

MEDIDAS DE MITIGACIÓN DEL IMPACTO ACÚSTICO PRODUCIDO POR UNA PLANTA INDUSTRIAL EN LA ZONA URBANA ALEDAÑA: ESTUDIO DE CASO

Víctor H. Cortínez^{a,b}, Martín E. Sequeira^{a,b} y Franco E. Dotti^{a,b}

^a *Centro de Investigaciones en Mecánica Teórica y Aplicada (CIMTA), Universidad Tecnológica Nacional (FRBB), 11 de Abril 461, 8000, Bahía Blanca, Argentina, vcortine@frbb.utn.edu.ar*

^b *Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Tecnológicas, (CONICET), Argentina*

Palabras Claves: impacto acústico, simulación numérica, silenciadores.

En este trabajo se presenta un estudio acústico realizado para comprender y luego mitigar la emisión de ruido de una planta industrial que había sufrido modificaciones para su repotenciación.

Tal investigación incluye un programa de medición de niveles sonoros en el interior del complejo, como así también en la zona urbana aledaña. A partir de tales mediciones y con la ayuda de un modelo computacional se realizó la identificación de las potencias de las fuentes de ruido industrial, y posteriormente se analizó el impacto acústico urbano para varias condiciones de operación. De esta manera se pudieron determinar las características necesarias de la solución acústica buscada. Luego, se realizó el análisis de dispositivos de mitigación. El diseño resultante consiste en una combinación de resonadores tipo Helmholtz. Finalmente, se realizó una estimación de la minimización del impacto acústico en la zona urbana a partir de la implementación de los dispositivos recomendados.

1 INTRODUCCIÓN

El problema de ruido urbano generado por plantas industriales emplazadas en cercanías de sectores poblados es un tema de enorme interés desde el punto de vista social, técnico y económico. En muchas ocasiones se realizan modificaciones en tales establecimientos con el propósito de mejorar su producción, lo que puede ocasionar un impacto acústico excesivo que debe atenuarse mediante medidas de mitigación adecuadas.

En particular, el problema aquí analizado corresponde al estudio del ruido del impacto acústico producido por la planta industrial ALUAR, ubicada en la ciudad de Puerto Madryn. Dicho complejo industrial es productor de aluminio primario y posee un sistema de Plantas de Tratamiento de Humos (PTHs) que permite purificar los efluentes gaseosos derivados del proceso de fabricación.

En los años 2012 y 2013, se ha llevado a cabo una repotenciación de los ventiladores de las PTHs de dicho establecimiento industrial. Tales modificaciones han repercutido en la emisión de ruido hacia el sector residencial aledaño. Por tal razón, dicha empresa encomendó al Centro de Investigaciones de Mecánica Teórica y Aplicada de la UTN, la realización de un estudio acústico para comprender y eventualmente generar estrategias de mitigación de la emisión de ruido de las PTHs repotenciadas.

Tal investigación incluyó un programa de medición de los niveles sonoros en el interior del complejo, como así también en la zona urbana aledaña. A partir de tales mediciones y con la ayuda de un modelo computacional se identificó el nivel de emisión sonora a la salida del sistema de ventilación de las PTHs, y posteriormente se analizó el impacto acústico urbano para varias condiciones de operación. Se estableció entonces un criterio para la búsqueda de soluciones técnicas para la atenuación del ruido emitido. De esta manera se estudiaron diversos dispositivos silenciadores contemplando tanto aspectos acústicos como constructivos. Para evaluar el rendimiento acústico de los dispositivos y su interacción con el sistema, se efectuaron estimaciones de las pérdidas de transmisión y de inserción asociadas. Esto se realizó con la ayuda del método de los elementos finitos para la solución de la ecuación de Helmholtz para las geometrías de los silenciadores estudiados. El pre-diseño resultante consiste en una combinación de resonadores tipo Helmholtz. Finalmente, se realizó una estimación de la minimización del impacto acústico en la zona urbana a partir de la implementación de los dispositivos recomendados.

En este trabajo se documentan los principales aspectos del estudio realizado incluyendo la descripción de los modelos acústicos utilizados.

2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Se han repotenciado los ventiladores de cuatro plantas de tratamiento de humos denominadas PTH 1, 2, 3 y 4. Cada una de estas plantas opera con un par de ventiladores conduciendo flujo de aire por dos conductos en paralelo hasta una chimenea de ventilación de una altura de 25 m aproximadamente.

Las PTHs están divididas en dos sistemas análogos, denominados PTH 1-2 y PTH 3-4, cada uno conformado por dos plantas de tratamiento dispuestas simétricamente que descargan, mediante dos ductos rectangulares de 1.6×2.6 m aproximadamente (ducto corto y largo), sobre una misma chimenea. En la Figura 1 se muestra el Sistema PTH 1-2. La repotenciación en cuestión fue realizada a través de la modificación de los rodetes de cada uno de los ventiladores involucrados. Esto generó un aumento del nivel de ruido emitido a través de las chimeneas de ventilación. Tal aumento podría impactar en la zona urbana aledaña a la planta. Una vista satelital de la planta y del sector urbano cercano se muestra en

la Figura 2.

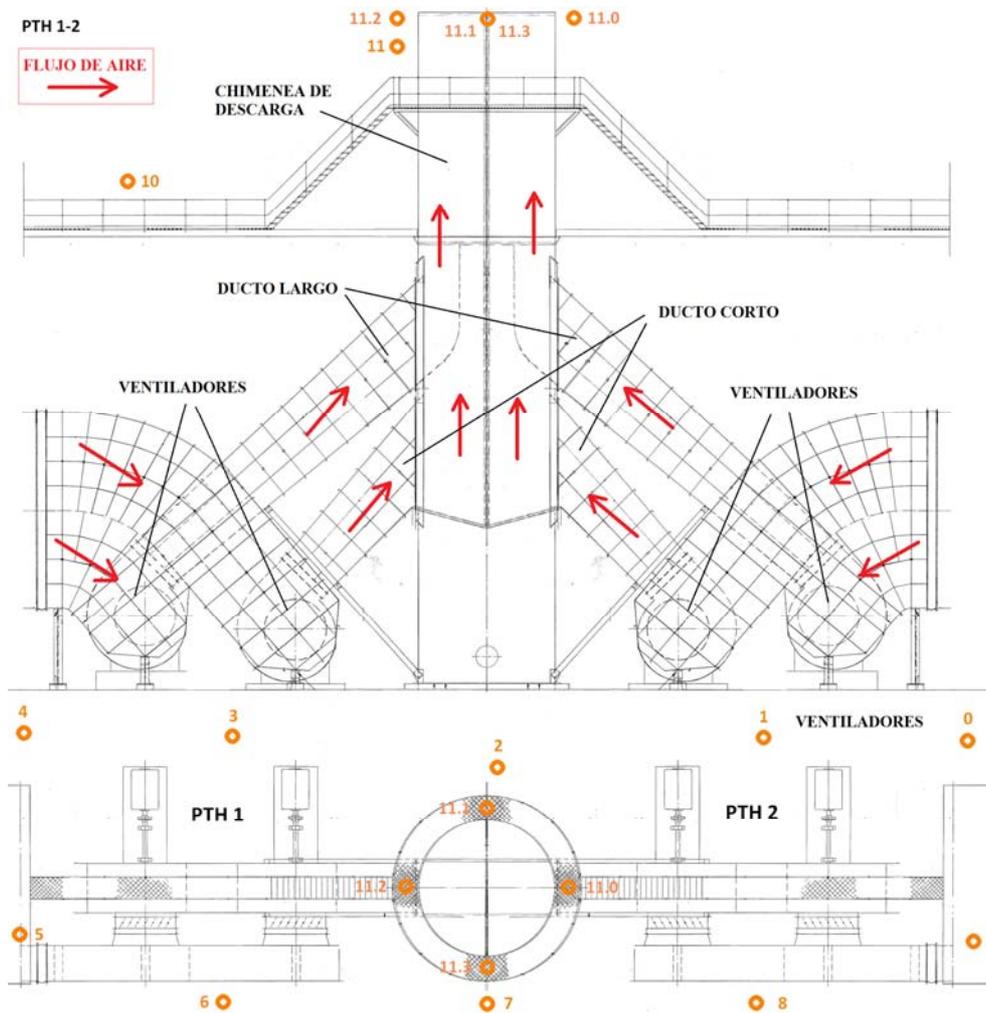


Figura 1: Vista lateral y superior del sistema de plantas de Tratamiento de humos PTH 1-2 (los números corresponden a localizaciones de puntos de medición de ruido)

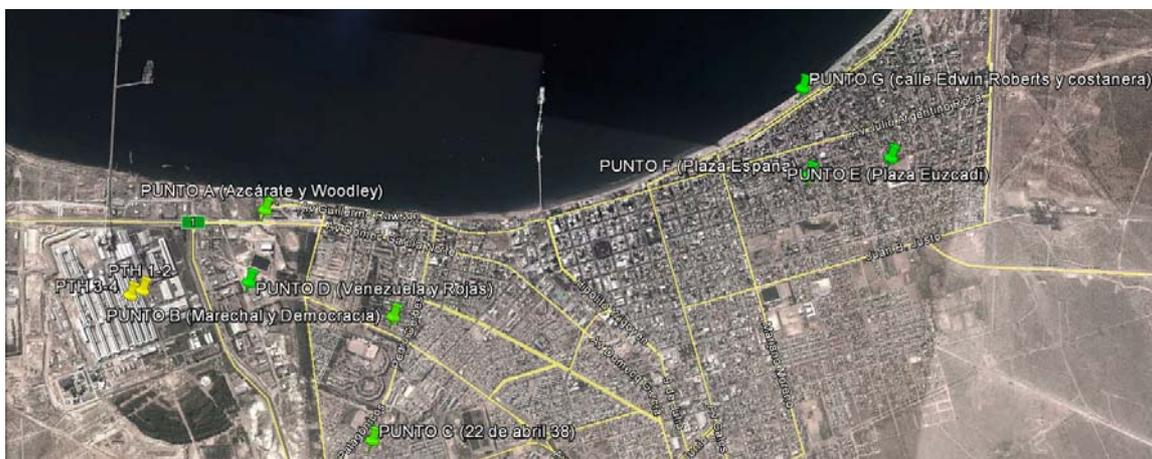


Figura 2: Zona de estudio donde se observa la planta de ALUAR y el sector urbano aledaño. Los puntos amarillos corresponden a los sistemas PTH1-2 y PTH 3-4 y los puntos verdes representan las estaciones de medición urbanas

El objetivo general del estudio fue la determinación del impacto acústico provocado por tal repotenciación sobre el sector urbano aledaño a la planta de ALUAR y la determinación de posibles estrategias de atenuación de ruido en caso de ser necesario.

Los objetivos particulares asociados fueron los siguientes:

- a) Caracterización de las condiciones acústicas en el complejo industrial de ALUAR y zonas aledañas.
- b) Determinación de los niveles de potencia sonora de las unidades repotenciadas PTH 1 a 4: características espectrales.
- c) Determinación de los principales mecanismos de generación de ruido.
- d) Evaluación del impacto acústico provocado por la utilización plena de las plantas PTH 1 a 4 repotenciadas.
- e) Determinación del criterio para el pre-diseño de estrategias de mitigación a los efectos de evitar impacto acústico excesivo en zonas urbanas.
- f) Estudio de diferentes alternativas de solución en base a la identificación de los principales mecanismos de generación de ruido y sus características espectrales. Recomendación de las soluciones técnicas factibles.

Para la realización de tales objetivos el estudio fue dividido en dos partes: I. Estudio de Impacto Acústico (objetivos (a) a (d)), y II. Estudio de Estrategias de Mitigación (objetivos (e) y (f)).

3 ESTUDIO DE IMPACTO ACÚSTICO

3.1 Caracterización de las condiciones acústicas en el complejo industrial de ALUAR y zonas aledañas

A los efectos de caracterizar objetivamente el ruido en inmediaciones de la planta de ALUAR, se han efectuado tres campañas de medición. Las primeras dos en los meses de agosto y septiembre de 2012, respectivamente. En ese momento, se habían repotenciado recientemente las PTHs 1 y 3. La tercera campaña de medición fue llevada a cabo en junio de 2013 cuando ya se encontraban repotenciadas las cuatro PTHs.

Las mediciones se han realizado en el sector urbano y en el interior del establecimiento industrial. El equipo utilizado consta de una estación de monitoreo ambiental marca SVANTEK modelo SV 212 y de un sonómetro marca CESVA modelo SC160 como equipo auxiliar. Además, se ha utilizado un anemómetro marca TESTO para determinar la intensidad de viento. Se han registrado los espectros de los niveles de presión sonora y los niveles sonoros continuos equivalentes (L_{eq}) en cada punto de medición.

Se han adoptado 7 localizaciones para la medición de ruido en la zona urbana: Punto A (Azcarate y Woodley), Punto B (Marechal y Democracia), Punto C (22 de Abril 38 - patio interno), Punto D (Venezuela y Rojas), Punto E (Plaza Euzkadi), Punto F (Plaza España) y Punto G (Costanera y calle Roberts). Tales estaciones de medición se muestran en la Figura 2. Estas mediciones se han realizado en horario nocturno a los efectos de atenuar el ruido generado por el tráfico vehicular. Asimismo, se ha filtrado el ruido directo de paso de vehículos (González, 2000). Los puntos exteriores A, B, C y D se encuentran emplazados a menos de 2000 m de las fuentes bajo estudio (PTHs). El punto D es el más próximo a la planta de ALUAR (ubicado 750 m de la misma) por lo que se puede asumir que el ruido percibido corresponde solo a ruido industrial. Los puntos E, F y G están ubicados a una distancia del orden de los 5000 m del complejo industrial. Todos los puntos receptores están

localizados en la vía pública salvo el punto C que se encuentra en un patio interior.

Por otra parte, se han realizado 22 mediciones en distintos puntos en las cercanías de las fuentes PTH 1 a 4 (puntos interiores). Algunos de estos puntos se pueden ver en la Figura 1. Asimismo, se han registrado mediciones en las proximidades de diversas fuentes secundarias ubicadas dentro del establecimiento de ALUAR. Esta última actividad se realizó a fin de obtener una caracterización acústica completa de las fuentes sonoras más importantes dentro del complejo. En la Figura 3 se observa un esquema del complejo industrial con la ubicación de dichas fuentes.

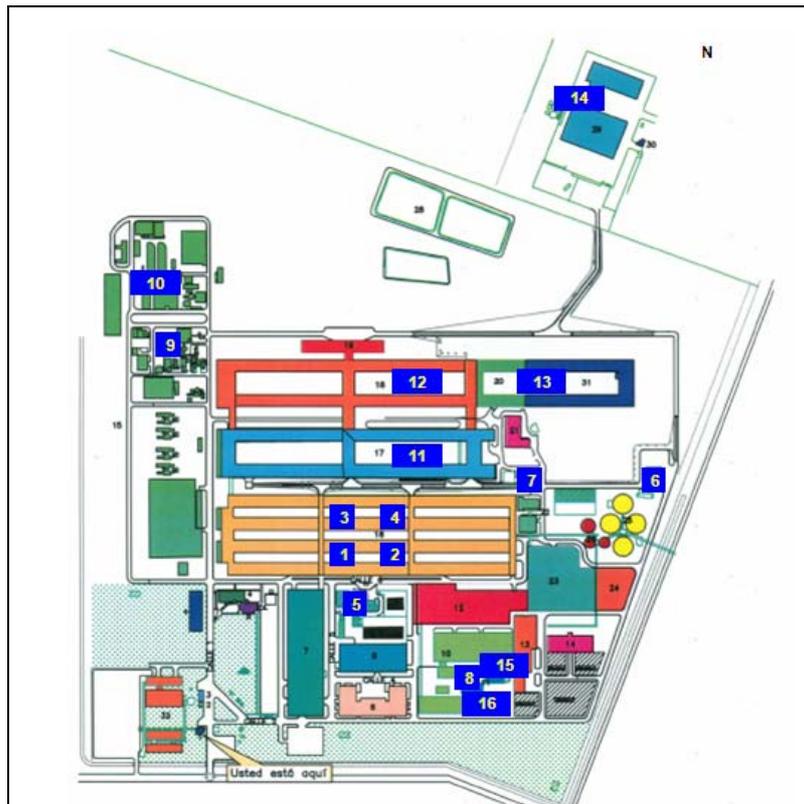


Figura 3: Esquema de la planta de ALUAR y ubicación de las PTH 1 a 4 (números 1 a 4) y equipos secundarios (números 5 a 16)

3.2 Modelo de Propagación

Se ha utilizado un modelo de propagación acústica para relacionar las potencias sonoras de las fuentes con diferentes indicadores de ruido en el interior y en el exterior del complejo industrial. Esto persigue los siguientes propósitos: a) interpretar los resultados de las mediciones de ruido, b) estimar las potencias sonoras de las fuentes en cuestión, c) obtener los niveles sonoros en los distintos puntos receptores exteriores, e) evaluar el grado de molestia y f) evaluar la eficiencia de diferentes alternativas de mitigación.

El modelo de propagación sonora está basado en la normativa ISO 9613 (ISO 9613-2, 1993) y considera únicamente los efectos de divergencia esférica y atenuación debido a la absorción del suelo y del aire en el camino de propagación. Dicho modelo se implementó utilizando el software MATLAB[®].

En consecuencia, el nivel de presión sonora continuo equivalente Leq_f en la posición del

receptor y para la banda de frecuencia f dada, queda expresado de la siguiente manera

$$Leq_f = Lw_f + Dc_f - A_f, \quad (1)$$

donde Lw_f es el nivel de potencia sonora, Dc_f es el factor de corrección por directividad y A_f es la atenuación debida a la propagación desde la fuente sonora al receptor. En el caso analizado, el factor $Dc_f = 0$ dado que las fuentes sonoras (PTHs) se consideraron omnidireccionales y radiando en campo libre. Todos los términos citados están expresados en dB.

El término A_f corresponde a la contribución de distintas atenuaciones, las cuales se enuncian a continuación

$$A_{aire} = \alpha d / 1000, \quad (2)$$

$$A_{suelo} = A_s + A_m + A_r, \quad (3)$$

$$A_{div} = 20 \log \left(\frac{d}{d_0} \right) + 11, \quad (4)$$

donde A_{aire} es la atenuación resultante de la absorción del aire durante la propagación a través de la distancia d entre la fuente y el receptor y α es el coeficiente de atenuación atmosférica para cada banda de frecuencia; A_{suelo} es la atenuación debida al efecto del suelo por banda de frecuencia, siendo A_s , A_m y A_r las componentes de atenuación en la región cercana a la fuente, entre la fuente y el receptor y cercana al receptor, respectivamente y A_{div} es la atenuación por divergencia esférica, siendo d_0 la distancia de referencia.

El nivel sonoro continuo equivalente global Leq en cada punto receptor se obtiene a partir de considerar las contribuciones del promedio temporal cuadrático de las presiones sonoras calculadas de acuerdo con la expresión (1) para cada fuente sonora y para cada banda de frecuencia

$$Leq = 10 \log \sum_{j=1}^N \left[\sum_{f=1}^F 10^{[Leq_f(j)/10]} \right], \quad (5)$$

donde N es el número total de fuentes j y F indica la cantidad de bandas de frecuencias f contempladas.

3.3 Determinación de las potencias sonoras de las PTHs

La metodología para hallar las potencias acústicas de los sistemas PTH 1-2 y PTH 3-4 consiste en la estimación de los correspondientes valores que sustituidos en la expresión (1) permiten obtener resultados lo más cercanos posibles a los niveles de presión sonora medidos.

Para tal estimación se tuvo en cuenta que debido a la cercanía del punto exterior D con la planta, el ruido percibido sería mayoritariamente de origen industrial. Por otra parte, se ha estimado el ruido de fondo en el punto D a partir de las mediciones de niveles sonoros de otros equipos de la planta conjuntamente con la utilización de la expresión (1). Consecuentemente, extrayendo tal ruido de fondo del ruido medido en dicho punto, es posible estimar el nivel de presión sonora generado por las PTHs. Utilizando estos valores, y los correspondientes a las mediciones de los niveles sonoros registrados en los puntos interiores cercanos a las PTHs, y utilizando en forma inversa la expresión (1) se obtuvo el nivel de

potencia sonora L_w del sistema PTH 1-4 asimilado como una fuente puntual equivalente ubicada en planta en el centro geométrico de las PTHs y a una altura de 25 metros (corresponde a la altura de la chimenea de descarga). Tales estimaciones se caracterizaron por bandas de tercios de octava. Esta metodología se realizó para diferentes condiciones de operación y de repotenciación de las PTHs.

Asimismo con la misma metodología se identificaron en forma independiente los L_w de los sistemas PTH 1-2 y PTH 3-4.

3.4 Impacto acústico sobre la zona residencial aledaña

Se determinó el nivel de ruido de fondo característico de cada localización de interés en la zona urbana mediante medición directa. Para esto se registraron los niveles de presión sonora de los puntos A, B y C, habiendo efectuado una parada de las PTHs (en agosto de 2012). El ruido de fondo en otras localizaciones puede estimarse comparando las características urbanas con la de estos puntos. De esta manera para las estaciones E, F y G se asumió el mismo ruido de fondo que para el punto B.

Por otra parte, una vez determinados los niveles de potencia de las PTHs, como se describió en la Sección anterior, es posible utilizar la fórmula (1) para determinar los niveles de presión sonora generados por aquéllas en los puntos de interés de la zona urbana. Luego adicionando logarítmicamente a estos últimos los niveles de ruido de fondo, se obtienen los niveles sonoros en cada punto de interés.

Esta metodología se aplicó para varias condiciones de operación y en particular para las PTHs totalmente repotenciadas utilizadas plenamente (a partir de las mediciones realizadas en el mes de junio de 2013)

Los resultados teóricos así obtenidos se compararon con los valores determinados por medición directa en los distintos receptores urbanos para comprobar la precisión del modelo. En la Figura 4 se observa el espectro de los niveles sonoros medidos en distintos puntos interiores y exteriores. En la Figura 5 se muestran las comparaciones de los niveles sonoros en bandas de tercios de octava y en función del $LeqA$ global para los puntos exteriores A, B, D, F (los niveles medidos y estimados en los puntos E y G son muy similares a los obtenidos en el punto F, por tal motivo no se los muestra). Cabe mencionar que en el punto B se realizaron dos mediciones con diferentes condiciones de viento. La medición denominada B-1 corresponde a una situación de viento Norte (dirección fuente a receptor), mientras que la consignada con B-2 corresponde con una situación de viento NE (viento hacia el mar, cruzado en la dirección del receptor). Por su parte, la medición realizada en el punto A también está afectada por el viento aunque en menor intensidad que en la medición B-1.

Las mediciones internas de ruido realizadas en inmediaciones de las PTH 1 a 4 (ver Figura 4a) muestran una marcada emisión a la frecuencia de 166 Hz y picos menores en las frecuencias de 332 y 499 Hz. También se registran algunos picos cercanos a 100 Hz. En los puntos exteriores (ver Figura 4b), las mediciones indican un mayor contenido energético en el rango de bajas frecuencias (menores a 500 Hz). Se han detectado además en los puntos A, B y D tendencias a ruidos tonales en las frecuencias de 166 Hz y cercanas a 100 Hz.

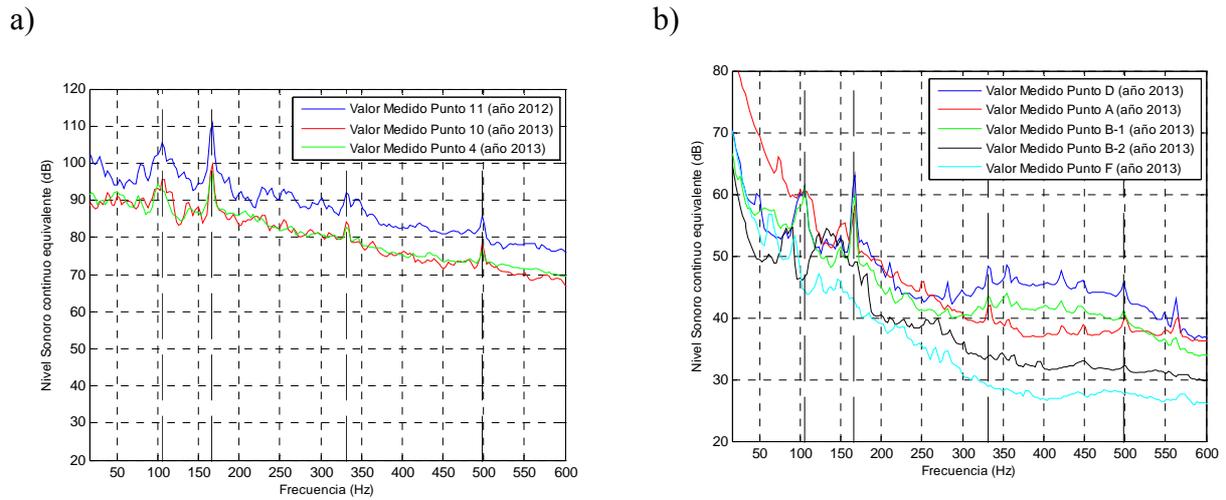


Figura 4: Niveles del espectros de presión sonora medidos en la campaña del año 2013 (Sistema PTH 1-4 repotenciado). a) Puntos interiores (ver Figura 1). B) Puntos exteriores

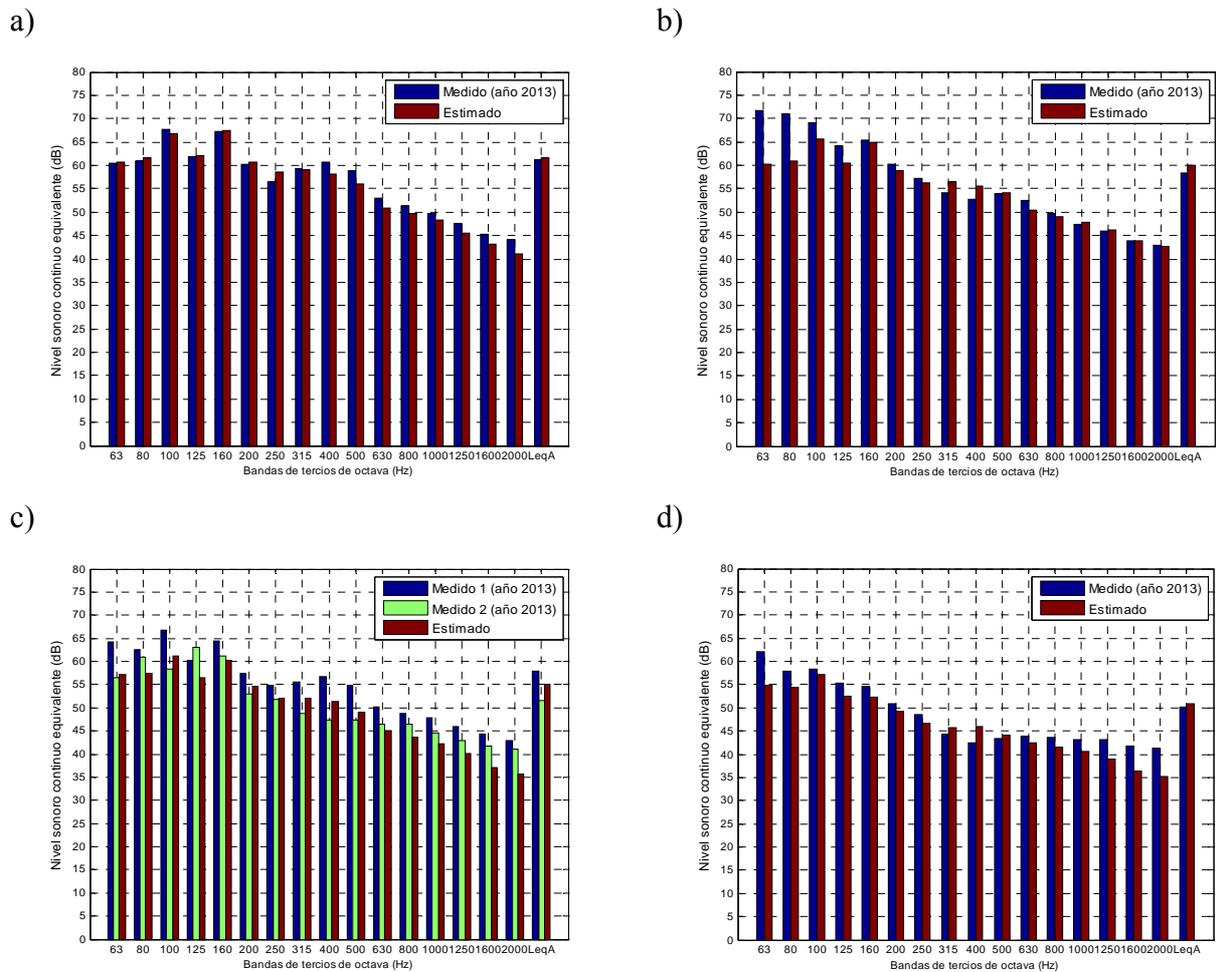


Figura 5: Niveles sonoros en bandas de tercios de octava medidos y calculados (Sistema PTH 1-4 repotenciado). a) Punto receptor D. b) Punto receptor A. c) Punto receptor B. d) Punto receptor F

En la Figura 5a se observa que el modelo matemático presenta una diferencia despreciable en el valor estimado del $LeqA$ global respecto del valor medido para el punto D. El contenido espectral en bandas de tercios de octava es muy similar, destacándose la existencia de tonalidad en la banda de tercios de 160 Hz y 100 Hz (esta similitud era previsible ya que los niveles sonoros medidos se utilizaron, en parte, para estimar la potencia sonora del sistema PTH 1-4). Aquí tonalidad se refiere al hecho de que los niveles en una banda de tercios de octava son marcadamente mayores que los de las bandas adyacentes. De acuerdo al criterio de la norma IRAM 4062 (IRAM 4062, 2001) tal diferencia debe ser de 5 dB para que se considere tonalidad. Por otra parte, se aprecia cierta tendencia a tonalidad en 330 Hz (ver Figura 4b) aunque no se alcanza a apreciar en la representación espectral en bandas de tercios de octava.

En la Figura 5b se observa que el modelo matemático sobrestima el $LeqA$ global en aproximadamente 2 dBA con respecto al valor medido en el punto A. Los niveles sonoros son similares a partir de la banda de 100 Hz, aunque existen importantes discrepancias para las bandas menores, presumiblemente debidas a las condiciones de viento imperantes durante la medición. Los resultados teóricos (estimados) y medidos muestran características tonales en la banda de 160 Hz. Por otra parte, si bien los resultados teóricos muestran una tendencia a la tonalidad en la banda de 100 Hz, no se ha detectado tal característica en la medición. Esto último puede deberse a la presencia del viento durante la medición que eleva los niveles sonoros en las bandas inferiores.

En la Figura 5c se muestra que el modelo matemático subestima, en el punto B, el $LeqA$ global en aproximadamente 2 dBA en comparación con los valores medidos en condiciones de viento norte (medición B-1). Por otra parte el modelo sobreestima en 2 o 3 dBA los valores medidos en condición de viento cruzado (medición B-2). Debe recordarse que los valores teóricos corresponden a una condición en ausencia de viento. A partir de esto, parecen razonables las discrepancias para las distintas condiciones de viento. Puede observarse, además, que la diferencia entre los valores de $LeqA$ globales para estas dos condiciones extremas es del orden de 5 dBA. El contenido espectral en bandas de tercios de octava de los niveles sonoros en presencia de viento norte es similar al correspondiente a los valores teóricos. No ocurre lo mismo para la condición de viento cruzado. Para los niveles sonoros medidos con viento norte (que son los más intensos) se aprecia tonalidad en las bandas de 160 Hz y de 100 Hz.

En la Figura 5d se observa que el modelo matemático sobrestima el $LeqA$ global en aproximadamente 1 dBA con respecto al valor medido en el punto F. No se observan mayores características tonales. Los puntos E y G presentan características acústicas análogas al punto F.

A partir de lo expuesto, las principales observaciones del estudio de impacto acústico se resumen a continuación:

- Se aprecia una tonalidad en la banda de 160 Hz en los puntos exteriores D, A y B (esto se debe a un tono puro en la frecuencia de 166 Hz). Asimismo existiría tonalidad en la banda de 100 Hz (aunque las mediciones en condiciones de PTH repotenciadas no lo registran para el punto A). En el punto D se observa la existencia de un tono puro de 330 Hz aunque no se alcanza a percibir en el espectro de banda de tercios.
- Las mediciones en los puntos exteriores E, F y G no presentan tonalidad.
- El efecto de viento es muy importante, existiendo diferencias de más de 5 dBA en el $LeqA$ para condiciones antagónicas. Cuando la dirección del viento se origina desde el complejo industrial al receptor, los niveles aumentan y la tonalidad en 160 Hz se remarca en

comparación a una situación sin viento.

- Las mediciones internas indican una clara tonalidad en la banda de 160 Hz en los dos sistemas (PTH 1-2 y 3-4) y se observa una tendencia a la tonalidad en la banda de 100 Hz en el sistema PTH 1-2.

- Los niveles de potencia sonora estimados permiten predecir adecuadamente los niveles sonoros globales y sus características espectrales en los puntos receptores exteriores con diferencias promedio del orden de los 2 dBA.

3.5 Determinación de los Mecanismos de Generación de Ruido

Las características de ruido mencionadas en las Secciones anteriores exponen algunas cuestiones específicas tales como la existencia de picos de amplitud importantes en las frecuencias de 166 Hz y de 332 Hz. La primera de ellas puede calcularse mediante el producto entre el número de álabes y la velocidad angular de los ventiladores ($1000 \text{ rpm}/60 \times 10 \text{ álabes} \sim 166 \text{ Hz}$). Por lo tanto puede identificarse como la frecuencia de paso de álabes (f_{pas}). La frecuencia de 332 Hz corresponde al primer múltiplo de la f_{pas} . Éste es un fenómeno conocido cuyas causas están relacionadas con cercanía extrema entre álabes y lengüeta, que provoca pulsos a tales frecuencias. El ruido asociado puede ser atenuado mediante una adecuada modificación de los álabes de los ventiladores o mediante la utilización de ciertos tipos de silenciadores.

3.6 Reducción posible del nivel de presión sonora mediante cancelación de bandas en el espectro de potencia sonora

A partir del modelo de propagación sonora presentado en la Sección 3.2 se calculó la disminución del LeqA global, en cada uno de los puntos receptores A, B y D, que es posible obtener cancelando diferentes bandas de emisión en el espectro del nivel de potencia sonora del sistema PTH 1-4. De esta manera, se pretende evaluar el aporte energético de cada banda sobre el nivel global en cada receptor. Los resultados se muestran en la Tabla 1.

Como es posible observar, la banda del nivel de potencia que genera un mayor aporte energético en el LeqA en cada receptor es la de 160 Hz, seguida por las bandas de 400, 315 y 500 Hz. Anulando el nivel de potencia de las bandas mayores a 400 Hz, es posible atenuar el LeqA en algo más de 1 dBA, aunque no disminuye la posibilidad de tonalidad en la banda de tercio de octava de 160 Hz. Si en cambio se anulan la contribución del nivel de potencia de las bandas de baja frecuencia, puede disminuirse el LeqA en 3 dBA, y además desaparecería la posibilidad de tonalidad. Si se anulan las contribuciones en las bandas de 100, 125, 160 y 200 Hz, la atenuación lograda sería algo mayor que la correspondiente a las bandas mayores a 400 Hz.

De acuerdo a estas observaciones, la estrategia de atenuación se dirigiría como primera opción a la atenuación de la contribución del nivel de potencia en baja frecuencia (menores a 400 Hz), especialmente a la banda de 160 Hz y eventualmente la de 100 Hz. Tal estrategia podría eliminar la posibilidad de tonalidad y disminuir el LeqA en aproximadamente 3 dBA.

Banda/s de tercios de octava	Punto receptor		
	Punto D	Punto A	Punto B
	(LeqA=61.7 dBA)	(LeqA=59.9 dBA)	(LeqA=55 dBA)
63 Hz	0.01	0.01	0.01
80 Hz	0.03	0.02	0.02
100 Hz	0.13	0.15	0.17
125 Hz	0.09	0.10	0.11
160 Hz	0.62	0.64	0.80
200 Hz	0.23	0.25	0.29
250 Hz	0.23	0.23	0.29
315 Hz	0.41	0.40	0.53
400 Hz	0.51	0.46	0.68
500 Hz	0.43	0.38	0.52
630 Hz	0.16	0.14	0.23
800 Hz	0.14	0.11	0.21
1000 Hz	0.11	0.07	0.16
1250 Hz	0.08	0.05	0.09
1600 Hz	0.03	0.05	0.02
2000 Hz	0.01	0.00	0.01
63 a 400 Hz	2.99	3.00	4.37
500 a 2000 Hz	1.07	0.80	1.61
100 -125 -160 -200 Hz	1.18	1.25	1.55

Tabla 1: Reducción del LeqA en los puntos receptores exteriores debido a la atenuación de distintas bandas y conjuntos de bandas de tercios de octava del nivel de potencia sonora del sistema PTH 1-4.

3.7 Análisis de la Molestia Sonora

Para estimar el grado de molestia acústica se emplea un criterio similar al señalado en la norma IRAM 4062 (IRAM 4062, 2001). Debe observarse que tal normativa no aplica estrictamente en la vía pública. Sin embargo, la consideración de tal criterio en estos espacios resulta ser conservadora ya que, generalmente, los niveles sonoros percibidos en el interior de las viviendas o patios son inferiores. Esto puede apreciarse a partir de las mediciones efectuadas en la localización C (que corresponde a un patio interno) que arrojan niveles de presión sonora aproximadamente 3 dBA menores a los registrados en el punto B a pesar de estar ubicados prácticamente a la misma distancia de las PTHs.

Entonces, para evaluar la molestia se analiza si la diferencia entre el nivel sonoro continuo equivalente (LeqA) obtenido en condiciones de operación plena de las PTH, supera al nivel sonoro correspondiente al ruido de fondo en 8 dBA. De hacerlo el ruido puede ser considerado molesto. En caso contrario, no.

Asimismo, se evalúa el carácter tonal en las bandas de 160 y de 100 Hz, ya que si los Leq correspondientes en bandas de tercios de octava, supera en más de 5 dB las amplitudes de las bandas contiguas, el ruido se considera más molesto. De acuerdo a la normativa, esto es equivalente a sumar 5 dBA al LeqA con la fuente a evaluar en funcionamiento.

Finalmente se analiza la disminución que es posible obtener atenuando diferentes bandas. Tales cálculos se aprecian en la Tabla 2.

	Receptor	LeqA calculado [dBA]	Lf medido [dBA]	Tonalidad	LeqA-Lf calculado [dBA]	Características del ruido
						(si $LeqA - Lf \geq 8$ dBA = Ruido Molesto)
Condición actual (PTH 1-4 repotenciadas)	Punto A	59,9	54,8	Tendencia a aparecer en la banda de 160 y 100 Hz. La tendencia es menos marcada en la banda de 100 Hz.	5,1 + 5 ⁽¹⁾	Posiblemente molesto
	Punto B	55,0	50,2	Tendencia (poco marcada) a aparecer en la banda de 160 y 100 Hz.	4,8 + 5 ⁽¹⁾	Posiblemente molesto
Atenuando la banda de 160 Hz	Punto A	59,3	54,8	Tendencia a aparecer en la banda de 100 Hz.	4,5 ⁽³⁾	No molesto
	Punto B	54,4	50,2	Tendencia a aparecer en la banda de 100 Hz.	4,2 ⁽³⁾	No molesto
Atenuando las bandas de 100, 125, 160 y 200 Hz	Punto A	58,8	54,8	Tendencia a aparecer en la banda de 100 Hz.	4,5 ⁽³⁾	No molesto
	Punto B	53,8	50,2	Tendencia a aparecer en la banda de 100 Hz.	3,6 ⁽³⁾	No molesto

⁽¹⁾ Posible aumento de 5 dBA por tonalidad

⁽³⁾ Posible tonalidad de la banda de 100 Hz

Tabla 2: Impacto acústico en la zona urbana generado por el sistema PTH 1-4. Estudio hipotético de estrategias de mitigación.

Como puede observarse, los LeqA en relación a los niveles de ruido de fondo (Lf) registrados no indican molestia en los puntos A y B (representativos de la zona urbana en un radio de 2 km de distancia de la planta). Por lo tanto, la molestia podría eventualmente darse debido a efectos de tonalidad en la banda de 160 Hz (y en todo caso en la de 100 Hz). Tal probabilidad de molestia tendrá lugar cuando la planta se encuentre a barlovento de la posición considerada.

Los puntos ubicados a más de 2 km de la planta (E, F y G) no presentan condiciones de molestia y no se registra tonalidad en las correspondientes mediciones.

La atenuación de la banda de 160 Hz podría eliminar la tonalidad y entonces la molestia.

4 ESTUDIO DE DISPOSITIVOS DE MITIGACIÓN

4.1 Pre-diseño de dispositivos de atenuación: Análisis general

Posiblemente la manera más segura de atenuar los niveles de ruido emitidos, pueda lograrse mediante la inserción de un silenciador en el interior de los conductos de salida de los ventiladores y/o en las chimeneas. Sin embargo, tales estrategias fueron en principio no aconsejadas por razones operativas por profesionales de ALUAR. En consonancia con tal solicitud se observa que tales tipos de dispositivos deben ser estudiados con gran detalle para no generar contrapresiones que atenten contra el funcionamiento esperado de las PTHs. Asimismo tales implementaciones suelen ser muy costosas. Luego, atendiendo al grado de magnitud relativamente bajo del problema acústico estudiado, se considera que antes de plantear tal solución, resulta recomendable intentar lograr una atenuación suficiente mediante la utilización de dispositivos que afecten de manera mínima las condiciones fluido-dinámicas del sistema.

En efecto, las mediciones realizadas no indican un grado de molestia muy alto (en base al criterio de la norma IRAM 4062). Aparentemente la molestia podría eventualmente generarse en ciertas condiciones de viento y se debería mayoritariamente a efectos de tonalidad en la banda de 160 Hz.

Existen dos maneras de realizar la atenuación acústica sin mayor interferencia en las características del flujo saliente por los conductos. Por un lado, la utilización de material absorbente en el interior de las paredes del conducto (silenciadores resistivos) y por el otro la

utilización de silenciadores, instalados en las superficies laterales de los conductos, que generen atenuación por efecto de reflexión de la energía incidente y por efectos de interferencia, éstos son denominados reactivos.

Los silenciadores resistivos son generalmente eficientes en el dominio de la alta frecuencia. Sin embargo, como es posible apreciar en la Tabla 1, es preferible atenuar las bandas más bajas (< 400 Hz) que las más altas. Por otra parte, la eficiencia de los materiales absorbentes puede verse comprometida por posibles bloqueos de su estructura porosa por material particulado que puede existir en la planta de tratamiento de humos.

En consecuencia, dada las características espectrales del nivel de potencia sonora emitido por las PTHs, se eligió adoptar silenciadores reactivos ya que dichos dispositivos responden de mejor manera a las frecuencias bajas. En especial, de acuerdo a las conclusiones salientes del estudio de impacto acústico, debe procurarse atenuar la banda de 160 Hz, y eventualmente la de 100 Hz, para eliminar la tonalidad de la emisión.

Se estudiaron de acuerdo a lo expresado dos tipos de silenciadores reactivos basados en arreglos de resonadores tipo Helmholtz y resonadores perforados. En particular, el arreglo de resonadores de Helmholtz se diseñó para diferentes frecuencias ubicando los resonadores en serie y en paralelo. Esta configuración presenta la ventaja de que permite aumentar la magnitud de la pérdida de transmisión (para las frecuencias de diseño) y el ancho de banda asociado (Seo y Kim, 2005). Se estudia a continuación la eficiencia de tales dispositivos ubicados en los conductos de salida de los ventiladores.

4.2 Estimación de la eficiencia de los silenciadores mediante un modelo numérico

Para determinar teóricamente el comportamiento acústico de un silenciador, se utiliza la Pérdida de Transmisión sonora PT. Este indicador describe solamente el rendimiento del silenciador y no la interacción del silenciador con la fuente (ventilador) y los conductos de conexión. Se define como la relación entre la potencia acústica que incide en el silenciador respecto a la que es transmitida por éste, considerando terminación anecoica (sin reflexión de la onda). Proporciona información del comportamiento acústico del silenciador con independencia de la fuente de ruido a partir de la cantidad de energía sonora que atenúa (en dB).

Por su parte, la pérdida de inserción PI, es el indicador que permite evaluar la atenuación del sistema completo, pero se debe conocer el valor de la impedancia de la fuente (o la distribución en la sección transversal de la presión acústica) y de radiación en la salida del sistema. Se define como la diferencia (en dB) entre los niveles medidos de potencia sonora en un punto antes y después de que el silenciador sea insertado entre el punto de medida y la fuente de ruido. Este indicador proporciona información sobre el comportamiento acústico de un silenciador cuando éste se encuentra acoplado a una fuente y a una terminación.

La expresión matemática de la pérdida de transmisión es la siguiente (Munjjal, 1987)

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{W_i}{W_t} \right), \quad (6)$$

Para aplicar tal fórmula, es necesario calcular las potencias sonoras promedios incidente W_i y transmitida W_t . Estas últimas están dadas por las siguientes expresiones

$$W_i = \int_S \frac{P_i^2}{2\rho c} dS, \quad (7)$$

$$W_t = \int_S \frac{|P_t|^2}{2\rho c} dS, \quad (8)$$

Siendo P_i y P_t las amplitudes de las ondas de presión incidente (a la entrada) y transmitida (a la salida) y S el área de la superficie a la entrada del ducto y a la salida del ducto.

La PI está determinada por las características de todo el sistema. Se define como la diferencia entre los niveles medidos de potencia sonora en un punto antes (W_1) y después (W_2) de que el silenciador sea insertado entre el punto de medida y la fuente de ruido. Se expresa matemáticamente (en dB) como (Munjal, 1987)

$$PI = 10 \log_{10} \left(\frac{W_1}{W_2} \right), \quad (9)$$

La distribución de presión sonora a efectos de evaluar tales indicadores surge como solución de la ecuación de onda en un fluido homogéneo, isotrópico y en reposo, que viene dada por la siguiente expresión

$$\nabla^2 p(\mathbf{r}, t) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(\mathbf{r}, t)}{\partial t^2}, \quad (10)$$

donde $p(\mathbf{r}, t)$ es la presión sonora en el punto $\mathbf{r} = (x, y, z)$ y en el tiempo t , c es la velocidad del sonido en el fluido y ∇^2 representa el operador Laplaciano.

Si la solución de la ecuación de onda (10) es armónica en el tiempo, la presión sonora puede escribirse como $P = \hat{p}(\mathbf{r})e^{i\omega t}$, donde \hat{p} es la amplitud de la onda compleja, $\omega = 2\pi f$ es la frecuencia angular, f es la frecuencia (número de oscilaciones por segundo) e $i = \sqrt{-1}$ es la unidad imaginaria. Esta ecuación de onda armónica permite obtener la respuesta en frecuencia y se denomina ecuación de Helmholtz

$$\nabla^2 P(\mathbf{r}, \omega) = -k^2 P(\mathbf{r}, \omega), \quad (11)$$

donde k es el número de onda definido mediante

$$k = \sqrt{\frac{\omega^2}{c^2}}. \quad (12)$$

Las superficies que conforman el sistema completo de ductos se consideran rígidas y se modelan mediante la siguiente condición de borde (condición de Neumann)

$$-\nabla P(\mathbf{r}, \omega) \cdot \mathbf{n} = 0, \quad (13)$$

donde ∇ es el operador Gradiente y \mathbf{n} es el vector normal exterior a cada superficie.

La condición de borde las superficies de entrada (fuente sonora) de los ductos rectangulares se modela mediante una combinación de ondas planas entrantes y salientes (Givoli y Neta, 2003). La condición de borde a la salida del conducto cuando se calcula la PT corresponde a una terminación anecoica. Por otra parte, la condición de borde a la salida de la chimenea cuando se calcula la PI corresponde a la impedancia característica del aire (ρc).

Para el cálculo de la PT, el dominio de cálculo corresponde al de los conductos de salida de los ventiladores modificados por la presencia de los silenciadores (ver Figura 6). Por otra parte, para la determinación de la pérdida de inserción, el dominio de cálculo corresponde al sistema PTH 1-2 o PTH 1-3 completo (ver Figura 9).

Debe notarse que la ecuación (10) corresponde a un medio en reposo. Para fundamentar parcialmente tal simplificación debe procurarse que el número de Mach sea < 0.1 .

La temperatura registrada en el interior del ducto fue $T_{amb} = 70$ °C. Consecuentemente, la velocidad del sonido c considerando que el fluido es aire se obtiene como (Beranek, 1954)

$$c = 331.4 \sqrt{1 + \frac{T_{amb}}{273.15}}, \quad (14)$$

donde c se expresa en m/s .

El flujo volumétrico en los conductos es $Q = 100$ m³/s. A partir de éste, es posible determinar el número de Mach como $M = Q/Sc = 0.06$ en los ductos de descarga.

Para resolver el problema de contorno para las geometrías de silenciadores analizadas se ha utilizado el método de los elementos finitos usando el software comercial COMSOL[®]. El silenciador fue mallado automáticamente con elementos tetraédricos y se utilizaron entre 5 y 10 elementos por longitud de onda (la longitud de onda mínima del sistema es $\lambda = c/f = 0.744$ m). Se consideró una presión harmónica de 10 Pa a la entrada de los ductos.

Debe observarse que entre las hipótesis más discutibles de tal modelo se puede mencionar la consideración de una onda plana a la entrada y a la salida del sistema. La forma de tal onda puede ser muy diferente, aunque no se cuenta con datos suficientes para conocer su verdadera distribución.

Asimismo se desconoce el ángulo de fase entre los ventiladores que conducen el flujo a la chimenea de descarga. Por lo tanto se desconoce exactamente su posibilidad de interferencia. Consecuentemente para el cálculo de la pérdida de inserción, se ha considerado que trabajan en fase.

Estas incertidumbres se trasladarán a los valores estimados de la pérdida de transmisión y de inserción, razón por la cual los resultados numéricos presentados deben entenderse solo como indicativos del grado de atenuación posible.

4.3 Silenciadores reactivos estudiados

Se presentan dos tipos posibles de silenciadores reactivos que siguen el criterio establecido en la Sección 4.1.

El primero de ellos (Dispositivo 1) es una combinación de silenciadores de Helmholtz sintonizados para atenuar el sonido fundamentalmente en la banda de tercios de octava de 160 Hz. Esta combinación tiene la finalidad de aumentar el ancho de banda de la atenuación.

El segundo (Dispositivo 2) consiste en resonadores de mayores dimensiones con placas perforadas. Dado el tamaño de tales resonadores, éstos podrían ser razonablemente simples de construir.

En las Figuras 6a y 6b se presentan los esquemas de los dispositivos mencionados. En las Figuras 7 y 8 se muestran las dimensiones principales y características geométricas más relevantes de los dispositivos 1 y 2, respectivamente.

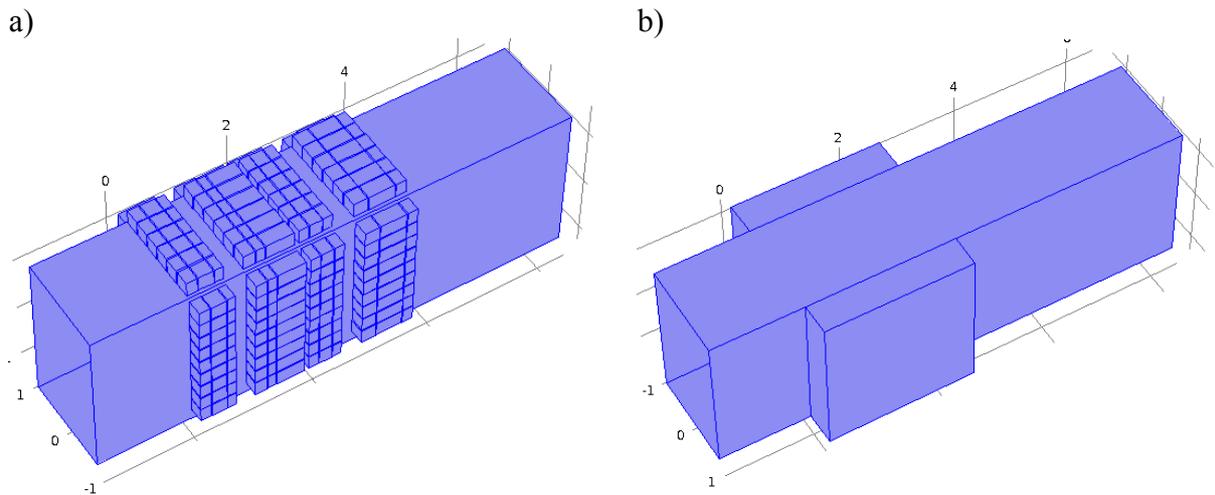


Figura 6: Esquema del ducto de descarga. a) Con el Dispositivo silenciador 1. b) Con el Dispositivo silenciador 2

Array de resonadores												
N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
frec. (Hz)	166	140	190	160	188	102	172	152	180	142	105	168
long. (m)	0,177	0,249	0,135	0,191	0,138	0,470	0,165	0,212	0,151	0,243	0,444	0,173
12 resonadores en serie y 24 (9+6+9) resonadores en paralelo												
Resonador												
L (m)	variable	largo										
W (m)	0,25	ancho										
H (m)	0,25	altura										
D (m)	0,1	diámetro										
espesor chapa = 0,00475 m (3/16")												

Resonador		
L (m)	variable	largo
W (m)	0,25	ancho
H (m)	0,25	altura
D (m)	0,1	diámetro
espesor chapa = 0,00475 m (3/16")		

Detalle Resonador

Figura 7: Dimensiones principales del Dispositivo silenciador 1 (Arreglo de Resonadores tipo Helmholtz)

Detalle Resonador Perforado

Resonador perforado		
Lp (m)	2,65	largo
Wp (m)	0,55	ancho
Hp (m)	2,6	altura
Dp (m)	0,035	diámetro agujeros
porosidad	0,3	
espesor chapa = 0,00475 m (3/16")		

Figura 8: Dimensiones principales del Dispositivo silenciador 2 (Resonadores perforados)

Se realiza a continuación la comparación de las propiedades de atenuación de ambos

dispositivos a partir de sus valores de pérdida de transmisión e inserción.

La Figura 9 muestra el modelo tridimensional del sistema junto a la ubicación de los dispositivos considerados. La Figura 10a presenta los valores de pérdida de transmisión PT para los dispositivos 1 y 2 en bandas de tercios de octava.

La Figura 10b muestran los valores de pérdida de inserción PI, en bandas de tercios de octava, para los dispositivos 1 y 2.

Es posible apreciar que ambos dispositivos presentan un comportamiento similar, en función de la pérdida de transmisión estimada, en la banda de 160 Hz y atenuaciones menores en las bandas de 125 Hz y 200 Hz. Sin embargo, el dispositivo 1 muestra un mejor rendimiento para la banda de 100 Hz (ver Figura 10b). Esto último es deseable a los efectos de una mayor posibilidad de eliminar y disminuir la tonalidad en las bandas de 160 y 100 Hz, respectivamente.

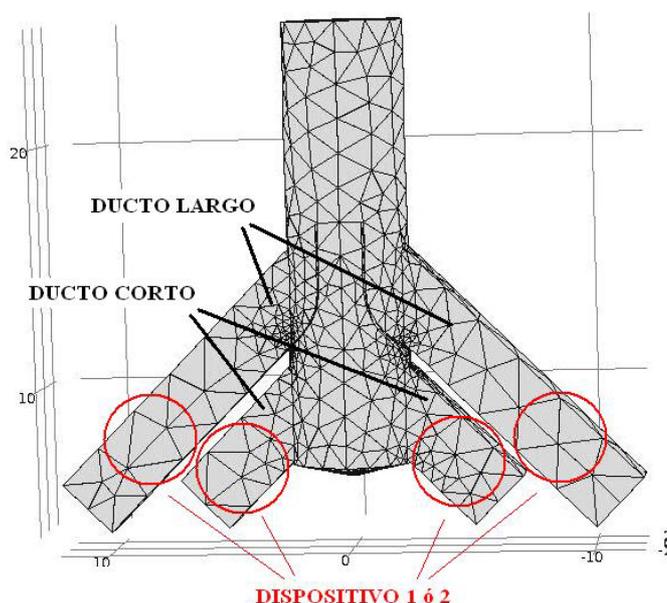


Figura 9: Modelo tridimensional utilizado

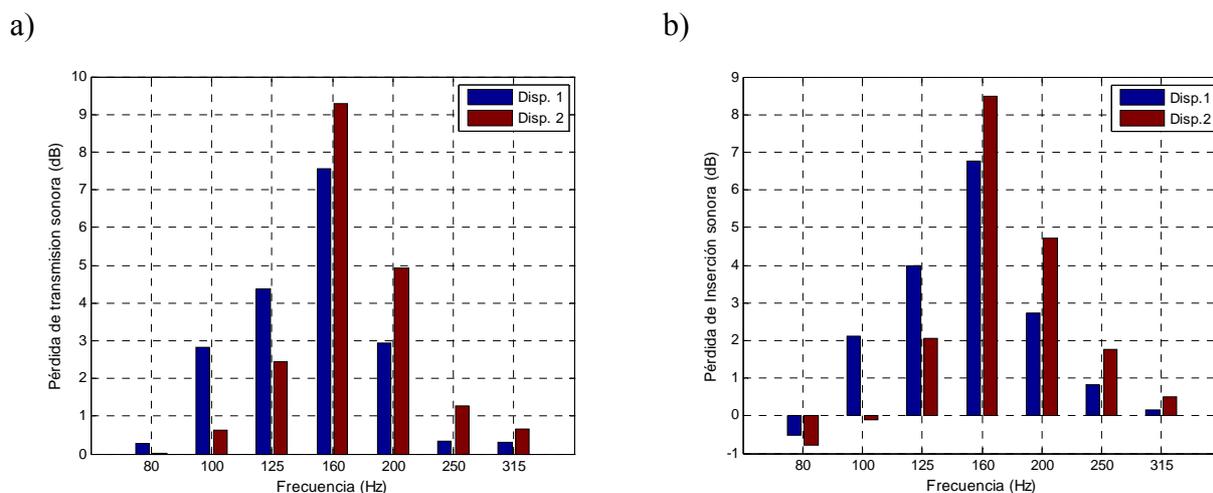


Figura 10: Indicadores para evaluar el rendimiento de los dispositivos silenciadores. a) Pérdida de Transmisión. b) Pérdida de Inserción

4.4 Estimación de la atenuación del impacto acústico en la zona urbana

A partir de la pérdida de inserción estimada, es posible obtener el nivel de potencia sonora reducido del sistema PTH 1-4. Luego, alimentando con tales datos el modelo de propagación acústica presentado en la Sección 3.2, es posible determinar la disminución de los niveles sonoros en los puntos receptores de interés de la zona urbana. Para realizar esta tarea, se utilizaron los valores de PI estimados con el dispositivo 1 debido a que éste presenta una mayor atenuación para las bandas más conflictivas (160 y 100 Hz).

La Figura 11 muestra los niveles de potencia sonora del sistema PTH 1-4 con y sin atenuación. La Figura 12 exhibe los valores de los niveles sonoros con y sin atenuación en los puntos receptores D, A, B y F. Como es posible apreciar, la tendencia a la tonalidad en la banda de 160 Hz disminuye considerablemente por la aplicación de los silenciadores. De hecho, los presentes cálculos teóricos indican que se eliminaría la tonalidad en la banda de 160 Hz y se disminuiría considerablemente en la banda de 100 Hz.

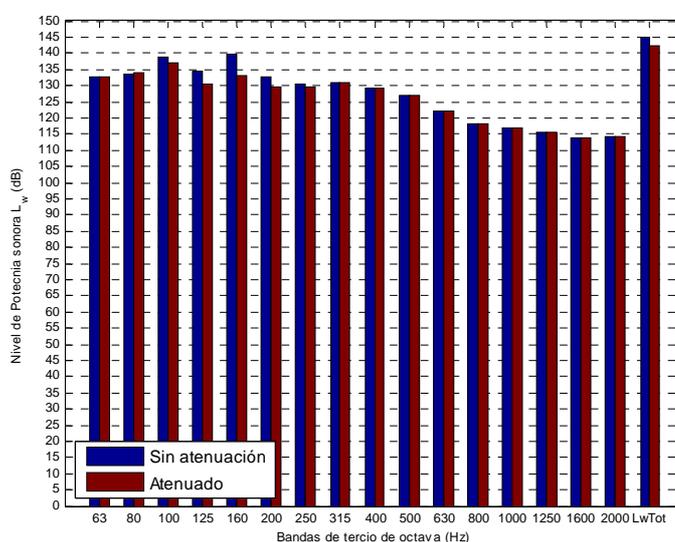


Figura 11: Nivel de potencia sonora del sistema PTH 1-4 actual y atenuado a partir de la implementación del Dispositivo 1 en los ductos de descarga

5 CONCLUSIONES

A partir de las mediciones de ruido realizadas en el año 2013, complementadas con aquellas llevadas a cabo en el año 2012 y aplicando modelos matemáticos de propagación para comprender la relación entre los valores medidos en el interior de la planta con aquellos registrados en la zona urbana, se han obtenido las siguientes observaciones:

- Aplicando un criterio similar al de la norma IRAM 4062, no se ha encontrado un grado de molestia permanente a partir de la diferencia entre el ruido producido por la planta y el ruido de fondo.

- En general, las posibilidades de que aparezca tal molestia desde el punto de vista acústico puede variar con el pasaje de vehículos (que modifica el ruido de fondo) y fundamentalmente con las condiciones de viento imperantes. Para los sectores urbanos ubicados a barlovento de la planta, en un radio inferior a 2 km, podría aumentar la posibilidad de molestia.

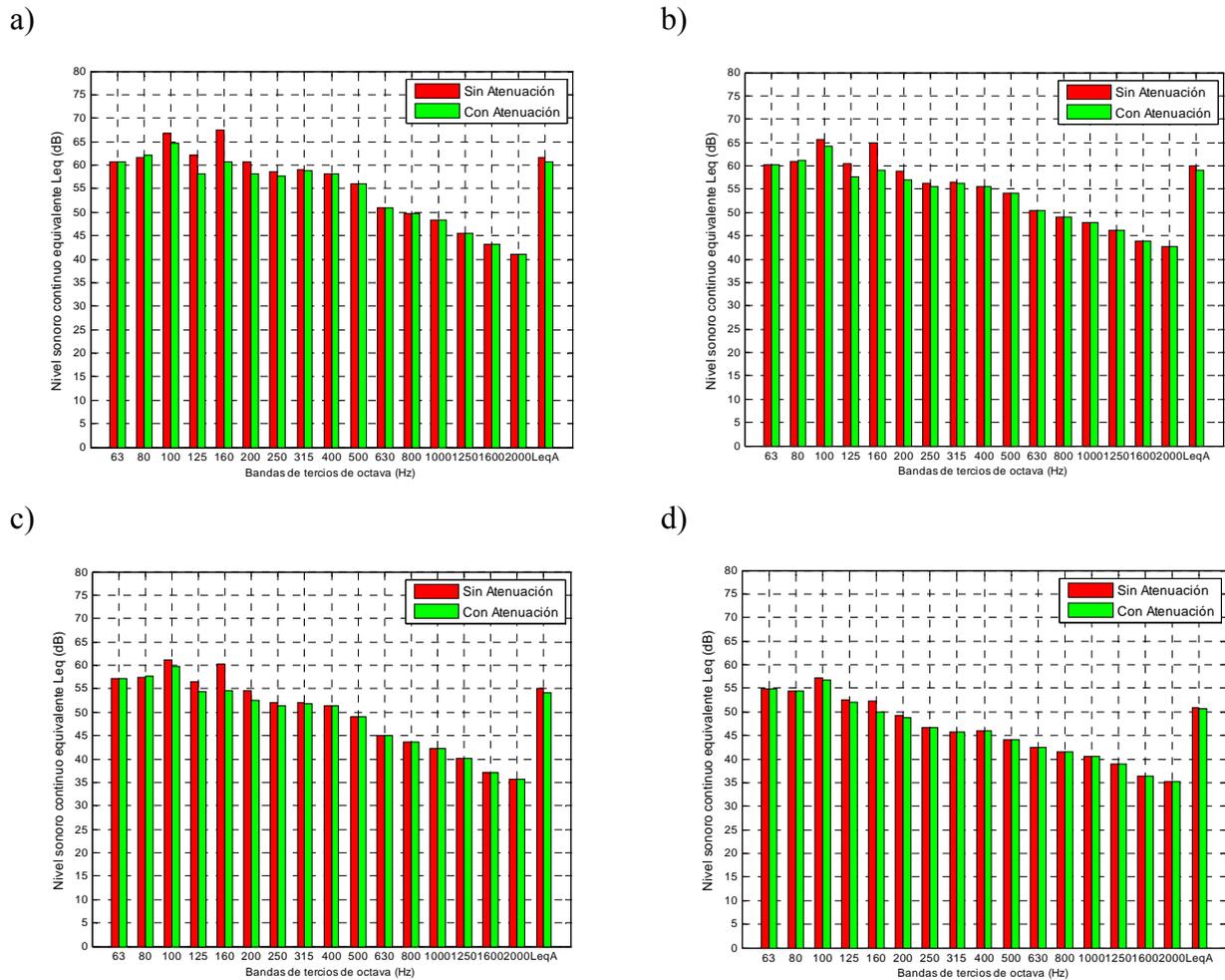


Figura 12: Niveles sonoros calculados sin atenuar y atenuados a partir de la implementación del Dispositivo 1 en los ductos de descarga. a) Punto receptor D. b) Punto receptor A. c) Punto receptor B. d) Punto receptor F

- Las mediciones realizadas no han detectado sin embargo un grado de molestia por aumento del nivel sonoro global generado por la planta por encima del ruido de fondo, excepto que se considere la tonalidad del ruido emitido.

- Se han identificado características tonales en la banda de tercios de octava de 160 Hz (correspondiente a una frecuencia de paso de álabes de los ventiladores) que puede generar molestia de acuerdo al criterio establecido por la norma IRAM 4062.

- Considerando la ausencia de molestia permanente, puede ser conveniente intentar atenuar la eventual molestia a través de silenciadores externos a los conductos de salida de los ventiladores (estos silenciadores presentan un costo económico relativamente bajo y permiten una interferencia mínima con las características fluido-dinámicas de las plantas de tratamiento de humos).

- Se podría recurrir a silenciadores ubicados dentro de los conductos de salida de los ventiladores, solo si las soluciones externas a los mismos muestran ser ineficientes después de un adecuado seguimiento del impacto acústico urbano.

-Se han propuesto dos tipologías factibles de silenciador.

- Los cálculos teóricos realizados indican que tales dispositivos serían adecuados para atenuar la emisión en la banda de 160 Hz. El dispositivo 1 presentaría un mejor desempeño para la banda de 100 Hz.

- Debe sin embargo hacerse notar que los resultados teóricos pueden ser imprecisos fundamentalmente por el desconocimiento de la distribución de la presión acústica a la salida de los ventiladores. Por lo tanto los valores teóricos solo resultan indicativos.

- Considerando la incertidumbre mencionada, los dispositivos aquí estudiados deben ser considerados como un diseño preliminar que debe ser probado y eventualmente modificado “in situ”, a los efectos de aumentar su atenuación lo mayor posible en la banda de tercios de 160 y de 100 Hz.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo es parte del proyecto “Modelos Matemáticos en Ingeniería Ambiental: Problemas Directos e Inversos” (Código: 25/B027, Director: Dr. V.H. Cortínez, Secyt, Universidad Tecnológica Nacional).

Se desea agradecer a la empresa ALUAR S.A. por permitir difundir los resultados de este estudio, y muy especialmente al Ing. Sergio Macchi de esa empresa por sus valiosos aportes técnicos.

REFERENCIAS

Beranek L.L., Acoustics. McGraw-Hill, 1954.

Givoli, D. and Neta, B., High-order non-reflecting boundary scheme for time-dependent waves, *Journal of Computational Physics*, 186(1):24-46, 2003.

González, A., Contaminación Sonora en Ambiente Urbano: Optimización del tiempo de muestreo en Montevideo y desarrollo de un modelo predictivo en un entorno atípico. Tesis de Doctorado, Universidad de la República. Montevideo, Uruguay, 2000.

IRAM 4062:2001, Ruidos molestos al vecindario. Método de medición y clasificación.

ISO 9613-2:1993, Attenuation of sound during propagation outdoors – Part 2: General method of calculation.

Munjal, M.L., Acoustics of Ducts and Mufflers, New York: John Wiley and Sons, 1987.

Seo, S-H. and Kim, Y-H., Silencer design by using array resonators for low-frequency band noise reduction. *Journal of the Acoustical Society of America*, 118(4):2332-2338, 2005.