



**Universidad**  
Zaragoza

# Trabajo Fin de Grado

Modelo aeroacústico computacional de un  
ventilador radial

Computational aeroacoustic model of a radial fan

Autor

Diego Marzo Galve

Directora

Beatriz Sánchez Tabuenca

Titulación del autor

Ingeniería de Tecnologías Industriales

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA. UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA.

2020



(Este documento debe entregarse en la Secretaría de la EINA, dentro del plazo de depósito del TFG/TFM para su evaluación).

D./D<sup>ña</sup>. Diego Marzo Galve ,en  
aplicación de lo dispuesto en el art. 14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de  
septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el  
Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,  
Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)  
Grado de Ingeniería de Tecnologías Industriales (Título del Trabajo)  
Modelo aeroacústico computacional de un ventilador radial

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser  
citada debidamente.

Zaragoza, 19 de Junio de 2020



Fdo: Diego Marzo Galve



## AGRADECIMIENTOS

---

En estas líneas, me gustaría expresar mi agradecimiento a aquellas personas que han colaborado conmigo en la realización de este proyecto durante los últimos dos cursos.

En primer lugar, agradecer de forma especial a Beatriz Sánchez Tabuenca por su disposición, dedicación, y apoyo, así como por los conocimientos que me ha transmitido y todas las enseñanzas que me han permitido tener una perspectiva más allá de las clases y una visión de futuro.

Agradecer también a Juan Lladó Paris, por la confianza mostrada en mí para comenzar este proyecto y el apoyo mostrado a lo largo del mismo y al resto de compañeros con los que he colaborado; Cristian Albero Posac por la paciencia mostrada conmigo para transmitirme nuevos conocimientos y Álvaro Rodríguez Cambra por su disposición y cooperación en todo momento.

Dar las gracias al grupo BSH por confiar en mí y en el proyecto y darme la oportunidad de ampliar mis conocimientos y acumular experiencias enriquecedoras para mi futuro.

Por último, agradecer a todas aquellas personas, familia y amigos, que me han acompañado y mostrado su apoyo a lo largo de esta etapa de cuatro años de grado que llega a su fin con este trabajo.



## RESUMEN

---

La reducción del ruido en los electrodomésticos se ha convertido en un parámetro fundamental en el diseño de los mismos. Es por ello, que resulta indispensable el desarrollo de herramientas que faciliten su estudio de forma rápida, fiable y económica.

En el caso de las cocinas de inducción, la principal fuente de ruido es el ventilador, el cual es el componente principal del sistema de refrigeración necesario debido a las grandes sollicitaciones térmicas a las que se someten dispositivos electrónicos de potencia sensibles a la temperatura y al poco espacio existente para la circulación de aire.

En este trabajo se trata de buscar un método de análisis teórico que permita predecir el ruido producido por el sistema de refrigeración, ajustando los parámetros de dicho análisis para el caso del ventilador en solitario con el objetivo de obtener unos resultados lo más fiables posibles. Para ello, se compararán los resultados con los obtenidos de forma experimental.

Se hará uso del software Actran para la realización del análisis aeroacústico que parte de los resultados de flujo obtenidos previamente con el objetivo de obtener el nivel acústico en tercios de octava producido por el ventilador. Por último, una vez encontrado el modelo teórico que mejor ajuste, se incorporará al análisis la tobera del sistema de refrigeración.





# ÍNDICE GENERAL

---

<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	1
1.1. Objetivos .....	2
1.2. Campo de aplicación .....	2
<b>2. TEORÍA</b> .....	5
2.1. Teoría del sonido.....	5
2.2. Metodología híbrida .....	7
2.3. Analogías acústicas: analogía de Lighthill.....	9
2.4. Ruido en ventiladores.....	10
2.5. Comparación de resultados teóricos frente a experimentales en estudios previos realizados por otros autores.....	12
<b>3. NOCIONES TEÓRICAS PARA EL ESTUDIO EN ACTRAN</b> .....	15
3.1. Aplicación de la analogía de Lighthill .....	15
3.2. Análisis iCFD.....	16
3.2.1. Necesidades para el análisis .....	16
3.2.2. Mapeo de los resultados .....	17
3.2.3. Transformación al dominio frecuencial: Teorema de Nyquist .....	17
3.2.4. Transformación al dominio frecuencial: Aplicación de ventanas .....	18
3.3. Análisis acústico de Actran: discretización.....	21
<b>4. MEDIDAS EXPERIMENTALES</b> .....	23
4.1. Medidas de la presión sonora .....	23
4.1.1. Procedimiento.....	23
4.1.2. Tratamiento de los resultados.....	25
4.1.3. Resultados .....	26
<b>5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO</b> .....	29
5.1. Parámetros del análisis ICFD.....	29
5.2. Parámetros del análisis acústico .....	30

## ÍNDICE GENERAL

---

5.2.1. Geometría y dominio computacional .....	30
5.2.2. Material .....	33
5.2.3. Condiciones de contorno y de simulación .....	34
5.2.4. Localización de las fuentes; contribuciones de Lighthill .....	35
5.3. Análisis de resultados.....	35
5.4. Análisis con tobera.....	43
5.4.1. Diseño del modelo.....	43
5.4.2. Resultados .....	44
<b>6. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO .....</b>	<b>47</b>
<b>7. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>49</b>
<b>8. ANEXOS.....</b>	<b>51</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1. Sistema de refrigeración de la cocina de inducción. ....	3
Figura 2. Monopolo, dipolo y cuadrupolo. ....	6
Figura 3. Dipolo formado por dos monopolos en oposición de fase. ....	7
Figura 4. Cuadrupolo constituido por cuatro monopolos. ....	7
Figura 5. Espectro acústico de un ventilador centrífugo de 11 álabes. ....	11
Figura 6. Comparación entre señal correctamente muestreada y muestreo que presenta “aliasing”. ....	18
Figura 7. Señal periódica. ....	19
Figura 8. Señal no periódica. ....	19
Figura 9. Función seno con leakage vs función seno sin leakage. ....	19
Figura 10. Tratamiento de la señal mediante aplicación de una ventana. ....	20
Figura 11. Sala semianecoica. ....	24
Figura 12. Disposición del ventilador para el ensayo. ....	24
Figura 13. Disposición del conjunto ventilador-tobera para el ensayo. ....	24
Figura 14. Situación del micrófono respecto del ventilador. ....	25
Figura 15. Representación de la división en cuartiles. ....	26
Figura 16. Nivel sonoro en tercios de octava y “Overall” del ventilador. ....	27
Figura 17. Nivel sonoro en tercios de octava y “Overall” del conjunto ventilador-tobera. .....	27
Figura 18. Sistema de refrigeración completo. ....	30
Figura 19. Voluta. ....	31
Figura 20. Modelo CAD del volumen de aire de la voluta. ....	31
Figura 21. Malla de la voluta. ....	31
Figura 22. Volumen de radiación. ....	32
Figura 23. Malla del volumen de radiación. ....	32

## ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 24. Mallas superficiales en la entrada y salida de aire. ....	33
Figura 25. Malla superficial en la interfase entre la voluta y el rodete. ....	33
Figura 26. Malla de la superficie exterior del volumen de radiación. ....	33
Figura 27. Localización del micrófono en el modelo. ....	34
Figura 28. Resultados teóricos frente a los experimentales por tercio de octava. ....	40
Figura 29. Planos incluidos en el modelo. ....	41
Figura 30. Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2200 Hz. <i>Enlace al vídeo.</i> ....	42
Figura 31. Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2200 Hz. <i>Enlace al vídeo.</i> ....	42
Figura 32. Malla del conjunto ventilador-tobera. ....	43
Figura 33. Mallas superficiales de entrada y salida. ....	43
Figura 34. Modelo completo con el volumen de radiación, el micrófono y los dos planos. ....	43
Figura 35. Resultados teóricos frente a los experimentales por tercio de octava para el caso con tobera. ....	44
Figura 36. Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2350 Hz. <i>Enlace al vídeo.</i> ....	45
Figura 37. Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2350 Hz. <i>Enlace al vídeo.</i> ....	45

## ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1. Comparación de las características de diferentes ventanas. ....	20
Tabla 2. Aplicaciones típicas para cada una de las distintas ventanas. ....	21
Tabla 3. Comparación del overall para distintos rangos frecuenciales. ....	26
Tabla 4. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de las contribuciones acústicas. ....	36
Tabla 5. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del modelo de turbulencia empleado para el análisis de flujo. ....	36
Tabla 6. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la malla de flujo empleada para el análisis de CFD. ....	37
Tabla 7. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del número de vueltas analizadas en el CFD. ....	37
Tabla 8. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la ventana empleada para el paso del dominio temporal al frecuencial. ....	38
Tabla 9. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del dominio temporal múltiple para aplicar la ventana. ....	38
Tabla 10. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del tamaño de elemento de la malla acústica empleado. ....	39
Tabla 11. “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la ventana empleada para el paso del dominio temporal al frecuencial. ....	40
Tabla 12. “Overall” de los resultados teóricos frente a los experimentales. ....	40
Tabla 13. “Overall” de los resultados teóricos frente a los experimentales para el caso con tobera. ....	44



# 1. INTRODUCCIÓN

---

Los electrodomésticos han evolucionado desde sus inicios, en los que se limitaban a realizar sus funciones, hasta la actualidad, cuando nos hacen la vida más cómoda y se han convertido en parte indispensable en nuestra vida diaria. Con ello, existe una creciente competencia entre las compañías fabricantes, que se encuentran en una constante investigación para poder mejorar sus modelos y alcanzar la máxima eficiencia posible, así como la satisfacción del cliente.

Uno de los factores clave en el desarrollo de los electrodomésticos ha sido la reducción del nivel de ruido que éstos generan. Desde siempre, los consumidores hemos valorado positivamente en cualquier tipo de producto la ausencia de ruido o al menos, en caso de que esto no sea posible, que éste no alcance un nivel tal que resulte molesto para el oído humano. Esta característica puede hacer que nos decantemos por una opción u otra en el mercado, siendo por tanto un pilar fundamental en la innovación por parte de los fabricantes.

Las cocinas de inducción no son una excepción. BSH electrodomésticos, como empresa líder del sector, no se queda atrás y así lo demuestra en la fabricación de este tipo de cocinas, cuyo diseño interno y externo, así como la electrónica se encarga de desarrollar, optimizando todos sus parámetros en sus pretensiones de alcanzar la máxima eficiencia y funcionalidad. La búsqueda de un funcionamiento rápido y óptimo en el que el calor es generado por inducción magnética lleva a someter a grandes sollicitaciones térmicas a estas cocinas, existiendo componentes electrónicos de potencia, como los transistores bipolares de puerta aislada o los diodos, altamente sensibles a la temperatura, que es necesario enfriar para evitar que sean dañados. Para cumplir esta misión será necesario incluir un sistema de refrigeración cuyo componente principal será un ventilador, que será la principal fuente sonora en el sistema. Sin embargo, no habrá que dejar de lado en el diseño al resto de las partes que mediante interacción con la corriente forzada de aire pueden sumar al nivel total de ruido.<sup>[1]</sup> Aquí radica la importancia de ser capaces de elaborar modelos que nos permitan predecir el comportamiento sonoro de un sistema, pues la computación del ruido emitido será el primer paso para los diseñadores para entender sus características acústicas y determinar las fuentes sonoras de cara a modificar el diseño en busca de una mayor eficiencia acústica en el producto.

La aeroacústica es la disciplina que estudia el ruido aerodinámico generado por las fluctuaciones no estacionarias de cualquier flujo, además de modelar la propagación del mismo,<sup>[2]</sup> cuya predicción es un campo de interés en varios sectores como la aviación, la automoción o el ya citado de los electrodomésticos que nos concierne en este trabajo. El espectro de ruido típico de un ventilador como el del sistema de refrigeración de la cocina de inducción que va a ser objeto de estudio es de banda ancha con la superposición de sucesivos picos en frecuencias discretas y sus armónicos.<sup>[1]</sup> Los mecanismos de generación son en su mayoría bien conocidos, siendo turbulencias internas impactando en la estructura el motivo del ruido de banda ancha y correspondiendo el de pico tonal a

interacciones entre el flujo de aire que sale del rotor a una determinada velocidad con la estructura de la voluta.<sup>[3]</sup> Sin embargo, por un lado, realizar ensayos para la toma de medidas experimentales implica muchos costes y preparación, y por otro, la resolución analítica de las ecuaciones acústicas es compleja incluso en los casos más simples, hasta el punto de que en situaciones realistas es habitual que la solución esté fuera de alcance a no ser que se asuman grandes simplificaciones que desvirtúan los resultados.<sup>[4]</sup> He aquí la importancia de desarrollar modelos predictivos de simulación capaces de computar la solución sobre todo el dominio de estudio y no únicamente en determinados puntos como es el caso de los ensayos experimentales.

### 1.1. Objetivos

El objetivo principal de este trabajo será la elaboración de un modelo de simulación aeroacústica que permita conocer el comportamiento sonoro del conjunto ventilador-tobera de un sistema de refrigeración de una placa de inducción de la empresa BSH Electrodomésticos. De esta forma se podrá conocer su respuesta acústica y determinar sus elementos más influyentes y vías de propagación. Para ello se empleará la metodología híbrida, que requiere inicialmente la simulación del flujo de aire mediante un programa de dinámica de flujo computacional para, posteriormente, predecir el ruido generado y la propagación del mismo empleando el programa de elementos finitos Actran. El trabajo quedará dividido en las siguientes partes:

- Breve estudio de la teoría del sonido, descripción de la metodología híbrida, explicación de las analogías acústicas empleadas en Actran (analogía de Lighthill) y estudio del ruido en ventiladores.
- Nociones teóricas del funcionamiento de Actran.
- Medidas experimentales.
- Preparación del modelo completo del sistema en Actran donde se explicarán los parámetros de simulación y las mallas elegidos, las condiciones de contorno, los datos de flujo requerido y las limitaciones existentes.
- Análisis de los resultados obtenidos para los casos analizados y comparación teórico experimental.

### 1.2. Campo de aplicación

El desarrollo de una herramienta capaz de calcular de forma teórica y relativamente rápida el ruido producido por el conjunto de ventilación, que permita la comparación entre casos en los que se modifiquen diferentes parámetros del sistema sin necesidad de elaborar costosos experimentos, ayudará en el futuro en la fase de diseño de nuevos productos. El sistema de refrigeración de la cocina que nos compete está compuesto por un ventilador, una tobera, un radiador y un difusor (**Figura 1**).





**Figura 1.** Sistema de refrigeración de la cocina de inducción.

En este proyecto hemos trabajado inicialmente sobre el ventilador, pues el objetivo era alcanzar una metodología de trabajo con el software de simulación Actran que nos permitiese obtener unos resultados fiables, fueran cuales fueran los datos iniciales. Una vez alcanzado este primer objetivo, se pasa a trabajar sobre el conjunto ventilador-tobera con el objetivo futuro de analizar casos con distintas disposiciones del segundo elemento para evaluar su influencia y de añadir el resto de componentes del sistema.

Dada la complejidad del análisis se aplica la ya citada metodología híbrida que desacopla el cálculo aerodinámico del cálculo acústico. Se divide el cálculo en tres partes:

- Solución del flujo resolviendo las ecuaciones de Navier Stokes para calcular las fluctuaciones de velocidad y presión en campo cercano haciendo uso de la dinámica de flujos computacional (CFD) mediante el software ANSYS Fluent.
- Extracción de las fuentes sonoras: obtención de las fuentes equivalentes de ruido sobre la malla acústica para cada frecuencia mediante un análisis iCFD haciendo uso de la analogía de Lighthill en el programa Actran.
- Transporte del sonido: determinación de la propagación sonora empleando Actran en base a las fuentes sonoras calculadas anteriormente y aproximando mediante el método de elementos finitos.

Por último, el método para verificar que el modelo de simulación desarrollado avanza en la dirección correcta, los resultados de presión sonora obtenidos se van contrastando con los obtenidos en un ensayo experimental con las mismas condiciones iniciales realizados en una cámara semianecoica.



## 2. TEORÍA

---

En este apartado se hace referencia a la teoría y los conceptos sobre los que se basan las diferentes técnicas aplicadas en el trabajo para comprender el por qué de la obtención de resultados. Se incluyen una breve explicación de los distintos modelos de ruido, de la metodología híbrida, de las analogías existentes y en particular la de Lighthill, que es sobre la que se fundamenta el funcionamiento de Actran, del ruido en los ventiladores y una breve alusión a trabajos previos de la misma índole.

### 2.1. Teoría del sonido

El sonido tiene su origen en las perturbaciones del flujo transmitidas a través de un medio elástico.<sup>[5]</sup> El fenómeno del sonido en un fluido está provocado esencialmente por cambios dependientes del tiempo en la densidad del fluido que, a su vez, llevan asociadas fluctuaciones de presión, temperatura y posición de las partículas de dicho fluido.<sup>[6]</sup> Dado que la producción de sonido en el flujo de un fluido representa una parte diminuta de la energía contenida en la corriente, la predicción directa de la generación de sonido es muy compleja.<sup>[5]</sup> Finalmente se denomina ruido al sonido no deseado dentro del rango de frecuencias audible para el oído humano que va aproximadamente desde los 20 Hz hasta los 16 kHz.

El sonido es un fenómeno ondulatorio, cuyo espectro se compone habitualmente de la superposición de muchos componentes de distintas frecuencias que en el caso de sonido más puro, en el que contuviera una sola frecuencia, se podría representar como una función seno en la que el eje de abscisas representaría la evolución temporal y el de ordenadas la diferencia de presión respecto al fluido en reposo, coincidiendo las porciones superiores a estados de compresión y las inferiores a expansiones.<sup>[7]</sup> Un movimiento ondulatorio es aquel en el que hay una propagación de la perturbación en el medio, pero no hay un transporte neto de partículas y ocurre cuando una partícula colisiona con otra adyacente que comienza a experimentar fluctuaciones oscilatorias sobre su posición de equilibrio. Podemos encontrar tres tipos distintos de fuente sonora según su direccionalidad, es decir, la forma en la que la perturbación se transmite por un medio, diferenciando así entre monopolos, dipolos o cuadrupolos.<sup>[8]</sup> Todas estas fuentes se obtienen a partir de la resolución de la fórmula homogénea de la onda

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p^2}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0 \quad [\text{Ecuación 2.1}]$$

Donde  $c_0$  es la velocidad de propagación del sonido en el medio y  $p$  es la presión del fluido.<sup>[5]</sup> Es posible alcanzar la *ecuación 2.1* a partir de las perturbaciones en el flujo y el uso de las ecuaciones de conservación de la masa, conservación del momento y de la entropía (Anexo I), correspondiendo el monopolo a la onda simétrica esférica solución de dicha ecuación, el dipolo a la derivada espacial de primer orden del campo monopolo y el cuadrupolo a la de segundo orden.<sup>[5]</sup>

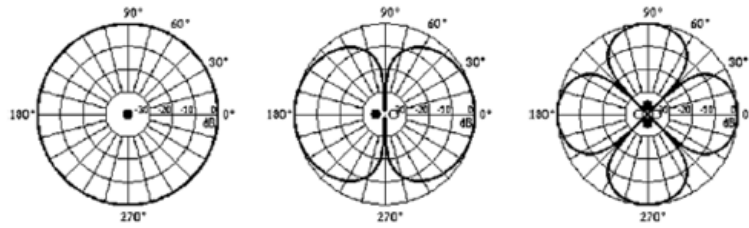


Figura 2. Monopolo, dipolo y cuadrupolo.

Una fuente monopolo es aquella que irradia sonido de forma uniforme en todas las direcciones, para la que la presión sonora a una distancia  $r$  del origen y según la frecuencia  $\omega$  puede calcularse como

$$p(r, \omega) = i\rho\omega q(\omega) \frac{e^{-ikr}}{4\pi r} \quad [\text{Ecuación 2.2}]$$

donde  $q(\omega) = \frac{4\pi F(\omega)}{i\rho\omega}$  es la tasa de flujo volumétrico de una fuente puntual, siendo  $F(\omega)$  la amplitud de la fuente,  $r$  la distancia a la fuente,  $\rho$  la densidad,  $\omega$  la frecuencia de la onda y  $k = \frac{\omega}{c_0}$  el número de onda. En general, el monopolo será dominante en regiones compactas, es decir, aquellas en las que la región donde se encuentran las fuentes es pequeña en comparación a la longitud de onda acústica.<sup>[5]</sup>

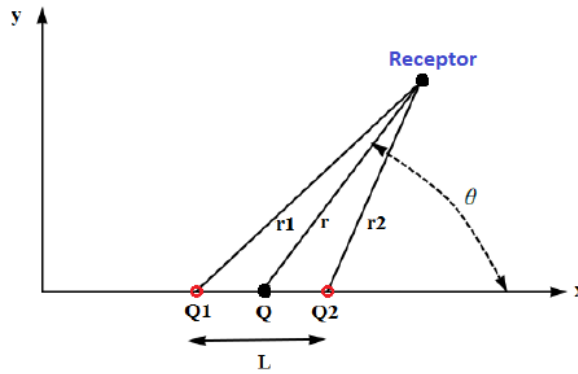
Una fuente dipolo (**Figura 3**<sup>[2]</sup>) se obtiene de la superposición de dos monopolos en oposición de fase<sup>[2]</sup>, de forma que si se suponen dos fuentes con amplitudes  $A$  y  $-A$  localizadas en dos puntos separados por una distancia  $L$ , la presión sonora en un punto alejado una distancia  $r_1$  de la primera de las fuentes y a una distancia  $r_2$  de la segunda se obtiene mediante la ecuación

$$p = A\left(\frac{e^{-ikr_2}}{r_2} - \frac{e^{-ikr_1}}{r_1}\right) \quad [\text{Ecuación 2.3}]$$

Considerando la distancia  $L$  suficientemente pequeña o que su límite tiende a cero y escribiendo el momento del dipolo  $D=AL$ , finalmente se alcanza la siguiente expresión

$$p = ikD \frac{e^{-ikr}}{r} \cos\theta \left(1 + \frac{1}{ikr}\right) \quad [\text{Ecuación 2.4}]$$

En esta ecuación el campo acústico del dipolo es producto de cuatro términos, siendo el primero de ellos la amplitud  $ikD$  que es a su vez producto del momento  $D$  y el factor  $ik$  característico del dipolo, el segundo  $\frac{e^{-ikr}}{r}$  hace referencia a un campo unitario monopolar, el tercero es el término de la directividad  $\cos\theta$  y el último,  $\left(1 + \frac{1}{ikr}\right)$ , un armónico polinómico de  $ikr$ .<sup>[9]</sup>



**Figura 3.** Dipolo formado por dos monopolos en oposición de fase.

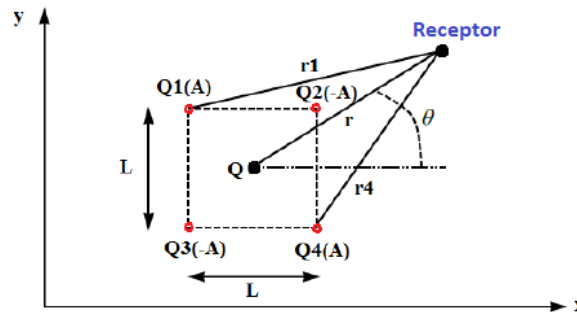
Finalmente se encuentra una fuente cuadrupolo que es aquella compuesta por dos fuentes dipolo de la misma amplitud que están en oposición de fase o por cuatro monopolos.<sup>[2]</sup> Si se consideran cuatro fuentes como las que aparecen en la **Figura 4**<sup>[2]</sup> la presión sonora del receptor es

$$p = A \left( -\frac{e^{-ikr_1}}{r_1} + \frac{e^{-ikr_2}}{r_2} + \frac{e^{-ikr_3}}{r_3} - \frac{e^{-ikr_4}}{r_4} \right) \quad [\text{Ecuación 2.5}]$$

Esta expresión se puede transformar mediante derivación obteniendo así la definitiva

$$p = (ik)^2 Q \frac{e^{-ikr}}{r} \text{sen}\theta \text{cos}\theta \left( 1 + \frac{2}{ikr} + \frac{2}{(ikr)^2} \right) \quad [\text{Ecuación 2.6}]$$

Con  $Q = \frac{AL^2}{2}$ .<sup>[2]</sup>



**Figura 4.** Cuadrupolo constituido por cuatro monopolos.

## 2.2. Metodología híbrida

Para llevar a cabo el cálculo aeroacústico del ruido inducido en un flujo existen dos formas de proceder, la metodología directa y la metodología indirecta o híbrida.

La primera de ellas, denominada simulación numérica directa (DNS) consiste en el cálculo simultáneo en el mismo modelo del problema de ruido y de las variables del flujo mediante la resolución de las ecuaciones de Navier Stokes en un dominio que incluye la región de las fuentes acústicas y se extiende al campo lejano. A favor de este método hay

que decir que es el más exacto, ya que no incluye ningún error de aproximación o de modelo. Sin embargo, en esta forma de proceder los costes numéricos crecen según  $Re^3/M^4$  donde  $Re$  es el número de Reynolds y  $M$  es el número de Mach, por lo que su aplicación está muy limitada a números de Reynolds muy pequeños y de Mach altos.<sup>[10]</sup> Por lo general, requiere de unos recursos computacionales muy grandes que suponen un reto muy difícil incluso para los ordenadores actuales y resulta muy ineficiente para la investigación industrial. Además, los esquemas de discretización bien conocidos para el cálculo de la dinámica del flujo (CFD) no funcionan demasiado bien con aplicaciones acústicas, ya que presentan dispersión y difusión y esto podría llevar a perder la señal acústica.<sup>[2]</sup>

Consecuentemente, la segunda opción, denominada metodología híbrida es la más extendida. En este caso, la generación de sonido debido a la aerodinámica se desacopla del proceso de transporte en campo lejano. Este desacoplamiento ofrece la oportunidad de adaptar las técnicas numéricas, el refinamiento de la malla y las condiciones de contorno en cada una de las etapas. El primer paso será determinar la evolución espacio-temporal de la aerodinámica del flujo de estudio mediante la resolución de las ecuaciones de Navier Stokes, ya sea de forma directa (DNS) o mediante la aplicación de modelos de turbulencia como los modelos RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) o el modelo LES (Large Eddy Simulation). El segundo paso se basa en propagar las fluctuaciones aerodinámicas obtenidas en el primer paso en el campo lejano, usando para ello una de las analogías presentadas en el apartado 2.3. Mediante estas analogías se alcanzan ecuaciones en las que el lado izquierdo de la igualdad es un operador diferencial que representa la propagación acústica y el lado derecho es un término equivalente a fuentes acústicas que se obtiene a partir de las propiedades del flujo como la presión, la velocidad y/o la densidad calculadas en el primer paso de esta metodología, es decir, en la simulación CFD.<sup>[2]</sup> Estas fuentes se integrarán en un modelo de propagación acústica conociendo así el sonido emitido en campo lejano. Una ventaja de esta metodología es que las fluctuaciones de la presión acústica están directamente relacionadas con las fluctuaciones instantáneas de las variables aerodinámicas.<sup>[2]</sup> Sin embargo, conlleva una falta de información sobre las interacciones que tienen lugar entre el campo aerodinámico y el acústico, ya que el efecto de las ondas sonoras sobre el flujo del fluido no se tiene en cuenta.<sup>[2]</sup>

Cabe por último citar la existencia de una tercera aproximación que podría considerarse dentro de la metodología híbrida y se basa en modelos semiempíricos. El denominado método SNGR (Stochastic Noise Generation and Radiation) requiere únicamente un CFD estacionario, por lo que implica menores costes computacionales y podría resultar atractivo, pero realiza una gran aproximación para determinar la fuente acústica, usando un campo de velocidades aleatorio generado a partir de la suma finita de modos discretos de Fourier basados en los datos promediados del campo del flujo, por lo que sus resultados son bastante inexactos.<sup>[2]</sup>

Como conclusión, la metodología directa y el método SNGR presentan inconvenientes debido a su ineficiencia o su inexactitud. La metodología híbrida ofrece un buen equilibrio entre ambos criterios y es la empleada para el desarrollo de este trabajo.

### 2.3. Analogías acústicas: analogía de Lighthill

Para determinar las fuentes sonoras de un flujo a partir de las propiedades dinámicas del mismo, siguiendo los pasos de la metodología híbrida, se han desarrollado una serie de analogías del ruido, entre las que destacan la analogía de Lighthill, que va a ser sobre la que se profundice en este trabajo por ser la empleada en Actran para el cálculo, la formulación de Curle, la teoría de Ffowcs Williams Hawkins o la analogía de Möhring.

La analogía de Lighthill deriva de las ecuaciones dinámicas de Navier-Stokes y proporciona una ecuación exacta que admite interpretación acústica. El dominio acústico se descompone en una primera región del flujo que contiene las fuentes sonoras generadas por las fluctuaciones turbulentas que tienen lugar y una segunda región acústica inmóvil y uniforme donde las ondas acústicas se propagan hasta la posición del receptor en el campo lejano.<sup>[2]</sup> Lighthill propone una generalización de la situación en la que se asume el campo acústico producido por un campo de fuerza externo  $f$  o una producción de calor  $Q_\omega$  (Anexo I) que inducen perturbaciones lineales sobre el fluido de referencia, en la cual rompe con la suposición de que las perturbaciones en la región de las fuentes son lineales y lo único que asume es que el receptor está rodeado por una región de fluido inmóvil donde  $p_0, \rho_0, s_0, c_0$  son uniformemente constantes y  $v_0 = 0$ .<sup>[5]</sup> Para ello, Lighthill pretende alcanzar una ecuación de la onda no homogénea que en la región del receptor se reduzca a la ecuación homogénea *ecuación 2.1*. Para ello, parte de las ecuaciones de continuidad y conservación del momento formuladas en ausencia de fuerzas externas  $f$  y con  $Q_m = 0$  para fluido compresible

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad [\text{Ecuación 2.7}]$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad [\text{Ecuación 2.8}]$$

Donde  $u$  es la velocidad,  $\rho$  la densidad y  $\tau_{ij}$  es el tensor de esfuerzos viscosos. La *ecuación 2.8* puede reescribirse como

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j + \delta_{ij} p - \tau_{ij}) \quad [\text{Ecuación 2.9}]$$

Donde  $\delta_{ij}$  es la delta de Kronecker. Sumando a ambos lados de esta ecuación el término  $c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$  donde  $c_0$  es la velocidad del sonido se obtiene

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = -\frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \quad [\text{Ecuación 2.10}]$$

Siendo  $T_{ij}$  el tensor de esfuerzos de Lighthill

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \delta_{ij} [(p - p_0) - c_0^2 (\rho - \rho_0)] - \tau_{ij} \quad [\text{Ecuación 2.11}]$$

representando  $p - p_0$  y  $\rho - \rho_0$  las perturbaciones de presión y densidad en el medio obtenidas como la diferencia entre el estado local del fluido y el estado del fluido en campo lejano que se toma como referencia  $p_0$  y  $\rho_0$ . Diferenciando la *ecuación 2.7*

respecto del tiempo y sustrayendo la divergencia de la *ecuación 2.10* se alcanza la expresión

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad [\text{Ecuación 2.12}]$$

La ecuación diferencial hiperbólica obtenida es la famosa ecuación de Lighthill para la fluctuación de la densidad acústica  $\rho'$ .<sup>[11]</sup> Esta ecuación es una generalización de la *ecuación 1.8* del Anexo I obtenida a partir de perturbaciones lineales.

Finalmente, a partir de esta ecuación se puede obtener la presión sonora en el observador empleando la relación  $p' = c_0^2 \rho$  (Anexo II). Cuando se tomen como referencia los valores  $c_0$  y  $p_0$  de la región que rodea al receptor y pueda despreciarse la parte derecha de la ecuación, se recupera la *ecuación 2.1*.<sup>[5]</sup> A modo de síntesis, esta analogía representa un conjunto de fuentes cuadrupolo equivalentes que se propagan en un fluido en reposo, expresadas como segunda derivada parcial del tensor de Lighthill, que representan todas las fluctuaciones que tienen lugar en el flujo y generan sonido, calculadas a partir de las ecuaciones dinámicas del fluido.<sup>[12]</sup> La validez de la analogía está limitada a números de Mach bajos, como es el caso de las turbomáquinas.<sup>[10]</sup>

Curle extendió más adelante esta analogía incluyendo la influencia de superficies sólidas inmóviles en el interior del fluido y reveló en su estudio que un sólido puede ser una eficaz fuente sonora.<sup>[13]</sup> Ffowcs Williams y Hawkings hicieron lo propio en 1969 con la ecuación de Curle añadiendo la influencia como fuentes sonoras de superficies móviles.<sup>[13]</sup> Esta formulación es la empleada actualmente en softwares como ANSYS FLUENT. Finalmente, la analogía de Möhring es nuevamente una extensión de la teoría de Lighthill cuya aplicación va dirigida a fluidos en los que los efectos de convección son importantes para la propagación del sonido (fluidos con números de Mach altos).<sup>[2]</sup>

### 2.4. Ruido en ventiladores

Con estas nociones, en este apartado se va a explicar cómo es el espectro de ruido para ventiladores radiales como el que nos compete en este proyecto y dónde se localizan las regiones de fuentes sonoras.

En los ventiladores el ruido puede dividirse en dos componentes principales que son el ruido de banda ancha y el ruido de pico tonal.

La primera componente tiene su origen en la turbulencia, que es convertida en energía acústica en forma de fuentes cuadrupolo.<sup>[3]</sup> La turbulencia aparece cuando las fuerzas convectivas en el fluido dominan sobre las fuerzas viscosas.<sup>[5]</sup> Su predicción es compleja, por lo que esta componente del ruido es la más difícil de calcular en los análisis aeroacústicos. Las zonas donde la producción de ruido a partir de la turbulencia tiene una mayor eficiencia son bordes agudos<sup>[5]</sup> como la cola de un álabe, donde las estructuras turbulentas creadas sobre la superficie del álabe sufren alteraciones y la energía contenida en los vórtices se pierde en forma de propagación acústica cuando los remolinos creados abandonan el rotor introduciendo fluctuaciones de presión.<sup>[14]</sup> Otro origen de este ruido



## 2. TEORÍA

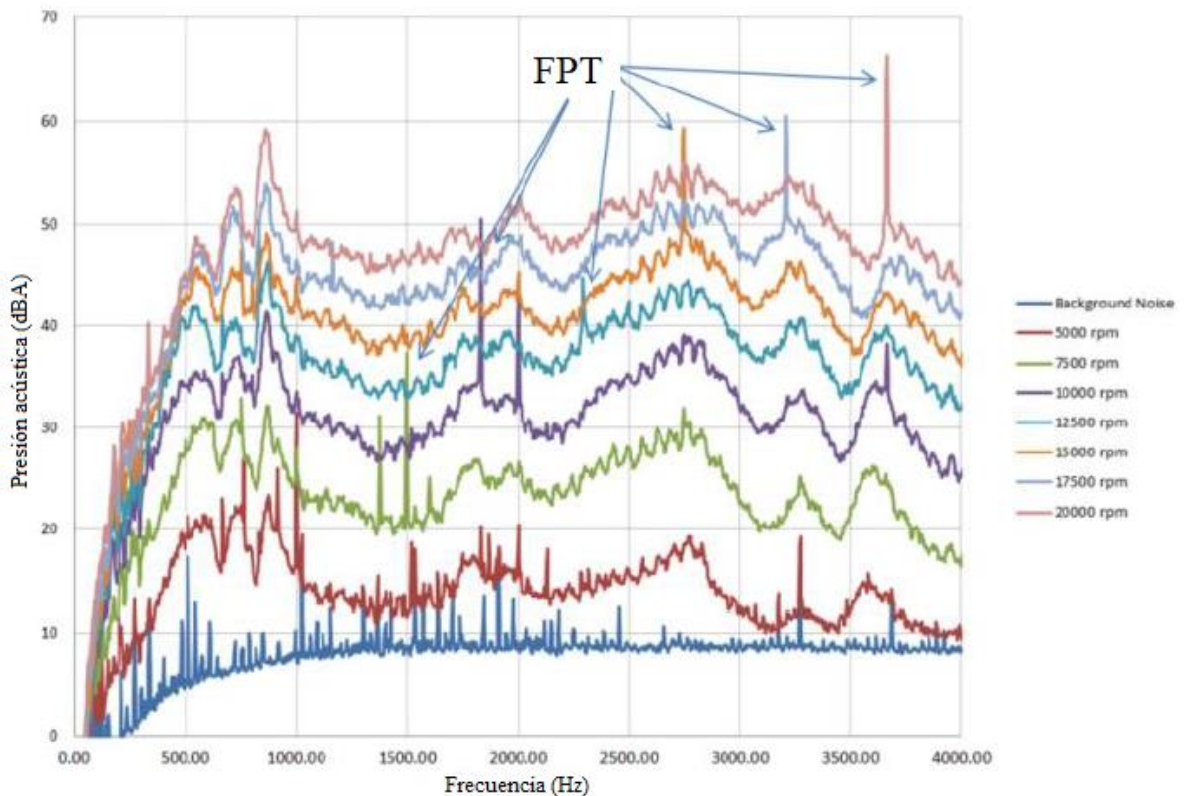
de banda ancha es el simple paso de los álabes por zonas donde el flujo es turbulento generando fluctuaciones aleatorias de presión y fuerza sobre volúmenes del flujo.

El ruido de pico tonal tiene su origen en superficies móviles; el efecto de desplazamiento de un cuerpo en movimiento y las cargas aerodinámicas no estacionarias sobre la superficie del cuerpo generan fluctuaciones de presión que irradian sonido.<sup>[5]</sup> Esta clase de sonido causado por la interacción entre el flujo que sale del rotor y el aire de la voluta es determinista y relativamente fácil de extraer en simulación aerodinámica.<sup>[5]</sup> La principal región de fuentes sonoras de este tipo se localiza en la zona del canal de salida de la voluta más cercano al rotor.<sup>[14]</sup> El perfil no uniforme de velocidad de la zona inmediata al rotor que alterna máximos y mínimos en la dirección radial genera fuertes fluctuaciones de presión en esta zona que resultan en picos de sonido en torno a la frecuencia de paso de álabe y sus armónicos.<sup>[15]</sup> Esta frecuencia de paso de álabe puede calcularse fácilmente en un ventilador con  $z$  álabes como

$$f_p = \frac{z \cdot rpm}{60} \quad [Ecuación 2.13]$$

Estas fuentes de ruido de pico tonal producidas por las fluctuaciones de presión sobre las superficies son de la forma de dipolos.

En la **Figura 5**<sup>[13]</sup> puede apreciarse este espectro acústico típico para un ventilador centrífugo de 11 álabes en función de la velocidad de rotación a la que es sometido, que determina tanto el nivel acústico total como la frecuencia de pico tonal según la *Ecuación 2.13*.



**Figura 5.** Espectro acústico de un ventilador centrífugo de 11 álabes.

### 2.5. Comparación de resultados teóricos frente a experimentales en estudios previos realizados por otros autores

Anteriormente a la realización de este trabajo se han realizado numerosos análisis aeroacústicos, en los que queda demostrado que, si bien esta metodología puede ser útil en el diseño de nuevos productos para comparar de forma rápida el nivel acústico de dos diseños diferentes para seleccionar aquel en el que éste es menor, resulta imposible que los resultados obtenidos coincidan completamente con los experimentales. Esto se debe a que no es viable simular completamente las condiciones reales de trabajo.

En uno de los primeros análisis realizados en el año 2003, Tournour et al. analizaron el ruido tonal emitido por un ventilador radial y compararon el nivel acústico total obtenido en ocho micrófonos situados en distintas posiciones en un análisis experimental realizado en cámara semianecoica con los simulados aplicando la metodología híbrida. Si bien hay micrófonos en los que el resultado obtenido es prácticamente idéntico, en otros, la diferencia alcanza los 5 dBA<sup>[20]</sup> (Anexo III, **Figura 1**). En el año 2006 Caro et al. realizaron un análisis aeroacústico aplicando la metodología híbrida en Actran para un ventilador radial cuyos resultados compararon también con los obtenidos experimentalmente en una cámara semianecoica. Ambos FFT vuelven a mostrar diferencias, que los autores achacan en este caso a que la velocidad de rotación del ventilador ensayado de forma experimental varía con el tiempo debido a recirculaciones produciendo un ensanchamiento de los picos en el espectro experimental<sup>[21]</sup> (Anexo III, **Figura 2**). Con el paso del tiempo, se ha ido desarrollando esta técnica obteniéndose resultados cada vez más precisos. Pese a ello, Darvish et al. obtienen en el FFT de su análisis de un ventilador radial con los álabes curvados hacia delante diferencias de hasta 15 dB en determinadas frecuencias y un comportamiento frecuencial diferente<sup>[22]</sup> (Anexo III, **Figura 3**). De la misma forma, Caro et al. realizan un análisis del ruido de un ventilador del sistema de refrigeración de un automóvil aplicando la metodología híbrida basada en la analogía de Lighthill y obtienen un FFT teórico que muestra un comportamiento frecuencial distinto al experimental y diferencias de hasta 7 dB en los picos<sup>[16]</sup> (Anexo III, **Figura 4**). Carton de Wiart et al. utilizaron los programas Argo y Actran para realizar los análisis de flujo y acústico propios de la metodología híbrida respectivamente para estudiar un conducto de ventilación. En este estudio se concluyó que a mayor resolución frecuencial se obtenían mejores resultados para el ruido de banda ancha, si bien se producía una sobreestimación de determinados picos debido, según los autores, a los efectos de resonancia que tienen lugar debido a la rigidez de las paredes del modelo numérico frente a las paredes del sistema utilizado en el ensayo experimental que no eran completamente rígidas<sup>[23]</sup> (Anexo III, **Figura 5**). En el año 2016 Rabea Matouk realiza un estudio comparando diferentes teorías como la de Amiet, la formulación integral de Curle o la analogía de Lighthill, siendo esta última la que resulta de mayor interés para este trabajo, para la aplicación de la metodología híbrida. En este estudio se centra en el cálculo acústico del ruido producido por un álabe de un ventilador. Para implementar dicha analogía hace uso del software de cálculo de flujo computacional Sfeles y de Actran. La particularidad de su análisis reside en que dividió el dominio

temporal en nueve periodos de 0.02 segundos obteniendo un resultado para cada periodo. La solución final de este análisis es el promedio de las nueve soluciones calculadas y nuevamente se perciben diferencias en el comportamiento frecuencial entre dicha solución, que para algunas frecuencias realiza una sobreestimación que alcanza los 5 dB respecto a los resultados experimentales <sup>[2]</sup> (Anexo III, **Figura 6**).

Mediante estos ejemplos se pretende mostrar que el cálculo aeroacústico teórico es una herramienta cuyo desarrollo ha de continuar y que en ningún caso se puede esperar que ofrezca resultados totalmente precisos, sino aproximados.



### 3. NOCIONES TEÓRICAS PARA EL ESTUDIO EN ACTRAN

---

Actran es un software que ofrece la posibilidad de realizar cálculos aeroacústicos aplicando los conceptos teóricos expuestos hasta ahora. Para ello se sirve de dos pasos. En el primero de ellos se realiza el denominado análisis iCFD para calcular las fuentes sonoras a partir de los resultados del flujo (CFD) obtenidos, haciendo uso para ello de la analogía de Lighthill o la de Möhring, que son las dos que se pueden aplicar en este programa. Dado que la segunda está enfocada a fluidos con números de Mach elevados y este no es el caso de las turbomáquinas como el ventilador radial que nos concierne, la analogía aplicada en este análisis será la primera. La analogía de Lighthill empleada dice que la generación de ruido debida al flujo no tiene impacto alguno en la dinámica interna del mismo, razón por la cual se puede aplicar esta metodología híbrida. En el segundo análisis se procede a calcular la propagación de las ondas acústicas en el medio.

#### 3.1. Aplicación de la analogía de Lighthill

Como se ha explicado anteriormente, para flujos con números de Mach bajos se pueden despreciar los efectos convectivos en la propagación acústica, por lo que se hace uso de la analogía de Lighthill. Para aplicar esta analogía, Actran parte de la *ecuación 2.12* a la que realiza una expansión armónica mediante transformada de Fourier y aplica la transformación

$$\rho = -\frac{i\omega\psi}{c_0^2} \quad [Ecuación 3.1]^{10}$$

donde  $\psi$  es la variable acústica empleada en Actran para el cálculo de la propagación de la onda. Se obtiene así la siguiente ecuación

$$\frac{\omega^2}{c_0^2}\psi + \frac{\partial^2\psi}{\partial x_i^2} = \frac{1}{i\omega} \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad [Ecuación 3.2]^{10}$$

A partir de la *ecuación 3.2* considerada formulación fuerte se obtiene la formulación débil mediante la adición de la función de forma  $\delta\psi$  y la integración por partes de las derivadas espaciales aplicando el teorema de Gauss. Se obtiene la ecuación final

$$\int_{\Omega} \frac{\omega^2}{\rho_0 c_0^2} \psi \delta\psi d\Omega - \int_{\Omega} \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial\psi}{\partial x_i} \frac{\partial\delta\psi}{\partial x_i} d\Omega = \int_{\Omega} \frac{i}{\rho_0 \omega} \frac{\partial\delta\psi}{\partial x_i} \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} d\Omega - \int_{\Gamma} \frac{1}{\rho_0} F(\rho v_i n_i) d\Gamma \quad [Ecuación 3.3]^{10}$$

En estas integrales  $\Omega$  hace referencia al dominio volumétrico y  $\Gamma$  es la superficie, siendo  $n_i$  la normal a la misma. La parte derecha de la *ecuación 3.3* representa las fuentes acústicas que Actran calcula a partir de los resultados del CFD y se distinguen dos contribuciones; el tercer término hace referencia a las contribuciones volumétricas y el cuarto término a las contribuciones de las superficies. A la hora de diseñar el modelo acústico en Actran habrá que seleccionar los dominios en los que se localizan estas contribuciones.

En la contribución volumétrica aparece el tensor de Lighthill, cuyos factores están relacionados con la divergencia de flujos convectivos, las variaciones de entropía y la divergencia de los esfuerzos viscosos. Por lo general, dado que las fuentes sonoras debidas a cambios de entropía desaparecen en fluidos isentrópicos y a que los números de Reynolds son altos, por lo que los flujos convectivos predominan sobre los esfuerzos viscosos, el análisis ICFD calcula sólo la integral volumétrica<sup>[10]</sup>

$$\int_{\Omega} \frac{i}{\rho_0 \omega} \frac{\partial \delta \psi}{\partial x_i} \frac{\partial}{\partial x_j} F(\rho v_i v_j) d\Omega \quad [\text{Ecuación 3.4}]$$

Para ello usa los campos de velocidad y densidad guardados en los archivos de resultados del análisis CFD.

El término referente a la contribución superficial resulta de integrar sobre los contornos del modelo, de forma que en función del tipo de superficie habrá contribución sonora o no. Nos podemos encontrar con cuatro tipos de contorno:<sup>[10]</sup>

- Interfase entre dominio finito y campo infinito: en el campo infinito sólo hay propagación de ruido, pero no fuentes sonoras, por lo que la integral sobre esta superficie también es cero.
- Paredes rígidas: sobre estas paredes las componentes normales de velocidad y aceleración son nulas, por lo que la integral de las fuentes sonoras sobre esta superficie también se anula.
- Superficies permeables: este contorno aparece en el problema acústico, pero no en la simulación CFD, por lo que las fluctuaciones que tengan lugar sobre esta superficie deben ser tenidas en cuenta y la integral sobre estas superficies debe ser evaluada.
- Paredes vibratorias: el flujo puede generar fuerzas no estacionarias sobre las superficies que lleven a esta a vibrar. En caso de vibraciones en la dirección paralela al plano de la superficie, esta contribución se puede despreciar,<sup>[16]</sup> mientras que, si las vibraciones son normales al plano de la superficie, provocadas por la distribución de fuerzas sobre toda ella en esta dirección, tendrán influencia acústica. En caso de tener en cuenta esta contribución, el análisis pasará a ser vibroaeroacústico, de una complejidad y coste computacional mucho mayor.

## 3.2. Análisis iCFD

En este apartado se hablará del primer paso a realizar en el software Actran, basado en la obtención de las fuentes sonoras a partir de los resultados del análisis CFD.

### 3.2.1. Necesidades para el análisis

Como ya se ha indicado, este análisis se denomina iCFD y para llevarlo a cabo se aplica la analogía de Lighthill. Antes de proceder con este cálculo habrá que tener realizado el análisis CFD y el modelo acústico en Actran, porque para obtener el archivo de salida con la información de las fuentes será necesario introducir:

- El archivo Actran que contenga el modelo acústico de elementos finitos, con la información de la malla acústica y la definición de las regiones de las fuentes, es decir, los dominios del modelo sobre los que habrá que computar fuentes sonoras.
- Los archivos con los resultados de cada paso temporal del análisis CFD en cada uno de los nodos de la malla de flujo empleada. Para el análisis aeroacústico, estos archivos deberán contener los valores de velocidad y densidad para el caso de fluido compresible, mientras que bastará con la velocidad para el caso de fluido incompresible. En el caso de nuestro ventilador estos resultados se obtienen haciendo uso del software ANSYS Fluent. (Anexo IV).

#### 3.2.2. Mapeo de los resultados

Actran debe localizar espacialmente la información obtenida mediante el análisis CFD en el modelo acústico, para así situar las fuentes. Para ello, emplea un sistema de referencia común para la malla acústica y para la malla empleada para el CFD, cuya información lee de los archivos obtenidos de Fluent, de forma que los dominios de una y otra se superponen al partir ambas del mismo modelo CAD. Sin embargo, la malla empleada en ANSYS Fluent para obtener unos resultados de flujo precisos es generalmente más fina que la malla acústica utilizada para la predicción de la propagación del sonido. Los costes computacionales de este tipo de análisis ya son bastante elevados, por lo que no interesa refinar en exceso la malla acústica. El requisito que se ha establecido por convenio para el tamaño de los elementos de la malla acústica es que haya al menos seis elementos por longitud de onda. Por este motivo, los nodos de ambas mallas no coinciden. Actran ofrece dos formas de llevar a cabo el mapeo. El primer método es el “Sampling” en el que el iCFD identifica la celda de la malla CFD más cercana a cada nodo de la malla acústica para tomar sus valores. El segundo, denominado “Integration”, es más preciso y se basa en la integración sobre la malla CFD de los valores aerodinámicos usando las funciones de forma de la malla acústica.

#### 3.2.3. Transformación al dominio frecuencial: Teorema de Nyquist

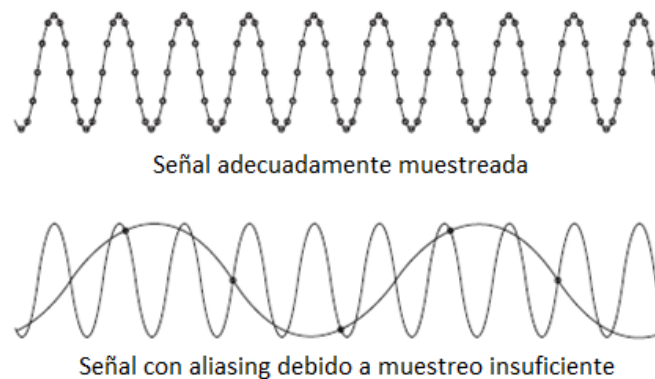
El cálculo de las fuentes se realiza en el dominio temporal, mientras que en el cálculo acústico de la propagación del sonido éstas deben ser importadas en el dominio frecuencial, pues es en éste en el que Actran resuelve la ecuación de la onda. Por esta razón, antes de proceder con el análisis acústico, hay que trasladar las fuentes sonoras obtenidas a este dominio, para lo que el módulo iCFD ofrece la posibilidad de aplicar un algoritmo basado en la transformada de Fourier. Según el teorema de Nyquist, que estima la calidad del muestreo y la conversión del dominio temporal al frecuencial, se establecen una serie de relaciones entre ambas señales. El citado teorema establece que el conjunto de  $N$  muestras temporales  $q_k$  separadas por un paso temporal  $\Delta t$  y la señal continua  $q(t)$  contienen la misma información si  $\frac{1}{\Delta t_{CFD}} > 2 * f_{max}$  donde  $f_{max}$  es la frecuencia máxima que se alcanza a observar en la señal  $q(t)$ . En caso de no cumplir este teorema se puede

incurrir en el fenómeno conocido como “aliasing” mostrado en la **Figura 6**.<sup>[17]</sup> El rango frecuencial en el que se obtendrán los resultados de las fuentes sonoras alcanzará por tanto una frecuencia máxima  $f_m$  con un paso frecuencial  $\Delta f$  según las ecuaciones

$$\Delta f = \frac{1}{N\Delta t} \quad [\text{Ecuación 3.5}]$$

$$f_m = \frac{1}{2 * \Delta t} \quad [\text{Ecuación 3.6}]$$

Evidentemente el producto entre el número de pasos y el paso temporal  $N\Delta t$  es equivalente al tiempo total del análisis CFD  $t_{\max} - t_{\min}$  donde  $t_{\max}$  es el tiempo final del registro de resultados y  $t_{\min}$  es el tiempo inicial. Asimismo, esto equivale al número de vueltas totales del ventilador que se simulan. La *ecuación 3.5* permite por tanto observar la relación existente entre la resolución frecuencial alcanzable y el número de vueltas totales a analizar en el CFD. Cuanta mayor sea la resolución deseada, más vueltas del ventilador habrá que estudiar, si bien el coste computacional en cuanto a tiempo y espacio en disco se refiere aumentará en consonancia, estableciéndose así una limitación al depender de los recursos computacionales de los que se disponga.

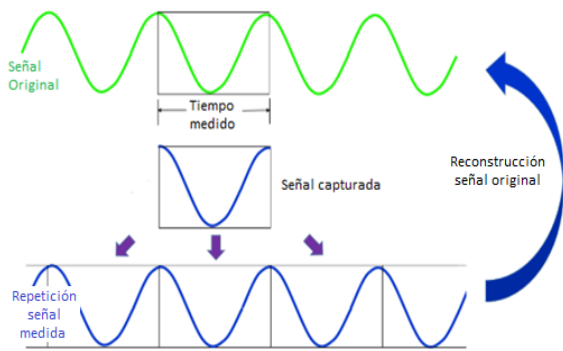


**Figura 6.** Comparación entre señal correctamente muestreada y muestreo que presenta “aliasing”.

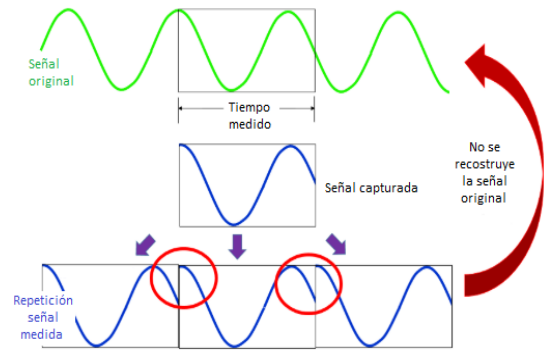
#### 3.2.4. Transformación al dominio frecuencial: Aplicación de ventanas

Otro factor a tener en cuenta a la hora de realizar el paso de las magnitudes que equivalen a las fuentes sonoras del dominio temporal al dominio frecuencial es que generalmente las señales temporales no son periódicas.<sup>[10]</sup> Se dice que la medida de una señal temporal es realizada de forma periódica si al agregar los fragmentos medidos uno detrás de otro se reconstruye la señal original, tal y como queda visible en la **Figura 7**. La misma señal temporal se puede medir de forma diferente resultando en una señal capturada no periódica de forma que cuando se repite la señal capturada, no se reconstruye la señal original como la que se muestra en la **Figura 8**.<sup>[18]</sup>



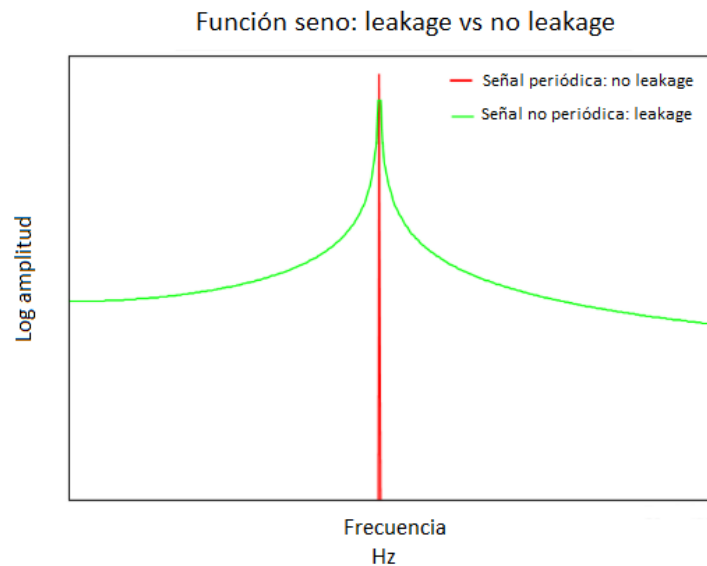


**Figura 7.** Señal periódica.



**Figura 8.** Señal no periódica.

Las señales de datos arbitrarios como la que atañe a este análisis son no periódicas y no hay forma de asegurar que variando el bloque de tiempo medido se alcance una señal capturada periódica.<sup>[18]</sup> Esto puede provocar la aparición de un fenómeno que hay que evitar denominado “spectral leakage”, que es resultado de la suposición que realiza el algoritmo DFT (Transformada discreta de Fourier) basada en que la señal temporal es periódica, cuyo efecto es que la medida se distorsiona de forma que la energía contenida en una componente frecuencial dada se expande sobre las frecuencias adyacentes, causando errores de amplitud tanto en la frecuencia en cuestión como en las que la rodean.<sup>[17]</sup> Este efecto puede verse en la **Figura 9** donde se comparan en el dominio frecuencial la señal periódica de la **Figura 7** con la no periódica de la **Figura 8**.



**Figura 9.** Función seno con leakage vs función seno sin leakage.

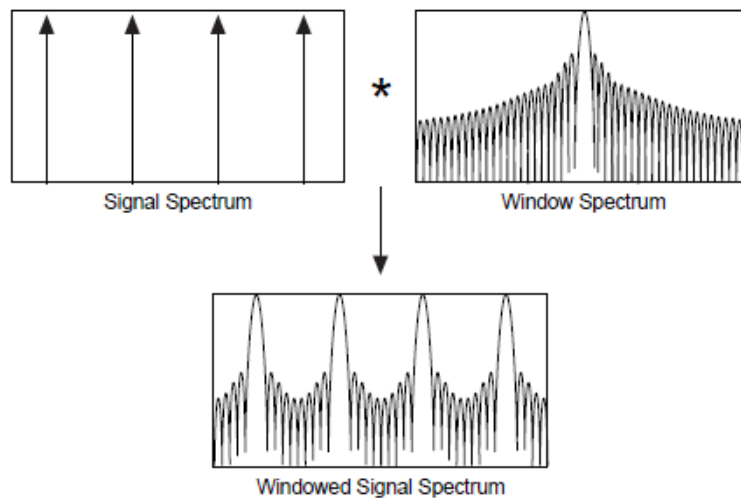
Para evitar la aparición de este efecto no deseado se hace uso de las ventanas (**Figura 10**). Generalmente, la secuencia temporal que el iCFD toma de la simulación CFD corresponde a una parte truncada de una señal  $\tilde{q}_k$  resultante del producto en el dominio temporal con una ventana

$$\tilde{q}_k = q_k * \omega_k \quad [Ecuación 3.7]$$

### 3. NOCIONES TEÓRICAS PARA EL ESTUDIO EN ACTRAN

En caso de no aplicar ventana, lo que se conoce como ventana uniforme o rectangular,  $\omega_k = 1$ . La transformada de Fourier de esta señal  $\tilde{q}_k$  corresponde a la convolución del espectro de la señal original resultante de su transformada de Fourier con el espectro de la ventana resultante de su transformada de Fourier

$$\tilde{Q}_n = \sum_{r=0}^N Q_{n-r} * W_r \quad [\text{Ecuación 3.8}]$$



**Figura 10.** Tratamiento de la señal mediante aplicación de una ventana.

Existen diferentes tipos de ventana, cada una con sus características y apropiada para una aplicación determinada. Las propiedades que caracterizan la forma de cada ventana son la dimensión del lóbulo de -3dB y de -6dB, es decir, el número de compartimentos de frecuencias a los que la respuesta de la ventana se vuelve un factor 0.707 (-3dB) y 0.5 (-6dB) del pico principal, el nivel en dB relativo al pico principal del máximo de los adyacentes y el ratio de caída en dB por década frecuencial. En la **Tabla 1**<sup>[17]</sup> se comparan estas cuatro características de diferentes ventanas, mientras que en la **Tabla 2**<sup>[17]</sup> se pueden ver las ventanas que se recomiendan en función del contenido de la señal.

Ventana	-3dB líneas espectrales	-6dB líneas espectrales	Nivel máximo espectro contiguo	Ratio de caída (dB/década)
Uniforme	0.88	1.21	-13	20
Hanning	1.44	2.00	-32	60
Hamming	1.30	1.81	-43	20
Blackman-Harris	1.62	2.27	-71	20
Exact Blackman	1.52	2.13	-67	20
Blackman	1.68	2.35	-58	60
Flat Top	2.94	3.56	-44	20

**Tabla 1.** Comparación de las características de diferentes ventanas.

Contenido de la señal	Ventana
Señal senoidal o combinación de señales senoidales	Hanning
Señal senoidal si la precisión en la amplitud es lo más importante	Flat Top
Señal aleatoria de banda estrecha (datos de vibración)	Hanning
Señal aleatoria de banda ancha	Uniforme
Señales senoidales muy cercanas	Uniforme, Hamming
Señal de excitación (golpe de un martillo)	Force
Señales de reacción	Exponencial
Contenido desconocido	Hanning

**Tabla 2.** Aplicaciones típicas para cada una de las distintas ventanas.

Actran ofrece la posibilidad de elegir entre seis ventanas diferentes que son la ventana rectangular, la triangular, la Hanning, la Hamming, la Blackman y la Blackman Harris. En la simulación del ventilador se hará uso de la ventana Hanning, ya que es la que habitualmente se usa para datos aleatorios debido a su impacto moderado sobre la resolución frecuencial y la precisión en la amplitud en comparación con otras ventanas. El error de amplitud máximo de la ventana Hanning, que tiene lugar cuando la señal senoidal se captura justo a mitad de onda, es del 15 %, mientras que si se captura de forma periódica es del 0 % y el leakage frecuencial se limita a aproximadamente 1.5 espectros frecuenciales a cada lado de la señal senoidal.<sup>[18]</sup>

### 3.3. Análisis acústico de Actran: discretización

Para calcular la propagación del ruido producido por un conjunto de fuentes en el medio, Actran hace uso de un análisis que denomina “Direct Frequency Response Analysis” que aplica el método de los elementos finitos, el cual ofrece una solución aproximada introduciendo errores. La calidad numérica de la simulación se mide mediante los errores de dispersión y de disipación debidos a la discretización espacial. El primero de ellos está relacionado con la diferencia entre la velocidad de propagación respecto de la esperada, ya que puede ser ligeramente menor que ésta induciendo un retraso que se acentúa tras varias longitudes de onda.<sup>[19]</sup> El segundo caracteriza la reducción en la amplitud a lo largo de la trayectoria acústica.<sup>[19]</sup> Mediante la integración de las ecuaciones continuas que gobiernan la propagación del ruido en el medio en cada uno de los infinitesimales volúmenes en los que está dividido el volumen fluido se consigue transformar estas ecuaciones continuas en ecuaciones algebraicas discretas. Estos errores dependerán del orden de la discretización, es decir, del número de grados de libertad empleados para modelar el problema. Se hace uso del Método de Galerkin Discontinuo para permitir que elementos adyacentes tengan diferente número de grados de libertad, de forma que cada elemento usa el orden que minimiza estos errores basado en la longitud de onda local.<sup>[22]</sup>

Respecto a la discretización temporal, se utiliza un esquema de Runge Kutta que resulta interesante en términos de precisión y estabilidad.<sup>[19]</sup> Concretamente se hará uso en este cálculo del método de Runge Kutta de cuarto orden. Este método es explícito, lo que implica una estabilidad condicionada que está limitada por el tiempo de paso.



## 4. MEDIDAS EXPERIMENTALES

---

Se han realizado dos tipos de medidas. En primer lugar, se determinó la velocidad de giro del ventilador, que es un dato de entrada necesario para realizar el análisis de flujo computacional y, en segundo lugar, se midió la presión sonora mediante un micrófono situado en una posición específica de acuerdo a la norma ISO-3744. Estas segundas medidas son las que resultan de interés en este trabajo, pues son las que se van a emplear para contrastar con la solución teórica que proporcione el modelo de simulación aeroacústica elaborado para poder verificar que se avanza en la dirección correcta.

### 4.1. Medidas de la presión sonora

En este apartado se explican la forma en que se realizaron las medidas de presión tanto para el ventilador como para el conjunto ventilador-tobera y la forma en que los resultados obtenidos fueron tratados para obtener una solución coherente con la que comparar los resultados de simulación.

#### 4.1.1. Procedimiento

Las medidas se realizaron en una cámara semianecoica, es decir, en la que las paredes y el techo están revestidos por material absorbente para evitar reflexiones de las ondas, localizada en el Instituto Tecnológico de Aragón (ITA) (**Figura 11**). Esta cámara cumple las condiciones establecidas por la norma ISO-3744<sup>[24]</sup> según las cuales, para el grado de precisión 2 empleado, las medidas deben realizarse en un entorno que cumpla las siguientes restricciones:

- Referente al ruido de fondo, se establece que la diferencia entre el ruido de fondo y el ruido producido por la fuente que se está midiendo debe ser de al menos 6 dB y preferiblemente superior a 15 dB. En caso de que la diferencia sea inferior a esos 6 dB las medidas tomadas no serán válidas, si están comprendidas entre 6 dB y 15 dB habrá que aplicar un factor de corrector que dependerá de la diferencia entre ambos niveles, mientras que si la diferencia es superior a los 15 dB no será necesario aplicar ninguna corrección.
- Respecto al factor corrector por entorno de ensayo, la cámara utilizada cumple el requisito  $K_2 \leq 2 \text{ dB}$  calculándose este factor según la norma como

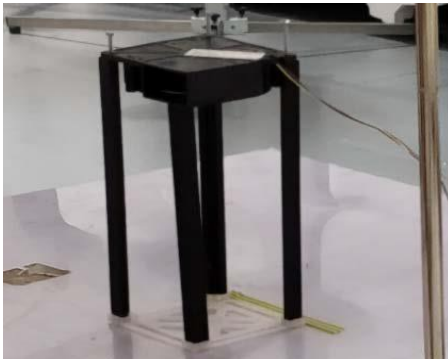
$$K_2 = 10 \lg \left( 1 + 4 \frac{S}{A} \right) \text{ dB} \quad [\text{Ecuación 4.1}]$$

En esta ecuación A es el área equivalente de absorción de sonido en m<sup>2</sup> de la cámara y S es el área igualmente en m<sup>2</sup> de la superficie de medida.



**Figura 11.** Sala semianecoica.

Debido a que el objetivo de las medidas era su empleo posterior para compararlas con la solución de la simulación teórica era necesario que las condiciones en que éstas se realizasen fueran lo más similares posibles a las del modelo de simulación. Para ello, el ventilador se colocó atornillado para evitar cualquier tipo de vibración sobre cuatro patas. Para realizar las medidas del conjunto ventilador-tobera se procedió de forma análoga.

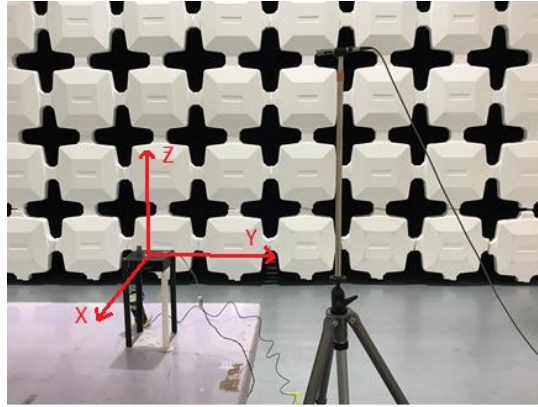


**Figura 12.** Disposición del ventilador para el ensayo.



**Figura 13.** Disposición del conjunto ventilador-tobera para el ensayo.

Las medidas se realizan mediante un micrófono situado en las coordenadas  $x = 0.15$  m,  $y = 0.50$  m,  $z = 0.55$  m que simulan la posición de un usuario que está cocinando empleando la placa de inducción, tomando el eje de coordenadas en el centro del ventilador tal y como se indica en la **Figura 14**. Así mismo, el micrófono que se situará en la simulación teórica se localizará en este mismo punto. El micrófono por su parte, estaba conectado a un multi-analizador conectado a su vez a un ordenador en el que mediante un programa de ruido se obtiene la presión sonora en bandas de tercio de octava a partir de la señal temporal registrada en el micrófono.



**Figura 14.** Situación del micrófono respecto del ventilador.

Se considerará para la toma de las medidas que el ventilador trabaja alimentado de forma constante a 24 V, por lo que al no variar el voltaje, la velocidad de giro se mantendrá constante y dependerá únicamente de si se coloca el ventilador sólo o con una u otra tobera, ya que la pérdida de carga y la velocidad de salida de aire se ven alteradas. Antes de comenzar con las medidas de los ventiladores se realizan tres medidas del ruido de fondo para determinar las bandas en las que la diferencia entre ambos es inferior a 6 dB y por tanto las medidas no son válidas o aquellas a las que haya que aplicarles un factor de corrección por ser inferior a 15 dB. Además, las medidas se realizan sobre una muestra de seis ventiladores y cada medida, con una duración de 30 segundos, se repite en tres ocasiones. Según la ISO-3744<sup>[24]</sup>, con un grado de precisión 2, el método de medida empleado debe presentar una desviación típica de reproducibilidad de  $\sigma_r = \pm 1.5$  dB.

#### 4.1.2. Tratamiento de los resultados

En primer lugar, a partir de todos los resultados de presión sonora obtenidos para todos los tercios de octava comprendidos entre los 20 Hz y los 12.5 kHz, se rechazan todas las medidas tomadas para frecuencias por debajo de los 100 Hz en el caso del ventilador solo y por debajo de los 200 Hz en el caso del ventilador con tobera, ya que estas medidas no cumplen el requisito de ruido de fondo, según el cual la diferencia entre el ruido producido por la fuente y éste debe ser superior a los 6 dB.

A continuación, se procede a acotar el rango frecuencial de estudio para reducir los tiempos de análisis y los costes computacionales del mismo. Para ello se deben determinar las frecuencias que resultan influyentes en el “overall”, es decir, en el nivel de presión sonora equivalente de la señal acústica que emite el ventilador. Si se compara el “overall” tomando diferentes rangos de frecuencia para los seis ventiladores, se puede observar en la **Tabla 3** que la diferencia máxima observada en el “overall” entre tomar todas las bandas comprendidas entre 200 Hz y 12.5 kHz o únicamente el rango delimitado por 400 Hz y 2.5 kHz es de 0.8 dBA. Por este motivo se determina que el rango de estudio irá desde los 400 Hz hasta los 2.5 kHz.

#### 4. MEDIDAS EXPERIMENTALES

Rango (Hz)	Overall (dBA)											
	Ventilador						Ventilador+Tobera					
	Vt1	Vt2	Vt3	Vt4	Vt5	Vt6	Vt1	Vt2	Vt3	Vt4	Vt5	Vt6
200-12500	45.5	46.4	46.8	45.7	45.4	49.4	44.3	44.3	48.9	44.6	45.0	46.2
315-3150	45.2	46.2	46.6	45.4	45.1	49.3	44.1	44.1	48.8	44.2	44.7	46.0
315-2500	44.9	45.9	46.4	45.1	44.8	49.2	43.9	43.8	48.7	43.9	44.4	45.9
400-2500	44.8	45.8	46.3	44.9	44.7	49.1	43.9	43.8	48.7	43.9	44.4	45.9

Tabla 3. Comparación del overall para distintos rangos frecuenciales.

El siguiente paso es reconocer los valores atípicos, es decir, aquellos valores que debido a algún error en la medida se deben desechar. Para ello, se determinarán para todas las medidas en cada banda de tercio de octava los cuartiles y se hará uso del método de Tuckey, según el cual, se eliminarán los datos que cumplan alguna de las dos condiciones siguientes

$$\text{dato} > (Q_3 + 1.5 * \text{IQR}) \quad [\text{Ecuación 4.2}]$$

$$\text{dato} < (Q_1 - 1.5 * \text{IQR}) \quad [\text{Ecuación 4.3}]$$

donde  $Q_3$  hace referencia al tercer cuartil que marca el valor tal que el 75 % de las medidas son menores,  $Q_1$  el primer cuartil que marca el valor tal que tan sólo el 25 % de las medidas son inferiores y IQR es el rango intercuartil que se calcula como  $Q_3 - Q_1$ .

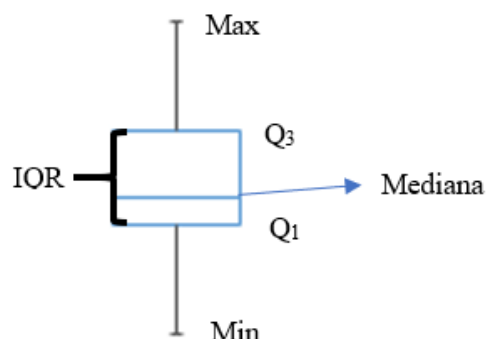


Figura 15. Representación de la división en cuartiles.

Este proceso de selección de datos, mostrado en el Anexo V, se realizará tantas veces como sea necesaria hasta que no haya ningún valor atípico.

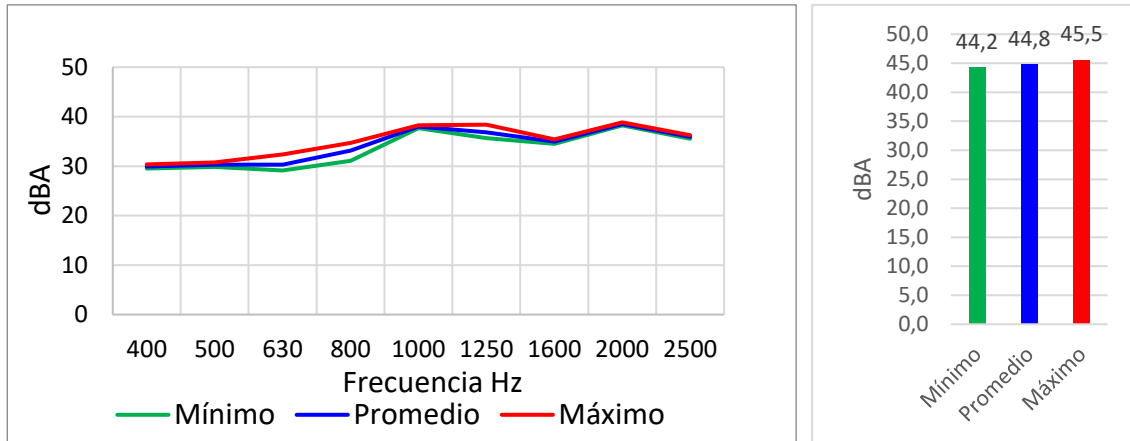
#### 4.1.3. Resultados

Una vez llevado a cabo el proceso de tratamiento de los resultados se obtiene el nivel de presión sonora equivalente en bandas de octava que se va a utilizar como referencia para comparar los resultados teóricos. Las Figuras 16 y 17 presentan los resultados

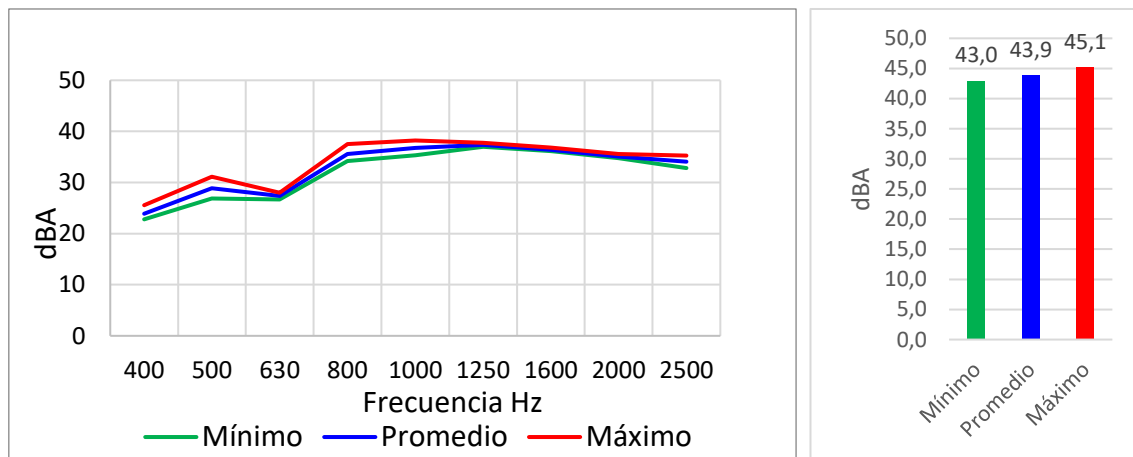


#### 4. MEDIDAS EXPERIMENTALES

mínimos, promediados y máximos por banda de octava, así como el “overall” para ambos casos; ventilador y conjunto ventilador con tobera respectivamente.



**Figura 16.** Nivel sonoro en tercios de octava y “Overall” del ventilador.



**Figura 17.** Nivel sonoro en tercios de octava y “Overall” del conjunto ventilador-tobera.

Tal y como se ha explicado en el apartado 2.4. el ruido de un ventilador está formado por ruido de banda ancha y ruido de pico tonal, que es aquel que aparece en la frecuencia de paso de álabe que se calculaba mediante la *ecuación 2.13*. El ventilador estudiado tiene  $n=60$  álaves y gira a una velocidad de 2200 rpm por lo que la frecuencia de paso de álabe es 2200 Hz, la cual pertenece al tercio de octava de 2000 Hz. En el espectro del ventilador que aparece en la **Figura 16** la presión acústica presenta un incremento en esta banda cuya causa puede ser el ruido de pico tonal. En el caso de añadir la tobera al análisis, la frecuencia de paso de álabe pasa a ser 2350 Hz ya que la velocidad de giro aumenta. Esta frecuencia está comprendida en la banda de 2500 Hz y en el espectro de la **Figura 17** no se muestra ningún efecto en esta banda, por lo que se podría pensar que el ruido de pico tonal en este caso apenas tiene influencia frente al de banda ancha. Sin embargo, no hay que olvidar que los espectros mostrados están hechos por bandas de tercio de octava que reúnen en cada banda la suma de la presión acústica de todas las frecuencias comprendidas, por lo que para analizar mejor la influencia del ruido de pico tonal frente al de banda ancha habría que recurrir a un FFT para analizar frecuencia a frecuencia.



## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

---

En este apartado se va a explicar cada una de las partes del modelo utilizado para simular el sistema de refrigeración. Como ya se ha explicado, el análisis se compone de dos partes, en primer lugar, el iCFD y, en segundo lugar, el análisis acústico. Se hará alusión a los parámetros seleccionados para tratar de simular las condiciones del análisis experimental y obtener unos resultados lo más similares posibles.

### 5.1. Parámetros del análisis iCFD

En primer lugar, se realiza este análisis iCFD mediante el que a partir de los resultados de velocidad del análisis CFD para cada time-step y en cada nodo de la malla del flujo, se obtiene un archivo con las fuentes acústicas equivalentes sobre la malla acústica en el dominio frecuencial.

Se ha probado a cambiar varios parámetros del análisis CFD para determinar su influencia en los resultados finales. Se han corrido en primer lugar 7 vueltas del ventilador con el modelo de turbulencia LES Second Order, es decir, se tienen 2520 time-steps para importar en Actran y calcular las fuentes. Posteriormente se ha vuelto a calcular un caso con el mismo número de vueltas y por consiguiente de time-steps utilizando un modelo de turbulencia LES First Order. Finalmente se ha analizado un caso utilizando este mismo modelo de turbulencia LES First Order pero variando la malla utilizada; eliminando la capa límite concretamente.

En cualquier caso, para proyectar los resultados de la malla de flujo a la malla acústica se selecciona el método “Integration” para evitar la pérdida de información, aunque sea más costoso a nivel de cálculo. A continuación, el programa calcula mediante aplicación de la analogía de Lighthill las fuentes sonoras equivalentes en aquellos dominios de la malla acústica en los que se ha determinado que hay contribución acústica, bien volumétrica o bien superficial. Para conocer estos dominios, además de todos los time-steps solución del análisis de flujo, el archivo correspondiente al análisis acústico en el que se definen, es archivo de entrada del análisis iCFD, por lo que, aunque su análisis se lleve a cabo a posteriori, habrá que modelarlo igualmente antes de lanzar el análisis iCFD.

Tras el cálculo de las fuentes en dominio temporal se aplica la Transformada Discreta de Fourier para pasar al dominio frecuencial. Dado que se tienen 2520 time-steps con un tiempo de paso de  $7.57 \cdot 10^{-5}$  segundos, mediante la aplicación de las ecuaciones 3.5 y 3.6 se obtienen el paso frecuencial y la frecuencia máxima del análisis:

$$\Delta f = \frac{1}{n * \Delta t} = \frac{1}{2520 * 7.57e - 5} = 5.238Hz \quad [Ecuación 5.1]$$

$$f_m = \frac{1}{2 * \Delta t} = \frac{1}{2 * 7.57e - 5} = 6600Hz \quad [Ecuación 5.2]$$

El rango de análisis es de 400Hz a 2500Hz por lo que la frecuencia máxima no supone ninguna limitación. Por otro lado, el paso frecuencial se empleará a la hora de determinar los parámetros del cálculo acústico.

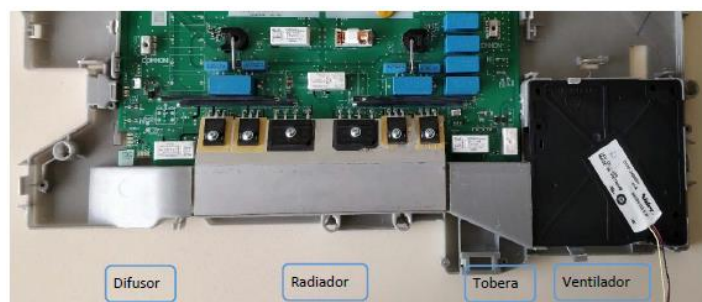
Por último, para evitar el fenómeno “spectral leakage” al que se ha hecho alusión en el apartado 3.2.4. Actran ofrece la posibilidad de aplicar diferentes ventanas. Se realizarán análisis seleccionando la ventana Hanning, que es la recomendada para el tratamiento de este tipo de señales y la ventana rectangular para comparar los resultados y determinar la influencia en éstos del uso de la ventana. El usuario tiene la posibilidad de trabajar con un dominio temporal único, que es la opción por defecto, de forma que la Transformada Discreta de Fourier se aplica sobre todo el dominio temporal. Sin embargo, también existe la posibilidad de dividir en múltiples rangos el dominio temporal y aplicar sobre cada uno de estos rangos la Transformada de Fourier. En este caso, se crea un resultado para cada uno de los rangos temporales creados, siendo el resultado final del análisis la media de todos ellos. Existe la posibilidad de añadir un “overlap” o solapamiento entre los rangos temporales creados. La desventaja del segundo método es que al dividir el número total de time-steps entre los distintos rangos temporales creados aumenta el incremento frecuencial disminuyendo la resolución del posterior FFT. Se realizarán análisis empleando ambos métodos de tratamiento de señal y posteriormente, se compararán los resultados para ver de qué forma ajustan mejor a los resultados obtenidos de forma experimental.

### 5.2. Parámetros del análisis acústico

A pesar de que debe ser modelado antes de realizar el análisis iCFD, es tras el cálculo de las fuentes equivalentes cuando se simula el análisis acústico, el cuál utiliza éstas como condición de contorno. En este apartado se indica cómo se realiza el modelo para el cálculo de propagación acústica.

#### 5.2.1. Geometría y dominio computacional

Es importante destacar que en Actran no se trabaja con una proyección del ventilador real, si no que los cuerpos a considerar son volúmenes de aire que simulan el aire que circula por el interior del sistema y por su entorno. El sistema de refrigeración consta de cuatro partes bien diferenciadas: el ventilador, la tobera, el radiador y el difusor (**Figura 18**).

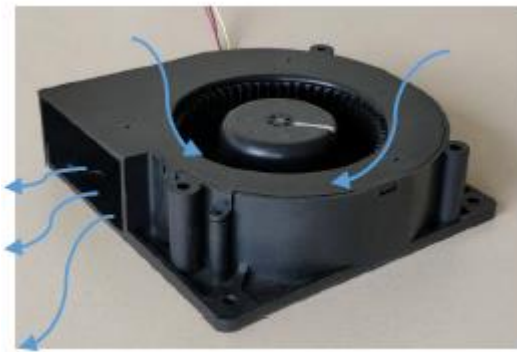


**Figura 18.** Sistema de refrigeración completo.

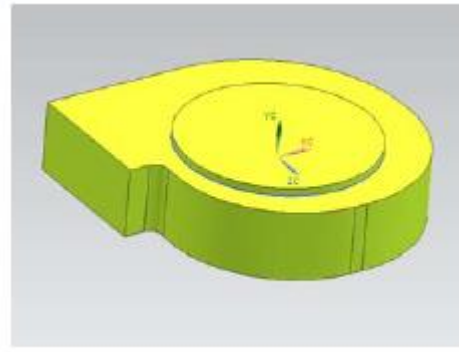
## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

En este trabajo se va a trabajar primero sólo con el ventilador y después con el conjunto ventilador-tobera.

El ventilador está formado por una voluta y un rodete que tiene 60 álabes y presenta un agujero en la parte superior para posibilitar la entrada de aire. En el análisis acústico sólo han de incluirse las partes estáticas del modelo, por lo que se retira el rotor. Así pues, se parte del mismo volumen de aire que simula a la voluta utilizado en el análisis de flujo, el cual presenta un agujero en su interior, que es donde se encontraría el rodete.

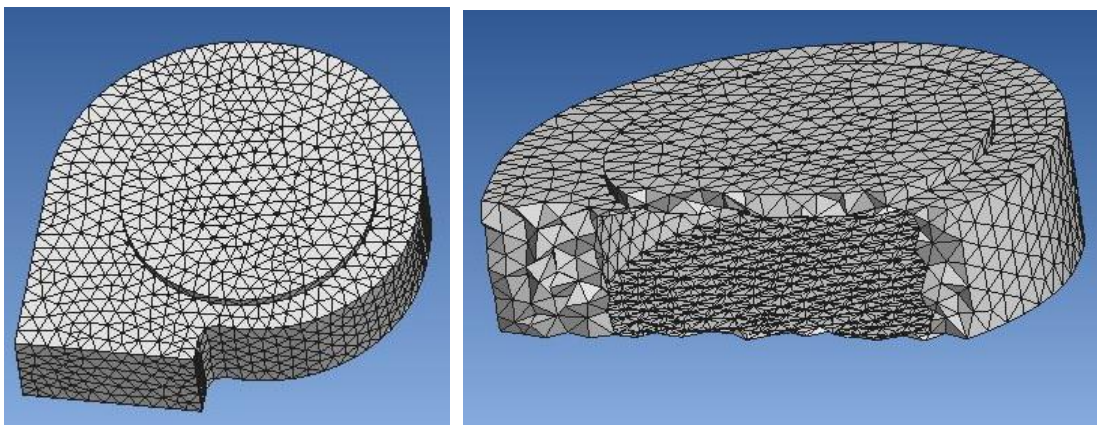


**Figura 19.** Voluta.



**Figura 20.** Modelo CAD del volumen de aire de la voluta.

A partir del modelo CAD que simula el volumen de aire correspondiente a la voluta, se procede a realizar el modelo de elementos finitos elaborando una malla lo suficientemente fina como para resolver de forma precisa el problema de propagación sin incurrir en excesivos costes computacionales. La malla utilizada es de tipo estructurado y formada por elementos con forma de tetraedros. Estos elementos son cuadráticos ya que constituyen la región de las fuentes. Para determinar la influencia del tamaño de elemento se procede a realizar cuatro análisis con elementos de 2 mm, 3 mm, 4 mm y 5 mm cuyos resultados serán comparados para determinar el modelo que más se aproxima al modelo experimental.



**Figura 21.** Malla de la voluta.

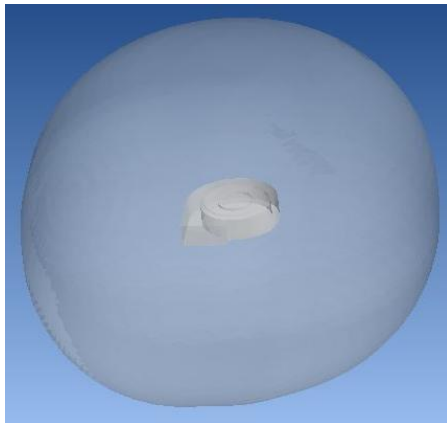
El objetivo del análisis es calcular el nivel acústico en un micrófono situado en campo lejano, por lo que hay que definir el entorno de propagación. Se define una malla de radiación esférica alrededor del ventilador que estará compuesta por aire en reposo. Se

## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

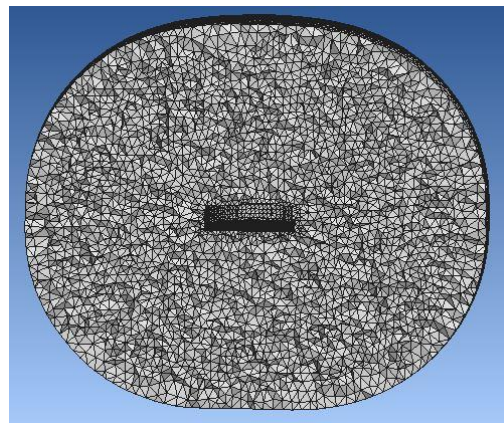
realizarán análisis con volúmenes de diferentes dimensiones, 15 cm, 20 cm y 30 cm de radio para determinar la influencia. Respecto a los elementos de esta malla, serán tetraedros lineales y aumentarán su tamaño progresivamente conforme se alejen del ventilador, ya que conforme aumenta la distancia respecto de la región de las fuentes, se requiere menor refinamiento de la malla. El crecimiento de estos elementos se indica mediante el parámetro de gradación que determina la diferencia máxima relativa entre dos elementos contiguos. Normalmente, un grado bajo de gradación mejora la calidad de la malla, por lo que en el modelo se usa grado 2.<sup>[25]</sup> El tamaño máximo de estos elementos deberá ser tal que haya un mínimo de seis elementos por longitud de onda de forma que la representación de ésta sea precisa, es decir, el tamaño máximo no deberá en ningún caso superar la sexta parte de la longitud de onda mínima  $\lambda$  que está determinada a su vez por la frecuencia máxima de análisis y la velocidad del ruido en el fluido. En el caso de este análisis la frecuencia máxima será  $f_m = 2818$  Hz (frecuencia máxima de la banda de 2500 Hz) y al ser aire el fluido de trabajo la velocidad del ruido es  $c = 343$  m/s se determina la mínima longitud de onda

$$\lambda = \frac{c}{f_m} = \frac{343}{2818} = 0.122 \text{ m}$$

El tamaño máximo de los elementos de esta malla será por tanto 20.3 mm, lo que no supone una gran limitación al ser un tamaño relativamente alto.



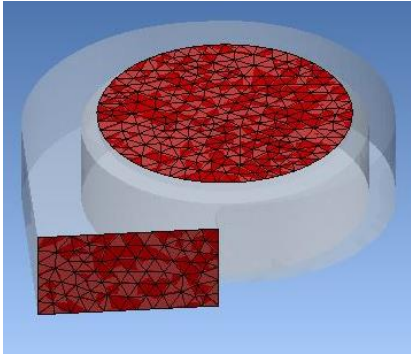
**Figura 22.** Volumen de radiación.



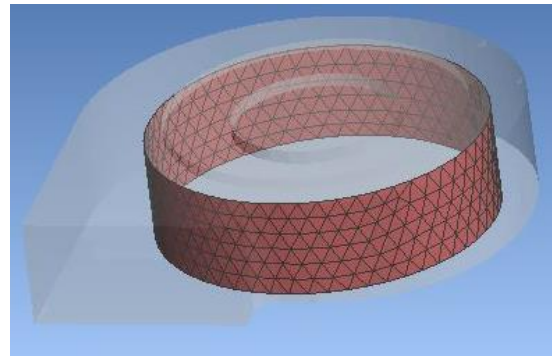
**Figura 23.** Malla del volumen de radiación.

Para finalizar con el mallado se definen las siguientes mallas superficiales. En la entrada y salida de la voluta se realizan dos mallas respectivamente, la primera sobre el volumen de la voluta y la segunda sobre el volumen de radiación que simulan superficies de contacto. Estas cuatro mallas están formadas por elementos triangulares lineales y se utilizan para situar dos interfases que simulen la conexión del aire entre el interior de la voluta y el volumen de radiación exterior en la entrada y la salida. En la superficie interior de la voluta se hace lo mismo, pero empleando elementos triangulares cuadráticos. Por defecto, al crear el volumen de radiación, se genera una malla independiente en su superficie exterior con elementos triangulares lineales.

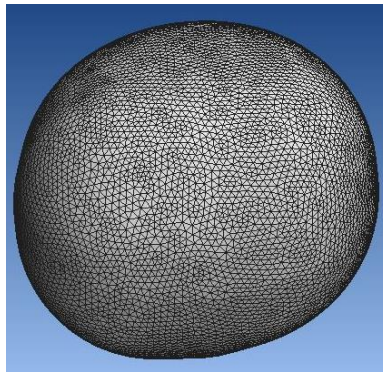




**Figura 24.** Mallas superficiales en la entrada y salida de aire.



**Figura 25.** Malla superficial en la interfase entre la voluta y el rodete.



**Figura 26.** Malla de la superficie exterior del volumen de radiación.

### 5.2.2. Material

Las propiedades consideradas en la simulación son las del aire:

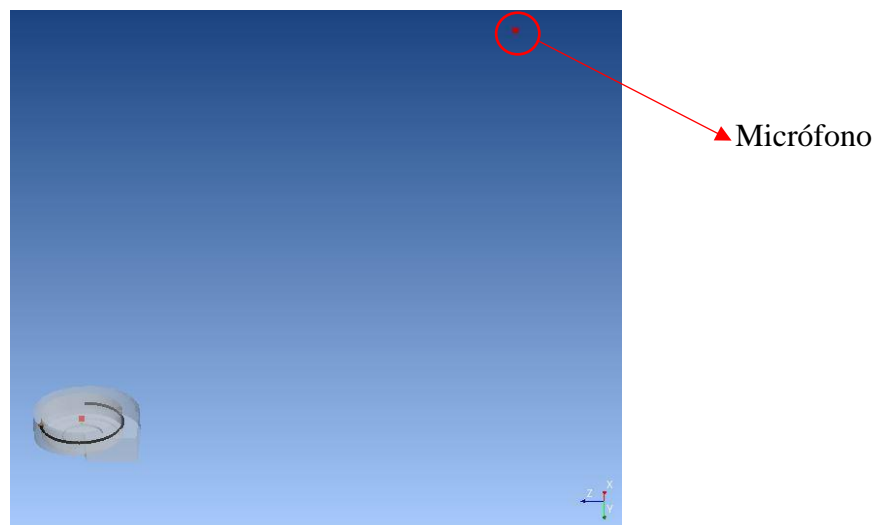
- Densidad =  $1.225 \text{ kg/m}^3$
- Velocidad del sonido =  $343 \text{ m/s}$

Sin embargo, hay dos tipos diferentes de componentes cuyo material es el aire con las características especificadas. Por un lado, se creará un componente fluido finito del que estarán compuestos tanto la voluta que constituye la región de las fuentes como el volumen de radiación que representa al aire en reposo del entorno. Por otro lado, se define un componente fluido infinito que se aplicará a la superficie externa del volumen de radiación para simular la condición de contorno de no reflexión asegurando la condición de campo libre y obtener de esta forma la solución en el micrófono que se encuentra fuera de la región finita. Estos elementos infinitos son muy útiles a la hora de modelar problemas de radiación en campo libre, ya que el dominio acústico no se puede discretizar de forma ilimitada. De esta forma, se discretiza la zona cercana a la región de las fuentes con componente finito, es decir, la voluta y el volumen de radiación en este caso y se utilizan los elementos infinitos para ilimitar el dominio acústico.

### 5.2.3. Condiciones de contorno y de simulación

Se comienza definiendo el rango frecuencial del análisis. El programa pide al usuario indicar la frecuencia mínima, la frecuencia máxima y el paso frecuencial que determinará las frecuencias en las que se realizan los cálculos de propagación del ruido a partir de las fuentes calculadas. El análisis tiene que abarcar el rango de interés que, según se ha determinado, va desde los 400 Hz hasta los 2500 Hz. Se tendrá en cuenta a la hora de introducir los datos de entrada referentes al rango frecuencial del análisis acústico el paso frecuencial obtenido en el análisis iCFD que indica las frecuencias en las que están calculadas las fuentes equivalentes para que el cálculo de propagación se realice en esas mismas frecuencias y evitar así tener que interpolar las fuentes para construir el FFT. Como ejemplo, con los archivos de las siete vueltas de análisis de flujo con un time-step de  $7.57 \cdot 10^{-5}$  segundos se han calculado las fuentes acústicas equivalentes con un paso frecuencial de 5.238 Hz. De esta forma, no se indicará que la frecuencia inicial de cálculo es 355 Hz, que es la frecuencia inferior de la banda de 400 Hz, sino el múltiplo de 5.238 Hz más próximo y menor que 355 Hz, es decir, 350.946 Hz. El paso frecuencial a introducir será 5.238 Hz y la frecuencia máxima del análisis será su múltiplo más cercano y mayor que 2818 Hz que es la frecuencia máxima de la banda de 2500 Hz, es decir, 2818.044 Hz. De esta forma, el cálculo de propagación se realizará en aquellas frecuencias en las que las fuentes están calculadas sin necesidad de interpolar las mismas. Para determinar el nivel acústico a la hora de realizar el FFT se interpolará para el resto de frecuencias entre los resultados de las dos frecuencias más próximas en las que sí que se han realizado cálculos.

A continuación, se localiza el punto en el espacio sobre el que se medirá el nivel sonoro. Para emular las condiciones del análisis experimental que se va a emplear para comparar los resultados se coloca este punto en las coordenadas  $x = -0.15$ ,  $y = -0.55$ ,  $z = -0.5$  según las coordenadas de la **Figura 27** que se encuentra fuera de la región delimitada por los elementos infinitos, es decir, en campo libre.



**Figura 27.** Localización del micrófono en el modelo.



### 5.2.4. Localización de las fuentes; contribuciones de Lighthill

En primer lugar, se define el volumen de la voluta como región de las fuentes en la que tienen lugar las fluctuaciones turbulentas que generan ruido. Para ello, se define una contribución volumétrica de Lighthill sobre este volumen que ha sido mallado con elementos cuadráticos con forma de tetraedros. En segundo lugar, dado que el rotor se ha eliminado del modelo, se incluye en la simulación de Actran la contribución de una superficie de Lighthill situada en la superficie de separación entre el rotor y la voluta, es decir, sobre la superficie interior de ésta, mallada con elementos cuadráticos, para aportar virtualmente el efecto de las fluctuaciones que fluyen del rotor al volumen de Lighthill.<sup>[16], [21], [22], [26]</sup> Esta superficie sería un ejemplo de superficie permeable, a las que se ha hecho alusión en este trabajo en el Apartado 3.1. Se crearán tres “loadcases” para obtener las soluciones de nivel sonoro en el micrófono debido a ambas contribuciones y a cada una de ellas por separado para estudiar su efecto y contrastar con el experimental para determinar cuál es la localización óptima de las fuentes.

### 5.3. Análisis de resultados

En este apartado se van a analizar los resultados obtenidos para todos los análisis realizados frente a los resultados obtenidos de forma experimental con el objetivo de determinar la influencia de cada uno de los parámetros modificados y cómo éstos han de definirse para obtener unos resultados lo más aproximados posible. Los parámetros que se han ido modificando son los siguientes<sup>1</sup>:

- Contribuciones acústicas. Tal y como se ha indicado en el apartado anterior referente a la localización de las fuentes, se han añadido en el análisis un volumen y una superficie de Lighthill. Sin embargo, en los resultados obtenidos (Anexo VI, **Figura 1**) se observa que la superficie, que no deja de ser un elemento irreal introducido de acuerdo a la recomendación de algunos estudios previos, induce un nivel acústico excesivamente alto. En cambio, añadiendo únicamente la contribución volumétrica, el nivel acústico se aproxima al obtenido experimentalmente, presentando el “overall” una diferencia de tan sólo el 1 % (**Tabla 4**), si bien se perciben diferencias en el análisis frecuencial para determinados tercios de octava. Se deduce por ello, que el volumen ya recoge todas las fuentes acústicas del ventilador y la superficie lo que hace es duplicar fuentes de forma errónea, por lo que no debe introducirse en el modelo ya que sobredimensiona el nivel acústico. Además, los FFT obtenidos

---

<sup>1</sup> Recalcar que las modificaciones entre análisis para las comparaciones se han hecho sobre un caso que exceptuando los supuestos en los que se modificaba alguno de estos parámetros, tiene una contribución de fuentes volumétrica, el análisis de flujo se ha realizado para 7 vueltas del ventilador aplicando el modelo de turbulencia LES First Order utilizando una malla de flujo con capa límite, aplicando ventana Hanning sin dominio temporal múltiple y empleando una malla acústica compuesta por elementos de 5 mm.

## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

muestran dos picos para la contribución volumétrica (Anexo VI, **Figura 2**), uno de ellos en 2200 Hz que coincide con la frecuencia de pico tonal y el otro en 1100 Hz, que es la mitad de esta frecuencia, mientras que, si se añade la contribución de la superficie, estos picos característicos del espectro acústico de los ventiladores no se observan (Anexo VI, **Figura 3**).

	Experimental			Teórico		
	Mínimo	Promedio	Máximo	Volumen	Superficie	Volumen+Superficie
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	56.0	56.2

**Tabla 4.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de las contribuciones acústicas.

- Modelo de turbulencia del análisis de flujo. Si bien en este trabajo se centra la atención en la segunda parte de la metodología híbrida, los parámetros del análisis de flujo tienen una gran incidencia en los resultados finales. Para comprobar esto, se ha ejecutado el mismo análisis aeroacústico tomando en primer lugar los resultados del CFD obtenidos de un análisis de flujo de siete vueltas del ventilador con 360 time-steps por vuelta aplicando el modelo de turbulencia LES First Order y a continuación, los resultados del CFD obtenidos de un análisis de flujo con el mismo número de vueltas y time-steps, pero empleando el modelo de turbulencia LES Second Order. De la comparación de ambos resultados se deduce que la influencia del modelo de turbulencia empleado en el CFD es muy alta y que ajusta mejor el modelo First Order que el Second Order con el que se obtienen unos resultados excesivamente altos en relación a los experimentales. Esto se puede observar tanto analizando en tercios de octava (Anexo VI, **Figura 4**) como, sobre todo, teniendo en cuenta el “Overall” (**Tabla 5**).

	Experimental			Teórico	
	Mínimo	Promedio	Máximo	LES First Order	LES Second Order
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	51.4

**Tabla 5.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del modelo de turbulencia empleado para el análisis de flujo.

- Malla de flujo empleada. Otro de los parámetros que se pueden modificar en el análisis de flujo además del modelo de turbulencia, es la propia malla de flujo. Se ha trabajado con los resultados de flujo correspondientes a dos análisis que empleaban diferentes mallas aplicando el mismo modelo de turbulencia LES First Order; el primero de ellos hacía uso de una malla con capa límite en las superficies del ventilador y el segundo, de una malla normal sin ningún tipo de capa límite. Si bien en el análisis por frecuencias se perciben pequeñas diferencias entre el uso de una u otra malla (Anexo VI, **Figura 5**), en el “overall” no se aprecian diferencias significativas, ya que el valor de los picos prácticamente coincide (**Tabla 6**). Se determina, por tanto, que el hecho de añadir o no capa límite a la malla de flujo no repercute en diferencias significativas para la capa límite definida.

## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

	Experimental			Teórico	
	Mínimo	Promedio	Máximo	Con capa límite	Sin capa límite
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	45.2

**Tabla 6.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la malla de flujo empleada para el análisis de CFD.

- Número de vueltas del ventilador analizadas. La *ecuación 3.5* relaciona la extensión del dominio temporal de estudio ( $N\Delta t$ ) con el paso frecuencial de las fuentes acústicas equivalentes. Al aumentar el dominio temporal, es decir, estudiar un número mayor de giros del ventilador en el análisis de flujo, incrementa la resolución frecuencial y con ello la precisión final de los resultados. Se recomienda realizar análisis con un mínimo de 4 vueltas en aquellos ventiladores que no son simétricos como es el caso del que es objeto de estudio en este trabajo, del cual, se han analizado 7 vueltas, que equivalen a 2520 archivos de resultados (un archivo por cada time-step). Se ha tomado este número de giros ya que debido al peso de todos los archivos de resultados en el caso de aplicar el modelo de turbulencia LES Second Order (290 MB por archivo) no había espacio suficiente en el disco del ordenador para almacenar una octava vuelta. Los resultados muestran diferencias en función del número de vueltas estudiadas que se van reduciendo al aumentar el número de vueltas tanto en el análisis por frecuencias (Anexo VI, **Figura 6**) como en los “overall” (**Tabla 7**) mostrando por tanto la convergencia de los resultados. De hecho, los resultados con 7 vueltas son prácticamente coincidentes con los obtenidos con 6 vueltas para todas las frecuencias excepto para el pico de 1600 Hz, donde hay una pequeña diferencia que determina también la diferencia de 0.2 dBA en el “overall”. A partir de este análisis, se determina que las 7 vueltas utilizadas en este trabajo debido a la limitación del espacio computacional, son suficientes para obtener unos resultados aproximados a los reales.

	Experimental			Teórico						
	Mín	Prom	Máx	1	2	3	4	5	6	7
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	55.6	49.4	48.7	47.3	46.0	45.4	45.2

**Tabla 7.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del número de vueltas analizadas en el CFD.

- Aplicación de ventana para el tratamiento de señal. En el apartado 3.2.4. se introducía el concepto de la aplicación de ventanas para el tratamiento de señal al realizar el paso desde el dominio temporal al dominio frecuencial. Se ha analizado un primer caso en el que se ha especificado en el módulo correspondiente a la Transformada Directa de Fourier del análisis iCFD que ésta se realizara aplicando una ventana Hanning, mientras que el segundo de ellos se ha realizado utilizando ventana Rectangular, opción por defecto del programa Actran, que equivale a no aplicar ventana. Los resultados tanto por tercio de octava (Anexo VI, **Figura 7**) como los “overall” (**Tabla 8**) muestran que la aplicación de una ventana es muy influyente en los resultados finales obtenidos y que el caso con ventana Hanning permite un mejor ajuste de los resultados, siendo éstos excesivamente altos cuando no se aplica.

## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

	Experimental			Teórico	
	Mínimo	Promedio	Máximo	Ventana Hanning	Ventana rectangular
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	51.6

**Tabla 8.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la ventana empleada para el paso del dominio temporal al frecuencial.

- Aplicación de “multi time domain”. En el apartado 5.1. se aludía a la posibilidad que ofrece Actran de realizar el paso del dominio temporal al frecuencial dividiendo la señal en múltiples dominios temporales que son tratados individualmente. Para estudiar la influencia de esta opción, se han realizado dos casos en los que el dominio temporal se ha dividido en cinco y en tres dominios respectivamente y se ha aplicado un “overlap” (solapamiento entre un dominio temporal y el anterior) de 0.5. Dado que la velocidad de giro del ventilador es 2200 rpm, una vuelta equivale a  $2.727 \times 10^{-2}$  segundos y ya que en el análisis de flujo se realizan 20 vueltas sin grabar los resultados y 7 vueltas en los que sí se graban, los primeros resultados corresponden al instante  $5.455 \times 10^{-1}$  segundos y los últimos al instante  $7.364 \times 10^{-1}$  segundos. Se dividirá por tanto el dominio en el primer caso en ventanas con extensión de  $3.818 \times 10^{-2}$  segundos, de forma que, teniendo en cuenta esto y el “overlap” utilizado, el primer análisis corresponderá al periodo de tiempo que transcurre entre  $5.455 \times 10^{-1}$  segundos y  $5.836 \times 10^{-1}$  segundos, el segundo al periodo comprendido entre  $5.645 \times 10^{-1}$  segundos y  $6.027 \times 10^{-1}$  segundos y así sucesivamente. El resultado final obtenido equivale a la media de los resultados obtenidos para cada uno de los periodos temporales. El segundo caso de realiza de forma análoga, pero en esta ocasión la ventana aplicada tiene una extensión de  $6.363 \times 10^{-2}$  segundos. Uno de los principales inconvenientes de este método es la pérdida de resolución frecuencial, ya que de acuerdo con la ecuación 3.5, al disminuir el dominio temporal de análisis incrementa el paso frecuencial, con la consiguiente pérdida de precisión en los resultados, tal y como se mostraba en el análisis por vueltas. Al igual que ocurría en ese caso, al aplicar ventanas múltiples se obtienen unos resultados superiores al caso en el que se aplica una única ventana sobre todo el dominio tal y como se puede observar en la comparación tanto de los resultados por tercio de octava (Anexo VI, **Figura 8**) como de los “overall” (**Tabla 9**). Las diferencias muestran como este parámetro tiene influencia sobre los resultados y atendiendo al “overall”, éste se aproxima más al obtenido de forma experimental en caso de no subdividir el dominio temporal.

	Experimental			Teórico		
	Mínimo	Promedio	Máximo	Ventana única	3 ventanas	5 ventanas
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	49.3	51.6

**Tabla 9.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del dominio temporal múltiple para aplicar la ventana.

## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

- **Tamaño de la malla acústica empleada.** Para estudiar la influencia del tamaño de elemento en los resultados del análisis se han realizado cuatro análisis con diferentes mallas. En el primer análisis se utiliza una malla del ventilador compuesta por elementos de 5 mm, en el segundo una malla compuesta por elementos de 4 mm, en el tercero por elementos de 3 mm y finalmente en el cuarto por elementos de 2 mm. Debido al incremento del número total de elementos en el análisis, los costes computacionales y el tiempo de cálculo aumentan conforme disminuye el tamaño de elemento, motivo por el cual para realizar las comparaciones para el resto de parámetros en este trabajo se ha utilizado la malla de 5 mm para ahorrar en tiempo de cálculo. Los resultados obtenidos para los cuatro casos en tercios de octava (Anexo VI, **Figura 9**) no muestran diferencias para las frecuencias inferiores a 1000 Hz entre un caso y otro. Sin embargo, a partir de esta frecuencia, comienza a haber pequeñas variaciones, si bien resulta difícil identificar una tendencia en las diferencias existentes, pues por ejemplo para 2000 Hz la malla con elementos de 4 mm da un nivel acústico superior al de la malla de 5 mm, pero después las de 3 mm y 2 mm ofrecen resultados inferiores a ambas alejándose de los resultados experimentales, mientras que en el caso de 2500 Hz parece que los resultados tienden a ofrecer un nivel de ruido más alto al reducir el tamaño de la malla aproximándose así al resultado medido de forma experimental, pero después la malla de 2 mm da un resultado inferior al de la malla de 3 mm. En la **Tabla 10** aparecen los “Overall” para los cuatro casos, en los que se aprecia una diferencia de hasta 1 dBA cuyo origen reside en las diferencias existentes en las frecuencias de 1000 Hz, 1600 Hz y 2000 Hz, si bien los cuatro casos entran dentro del rango de las medidas experimentales. Teniendo en cuenta esto, que para determinadas frecuencias ajusta mejor el modelo con una malla y para otras con otra, que las diferencias no son elevadas y que el tiempo de cálculo necesario para el análisis utilizando elementos de menor tamaño aumenta de forma considerable, se utilizará para elaborar el modelo la malla con elementos de 5 mm.

	Experimental			Teórico			
	Mínimo	Promedio	Máximo	5mm	4mm	3mm	2mm
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	44.5	44.4	44.2

**Tabla 10.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del tamaño de elemento de la malla acústica empleado.

- **Tamaño del volumen de radiación.** Por último, se procede a estudiar la influencia sobre los resultados del tamaño del volumen de radiación, es decir, de aumentar el campo de elementos finitos en torno a la región de las fuentes alejando así la superficie de elementos infinitos que determinan la condición de campo libre. Para ello, se ha analizado un primer caso con un volumen de radiación con un radio de 15 cm, un segundo caso en el que la dimensión de este volumen es de 20 cm y otro en el que es de 30 cm. Al variar la dimensión de este volumen cambia de forma drástica el número total de elementos del modelo y, por tanto, del tiempo de cálculo. Se observa al visualizar tanto los resultados por tercio de octava (Anexo VI, **Figura 10**) como los

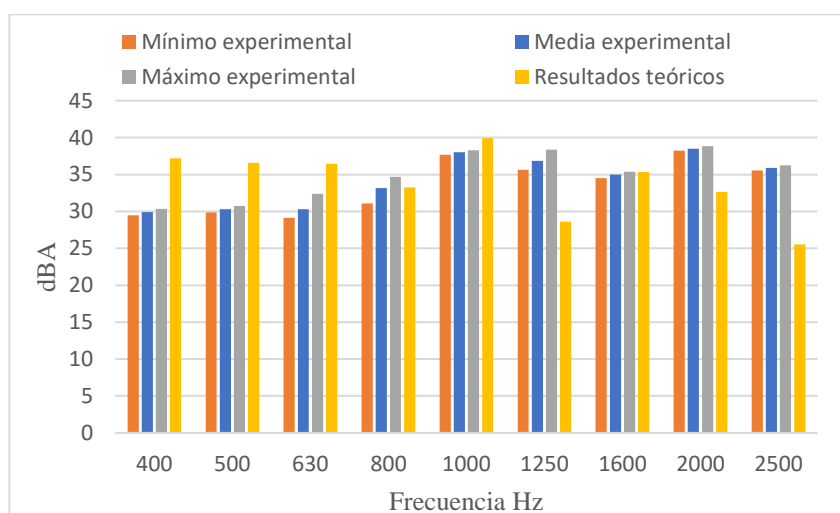
## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

“overall” (**Tabla 11**), que para los tres casos los resultados son prácticamente idénticos (las diferencias son del orden de las centésimas de dBA), por lo que se determina que este parámetro no influye en los resultados y se puede utilizar el volumen de 15 cm para el modelo definitivo para ahorrar tiempo de cálculo.

	Experimental			Teórico		
	Mínimo	Promedio	Máximo	15cm	20cm	30cm
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	45.2	45.2

**Tabla 11.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la ventana empleada para el paso del dominio temporal al frecuencial.

Teniendo en cuenta el análisis realizado de los parámetros que pueden ser modificados por el usuario a la hora de realizar el análisis aeroacústico, se determina que los parámetros con mayor influencia en los resultados son la contribución acústica, el modelo de turbulencia empleado para el análisis de flujo, el número de vueltas del ventilador analizadas y la aplicación de ventana para el tratamiento de la señal. Así pues, el modelo teórico final incluye como única contribución de fuentes acústicas el volumen de Lighthill correspondiente a toda la voluta, se emplean los archivos de resultados correspondientes a un análisis de flujo realizado utilizando el modelo LES First Order sobre siete vueltas del ventilador empleando una malla con capa límite, se aplica una ventana Hanning sobre todo el dominio temporal para el tratamiento de la señal y se utiliza una malla del ventilador con elementos de 5 mm. En la **Figura 28** y en la **Tabla 12** se muestran los resultados teóricos finales por tercio de octava y el “overall” frente a los experimentales respectivamente.



**Figura 28.** Resultados teóricos frente a los experimentales por tercio de octava.

	Experimental			Teórico
	Mínimo	Promedio	Máximo	
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2

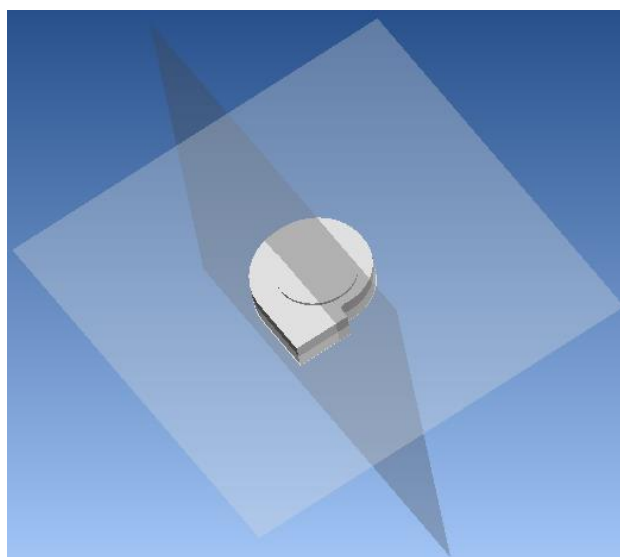
**Tabla 12.** “Overall” de los resultados teóricos frente a los experimentales.

## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

---

Si se analiza el “overall” obtenido de forma teórica frente a los experimentales se concluye que el modelo diseñado ofrece unos resultados correctos. Sin embargo, al profundizar en el análisis frecuencial se observa que los resultados teóricos obtenidos mediante análisis aeroacústico a partir del modelo computacional diseñado no ofrecen garantías si se comparan con los obtenidos experimentalmente, ya que salvo para las frecuencias de 800 Hz y 1600 Hz presentan diferencias debidas principalmente a una sobreestimación del ruido para el caso de las frecuencias bajas y una subestimación para las frecuencias más altas del rango de análisis que alcanzan un máximo de 10 dBA en el caso de la frecuencia de 2500 Hz. Tal y como se ha explicado en el apartado 2.5. resulta muy complicado obtener unos resultados teóricos que ajusten con los experimentales en un análisis frecuencial, ya que son muchos los parámetros que entran en juego en un análisis aeroacústico en el que se emplea la metodología híbrida (en este trabajo se ha mostrado la gran influencia que tiene sobre los resultados modificar determinados parámetros) y resulta prácticamente imposible simular exactamente las condiciones de análisis. En este caso, por ejemplo, un elemento que induce a errores es la forma de simular la pared del ventilador, ya que en el modelo teórico se trabaja con volúmenes de aire y se supone una pared totalmente rígida, que no es el caso del ventilador real; para introducir este elemento con mayor precisión en el modelo sería necesario realizar un análisis vibroaeroacústico, de una complejidad y una demanda tanto de recursos computacionales como de tiempo de cálculo mucho mayor. Por otra parte, el patrón acústico determinado experimentalmente incluye tanto el ruido generado por el flujo como el debido al motor y otras fuentes mecánicas, contribuciones no consideradas en la simulación aerodinámica.

Por último, Actran ofrece la posibilidad de incluir como solución del análisis, además de los resultados en el micrófono, mapas de presión acústica para visualizar la direccionalidad del sonido. Para ello se incluyen en el análisis dos planos; uno de ellos vertical que atraviesa tanto la entrada como la salida del ventilador y otro horizontal que tan sólo atraviesa la salida, sobre los que se computarán los resultados para mostrar estos mapas (**Figura 29**).

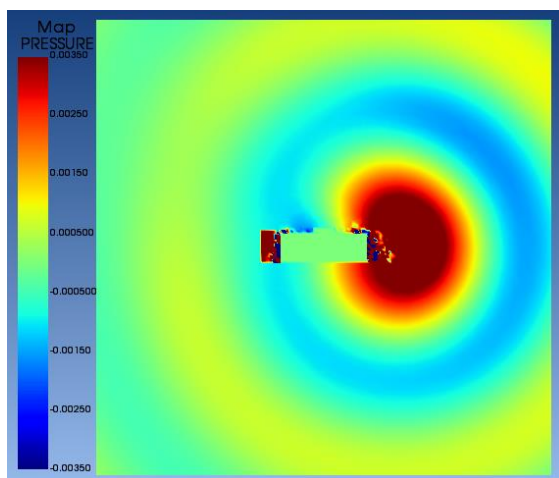


**Figura 29.** Planos incluidos en el modelo.

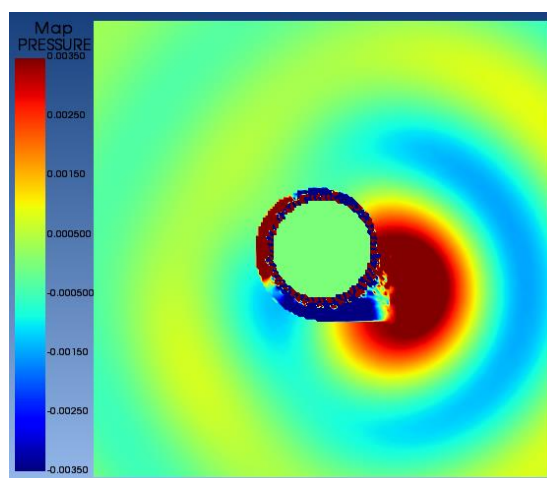
## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

Sobre este modelo en el que se han añadido los planos para computar los mapas de presión acústica se realiza un nuevo análisis con los parámetros finales seleccionados incluyendo como solución estos mapas. Resulta especialmente interesante visualizar los vídeos que muestran la evolución temporal de estos mapas de presión acústica para cada una de las frecuencias solución. En ellos se distingue la forma de la onda, percibiéndose claramente las diferencias en sus longitudes para las distintas frecuencias (para la frecuencia más baja, 350 Hz, la onda alcanza su longitud máxima y ocupa todo el plano, mientras que, para la máxima frecuencia, es decir, 2818 Hz, la longitud de onda es la mínima, por lo que caben de forma simultánea varias ondas en el plano).<sup>2</sup>

En las **Figuras 30** y **31** se pueden ver a modo de ejemplo los mapas de presión acústica correspondientes a la frecuencia de pico tonal (2200 Hz) para el plano vertical y el plano horizontal respectivamente (la unidad de ambas leyendas es el Pascal). En el Anexo VII se muestran los mapas correspondientes a otras frecuencias. Cabe destacar en el caso del mapa del plano vertical que el ventilador está dispuesto tal que la entrada de aire queda mirando hacia arriba. Sin embargo, en el sistema de refrigeración real de la cocina, el ventilador estaría colocado de forma que la entrada de aire mira hacia abajo tal y como se simuló de forma experimental (**Figura 12**). Esto es importante, ya que, en los vídeos de las frecuencias altas principalmente, puede observarse como la onda acústica se propaga con mayor intensidad en la dirección de la entrada de aire que en la opuesta, de forma que durante el uso real de la cocina esto sería hacia abajo, mientras que la cabeza del usuario estaría por encima del ventilador.



**Figura 30.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2200 Hz. *Enlace al vídeo.*



**Figura 31.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2200 Hz. *Enlace al vídeo.*

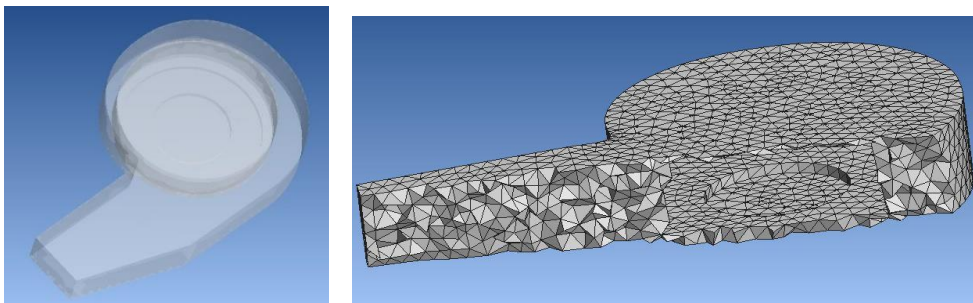
<sup>2</sup> Debido al tipo de archivo de este trabajo (PDF), tan sólo se incluirán figuras, si bien se añadirán los vínculos (donde pone enlace al vídeo) a los vídeos subidos a Drive en los pies de cada figura para hacer posible su visualización.



### 5.4. Análisis con tobera

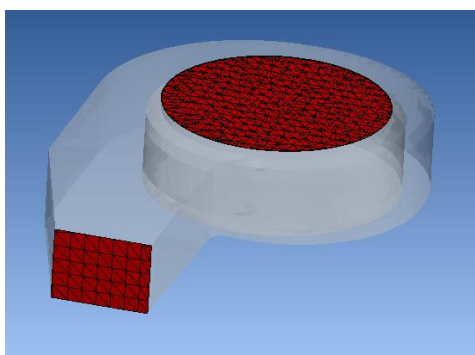
#### 5.4.1. Diseño del modelo

Una vez obtenido el modelo teórico que mejor ajusta, se incluye el siguiente elemento del sistema de refrigeración, es decir, la tobera. Los parámetros del modelo serán los mismos, pero ahora se parte de un modelo CAD que además del ventilador simula la tobera, por lo que se obtiene la malla con elementos tetraédricos cuadráticos, a la que igualmente se le ha retirado el rodete, que se observa en la **Figura 32**.

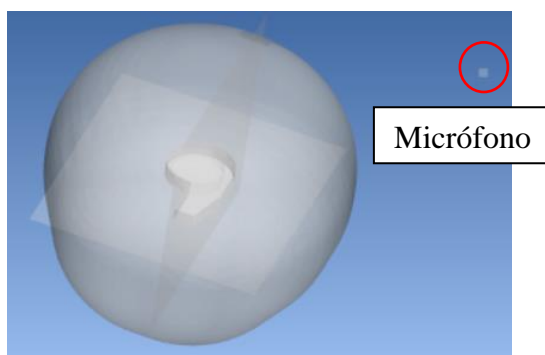


**Figura 32.** Malla del conjunto ventilador-tobera.

De la misma manera que se había hecho en el caso del ventilador en solitario, se realiza un volumen de radiación con elementos lineales, se elaboran mallas superficiales para simular las interfases de la entrada y salida de aire y se sitúa el micrófono en la misma posición que en el modelo anterior (**Figuras 33 y 34**). Respecto al material se utilizan de nuevo las propiedades del aire y se crean un componente finito empleado para la voluta y el volumen de radiación y un componente infinito que se aplica a la superficie de la esfera de radiación para conseguir las propiedades de campo infinito. Referente a la localización de las fuentes, ya se ha determinado que no hay que incluir superficie de Lighthill, por lo que únicamente se añadirá el volumen de Lighthill que, en esta ocasión, comprende el volumen de todo el conjunto, es decir, tanto el de la voluta como el de la tobera. Por último, se vuelven a incluir dos planos sobre los que se visualizarán los mapas de presión acústica como en el caso del ventilador.



**Figura 33.** Mallas superficiales de entrada y salida.



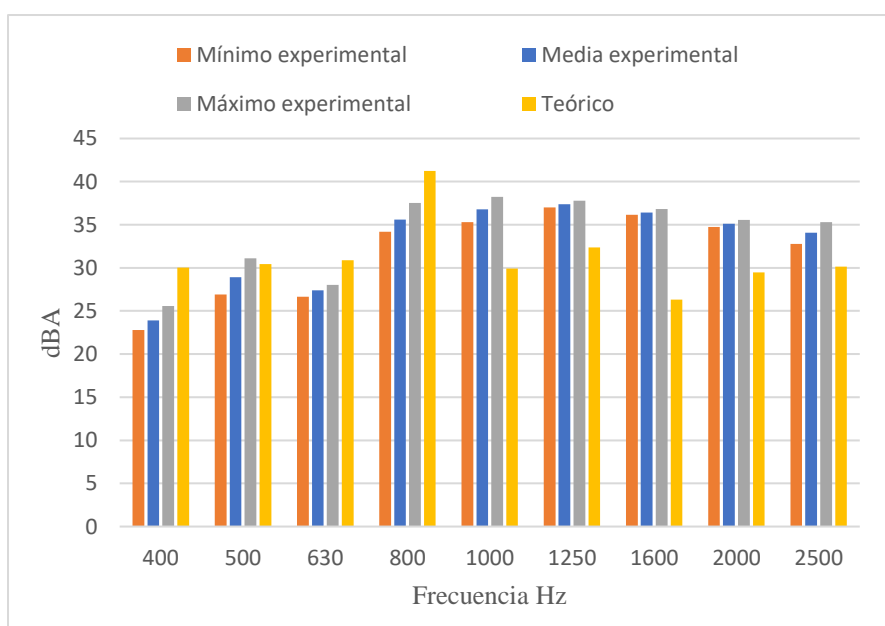
**Figura 34.** Modelo completo con el volumen de radiación, el micrófono y los dos planos.

## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

Tras elaborar el modelo acústico incluyendo la tobera se procede de la misma forma que para el análisis del ventilador, lanzando en primer lugar el análisis iCFD para calcular las fuentes acústicas equivalentes y en segundo lugar el análisis de propagación acústica obteniendo los resultados frecuenciales y el “overall” en el micrófono y los mapas de presión acústica en los planos definidos. Para realizar el primero de ellos, se hace uso de los archivos obtenidos a partir de un análisis de flujo realizado en Fluent sobre 8 vueltas del ventilador con tobera con 360 time-steps por vuelta aplicando un modelo de turbulencia LES First Order y se aplica ventana Hanning sin “multi time domain” para pasar del dominio temporal al frecuencial.

### 5.4.2 Resultados

Los resultados por tercio de octava obtenidos en el micrófono en el rango frecuencial de interés pueden observarse en le **Figura 35**, mientras que en la **Tabla 13** se indica el “overall” obtenido de forma teórica frente a los experimentales.



**Figura 35.** Resultados teóricos frente a los experimentales por tercio de octava para el caso con tobera.

	Experimental			Teórico
	Mínimo	Promedio	Máximo	
Overall (dBA)	43.0	43.9	45.1	43.3

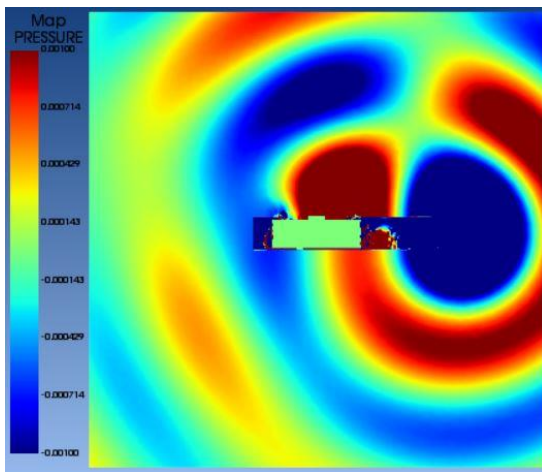
**Tabla 13.** “Overall” de los resultados teóricos frente a los experimentales para el caso con tobera.

En este caso, los resultados vuelven a mostrar congruencia con respecto a los experimentales en el “overall”, que es de 43.3 dBA, si bien, este se debe principalmente al pico que aparece para la frecuencia de 800 Hz, para la que el ruido está

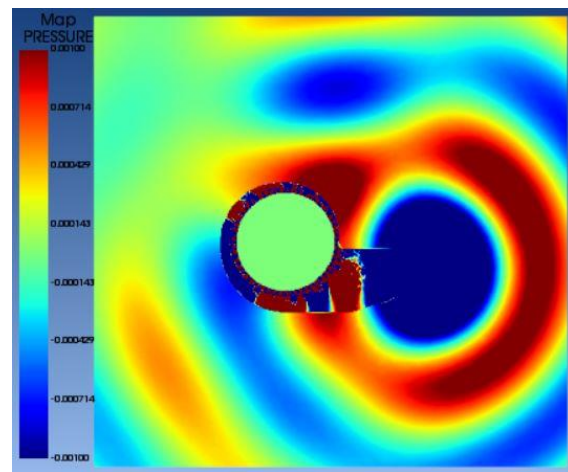
## 5. DISEÑO DEL MODELO TEÓRICO

sobredimensionado respecto al caso experimental. En el análisis frecuencial aparecen nuevamente diferencias significativas que muestran imprecisión ajustando en este caso mejor los resultados para las frecuencias bajas y proporcionando un nivel acústico inferior al obtenido de forma experimental para el caso de las altas. La diferencia principal entre los resultados experimentales y los teóricos se da para la frecuencia de 1600 Hz, para la que alcanza los 10 dBA, mientras que para el resto de frecuencias los resultados teóricos no difieren en ningún caso en más de 5 dBA de los límites de las medidas experimentales.

Por último, tal y como se realizó en el caso del ventilador en solitario, en las **Figuras 36 y 37** se muestran los mapas de presión acústica obtenidos para la frecuencia de pico tonal (2350 Hz) en este caso. En el Anexo VII se muestran los mapas correspondientes a otras frecuencias.



**Figura 36.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2350 Hz. *Enlace al vídeo.*



**Figura 37.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2350 Hz. *Enlace al vídeo.*



## 6. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

---

En este trabajo se ha establecido una metodología híbrida, basada en la analogía de Lighthill, con la que obtener de forma teórica el nivel acústico tanto del ventilador por separado como del conjunto ventilador-tobera pertenecientes al sistema de refrigeración de una cocina de inducción. Para ello, se ha hecho uso del software Actran y se ha analizado la influencia sobre los resultados de los diferentes parámetros de análisis para explorar todas las posibilidades que ofrece el programa. Finalmente, se ha escogido el modelo teórico con los parámetros que ofrecían unos resultados más aproximados a aquellos que se habían obtenido de forma experimental. Sin embargo, estos resultados, si bien aproximan correctamente el nivel de ruido total, no ofrecen demasiada precisión para determinadas frecuencias, por lo que se concluye que la técnica todavía necesita evolucionar para tener utilidad comercial y ofrecer garantías. En este sentido, se ha detectado una alta dependencia de los resultados del análisis de flujo previo, por lo que para avanzar en la investigación resultaría interesante desarrollar el modelo de flujo realizando mallas con mayor definición para conseguir resultados más precisos. Esto resulta de capital importancia, ya que debido a la disparidad de escalas entre el cálculo aerodinámico y el aeroacústico (la amplitud de la onda acústica es varios órdenes de magnitud menor que la amplitud de los campos aerodinámicos y sus longitudes de onda principales son algún orden de magnitud superior a las dimensiones de las perturbaciones generadoras de sonido)<sup>[5]</sup> los errores que tienen lugar en el cálculo de flujo son amplificadas en el cálculo aeroacústico, por lo que interesa reducir éstos al máximo.

Respecto al trabajo futuro, se tratará de mejorar la metodología establecida optimizando el modelo acústico escogido y como se ha mencionado, desarrollando el modelo de flujo. Una vez establecido un modelo válido, el objetivo será incluir el resto de componentes del sistema de refrigeración en el análisis y comparar las diferentes posibilidades de diseño como, por ejemplo, la influencia de la geometría de la tobera, de cara a seleccionar aquella que minimice el ruido en las condiciones de uso.



## 7. BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] Rynell, A. (2017). *An experimental and numerical study of an automotive cooling module*. Estocolmo.
- [2] Matouk, R. (2016-2017). *Calculation of Aerodynamic Noise of Wing Airfoils by Hybrid Methods*. Bruselas.
- [3] Morgan Cand, M. (2005). *A 3D High-Order Aeroacoustics Model for Turbomachinery Fan Noise Propagation*. Londres.
- [4] Goldstein, M. E. (1976). *Aeroacoustics*. Nueva York: McGraw-Hill Book Company.
- [5] Wagner, C. A., Hüttl, T., & Sagaut, P. (2006). *Large-Eddy Simulation for Acoustics*. Nueva York: Cambridge University Press.
- [6] Fahly, F. (2001). *Foundations of Engineering Acoustics*. Elsevier.
- [7] Raichel, D. R. (2006). *The Science and Applications of Acoustics*. Springer.
- [8] Wang, Y., Tang, X., & CM, L. (2011). *A prediction of the acoustical properties of induction cookers based on an FVM-LES-acoustic analogy method*. Appl Math Model. doi:10.1016/j.apm.2011.04.007
- [9] Migeot, J. L., Coyette, J. P., & Lielens, G. (2015). *Phenomenes doundamentaux de l'acoustique lineaire*. París: Lavoisier.
- [10] *ACTRAN 18 User's Guide - Volume 1 Installation, Operations, Theory and Utilities*. (2017). Free Field Technologies SA.
- [11] Lighthill, M. J. (1952). *On Sound Generated Aerodinamically: I. General Theory, Proceedings of the Royal Society of London*. Londres: Series A.
- [12] Doak, P. E. (1995). *Fluctuating total enthalpy as a generalized acoustic field*.
- [13] Vuong, T. X. (2015). *An Investigation into Acoustics and Vibration Characteristics of CPAP Devices*. Auckland.
- [14] Darvish, M. (2015). *Numerical and Experimental Investigations of the Noise and Performance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades*. Berlin.
- [15] Neise, W. (1976). *Noise reduction in centrifugal fans: A literature survey*. Journal of sound and vibration.
- [16] Caro, S., Sandboge, R., Iyer, J., & Nishio, Y. (2007). *Presentation of a CAA formulation based on Lighthill's Analogy for a Fan Noise*. Lyon.
- [17] Cerna, M., & Harvey, A. F. (2000). *The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement*. National Instruments.
- [18] Siemens Community (s.f.). *Window Types: Hanning, Flattop, Uniform, Tukey and Exponential*. Obtenido de <https://community.sw.siemens.com/s/article/window-types-hanning-flattop-uniform-tukey-and-exponential>

- [19] *ACTRAN 18.0 User's Guide Actran DGM*. (2017). Free Field Technologies SA.
- [20] Tournour, M., El Hachemi, Z., Read, A., Mendonca, F., Barone, F., & Durello, P. (2003). *Investigation of the Tonal Noise Radiated by Subsonic Fans using the Aero-Acoustic Analogy*. International Symposium Senlis.
- [21] Sandboge, R., Caro, S., Plumhans, P., Ambs, R., Schillemeit, B., Washburn, K. B., & Shakib, F. (s.f.). *Validation of a CAA formulation based on Lighthill's Analogy using AcuSolve and Actran/LA on an Idealized Automotive HVAC Blower and on an axial fan*. Cambridge: Aeroacoustics Conference, 8-10 May 2006.
- [22] Darvish, M., & Frank, S. (2012). *Numerical Investigation on the Noise Characteristics of a Radial Fan with Forward Curved Blades*. Berlín.
- [23] Carton de Wiart, C., Geuzaine, P., Detandt, Y., Manera, J., Caro, S., Marichal, Y., & Winckelmans, G. (2010). *Validation of a Hybrid CAA Method: Noise Generated by a Flap in a Simplified HVAC Duct*. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- [24] UNE-EN ISO 3744:2011 Acústica.
- [25] *ACTRAN 18.0 User's Guide Actran VI*. (2017). Free Field Technologies SA.
- [26] Cabrol, M., Detandt, Y., Mendonca, F., d'Udekem, D., & Manera, J. (2012). *Computational Aeroacoustics Analysis of Industrial Fan Application using a Hybrid Approach*. Senlis.
- [27] Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) Turbulence Models. (s.f.).
- [28] Rodríguez Cambra, Álvaro Manuel (2019). *Influencia en la emisión sonora de la geometría de la tobera de un ventilador centrífugo*. Trabajo Fin de Grado en la Escuela de Ingeniería y Arquitectura en la Universidad de Zaragoza.
- [29] Large Eddy Simulation (LES). (s.f.). 12.1.5 En *Simulation LE*.



## 8. ANEXOS

### Anexo I<sup>[5]</sup>

Se consideran las perturbaciones de presión  $p'$  en un fluido de otra forma inmóvil y se definen las perturbaciones respecto a las constantes del estado de referencia  $p_0$ ,  $\rho_0$ ,  $s_0$ ,  $v_0$  como

$$p' = p - p_0 \quad \rho' = \rho - \rho_0 \quad s' = s - s_0 \quad v' = v - v_0$$

donde  $v_0=0$  y se asume que las fuerzas externas  $f$ , que la producción de calor por unidad de volumen  $Q_w$  y las perturbaciones  $\frac{p'}{p_0}$ ,  $\frac{\rho'}{\rho_0}$ ,  $\frac{s'}{s_0}$ ,  $\frac{v'}{v_0}$  son pequeñas de forma que se puedan linealizar las ecuaciones básicas y que no hay fuente másica  $Q_m$ . Si, además, se desprecian transmisión de calor y efectos viscosos, se pueden reducir las ecuaciones de conservación de la masa, la de la conservación del momento y la de la entropía a las siguientes

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \nabla \cdot v' = 0 \quad [Ecuación I.1]$$

$$\rho_0 \frac{\partial v'}{\partial t} = -\nabla p' + f \quad [Ecuación I.2]$$

$$\rho_0 T_0 \frac{\partial s'}{\partial t} = Q_w \quad [Ecuación I.3]$$

Por otro lado, se hace uso de la ecuación constitutiva en la cual, según la definición del sonido como perturbaciones presión-densidad isoentrópicas, se define la velocidad del sonido

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad [Ecuación I.4]$$

Y se transforma en

$$p' = c_0^2 \rho' + \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_\rho s' \quad [Ecuación I.5]$$

Sustrayendo la divergencia de la *ecuación I.2* a la derivada temporal de la *ecuación I.1* se obtiene

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = -\nabla \cdot f \quad [Ecuación I.6]$$

Combinando la ecuación de la entropía con la constitutiva se obtiene

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_\rho}{\rho_0 T_0} \frac{\partial Q_w}{\partial t} \quad [Ecuación I.7]$$

Si se despejan las perturbaciones de la densidad en las *ecuaciones I.6 e I.7* se obtiene la ecuación no homogénea de la onda

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = q \quad [Ecuación I.8]$$

$$q = \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_\rho}{\rho_0 T_0} \frac{\partial Q_w}{\partial t} - \nabla \cdot f \quad [Ecuación I.9]$$

El primer término de las fuentes (*Ecuación I.9*) se refiere a la dilatación del fluido que tiene lugar como resultado de una producción de calor, mientras que el segundo describe

la generación de sonido a raíz de un campo de fuerza externo. Se puede demostrar que para unas condiciones de contorno y unas fuentes iniciales  $q(x,t)$  dadas existe una única solución de la ecuación de la onda. Sin embargo, diferentes fuentes pueden producir el mismo campo acústico.

En caso de suponer que no existe campo de fuerza externa  $f$  ni producción de calor  $Q_\omega$  se tiene que  $q(x,t) = 0$ . Existen dos soluciones elementales para la ecuación homogénea que son la onda plana que es uniforme en cualquier plano normal a la dirección de propagación y la onda simétricamente esférica, asumiendo para ambos casos que las ondas están producidas por algún tipo de condición inicial y que se propagan en todas las direcciones en el espacio infinito. La segunda de las soluciones citadas es lo que comúnmente se conoce como campo acústico producido por monopolo. Empleando la solución del monopolo se pueden hallar soluciones más complejas; cualquiera de sus derivadas espaciales  $\partial p'_0 / \partial x_i$  será también solución de la ecuación homogénea de la onda obteniendo así el campo producido por dipolo mediante la primera derivada espacial y el campo producido por cuadrupolo mediante la segunda derivada espacial.

**Anexo II**<sup>[2]</sup>

La expresión del tensor de Lighthill  $T_{ij}$  puede simplificarse tanto fuera de la región turbulenta donde el término de las fuentes desaparece, como en el interior de la región de las fuentes para casos de fluido isoentrópico (desaparece el término  $\delta_{ij}[(p - p_0) - c_0^2(\rho - \rho_0)]$  relacionado con variaciones en la entropía) con número de Reynolds alto (es posible despreciar el tensor de esfuerzos viscosos  $\tau_{ij}$ ) quedando  $T_{ij} = \rho u_i u_j$ .<sup>[12]</sup>

Usando la función de Green es posible alcanzar una solución para la ecuación 2.12

$$p' = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int \left( \frac{T_{ij}(y, t - \frac{|x-y|}{c_0})}{|x-y|} \right) dV \quad [Ecuación II.1]$$

Donde  $V$  corresponde al volumen de la región turbulenta que genera el sonido. En el caso de que el observador esté situado a una distancia grande respecto de  $(2\pi)^{-1}$  veces la longitud de onda se puede sustituir la diferenciación espacial por la temporal de la forma

$$\frac{\partial}{\partial x_i} = -\frac{1}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} \sim \frac{2\pi f}{c_0} \quad [Ecuación II.2]$$

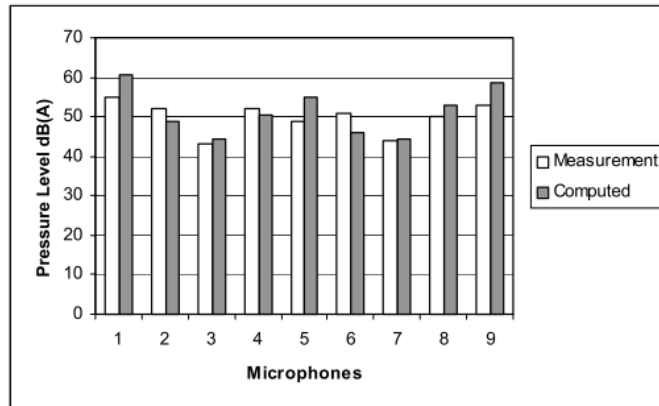
Aplicando este cambio en las derivadas espaciales, suponiendo que el observador se encuentra a grandes distancias en comparación con la región de las fuentes, que el origen del sistema de coordenadas está en esta región de las fuentes  $y = 0$  y que no hay contornos sólidos inmersos en el fluido y aplicando el cambio  $p' = c_0^2 \rho'$  es posible obtener la solución final para la analogía de Lighthill en campo lejano como:<sup>[2]</sup>

$$p' = \frac{x_i x_j}{4\pi |x|^3 c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \int [T_{ij}]_{t_e} dV(y) \quad [Ecuación II.3]$$

### Anexo III

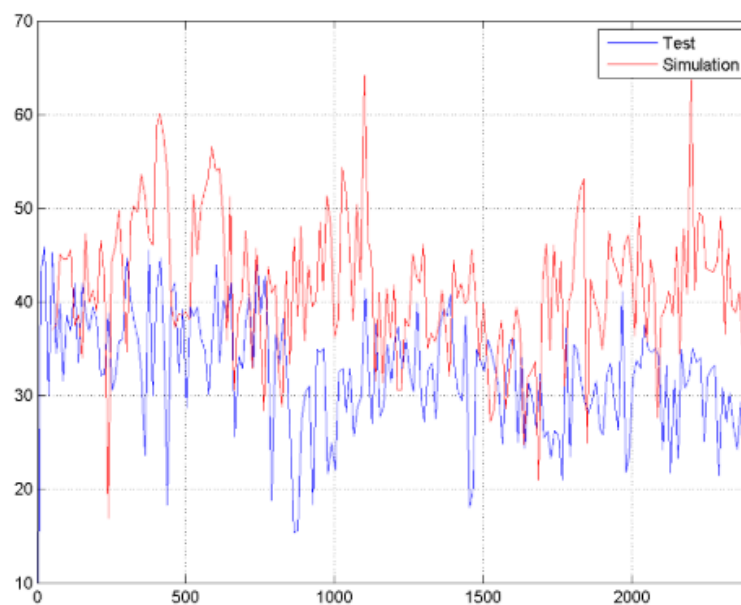
En este anexo se muestran las comparaciones entre los resultados teóricos y los experimentales obtenidos en diversos estudios para analizar la precisión del método.

En la **Figura 1**<sup>[20]</sup> se puede ver la comparación entre el “overall” obtenido en ocho micrófonos diferentes en análisis experimental y teórico para un ventilador radial por Tournour et al.



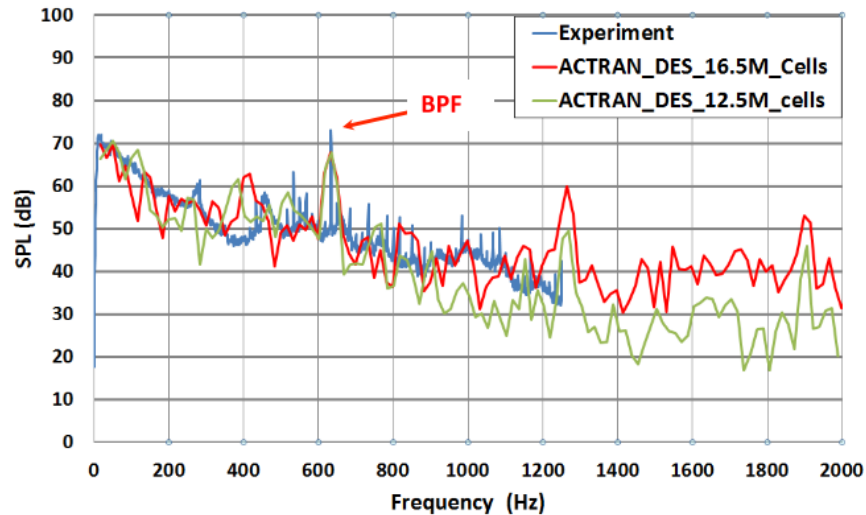
**Figura 1.** Comparación de los resultados obtenidos por Tournour et al.

En la **Figura 2**<sup>[21]</sup> aparece la comparación entre el FFT obtenido de forma teórica mediante la aplicación de la metodología híbrida en Actran (rojo) por Caro et al y de forma experimental (azul) en el análisis aeroacústico de un ventilador radial.



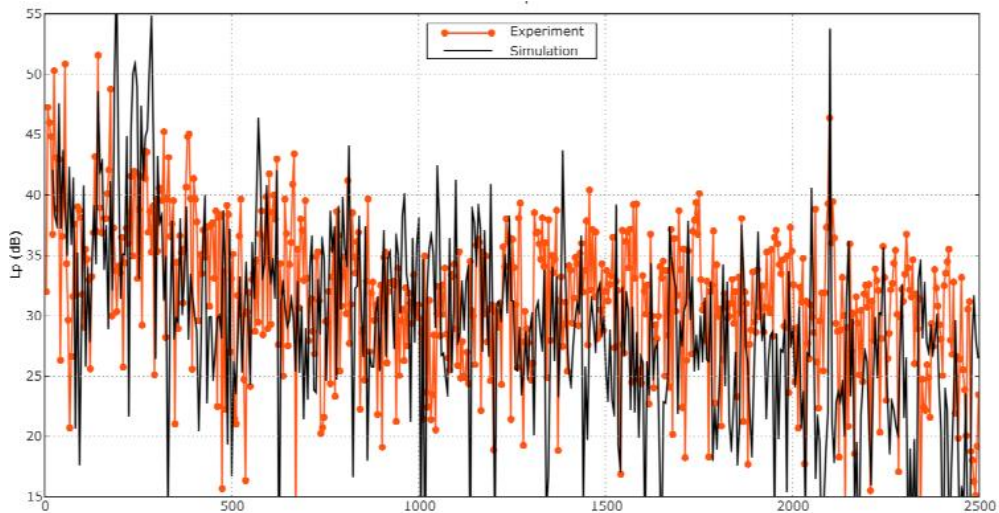
**Figura 2.** Comparación de los resultados obtenidos por Caro et al.

En la **Figura 3**<sup>[22]</sup> se muestran los resultados obtenidos por Darvish et al en su análisis de un ventilador radial con los álabes curvados hacia delante. En él, se aprecian diferencias de hasta 15-20 dB en determinadas frecuencias y un comportamiento frecuencial diferente en el caso teórico respecto al experimental.



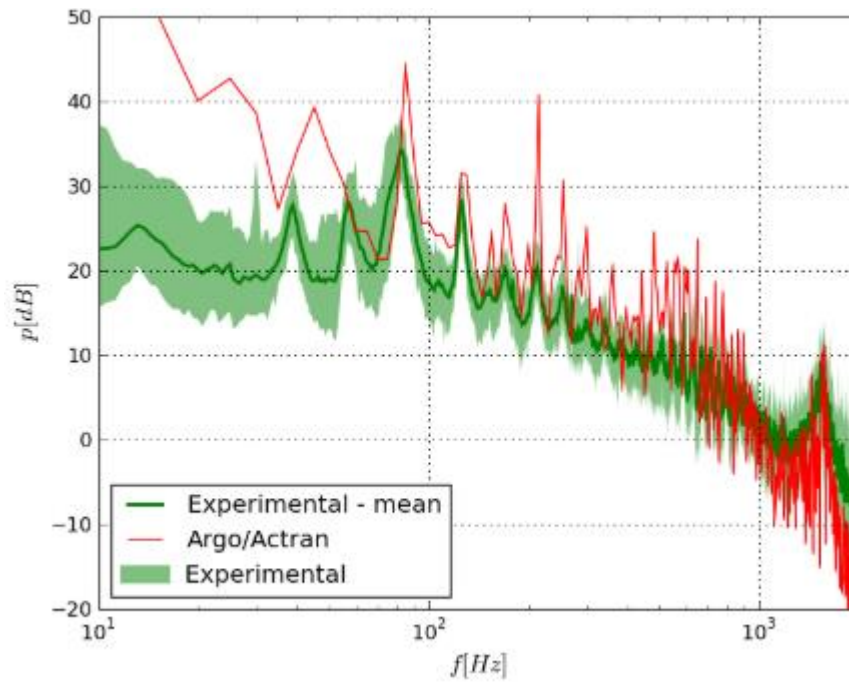
**Figura 3.** Comparación de los resultados obtenidos por Darvish et al.

En la **Figura 4**<sup>[16]</sup> se muestran las diferencias obtenidas por Caro et al en su análisis del ruido de un ventilador del sistema de refrigeración de un automóvil entre el FFT experimental y el teórico.



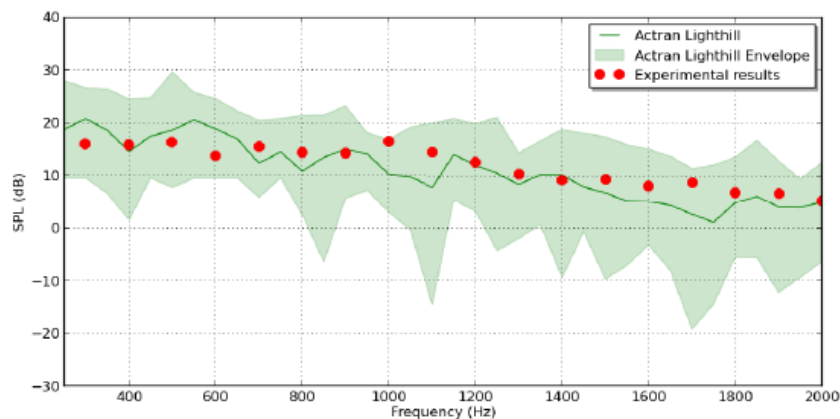
**Figura 4.** Comparación de los resultados obtenidos por Caro et al.

La **Figura 5**<sup>[23]</sup> muestra la comparación entre los resultados obtenidos de forma experimental para un conducto de ventilación de forma experimental y aplicando la metodología híbrida utilizando los programas Argo y Actran para el análisis de flujo y el acústico respectivamente por Carton de Wiart et al. En este estudio se concluyó que para la mayor resolución frecuencial se obtenían los mejores resultados para el ruido de banda ancha, si bien se producía una sobreestimación de determinados picos que explican por la diferencia entre las paredes. Mientras que experimentalmente las paredes no eran completamente rígidas, en el modelo numérico sí que lo eran siendo por tanto más sensible a fenómenos de resonancia.



**Figura 5.** Comparación de los resultados obtenidos por Carton de Wiart et al.

En la **Figura 6**<sup>2</sup> se muestran los resultados obtenidos por Rabea Matouk en su estudio del ruido generado por un álabe de un ventilador. La particularidad de su análisis reside en que dividió el dominio temporal en nueve periodos de 0.02 segundos obteniendo un resultado para cada periodo, los cuales conforman el área sombreada en verde en la figura. La solución final de este análisis es el promedio de las nueve soluciones calculadas. Se perciben diferencias en el comportamiento frecuencial entre la solución numérica obtenida y los resultados experimentales.



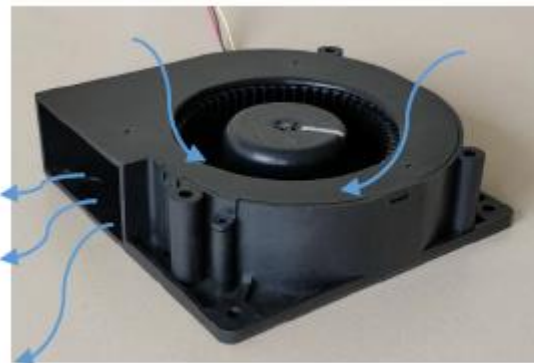
**Figura 6.** Comparación de los resultados obtenidos por Rabea Matouk.

### **Anexo IV**

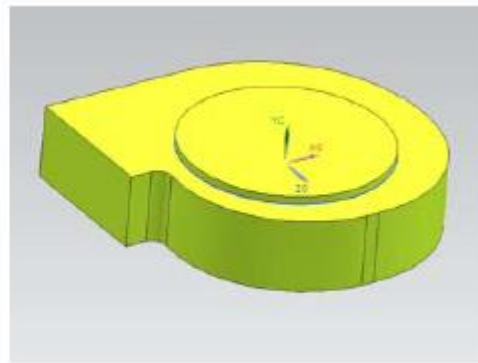
Para realizar el cálculo CFD que permita obtener los resultados del flujo de velocidad necesarios para llevar a cabo el análisis iCFD en Actran (no será necesario obtener los resultados de densidad, ya que esta será constante al suponer fluido incompresible debido a que el número de Mach es inferior a 0.3) hay que resolver las ecuaciones de Navier-Stokes. Para ello se usa el módulo Fluent del programa ANSYS que permite aplicar diferentes modelos de turbulencia como los RANS o el modelo LES. Los modelos más completos para la resolución de estas ecuaciones son los modelos de esfuerzos de Reynolds, de los cuales los más empleados por ser los de menor coste computacional son el k-omega y el k-epsilon, conocidos como RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes).<sup>[27]</sup> Las diferencias entre ambos modelos radican en las variables que emplean y las zonas en las que mejor trabajan.<sup>[28]</sup> Por su parte el modelo LES se usa principalmente para resolver flujos turbulentos que no forman parte de los modelos RANS, filtrando las ecuaciones de Navier-Stokes para resolver las partes de la turbulencia más grandes, para posteriormente modelar las partes más pequeñas con un modelo de viscosidad Eddy simple.<sup>[29]</sup>

El encargado de llevar a cabo este análisis en nuestro proyecto de estudio aeroacústico del sistema de refrigeración de una cocina de inducción ha seguido un procedimiento que comenzaba con la elaboración del modelo CAD y la definición de dominios, continuaba con el mallado del modelo, la definición de las condiciones de contorno y operación y finalmente, la resolución del estado estacionario primero y el estado transitorio después, del que se obtienen los archivos con los resultados solicitados.<sup>[28]</sup> Inicialmente se ha estudiado únicamente el ventilador por separado, que es el componente que más ruido produce de todo el sistema.

El modelo CAD utilizado para el análisis CFD se compone de cuatro cuerpos. La voluta es un volumen de aire con un agujero en el interior en el que se encuentra el rodete. Los detalles más complejos de modelar se simplifican. El rodete es un volumen de aire con huecos en el interior que representan los álabes. Además, se crean un volumen de entrada y otro de salida, ambos semiesféricos, para que haya continuidad en todo el recorrido del aire.



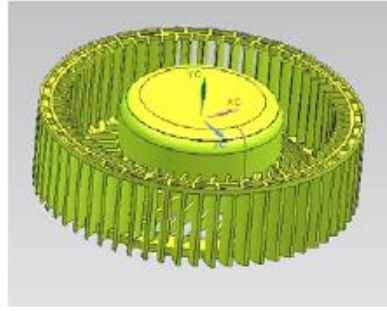
**Figura 1.** Voluta.



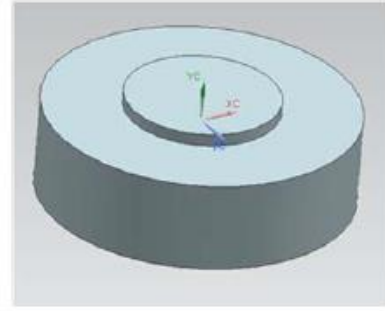
**Figura 2.** Volumen de aire de la voluta.



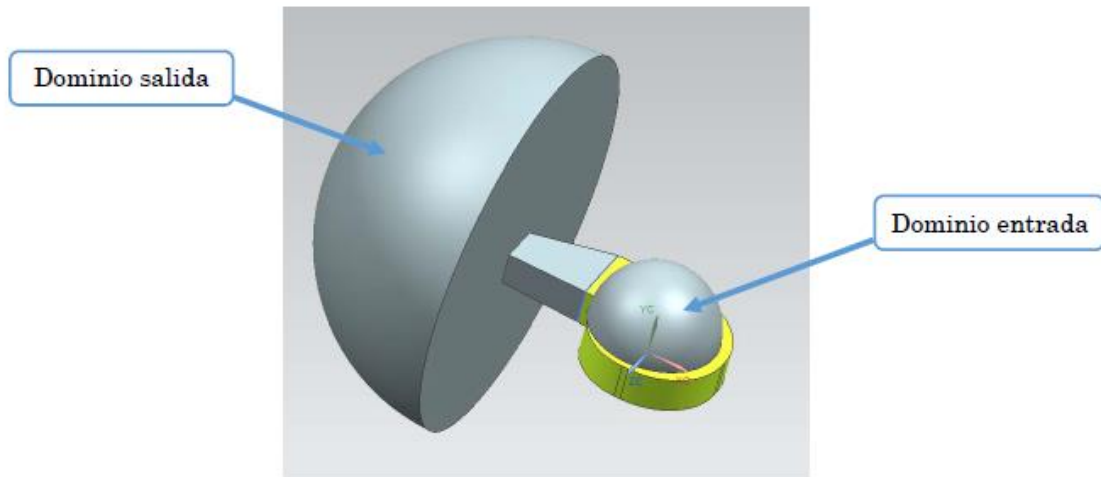
**Figura 3.** Rodete.



**Figura 4.** Modelo CAD rodete.



**Figura 5.** Volumen de aire del rodete.



**Figura 6.** Sistema completo simulado en 3D.

Para el modelado con elementos finitos se utiliza una malla no estructurada compuesta por tetraedros para el rodete y mallas estructuradas compuestas por hexaedros para la voluta y por tetraedros para los volúmenes de entrada y salida.<sup>[28]</sup> Respecto al tamaño de los elementos se emplean elementos de 1 mm para la voluta y el rodete, considerándose este tamaño suficiente para obtener una solución correcta sin suponer un coste computacional excesivo.<sup>[28]</sup> Las mallas de los volúmenes de entrada y salida tienen una resolución menor, ya que no tienen influencia en los resultados.<sup>[28]</sup> La particularidad del mallado para este análisis son las dos posibilidades que existen para modelar el giro del rotor, siendo la primera de ellas “referencia móvil”, en la que toda la malla del ventilador es estática y se emplean dos sistemas de referencia distintos y la segunda de ellas “malla deslizante”, que presenta una malla del rotor capaz de girar sin deformarse y permitiendo el flujo de aire entre rotor y voluta.<sup>[28]</sup>

Respecto a las condiciones de contorno y de operación se comienza introduciendo las propiedades del material, en este caso aire, es decir, la densidad que es de  $1.225 \text{ kg/m}^3$ , la viscosidad dinámica que es de  $1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$  y la velocidad del sonido en el aire que es de  $343 \text{ m/s}$ . Se imponen también presión atmosférica en las superficies de las semiesferas que definen los volúmenes de entrada y salida del aire y condición de no deslizamiento en todas las paredes.<sup>[28]</sup> A continuación, se definen las condiciones de operación tanto para el estado estacionario como para el transitorio. La velocidad del rodete es en ambos casos  $2200 \text{ rpm}$  (medida experimentalmente). Para análisis posteriores



en los que se añada la tobera, la velocidad de giro del rodete será de 2350 rpm. Referente al movimiento del rodete, para el estado estacionario se define referencia móvil y para el estado transitorio malla deslizante.<sup>[28]</sup> Finalmente, el modelo de turbulencia empleado en el estacionario es el k-ε Realizable Enhanced Wall Treatment, mientras que el LES es el seleccionado para el transitorio.<sup>[28]</sup>

El análisis estacionario ejecutado en primer lugar se realiza para obtener un valor inicial para el estado transitorio que permita reducir su tiempo de cálculo. Se realizan así 1000 iteraciones con el objetivo de alcanzar convergencia en las que no se graban los resultados.<sup>[28]</sup>

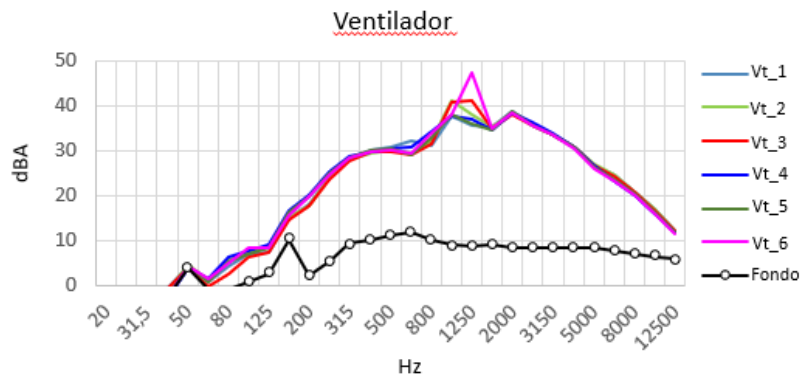
Finalmente se realiza el análisis en estado transitorio. El time-step utilizado resulta de coger un punto de medida por cada grado de giro, por lo que al girar el ventilador a 2200 rpm y ser 360 grados una vuelta completa, éste es de  $7.57 \cdot 10^{-5}$  segundos. Inicialmente se realiza el cálculo para 20 vueltas del ventilador sin grabar los resultados, para tomar los valores de las siete vueltas siguientes generándose así 2520 archivos con los resultados del flujo y la información correspondiente a la malla, cada uno de los cuales se corresponde con un paso temporal y que se implementarán en el análisis iCFD de Actran para obtener las fuentes acústicas equivalentes.

## Anexo V

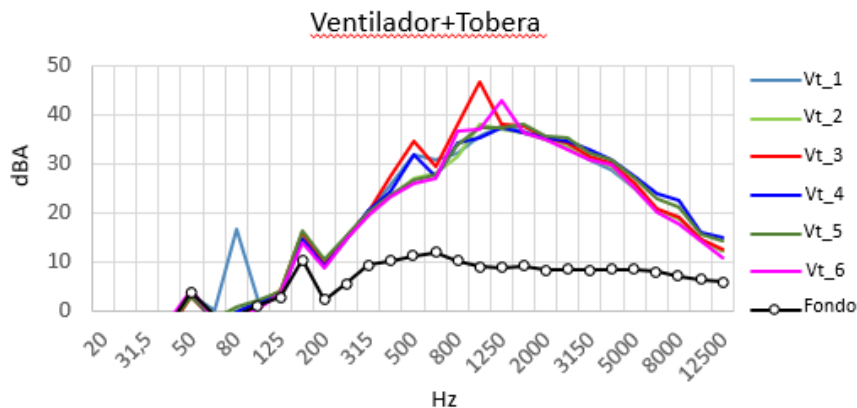
En las **Figuras 1 y 2** se pueden ver los resultados para la presión sonora obtenidos por todos los tercios de octava comprendidos entre 20 Hz y 12.5 kHz para los 6 ventiladores por separado y los 6 ventiladores con tobera respectivamente. Las medidas tomadas por debajo de 100 Hz en el caso del ventilador y de los 200 Hz en el caso de añadir tobera, así como los de la banda de 12.5 kHz en el primer caso se rechazan ya que el ruido de fondo enmascara al de la fuente al no haber una diferencia mínima de 6 dB entre ambos. Para el resto de las bandas la diferencia entre el ruido producido por la fuente y el ruido de fondo es superior a 15 dB, excepto en el caso de las bandas comprendidas entre 8 kHz y 10 kHz para el caso del ventilador y todas las superiores a 6.3 kHz en el caso de ventilador con tobera, para las que a pesar de que la diferencia es superior a 6 dB por lo que son medidas válidas, es inferior a 15 dB por lo que para restar el ruido de fondo hay que restar a la medida obtenida un factor de corrección  $K_1$  definido según ISO-3744<sup>[24]</sup> de la siguiente forma:

$$K_1 = -10 \lg(1 - 10^{-0,1\Delta L_p}) \text{ dB} \quad [\text{Ecuación V.1}]$$

donde  $\Delta L_p = \overline{L_{p(ST)}} - \overline{L_{p(B)}}$  siendo  $\overline{L_{p(ST)}}$  la presión acústica media de las medidas tomadas para la banda de frecuencia en cuestión con el ventilador en funcionamiento y  $\overline{L_{p(B)}}$  la presión acústica media del ruido de fondo medida en el mismo micrófono con el ventilador apagado.



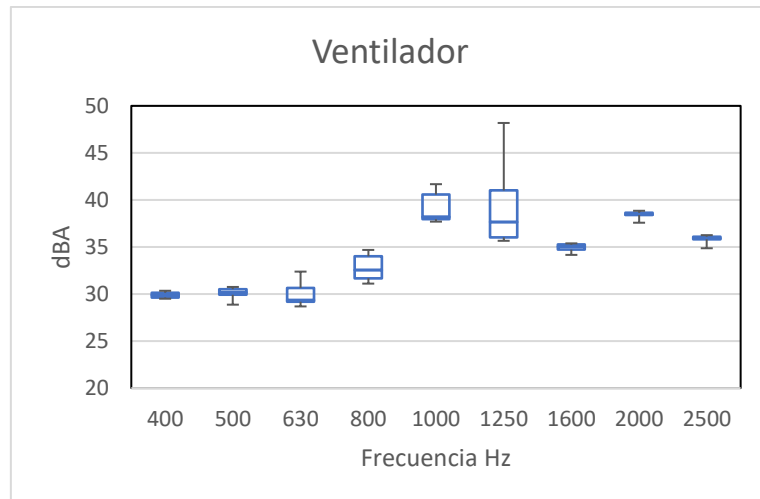
**Figura 1.** Resultados de la presión sonora en tercios de octava para los seis ventiladores a lo largo de todo el rango frecuencial de ensayo.



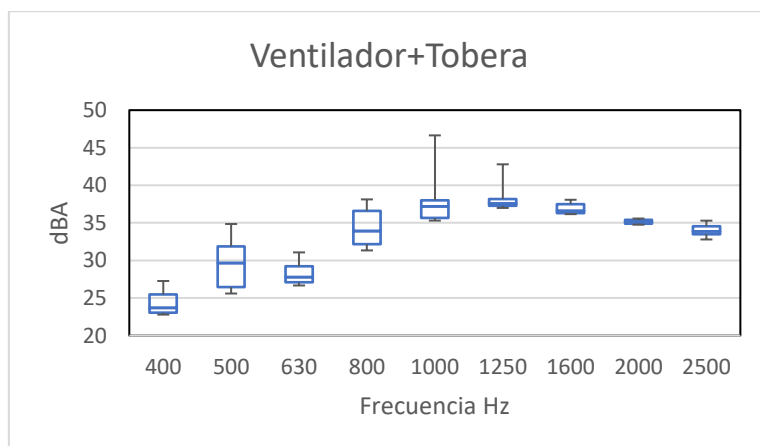
**Figura 2.** Resultados de la presión sonora en tercios de octava del conjunto ventilador-tobera para los seis ventiladores a lo largo de todo el rango frecuencial de ensayo.

Una vez estudiado el rango frecuencial de estudio mediante comparación del overall, que se ha determinado de 400 Hz a 2.5 kHz se procede con el método de Tuckey. Para ello se calculan los cuartiles para cada una de las bandas de tercio de octava dentro del rango de estudio, visibles en los diagramas de cajas de las **Figuras 3 y 4**. A partir de ahí, se determinan los *outliers*, que resultan ser los siguientes:

- Caso ventilador sólo:
  - Medida del ventilador 6 para la banda de 1250 Hz por ser medida  $> Q_3 + 1.5 * IQR$ .
  - Medidas del ventilador 3 para las bandas de 2 kHz y 2.5 kHz por ser en ambos casos medida  $< Q_1 - 1.5 * IQR$ .
- Caso ventilador con tobera:
  - Medida del ventilador 6 para la banda de 1250 Hz por ser medida  $> Q_3 + 1.5 * IQR$ .
  - Medida del ventilador 3 para la banda de 1 kHz por ser medida  $> Q_3 + 1.5 * IQR$ .



**Figura 3.** Diagrama de cajas para los seis ventiladores.

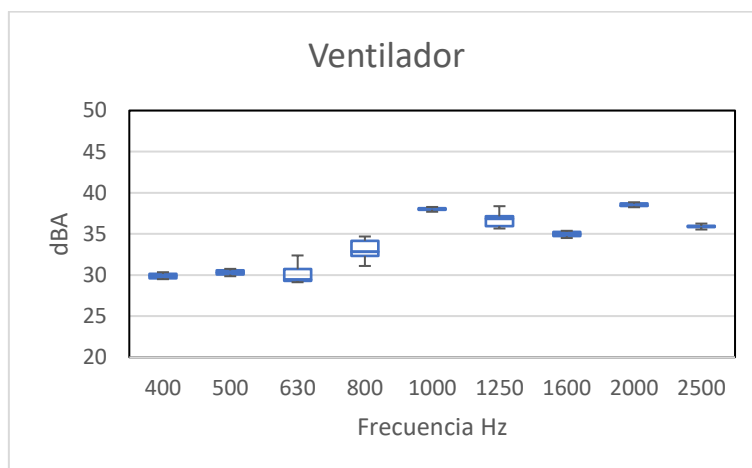


**Figura 4.** Diagrama de cajas para los seis conjuntos ventilador-tobera.

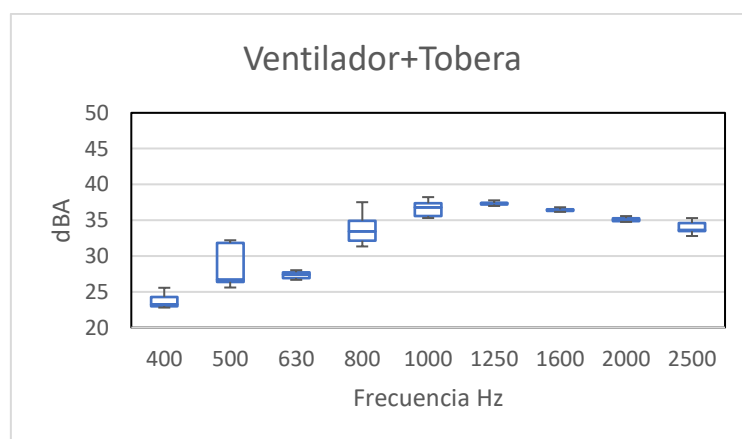
Debido a los valores atípicos aparecidos se decide retirar las medidas tomadas con el ventilador 3 y sustituir los resultados del ventilador 6 para la banda de 1250 Hz por el valor medio de las medidas de los cuatro ventiladores restantes. Se vuelve a realizar el mismo proceso calculando cuartiles y determinando *outliers*. En esta ocasión aparecen los siguientes valores atípicos:

- Caso ventilador sólo:
  - Medida del ventilador 2 para la banda de 1000 Hz por ser medida  $> Q_3 + 1.5 * IQR$ .
- Caso ventilador con tobera:
  - Medida del ventilador 1 para la banda de 630 Hz por ser medida  $> Q_3 + 1.5 * IQR$ .

Una vez sustituidos estos valores igualmente por el valor medio del resto de las medidas en dichas bandas se lleva a cabo de nuevo el mismo procedimiento. En este caso ya no sale ningún *outlier*, por lo que el resto de resultados se dan por válidos. **Figuras 5 y 6.**



**Figura 5.** Diagrama de cajas para los seis ventiladores una vez retirados los “outliers”.

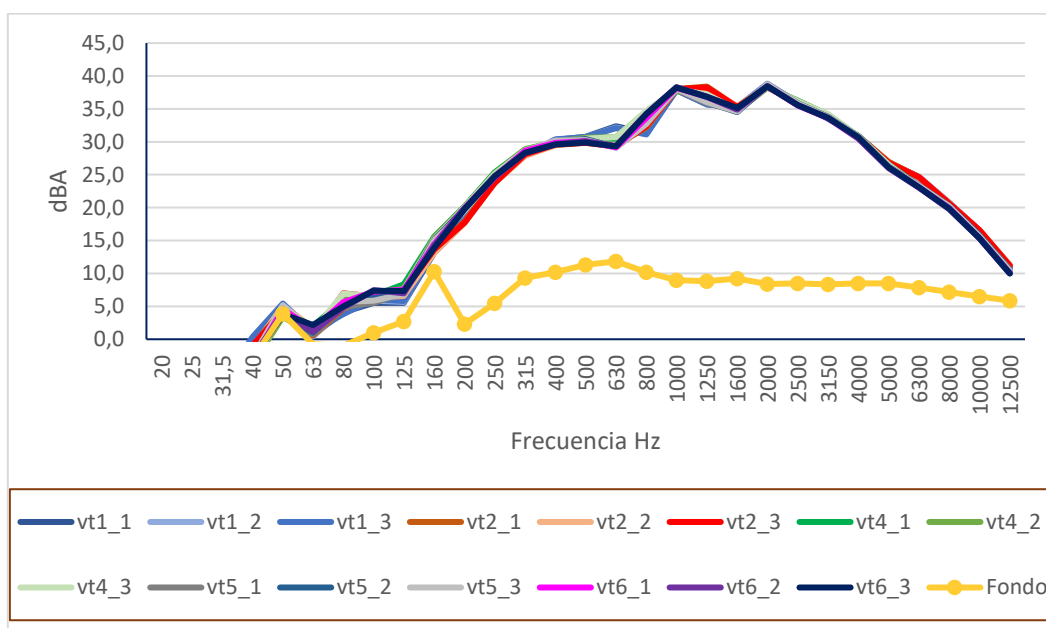


**Figura 6.** Diagrama de cajas para los seis conjuntos ventilador-tobera una vez retirados los “outliers”.

En las **Figuras 7 y 8** se pueden apreciar todos los resultados para las tres medidas realizadas sobre los ventiladores una vez retirado el ventilador 3 y habiendo sustituido los

## 8. ANEXOS

“outliers” por el valor medio obtenido para la banda de tercio de octava en cuestión a partir de las medidas realizadas sobre los otros cuatro ventiladores. Estos resultados serán los que se utilicen para calcular el valor mínimo, el promediado y el máximo de presión acústica para cada banda de tercio de octava del rango frecuencial de interés que serán utilizados para comparar los resultados teóricos que se obtengan (**Figuras 16 y 17** del apartado 4.5.3.). Así mismo, en las **Tablas 1 y 2** se muestran estos resultados, los cuales se utilizarán para calcular la desviación típica de reproducibilidad para comprobar que ésta es inferior a 1.5 dBA al menos en el rango de interés tal y como se establece en la norma utilizada ISO-3744. En la **Tabla 3** se pueden ver estos valores para las bandas comprendidas entre 200 Hz y 10 kHz.



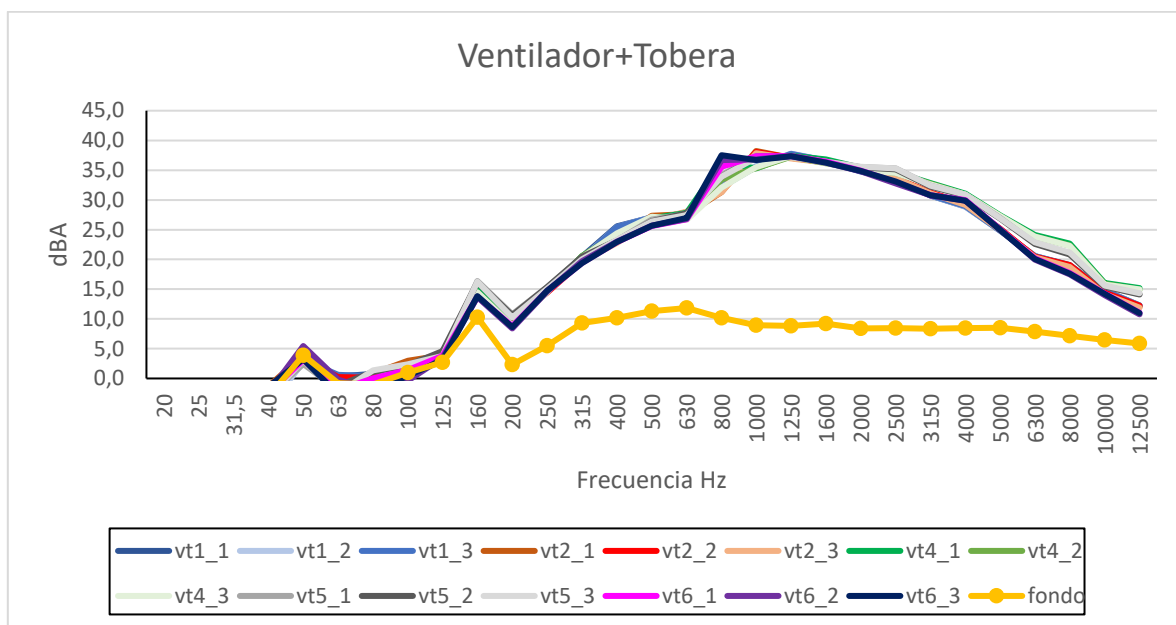
**Figura 7.** Resultados finales de las medidas realizadas para los ventiladores.

Banda	vt1_1	vt1_2	vt1_3	vt2_1	vt2_2	vt2_3	vt4_1	vt4_2	vt4_3	vt5_1	vt5_2	vt5_3	vt6_1	vt6_2	vt6_3
20	-14.5	-14.2	-13.4	-12.8	-14.0	-13.6	-11.0	-12.8	-13.0	-15.3	-14.5	-14.2	-13.9	-14.3	-12.8
25	-9.2	-11.7	-11.7	-9.9	-11.0	-10.7	-10.8	-11.8	-12.8	-11.5	-13.3	-11.9	-12.8	-13.6	-13.3
31.5	-3.6	-5.4	-6.7	-6.7	-6.3	-5.8	-6.3	-7.3	-7.3	-7.7	-7.3	-7.4	-7.2	-8.0	-8.1
40	-1.7	-2.1	0.3	-2.0	-1.3	-1.0	-2.8	-3.8	-3.5	-3.0	-2.7	-2.8	-3.2	-2.8	-3.1
50	3.7	3.9	5.4	4.6	5.0	4.3	4.3	3.4	4.0	3.8	3.7	5.2	4.6	4.0	3.8
63	0.6	0.4	1.2	0.6	1.8	0.7	2.0	0.9	1.2	0.7	1.0	1.2	1.5	1.2	2.2
80	4.1	4.6	3.8	4.7	4.8	7.0	6.0	6.0	7.0	4.9	5.2	5.7	5.6	4.8	5.0
100	5.5	5.9	6.1	6.4	6.3	6.5	6.6	6.9	6.6	5.5	6.5	5.9	7.2	7.5	7.4
125	5.5	5.7	5.8	7.8	6.6	7.3	8.3	7.7	7.5	7.0	7.3	6.9	7.5	7.0	7.3
160	13.1	13.6	13.3	13.8	13.1	13.6	15.6	15.5	15.2	15.2	15.0	15.0	14.4	14.3	13.9
200	17.7	18.0	18.2	17.9	17.7	17.7	20.2	20.2	20.1	19.8	19.9	19.5	19.9	19.9	19.8
250	24.0	24.1	23.7	24.0	23.7	23.8	25.4	25.2	25.1	24.8	24.7	24.9	24.6	24.6	24.8
315	28.0	27.9	28.0	28.2	27.8	28.1	28.8	28.9	28.6	28.5	28.6	28.6	28.6	28.3	28.3
400	30.3	30.3	30.3	29.5	29.5	29.6	29.9	30.0	29.8	30.1	30.0	30.2	29.8	29.6	29.6
500	30.8	30.7	30.7	29.9	30.1	29.9	30.5	30.6	30.5	30.3	30.4	30.3	30.1	30.1	29.9
630	32.4	32.2	32.1	29.4	29.6	29.3	30.5	30.7	30.7	29.2	29.2	29.1	29.1	29.4	29.3
800	31.3	31.1	31.2	32.2	32.4	32.4	34.1	34.5	34.7	33.3	32.8	32.7	33.6	34.3	34.2
1000	37.8	38.0	37.9	38.0	38.0	38.0	37.9	37.7	38.0	38.0	38.2	38.1	38.2	38.3	38.3
1250	35.7	35.7	35.7	38.4	38.0	38.2	37.0	36.9	37.2	35.9	36.0	36.0	36.9	36.9	36.9
1600	35.3	35.3	35.1	35.3	35.4	35.3	34.7	34.7	34.8	34.7	34.5	34.6	35.0	34.9	35.1
2000	38.8	38.8	38.7	38.4	38.4	38.3	38.3	38.2	38.4	38.7	38.5	38.7	38.4	38.5	38.4
2500	36.0	35.9	36.0	35.9	36.0	36.0	36.3	36.2	36.1	35.9	35.8	35.8	35.5	35.6	35.6
3150	33.6	33.5	33.6	33.8	33.8	33.7	34.1	34.1	34.2	33.8	33.8	33.7	33.6	33.6	33.6
4000	30.9	30.9	30.9	30.8	30.7	30.7	30.8	30.8	30.9	30.8	30.7	30.8	30.5	30.5	30.7

## 8. ANEXOS

5000	26.8	26.8	26.7	27.0	26.8	26.8	26.5	26.4	26.5	26.2	26.2	26.2	26.1	26.0	26.1
6300	24.6	24.7	24.5	24.6	24.6	24.6	23.3	23.1	23.1	23.4	23.3	23.3	23.1	23.0	23.1
8000	20.7	20.7	20.7	20.6	20.7	20.6	20.2	20.1	20.1	20.2	20.3	20.2	19.9	19.8	19.9
10000	16.5	16.5	16.4	16.6	16.6	16.5	15.7	15.5	15.6	15.7	15.8	15.6	15.3	15.3	15.3
12500	11.0	11.2	11.0	11.3	11.2	11.1	10.5	10.4	10.5	10.6	10.6	10.4	10.0	10.0	10.0

**Tabla 1.** Resultados finales de las medidas realizadas para los ventiladores.



**Figura 8.** Resultados finales de las medidas realizadas para los conjuntos ventilador-tobera.

Banda	vt1_1	vt1_2	vt1_3	vt2_1	vt2_2	vt2_3	vt4_1	vt4_2	vt4_3	vt5_1	vt5_2	vt5_3	vt6_1	vt6_2	vt6_3
20	-14.1	-15.0	-14.5	-15.0	-14.2	-13.0	-13.5	-14.1	-14.2	-13.5	-14.8	-15.0	-14.1	-13.9	-14.3
25	-12.6	-13.2	-11.2	-12.3	-11.9	-13.0	-11.1	-11.8	-12.6	-12.9	-13.3	-10.2	-12.2	-12.9	-12.3
31.5	-8.1	-8.2	-8.6	-7.4	-8.0	-8.0	-9.7	-8.9	-9.8	-9.3	-8.6	-8.5	-9.6	-8.6	-7.9
40	-4.8	-4.9	-3.1	-1.3	-3.8	-3.5	-2.4	-2.3	-3.0	-3.0	-2.7	-3.2	-2.5	-2.4	-1.4
50	3.3	2.8	3.1	3.9	3.4	3.6	3.8	3.1	3.4	2.5	3.2	3.1	3.2	5.4	3.3
63	0.4	-0.3	0.6	-1.1	0.2	-1.9	-2.3	-2.1	-2.8	-1.9	-1.2	-2.4	-2.0	-0.2	-2.7
80	0.8	0.7	0.4	0.8	0.1	-1.0	-0.2	-0.2	-0.4	-0.1	1.1	1.4	0.0	-2.0	-2.0
100	2.4	1.6	1.6	3.0	0.7	0.6	1.3	1.9	2.3	1.4	2.2	2.4	1.4	-0.4	0.4
125	3.4	3.4	3.2	3.9	4.1	4.4	3.5	2.9	3.2	3.6	4.6	3.8	3.8	3.5	3.1
160	14.8	14.8	15.0	16.1	16.0	15.7	14.9	14.5	14.5	16.4	16.2	16.3	13.7	13.7	13.9
200	10.2	10.0	10.1	10.0	9.8	10.4	8.9	9.0	8.9	10.8	10.6	10.2	8.8	8.4	8.6
250	14.7	14.7	14.9	14.9	14.4	14.8	14.5	14.8	14.5	15.4	15.3	15.1	14.7	14.6	14.8
315	20.4	20.2	20.0	19.9	19.7	19.7	20.6	20.6	20.4	20.4	20.5	20.0	19.4	19.7	19.4
400	25.6	25.4	25.5	23.2	23.0	22.8	24.0	24.2	24.4	23.2	23.2	23.3	22.9	23.0	22.9
500	31.0	31.1	31.1	27.4	26.7	27.4	26.9	27.1	27.2	29.0	29.3	29.2	28.4	28.3	28.3
630	27.4	27.4	27.4	27.6	27.9	28.0	27.8	26.9	26.7	27.7	27.8	27.4	26.8	26.8	27.0
800	34.7	34.7	34.8	35.8	35.3	35.2	36.3	36.4	36.8	34.6	34.2	34.3	35.6	36.7	37.5
1000	35.6	35.7	35.6	38.2	38.1	37.9	35.3	35.4	35.5	37.4	37.3	37.1	37.3	36.8	36.7
1250	37.7	37.8	37.7	37.1	37.1	37.0	37.4	37.3	37.4	37.3	37.4	37.2	37.4	37.4	37.4
1600	36.6	36.6	36.6	36.4	36.3	36.3	36.8	36.2	36.2	36.4	36.4	36.4	36.4	36.3	36.3
2000	34.9	34.9	34.8	35.0	35.1	35.1	35.4	35.2	35.0	35.5	35.5	35.6	34.9	34.8	34.9
2500	33.5	33.5	33.5	33.6	33.6	33.6	34.7	34.6	34.6	35.3	35.1	35.3	33.0	32.8	33.1
3150	30.7	30.8	30.8	31.2	31.2	31.1	32.8	32.7	32.6	32.4	32.2	32.4	30.8	30.8	30.8
4000	28.9	28.8	28.9	29.3	29.4	29.2	31.1	30.9	30.9	30.8	30.7	30.9	30.0	29.8	29.9
5000	24.8	24.8	24.8	25.1	25.1	24.9	27.4	27.3	27.3	26.9	26.8	26.9	25.0	25.0	24.9
6300	20.6	20.5	20.6	20.4	20.5	20.3	24.1	23.8	23.9	22.7	22.6	22.9	20.2	20.0	20.1
8000	19.0	18.9	18.9	18.8	19.1	18.8	22.7	22.3	22.3	21.0	20.9	21.1	17.7	17.5	17.6
10000	14.8	14.8	14.8	14.3	14.4	14.2	16.0	15.9	15.8	15.5	15.4	15.6	14.2	14.0	14.2
12500	12.3	12.2	12.2	12.0	12.2	11.9	15.2	14.9	14.9	14.2	14.1	14.3	11.0	10.8	11.0

**Tabla 2.** Resultados finales de las medidas realizadas para los conjuntos ventilador-tobera.

Banda de tercio de octava (Hz)	Ventilador		Ventilador+Tobera	
	Media (dBA)	$\sigma_R$ (dBA)	Media (dBA)	$\sigma_R$ (dBA)
200	19.2	1.1	9.7	0.8
250	24.5	0.6	14.8	0.3
315	28.4	0.3	20.1	0.4
400	29.9	0.3	23.9	1.0
500	30.3	0.3	28.9	1.5
630	30.3	1.2	27.4	0.4
800	33.1	1.2	35.6	1.0
1000	38.0	0.2	36.8	1.0
1250	36.9	0.9	37.4	0.2
1600	35.0	0.3	36.4	0.2
2000	38.5	0.2	35.1	0.3
2500	35.9	0.2	34.1	0.8
3150	33.8	0.2	31.6	0.8
4000	30.8	0.1	30.0	0.8
5000	26.5	0.3	26.0	1.1
6300	23.8	0.7	21.8	1.6
8000	20.3	0.3	20.1	1.8
10000	16.0	0.5	15.0	0.7

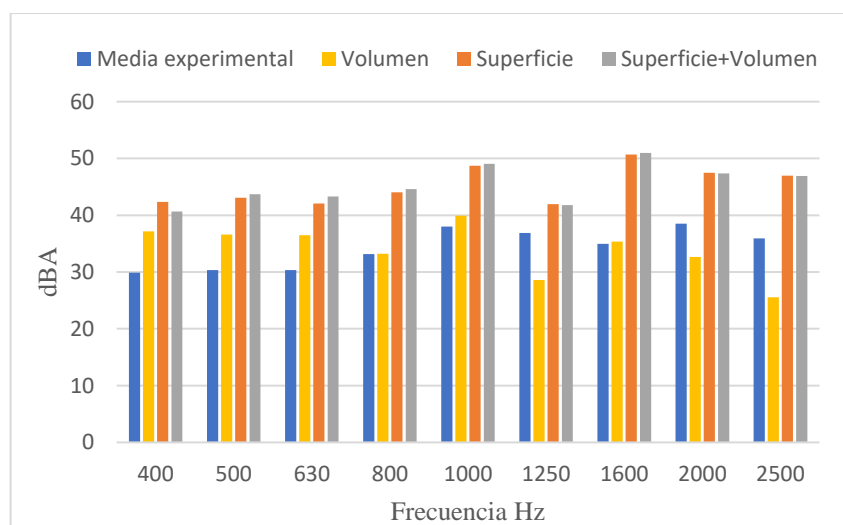
**Tabla 3.** Desviación típica para cada tercio de octava para ambos casos.

## Anexo VI

En este anexo se van a incluir las gráficas de los resultados obtenidos para los diferentes análisis teóricos realizados, de forma que se puedan comparar los resultados con el objetivo de determinar los parámetros a introducir para obtener unos resultados lo más aproximados posible.

### Análisis en función de la contribución

En primer lugar, se analiza la influencia de las contribuciones incluidas en el análisis, es decir, del volumen y la superficie. En la **Figura 1** se observan los resultados del micro para el rango frecuencial de interés, así como el “overall”. Se observa que los resultados de contabilizar ambas contribuciones son prácticamente idénticos a los obtenidos únicamente debido a la contribución de la superficie, debido a que éstos son muy superiores a los obtenidos debido a la contribución del volumen y la escala decibélica es logarítmica. En cualquier caso, se observa que los resultados obtenidos añadiendo la superficie son muy superiores a los experimentales, mientras que, si únicamente se tiene en cuenta el volumen, los resultados son más aproximados, ya que si bien en el análisis por frecuencias se aprecian mayores diferencias, si se compara el “overall”, (**Tabla 1**) éste entra en el rango de los resultados obtenidos experimentalmente.



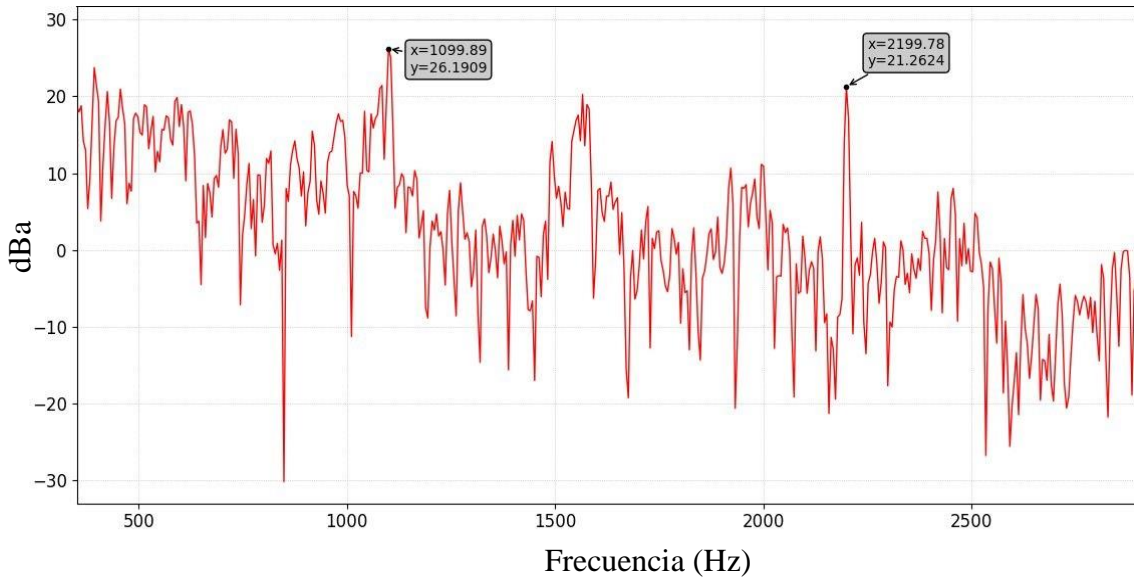
**Figura 1.** Resultados teóricos obtenidos en función de las contribuciones acústicas frente a los resultados experimentales.

	Experimental			Teórico		
	Mínimo	Promedio	Máximo	Volumen	Superficie	Volumen+Superficie
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	56.0	56.2

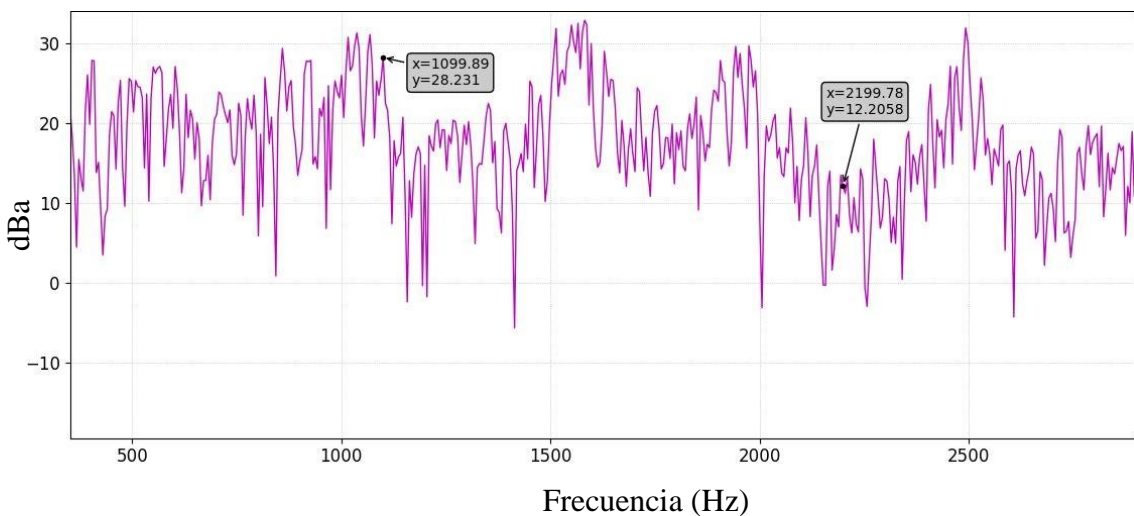
**Tabla 1.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de las contribuciones acústicas.



Por último, si se recurre a los FFT que se obtienen en simulación teórica (**Figuras 2 y 3**), se observan los dos picos más altos en el caso de la contribución volumétrica en las frecuencias de 2200 Hz que es la de pico tonal y 1100 Hz, que es exactamente la mitad. Por el contrario, si se tienen en cuenta ambas contribuciones, estos picos característicos en el espectro de ruido de los ventiladores dejan de observarse.



**Figura 2.** FFT obtenido de forma teórica tomando únicamente la contribución del volumen.

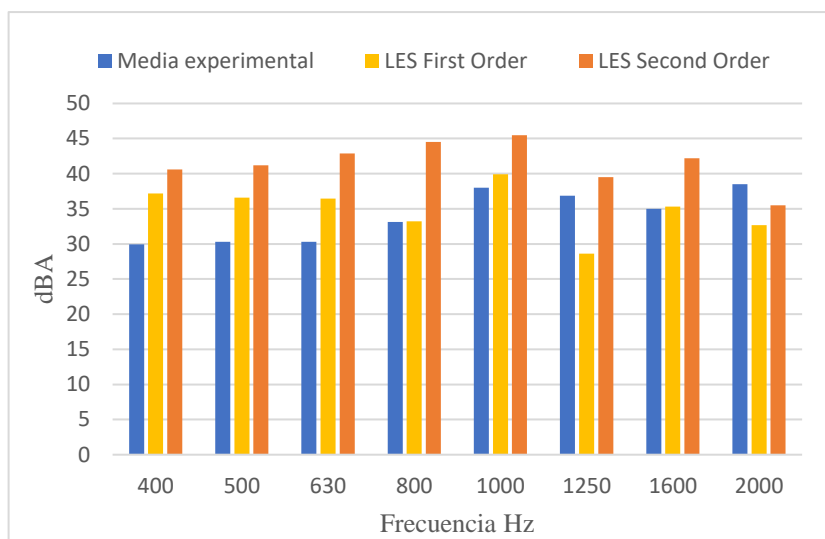


**Figura 3.** FFT obtenido de forma teórica tomando tanto la contribución del volumen como la de la superficie.

### Análisis en función del modelo de turbulencia empleado en el CFD

Si se comparan los resultados obtenidos al cambiar el modelo de turbulencia del análisis de flujo se observa la alta influencia de éste sobre los resultados finales. En el caso de este trabajo se han utilizado el modelo LES First Order y el modelo LES Second Order, obteniendo unos resultados más aproximados con el primero de ellos, ya que el

segundo proporciona unos resultados excesivamente altos. En la **Figura 4** se muestra la comparación frente a los resultados experimentales por tercios de octava, donde tan sólo para la frecuencia de 2500 Hz se obtienen unos resultados mejores para el caso de Second Order. En la **Tabla 2** aparecen los “Overall” y vuelve a observarse la diferencia entre los resultados y la mejor aproximación del caso con LES First Order.



**Figura 4.** Comparación de los resultados teóricos utilizando distintos modelos de turbulencia frente a los experimentales por tercios de octava.

	Experimental			Teórico	
	Mínimo	Promedio	Máximo	LES First Order	LES Second Order
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	51.4

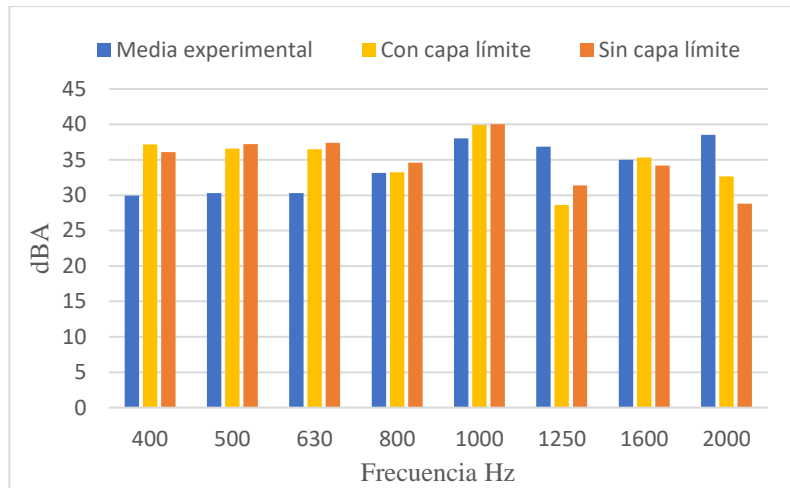
**Tabla 2.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del modelo de turbulencia empleado para el análisis de flujo.

#### Análisis en función de la malla de flujo empleada

A continuación, se procede a comparar los resultados obtenidos a partir de los resultados de flujo de un análisis CFD realizado empleando una malla con capa límite con los obtenidos empleando los mismos parámetros, pero partiendo de una malla de flujo sin capa límite. Analizando los resultados por tercios de octava (**Figura 5**) se observan pequeñas diferencias entre los resultados teóricos empleando una y otra malla, si bien, el “overall” (**Tabla 3**) en ambos casos es prácticamente idéntico (45.16 dBA frente a 45.17 dBA).

	Experimental			Teórico	
	Mínimo	Promedio	Máximo	Con capa límite	Sin capa límite
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	45.2

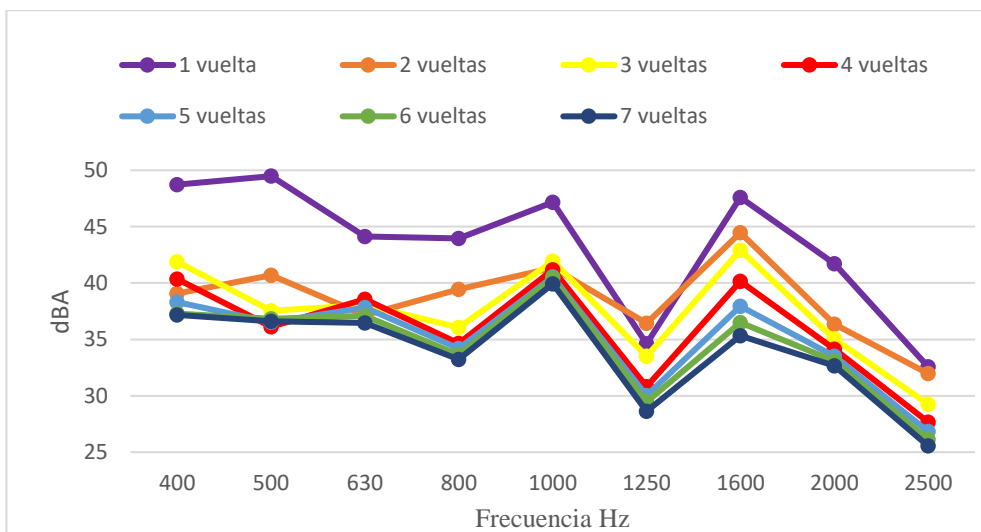
**Tabla 3.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la malla de flujo empleada para el análisis de CFD.



**Figura 5.** Comparación de los resultados teóricos utilizando distintas mallas de flujo frente a los experimentales por tercios de octava.

Análisis en función del número de vueltas del análisis de flujo

Teniendo en cuenta la influencia de la extensión del dominio temporal en la resolución frecuencial del cálculo de las fuentes equivalentes y la consiguiente precisión de los resultados se han realizado análisis empleando un número diferente de vueltas del ventilador en cada caso para determinar la influencia. En la **Figura 6** se muestran los resultados obtenidos en función de las vueltas de flujo analizadas, mientras que en la **Tabla 4** aparecen los “overall”. Se percibe claramente que una vuelta de análisis es insuficiente, pues las diferencias respecto al resto de resultados son elevadas. A partir de ahí, la diferencia entre los resultados es cada vez más reducida conforme aumenta el número de vueltas de estudio, lo que muestra convergencia en los resultados. De hecho, el valor del pico que aparece en la frecuencia de 1000 Hz coincide prácticamente a partir de las 2 vueltas de análisis debiéndose las diferencias en los “overall” a los distintos valores del pico de la frecuencia de 1600 Hz, el cual muestra convergencia al aumentar el número de vueltas.



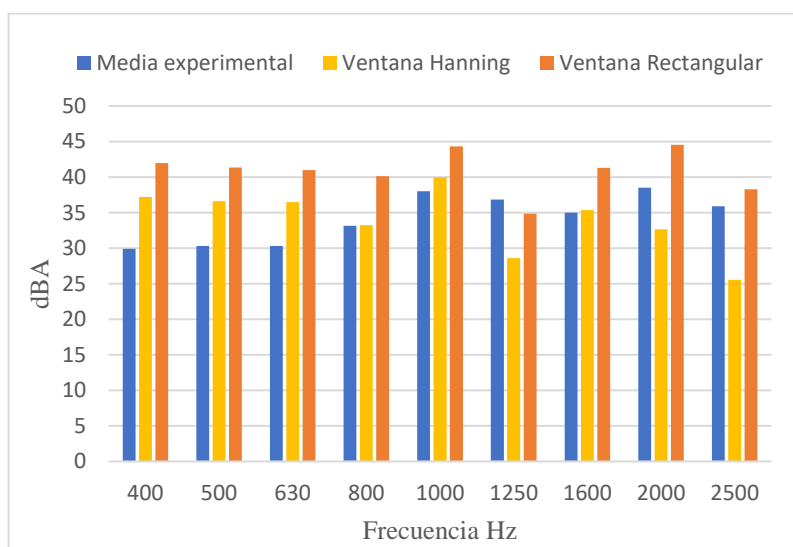
**Figura 6.** Comparación de los resultados teóricos por tercio de octava utilizando un número distinto de vueltas para el análisis de flujo.

	Experimental			Teórico						
	Mín	Prom	Máx	1	2	3	4	5	6	7
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	55.6	49.4	48.7	47.3	46.0	45.4	45.2

**Tabla 4.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del número de vueltas analizadas en el CFD.

#### Análisis en función de la ventana empleada

La siguiente comparación tiene lugar entre un análisis en el que para pasar las fuentes del dominio temporal al frecuencial se ha aplicado una ventana Hanning a la hora de realizar la Transformada Directa de Fourier y otro en el que no se ha aplicado ventana (Ventana rectangular). Si se observan tanto los resultados por tercio de octava de la **Figura 7** como los “overall” resultantes que aparecen en la **Tabla 5** frente a los experimentales se observa en primer lugar la alta influencia de este parámetro sobre los resultados y, en segundo lugar, que los resultados obtenidos con ventana rectangular son excesivamente altos, es decir, el ruido está sobredimensionado, con la única excepción de la frecuencia de 1250 Hz.



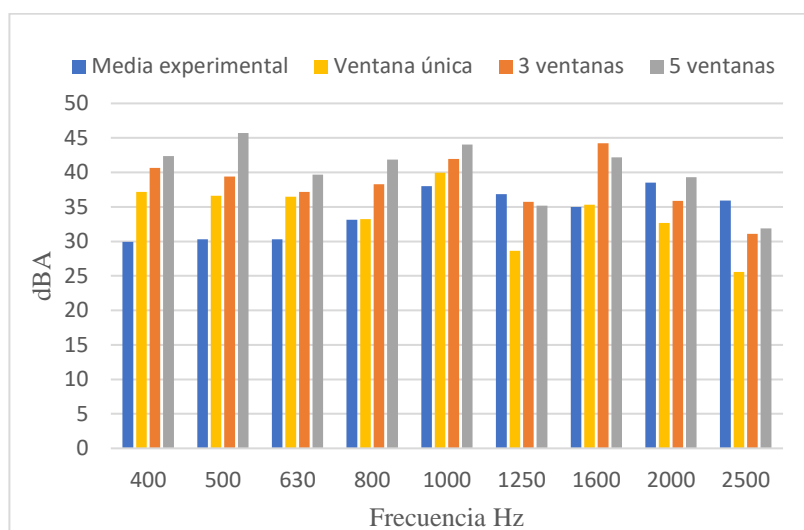
**Figura 7.** Comparación de los resultados teóricos utilizando distintas ventanas frente a los experimentales por tercios de octava.

	Experimental			Teórico	
	Mínimo	Promedio	Máximo	Ventana Hanning	Ventana rectangular
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	51.6

**Tabla 5.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función de la ventana empleada para el paso del dominio temporal al frecuencial.

### Análisis de la aplicación de ventana con dominio temporal múltiple

En este caso la comparación a realizar es entre los resultados correspondientes a un análisis en el que la señal ha sido tratada aplicando una ventana Hanning sobre todo el dominio temporal para pasar de éste al frecuencial y otros dos en los que se ha aplicado la misma ventana dividiendo el dominio temporal. En el primero de ellos se ha dividido en cinco y en el segundo en tres ventanas, mientras que en ambos casos se ha aplicado un “overlap” de 0.5 entre estas ventanas. En ambos casos se observa tanto para los resultados por tercio de octava (**Figura 8**) como para el “overall” (**Tabla 6**) que al reducir el dominio temporal y por tanto, reducir la resolución frecuencial de las fuentes, el valor de los resultados aumenta sobreestimando el ruido y alejándose de los resultados obtenidos de forma experimental, excepto para las frecuencias de 1250 Hz, 2000 Hz y 2500 Hz, para las que los resultados se aproximan más a los experimentales.



**Figura 8.** Comparación de los resultados teóricos utilizando ventanas sobre dominios temporales múltiples frente a los experimentales por tercios de octava.

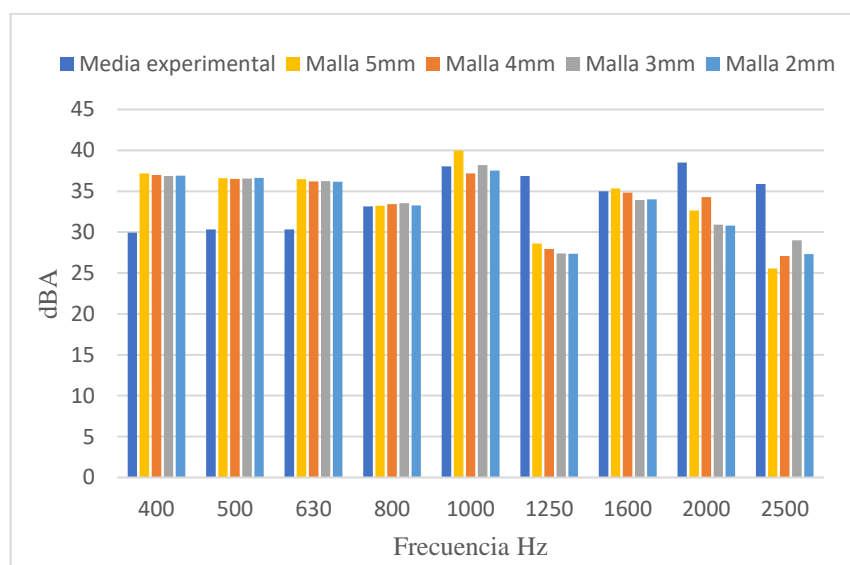
	<b>Experimental</b>			<b>Teórico</b>		
	Mínimo	Promedio	Máximo	Ventana única	3 ventanas	5 ventanas
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	49.3	51.6

**Tabla 6.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del dominio temporal múltiple para aplicar la ventana.

### Análisis de la influencia del tamaño de la malla acústica

El siguiente parámetro que se ha modificado para determinar su influencia ha sido el tamaño de elemento de la malla del ventilador. Se han empleado cuatro mallas diferentes de 5 mm, 4 mm, 3 mm y 2 mm. El volumen de radiación por tanto también estaba formado por elementos de distinto tamaño para cada uno de los casos, ya que si bien en este

volumen los elementos van aumentando su tamaño conforme se van alejando de la región de las fuentes, éste es idéntico al de los elementos del ventilador en la capa de volumen contigua al mismo y a partir de ahí crecen. En la **Figura 9** se muestran los resultados obtenidos para los cuatro casos en tercios de octava, en los cuales para las frecuencias inferiores a 1000 Hz no se aprecia diferencia alguna y a partir de ésta, comienza a haber pequeñas variaciones, si bien resulta difícil identificar una tendencia, pues por ejemplo para 2000 Hz la malla con elementos de 4 mm da un nivel acústico superior al de la malla de 5 mm, pero después las de 3 mm y 2 mm ofrecen resultados inferiores a ambas alejándose de los resultados experimentales, mientras que en el caso de 2500 Hz parece que los resultados tienden a ofrecer un nivel de ruido más alto al reducir el tamaño de la malla aproximándose así al resultado medido de forma experimental, pero después la malla de 2 mm da un resultado inferior al de la malla de 3 mm. En la **Tabla 7** aparecen los “Overall” para los cuatro casos, en los que se aprecia una diferencia de hasta 1dBA cuyo origen reside en las diferencias existentes en las frecuencias de 1000 Hz, 1600 Hz y 2000 Hz. Los “Overall” de los cuatro casos entran dentro del rango de las medidas experimentales.



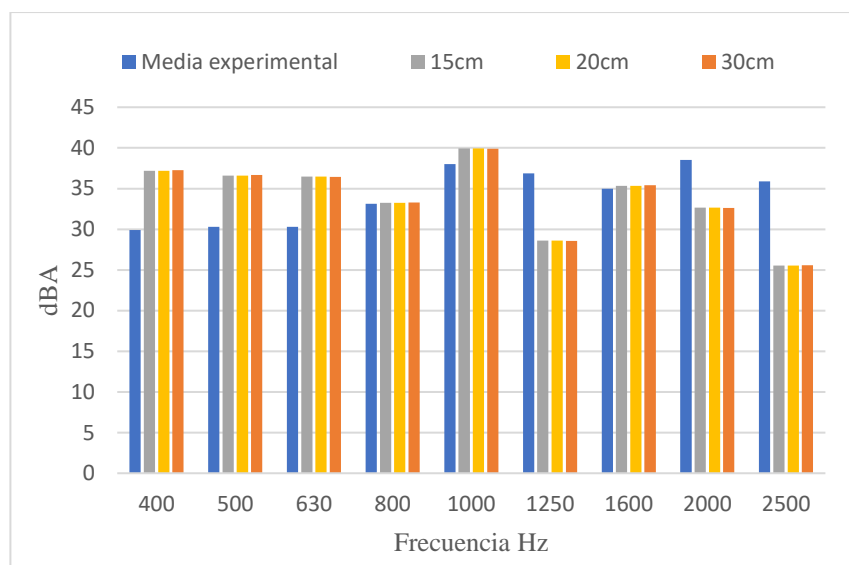
**Figura 9.** Comparación de los resultados teóricos utilizando distintas mallas acústicas frente a los experimentales por tercios de octava.

	Experimental			Teórico			
	Mínimo	Promedio	Máximo	5mm	4mm	3mm	2mm
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	44.5	44.4	44.2

**Tabla 7.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del tamaño de elemento de la malla acústica empleado.

### Análisis de la influencia del tamaño del volumen de radiación

Para determinar la influencia de la dimensión del volumen de radiación se han realizado tres análisis empleando volúmenes de radiación con un radio de 15 cm, 20 cm y 30 cm respectivamente. Observando tanto los resultados por tercios de octava en la **Figura 10** como los “overall” de la **Tabla 8** se observa que las diferencias son insignificantes (del orden de las centésimas de dBA) por lo que este parámetro no influye en los resultados.



**Figura 10.** Comparación de los resultados teóricos utilizando volúmenes de radiación de distintas dimensiones frente a los experimentales por tercios de octava.

	Experimental			Teórico		
	Mínimo	Promedio	Máximo	15cm	20cm	30cm
Overall (dBA)	44.2	44.8	45.5	45.2	45.2	45.2

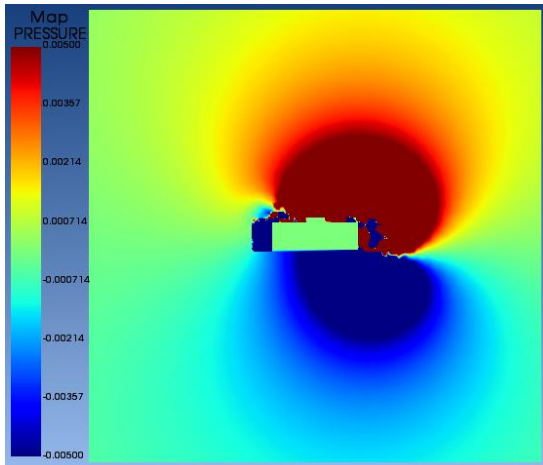
**Tabla 8.** “Overall” experimentales frente a los “Overall” obtenidos de forma teórica en función del tamaño de elemento de la malla acústica empleado.

## Anexo VII

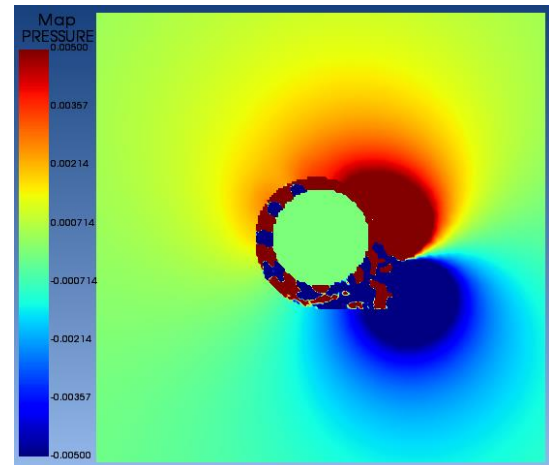
En este anexo se incluyen las figuras correspondientes a los mapas de presión acústica tanto en el plano vertical como en el plano horizontal para diferentes frecuencias para los dos casos estudiados, es decir, ventilador en solitario y ventilador con tobera. En ellas es posible observar que al aumentar la frecuencia disminuye la longitud de onda, por lo que es posible visualizar más de una onda de forma simultánea sobre los planos. Destacar que en todas las figuras de este anexo se ha utilizado el Pascal como unidad de presión, si bien la escala cambia en función de la frecuencia tal y como puede leerse en las leyendas para adaptar los colores de forma que se perciban bien los mapas.

### VENTILADOR EN SOLITARIO

- Frecuencia: 351 Hz.

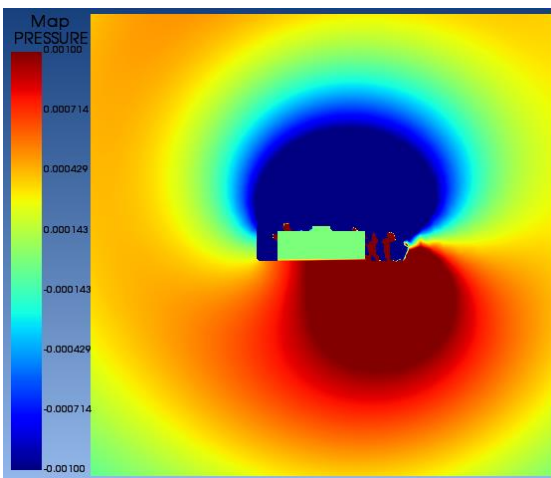


**Figura 1.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 351 Hz. *Enlace al vídeo.*

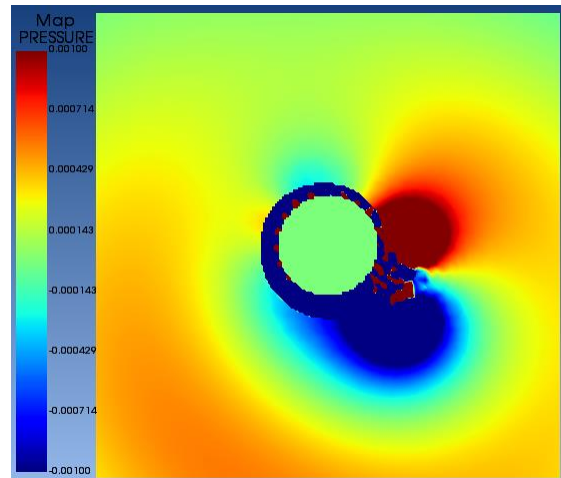


**Figura 2.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 351 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia: 702 Hz.



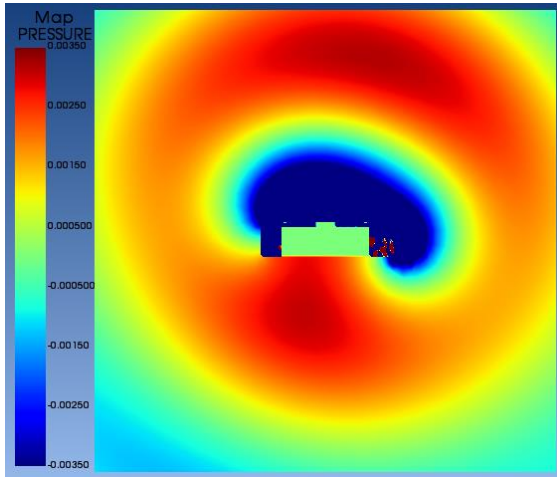
**Figura 3.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 702 Hz. *Enlace al vídeo.*



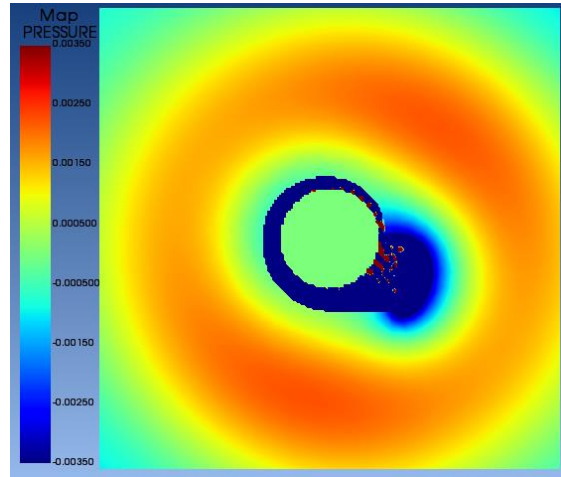
**Figura 4.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 702 Hz. *Enlace al vídeo.*



- Frecuencia: 1100 Hz.

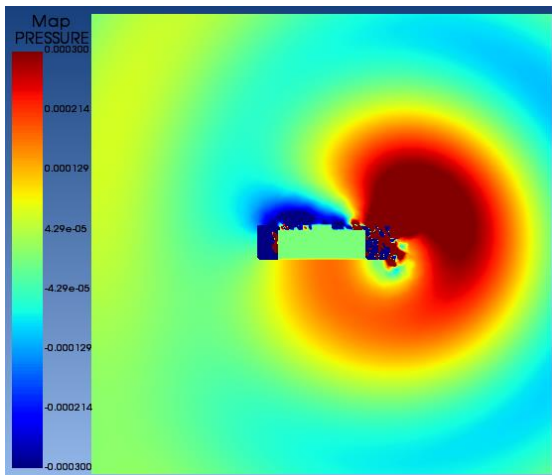


**Figura 5.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 1100 Hz. *Enlace al vídeo.*

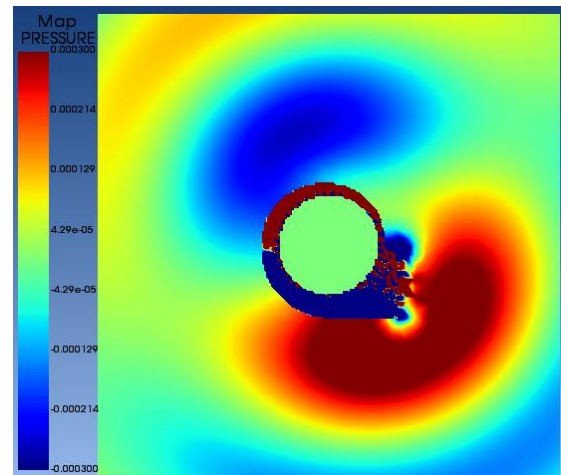


**Figura 6.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 1100 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia: 1524 Hz.

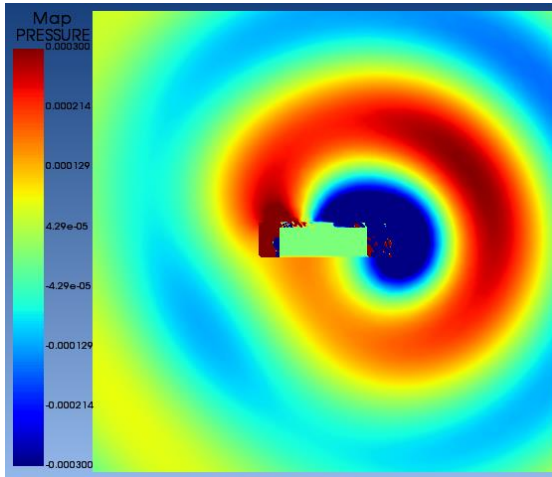


**Figura 7.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 1524 Hz. *Enlace al vídeo.*

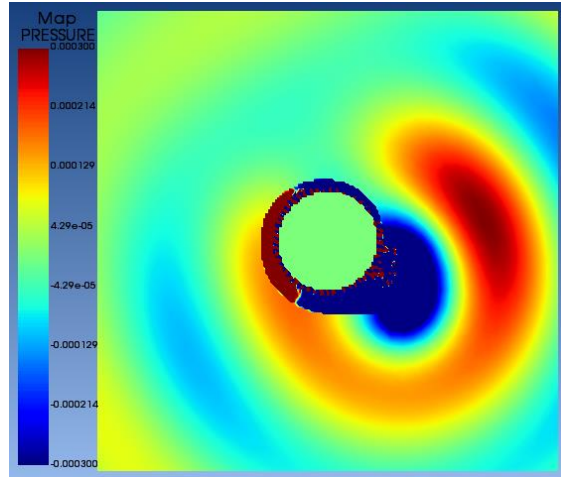


**Figura 8.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 1524 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia: 1880 Hz.

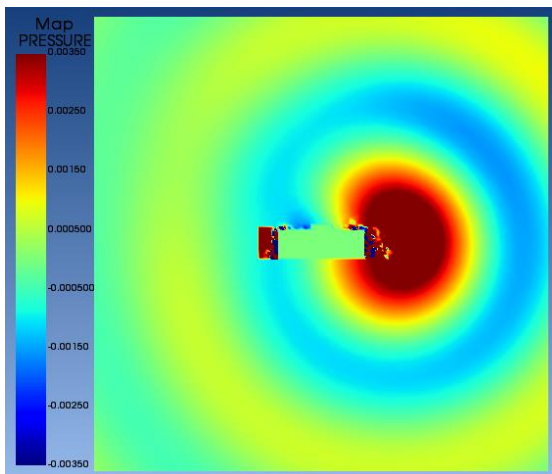


**Figura 9.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 1880 Hz. *Enlace al vídeo.*

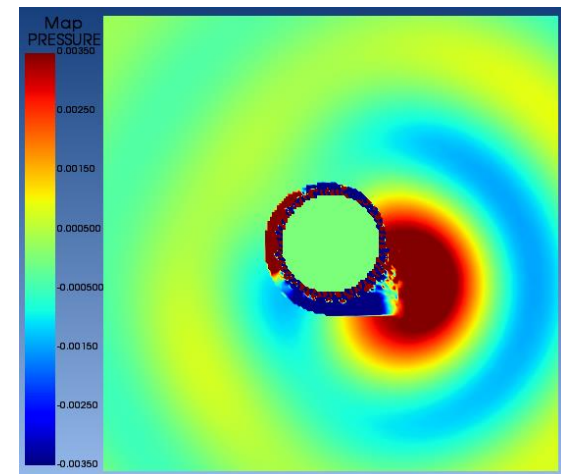


**Figura 10.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 1880 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia: 2200 Hz.

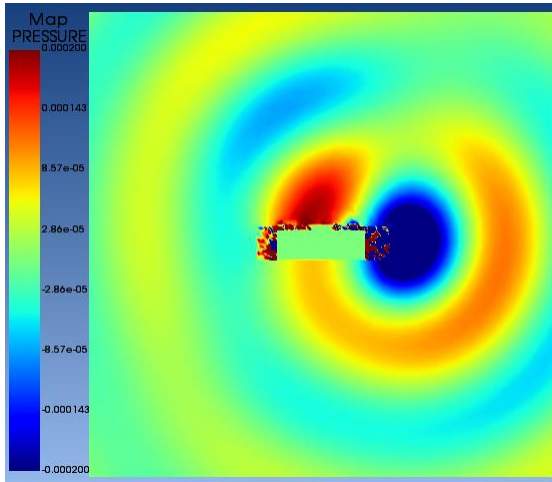


**Figura 11.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2200 Hz. *Enlace al vídeo.*

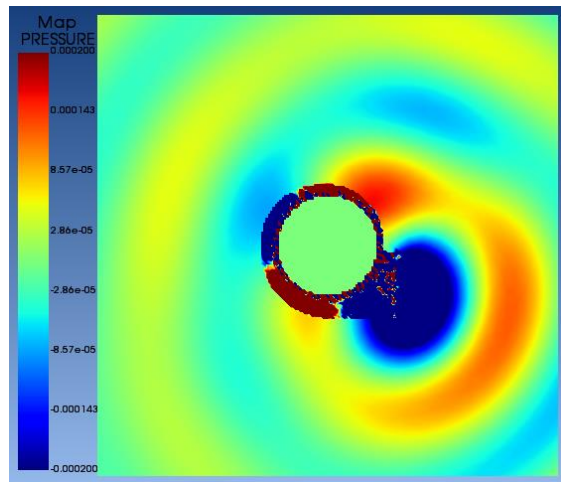


**Figura 12.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2200 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia: 2498 Hz.

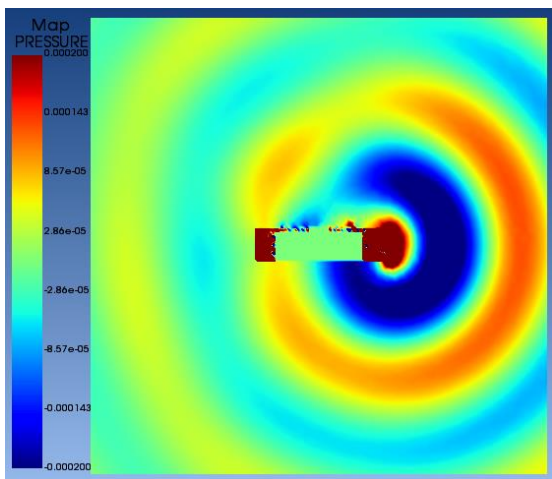


**Figura 13.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2498 Hz. *Enlace al vídeo.*

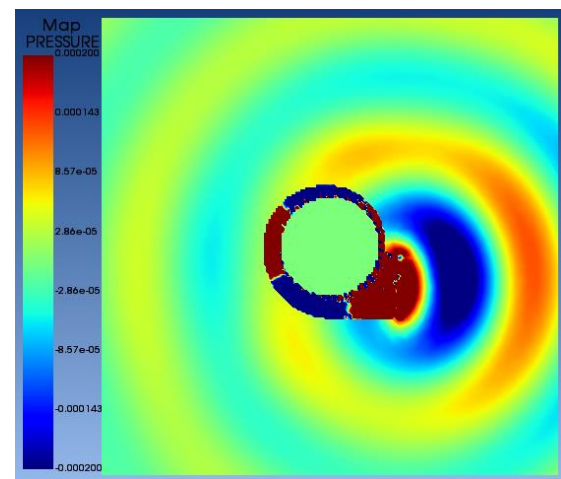


**Figura 14.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2498 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia: 2818 Hz.



**Figura 15.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2818 Hz. *Enlace al vídeo.*

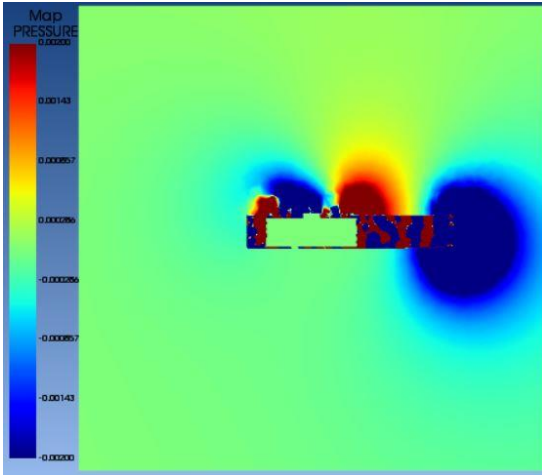


**Figura 16.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2818 Hz. *Enlace al vídeo.*

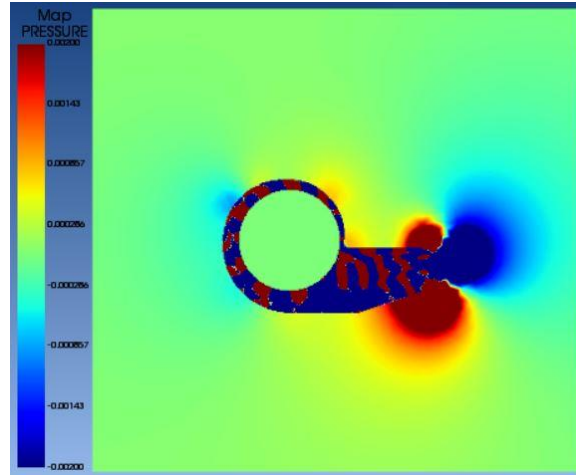


## VENTILADOR CON TOBERA

- Frecuencia 352 Hz.

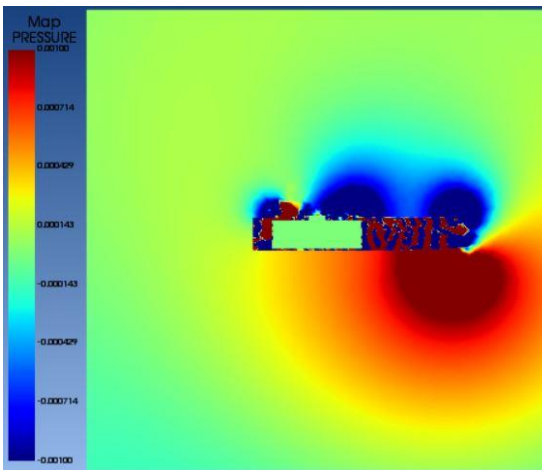


**Figura 17.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 352 Hz. *Enlace al vídeo.*

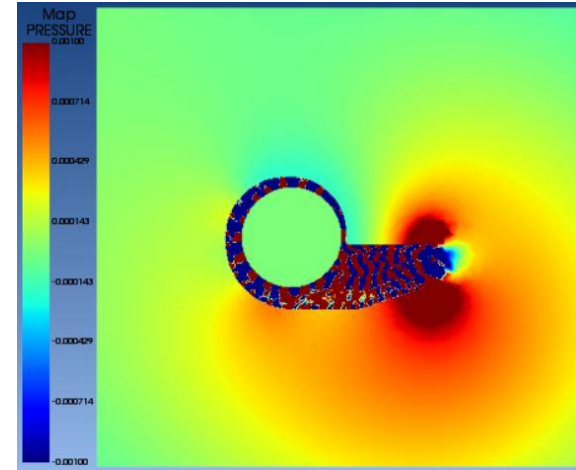


**Figura 18.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 352 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia 700 Hz.

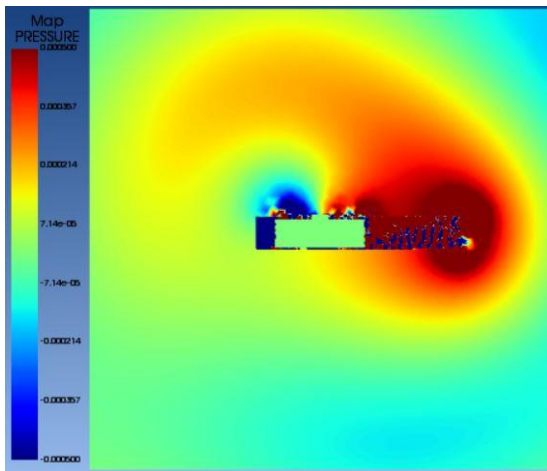


**Figura 19.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 700 Hz. *Enlace al vídeo.*

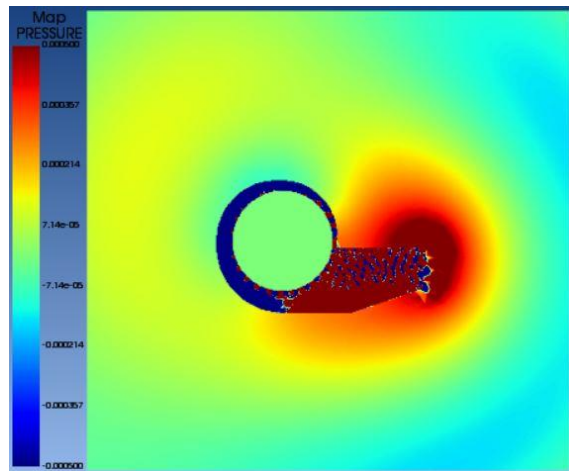


**Figura 20.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 700 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia 1101 Hz.

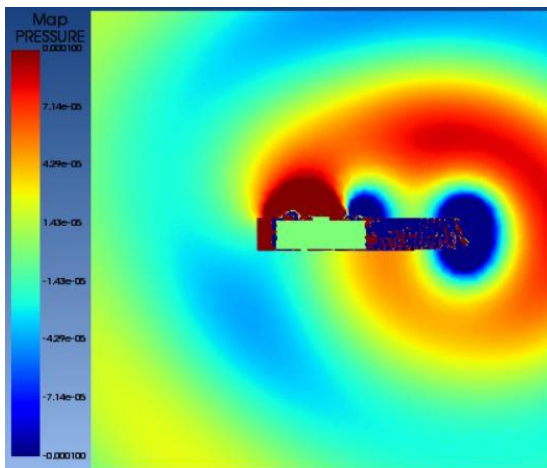


**Figura 21.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 1101 Hz. *Enlace al vídeo.*

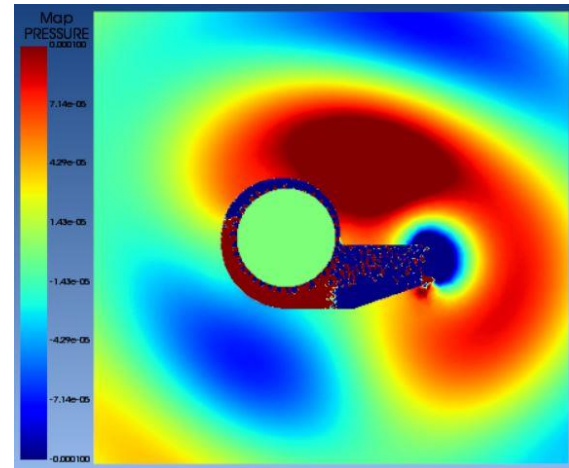


**Figura 22.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 1101 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia 1522 Hz.

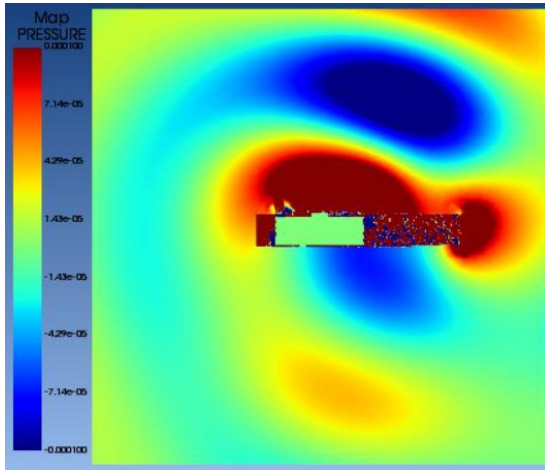


**Figura 23.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 1522 Hz. *Enlace al vídeo.*

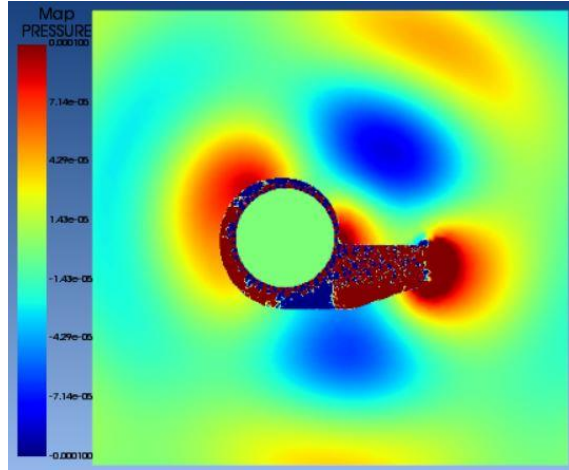


**Figura 24.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 1522 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia 1880 Hz.

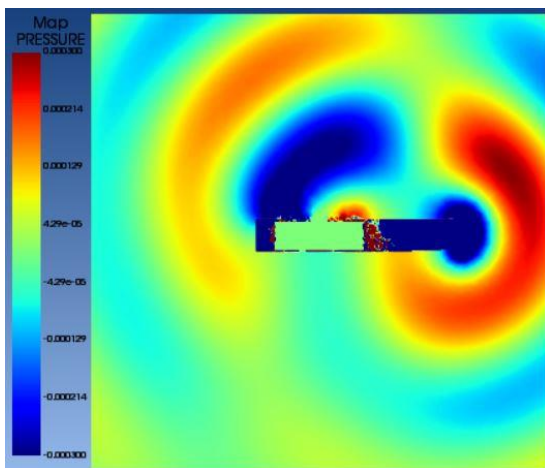


**Figura 25.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 1880 Hz. *Enlace al vídeo.*

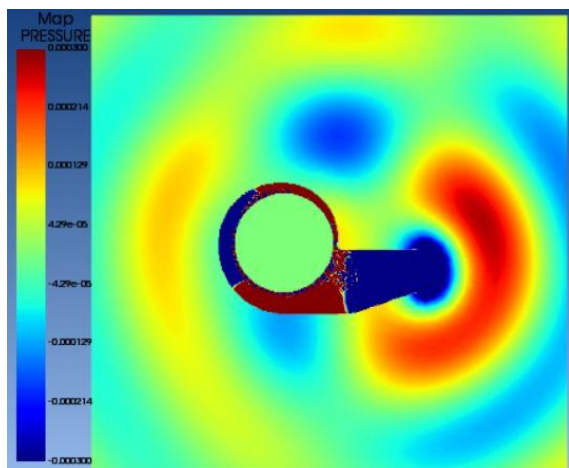


**Figura 26.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 1880 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia 2198 Hz.



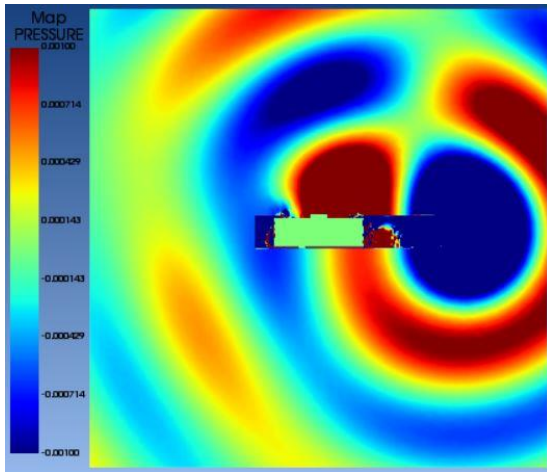
**Figura 27.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2198 Hz. *Enlace al vídeo.*



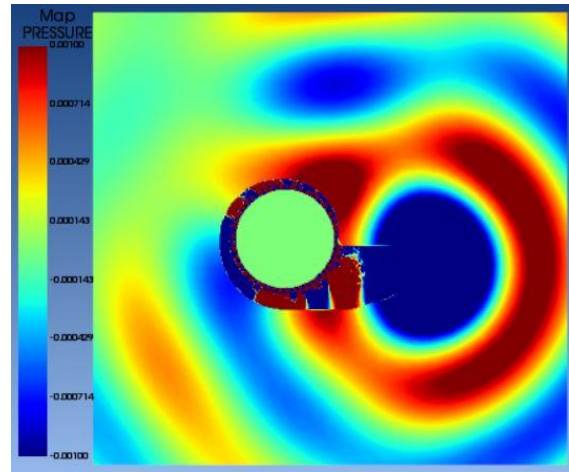
**Figura 28.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2198 Hz. *Enlace al vídeo.*



- Frecuencia 2350 Hz.

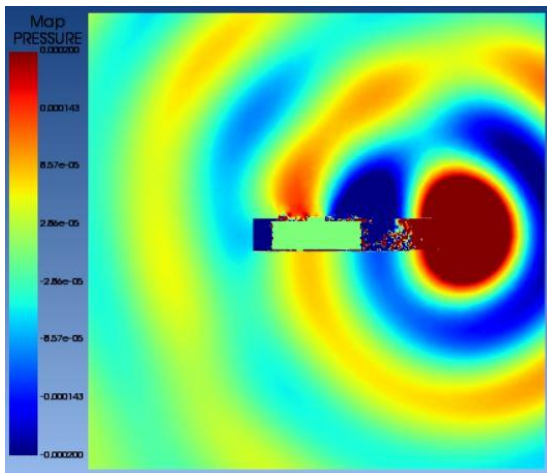


**Figura 29.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2350 Hz. *Enlace al vídeo.*

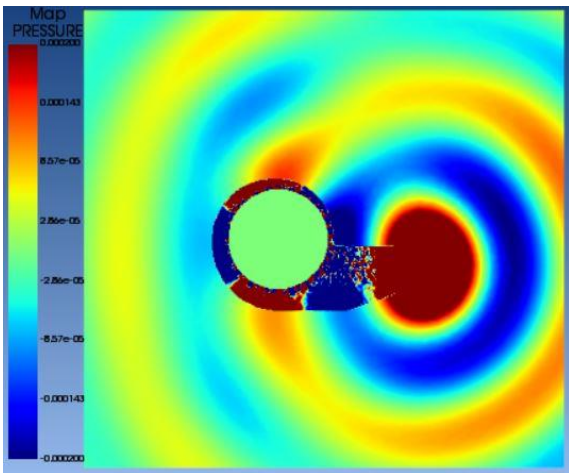


**Figura 30.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2350 Hz. *Enlace al vídeo.*

- Frecuencia 2819 Hz.



**Figura 31.** Mapa de presión acústica sobre el plano vertical para la frecuencia 2819 Hz. *Enlace al vídeo.*



**Figura 32.** Mapa de presión acústica sobre el plano horizontal para la frecuencia 2819 Hz. *Enlace al vídeo.*