las ecuaciones de Euler los métodos de volúmenes finitos convierten las integrales de volumen en integrales de superficie por medio del teorema de divergencia, obteniéndose la solución débil de las ecuaciones. Estas integrales de superficie son, por tanto, flujos que entran o salen de los

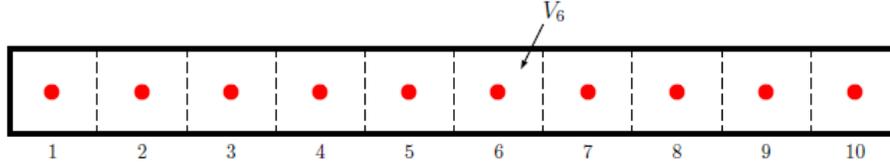


Figura 3.2: Discretización de un conducto mediante volúmenes finitos

volúmenes de control, por lo que en todo momento las propiedades termodinámicas se conservan, de ahí que reciban el nombre de métodos conservativos.

La formulación de estos métodos [5], por tanto, parte de las ecuaciones de conservación integradas para los volúmenes de control de cada celda para obtener la solución débil.

$$\begin{aligned}
 \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_V \nabla(\rho u) dV &= 0 \\
 \int_V \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dV + \int_V \nabla(\rho u \otimes u) dV + \int_V \nabla p \bar{I} dV + \int_V \rho G dV &= 0 \\
 \int_V \frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} dV + \int_V \nabla(\rho h_0 u) dV - \int_V \rho q dV &= 0 \quad (3.5)
 \end{aligned}$$

El teorema de la divergencia, como se ha mencionado anteriormente, permite convertir las integrales de volumen, en integrales de superficie evaluadas en la superficie exterior del volumen de control. Simplificando las ecuaciones anteriores y convirtiéndolas en:

$$\begin{aligned}
 \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \oint_{\Sigma} (\rho u) n dS &= 0 \\
 \int_V \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dV + \oint_{\Sigma} (\rho u \otimes u) n dS + \oint_{\Sigma} (p \bar{I}) n dS + \int_V \rho G dV &= 0 \\
 \int_V \frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} dV + \oint_{\Sigma} (\rho h_0 u) n dS &= 0 \quad (3.6)
 \end{aligned}$$

Particularizando ahora para un conducto en el cual el flujo es unidimensional, donde la única componente significativa de la velocidad es la horizontal u , las integrales de superficie se simplifican considerablemente teniendo en cuenta los siguientes puntos:

- La velocidad en la pared es prácticamente paralela a la misma. Luego, la viscosidad se asume que es nula, con lo que los términos convectivos de las ecuaciones quedan:

$$\begin{aligned}
 \oint_{\Sigma} (\rho u) n dS &= -\rho u S|_L + -\rho u S|_R \\
 \oint_{\Sigma} (\rho u \otimes u) n dS &= -\rho u^2 S|_L + -\rho u^2 S|_R \\
 \oint_{\Sigma} (\rho u h_0) n dS &= -\rho u h_0 S|_L + -\rho u h_0 S|_R \quad (3.7)
 \end{aligned}$$

- El término de la presión no se anula en ninguna frontera. No obstante, se puede dividir en dos componentes: una equivalente a la variación de presión entre la entrada y la salida del volumen,

mientras que la otra recoge el efecto de la presión con el cambio de área en la dirección espacial considerada.

$$\oint_{\Sigma} p e_x n dS = -pS|_L + pS|_R + p_i(-S_L + S_R) \quad (3.8)$$

Cabe indicar que el término debido a la componente de la presión que actúa sobre las paredes se ha aproximado al valor medio de la presión en el volumen multiplicado por la diferencia de áreas entre a entrada y la salida.

Una vez se han aplicado estas simplificaciones podemos escribir el sistema en forma vectorial, considerando:

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho e_0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho h_0 u \end{bmatrix}, \quad \mathbf{V} = \begin{bmatrix} 0 \\ -p \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho G \\ -\rho q \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

\mathbf{W} se conoce como vector solución o vector estado, y que a partir de él es posible calcular el resto de variables termodinámicas. \mathbf{F} es el vector de flujo.

Para resolver el problema todavía es necesario establecer ciertas relaciones adicionales, puesto que tenemos 5 incógnitas (ρ, u, p, h, e) y tan solo 3 ecuaciones.

La primera ecuación que se añade es la ecuación que la relaciona la entalpía con la energía interna.

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (3.10)$$

La siguiente ecuación consiste en la ecuación de estado pero conlleva un problema añadido al incluir una nueva variable, la temperatura. No obstante, la energía es función de la temperatura por lo que el problema queda cerrado con la inclusión de esta nuevas ecuaciones. Considerando gas perfecto las ecuaciones son las siguientes:

$$p = \rho RT \quad (3.11)$$

$$e = c_v T \quad (3.12)$$

El sistema a resolver después de introducir las ecuaciones es el siguiente:

$$\int_V \frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} dV + (-\mathbf{F}_L S_L + \mathbf{F}_R S_R) + \mathbf{V}(-S_L + S_R) + \int_V \mathbf{C} dV = 0 \quad (3.13)$$

Para conocer el valor de los términos del vector de flujo $\text{textbf}F_L$ y $\text{textbf}F_R$ requiere conocer las propiedades del fluido entre dos celdas distintas. Como se verá a continuación se obtienen resolviendo el problema de Riemann.

Este vector de flujo representa una de las propiedades más importantes de lo métodos de volúmenes finitos. La interacción de una celda con las celdas adyacentes tiene lugar mediante flujos y no por medio de valor concreto del nodo. Lo que sale de una celda entra en la adyacente asegurando que este método sea plenamente conservativo.

Finalmente, para evaluar las integrales restantes definimos los valores medios de los vectores en el interior de un volumen de control cualquiera:

$$W_i = \frac{1}{V_i} \int_V \mathbf{W} dV, \quad C_i = \frac{1}{V_i} \int_V \mathbf{C} dV \quad (3.14)$$

A partir de la definición anterior, el sistema queda:

$$\frac{\partial \mathbf{W}_i}{\partial t} V_i + (-\mathbf{F}_{i-1/2} S_{i-1/2} + \mathbf{F}_{i+1/2} S_{i+1/2}) + \mathbf{V}(-S_{i-1/2} + S_{i+1/2}) + \mathbf{C}_i V_i = 0 \quad (3.15)$$

Existen un gran número de métodos numéricos que se basan en volúmenes finitos. En función de cómo se define la variación de \mathbf{W} en el interior del volumen y cómo evoluciona a lo largo del tiempo tendremos un método u otro. En el programa de *OpenWAM* se utilizan tanto el método de Godunov, como esquemas de alta resolución MUSCL según se requiera más o menos precisión.

Método de Godunov

El método de Godunov para resolver ecuaciones diferenciales en derivadas parciales se basa en suponer que las condiciones se mantienen uniformes en cada volumen de control, como vemos en la siguiente Figura 3.3.

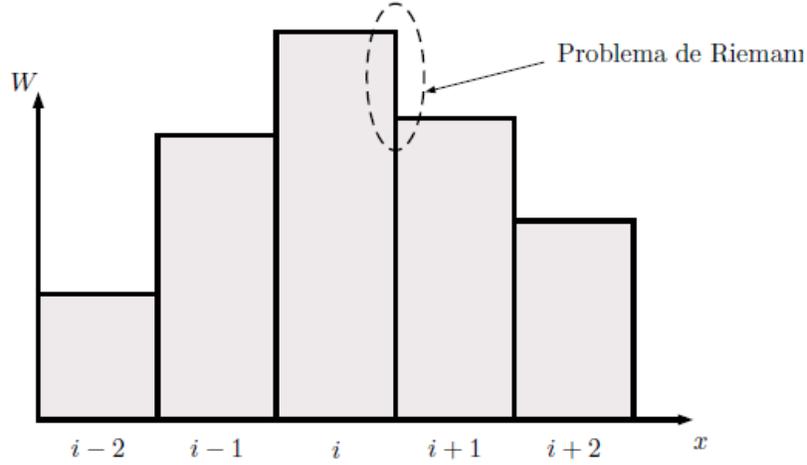


Figura 3.3: Discretización según el método de Godunov

Para obtener la solución en el siguiente paso temporal, aproximamos la derivada mediante el método de Euler, a partir de la Ecuación 3.15.

$$\mathbf{W}_i^{n+1} = \mathbf{W}_i^n + \frac{\Delta t}{V_i} (\mathbf{F}_{i-1/2}^n S_{i-1/2} - \mathbf{F}_{i+1/2}^n S_{i+1/2}) + \frac{\Delta t}{V_i} V_i^n (S_{i-1/2} - S_{i+1/2}) + \Delta t \mathbf{C}_i^n \quad (3.16)$$

Conociendo la solución \mathbf{W}_i^n en todo el dominio, la dificultad del método radica en conocer los valores de $F_{i\pm 1/2}^n$, estos valores corresponden al valor del flujo medio que atraviesa las superficies frontera de la celda, en estas fronteras, las cuales separan celdas en las que \mathbf{W} se mantiene constante, se produce una discontinuidad de las variables termodinámicas. A esta situación se denomina problema de Riemann.

El flujo medio entre las celdas i e $i+1$ en un intervalo Δt viene definido mediante la siguiente expresión:

$$\mathbf{F}_{i+1/2}^n = \frac{1}{\Delta t} \int_{t^n}^{t^{n+1}} \mathbf{F}_{i+1/2} dt \quad (3.17)$$

Para ilustrar el problema de Riemann se incluye la Figura 3.4. Se observa que en cada discontinuidad aparecen tres fenómenos fluidodinámicos: ondas de expansión (región sombreada), una discontinuidad de contacto (línea a trazos) y una onda de choque (línea continua).

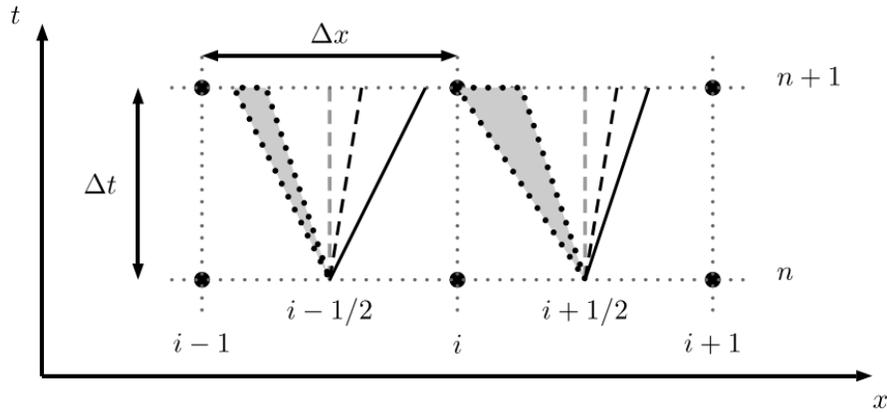


Figura 3.4: Evolución de las ondas en el problema de Riemann aplicado en métodos de volúmenes finitos

El principal inconveniente de esta solución se encuentra en la necesidad de realizar un cálculo iterativo para obtener la solución exacta. Este problema debe resolverse en todas las superficies en todos los pasos temporales ralentizando el método. Debe considerar los 10 casos que se pueden dar en el problema de Riemann.

Por lo tanto, lo que se hace es obtener una solución aproximada mediante varios solucionadores del problema de Riemann, entre los que se encuentran el de Roe, el de Harten-Lax-van-Leer (HLL) o el que se utiliza en *OpenWAM*, HLLC el cual es una extensión del anterior (Harten-Lax-van-Leer with Contact).

Esquemas MUSCL

Los esquemas MUSCL son métodos de mayor orden basados en el método de Godunov descrito anteriormente. La principal diferencia entre ambos se encuentra en la forma en que cada método supone la distribución del vector estado W en el interior del volumen de control y cómo integra cada paso temporal.

Respecto a la distribución de W , el método de Godunov supone que se mantiene constante en el interior de la celda, lo cual genera importantes discontinuidades en la frontera entre celdas. Los métodos MUSCL, por su parte, suponen que el vector W no es constante, sino que varía en el interior de la celda según una extrapolación lineal o de mayor orden, pero siempre asegurando que el valor medio en el instante t^n se corresponde con W_i^n como se puede ver en la Figura 3.5.

3.4.3. Cálculo de la turbina

Una vez conocido el método utilizado para calcular conductos en *OpenWAM* se procede a explicar como se calcula la turbina en particular.

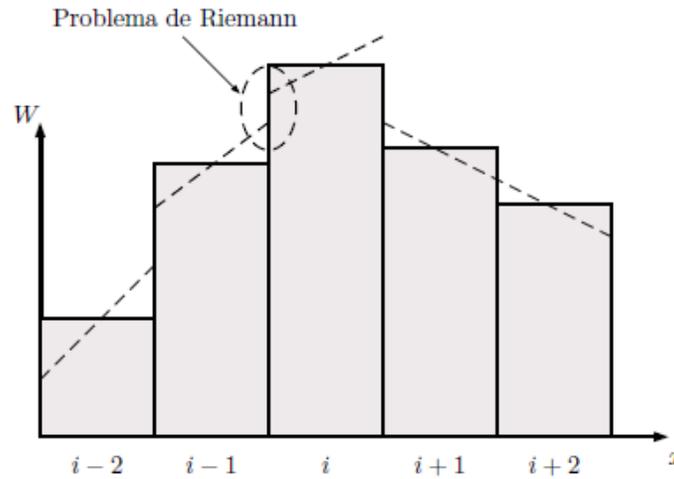


Figura 3.5: Discretización según el método de MUSCL

Existen dos esquemas [10] en particular según la precisión y el rango en frecuencias que se desee conseguir. Ambos mediante una serie de conductos, toberas y mapas de operación conectados entre sí consiguen reproducir la turbina y su funcionamiento, siendo la única diferencia la forma de simplificar la voluta.

En la Figura 3.6 se muestra el esquema más sencillo, la voluta se modela mediante un conducto de longitud igual a la longitud media de la voluta y conectado a una tobera que desemboca en el mapa de puntos de operación de la turbina. A diferencia del esquema en la Figura 3.7 donde se aprecia como la voluta pasa de ser un conducto de sección constante a un conducto en el que la sección se va reduciendo como ocurriría en una voluta real y en el cual aparecen una serie de toberas conectadas a esta sección por donde se llega al mapa de operación de la turbina.

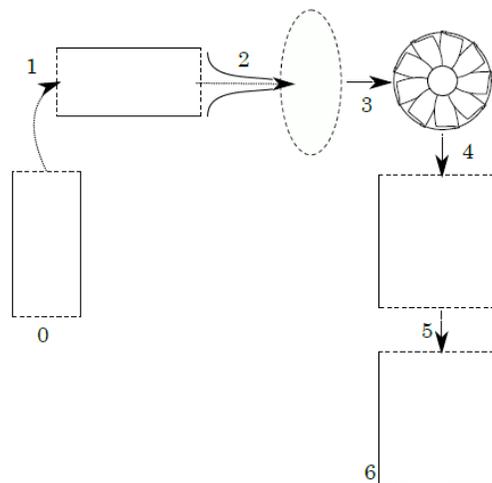


Figura 3.6: Esquema turbina 1D

Utilizando el primer esquema se ahorra en tiempo de cálculo pero únicamente llega entorno a los 1000 Hz de resolución en frecuencia. Para obtener una resolución en frecuencias más altas es necesario

recurrir al segundo esquema, el cual permite llegar hasta 2000 Hz. Esto se debe a las múltiples toberas que permiten captar cambios más bruscos en las variables debido a las altas frecuencias.

Se intenta simular un espacio bidimensional que se pueda parecer a una voluta, pero este sistema también tiene sus limitaciones, siendo necesario para llegar a mayores frecuencias intentar simular los efectos tridimensionales, no obstante una mayor resolución en frecuencia acarrea un mayor tiempo de cálculo.

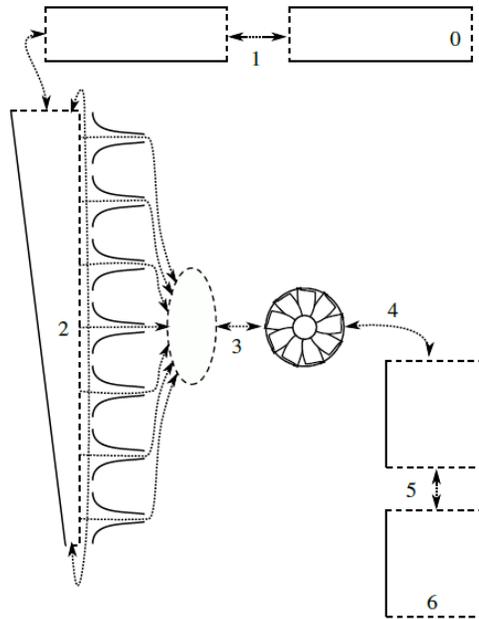


Figura 3.7: Esquema turbina 2D

3.5. Validación

Para la validación del cálculo unidimensional implementado se ha utilizado una serie de datos obtenidos experimentalmente. Estos datos se recogieron usando un esquema como el que se adjunta en la Figura 3.8, donde se aprecia el uso de una válvula rotativa para simular el movimiento de apertura y cierre de los cilindros, por el cual se crean los pulsos de presión que ve la turbina.

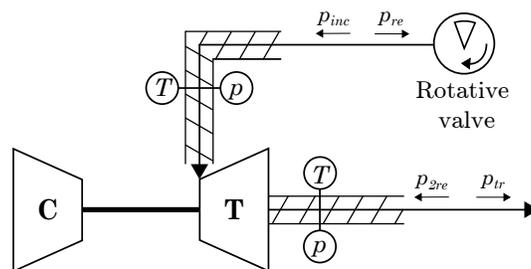


Figura 3.8: Esquema experimental para la obtención de datos acústicos

Se colocan una serie de micrófonos aguas abajo y aguas arriba de la turbina para captar la ondas incidentes, transmitidas y reflejadas. Obteniéndose datos de presión referenciados con el tiempo, los

cuales al ser trabajados con *Matlab* se comparan con los datos calculados en *OpenWAM* en contenido en frecuencias, como se aprecia en Figura 3.9 y Figura 3.10.

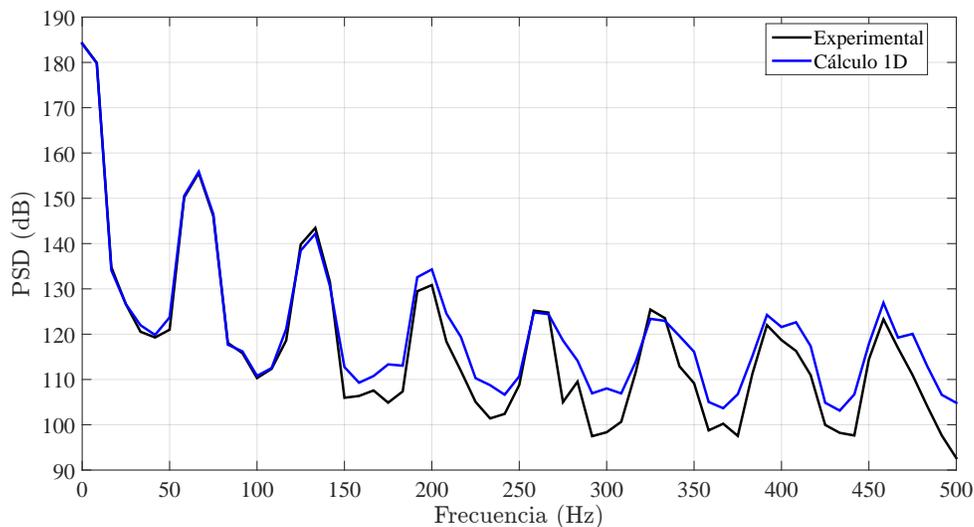


Figura 3.9: Ejemplo de validación para caso 2000 rpm y 25 % de par

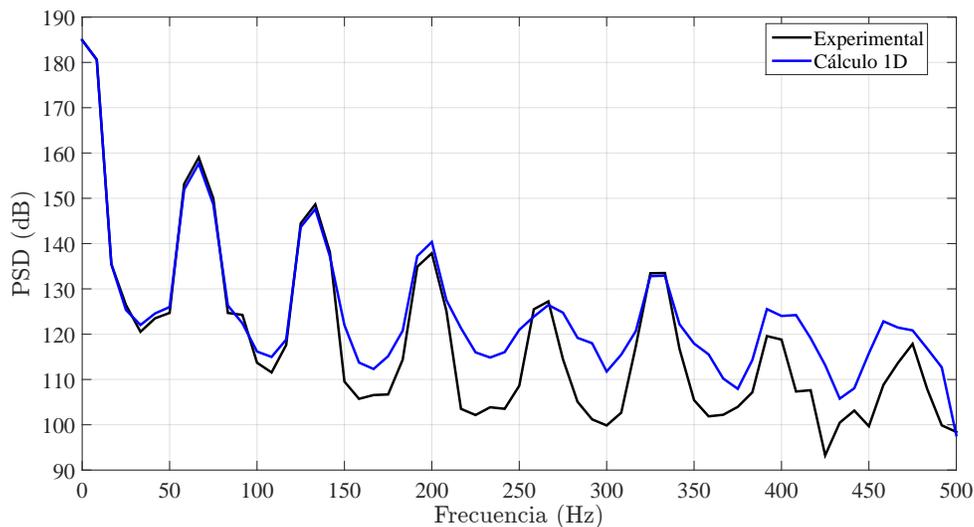


Figura 3.10: Ejemplo de validación para caso 2000 rpm y 100 % de par

En la Figura 3.9 y la Figura 3.10 se puede observar la similitud entre los datos experimentales y los datos calculados unidimensionalmente, validando estos últimos. La turbina que ha sido utilizado en esta validación ha sido la de baja resolución en frecuencia.

3.6. Conclusión

En este capítulo se ha tratado la sobrealimentación, justificando su existencia, desde un punto de vista histórico aplicado a los motores de turismos y además como se calcula este elemento en el programa *OpenWAM*.

Para lo último se ha requerido de una explicación más exhaustiva para poder entender en su totalidad la forma de simular la turbina que tiene el programa. Esta información ha sido extraída casi en su totalidad del documento de Roberto Alegre Usach.

En el siguiente capítulo se hablará de como se realiza la interpolación acústica de varios de los elementos del programa y que cuales son los fenómenos de ondas que se pueden producir en conductos explicados asumiendo hipótesis sencillas.

Capítulo 4

Interpolación acústica

4.1. Introducción

En este capítulo se hablará sobre el comportamiento acústico de las ondas de presión en conductos, lo cual resulta muy interesante debido a que es uno de los principales fenómenos que simula el program *OpenWAM*.

Con el fin de poder explicar el comportamiento de las ondas en conductos se utilizará la aproximación lineal, la cual no es muy exacta pero servirá para entender los diferentes procesos que pueden darse en la propagación de ondas.

En los últimos apartados se tratará como se modela la acústica de los elementos que suelen formar parte de la admisión o del escape y como la turbina supone un caso en el que la acústica debe ser tratada de forma diferente al resto.

4.2. Ondas de presión en conductos

Los procesos de propagación de ondas en conductos son fenómenos que pueden llegar a ser extremadamente complejos, sobre todo si se intenta detallar de forma exhaustiva en condiciones como las que se podría encontrar el aire dentro del motor.

Por lo tanto como el objetivo de este capítulo consiste en dar una breve explicación a los fenómenos que ocurren con las ondas en conductos se tomarán ciertas simplificaciones. Por consiguiente el análisis que se presenta a continuación se corresponde con la propagación de isentrópica unidimensional, es decir, la propagación adiabática y sin fricción que tendría lugar en un conducto de sección constante. infinitamente largo y con un fluido inicialmente en reposo.

4.2.1. Propagación adiabática de ondas en conductos

Con propagación de una onda se entiende a la propagación de una descompensación de masa, cantidad de movimiento y energía. Con lo mencionado anteriormente el campo fluido queda definido completamente 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, siendo *Earnshaw*, quien supuso que el fluido era un gas ideal, el primero en obtener la solución de dichas ecuaciones para el caso que se tratará, y que relaciona la velocidad u con la que las partículas se desplazan y la presión:

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

donde a_0 y p_0 son la velocidad del sonido y la presión del medio sin perturbar, p es la presión de la onda, y γ el coeficiente adiabático. El signo de la velocidad inducida por la onda en el fluido viene determinado por el valor de la presión:

Onda de compresión

En este caso $p > p_0$, con lo que el término entre corchetes es positivo y por tanto las partículas se desplazan en el mismo sentido de propagación de la onda. De forma coloquial se podría decir que la onda de compresión empuja a las partículas a su paso por el conducto.

Onda de rarefacción

Por el contrario en este caso $p < p_0$ con lo que el signo queda negativo, esto indica que la velocidad inducida a las partículas es contraria al sentido del avance de la onda. Si antes la onda empujaba a las partículas la onda de rarefacción succiona a las partículas conforme se las encuentra en el conducto.

Para valores considerables de presión, la velocidad correspondiente también tendrá un valor considerable. Este hecho tiene una influencia directa. Este hecho tiene una influencia directa sobre la propagación de las perturbaciones, ya que su velocidad C de propagación viene dada por la suma de la velocidad local del sonido a y la velocidad de las partículas u . Dado que la velocidad del sonido para un gas ideal viene dada por:

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

Es posible probar que, para la evolución isentrópica, se tiene:

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

Por lo que la velocidad de propagación resulta:

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

Esta ecuación implica que las partes de la onda en la que exista una mayor presión se desplazarán más rápido por el conducto que las de menor presión.

En el caso de las ondas de compresión la cresta de la onda, parte que posee mayor presión, adelanta la cabeza de la onda produciéndose en ese caso una onda de choque. Este fenómeno altamente disipativo, no suele tener lugar en los colectores de los motores de los motores, al menos de forma muy pronunciada dada la corta longitud de los conductos.

En ondas de rarefacción se produce el efecto inverso, se distorsiona la onda alejándose el valle que es la parte de menor presión de la cabeza de la onda. Ambos efectos ponen de manifiesto el carácter no lineal de la propagación.

4.2.2. Aproximación lineal

Esta aproximación, llamada generalmente teoría acústica, se basa en la linealización de la relación entre la presión y la velocidad de las partículas, resultando válida siempre que las perturbaciones sean

pequeñas.

La presión se expresa como la suma de presiones $p \rightarrow p_0 + p$ presión del medio más la presión asociada a la fluctuación. En el caso de la velocidad es posible establecer una velocidad media pero resulta más sencillo asumir velocidad nula, por lo que u representará directamente una fluctuación de velocidad. De esta manera la Ecuación 4.1 queda, para el caso de una onda que se propaga en sentido positivo.

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

Considerando que p^+ es pequeña frente a p_0 , se puede poner:

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

Donde se ha caracterizado la velocidad de la onda para un medio con velocidad nula, aplicado ciertos procedimientos se puede llegar a aproximar de la siguiente forma:

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

Ya que el segundo sumando en el paréntesis es despreciable frente a la unidad, al haberse supuesto $p^+ \ll p_0$ y cumplirse además que $(\gamma - 1)/2\gamma < 1$. Así, la velocidad de propagación, en esta aproximación, resulta simplemente la del medio sin perturbar y, al ser independiente de la presión, la onda se propaga sin distorsión. Procediendo análogamente para una onda propagándose en sentido negativo se tiene finalmente:

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

Donde el superíndice - hace referencia a la propagación en sentido negativo. La velocidad de propagación queda representada por a_0 .

Es evidente que, en términos de velocidades, el resultado de la superposición es simplemente una suma de las correspondientes a las dos ondas, tanto en el caso no lineal como en el caso lineal. Esta aproximación puede escribirse de la siguiente manera:

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

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

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

Mediante esta representación simple, es posible ahora analizar los procesos que tienen lugar en algunas singularidades de interés. En *OpenWAM* el cálculo de la acústica no realiza esta aproximación, sino que calcula de forma no lineal. La aproximación lineal nos valdrá únicamente para facilitar la explicación de los procesos acústicos que ocurren en los conductos.

4.2.3. Interacción de ondas con singularidades geométricas

La interacción de ondas con distintas singularidades geométricas o con cualquier no uniformidad presente en el conducto provoca la aparición de ondas secundarias en el conducto, y la subsiguiente superposición entre distintas ondas. A continuación se tratarán las diferentes condiciones que podemos encontrar:

Extremo cerrado

Es una de la condiciones geométricas más sencilla a estudiar y corresponde con la finalización del conducto de forma que se encuentre tapado el extremo. Esta condición se puede encontrar en los conductos de admisión y escape durante el período en que las válvulas están cerradas y asimismo en ciertas tipologías de silenciadores. Para caracterizar esta situación debe cumplirse que la velocidad es nula en el extremo, el se supone perfectamente rígido.

Si se establecen las condiciones de extremo cerrado en la Ecuación 4.9, obtenemos la siguiente relación:

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

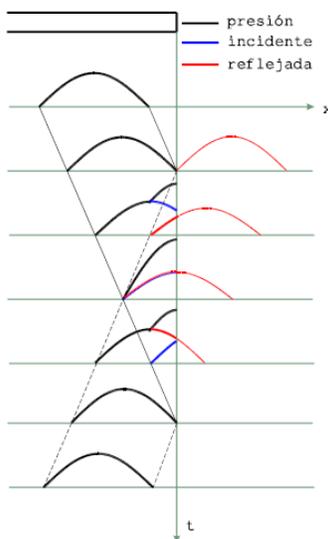


Figura 4.1: Reflexión de ondas con la condición de extremo cerrado

Extremo abierto

La condición de extremo abierto es una condición que necesariamente, se encuentra en los sistemas de escape y admisión, en las bocas de los mismos. En primera aproximación esta condición se puede representar considerando que la presión en el extremo abierto del conducto debe ser constante e igual a la presión exterior. Esto se traduce en que la fluctuación de presión p en el extremo debe anularse, lo que conduce a la condición:

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

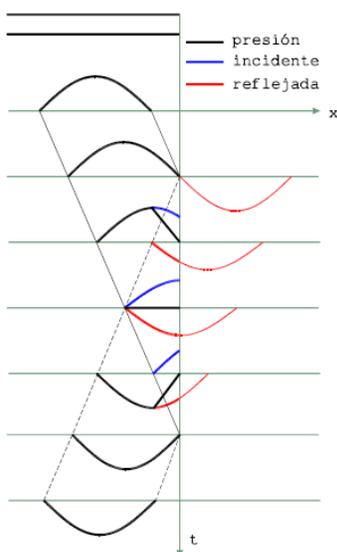


Figura 4.2: Reflexión de ondas con la condición de extremo abierto

Un extremo abierto refleja una perturbación de igual amplitud pero de signo contrario a la incidente sobre el mismo.

La fluctuación de presión en el extremo abierto puede llegar a ser considerable, ya que se potencian los efectos de la onda de compresión incidente y de la onda de rarefacción que se propaga en el otro sentido. Como se puede apreciar al sustituir en la Ecuación 4.9 la condición de presiones que resulta de tener un extremo abierto.

$$u = \frac{1}{\rho_0 a_0} (p^+ - p^-) = \frac{2p^+}{\rho_0 a_0} \tag{4.13}$$

Este resultado indica que el gas exterior en el extremo abierto se ve sometido a una excitación fluctuante de naturaleza similar a la que se produce en las válvulas, con lo que se origina una onda de presión que se propagará en el exterior del conducto. Siendo esta la causa de la emisión de ruido por las bocas de los colectores de admisión y escape. Resulta claro que la ?? solo es válida como primera aproximación debido a que no sería energéticamente viable. Se puede probar teóricamente y experimentalmente que la onda reflejada tiene una amplitud menor que la incidente.

Cambios bruscos de sección

Un tercer tipo de singularidad geométrica correspondería a los cambios bruscos de sección. Este tiene gran importancia en los sistemas de admisión y escape. Para esta singularidad, no existe únicamente reflexión, como en los anteriores 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, basta con plantear las condiciones que expresan la conservación de la masa y la energía en la singularidad tal y como se describen a continuación.

Se considera un cambio brusco de sección denotándose por 1 la sección inmediatamente aguas arriba del mismo y por 2 a la sección aguas abajo. Teniendo en cuenta que el propio cambio de sección carece de dimensiones y, por tanto tendrá un comportamiento cuasiestacionario, y admitiendo que la densidad no sufre ninguna variación debida al cambio de área (lo que es consistente con la hipótesis de que las fluctuaciones de velocidad son pequeñas) se puede escribir la ecuación de continuidad como:

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

Por otra parte, puede probarse [4]referenciar que, en la aproximación lineal, la densidad de flujo de energía asociada al paso de una onda viene dad por el producto pu y, 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 del cambio de sección, con lo que:

$$A_1 p_1 u_1 = A_2 p_2 u_2 \quad (4.15)$$

Teniendo en cuenta las dos ecuaciones anteriores:

$$p_1 = p_2 \quad (4.16)$$

Haciendo uso de las ecuaciones Ecuación 4.9 y Ecuación 4.10 se pueden escribir las ecuaciones en términos de componentes incidentes, reflejadas y transmitidas. Obteniéndose las expresiones:

$$A_1(p_1^+ - p_1^-) = A_2 P_2^+ \quad (4.17)$$

$$p_1^+ + p_1^- = p_2^+ \quad (4.18)$$

Se puede observar que se ha supuesto que no hay reflexiones adicionales pasada la singularidad, de forma que $p_2^- = 0$. Resolviendo simultáneamente las dos ecuaciones anteriores 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 tiene:

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

$$p_2^+ = \frac{2}{1 + \sigma} p_1^+ \quad (4.20)$$

Considérese primero el caso de ensanchamiento brusco, esto es, $\sigma > 1$. En tal caso, se observa que tanto la onda reflejada como la transmitida tiene menor amplitud, en valor absoluto, que la onda incidente, pero la onda reflejada tiene signo opuesto. Es por ello que se dice que un ensanchamiento brusco refleja como un extremo parcialmente abierto, por analogía con el signo hallado en la ??.

Por el contrario, en el caso de un estrechamiento brusco se tiene que $\sigma < 1$ y, por consiguiente, tanto la onda reflejada como la transmitida tienen el mismo signo que la incidente. De las ecuaciones Ecuación 4.19 y Ecuación 4.20 puede apreciarse además que la onda transmitida es de mayor amplitud que la incidente, y la reflejada es de menor amplitud. Como se puede ver en la Figura 4.3.

Una última singularidad a considerar es la presencia de conductos de sección variable. Estos conductos aparecen en los colectores en las pipas de admisión y escape de los motores de cuatro tiempos y, de forma especialmente significativa en lo que atañe a la propagación de ondas, en los conductos de escape de motores de dos tiempos. Como en los casos anteriores, se analizará la influencia de un conducto de sección variable haciendo uso de la aproximación lineal.

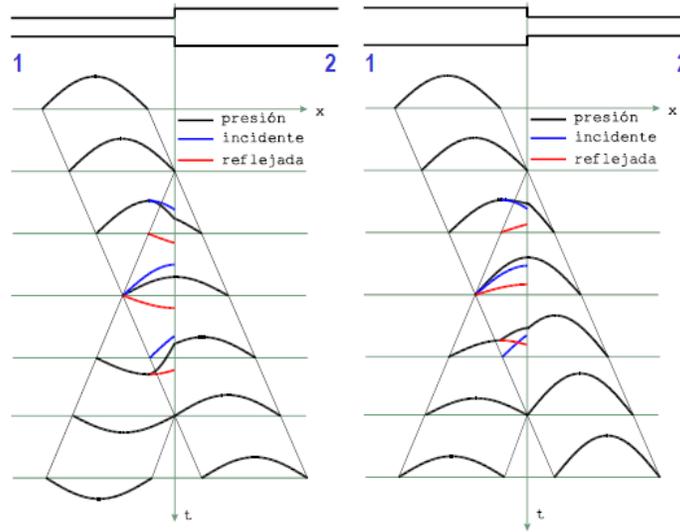


Figura 4.3: Reflexión y transmisión de ondas por cambios de sección: en la derecha ensanchamiento brusco, izquierda estrechamiento brusco

A diferencia de 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. En efecto, no se trata aquí 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 este sentido, es claro que dicha longitud es una dimensión relevante del problema, por lo que en principio no cabe pensar en una aproximación cuasiestacionaria. Sí que es posible, sin embargo, sacar algunas conclusiones acerca del efecto de estos conductos sobre la propagación a partir de algunos conceptos que se han discutido anteriormente.

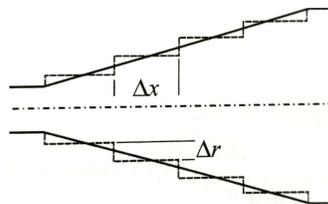


Figura 4.4: Aproximación discreta a un conducto cónico

En efecto, tal como se representa en la Figura 4.4 para un conducto cónico divergente, es posible en principio concebir un conducto de sección variable como una sucesión de pequeños cambios bruscos de área, ya que el límite en que se tienen infinitos cambios infinitesimales se recupera la geometría original. Puede probarse [5]referenciar que es rigurosamente cierto para la propagación de ondas en el conducto.

Considerando, pues, que una tal descripción discreta es suficientemente aproximada, es posible analizar el comportamiento del conducto en términos de la reflexión y transmisión producidas en cada uno de los cambios bruscos de área considerados, haciendo uso de la Ecuación 4.19 y la Ecuación 4.20. Considérese primero el problema desde el punto de vista de la reflexión: al llegar una onda al primer cambio de sección, se refleja en un factor $(1 - \rho_1)/(1 + \rho_1)$, siendo ρ_1 la relación de secciones correspondiente a este primer cambio brusco de área, y se transmite en un factor $2/(1 + \sigma_1)$. Esta

onda transmitida se refleja en la siguiente discontinuidad de sección por un factor $(1 - \rho_2)(1 + \rho_2)$ donde, como antes, ρ_2 denota la nueva relación de secciones (se puede observar que, para un conducto cónico, si se considera una discretización δx constante, todos los cambios de sección sucesivos tienen una distinta σ_i). Esta segunda onda reflejada llega al primer cambio de sección, donde se transmite aguas arriba por un factor $2/(1 - \sigma_1^{-1})$, ya que la relación de áreas que ve ahora la onda es la inversa. Por lo tanto, a la primera reflexión le sigue una segunda reflexión que llega al conducto de entrada con un retraso respecto a la primera dado por $2a_0\delta x$ y con una amplitud menor, pero con el mismo signo (que en este caso es opuesto al de la perturbación incidente, al ser en todos los casos $\sigma_i > 1$). Por supuesto, esta segunda onda reflejada no solo se transmite aguas arriba del primer cambio de sección, sino que también se refleja aguas abajo del mismo, afectada por un factor $(1 - \sigma_1^{-1})/(1 + \sigma)$, volviendo a interactuar con el segundo cambio de sección, y así sucesivamente. Por otra parte, en la primera interacción con el segundo cambio de sección, también se produce una onda transmitida que da lugar a un proceso similar, y análogamente sucede para cada uno de los cambios de sección considerados.

Sin necesidad de llevar el análisis hasta el final, es fácil convencerse de que, como resultado del paso de la onda por el conducto divergente, se produce una reflexión de signo opuesto a la onda incidente, como en un ensanchamiento brusco, pero de mayor duración en el tiempo, al contener la información de sucesivas reflexiones con distintos retrasos y con amplitudes cada vez más pequeñas, debido a la aplicación reiterada de la Ecuación 4.19 y la Ecuación 4.20 en cada cambio de área.

Un análisis análogo puede hacerse desde el punto de vista de la transmisión, obteniéndose una conclusión similar, pero siendo el signo de la onda transmitida igual al de la onda incidente. Además, sin más que invertir los términos, no es difícil convencerse de que el comportamiento de un conducto convergente guarda la misma relación con el de un estrechamiento brusco, es decir, las ondas reflejada y transmitida tienen el mismo signo que la incidente, pero mayor duración y, por tanto, mayor extensión espacial.

Estas conclusiones se confirman en la Figura 4.5, donde se muestran los resultados de un cálculo lineal exacto para los casos de un conducto troncocónico divergente y uno convergente, ambos comparados con los correspondientes cambios bruscos de sección. Las líneas de trazos representan las trayectorias de propagación de las ondas sobre el plano (x,t) , que son rectas al haberse supuesto constante la velocidad de propagación. Como puede observarse, en ambos casos los signos de las ondas reflejadas y transmitidas son esencialmente los que se ha comentado antes; sin embargo, se produce un cambio de signo hacia el final, que delata el carácter no estacionario del proceso.

4.2.4. Flujo no adiabático

Todas las consideraciones hechas en los apartados anteriores dedicados al flujo adiabático son de aplicación prácticamente directa a los procesos de flujo en la admisión, en que la temperatura del gas es relativamente baja y la transferencia de calor desempeña un papel marginal. Por el contrario, en el caso del escape la temperatura de los gases que salen del cilindro es elevada y no puede despreciarse, ni siquiera como aproximación, el intercambio térmico entre los gases y la pared de los conductos. Por consiguiente, es la transferencia de calor quien determina la temperatura de los gases en los colectores de escape y a su vez la velocidad de propagación de las ondas de presión en los conductos. Mediante un diseño apropiado de la geometría del colector, para mejorar ciertos parámetros relacionados con las prestaciones. Por idéntico motivo, el campo de temperaturas a lo largo del sistema de escape es determinante para su diseño desde el punto de vista del ruido.

Aparte de estos efectos de índole dinámica, el proceso de transferencia de calor en el escape tiene una clara repercusión sobre aspectos puramente energéticos, como sucede en el caso de los motores turbosobrealimentados, en que la influencia de la transmisión de calor en el conjunto de válvula-pipa es el principal responsable de que la energía disponible en la turbina sea mucho menor que la que aban-

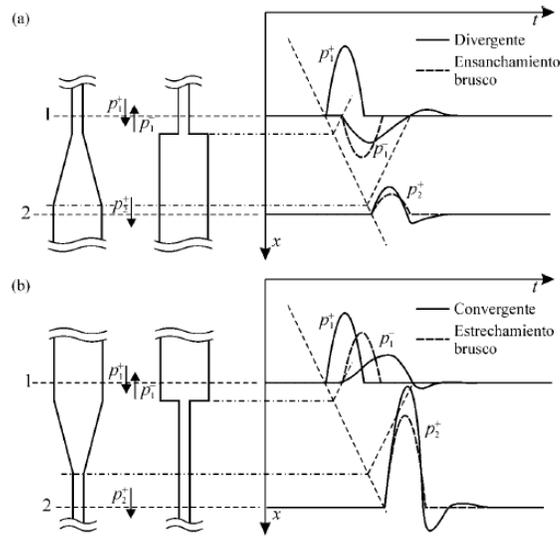


Figura 4.5: Comparación entre la reflexión y transmisión de ondas en conductos de sección variable y por cambios bruscos de sección: como divergente y ensanchamiento brusco; como convergente y estrechamiento brusco

donde el cilindro. Otro efecto de importancia se refiere al adecuado funcionamiento de los catalizadores y otros dispositivos de postratamiento de los gases de escape.

Influencia del campo de temperaturas sobre la propagación de ondas

Para el caso de un cambio brusco de temperatura, puede procederse de forma análoga a como se hizo en el caso de los cambios bruscos de sección. Así, junto con la condición de continuidad de la presión, si la sección del conducto es constante la conservación de la masa se expresa como:

$$\rho_{01}u_1 = \rho_{02}u_2 \tag{4.21}$$

Donde ρ_{01} y ρ_{02} denotan la densidad del medio no perturbado por la onda a ambos lados de la discontinuidad térmica. Teniendo en cuenta Ecuación 4.9, en términos de componentes de la presión se obtiene, suponiendo de nuevo que no hay ninguna reflexión después;

$$p_1^+ - p_1^- = \frac{a_{01}}{a_{02}} p_2^+ \tag{4.22}$$

$$p_1^+ + p_1^- = p_2^+ \tag{4.23}$$

Donde, como en el caso de las densidades, a_{01} y a_{02} denotan la velocidad del sonido en el medio no perturbado por la onda a ambos lados de la discontinuidad. Resolviendo simultáneamente las ecuaciones se obtiene las amplitudes de las ondas reflejada y transmitida en función de la amplitud de la onda incidente; introduciendo la relación de velocidades del sonido $\delta = \frac{a_{01}}{a_{02}}$ se llega finalmente a:

$$p_1^- = \frac{1 - \delta}{1 + \delta} p_1^+ \tag{4.24}$$

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

Estas ecuaciones presenta una forma similar a la presente para cambios bruscos de sección. Esta compleja analogía indica que una disminución brusca de temperatura ($\delta > 1$) ha de comportarse como un ensanchamiento brusco de sección ($\sigma > 1$), y recíprocamente un incremento brusco de temperatura se comportará como un estrechamiento brusco, tanto en los signo como en las amplitudes de las ondas transmitida y reflejada relativas a las de la onda incidente.

En este marco de ideas, la presencia de gradientes térmicos puede de nuevo considerarse en términos discretos, como una sucesión de discontinuidades de temperatura separadas por pequeños fragmentos de conducto con temperatura uniforme. Así, un conducto en que la temperatura disminuye en sentido axial, como es el caso de los conductos del sistema de escape, deberá comportarse cualitativamente en forma análoga a un conducto divergente. Sin embargo, en este caso debe tenerse en cuenta, además, que la velocidad de propagación va disminuyendo conforme la onda se propaga a través del gradiente de temperaturas, por lo que el incremento en la duración de las ondas transmitida y reflejada con relación a la incidente será aún más pronunciado que el observado en un conducto de sección variable.

Para finalizar este apartado cabe destacar que la información expuesta en esta parte ha sido extraída en casi su totalidad de libro *Motores de combustión interna alternativos* del capítulo de *Flujo en conductos de admisión y escape*.

4.3. Simplificación acústica de componentes

Los fenómenos de ondas en *OpenWAM* son discretizados mediante nodos, las ondas se mueven a una velocidad $u \pm a$, siendo u la velocidad del fluido y a la del sonido. Debido a esta velocidad tan alta, se hace necesario realizar cálculos un gran número de veces para poder reproducir el comportamiento del fluido en el interior de los conductos, de ahí que una pequeña optimización acabe resultando en un gran ahorro de tiempo en la simulación del modelo completo de motor virtual.

Para poder captar las ondas de presión a lo largo del motor, es necesario que esté modelado como mínimo de forma unidimensional. Por lo tanto la simulación de la acústica añade un coste computacional elevado al cálculo.

Con el fin de ahorrar tiempo de cálculo en el caso de los elementos que tienen una sección constante se puede obviar el cálculo unidimensional.

El flujo está caracterizado por un vector estado. Los conductos sin cambios de sección y todos los sistemas lineales, se pueden caracterizar por una matriz. Esta matriz se la denomina matriz de transferencia y permite, conociendo las condiciones en un punto, conocerlas en cualquier otro punto del conducto.

Estas matrices tienen la propiedad multiplicativa y como el programa *OpenWAM* se simula como una serie de conductos conectados en serie, el cálculo de la acústica puede llegar a ser realmente rápido reduciéndose a una multiplicación de matrices de transferencia de cada uno de los conductos que recorre el aire.

4.4. Modelo acústico para la turbina

La turbina en el programa *OpenWAM* se calcula actualmente de forma unidimensional para poder captar la acústica correctamente, como se ha comentado anteriormente este elemento se modeliza mediante una serie de conductos y toberas que varía dependiendo del rango de frecuencias que nos interese simular se utiliza uno de los dos esquemas explicados anteriormente.

Este elemento es de vital importancia a la hora de realizar una buena simulación de la acústica del ruido de escape del motor debido a que es el único que varía de sección efectiva. Por lo tanto no se puede simplificar mediante una matriz de transferencia como el resto de elementos en la línea de escape.

Partiendo desde este punto es interesante intentar establecer algún atajo a la hora de realizar el cálculo acústico de la turbina, surgiendo la idea de crear un mapa de interpolación de las matrices de transferencia dependiente del punto de operación de la turbina, del que se extraiga una matriz de transferencia con la que poder obviar el cálculo unidimensional del elemento.

De esta forma se ahorraría tiempo reduciendo el tiempo de cálculo acústico a casi instantáneo gracias a este mapa de interpolación. En este mapa a cada punto se le asignará una matriz de transferencia y se interpolará para aquellos puntos que no se tengan directamente la matriz. Los puntos utilizados para interpolar se obtendrán en un preproceso que se realizará antes de comenzar el cálculo en *OpenWAM*.

Estudiar la viabilidad del atajo aquí mencionado es el principal objetivo del presente trabajo, para ello se deberá conocer la distribución de la densidad de puntos con la que ha de elaborarse el mapa de interpolación y el error que puede acarrear su uso.

Para ello se plantean dos estudios que se explican en los siguientes capítulos.

4.5. Conclusión

En este capítulo se ha hablado sobre el comportamiento de las ondas en conductos, de los atajos que se realizan para reducir el tiempo de cálculo de la acústica de los elementos y como la turbina supone una excepción que requiere un cálculo de la acústica unidimensional. Además de introducir los estudios a llevar a cabo para el cumplimiento del objetivo principal siendo este conocer el cálculo acústico de la turbina de forma rápida mediante la interpolación de matrices de transferencia.

Capítulo 5

Primer estudio: Respuesta acústica según el punto de funcionamiento de la turbina

5.1. Introducción

En el presente capítulo se procederá a realizar un estudio de sensibilidad acerca de que parámetros afectan a la matriz de transferencia y en que cuantía. Por lo mencionado anteriormente se busca poder conocer la distribución de la densidad de puntos que resultaría necesaria para poder establecer un mapa de interpolación óptimo. Con este mapa se podría ahorrar el cálculo 1D de la turbina para la acústica, agilizando en gran medida el tiempo que conllevaría calcular la respuesta acústica de este componente.

En el próximo apartado se tratará el planteamiento del estudio y más adelante se expondrán los resultados comentándose las tendencias que aparecen. Las conclusiones de los estudios se presentan de forma conjunta en el último capítulo de este documento como indica su nombre.

5.2. Planteamiento

Se han considerado como parámetros de funcionamiento a estudiar: la posición de la TGV (se medirá en porcentaje siendo 10 % un posición muy cerrada y 90 % una posición muy abierta), el régimen de giro de la turbina (se simbolizará mediante N_{reg} y se medirá en revoluciones por minuto) y la relación de expansión (η_{tub} , siendo esta adimensional, ya que resulta de un ratio de presiones). Estos parámetros variarán para poder representar al completo todos los posibles estados de funcionamiento de la turbina y poder tener constancia del efecto que acarrea sobre la matriz de transferencia dichos parámetros a lo largo de todo su rango de variación. Los valores de estos parámetros quedan recogidos a continuación:

- **TGV:** 10 %, 50 % y 90 %
- N_{reg} : 100000 rpm, 150000 rpm y 200000 rpm
- η_{tub} : 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5 y 3

El número de puntos que surgen de la combinación de los diferentes valores de los parámetros resulta en 54, siendo más que suficientes para mostrar tendencias.

Cabe mencionar que la posición de la TGV (Turbina de Geometría Variable) consiste en la posición de los álabes del estátor, que se pueden mover para cerrarse o abrirse según el punto de operación de la turbina, con el fin de adaptarla de forma óptima a las condiciones del flujo. Esto influye de forma determinante en la acústica de la turbina, como se puede apreciar en la Figura 5.1 la forma en la que cambian de orientación los álabes.



Figura 5.1: Extremos de la posición de la TGV

5.2.1. Archivos

Para este primer estudio con el fin de facilitar la imposición de las condiciones de cada uno de los puntos se utilizará un modelo en *OpenWAM* en el cual solo se tenga la turbina, siguiendo aproximadamente el esquema de la Figura 5.2:

Siendo modelizado el sistema finalmente mediante una serie de conductos, toberas y un mapa con los datos de los puntos de operación de la turbina. En el primer conducto se impone el pulso de presión a través de un archivo *.txt* el cual es llamado en el modelo *.xml*. El conducto final es de longitud infinita y con un extremo anecoico para evitar que refleje los pulsos de presión.

Las condiciones a variar en el estudio como se ha mencionado anteriormente, vienen definidas por la posición de la TGV, el régimen de giro de la turbomáquina y la relación de expansión. Los dos primeros se definen en el archivo *.xml* mientras que la relación de expansión se impone mediante el pulso de presión del archivo *.txt*. Un ejemplo de los pulsos aleatorios de ruido blanco utilizados para excitar la turbina tienen la forma que se muestra en la Figura 5.3:

Se crean un total de 6 archivos *.txt*, uno para cada relación de expansión, que junto a los 9 casos *.xml* hacen una combinación de 54 puntos. Para generar estos pulsos de presión se recurre a *Matlab*. Se supone aguas abajo de la turbina una presión cercana a la atmosférica (101300 Pa), por lo tanto

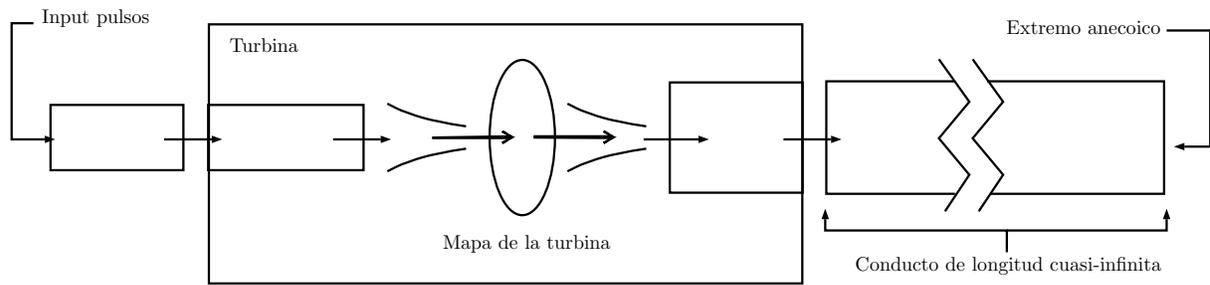


Figura 5.2: Esquema del sistema acústico de la turbina empleado en *OpenWAM* para el primer estudio

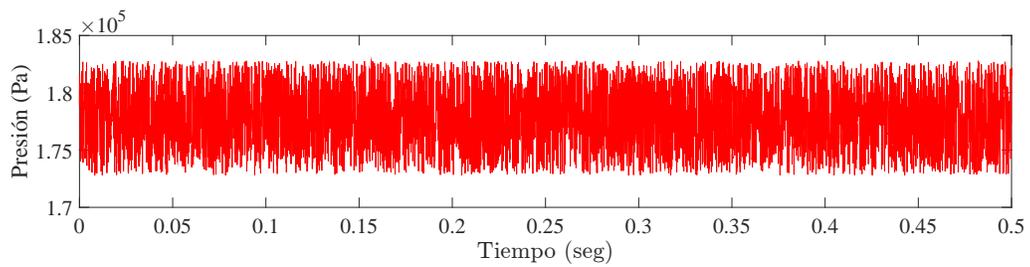


Figura 5.3: Ejemplo de pulso de presión aleatorio introducido como input a la turbina

a la hora de generar el pulso se toma que la presión media es la relación de expansión que se desea imponer por la presión aguas abajo (la atmosférica). Mediante la Ecuación 5.1 se consigue que el pulso varíe de forma aleatoria dándole la forma de ruido blanco.

$$p = p_0 - dp/2 + dp * rand(1, length(t)) \quad (5.1)$$

Siendo p_0 la presión media del pulso y dp la variación de presión máxima para establecer el rango entre el cual varía el pulso. En este caso se ha tomado un $dp = 10^4$.

A continuación, una vez se tienen los archivos generados y se ha calculado, se procede a explicar el funcionamiento del procesado de los datos obtenidos.

5.2.2. Procesado de datos

En primer lugar una vez ejecutado el archivo *.xml* con *OpenWAM* se obtiene un archivo *.DAT* con todos los datos del cálculo, en este archivo se recogen una gran variedad de datos del comportamiento del motor como por ejemplo: el consumo específico, la relación de expansión instantánea de la turbina, el régimen de giro del turbocompresor, la pérdida de carga del filtro, etc. Para postprocesar se hará uso de *Matlab*, mediante la función *importdata* se añaden los datos del archivo extraído del cálculo.

Una vez se tengan todos los datos cargados seleccionaremos aquellos que nos interesen para tratar la acústica, en este caso:

- **Onda incidente**

La onda incidente se encuentra en la columna 6 bajo el nombre de:
Pipe/GSTurbineInlet/0.990m/Pressure[bar]/Right

- **Onda transmitida**

La onda reflejada se encuentra en la columna 33 bajo el nombre de:
Pipe/GSTurbineOutlet/0.010m/Pressure[bar]/Right

- **Onda reflejada**

La onda reflejada se encuentra en la columna 3 bajo el nombre de:
Pipe/GSTurbineInlet/0.990m/Pressure[bar]/Left

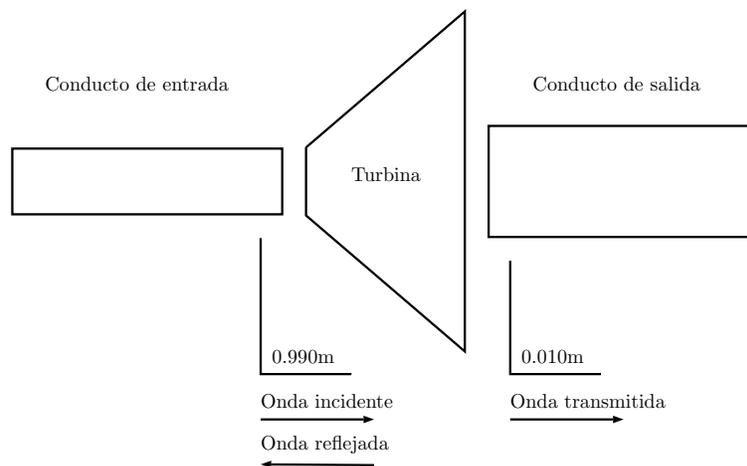


Figura 5.4: Esquema de la turbina

También se carga el tiempo, que se encuentra en la primera columna del archivo con el nombre de encabezado *Time[s]*. Después de cargarlo se establece un tiempo de muestreo, el cual tiene que ser mayor que el impuesto en las instrucciones del archivo *.xml*. Después se interpola para tener los datos acordes al nuevo tiempo, ya que el programa no es tan estricto a la hora de dar saltos temporales, dando lugar a errores a la hora de procesar los datos.

Una vez se tienen los vectores de presión modificados se dividen por una presión de referencia en este caso $P_{ref} = 20E-6$. Después se procede a calcular la PSD como se explica en el siguiente apartado.

5.2.3. Cálculo de la PSD

Muchos fenómenos que ocurren en la naturaleza se caracterizan mejor en términos de medias estadísticas [11], por ejemplo la temperatura y la presión, debido a que pueden considerarse como fenómenos aleatorios.

Como consecuencia de las fluctuaciones aleatorias en estas señales se suelen tratar desde un punto de vista estadístico, en el cual se trabaja con la media de las señales. En particular, la función de autocorrelación¹ de un proceso aleatorio es la media estadística apropiada que se usa para caracterizar señales aleatorias en el dominio del tiempo y la transformada de Fourier de esta función resulta en la PSD (*Power Spectral Density*), proporcionando la transformación del dominio de tiempo al dominio en frecuencias.

Como se puede apreciar, la finitud de la señal es una limitación de en la calidad de la estimación. Cuando se trata con señales estacionarias, cuanto mayor sea la señal a trabajar mayor será la estimación de esta. Este problema genera una distorsión que se debe tener en cuenta.

Para obtener la PSD para cada una de las diferentes frecuencias, no se usarán periodogramas, ya que no proporcionan una estimación consistente consecuencia del *leakage* y problemas en la resolución en frecuencias. Es por ello que se recurre al Método de Welch para el cálculo, utilizando en el código la función de *Matlab pwelch*.

El método de Welch se basa principalmente en el método de Bartlett, el cual se utiliza para estimar la PSD reduciendo la varianza del periodograma a cambio de reducir la resolución comparándolo con el periodograma estándar. Este método consiste en los siguientes pasos:

1. El segmento a estudiar de N muestras se divide en K segmentos de longitud M.
2. Para cada segmento se obtiene el periodograma calculando la transformada discreta de Fourier y después se calcula el cuadrado del resultado y esto es lo que se divide por M.
3. Se promedia el resultado del periodograma para los segmentos de K muestras. El promediado reduce la varianza con un factor de K, comparado con el segmento original de N puntos.

El método de Welch introduce dos modificaciones principalmente al método de Bartlett:

1. La primera modificación introducida consiste en permitir que los segmentos en los que se divide la señal se solapen. Para ello se introduce una variable más D. Si $D=M$ no existe solape y por

¹Herramienta estadística utilizada frecuentemente en el procesado de señales se define como la correlación cruzada de la señal consigo misma. Resulta de gran utilidad para encontrar patrones repetitivos dentro de una señal

ejemplo si $D=M/2$ existe un 50 % de solape.

Con el overlap o solapamiento es posible incrementar el número y/o la longitud de las secuencias que van a ser promediadas, logrando de esta forma una reducción en la varianza, siempre con un compromiso en la resolución del método de estimación espectral.

2. La segunda modificación que se realiza al método de Bartlett se trata en aplicar ventanas a cada uno de los segmentos en los que se ha dividido la señal antes de realizar el periodograma. El resultado es un periodograma modificado.

Comparando con el método de Bartlett, es posible incrementar el número de secuencias a promediar para una cantidad fija de datos, incrementando el overlap, pero esto supone una mayor carga computacional, así como un aumento en la correlación de las secuencias, por lo que las prestaciones disminuyen al incrementar K para un valor dado de N . Solapes típicos son 50 % y 75 %.

Para el cálculo en este primer estudio se han aplicado una división de 50 ventanas y un nivel de confianza del 95 %.

5.2.4. Cálculo acústico

Una vez se tiene la PSD de las ondas de presión incidente, transmitida y reflejada, se calcula la matriz de transferencia de la transmitida y de la reflejada de la siguiente forma:

$$TR_{trans} = P_{trans}/P_{inc} \quad (5.2)$$

$$TR_{ref} = P_{ref}/P_{inc} \quad (5.3)$$

Después se grafican las matrices de transferencia como aparecen en el siguiente apartado:

5.3. Resultados

Cuando se tienen las matrices de transferencia calculadas se grafican las seis relaciones de expansión para una misma posición de TGV y un mismo régimen de giro de la turbina obteniendo 18 gráficas, de la Figura 5.6 a la Figura 5.11, las cuales se agrupan a su vez según la posición de TGV.

También se ha añadido una gráfica, Figura 5.5, en las que se representa el área efectiva de la turbina según la relación de expansión. Se han graficado 9 casos para cada una de las posiciones de TGV y de régimen de giro de la turbina. También se han indicado los puntos que se han utilizado en este estudio.

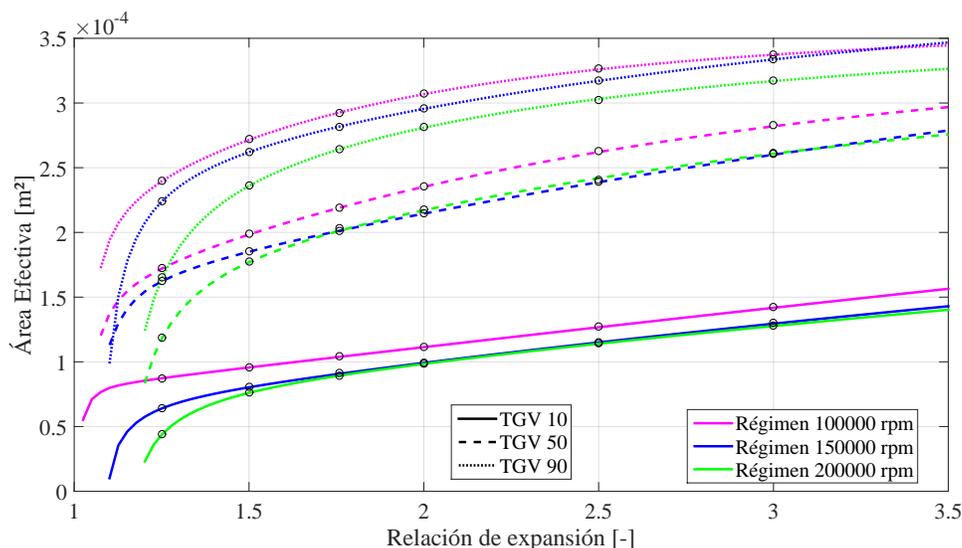


Figura 5.5: Mapa de áreas efectivas en función de la relación de expansión de la turbina con los puntos del primer estudio.

De todas las gráficas se extraen las siguientes tendencias generales:

Tanto para la matriz de transferencia de la transmitida como la reflejada, entre los tres factores del estudio, los más influyentes son la posición de la TGV y la relación de expansión de la turbina, siendo el régimen de giro el factor que menos influye en la matriz de transferencia.

Onda transmitida

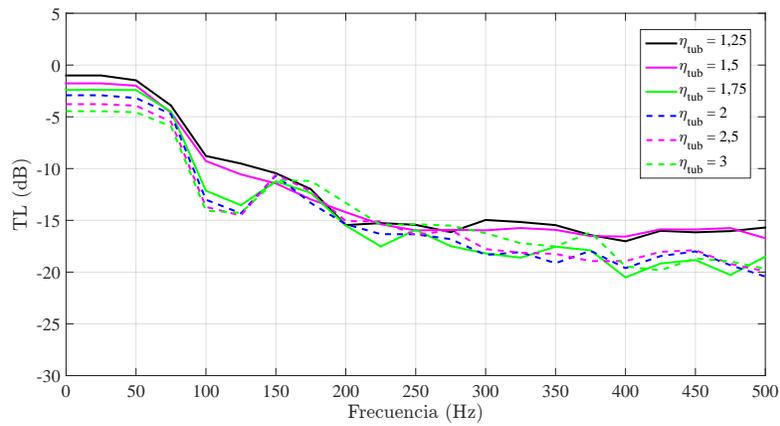
El primer parámetro que se tratará será el régimen de giro de la turbina, el cual al duplicar su valor produce un cambio muy leve en la matriz de transferencia, siendo la diferencia del orden de 1 dB, en relaciones de expansión bajas es donde se producen cambios más pronunciados.

En cambio, al variar el valor de la TGV de muy abierta a muy cerrada la diferencia que encontramos resulta del orden de 3-4 dB como máximo en casi todos los casos. Como ocurre con el régimen de giro de la turbina las mayores diferencias se producen a relaciones de expansión bajas.

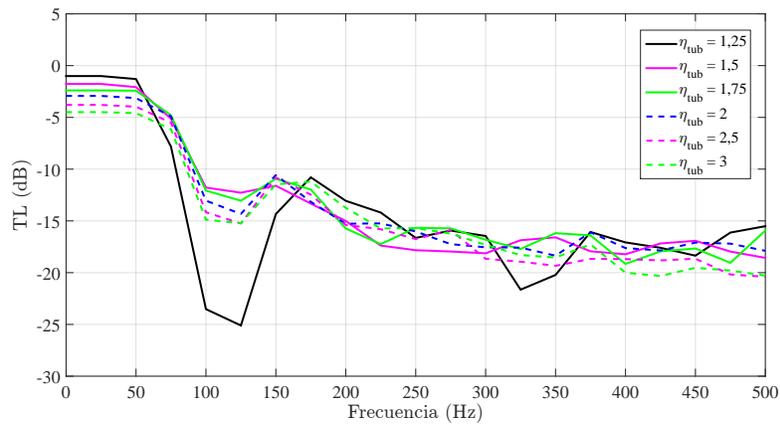
La relación de expansión es el parámetro que más afecta a las matrices de transferencia de la onda transmitida, se producen variaciones del orden de 5 dB. Para frecuencias y relaciones de expansión particulares, se pueden encontrar diferencias superiores a 10 dB.

Resumiendo, en cuanto a la interpolación de matrices de transferencia de la onda transmitida, se tiene que a una posición de TGV y una relación de expansión dadas, cuando se varía el régimen de giro de la turbina, con el fin de interpolar de forma óptima la densidad de puntos en las zonas de relación de expansión baja debe ser elevada, ya que en esa zona los efectos no lineales son importantes. Para zonas de elevada relación de expansión, la densidad puede ser menor, siendo los efectos lineales los predominantes como se aprecia en la Figura 5.5. La zona de bajas relaciones de expansión el área efectiva de la turbina crece de forma no lineal, haciendo necesario un mayor número de puntos para captar las diferencias de forma correcta.

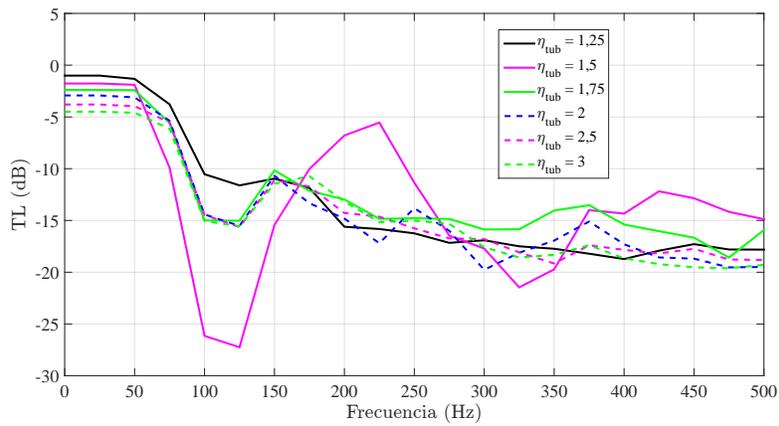
Como ejemplo de lo dicho anteriormente, en la Figura 5.6 se aprecia una reducción de las dife-



(a) Régimen de la turbina 100000 rpm

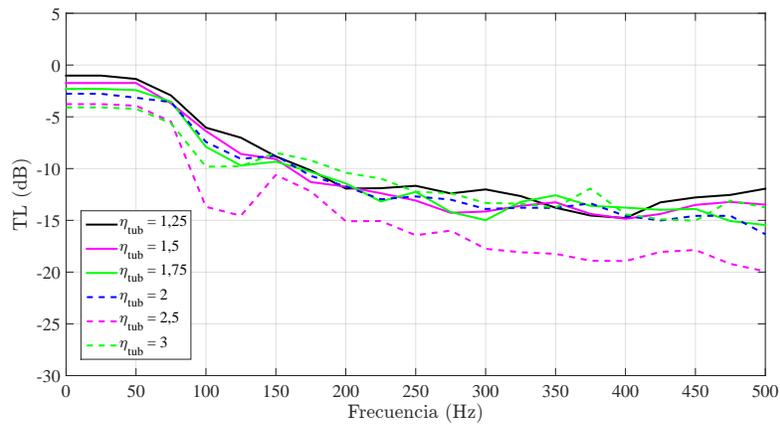


(b) Régimen de la turbina 150000 rpm

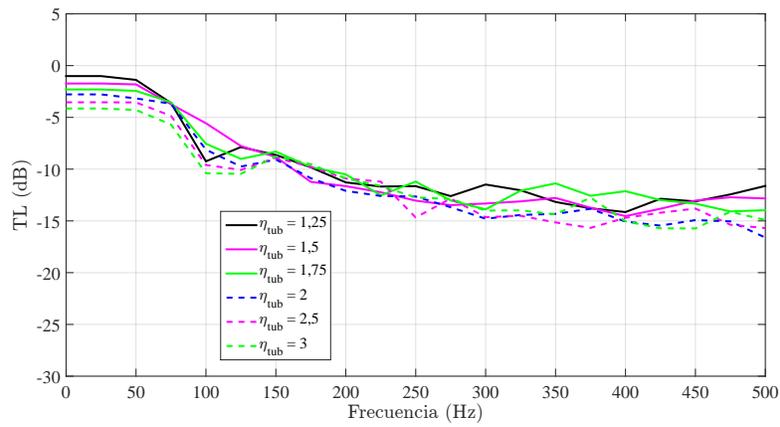


(c) Régimen de la turbina 200000 rpm

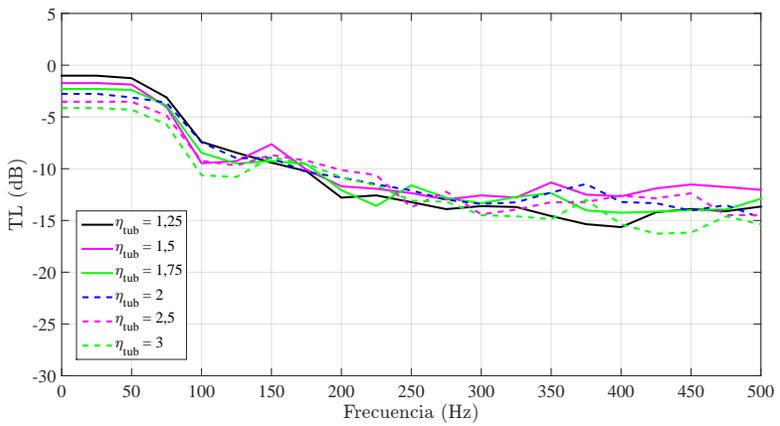
Figura 5.6: Pérdidas de transmisión de la turbina con TGV al 10%



(a) Régimen de la turbina 100000 rpm

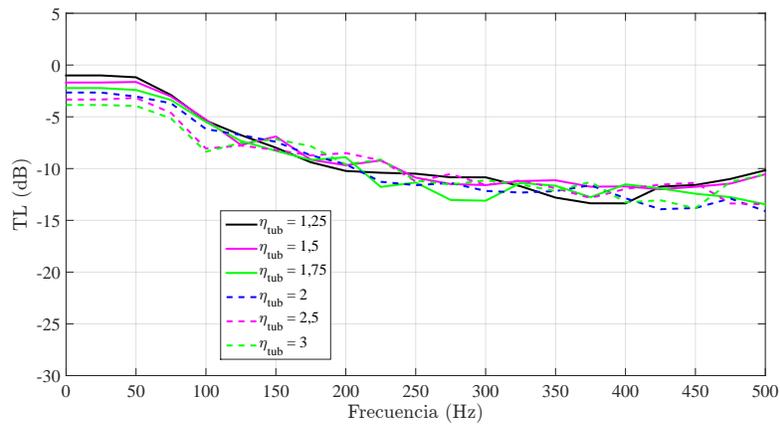


(b) Régimen de la turbina 150000 rpm

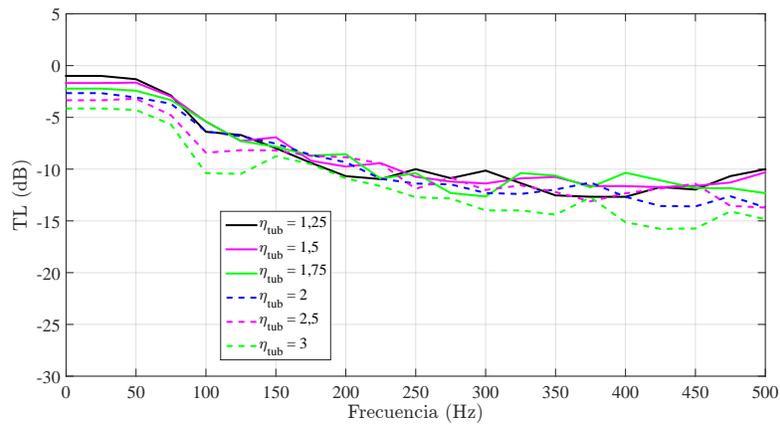


(c) Régimen de la turbina 200000 rpm

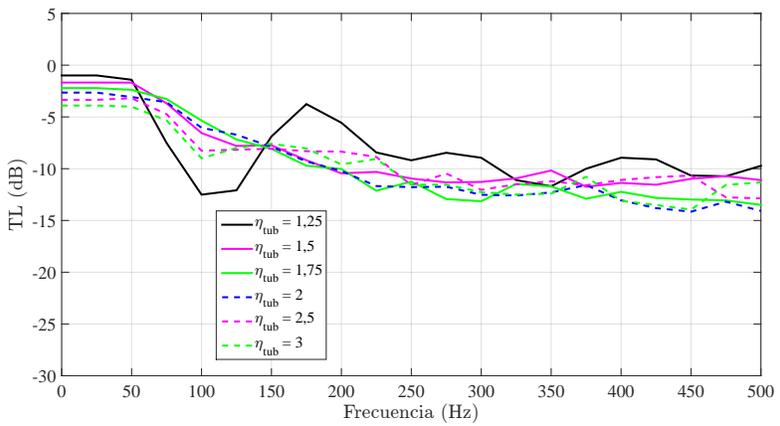
Figura 5.7: Pérdidas de transmisión de la turbina con TGV al 50%



(a) Régimen de la turbina 100000 rpm

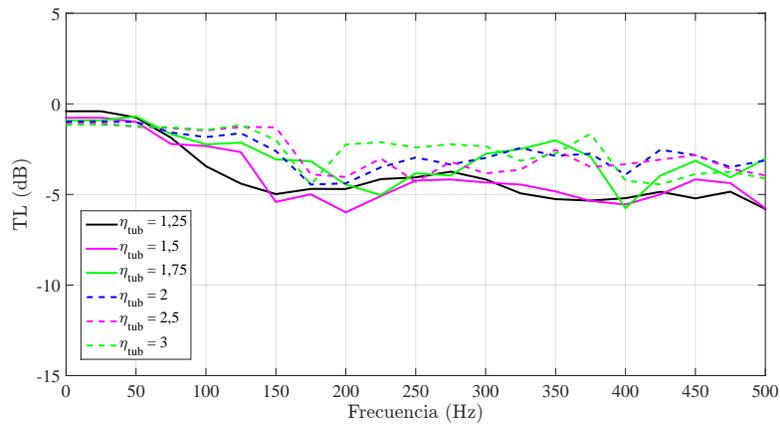


(b) Régimen de la turbina 150000 rpm

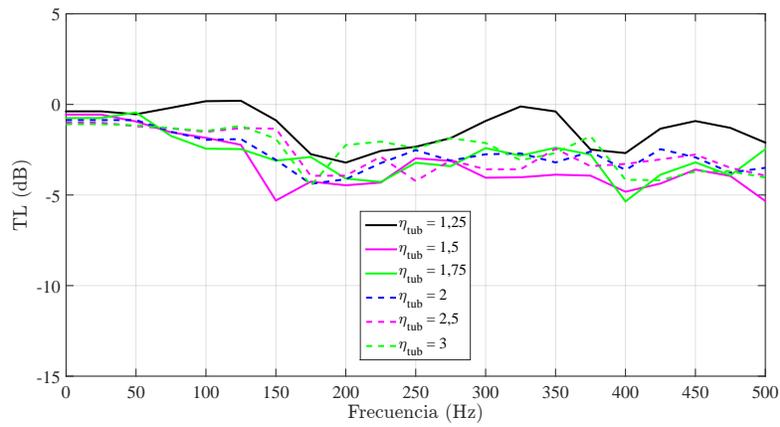


(c) Régimen de la turbina 200000 rpm

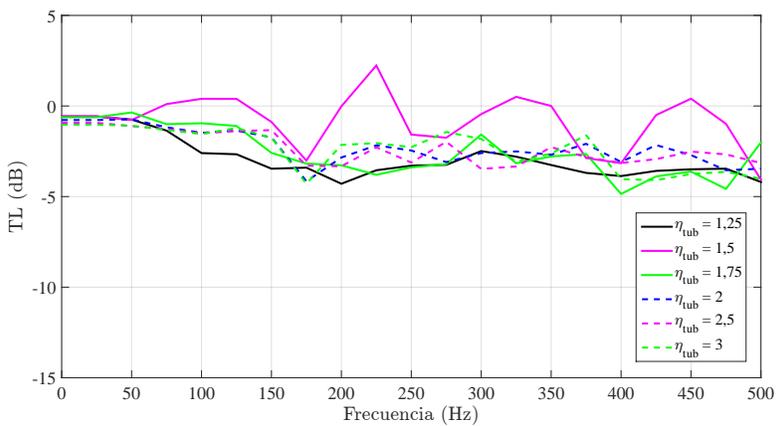
Figura 5.8: Pérdidas de transmisión de la turbina con TGV al 90%



(a) Régimen de la turbina 100000 rpm

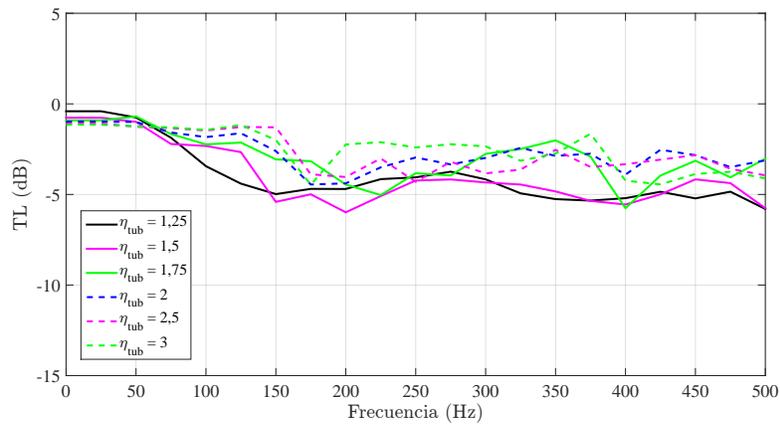


(b) Régimen de la turbina 150000 rpm

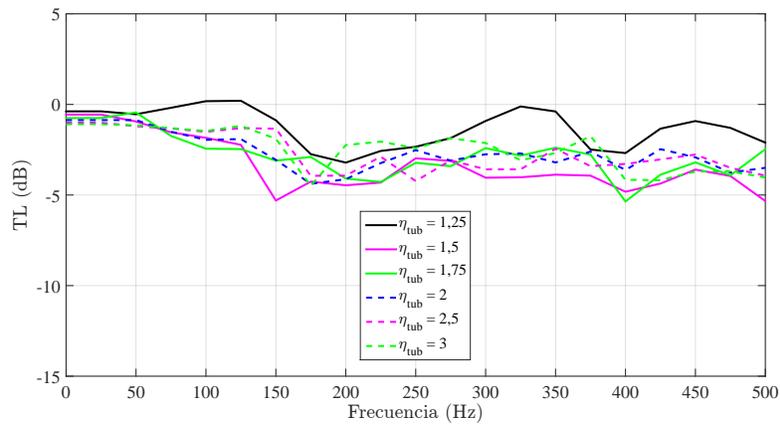


(c) Régimen de la turbina 200000 rpm

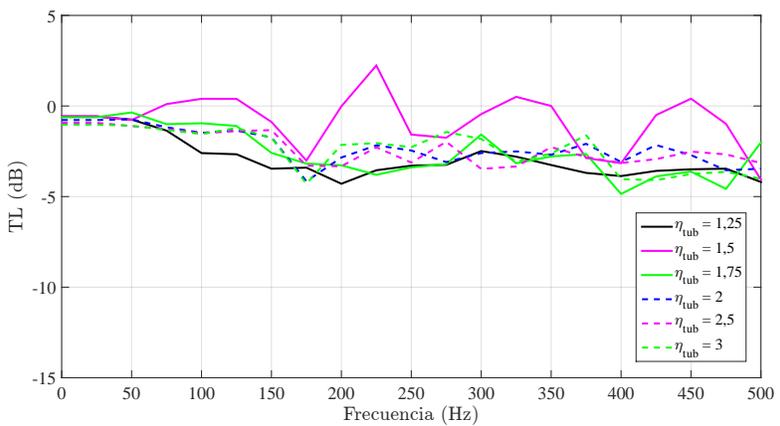
Figura 5.9: Pérdidas en la reflexión de la turbina con TGV al 10%



(a) Régimen de la turbina 100000 rpm

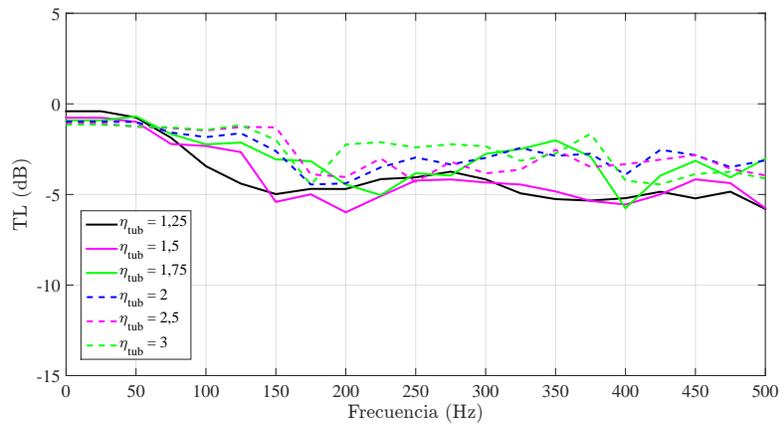


(b) Régimen de la turbina 150000 rpm

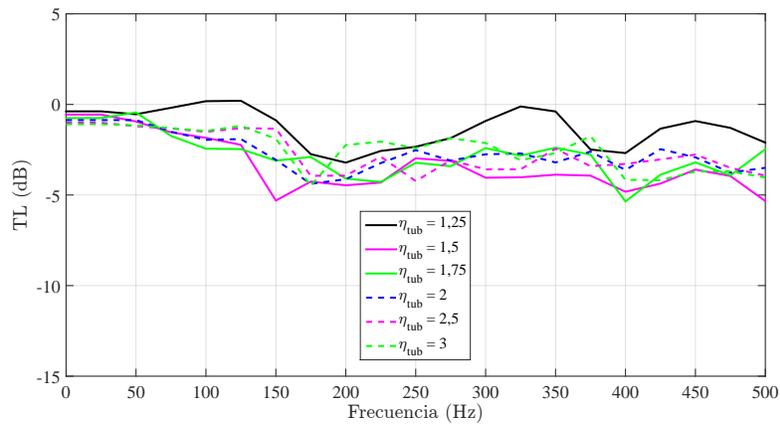


(c) Régimen de la turbina 200000 rpm

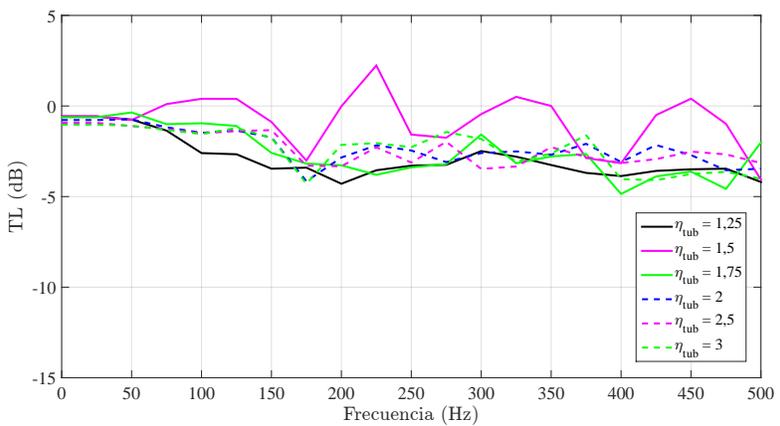
Figura 5.10: Pérdidas en la reflexión de la turbina con TGV al 50 %



(a) Régimen de la turbina 100000 rpm



(b) Régimen de la turbina 150000 rpm



(c) Régimen de la turbina 200000 rpm

Figura 5.11: Pérdidas en la reflexión de la turbina con TGV al 90 %

rencias de las pérdidas acústicas entre los diferentes regímenes (a, b y c) de giro del turbogruppo en relaciones de expansión elevadas, para una misma relación de expansión. También se distingue que para un mismo régimen de giro entre las relaciones de expansión altas las diferencias son reducidas (2,5 y 3).

Cabe destacar que el área efectiva no es el único parámetro que influye en la respuesta acústica de la turbina, entre otros el rendimiento de esta y la temperatura de los gases de escape influyen haciendo que en algunos casos a pesar de que no haya fuertes variaciones en el área efectiva se produzcan respuestas muy diferentes.

La temperatura de entrada a la turbina a la que se han realizado estas pruebas ha sido de 700 K, cambios en esta temperatura producirían un cambio de la longitud de onda.

Onda reflejada

En el caso de las matrices de transferencia de la onda reflejada, al duplicar el régimen de giro no existen variaciones superiores a 1 dB. El régimen de giro de la turbina como se ha mencionado anteriormente no es un parámetro muy influyente, llegando incluso en altas relaciones de expansión, a que la matriz de transferencia se vuelva insensible a los cambios en este. A bajas relaciones de expansión y dependiendo del régimen de giro existen variaciones de 1-2 dB.

En las matrices de transferencia de la onda reflejada, en relaciones de expansión pequeñas, el valor de apertura de la TGV afecta en variaciones del orden de 2-3 dB, produciendo cambios muy leves para relaciones de expansión elevadas.

En cuanto a la relación de expansión, cabe decir que es el parámetro que más afecta a las matrices produciendo variaciones del orden de 3-4 dB. Las mayores diferencias se producen en relaciones de expansión bajas donde los efectos no lineales son más pronunciados, cuando la relación de expansión de la turbina supera el valor de 2, las diferencias no llegan a superar la unidad de decibelio.

Con respecto a la onda reflejada, se puede afirmar que la zona de bajas relaciones de expansión supone la zona que mayor densidad de puntos necesita para optimizar la interpolación, debido a, como ocurre en la transmitida, los efectos no lineales que son más importantes en esta zona.

Ejemplo de esto y a semejanza de lo dicho anteriormente para la onda transmitida, en la Figura 5.9 se puede apreciar como en las relaciones de expansión altas (2,5 y 3) las diferencias son mínimas para un mismo régimen de giro. También se puede apreciar que al aumentar el régimen de giro no varían demasiado las pérdidas en las relaciones de expansión altas.

Capítulo 6

Segundo estudio: Aplicación del método a simulaciones de motor

6.1. Introducción

En este capítulo se pretende comprobar si en el caso de un motor completo se puede simular de forma óptima acústicamente la turbina interpolando matrices de transferencia. Para ello se hará uso de 4 casos que han sido ya calculados y utilizados en el instituto universitario CMT-Motores Térmicos. De esta forma se puede comprobar las limitaciones del método a estudiar.

En el siguiente apartado se tratará el planteamiento del segundo estudio, más adelante también se expondrá las tendencias que presentan las gráficas de los datos una vez procesados con *Matlab* y las conclusiones se expondrán como ya se mencionó en el capítulo siguiente.

6.2. Planteamiento

El objetivo principal de este estudio consiste en aplicar la interpolación de matrices de transferencia y comparar lo obtenido con resultados de simulaciones del motor completo calculado en *OpenWAM*.

Para ello se estudiarán cuatro casos, como ya se mencionó anteriormente, y cuyos datos quedan recogidos en la Tabla 6.1.

Caso	TGV [-]	N_{reg} [rpm]	π_{exp} [-]	Régimen del motor [rpm]
1	3 %	$1 * 10^5$	1.9	1250
2	10 %	$1,625 * 10^5$	2.6	1500
3	20 %	$1,75 * 10^5$	2.5	1750
4	30 %	$1,75 * 10^5$	2.35	2000

Cuadro 6.1: Casos a estudiar en el segundo estudio

A su vez, en cada uno de los casos se generaran otros dos casos más, uno con una relación de expansión superior y otro con una relación inferior. Estos casos se calculan con el esquema utilizado en el primer estudio.

Una vez se obtienen las matrices de transferencia se interpolan y se obtiene una PSD para compararla con la obtenida con el motor completo.

La interpolación se realiza utilizando la siguiente fórmula:

$$TR_{int} = TR_{inf} + (TR_{sup} - TR_{inf}) * \frac{\pi_{exp} - \pi_{exp_{inf}}}{\pi_{exp_{sup}} - \pi_{exp_{inf}}} \quad (6.1)$$

Siendo TR la matriz de transferencia. Se procede aplicando la misma formula tanto para obtener la correspondiente a la incidente como a la reflejada.

Se van a realizar dos veces el estudio variando la amplitud del pulso, en uno se utilizará 10^3 Pa y en otro 10^4 Pa. Con el fin de conocer cual es el óptimo.

6.2.1. Archivos

Para realizar este estudio, a diferencia del primero, también se utiliza un archivo *.xml* en el que se recoge toda la información del motor y de todos sus componentes no solo de la turbina. Este ha sido cedido por el tutor y corresponde con el motor R9M de Renault, el cual ha sido muy estudiado por el instituto CMT.

Para cada caso se necesita el archivo de motor completo y otro de turbina ambos *.xml*, también se necesitan cuatro pulsos de presión *.txt* para poder ejecutar y crear dos intervalos de relaciones de expansión con diferente amplitud de los pulsos de presión en cada uno (10^3 y 10^4). Estos intervalos se utilizaran para interpolar la matriz de transferencia con *Matlab* según la relación de expansión y así probar si mediante un pulso aleatorio y la matriz interpolada se puede conseguir resultados acústicos parecidos a los producidos por una simulación unidimensional de la turbina.

Finalmente se requieren un total de 8 archivos *.xml* con instrucciones y 16 archivos *.txt* con información de pulsos de presión. Los pulsos se generan como se explicó en el primer estudio.

6.2.2. Motor a estudiar

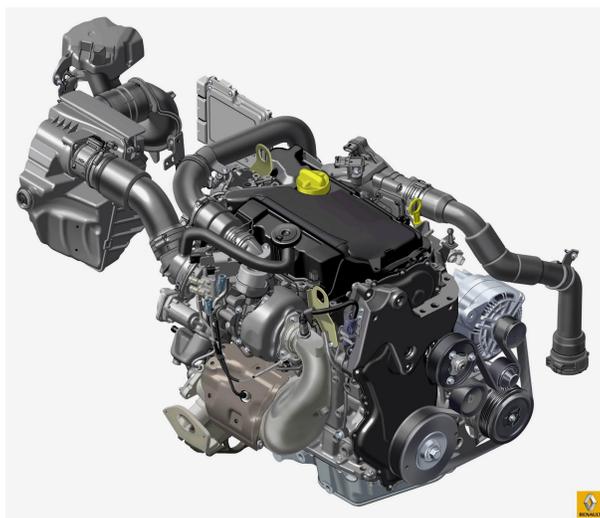


Figura 6.1: Motor Renault R o Type-R

El motor escogido para este estudio se trata del motor Renault R o Type-R (Figura 6.1) también denominado 1.6 dCi. Con una configuración de cuatro cilindros en líneas y cuatro válvulas por cilindro. Como se mencionó anteriormente este motor fue elegido por lo mucho que se ha estudiado en el instituto CMT.

Los cuatro cilindros de este motor diesel aportan una potencia de 96-132 kW y un momento de 320-400 Nm [12]. Como datos interesantes a destacar cabe mencionar la existencia de un sistema de doble turbosobrealimentación, un sistema Common rail de inyección directa y doble EGR (de alta y de baja).

Producido desde 2011 se ha aplicado en una gran variedad de modelos: Renault Scenic (2011), Nissan Qashqai (2011), Renault Megan (2012), Renault Fluence (2013), Mercedes Vito (2014), Mercedes C Class (2014), Renault Kadjar (2014), Renault Talisma (2016), etc.

6.3. Resultados

Los resultados del presente estudio se muestran en figuras que van desde la Figura 6.2 a la Figura 6.9. Este estudio se ha realizado aplicando un pulso máximo de 10^3 Pa.

Pulso pequeño

El estudio de pulso pequeño se muestra en: Figura 6.2, Figura 6.3, Figura 6.4 y Figura 6.5. En este estudio se ha realizado aplicando un pulso máximo de 10^3 Pa.

■ Onda transmitida

Se produce un error en el primer armónico del orden de 8-10 dB que es más pronunciado en los primeros casos. Se puede apreciar sobre todo en la Figura 6.2 (a).

Cabe destacar que se produce cierto error en las altas frecuencias. Posiblemente debido a la interacción con los elementos aguas abajo del motor. Las ondas se reflejan en estas discontinuidades y alteran la acústica de este elemento. También puede ser debido a la utilización de un pulso aleatorio para el cálculo de matrices de transferencia, siendo el resultado dependiente de la morfología del pulso.

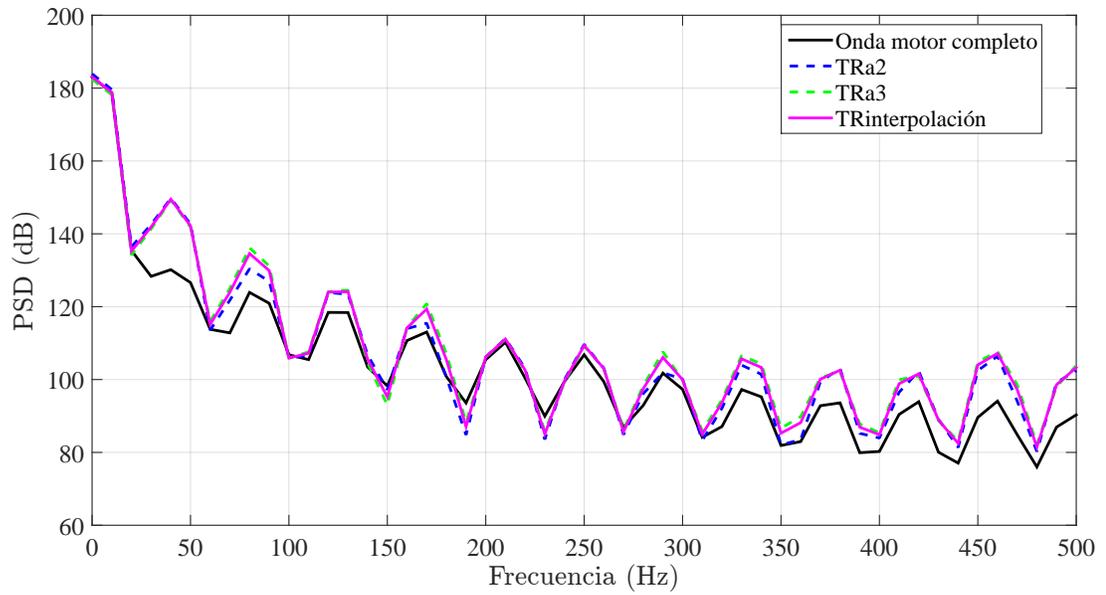
■ Onda reflejada

Las frecuencias altas, como en el caso de la onda transmitida, es donde se produce mayor error. La diferencia entre la interpolación y la simulación de *OpenWAM* casi no presentan diferencias, se asemeja en un grado alto.

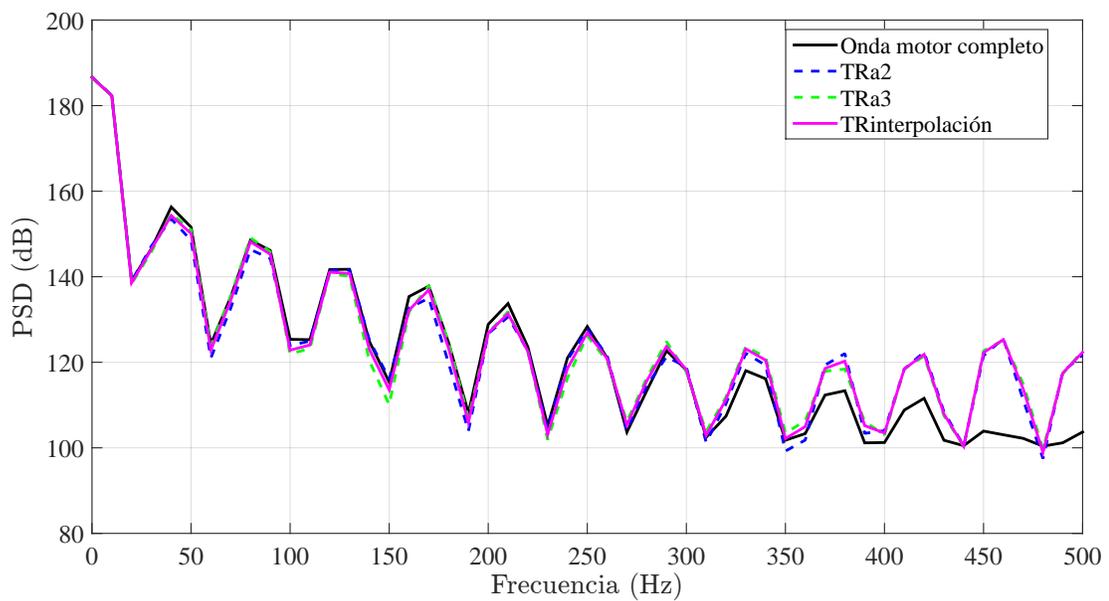
Pulso grande

El estudio de pulso grande se muestra en: Figura 6.6, Figura 6.7, Figura 6.8 y Figura 6.9. En este estudio se ha realizado aplicando un pulso máximo de 10^4 Pa.

■ Onda transmitida

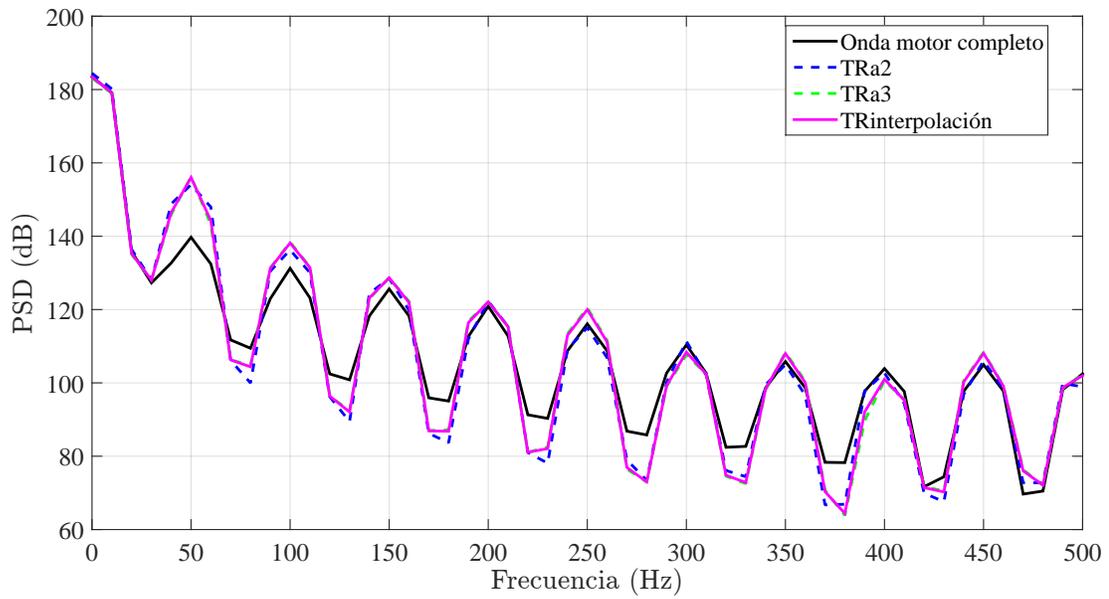


(a) Onda transmitida en la salida de la turbina

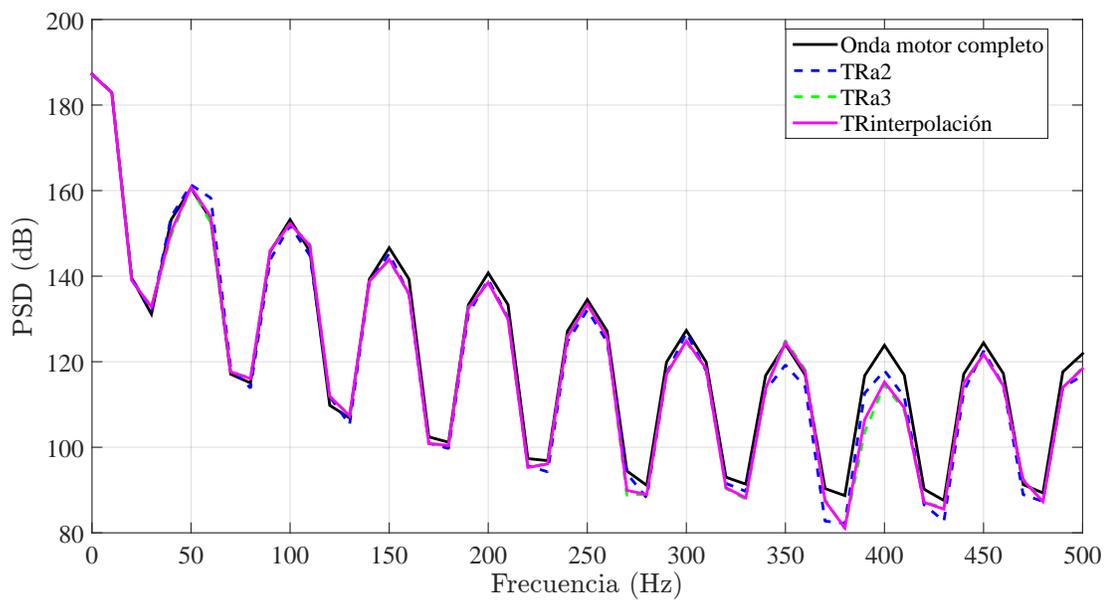


(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.2: Caso 1 con pulso de presión del orden de 10^3

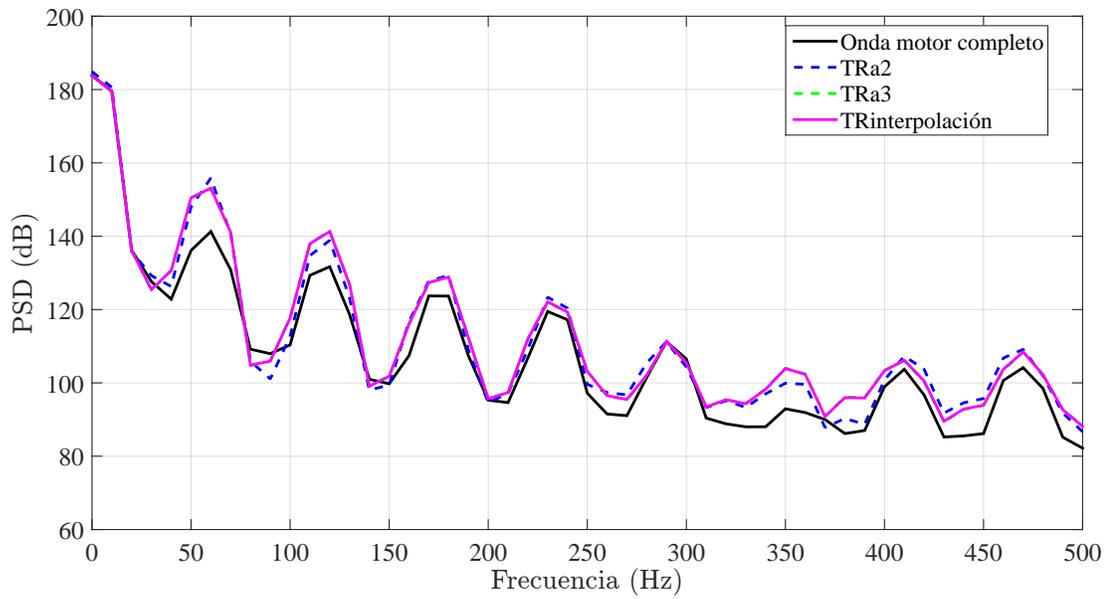


(a) Onda transmitida en la salida de la turbina

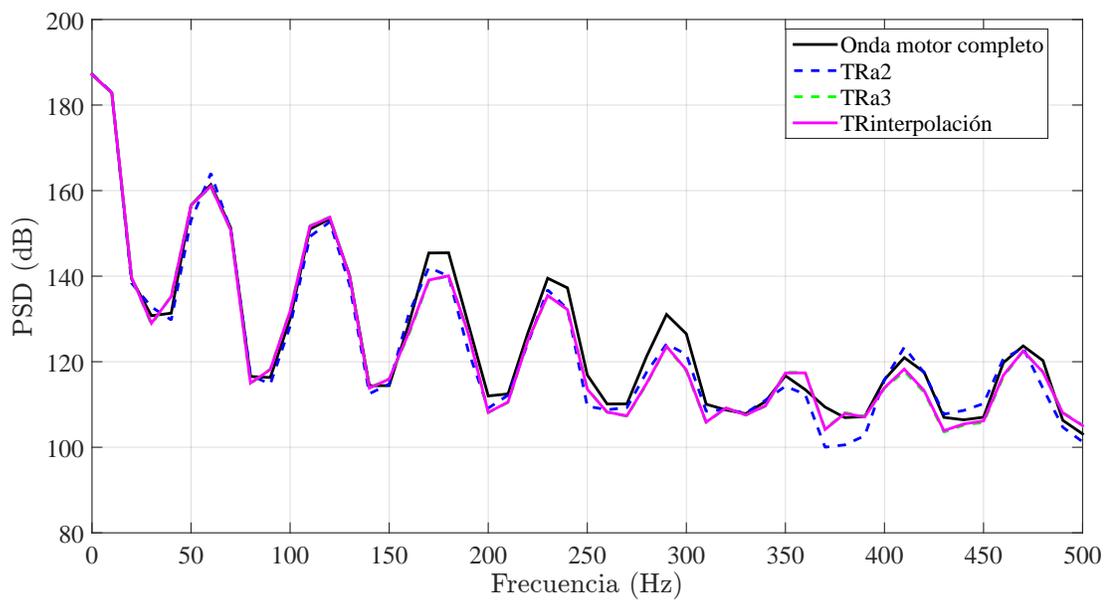


(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.3: Caso 2 con pulso de presión del orden de 10^3

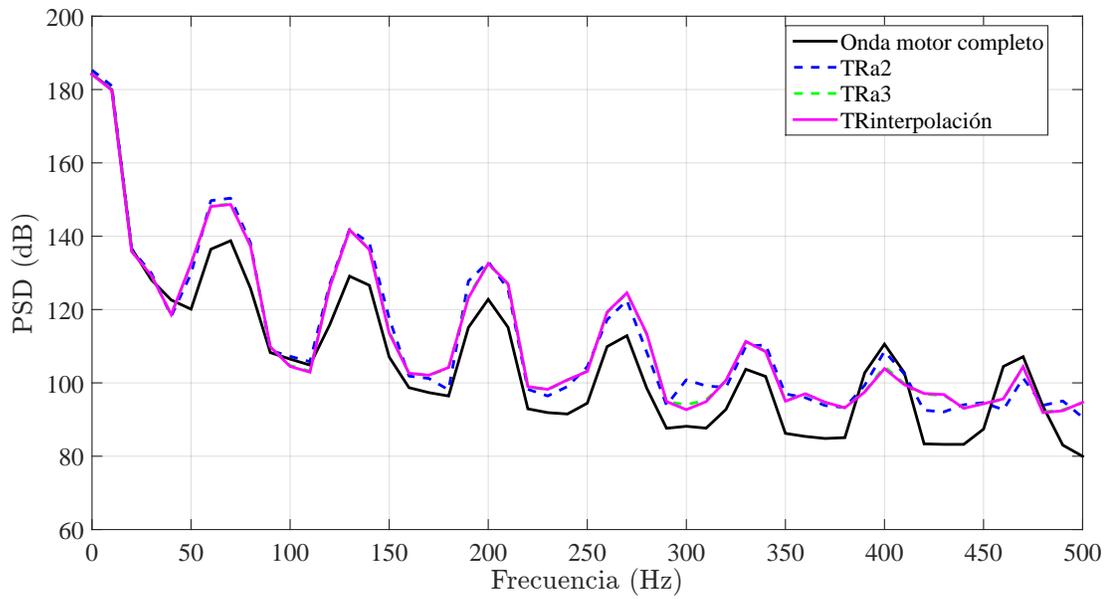


(a) Onda transmitida en la salida de la turbina

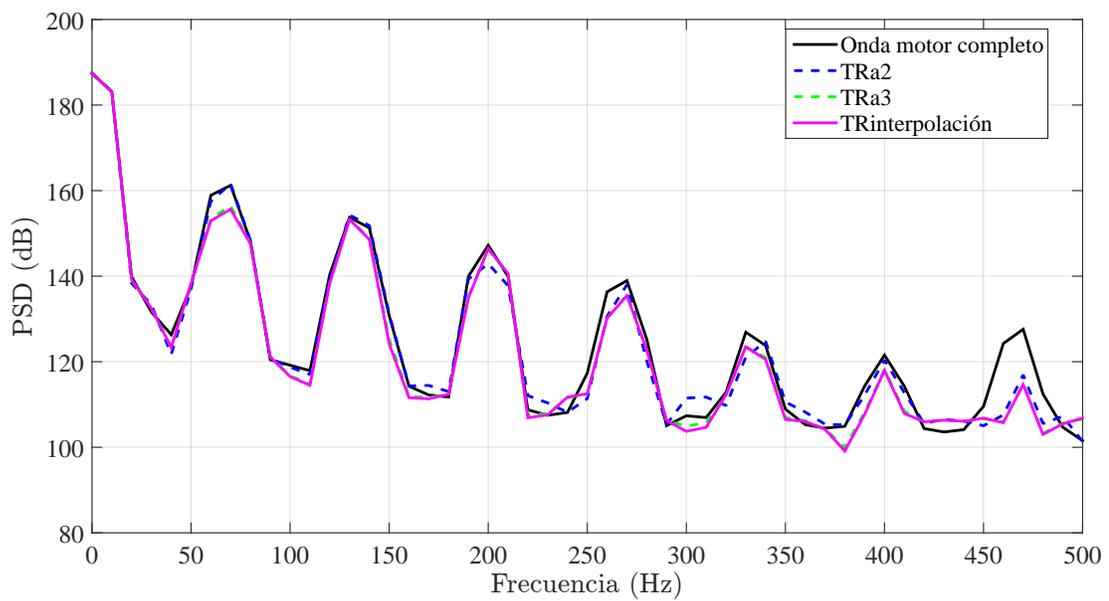


(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.4: Caso 3 con pulso de presión del orden de 10^3

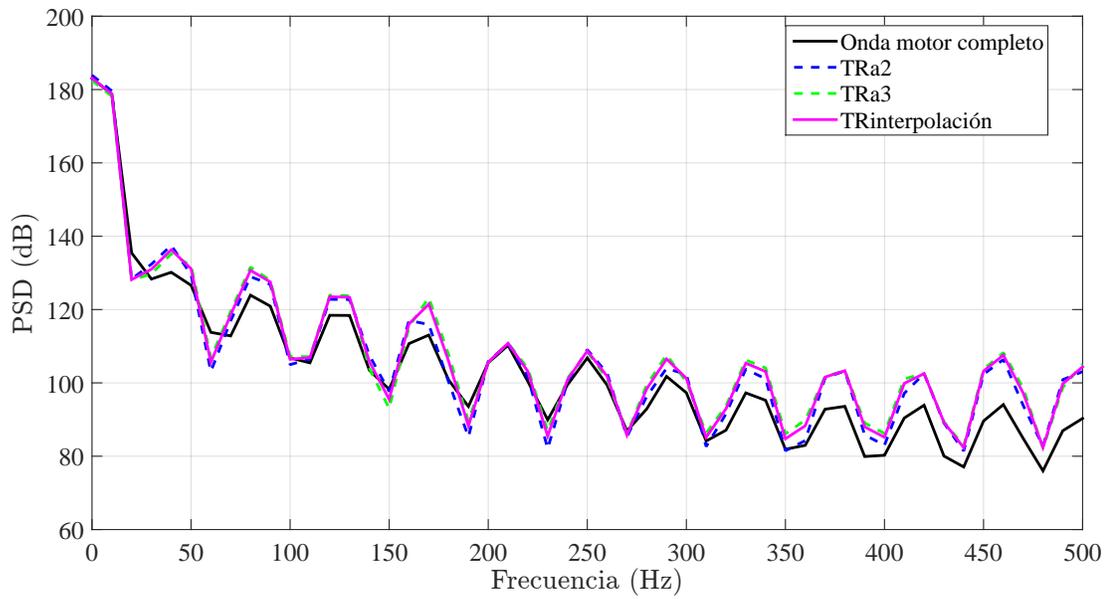


(a) Onda transmitida en la salida de la turbina

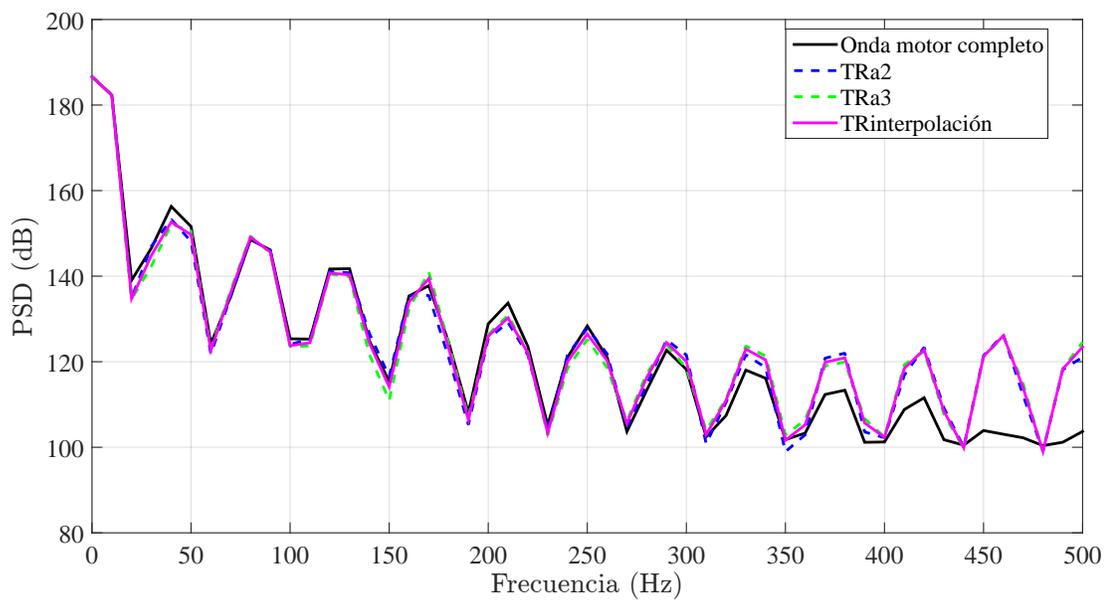


(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.5: Caso 4 con pulso de presión del orden de 10^3

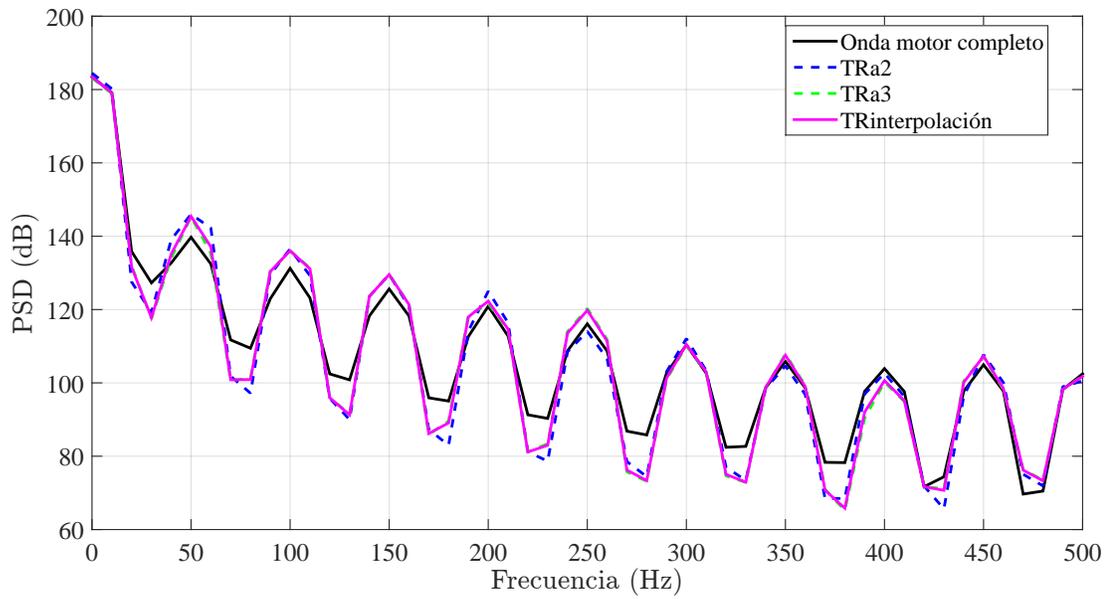


(a) Onda transmitida en la salida de la turbina

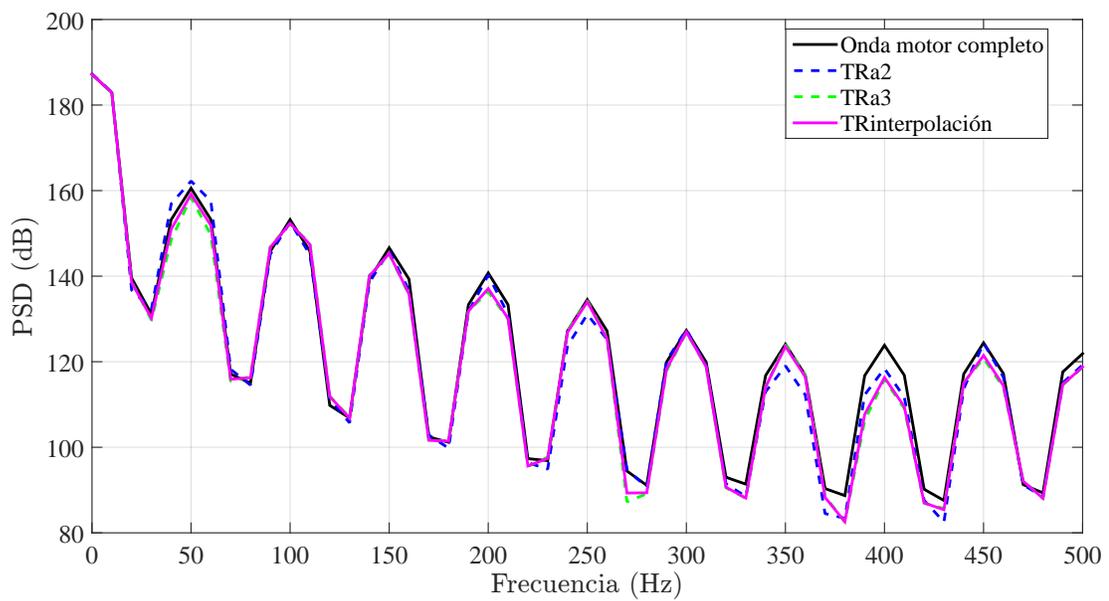


(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.6: Caso 1 con pulso de presión del orden de 10^4

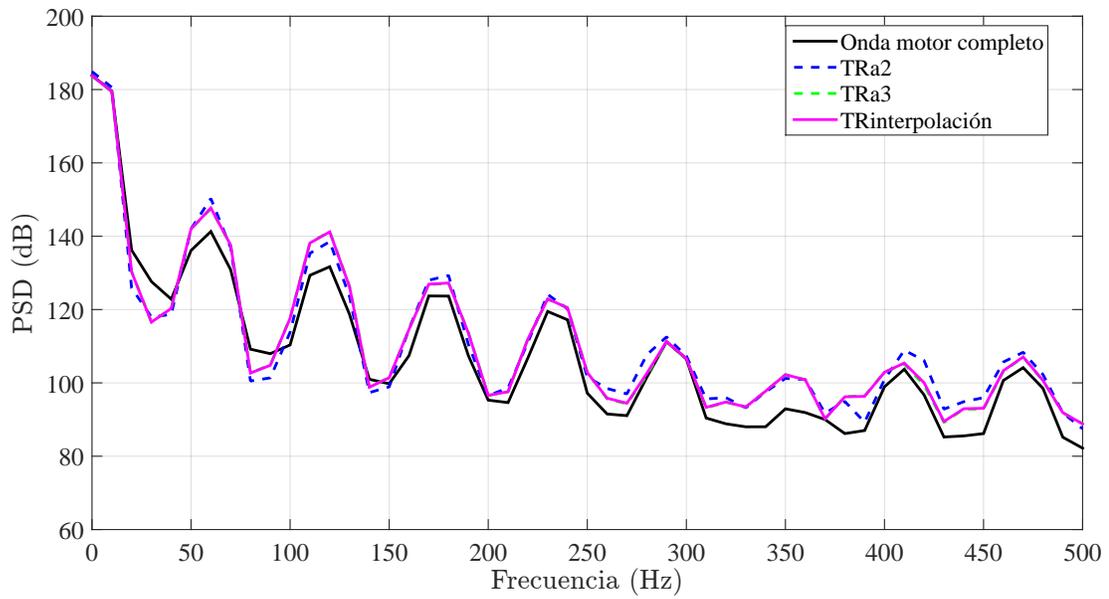


(a) Onda transmitida en la salida de la turbina

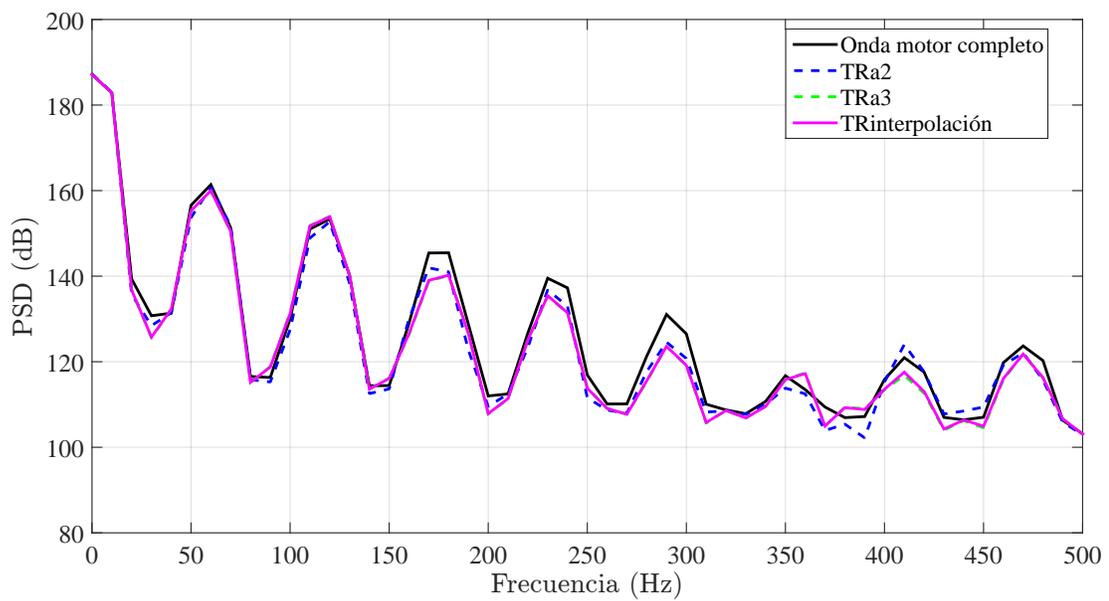


(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.7: Caso 2 con pulso de presión del orden de 10^4

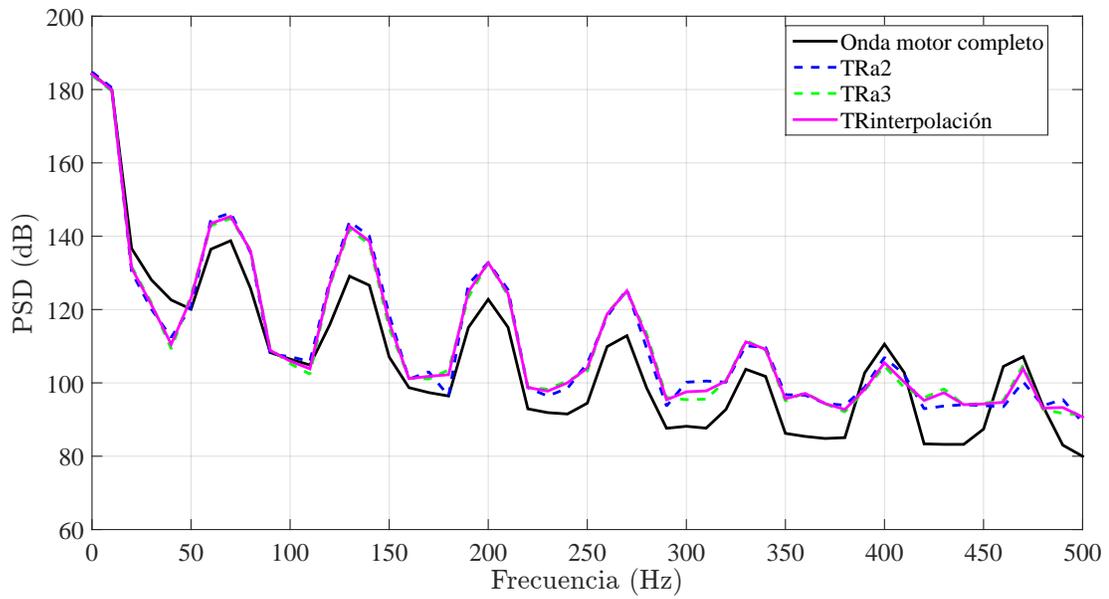


(a) Onda transmitida en la salida de la turbina

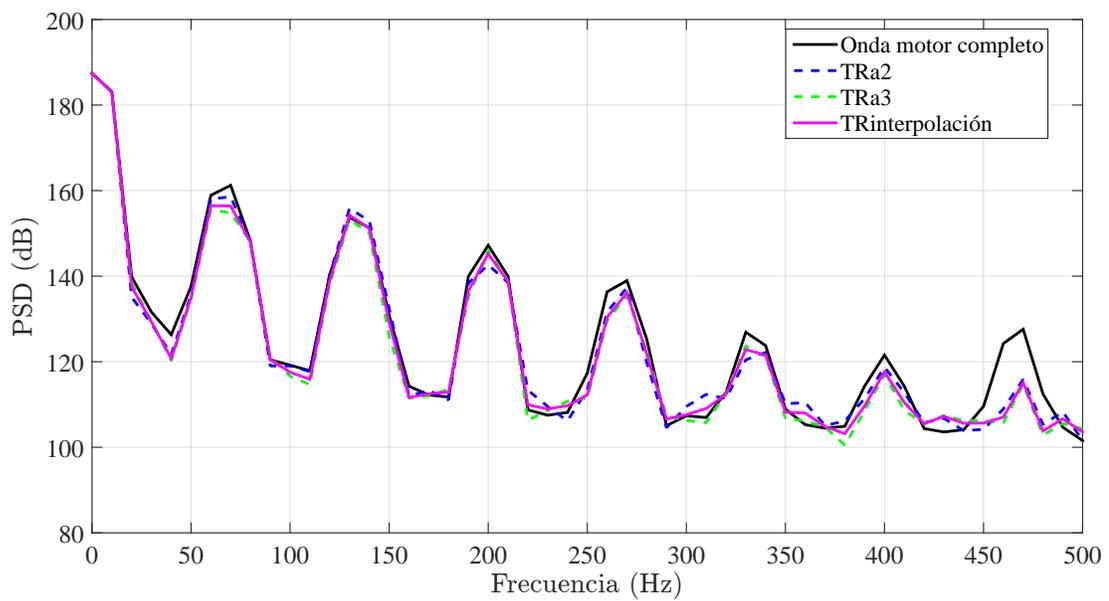


(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.8: Caso 3 con pulso de presión del orden de 10^4



(a) Onda transmitida en la salida de la turbina



(b) Onda reflejada a la entrada de la turbina

Figura 6.9: Caso 4 con pulso de presión del orden de 10^4

A diferencia del estudio de pulso pequeño en la onda transmitida los primeros armónicos mejoran mucho , esto puede deberse a que al aumentar la amplitud del pulso se barre una zona mucho más amplia de áreas efectivas que con el pulso de 10^3 Pa.

- **Onda reflejada**

No se aprecian diferencias notables con el pulso pequeño, sin apenas error solo en las zonas de altas frecuencias donde se produce ciertas desviaciones leves.

Capítulo 7

Conclusiones

En el presente TFG se ha planteado como podría simularse, que factores influyen y cuanto error se obtiene en la acústica de la turbina cuando se utiliza la interpolación de matrices de transferencia acústicas para obtener las pérdidas de transmisión de la onda incidente y de la reflejada en este elemento. Tras la realización de este, se pueden extraer una serie de ideas de vital importancia y que servirán de guía para futuros trabajos y la posible aplicación del modelo en *OpenWAM*.

Como se ha apreciado a lo largo del trabajo, para la consecución del objetivo principal se ha visto necesario la realización de dos estudios diferentes. Del primer estudio de sensibilidad de la matriz de transferencia, se puede extraer como conclusiones la necesidad de diferentes densidades de puntos a la hora de interpolar dependiendo de los parámetros de funcionamiento, como se especificó en la parte de resultados del capítulo pertinente.

Del segundo estudio se pueden extraer cuales son las frecuencias en las que peor se simula comparando la interpolación, con los resultados obtenidos del motor completo en *OpenWAM*. De esta forma no evitamos el error, pero conocemos donde hay más posibilidades de que el método nos esté proporcionando información incorrecta.

7.1. Ventajas

Las ventajas que presenta el método quedan recogidas en el siguiente apartado, siendo la justificación de porqué sería interesante la implementación de este método.

Resulta un método barato, la aplicación de este no implica costes extras más que el tiempo de programación, el cual es bastante reducido, lo único que cabe mencionar es que se deberá añadir un preproceso para calcular los puntos con los que luego se va a interpolar, este tiempo tendrá un sobre coste asociado que luego se podrá contrarrestar ya que se evitará el cálculo unidimensional siendo el resultado final un ahorro en tiempo, dependiendo del número de configuraciones que se vayan a estudiar con esa turbina, si es únicamente una configuración puede resultar en un incremento al tiempo de cálculo.

El proceso de interpolación es rápido, casi instantáneo siendo lo único que acarrea tiempo extra el proceso de obtención de puntos para la interpolación indicado en el párrafo anterior.

Calcula razonablemente bien la acústica, los datos que se extraen del segundo estudio donde se compara la interpolación con la simulación unidimensional muestran un error máximo de 8-10 dB en ciertas frecuencias, siendo la media de error de 3-4 dB de error en todo el espectro.

Se puede aplicar este método para otorgar a los cálculos de valor medio de resultados acústicos, lo cual antes era imposible debido al carácter cero dimensional utilizado en estos. Con la caracterización de la turbina mediante un mapa de puntos, la acústica resulta en una multiplicación de matrices de transferencia gracias a la interpolación de puntos en la turbina en función de las condiciones de operación.

7.2. Trabajos futuros

Aunque los objetivos mencionados al principio del trabajo se han cumplido, existen una serie de tareas complementarias que podrían realizarse con el fin de mejorar la simulación acústica del método de interpolación de matrices de transferencia.

En primer lugar, cabe mencionar que a lo largo del trabajo se ha asumido condiciones isotermas, es decir no ha existido variación de la temperatura en la entrada de la turbina. Sin embargo como se vio en el apartado 4.2.4, la variación de la temperatura provocaba cambios en la acústica del medio similares a la variación del área efectiva, siendo por tanto un parámetro nada despreciable. La simulación correcta de estas variaciones de temperatura junto con las variaciones de área efectiva suponían una cantidad de trabajo que excedía lo reglamentado para un Trabajo Final de Grado, no obstante no deja de ser una parte muy importante y que debería desarrollarse y estudiarse a semejanza de los estudios expuestos en el presente trabajo.

Con relación a la temperatura cabe destacar que el rendimiento sería un parámetro importante a tener en cuenta en futuros estudios, para los realizados en este trabajo se ha respetado de forma indirecta ya que las matrices con las que se ha trabajado tenían en cuenta este parámetro pero no se ha estudiado con la misma profundidad que el área efectiva, cambios bruscos en el rendimiento conllevarían a un salto de temperaturas diferente requerido para mover el compresor y por tanto a variaciones en las condiciones acústicas del aire que trasiega. También sería necesario tener en cuenta el rendimiento y la temperatura para el cálculo de los transitorios.

Otro factor importante en la acústica de la turbina debido a la condición de no linealidad, es la morfología del pulsos. Los pulsos que se impongan en la turbina deberían tener una forma similar al pulsos que se encontraría la turbina en el caso de que estuviese el motor en funcionamiento y en las mismas condiciones que el caso a estudiar.

Para finalizar, también sería interesante poder realizar el preproceso de puntos a interpolar con el esquema del motor completo a estudiar, con el fin de albergar una mayor precisión, de esta forma las resonancias que puedan producirse aguas abajo debido a la interacción de los pulsos impuestos a la turbina podrían calcularse otorgando una disminución del error con respecto al cálculo unidimensional.

Todas estas mejoras supondrían un mayor coste computacional, o lo que es lo mismo un mayor tiempo de cálculo. Se tendría que valorar hasta donde merece la pena refinar en precisión para no retrasar demasiado el cálculo, no se puede olvidar que la finalidad del programa *OpenWAM* es calcular de forma rápida siendo su objetivo los cálculos en el prediseño de MCIA.

7.3. Limitaciones

El método empleado en este estudio para la simulación acústica, a pesar de conseguir resultados razonables, se encuentra limitado por numerosas fuentes de error que se describirán a continuación:

Una de las principales fuentes de error es la temperatura, como se ha comentado en el apartado anterior actúa acústicamente como si de una variación geométrica del área se tratase. Variaciones fuertes de temperatura modifican la longitud de onda de las ondas que llegan a la turbina debido a la variación de la velocidad del sonido.

El rendimiento también es un factor que limita la precisión, ya que como se ha comentado anteriormente no se ha tratado de forma exhaustiva, el rendimiento no es constante a lo largo del funcionamiento de un motor y variaciones de este producen saltos de temperaturas y a su vez cambios en la velocidad del sonido. Dado que la velocidad del sonido es dependiente de la raíz cuadrada de la temperatura, los cambios en esta última producen cambios de menor importancia en la primera. Además, las variaciones en el rendimiento son lo suficientemente pequeñas como para que no haya sido tenido tan en consideración como el área efectiva. No obstante podría ser interesante corroborar su poca influencia.

El carácter no lineal de la acústica produce un error debido a la hipótesis de linealidad asumida. La forma del pulso resulta fuente de error, el pulso aleatorio utilizado para probar dista de la forma que tendría un pulso de motor entrando en la turbina.

También cabe mencionar que el extremo anecoico utilizado en el archivo no es del todo parecido a la condición de contorno existente realmente en un motor, ya que sí que existen partes que producen reflexión de ondas y éstas interfieren en la acústica de la turbina. Para tenerlas en cuenta, tendría que haberse completado la caracterización mediante pulsos generados en la salida de la turbina con un extremo anecoico en su entrada, pudiéndose así completar la matriz de transferencia. La importancia de la reflexión de las ondas de presión que viajan aguas arriba hacia la salida de la turbina puede explicar el que los mayores errores de la aplicación de la aproximación llevada a cabo en este trabajo se den precisamente en la onda transmitida.

Parte II

Planos

Parte III

Pliego de Condiciones

Capítulo 8

Pliego de condiciones

8.1. Introducción

El presente Trabajo Fin de Grado consta únicamente de parte teórica, por lo tanto a la hora de elaborar el pliego de condiciones solo se hará mención a los artículos relacionados con las obligaciones de los trabajadores y su seguridad e higiene en el puesto de trabajo. Tras cada artículo se explicará de que manera se ha cumplido en el puesto en el que se ha realizado el proyecto.

8.2. Artículo I: Obligaciones y derechos de los trabajadores

Incumbe a los trabajadores, la obligación de cooperar en la prevención de riesgos profesionales en la empresa y el mantenimiento de la máxima higiene en la misma, a cuyos fines deberán cumplir fielmente los preceptos de esta Ordenanza y de sus instrucciones complementarias, así como las órdenes e instrucciones, que a tales efectos les sean dados por sus superiores.

Los trabajadores, expresamente, están obligados a:

- *Recibir las enseñanzas sobre materia en Seguridad e Higiene y sobre salvamento y socorrismo en los centros de trabajo que les sean facilitados por la empresa o en las instrucciones del Plan Nacional.*
- *Usar correctamente los medios de protección personal y cuidar de su perfecto estado de conservación.*
- *Dar cuenta inmediatamente a sus superiores de las averías y las deficiencias que puedan ocasionar peligros en cualquier centro o puesto de trabajo.*
- *Cuidar y mantener su higiene personal para evitar enfermedades contagiosas o molestias a los compañeros de trabajo.*
- *Someterse a los reconocimientos médicos preceptivos y vacunaciones o inmunizaciones ordenados por las Autoridades Sanitarias competentes o por el Servicio Médico de las Empresas.*
- *No introducir bebidas u otras sustancias no autorizadas en los centros de trabajo. Tampoco se podrá presentar o permanecer en los mismos en estado de embriaguez o de cualquier otro género de intoxicación.*
- *Cooperar en la extinción de siniestros y en el salvamento de las víctimas de accidentes de trabajo en las condiciones que, en cada caso, fueren racionalmente exigibles.*

Todo trabajador, después de solicitar de su inmediato superior medios de protección personal de carácter preceptivo para la realización de su trabajo, queda facultado para demostrar la ejecución de éste, en tanto no le sean facilitados dichos medios, si bien deberá dar cuenta del hecho al Comité de Seguridad e Higiene o a uno de sus compañeros, sin perjuicio, además de ponerlo en conocimiento de la Inspección Provincial de Trabajo.

No se ha incumplido ninguno de estos aspectos durante la ejecución del proyecto en el Instituto CMT-Motores Térmicos.

8.3. Artículo II: Seguridad estructural

Todos los edificios permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los fenómenos atmosféricos. Por este motivo los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad, las cargas para las que han sido calculados.

Además, para preservar esta seguridad, se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales pueden soportar o suspender, quedando totalmente prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

El edificio 6D de la Univesitat Politècnica de Valencia donde se ha desarrollado la mayor parte del trabajo consta del cumplimiento de la seguridad estructural, siendo un edificio seguro en este sentido.

8.4. Artículo III: Superficies y cubicación

Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:

- *Tres metros de altura desde el piso al techo.*
- *Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.*
- *Diez metros cúbicos para trabajador*

No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado 1 podrá quedar reducida hasta 2,5 m, pero respetando la cubicación que se establece en el tercer apartado y siempre que el aire se renueve suficientemente.

Para el cálculo de la superficie y el volumen, no se tendrán en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

Este artículo también se cumple para el edificio donde se ha realizado el proyecto.

8.5. Artículo IV: Suelos, techos y paredes

El pavimento constituirá un conjunto homogéneo, llano y liso, sin soluciones de continuidad; será de material consistente, no resbaladizo o susceptible de serlo con el uso y además de fácil limpieza. Estará al mismo nivel, y de no ser así, se salvarán las diferencias de altura por medio de rampas con pendientes no superiores al 10 %.

Por otro lado, tanto los techos como las paredes, deberán reunir las condiciones que se establezcan para estos en el artículo segundo.

La sala donde se realizó el presente Trabajo Final de Grado cumple estos requerimientos en cuanto a los materiales del suelo como del techo proporcionando espacios seguros y cómodos.

8.6. Artículo V: Disposiciones generales

Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta, pero en cualquier caso apropiado a las operaciones que en ellos se esté realizando. Aunque la luz, como se acaba de comentar puede ser natural o artificial, se intentará en la medida de lo posible que ésta sea natural

Se deberá intensificar la iluminación en máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.

El lugar de trabajo cuenta con grandes ventanas, las cuales permiten el acceso de luz natural durante el día a los puestos de trabajo, además puede combinarse esta luz natural con luz blanca artificial para evitar reflejos. También se dispone de unas persianas venecianas para poder regular la cantidad de luz natural que entra a las salas. Asimismo, las escaleras de emergencia vienen señalizadas de forma inequívoca.

8.7. Artículo VI: Iluminación de emergencia

En todos los centros de trabajo, se dispondrá de medios de iluminación de emergencia adecuados a las dimensiones de los locales y al número de trabajadores ocupados simultáneamente, capaces de mantener al menos durante una hora la intensidad de cinco luxes y mediante una fuente de energía que será independiente del sistema normal de iluminación.

El edificio del Instituto CMT-Motores Térmicos cuenta con una señalización lumínica de emergencia correcta, también se ha informado con tiempo de los cortes puntuales de luz para evitar el apagado imprevisto de equipos y demás problemas derivados.

8.8. Artículo VII: Ventilación, temperatura y humedad

En los lugares de trabajo y sus anexos se mantendrá, por medios naturales o artificiales, unas condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor o de frío, humedad o sequía y los olores desagradables.

En ningún caso, el anhídrido carbónico ambiental, podrá sobrepasar la proporción de 50/10000, y el monóxido de carbono, la de 1/10000.

En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y por trabajador, será al menos de 30 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios, ni a diez veces a trabajos que exijan un esfuerzo físico superior al normal. En el otro extremo, la circulación de aire en locales cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en

ambientes extremadamente calurosos.

En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas, serán evitadas las variaciones bruscas por el medio que se considere más eficaz. Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente de unas condiciones a las otras.

De acuerdo con todo lo anterior, se fijan como límites de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

- *Para trabajos sedentarios: de 17 a 22° C*
- *Para trabajos ordinarios: de 15 a 18° C*
- *Para trabajos que exijan acusado esfuerzo muscular: de 12 a 15° C*

A pesar de estas limitaciones, todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas de calor. La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 %, salvo en instalaciones que haya peligro de generarse electricidad estática, en cuyo caso, los turnos adecuados.

Todas las medidas recogidas en este artículo se cumplen, existiendo una ventilación adecuada y aire acondicionado en todas las salas del edificio proporcionando un clima con la temperatura dentro de lo establecido en la normativa.

8.9. Artículo VIII: Ruidos, vibraciones y trepidaciones

Este artículo no se puede aplicar para este proyecto ya que el trabajo ha sido exclusivamente teórico por lo tanto no han existido máquinas que produzcan este tipo de ruidos vibraciones o trepidaciones desagradables en el lugar de trabajo.

8.10. Artículo IX: Protección contra contactos en equipos eléctricos

En las instalaciones y equipos eléctricos, para la protección de las personas contra los contactos con partes habitualmente en tensión, se adoptarán alguna de las siguientes prevenciones:

- *Se alejarán las partes activas de la instalación a distancia suficiente del lugar donde las personas habitualmente se encuentran o circulan, para evitar un contacto fortuito o por la manipulación de objetos conductores, cuando éstos puedan ser utilizados cerca de estas partes activas de la instalación.*
- *Se recubrirán las partes activas con el aislamiento apropiado, que permita conservar indefinidamente las propiedades del conductor y que limiten la corriente de contacto a un valor inocuo para las personas.*

-
- *Se interpondrán obstáculos que impidan todo contacto accidental con las partes activas de la instalación. Los obstáculos de protección deben estar fijados en forma segura y ser capaces de resistir los esfuerzos mecánicos usuales. Para la protección contra los riesgos de contacto con las masas de las instalaciones que puedan quedar accidentalmente con tensión, se adoptarán, en corriente alterna uno o varios de los siguientes dispositivos de seguridad:*

- *Puesta a tierra de las masas. Las masas deben estar unidas eléctricamente a una toma de tierra o a un conjunto de tomas de tierra interconectadas, que tengan una resistencia apropiada. Las instalaciones, tanto con neutro aislado como con neutro unido a tierra, deben estar permanentemente controladas por un dispositivo que indique automáticamente la instalación o parte de la misma, en la que esté el defecto de la fuente de energía de la que alimenta.*
- *Dispositivos de corte automático o de aviso, sensibles a la corriente de defecto (interruptores diferenciales), o a la tensión de defecto (relés de tierra).*
- *Unión equipotencial o por superficie aislada de tierra o de las masas (conexiones equipotenciales).*
- *Separación de los circuitos de utilización de las fuentes de energía, por medio de transformadores o grupos convertidores, manteniendo aislada la tierra todos los conductores del circuito de utilización, incluso el neutro.*
- *Poner doble aislamiento de los equipos y máquinas eléctricas.*

En el caso de que existan en la empresa circuitos alimentados mediante corriente continua, se adoptarán sistemas de protección adecuados para cada caso, similares a los que se acaban de mencionar para la corriente alterna.

Los cables eléctricos de las instalaciones del edificio y los equipos eléctricos se encuentran perfectamente aislados para evitar problemas acorde al presente artículo.

8.11. Artículo X: Electricidad estática

Dado que no hay riesgo de acumulación de electricidad estática en el puesto de trabajo donde se ha desarrollado el presente Trabajo Final de Grado este artículo no ha sido considerado.

8.12. Artículo XI: Recomendaciones sobre materias inflamables

Debido al carácter teórico del trabajo este artículo tampoco se aplicará.

8.13. Artículo XII: Prevención y extinción de incendios

En los centros de trabajo que ofrezcan peligro de incendios, con o sin explosión, se adoptarán las prevenciones que se indican a continuación, combinando su empleo con la protección general más

próxima que puedan prestar los servicios públicos contra incendios:

1. *Donde existan conducciones de agua a presión, se instalarán suficientes tomas o bocas de agua a distancia conveniente entre sí y cercanas a los puestos fijos de trabajo y lugares de paso de personal, colocando junto a tales tomas las correspondientes mangueras, que tendrán la sección y resistencia adecuadas para soportarla presión.*
2. *Cuando se carezca normalmente de agua a presión, o ésta sea insuficiente, se instalarán depósitos con un volumen suficiente para poder combatir los posibles incendios.*
3. *En los incendios provocados por líquidos, grasas, pinturas inflamables o polvos orgánicos, solo se deberá emplear agua, y esta además muy pulverizada.*
4. *No se empleará agua para extinguir fuegos en polvos de aluminio o magnesio en presencia de carburo de calcio u otras sustancias que al contacto con el agua produzcan explosiones, gases inflamables o incluso nocivos.*
5. *En incendios que afecten a instalaciones eléctricas con tensión, se prohibirá el empleo de extintores de espuma química, soda ácida o agua.*
6. *En la proximidad a los puestos de trabajo con mayor riesgo de incendio, se dispondrán, colocados en sitio visible y accesible fácilmente, extintores portátiles o móviles sobre ruedas, de espuma física o química, mezcla de ambas o polvos secos, anhídrido carbónico o agua, según convenga a la causa determinante del fuego a extinguir que sea más probable que haga su aparición.*
7. *Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar o clase de incendio en el que deban emplearse. Estos extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.*
8. *Se instruirá al personal, cuando sea necesario, del peligro que presenta el empleo de tetracloruro de carbono y cloruro de metilo en atmósferas cerradas y de las reacciones químicas peligrosas que puedan producirse en los locales de trabajo entre los líquidos extintores y las materias sobre las que puedan proyectarse.*
9. *En las dependencias con alto riesgo de incendio, queda terminantemente prohibido fumar o introducir cerillas, mecheros o útiles de ignición. Esta prohibición se indicará con carteles visibles la entrada y en los espacios libres de las paredes de tales dependencias.*
10. *Se prohíbe igualmente al personal introducir o emplear útiles de trabajo, no autorizados por la empresa que puedan ocasionar chispas por contacto o proximidad a sustancias inflamables.*
11. *Es obligatorio el uso de guantes, manoplas, mandiles o trajes ignífugos, y de calzado especial contra incendios, que las empresas facilitarán a los trabajadores para uso individual.*

El edificio del instituto CMT-Motores Térmicos cuenta con todas las medidas contra incendios necesarias para cumplimentar todo lo comentado en este artículo.

Parte IV

Presupuesto

Capítulo 9

Presupuesto

9.1. Introducción

Por último se tratará el presupuesto que se estima necesario para el desarrollo en su totalidad del presente trabajo.

Al tratarse de un trabajo teórico no existirán casi costes asociados a maquinaria.

9.2. Presupuesto parcial

En este apartado se detallará por separado los costes que acarrea cada una de las actividades necesarias para la realización del presente Trabajo Final de Grado. La unidad monetaria utilizada será el euro (€).

Durante el proyecto se ha contado con la participación de personal de tres niveles de formación:

- Ingeniero postdoctorado e investigador. El valor del tiempo de supervisión se estima en 70€/h.
- Ingeniero doctor. Ingeniero especializado en el desarrollo del modelo de turbogrupo utilizado en *OpenWAM*. Su coste horario puede estimarse en 45 €/h.
- Ingeniero de grado. Con una contribución de 25 €/h.

1. **Recopilación de información** La búsqueda de información fue un la primera etapa en el desarrollo de este proyecto, consistió en la recopilación de todo aquel material que pudiera servir para introducir teóricamente el estudio de viabilidad a realizar. En este sentido, el coste de la bibliografía no se ha tenido en cuenta por ser un material propiedad de la universidad, tratarse de recursos adquiridos con suficiente tiempo o disponibles libremente en internet.

Recurso	Unidades [h]	Precio unitario [€/h]	Importe [€]
Investigador	10	70	700
Ingeniero de grado	20	25	500
Bibliografía	-	-	0
Total			1200

Cuadro 9.1: Presupuesto de la recopilación información

2. Toma de contacto y primeras pruebas

Una vez recopilada la información, el siguiente paso a realizar fue entender el funcionamiento del programa y estudiar que clase de estudios serían interesantes mediante un barrido de pruebas. Los *software* utilizados contaban con licencia gratuita, por lo que el coste asociado a estos se asume nulo.

Recurso	Unidades [h]	Precio unitario [€/h]	Importe [€]
Investigador	10	70	700
Ingeniero doctor	10	45	450
Ingeniero de grado	40	25	1000
Licencias	-	-	0
Total			2150

Cuadro 9.2: Presupuesto de las primeras pruebas

3. Establecimiento de los estudios y cálculo

Una vez realizados las pruebas se plantean los estudios definitivos a llevar a cabo y se preparan los archivos necesarios para la realización de estos. Para proceder no solo basta con archivos *.xml* que sirvan de instrucciones para *OpenWAM* sino que en algunos casos también se han de preparar inputs de pulsos de presión.

Recurso	Unidades [h]	Precio unitario [€/h]	Importe [€]
Investigador	20	70	1400
Ingeniero de grado	60	25	1500
Licencias	-	-	0
Total			2900

Cuadro 9.3: Presupuesto de planificación de estudios y cálculo

4. Postprocesado

Los resultados proporcionados por el programa se recogen en ficheros *.DAT* y esos se postprocesan con *Matlab*, para este programa se cuenta con una licencia investigadora.

Recurso	Unidades [h]	Precio unitario [€/h]	Importe [€]
Investigador	30	70	2100
Ingeniero de grado	100	25	2500
Licencias	-	-	413,22
Total			5013,22

Cuadro 9.4: Presupuesto de postprocesado

5. Redacción del documento

La redacción del documento es la última de las tareas para completar el Trabajo Final de Grado. Al utilizar *Latex*, no se considera costes adicionales de licencias, incluso la licencia del programa *Powerpoint* para desarrollar la presentación es gratuita para los estudiantes de la politécnica.

Recurso	Unidades [h]	Precio unitario [€/h]	Importe [€]
Ingeniero de grado	130	25	3250
Licencias	-	-	0
Total			3250

Cuadro 9.5: Presupuesto de redacción del documento

Recursos comunes

Para la realización del trabajo aparte de lo mencionado anteriormente ha sido necesario material adicional el cual se ha utilizado en cada una de las etapas anteriores. Entre este material destaca el ordenador personal del autor del trabajo y el material de oficina utilizado. El coste de amortización de estos equipos se calcula suponiendo un periodo de amortización de 5 años.

Concepto	
Equipo portátil	900 €
Coste total equipos	900 €
Periodo de amortización	5 años
Periodo amortizado	12 meses
Coste mensual de amortización	15 €
Coste total amortización	180 €

Cuadro 9.6: Amortización de los equipos informáticos utilizados

Recurso	Importe [€]
Amortización equipos	180
Material de oficina	40
Total	220

Cuadro 9.7: Presupuesto de los recursos comunes

9.3. Presupuesto global

Una vez calculado el presupuesto para cada actividad, se procede a calcular el presupuesto global.

Actividad	Importe [€]
1. Recopilación de información	1200
2. Toma de contacto y primeras pruebas	2150
3. Establecimiento de los estudios y cálculo	2900
4. Postprocesado	5013,22
5. Redacción del documento	3250
Recursos comunes	220
Total	14733,22

Cuadro 9.8: Presupuesto global del trabajo sin impuestos

Añadiendo un 21 % de IVA se obtiene el presupuesto total del proyecto.

Concepto	Importe [€]
Presupuesto bruto	14733,22
IVA (21 %)	3093,98
Presupuesto neto	17827,20

Cuadro 9.9: Presupuesto global del trabajo con IVA

Bibliografía

- [1] CHEN H Y WINTERBONE D, *A method to predict performance of vaneless radial turbine under steady and unsteady flow conditions*. In Proceedings of IMechE 4th International Conference on Turbo-chargers and turbocharging. Mechanical Engineering Publications, London, pp. 13?22. (1990).
- [2] COSTALL AW, MCDAVID RM, MARTÍNEZ-BOTAS RF ET AL, *Pulse performance modelling of a twin-entry turbocharger turbine under full and unequal admission*. In Proceedings of ASME Turbo Expo (2009).
- [3] GALINDO J, TISEIRA A, FAJARDO P ET AL, *Development and validation of a radial variable geometry turbine model for transient pulsating flow applications*. Energy Conversion and Management (2014).
- [4] CMT-MOTORES TÉRMICOS, *Openwam - The opensource 1D gas-dynamic code*. URL: <http://www.cmt.upv.es/OpenWam.aspx> (2018)
- [5] R. ALEGRE, *Trabajo Final de Grado, Modelo de Motor Virtual: Optimización del proceso de cálculo*, (2016)
- [6] DEPARTAMENTO DE ACÚSTICA, INSTITUTO CMT-MOTORES TÉRMICOS, *Apuntes de la asignatura Aeroacústica*. (2018)
- [7] OSMAN, OBSERVATORIO DE SALUD Y MEDIO AMBIENTE DE ANDALUCÍA, *Ruido y Salud* (2018)
- [8] AJUNTAMENT DE VALENCIA, *Mapas de ruido y diagnóstico sobre la contaminación acústica generada en el término municipal de Valencia* (2007)
- [9] F. PAYRI, J.R. SERRANO, *Motores de Combustión Interna Alternativos, Cap 11 Sobrealimentación* (2011)
- [10] J. GALINDO, F.J. ARNAU, L.M. GARCÍA-CUEVAS, P. SOLER., *Experimental validation of a quasi-2D radial turbine model* (2018)
- [11] J.G. PROAKIS, D.G. MANOLAKIS, *DIGITAL SIGNAL PROCESSING: Principles, Algorithms and Applications* (1996)
- [12] OCIO.NET *Motor R9M Renault* <https://www.ocio.net/motor/a-fondo-nuevo-motor-diesel-de-renault-r9m-1-6-dci/>

