

UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE
Facultad de Ciencias de la Ingeniería
Escuela de Ingeniería Acústica

Profesor Patrocinante:
Sr. Jorge Sommerhoff Hyde
Instituto de Acústica de la
Universidad Austral de Chile

Control de ruido aplicado a un sistema de ventilación

Tesis presentada para optar al grado de
Licenciado en Acústica y al título
profesional de Ingeniero Acústico

César Eduardo Sáez Elgueta
Valdivia Chile 2002

INDICE

1	RESUMEN	1
1.1	Summary.....	1
2	INTRODUCCION.....	2
3	OBJETIVOS.....	3
3.1	Objetivos Generales.....	3
3.2	Objetivos Específicos	3
4	GENERALIDADES SOBRE VENTILADORES	4
4.1	Ventiladores / Extractores	4
4.2	Clasificación de Ventiladores.....	5
4.2.1	Ventilador Helicoidal o de Hélice	7
4.3	Ruido en Ventilación.....	8
4.3.1	Ruido del Motor	9
4.3.2	Ruido Aerodinámico	9
4.3.2.1	Ruido de Vórtices	10
4.3.2.2	Ruido de Rotación	11
4.4	Características de Ventiladores / Extractores	11
4.5	Aislación de Vibraciones.....	14
4.5.1	Deflexión Estática.....	18
4.5.2	Tipos de Aisladores	20
5	FUENTES CILÍNDRICAS	22
5.1	Definición.....	22
5.2	Relación entre L_w y L_p para un Arreglo en Línea de Fuentes Puntuales.....	25
6	ACUSTICA DE RECINTOS	27
6.1	Densidad de Energía Directa D_0	27
6.2	Densidad de Energía Reverberante D_r	28
6.3	Densidad de Energía Total	30
6.4	Factor de Directividad Q	31
6.4.1	Factor de Directividad según su ubicación en un recinto.....	32

6.5 Distancia Crítica	33
7 CAMARA PLENUM	35
8 DESARROLLO TEORICO	37
8.1 Presentación del Problema	37
8.1.1 Análisis de la Información.....	39
8.1.2 Análisis de las Soluciones	46
8.1.2.1 Aumento de Absorción al interior del recinto	46
8.1.2.2 Cámara Plenum	49
8.1.2.3 Comparación entre Soluciones	60
9 Conclusiones.....	62
10 Bibliografía.....	65
11 Agradecimientos.....	66
12 ANEXOS	67
Anexo 1	67
Anexo 2	71
Anexo 3	73
Anexo 4	75

1. RESUMEN

El siguiente trabajo muestra un análisis teórico comparativo entre dos técnicas utilizadas en el control de ruido, las que tendrán como finalidad disminuir los niveles de presión sonora existentes al interior de la planta de Electro-Obtención de cobre perteneciente a la Compañía Minera Doña Inés de Collahuasi.

La primera alternativa de control analizada es el tratamiento acústico del edificio, el cual consiste en el aumento idealizado de la absorción del recinto, el cual actuará principalmente sobre el campo reverberante.

La segunda alternativa propuesta es la atenuación sonora a través de la aplicación de una cámara plenum por extractor.

Se sugiere en definitiva la solución que presenta la mayor efectividad en cuanto a la disminución del ruido existente.

1.1 Summary

The following work shows a comparative theoretical analysis between two techniques used in the noise control, those that they will have as purpose of diminishing the existing levels of sonorous pressure to the interior of the plant of copper electro-obtaining pertaining to the Mining Company Doña Ines de Collahuasi.

The first analyzed alternative of control is the acoustic processing of the building, which consists of the idealizado increase of the absorption of the enclosure, which will act mainly on the reverberante field.

The second propose alternative is the sonorous attenuation through the application of a camera plenum by extractor.

The solution is really suggested that presents the greater effectiveness as far as the diminution of the existing noise.

2 INTRODUCCION

El presente trabajo nace a partir de un estudio que contempló, inicialmente, la elaboración de un mapa de ruido realizado al interior de una de las dependencias pertenecientes a la Compañía Minera Doña Inés de Collahuasi. El recinto citado es la planta de Electro-Obtención, instalación que tiene como finalidad obtener, mediante proceso electro-químico, cátodos o placas de cobre de alta pureza.

Este estudio tuvo como objetivo principal el llegar a identificar zonas sensibles en el recinto las cuales servirían para la implementación de medidas preventivas aplicadas a sus trabajadores. De este trabajo previo se concluyó que la problemática del ruido yace principalmente en el funcionamiento de 38 motores-extractores del tipo axial de aproximadamente 2m de diámetro cada uno, los que se encuentran ubicados en línea a lo largo de una de las paredes del recinto. Estos tienen como función librar a la zona de trabajo de la contaminación (neblina ácida) originada por los procesos químicos que se realizan al interior del recinto. El ruido generado, sumado a fuentes secundarias, elevan los niveles a rangos comprendidos entre los 86 dBA y 94 dBA, según la distancia desde los extractores.

El trabajo que se presenta a continuación contiene en su primera parte, y como primera aproximación al problema, la temática asociada al funcionamiento y tipos de extractores además de las fuentes de ruido originadas en sistemas de ventilación o extracción, pensando en algún tipo de solución específico.

La segunda parte engloba la temática de la acústica de recintos. Ecuaciones y conceptos que lleven a comprender el desarrollo teórico de una de las técnicas de control de ruido. Además, estas ecuaciones servirán para tener un modelo del ambiente acústico actual y futuro de la planta.

Como parte final se analizan dos propuestas que lleven a la reducción de ruido. La primera de ellas consiste en el aumento significativo de la absorción sonora y cómo afecta ésta a los niveles de presión a lo largo de la instalación. La segunda técnica de control de ruido es la construcción de una cámara plenum por extractor.

En ambas propuestas se cuantificarán y compararán los niveles de presión obtenidos previa aproximación a las ecuaciones que modelen el comportamiento actual de la planta.

3 OBJETIVOS

3.1 Objetivos generales

- Disminución del nivel de presión sonora al interior del edificio de Electro-Obtención.

3.2 Objetivos específicos

- Acercarse a la tipología de ventiladores /extractores y su forma de funcionamiento.
- Conocer el tipo de ruido generado por un ventilador / extractor.
- Obtener la atenuación sonora de forma teórica aplicando una técnica de control de ruido.
- Escoger la solución que presente una mayor efectividad.

4 GENERALIDADES SOBRE VENTILADORES

4.1 Ventiladores / Extractores

Los ventiladores son turbo-máquinas impulsoras de aire los cuales absorben energía mecánica a través de su eje, la que a su vez es entregada a un gas mediante el movimiento rotatorio de las aspas.

Al igual que las bombas utilizadas en los fluidos, los ventiladores actúan ciertamente como bombas, pero sobre el fluido que los rodea, el cual es el aire. De esta analogía toda la teoría utilizada en la dinámica de fluidos es también aplicable a la teoría de gases, con algunas modificaciones en los parámetros que son inherentes a las propiedades de uno u otro elemento.

A menudo se habla de ventiladores como extractores, esto según la función que se quiera que cumpla la máquina en un cierto recinto, es decir, descargar una cierta cantidad de gas para provocar el movimiento o circulación dentro de un recinto o bien succionar éste para su renovación. La diferencia entre uno u otro radica en la posición en que se ubique el ventilador. Esto se debe a que físicamente se altera al medio que rodea al ventilador según el sentido de movimiento de las aspas, es decir, se sabe que el flujo de aire entre dos puntos se debe a la diferencia de presión que existe entre ellos, por ende, el movimiento del fluido será siempre de las altas presiones a las bajas presiones. Mientras las aspas giran en el sentido en que van “envolviendo” el aire que las rodea provoca, entre la salida y la entrada de la máquina, una diferencia de presión que se traduce en que tras de sí exista una zona de succión (extracción) y en su salida una zona de impulsión, la cual se hace más evidente cuando existen conductos de salida y de entrada.

El ventilador actúa como tal mientras el gas se comporte como un fluido incompresible, es decir, mientras el incremento de presión (presión total a la salida – presión total a la entrada de la máquina) es pequeño, menor a 1000mm. de columna de agua (c.a) para ventiladores industriales [1], generalmente se llegan a presiones de 380 mm de c.a., en definitiva presiones inferiores al 4% de la presión atmosférica (10332 mm de c.a) [2]. De otra forma, el gas se comportaría como un fluido compresible para lo cual la máquina pasa a denominarse turbocompresor.

La **presión total** de la cual se habló anteriormente es la suma de dos presiones: la dinámica o cinética y la presión estática o mecánica.

$$P_t = P_s + P_d$$

- **Presión estática** (P_s): Es la fuerza por unidad de área que ejerce el fluido (aire) en dirección perpendicular al desplazamiento del flujo (lateralmente), es decir, es la presión ejercida hacia las paredes del conducto.
- **Presión dinámica** (P_d): También llamada presión cinética. Es la presión que ejercería el fluido sobre un obstáculo que interfiriera su flujo. Es ocasionada por el movimiento del fluido.

4.2 Clasificación de ventiladores

La clasificación de los ventiladores está dada esencialmente por dos factores [3]: según el incremento de presión total desarrollada por el ventilador y según la dirección del flujo. A continuación se resume esta clasificación:

- a) Presión total desarrollada
- | | |
|---|------------------------------------------------------|
| { | Baja Presión: presión total < 100mm.c.a |
| | Media Presión: 100mm.c.a < presión total < 300mm.c.a |
| | Alta Presión: 300mm.c.a < presión total < 1000mm.c.a |

- b) Dirección del flujo
- Sistemas Centrífugos:* Aquellos en los que el aire ingresa axialmente y sale en dirección radial. (figura 4.0)
 - Sistemas Axiales:* El aire se desplaza en el sentido del eje de Rotación de la hélice. (figura 4.1)

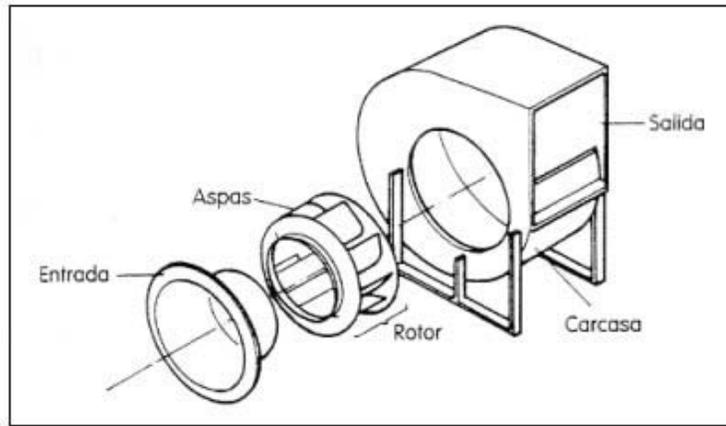


Figura 4.0. Sistema centrífugo

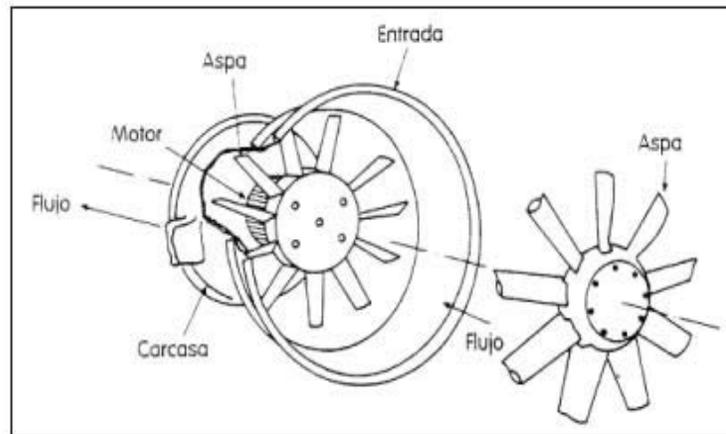


Figura 4.1. Sistema Axial

No se ha querido profundizar en la categoría de ventiladores centrífugos para no distraer nuestra atención de la categoría que nos interesa, por esto sólo nos centraremos en el ventilador de flujo axial, específicamente en el helicoidal o de hélice debido a que la problemática presentada en esta tesis está relacionada con esta categoría.

4.2.1 Ventilador Helicoidal o de hélice

El ventilador helicoidal (figura 4.2), como ya sabemos, pertenece a la familia de ventiladores axiales. Este tipo de ventiladores provoca en su boca de salida, y debido al movimiento de las aspas, un flujo de aire que circula en dirección al eje. Las presiones generadas por este tipo de ventiladores son bajas, por lo cual son utilizados en instalaciones de pocos metros de conductos o bien sin mediación de ellos. Generalmente, son utilizados en montajes murales tanto como impulsores o extractores.

Existen variados tipos de hélice variando ya sea en el tamaño desde el centro del eje giratorio al extremo del ventilador, la forma, inclinación o número de álabes, esto según los volúmenes de aire que se desee desplazar y las presiones a las que se desee trabajar. Se ha comprobado que diámetros de 800 mm pueden llegar a desplazar hasta 30000 m³/h [3].

En general, las características operacionales que presentan los ventiladores helicoidales son las siguientes [3]:

Características:

- Maneja grandes caudales de aire
- Presión reducida
- Buen rendimiento
- Generan ruido de baja frecuencia
- Montaje mural
- Impulsión
- Extracción

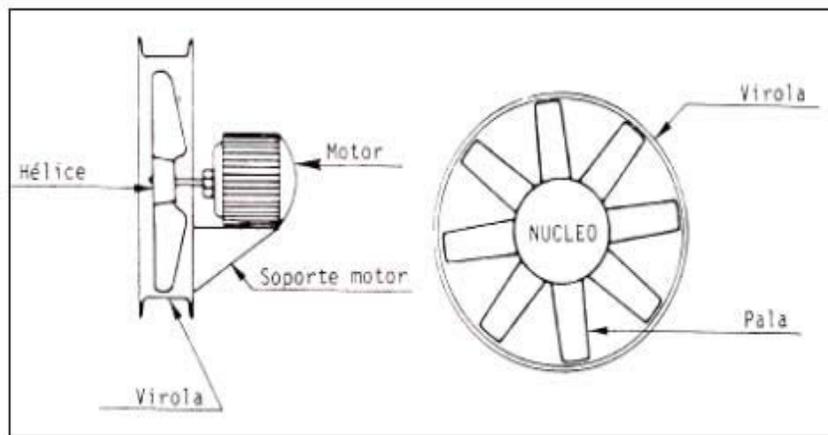


Figura 4.2 Ventilador Helicoidal

4.3 Ruido en ventilación [10]

Como un primer acercamiento al tema se ha revisado hasta el momento sólo aspectos generales acerca del funcionamiento y tipología de ventiladores.

Si bien es cierto, este tipo de máquinas son utilizadas para resolver problemas generados en la industria también pueden traer consigo efectos negativos asociados a su uso como lo es el ruido. Muchas veces no son previstos o bien son minimizados estos efectos al momento de la elección, priorizando factores de tipo económico y de efectividad, lo cual es ciertamente válido, pero sin profundizar o analizar la variable emisión de ruido.

Es cierto, además, que muchas veces se debe sacrificar esta variable para fines de efectividad en cuanto a caudal y presiones requeridas para una instalación dada, y es en este punto donde se debe realizar un análisis más acucioso del tipo de ruido a controlar.

En la generación del ruido de ventiladores intervienen de manera básica los elementos constitutivos de éste y la forma como estos elementos interactúan con el medio que los rodea. Es así como tenemos dos grandes grupos en cuanto a tipos de ruido:

- Ruido del motor
- Ruido aerodinámico

4.3.1 Ruido del motor [4][5]

Se diferencian tres tipos:

- Ruido magnético: Fuerzas magnéticas que actúan a través del espacio de aire entre el rotor y el estator.
- Ruido mecánico: Desbalance del motor, rodamientos, fricción de las escobillas, fricción entre los componentes de los estatores y rotores o ruido de componentes sueltos.
- Ruido aerodinámico: Ocasionado por el movimiento de las aspas del rotor de refrigeración interna frente a elementos estacionarios, lo que produce vórtices y flujo turbulento.

Otro fenómeno, asociado al *ruido mecánico* del motor, es la vibración producto del desbalance de éste, lo que también ocasiona fallas prematuras en los rodamientos. Estos eventos tiene un efecto acústico directo, debido a la radiación generada cuando son montados o están sujetos a estructuras o superficies de gran tamaño.

4.3.2 Ruido aerodinámico

Este ruido está asociado al ventilador en sí, tanto como por el movimiento de las aspas como por el flujo que es conducido por los ductos.

La característica de este ruido es que es de banda ancha y son el origen de la mayor parte del ruido a estudiar en los sistemas de ventilación, siendo la intensidad del ruido producido proporcional a la velocidad del aire.

Este ruido se puede dividir en dos categorías:

- a) De Vórtices
- b) De Rotación

4.3.2.1 Ruido de Vórtices [5]

Se genera debido a zonas de flujo turbulento. Las causas de este tipo de flujo son las siguientes:

Vórtices generados en el álabe: Se producen debido a un gradiente de presión que actúa de manera perpendicular al movimiento realizado por el álabe al momento de cortar el aire. Un perfil incorrectamente diseñado provoca que el flujo se separe del lado convexo del álabe originando torbellinos. Son de carácter aleatorio y tienen un espectro continuo.

Flujo por elementos fijos: Cuando el flujo de aire ve entorpecido su paso por elementos fijos como rejillas u otros dispositivos se generan ruidos de frecuencia discreta llamadas frecuencias Strouhal, las cuales pueden calcularse de la siguiente manera [5]:

$$f_s = 0.18 \frac{v}{d}$$

v : Velocidad del flujo de aire (m/s)

d : Dimensión más pequeña del obstáculo perpendicular al fluido (m)

Fittings: Son cambios en la dirección del flujo lo cual ocasiona turbulencias en el ducto. Este comportamiento en el fluido está asociado a codos, tes, ramificaciones o cualquier cambio de sección entre conductos producto de imperfecciones aerodinámicas. El grado de turbulencia y por ende el nivel de ruido dependerá tanto de la forma del Fitting como también de la velocidad [5]:

$$\Delta p = n0,06v$$

v : velocidad del flujo

n : constante del fitting, la cual depende de su geometría

4.3.2.2 Ruido de rotación

Es producido por un impulso dado por el álabe, en cada revolución, al aire en un cierto punto del espacio; éste se intensifica cuando existen elementos fijos en su paso.

Gran parte de esta energía se concentra en tonos discretos, teniendo una frecuencia fundamental o de paso (f_p) y sus respectivos armónicos.

La siguiente ecuación muestra la relación existente entre esta frecuencia de paso con la velocidad de rotación expresada en revoluciones por minuto (rpm) y el número de aspas del ventilador o extractor [4].

$$f_p = \frac{N_a \cdot rpm}{60} \quad (4.0)$$

N_a : número de aspas

4.4 Características de ventiladores / extractores [4][6]

Todo sistema de ventilación o extracción de aire presenta resistencias al movimiento del mismo las cuales deben ser vencidas por las capacidades propias del ventilador o extractor. Estas capacidades son presentadas por el fabricante bajo el nombre de *curva característica del ventilador* (figura 4.3). En ella se representa sobre el eje de las ordenadas la presión estática, asociadas a las pérdidas de carga del sistema, y en el eje de las abscisas el caudal obtenido según estas pérdidas. Esta curva se construye mediante pruebas, comenzando éstas en descarga libre con lo que se obtiene el caudal máximo a presión estática cero, sin pérdidas. Pero a medida que se aumentan éstas, debido a conductos largos, codos, tes, etc. los caudales manejados disminuyen. Por ejemplo, para conocer el caudal que moverá un determinado sistema, con un ventilador en particular, se deben primero calcular las pérdidas de carga asociadas (anexo 1) y proyectar este valor a la curva característica del ventilador, luego este punto se proyecta al eje de las abscisas para conocer el caudal que proporcionará.

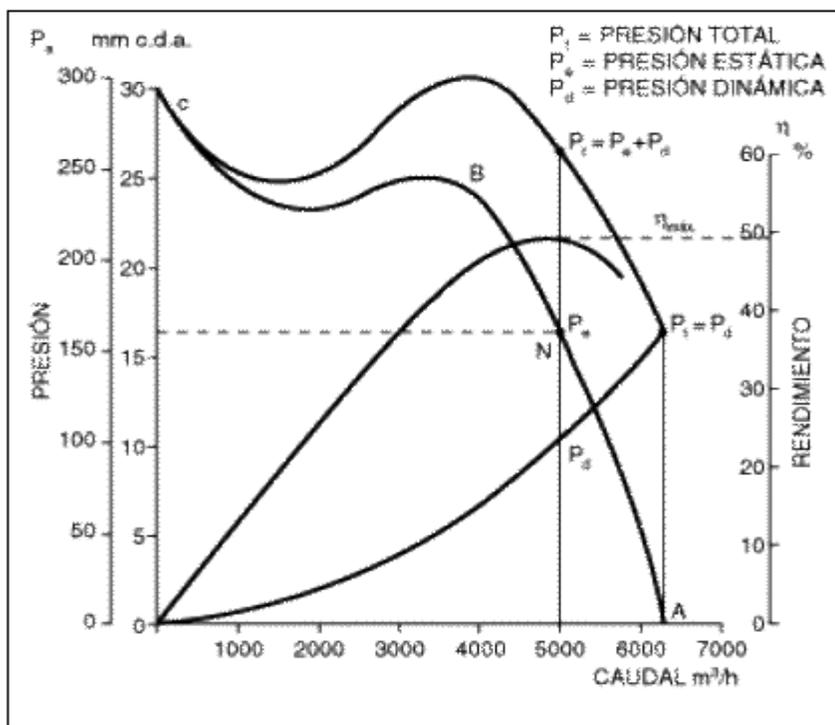


Figura 4.3. Curva característica de un ventilador.

En la figura se observa que para un sistema en particular cuya pérdida de carga se calculó en 16 mm.c.a. se obtiene un caudal de 5000 m³/h (Ref. 6)

Se debe observar que al aumentar las pérdidas de carga en un sistema se estará alterando el caudal que moverá un determinado ventilador y también el nivel de potencia sonora ya que nos movemos fuera del área considerada como de óptimo trabajo (B-A en la figura 4.3), en donde se logran además bajos niveles de ruido. Se debe tener en cuenta que al realizar un control de ruido a un sistema de ventilación o extracción se debe cuidar de no aumentar de gran manera las pérdidas de carga para no tener que llegar a los límites de funcionamiento del motor ni quedar fuera del área de óptimo funcionamiento para cumplir con los caudales esperados.

La relación presión estática-caudal dada en la curva característica de todo ventilador sumada a las leyes asociadas a los ventiladores son bastante útiles para predecir el comportamiento de un determinado sistema en cuanto a caudales, potencias de accionamiento o niveles sonoros al variar algunos parámetros vinculados a estas leyes. A continuación se

presentan las ecuaciones asociadas al comportamiento de ventiladores (ley de sonido para rotores) junto a las unidades de medida según las normas ISO, 5801-96 (E) y WD 13348-1998 [4].

Observación: El subíndice **b** representa la *condición inicial* de funcionamiento. El subíndice **a** la condición en cualquier otro punto del sistema de ventilación.

$$Q_a = Q_b \left(\frac{d_a}{d_b} \right)^3 \left(\frac{N_a}{N_b} \right) \quad (4.1)$$

$$P_{t_a} = P_{t_b} \left(\frac{d_a}{d_b} \right)^2 \left(\frac{N_a}{N_b} \right)^2 \quad (4.2)$$

$$P_{acc_a} = P_{acc_b} \left(\frac{d_a}{d_b} \right)^5 \left(\frac{N_a}{N_b} \right)^3 \quad (4.3)$$

$$NWS_a = NWS_b + 70 \text{Log} \left(\frac{d_a}{d_b} \right) + 50 \text{Log} \left(\frac{N_a}{N_b} \right) + 20 \text{Log} \left(\frac{r_a}{r_b} \right) \quad (4.4)$$

donde,

Q : caudal [m^3/s]

d : diámetro de la hélice [m]

N : velocidad de rotación [s^{-1}]

r : densidad [Kg/m^3]

P_t : presión total [Pa]

P_{acc} : potencia de accionamiento [W]

NWS : nivel de potencia sonora [dB]

4.5 Aislación de vibraciones [7][4][6]

En toda máquina rotativa que está rígidamente adosada o montada sobre una estructura (pared o piso) existe una fuerza asociada que es transmitida por la máquina. Esta fuerza es la reacción a la fuerza que realiza la máquina sobre una cierta masa para lograr la aceleración. Como consecuencia se tienen vibraciones que son transmitidas hacia la estructura, las cuales pueden ser amplificadas al llegar a superficies grandes como paredes o techos las que luego ocasionan una radiación sonora sumada a la ya emitida por la máquina en sí.

Algunas veces estas vibraciones se ven acrecentadas producto de varias causas que en general indican un mal funcionamiento de la máquina. Por ejemplo, en ventiladores las causas más comunes pueden ser [6]:

Mecánicas:

- Desalineaciones
- Desbalanceo
- Excentricidad
- Rodamientos
- Motores eléctricos

Aerodinámicas:

- fuerzas aerodinámicas en ductos acoplados a la máquina.

Por esto, al realizar el montaje de un ventilador sobre una estructura debe considerarse una unión elástica. Esta servirá de barrera para la no transmisión de vibraciones inherentes a la máquina rotativa.

Este dispositivo o apoyo elástico permitirá que la máquina (ventilador) vibre y se desplace transmitiendo a la estructura sólo la fuerza elástica (regida por la constante k), ya que el resto de la energía de este dispositivo se ocupará o será consumida en la aceleración de la masa debido a su desplazamiento oscilatorio. Para una mejor comprensión de esta idea ver figura 4.4.

La ecuación¹ que modela a una máquina de masa “ m ” sometida a una fuerza $f(t)$ cuando está aislada del piso o pared por un resorte de constante elástica k es [7]:

¹ Se ha despreciado la amortiguación interna del resorte por considerarse pequeña en estos dispositivos [4].

$$x'' + \frac{k}{m}x = \frac{f(t)}{m} \quad (4.5)$$

De lo que se desprende que la amplitud de vibración de la masa m será:

$$X = \frac{F}{k} \cdot \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right|} \quad (4.6)$$

donde $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ = frecuencia natural o de resonancia

Entonces, la amplitud de la fuerza resultante sobre la pared o piso será:

$$F_1 = kX = F \cdot \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right|} \quad (4.7)$$

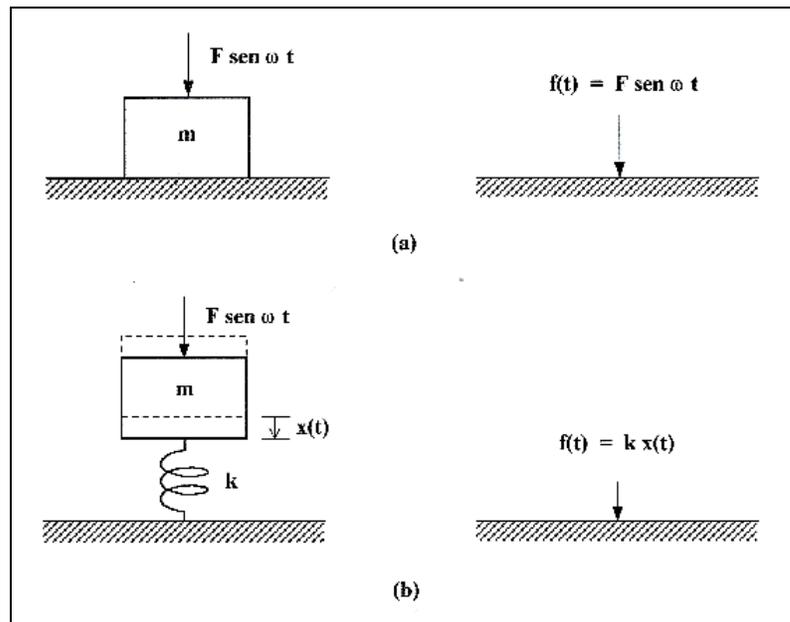


Figura 4.4. Fuerza transmitida hacia la estructura.
a) sin aislador, b) con resorte aislador

La relación entre la fuerza aplicada después de la aislación (F_1) y antes de ella (F) se define como coeficiente de transmisión (TF) [7]:

$$TF = \frac{F_1}{F} = \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right|} \quad (4.8)$$

La representación gráfica de esta ecuación está dada por la figura 4.5

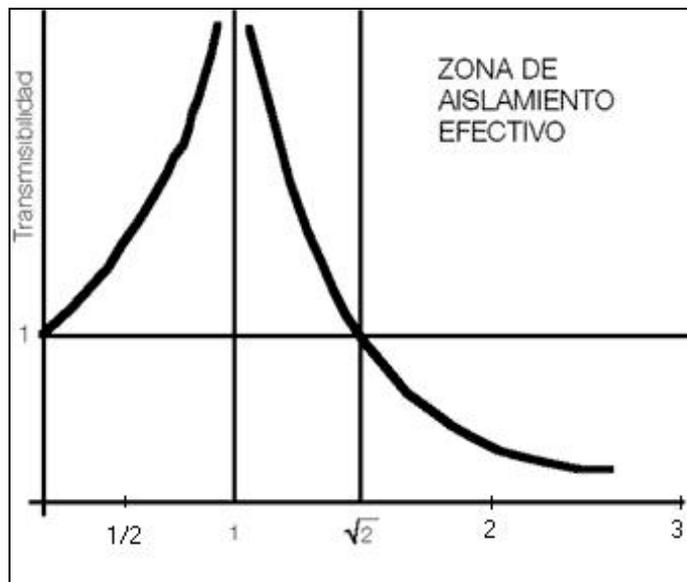


Figura 4.5. Representación gráfica del coeficiente de transmisión

En esta figura se pueden apreciar ciertas zonas en el dominio de la frecuencia, las cuales son importantes de analizar:

Para $\omega/\omega_0 < 1/2$, la fuerza se transmite casi sin alteraciones.

Para $1/2 < \omega/\omega_0 < \sqrt{2}$, la transmisibilidad se ve aumentada por efecto de la resonancia del sistema ($\omega = \omega_0$).

Para $\sqrt{2} < \omega/\omega_0$, la transmisibilidad comienza a reducirse.

Entonces, para que nuestro sistema funcione “aislado”, se debe procurar que la frecuencia de resonancia esté muy por debajo de la frecuencia de trabajo de la máquina

El valor práctico a considerar al momento de elegir un dispositivo elástico es que éste logre una frecuencia de resonancia igual a un tercio de la frecuencia mas baja de excitación del sistema, o sea, $f_0 = \frac{f}{3}$, donde f está dado por la velocidad de rotación, con esta sugerencia el valor transmitido es de sólo un 16,7% de la energía de excitación.

En este análisis (ecuación 4.5) no se consideró el coeficiente de amortiguación (ξ) del dispositivo ya que éste es despreciable para aisladores de resorte [4]. El efecto de amortiguación es bastante útil principalmente para disminuir la amplitud de la vibración cuando se pasa momentáneamente por la frecuencia de resonancia al momento del arranque o de la detención, como contraparte, esta amortiguación tiene un efecto negativo para frecuencias superiores a la de resonancia ya que aumenta levemente el coeficiente de transmisión disminuyendo la característica aisladora del sistema (figura 4.6).

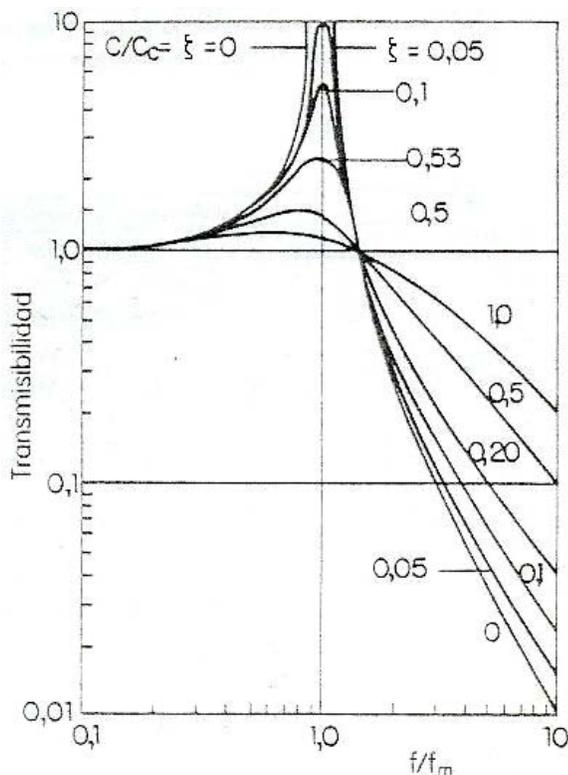


Figura 4.6. Transmisibilidad en un sistema amortiguado.

4.5.1 Deflexión estática

La forma práctica de analizar el problema de la aislación es a través de la longitud de desplazamiento que ocasiona la máquina sin vibrar sobre el dispositivo elástico. Este desplazamiento se denomina desplazamiento estático o deflexión estática.

Este desplazamiento dará a la máquina libertad de movimiento lo cual hará que se reduzca la fuerza aplicada a la estructura debido a que la mayor parte de esta energía se traduce en acelerar a la masa para lograr la amplitud requerida. Se puede entonces expresar el coeficiente de transmisión a partir de estas deflexiones para cada frecuencia de excitación.

Para calcular esta deflexión (δ) se debe observar de que la fuerza aplicada sobre la suspensión es el propio peso de la masa ($m \cdot g$), entonces como k es la constante elástica de la suspensión se tiene [7]:

$$\delta = \frac{m \cdot g}{k} = \frac{g}{\omega_0^2}$$

reemplazando en la ecuación 4.8 [7]

$$TF = \frac{1}{\left| 1 - \frac{\delta \omega^2}{g} \right|} \quad (4.9)$$

Una forma sencilla de poner en práctica esta teoría es utilizando la tabla 1, en ella se puede obtener la frecuencia de resonancia f_0 dado un coeficiente de transmisión en particular.

TF (%)	1	2	4	8	10	20	40	80	100
f₀/f	0.10	0.14	0.20	0.27	0.30	0.41	0.53	0.67	0.71

Tabla 1. (Ref. 7)

De la tabla 2 se puede obtener la deflexión estática (δ) requerida.

f_0 (Hz)	1	2	4	6	8	10	12	15	20
δ (mm)	250	62	16	6.9	3.8	2.5	1.7	1.1	0.6

Tabla 2. (Ref. 7)

Luego, conociendo la masa de la máquina en cada apoyo y la deflexión estática se determina la constante elástica del aislador de la siguiente manera:

$$k = \frac{m \cdot g}{\delta}$$

Operacionalmente se debe escoger la mayor deflexión estática pero se debe tener en cuenta que una deflexión excesiva puede ocasionar desalineamiento de la máquina en cuestión. Esto debe considerarse al elegir la frecuencia de resonancia más baja [4].

En la figura 4.7 se presenta de forma gráfica la idea anteriormente explicada (ecuación 4.9). En ella se representa el porcentaje de aislamiento considerando la velocidad de rotación (rpm) y la deflexión estática (mm).

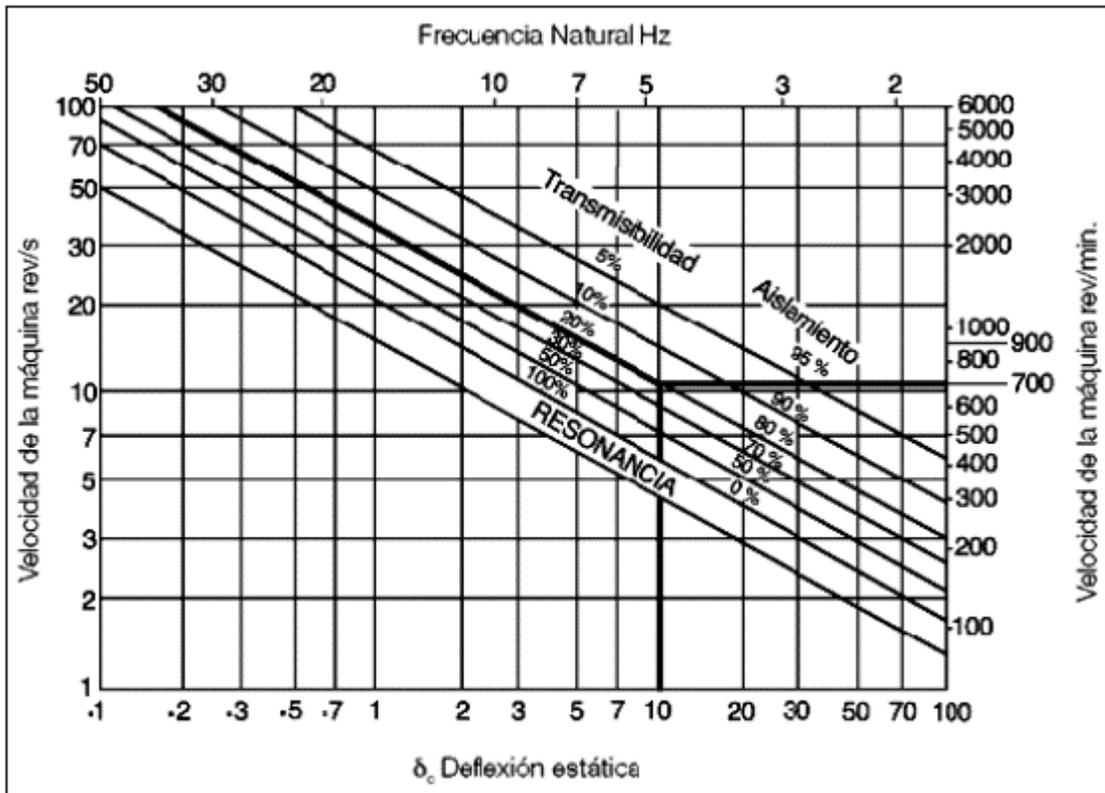


Figura 4.7. Gráfico de transmisibilidad, velocidad de rotación y deflexión estática.

4.5.2 Tipos de aisladores [4][8]

Existen distintos tipos de aisladores, según sean las características vibratorias y el montaje que presente el sistema, para lograr que se cumplan los requisitos de operación permitidos. Principalmente estos requisitos son del tipo desplazamientos máximos (velocidad, aceleración).

En la elección de un aislador se deben tener en cuenta varios factores entre ellos: rangos de frecuencias, amplitudes de vibración, áreas excitadoras, ambiente al que estarán expuestos, montaje y peso de las máquinas, etc. para poder considerar el dispositivo aislador apropiado.

La característica de los dispositivos del tipo resorte es que logran una buena aislación para frecuencias superiores a la de resonancia, pero presenta pocas cualidades aislantes cerca de ella debido a una baja amortiguación. En cambio, los del tipo elastómero (gomas, cauchos, siliconas, etc.) son muy utilizados para disminuir la amplitud de vibración en la resonancia del sistema o

cerca de ella, pero presentan en comparación con los anteriores, un leve aumento en la transmisión de vibraciones sobre estas frecuencias.

A continuación se enumeran tipos de aisladores existentes en el mercado [8]:

- a) **Aisladores Metálicos** (figura 1.0 anexo 4): Poseen una alta resistencia a la tracción y gran capacidad de deformación elástica, por lo cual se recomienda para aislar frecuencias bajas, en general menores a las 1000 rpm (16 Hz). Es común agregar una malla metálica al interior del resorte con la finalidad de aumentar la amortiguación interna. Algunas variedades son:
- resortes helicoidales
 - resortes laminados
 - resorte helicoidal con malla metálica
- b) **Aisladores elastómeros** (figura 1.1 anexo 4): Poseen una buena amortiguación interna, pero una capacidad de deformación inferior a los resortes, por lo que se les recomienda para aislar frecuencias superiores a los 20 Hz (1200 rpm), encontrándose en el mercado algunos con $f_0 = 7$ Hz. Poseen en general poca durabilidad y presentan sensibilidad a ambientes adversos (temperatura, ácidos). Algunos ejemplos son:
- Tacones de goma natural o sintética
 - Silicona
 - Goma butílica
 - Alfombras o almohadillas antivibratorias.
- c) **Aisladores de tipo unión flexible** (figura 1.2 anexo 4): Se usan generalmente para absorber las dilataciones térmicas de los tubos, como también para las vibraciones originadas por los flujos. Estos dispositivos minimizan la transmisión de vibraciones entre máquina y estructura debido a su gran flexibilidad axial y transversal.
- d) **Aisladores neumáticos**

5 FUENTES CILINDRICAS [7]

5.1 Definición

Este tipo de fuente, como lo revela su nombre, puede ser identificable de manera directa por su disposición dentro o fuera de un recinto, ya sea como fuentes puntuales en línea (máquinas) o bien como fuentes lineales (ductos o tuberías donde la longitud de onda del sonido es superior a su diámetro), o como por su configuración y atenuación sonora al aire libre. Una fuente cilíndrica posee un comportamiento un tanto diferente a una fuente esférica.

En este caso la fuente genera una presión sonora que es constante sobre superficies cilíndricas concéntricas (ver figura 5.0).

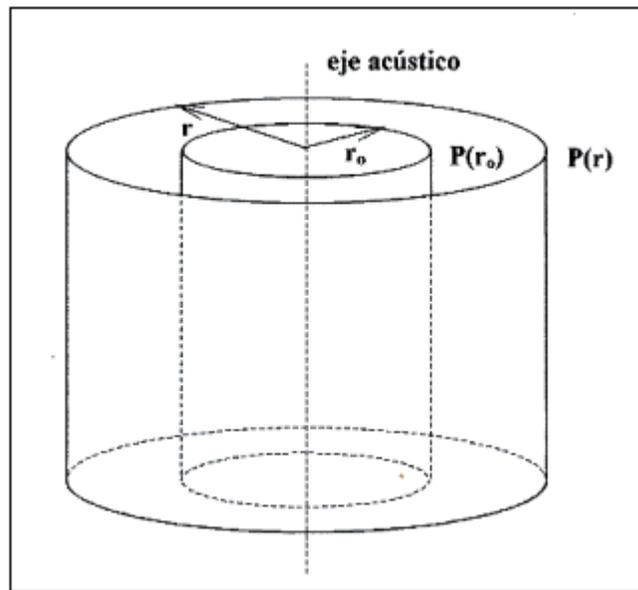


Figura 5.0. Propagación sonora de una fuente cilíndrica

Si se llama $p_{(r)}$ a la amplitud de la presión de una onda senoidal medida a una distancia r del eje de la fuente se tiene [7]:

$$p_{(r)} = \sqrt{\frac{r_0}{r}} p_{(r_0)} \quad (5.0)$$

donde r_0 y $p_{(r_0)}$ son la distancia y amplitud de la presión respectivamente sobre un punto cualquiera medidos desde el eje acústico.

Se puede ver como “la amplitud de la presión varía de forma inversa a la raíz cuadrada de la distancia al centro”. Esta última característica nos indica que cada vez que se duplica la distancia a la fuente el NPS decae 3 dB como se demuestra a continuación [7].

$$\frac{p_{(r)}}{p_{(r_0)}} = \sqrt{\frac{r_0}{r}}$$

$$20\text{Log}\left(\frac{p_{(r)}}{p_{(r_0)}}\right) = 10\text{Log}(r_0) - 10\text{Log}(r)$$

$$NPS(2r) = 10\text{Log}(r_0) - 10\text{Log}(2r)$$

$$NPS(2r) = 10\text{Log}(r_0) - 10\text{Log}(r) - 3 \quad (5.1)$$

Esta disminución de 3dB por duplicación de la distancia, a diferencia de los 6 dB con que disminuye una fuente puntual, se debe a que pensando a la fuente lineal como un arreglo infinito de fuentes esféricas la distancia a la fuente más cercana efectivamente se duplica pero la distancia a las restantes fuentes es en proporción mucho más pequeña, con lo que la disminución de 6dB no es efectiva para este caso ya que se ve compensada con el efecto de las restantes fuentes que no están alejadas el doble.

En el caso de la intensidad ésta varía mas lentamente que para una fuente esférica, ya que decae en forma inversamente proporcional con la distancia, a diferencia de la fuente esférica que lo hace de forma inversa al cuadrado de la distancia [7]:

$$I_{(r)} = \frac{r_0}{r} I_{(r_0)} \quad (5.2)$$

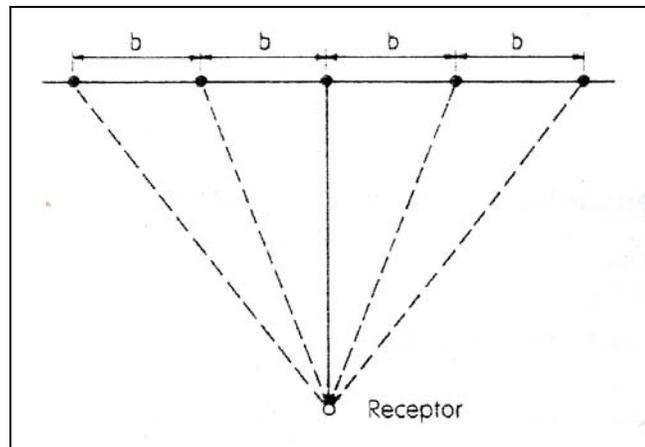
Existe un método práctico para saber cuando nos enfrentamos o podemos aproximar un problema, que se aprecia a primera vista como un arreglo lineal de fuentes puntuales, hacia las ecuaciones para fuentes cilíndricas.

Cuando se tiene una distribución de fuentes como la que se muestra en la figura 5.1 se realiza el siguiente análisis [4].

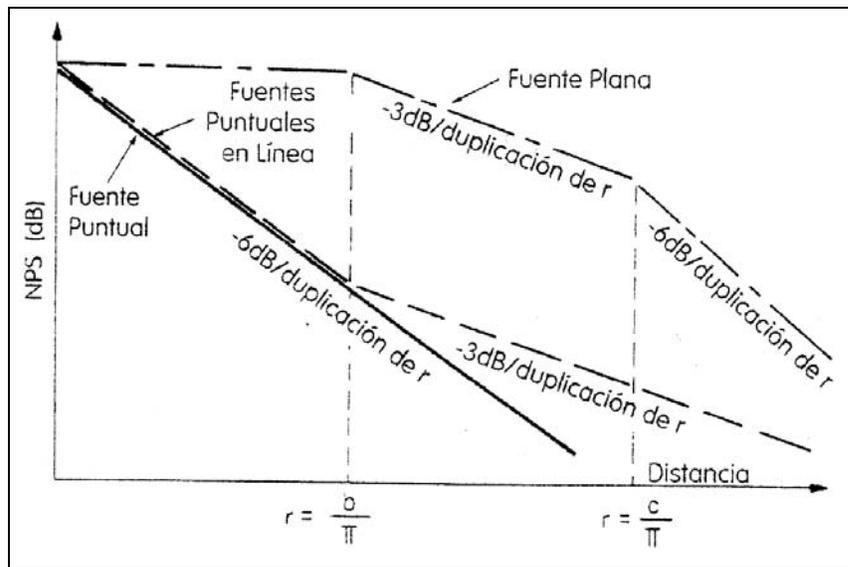
Si $r < \frac{b}{\pi}$, donde b es la distancia entre las fuentes y r es la distancia radial, la radiación sonora podría considerarse similar a la de una fuente puntual, es decir, con atenuación de 6 dB con la duplicación de la distancia.

Si $r > \frac{b}{\pi}$ la propagación sería similar al caso de una fuente lineal, con atenuación de 3 dB cada vez que se duplique la distancia.

En la figura 5.2 se presenta un resumen de este análisis.



Arreglo lineal de fuentes puntuales separadas por una distancia b .
Figura 5.1.



Atenuación según la distancia para una fuente puntual, un arreglo lineal de fuentes puntuales y una fuente plana.
Figura 5.2.

5.2 Relación entre L_w y L_p para un arreglo en línea de fuentes puntuales

La finalidad de este punto es llegar a establecer una relación entre la potencia acústica y la presión sonora al aire libre, la cual en un paso posterior se hará extensible a recintos cerrados.

Antes que todo se aclarará, a grandes rasgos, el significado de la potencia acústica (W_a). Esta es la energía total emitida por la fuente por unidad de tiempo. Es una característica propia de la fuente, es decir, es independiente del lugar donde ésta se encuentre. La energía acústica radiada por una fuente será la misma ya sea se encuentre al aire libre o en un recinto totalmente cerrado, lo que variará en este caso será la presión sonora debido principalmente al efecto de reflexión en la superficie.

Para muchos efectos prácticos de cálculo de potencia o de presión sonora se utiliza la metodología en la cual se relaciona el L_w y L_p . Es práctico por el hecho de que generalmente se cuenta con los niveles de presión sonora cuando nos enfrentamos ante un problema de ruido, o viceversa.

Para deducir la ecuación se supone primero estar bajo condiciones de campo libre en donde se define una superficie de medición alrededor de la fuente. En este caso, considerando a

la fuente como un arreglo lineal, se tomará como superficie la de un cilindro de radio r y longitud h .

Según la definición de intensidad acústica (I), la cual es la cantidad de energía por unidad de tiempo (W) que pasa por una superficie (S) se tiene [4]:

$$I = \frac{WQ}{S} \quad (5.3)$$

donde Q = factor de directividad. Si se considera una fuente omnidireccional $Q=1$ se tiene:

$$\begin{aligned} NWS &= 10\text{Log}\left(\frac{I \cdot S}{I_0 \cdot 1}\right) \\ NWS &= 10\text{Log}\left(\frac{I}{I_0}\right) + 10\text{Log}(S) \end{aligned}$$

Como $\frac{I}{I_0} = \frac{p^2}{p_0^2}$

$$\begin{aligned} NWS &= 10\text{Log}\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) + 10\text{Log}(S) \\ NWS &= NPS + 10\text{Log}(2\pi rh) \\ NWS &= NPS + 10\text{Log}(r) + 8 \end{aligned} \quad (5.4)$$

Esta ecuación muestra el *nivel de potencia sonora por unidad de longitud* derivada de una fuente cilíndrica al aire libre.

6 ACUSTICA DE RECINTOS

6.1 Densidad de energía directa (D_0) [9]

Al interior de un recinto cerrado existe densidad de energía directa (energía sonora por unidad de volumen) que es la entregada directamente por la fuente, y densidad de energía reverberante la cual es producida por las reflexiones en el recinto.

Se determinará a continuación una expresión para la densidad de energía directa en estado estacionario provocado por una fuente cilíndrica que nos ayudará a establecer luego, junto con la densidad de energía reverberante, el comportamiento del campo sonoro dentro de un local.

Si nuestra fuente tuviera un patrón de radiación cilíndrico, la cantidad de energía existente entre dos superficies definidas con ese patrón, una con radio r y otra $r + \Delta r$ (ver figura 6.0) sería [9]:

$$E_0 = \frac{W\Delta r}{c} \quad (6.0)$$

donde W es la potencia de la fuente.

Como la densidad de energía es la cantidad de ella contenida en un volumen se definirá ésta a partir de la figura 6.0

$$\begin{aligned} V &= \pi(r + \Delta r)^2 h - \pi r^2 h \\ V &= \pi h(2r\Delta r + \Delta r^2) \end{aligned} \quad (6.1)$$

Dividiendo (6.0) por (6.1) se tiene:

$$\begin{aligned} D_0 &= \frac{E_0}{V} = \frac{W}{\pi h c(2r + \Delta r)} \quad , \text{ si } \Delta r \rightarrow 0 \\ D_0 &= \frac{W}{2\pi r h c} \end{aligned}$$

Considerando el factor de directividad Q se obtiene una expresión completa:

$$D_0 = \frac{WQ}{2\pi rhc} \quad (6.2)$$

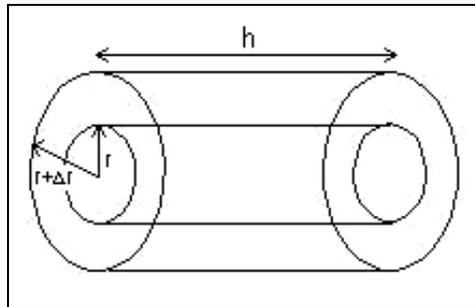


Figura 6.0

6.2 Densidad de energía reverberante (D_r) [7]

Para encontrar la densidad de energía reverberante se supondrá primero que se ha alcanzado el estado estacionario, esto es que no se acumula mas energía en el campo sonoro, y que además la energía reverberante es producto de la difusidad del campo, es decir, de reflexiones provenientes de todas direcciones de manera aleatoria, de esta forma se supone la energía distribuida uniformemente.

$$D_r = \frac{E_r}{V} \quad (6.3)$$

Si en cada reflexión se pierde energía se tiene para la primera reflexión:

$$E_r = D_r V \bar{\alpha} \quad (6.4)$$

Por otra parte, como se está en estado estacionario (sin variación de energía) la potencia entregada por la fuente a la sala debe ser igual a la potencia absorbida por ella. De esto se tiene que la potencia entregada al campo reverberante es:

$$W_r = W(1 - \bar{\alpha}) \quad (6.5)$$

Si la ecuación (6.4) se divide por el tiempo medio entre las sucesivas reflexiones se obtendrá la potencia del campo reverberante, pero en función de un parámetro que nos interesa encontrar, el cual es la densidad de energía. Por lo tanto se tiene [7]:

$$W_r = \frac{D_r V \bar{\alpha}}{\frac{\bar{d}}{c}} \quad (6.6)$$

Donde \bar{d} es el libre camino medio definido como $\bar{d} = \frac{4V}{S}$, V es el volumen del recinto y S es la superficie que encierra dicho volumen.

Al reemplazar W_r de la ecuación 6.6 se obtiene la densidad del campo reverberante en función de la potencia entregada por la fuente:

$$\begin{aligned} W(1 - \bar{\alpha}) &= \frac{D_r V \bar{\alpha}}{\frac{\bar{d}}{c}} \\ D_r &= \frac{W(1 - \bar{\alpha}) \bar{d}}{V \bar{\alpha} c} \\ D_r &= \frac{W(1 - \bar{\alpha}) 4}{S \bar{\alpha} c} \end{aligned} \quad (6.7)$$

6.3 Densidad de energía total [9]

Como se dijo anteriormente, la energía existente en una sala es la suma de la energía directa y energía reverberante, por lo tanto, esta idea expresada en términos de la densidad total de la energía se tiene [9]:

$$D = D_0 + D_r = \frac{WQ}{2\pi rhc} + \frac{4W(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}c} \quad (6.8)$$

Como la densidad de energía D está definida como:

$$D = \frac{\langle p \rangle^2}{\rho c^2} \quad (6.9)$$

donde $\langle p \rangle^2$ es la magnitud de la presión sonora eficaz promediada en el tiempo y en el espacio.

Igualando las ecuaciones 6.8 y 6.9:

$$\langle p \rangle^2 = \rho c W \left[\frac{Q}{2\pi rh} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \right] \quad (6.10)$$

Esta última relación, si se expresa en términos de nivel de presión sonora y nivel de potencia acústica, se tiene:

$$NPS = 10 \text{Log}(W_a) + 120 + 10 \text{Log} \left(\frac{Q}{2\pi rh} + \frac{4}{R} \right) \quad (6.11)$$

- W_a : potencia acústica de la fuente
 h : longitud de la fuente cilíndrica
 r : radio desde el centro de la fuente

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{(1-\bar{\alpha})} \quad : \text{ constante del recinto}$$

Otra forma de ver la ecuación 6.10 es separando los aportes a la presión total $\langle p \rangle^2$ de los dos campos existentes dentro de un recinto: campo directo (p_{dir}^2) y reverberante (p_{rev}^2):

$$p_{dir}^2 = \frac{\rho c W Q}{2\pi r h} \quad (6.12)$$

$$p_{rev}^2 = \frac{\rho c W^4}{R} \quad (6.13)$$

Observación: La ecuación 6.13 también es utilizada para el cálculo de la potencia sonora en cámaras reverberantes conociendo el nivel de presión sonora en este campo (campo difuso) y la constante de la sala R. [4]

6.4 Factor de Directividad Q

Q es la medida, dada como factor, que nos indica cuán direccional es la fuente, medida en términos de intensidad sonora. Es importante considerarlo cuando se está ante superficies muy reflectantes y se quieren realizar cálculos precisos.

Se sabe que una fuente real radia sonido hacia distintas direcciones y con distinta intensidad. De esta manera se tiene que la directividad de una fuente es tan dependiente de la dirección como de la frecuencia.

Esta última idea queda bien representada bajo la figura de un diagrama polar, en el cual se muestra el nivel de presión sonora alcanzado por la fuente en función del ángulo respecto a una dirección de referencia y para una frecuencia específica, esta es una medida hecha bajo condiciones de campo libre.

De todo esto, el factor de directividad queda expresado como [7]:

$$Q_{(f,\vartheta)} = \frac{I_{F(f,\vartheta)}}{I_R} \quad (6.14)$$

donde I_F es la intensidad de la fuente en la dirección ϑ e I_R es la intensidad de una fuente de referencia (omnidireccional) de igual potencia acústica en la misma distancia.

6.4.1 Factor de directividad según su ubicación en un recinto

El factor de directividad mencionado anteriormente se definió para condiciones de campo libre. Cuando la fuente se ubica en un recinto cerrado, y cercana a superficies reflectantes, este factor se ve alterado según la posición de la fuente al interior del recinto.

Debido a la cercanía de la fuente con alguna superficie se origina una primera reflexión que queda prácticamente en fase con la emisión de la fuente, lo que origina la aparición de fuentes secundarias aumentando de esta forma la intensidad resultante, dado que la energía es devuelta por la superficie al interior del recinto (figura 6.1).

A continuación se presentan algunas aproximaciones para Q según su ubicación en el recinto [7]:

$$Q_{plano} \cong 2$$

$$Q_{arista} \cong 4$$

$$Q_{vértice} \cong 8$$

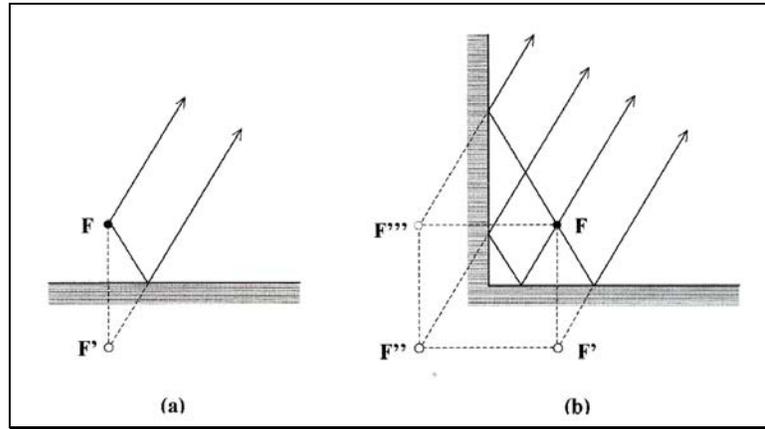


Figura 6.1. Aumento de la energía según la ubicación de la fuente en un recinto cerrado.

6.5 Distancia crítica (r_c)

La energía acumulada dentro de un ambiente cerrado producto de una fuente sonora, como se dijo anteriormente, se debe a la energía que proviene directamente de la fuente (sonido directo) y de la que es generada debido a las continuas reflexiones sobre las paredes (sonido reverberante). Según esto, existe una distancia desde la fuente llamada distancia crítica, en la cual más allá de ésta predomina el campo reverberante y por debajo el campo directo. Para calcular esta distancia se iguala la densidad de energía directa y la densidad de energía reverberante revelando con esto el punto de separación entre ambos campos. (ver figura 6.2)

De las ecuaciones 6.2 y 6.7, sobre las densidades para fuentes cilíndricas, el autor deducirá esta distancia:

$$\begin{aligned} D_0 &= D_r \\ \frac{WQ}{2\pi r hc} &= \frac{4W}{Rc} \\ r &= \frac{QR}{8\pi h} \end{aligned} \tag{6.15}$$

r : distancia crítica (r_c)

h : longitud de la fuente cilíndrica

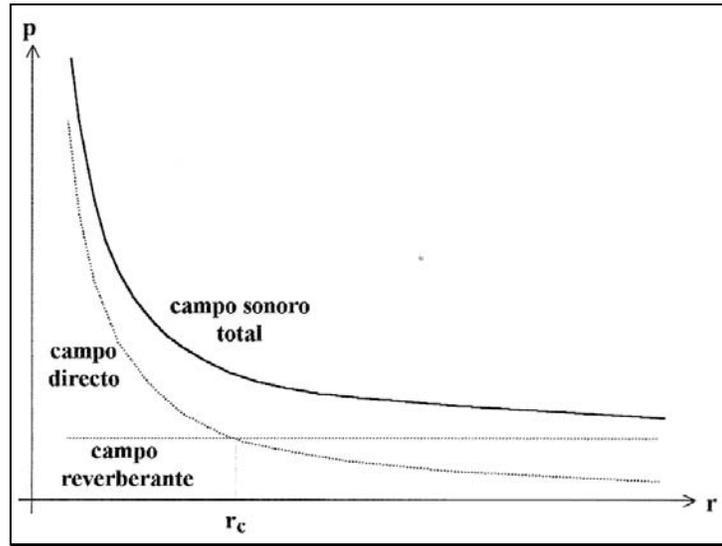


Figura 6.2. La intersección del campo directo y reverberante marca la distancia crítica (r_c). (Ref. 7)

7 CAMARA PLENUM [10]

Es un tipo de silenciador de gran tamaño, el cual es básicamente una caja con una entrada y una salida las cuales no están directamente una en frente de la otra, para no provocar la transmisión directa del sonido, sino que se encuentran enfrentadas diagonalmente (figura 7.0).

Esta es una medida de control aplicada a la fuente, perteneciente a la categoría de filtros reactivos, es decir, atenuación asociada al diseño geométrico del filtro la que provoca cambios de impedancia en el paso del fluido, la que trae como consecuencia una clara disminución en el nivel de presión sonora en la salida, efecto producido principalmente para las bajas frecuencias, aquellas en que las dimensiones de la cámara son mayores que la longitud de onda considerada. Para frecuencias mas altas la atenuación es disipativa debido al material absortor con que se reviste y a las múltiples reflexiones antes de salir.

También se pueden crear variantes de este tipo de cámaras plenum simple las que se logran subdividiendo el espacio interior de la plenum creando una especie de laberinto para el sonido, obteniendo mayores atenuaciones (figura 7.1).

Existe un tipo de cámara cuyos orificios de entrada y salida se encuentran formando un ángulo de 90° entre los dos planos que contienen la entrada y la salida. Si bien es cierto con este último tipo de cámaras se logran mayores atenuaciones, las ecuaciones que las gobiernan son de bastante complejidad, sumado esto a los parámetros acústicos que se requieren que por lo general son difíciles de calcular.

La atenuación para una plenum simple está dada por la siguiente ecuación [10] (demostración en anexo 2):

$$AT = -10 \text{Log} \left[S_{sal} \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1}{R} \right) \right] \quad \text{dB} \quad (7.0)$$

S_{sal} : área de salida [m²]

d : diagonal entre la entrada y la salida [m]

$R = \frac{S_{plen} \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$: constante de la cámara

La atenuación aproximada para una plenum con n cámaras internas iguales cada una con una atenuación AT_i es: [10]

$$AT_n \approx nAT_i + k \quad (7.1)$$

AT_i : atenuación de una cámara plenum simple

k : factor de corrección de extremo

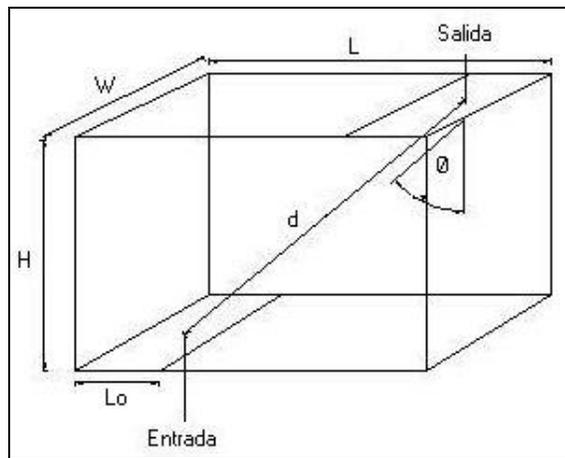


Figura 7.0. Cámara plenum simple

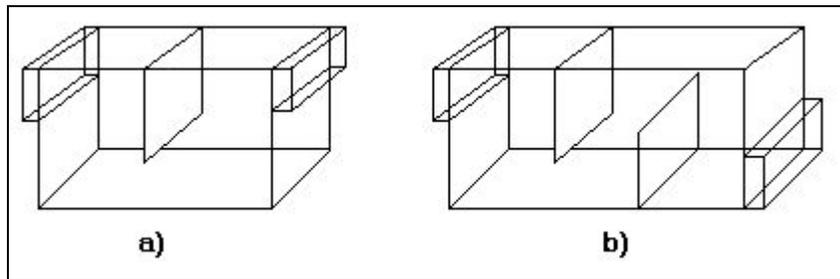


Figura 7.1. a) plenum doble; b) plenum triple

8 DESARROLLO TEORICO

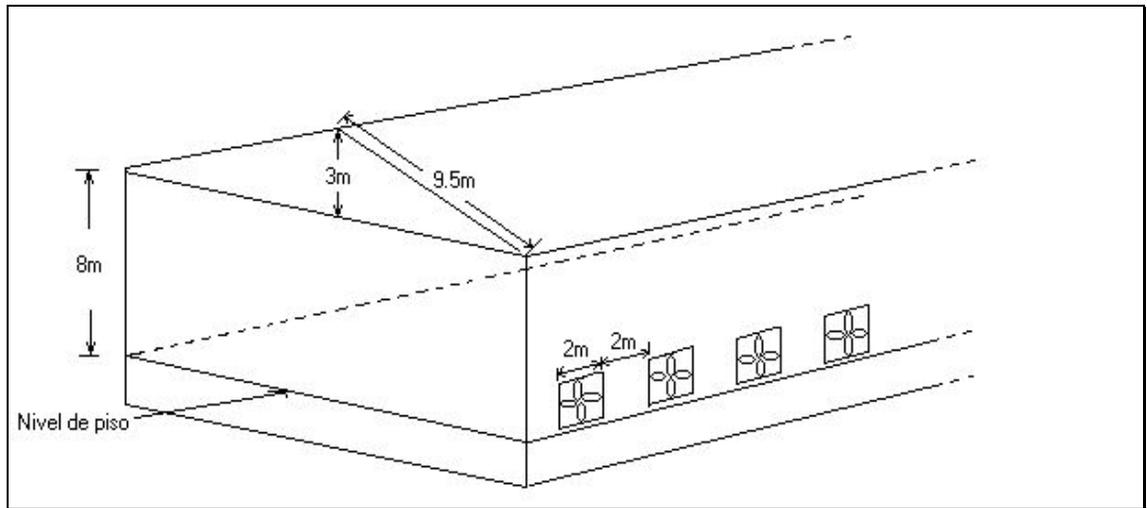
8.1 Presentación del Problema

Este se enmarca dentro de lo que básicamente era la elaboración de un mapa de ruido realizado en el edificio de Electro Obtención de la Compañía Minera Dona Inés de Collahuasi. Por tal motivo sólo se cuenta en este caso con los niveles de presión equivalentes (NPS_{eq} A) al interior del recinto y una medición de referencia al exterior de éste (figura 1.0 y 1.1 anexo 3).

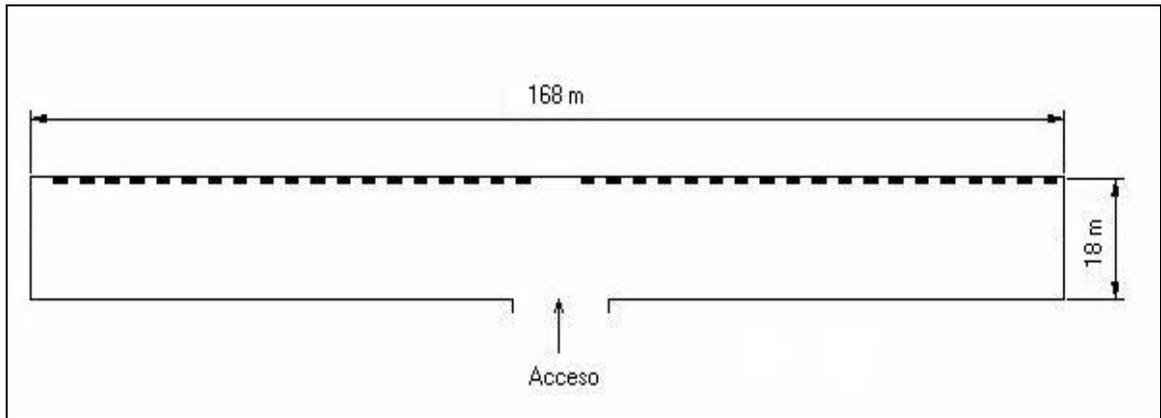
El lugar es una instalación de grandes dimensiones que posee un acceso por el centro del recinto y que se divide en dos naves o alas al interior (ver figura 8.0).

En este recinto se lleva a cabo la obtención de placas de cobre (cátodos) de alta pureza, el cual se obtiene mediante un proceso electro-químico que se realiza en piscinas electrolíticas ubicadas en cada ala al interior del recinto. Este proceso trae consigo un tipo de contaminación denominada neblina ácida lo cual hace que se tomen las medidas preventivas en cuanto a la contaminación existente. Por este motivo, se ubicaron a lo largo y en un solo lado de la instalación, 38 extractores del tipo axial de aproximadamente 2m de diámetro y separados 3m entre sí desde sus ejes, sin mediación de conductos y ubicados a la altura de desplazamiento del trabajador. Estos demostraron ser la mayor fuente nociva de ruido en esta instalación.

El objetivo principal es el reducir el nivel de presión sonora dentro del recinto mediante el estudio de dos soluciones y escoger aquella que sea conveniente desde el plano económico y que otorgue mayor beneficio en cuanto a reducción sonora, esperando en el mejor de los casos que los niveles que se obtengan sean inferiores a lo que la actual normativa establece (D. S. N°594/2000 del Ministerio de Salud).



a)



b)

Figura 8.0. a) Vista exterior del recinto; b) Vista de planta del recinto junto a sus dimensiones.

El volumen y superficie interior aproximada de este recinto es:

$$\text{Volumen} = 28800 \text{ m}^3 \quad \text{Superficie} = 6600 \text{ m}^2$$

Debido a que se pretende evaluar el comportamiento de dos soluciones es necesario obtener una ecuación que modele en cierta forma el comportamiento actual, de esta manera también se podrá, reemplazando algunos parámetros, obtener el modelo acústico con las soluciones planteadas.

Como se quiere en definitiva evaluar el ambiente sonoro interior de un recinto se recurrirá a la teoría de la acústica de locales (punto 6.0), la cual en sus ecuaciones relaciona la potencia acústica de la fuente junto al nivel de presión sonora obtenido. Como en nuestro caso sólo tenemos los niveles de presión se intentará deducir de forma aproximada el nivel de potencia de la fuente para poder obtener una ecuación a la cual aplicar los cambios dados por las soluciones a analizar. Por lo tanto, y como primera medida, será obtener esta potencia acústica.

8.1.1 ANÁLISIS DE LA INFORMACION

Antes que todo, y según la teoría vista en el punto 5.1, sobre arreglo lineal de fuentes puntuales y la distancia de separación entre ellas, la fuente irradia de forma cilíndrica. Según esto, todas las ecuaciones a utilizar estarán adaptadas a esta característica.

Mediciones en terreno

A continuación, en la tabla 3, se presenta una medición realizada al exterior del edificio de Electro – Obtención:

<i>Distancia (m)</i>	<i>L_{eq} (dBA)</i>
3,5	95,8

Tabla 3. Nivel de presión sonora al exterior de la nave.

Al interior del recinto se obtuvo el espectro de una fuente según una medición realizada a 2m de ella, ver figura 8.1

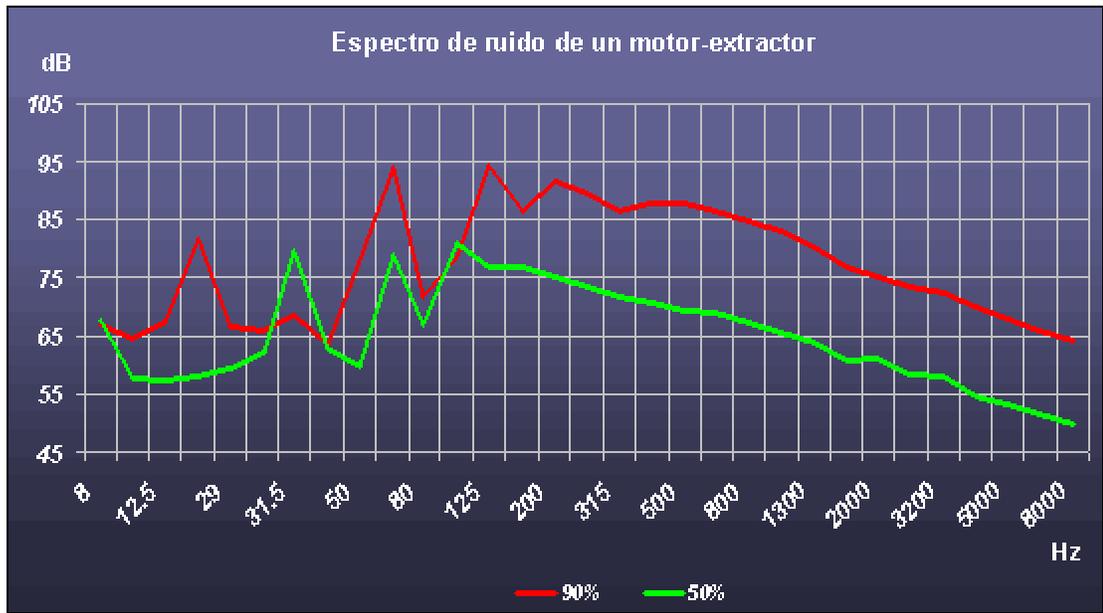


Figura 8.1. Espectro de ruido, en bandas de tercio, de un motor extractor medido a 2m de distancia.

Se presenta a continuación una gráfica de la variación del Leq (A) con la distancia desde el eje de la fuente siguiendo dos líneas de medición: una frente al extractor y otra entre dos extractores consecutivos, para una potencia de funcionamiento del 90%.

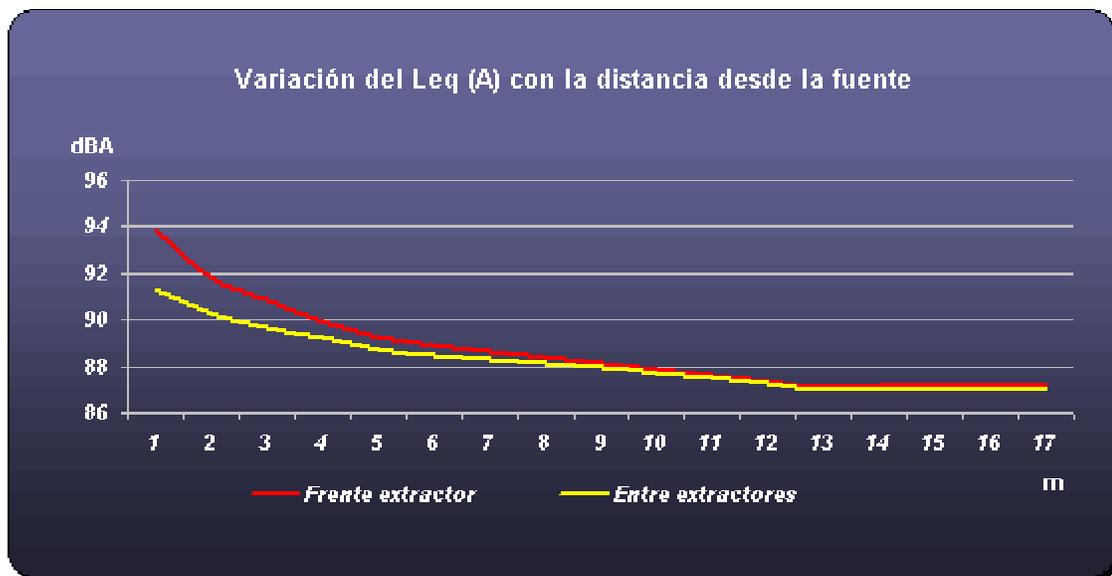


Figura 8.2. Atenuación con la distancia siguiendo dos líneas de medición: frente al extractor y entre dos extractores consecutivos.

Se puede tener una visión del ambiente acústico actual de esta instalación a través del mapa de ruido elaborado con mediciones en terreno (figura. 1.0 anexo 3).

Metodología

Para lograr un modelo del ambiente acústico al interior del edificio que aproxime a los niveles obtenidos en el mapa de ruido, se recurrirá a la ecuación 6.11, de la acústica de locales.

$$NPS = 10\text{Log}(W_a) + 120 + 10\text{Log}\left(\frac{Q}{2\pi rh} + \frac{4}{R}\right)$$

Esta relación nos presenta, previo análisis de los aportes a la presión total de los campos directos y reverberantes, parámetros que deberán ser calculados antes de su aplicación para tener una visión actual o futura de la instalación. Los parámetros a calcular son los siguientes: Potencia acústica de la fuente cilíndrica (W_a) emitida hacia el interior del edificio, debido a que la fuente no se encuentra encerrada totalmente, y por otra parte la Constante del recinto (R).

Primero, para calcular la potencia acústica W_a emitida hacia el exterior del recinto se recurrirá a la siguiente ecuación (ecuación 5.4):

$$NWS = NPS + 10\text{Log}(r) + 8$$

Esta ecuación entrega el nivel de potencia sonora, por unidad de longitud de la fuente cilíndrica, en función del nivel de presión alcanzado a una cierta distancia según un arreglo lineal de fuentes. La potencia acústica aproximada se obtendrá como:

$$W_a = W_{ref} \cdot 10^{\frac{NPS + 10\text{Log}(r) + 8}{10}}$$

donde $W_{ref} = 10^{-12}$, potencia acústica de referencia.

Es importante aclarar que las potencias obtenidas no están calculadas en base a procedimientos estándares debido a que no se cuenta con la información requerida para esos fines. Por lo tanto los valores que se obtendrán son sólo aproximaciones para la elaboración de un modelo del comportamiento acústico de la instalación.

Para obtener la potencia acústica emitida hacia el interior, se recurrirá a la ecuación 6.12

$$p_{dir}^2 = \frac{\rho c W_a Q}{2\pi r h}$$

Esta relación muestra la presión cuadrática media obtenida cerca de la fuente, en campo directo, como aporte a la presión total en el edificio. Esta se encuentra en función de la potencia acústica, la directividad y la distancia desde la fuente.

Para obtener p_{dir}^2 se procurará considerar una medición representativa del nivel a lo largo de la fuente y cercana a ella con la finalidad de medir, en teoría, el campo directo minimizando la cantidad de reflexiones. Para esto se utilizará el promedio de dos niveles, uno medido frente a la fuente (extractor) y otro medido entre dos fuentes consecutivas, ambos a 2m, según muestran los puntos “a” y “b” en la figura 1.1 del anexo 3. Luego se obtendrá la potencia que se usará en la ecuación 6.11 para modelar el ambiente acústico interior.

El cálculo de R se realizará utilizando la ecuación 6.13:

$$p_{rev}^2 = \frac{\rho c W_a^4}{R}$$

Esta ecuación considera el aporte del campo reverberante a la presión total. La presión cuadrática media del campo reverberante p_{rev}^2 a reemplazar en la ecuación será una medición representativa realizada lo suficientemente lejos de la fuente para considerar un campo de estas características.

Cálculos

Potencia emitida hacia el exterior

De la tabla 3:

$$NWS = 95,8 + 10\text{Log}(3,5) + 8 \quad \text{dBA}$$

$$NWS = 109,2 \text{ dBA} \quad \text{dBA}$$

$$W_a = 0.08 \text{ watt}$$

Potencia emitida hacia el interior

Nivel frente al extractor : 94 dBA

Nivel entre dos extractores : 91 dBA

Nivel promedio : 92,5 dBA

Entonces:

$$p_{dir}^2 = 0,7$$

Por lo tanto, de la ecuación 6.12:

$$p_{dir}^2 = \frac{\rho c W_a Q}{2\pi r h}$$

$$W_a = \frac{0,7 \cdot 2\pi \cdot 2}{1,18 \cdot 344}$$

$$W_a = 0,02 \text{ watt}$$

Distancia de división entre campo directo y reverberante

Utilizando la ecuación 6.15 con $h = 1 \text{ m}$:

$$r = \frac{R}{8\pi}$$
$$r = 7,5 \text{ m}$$

Constante del Recinto

$$NPS_{rev} = 86,2 \text{ dBA}$$

$$p_{rev}^2 = 0,17$$

Entonces:

$$p_{rev}^2 = \frac{\rho c W_a^4}{R}$$
$$R = \frac{1,18 \cdot 344 \cdot 0,02 \cdot 4}{0,17}$$
$$R = 191 \text{ m}^2 \text{ Sabine}$$

Resultados

La ecuación que modela el comportamiento al *exterior* del edificio de Electro-Obtención es la siguiente:

$$NPS = 109,2 - 10\text{Log}(r) - 8$$

El comportamiento actual de la fuente hacia el *interior* del recinto lo aproxima la siguiente ecuación:

$$NPS = 10\text{Log}(0,02) + 120 + 10\text{Log}\left(\frac{1}{2\pi \cdot r} + \frac{4}{191}\right)$$

Graficando las ecuaciones anteriores se puede ver como decae el nivel de presión sonora al alejarse del eje de la fuente:

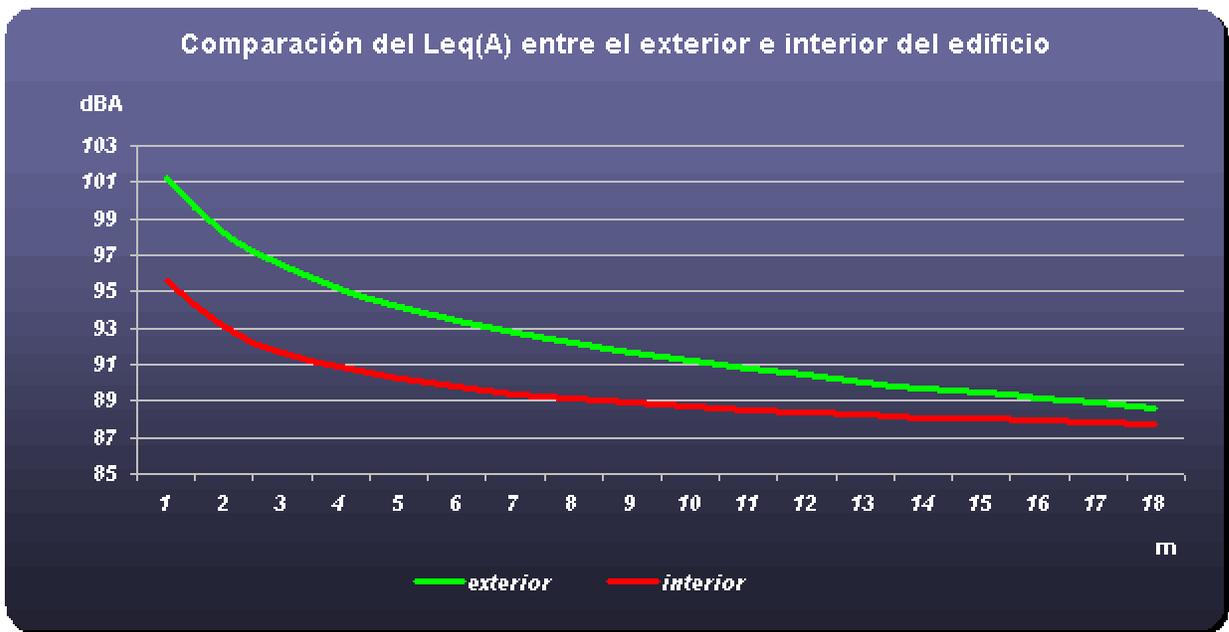


Figura 8.3. Atenuación del nivel de presión sonora con la distancia al exterior e interior del edificio, según ecuaciones de aproximación al comportamiento sonoro actual.

Conclusiones iniciales

Espectro de la fuente

En la figura 8.1 se puede ver graficado el comportamiento del motor-extractor para dos potencias de funcionamiento. Los valores peak de baja frecuencia son generados por la velocidad de giro en rpm y el número de aspas del extractor. Se hace visible el corrimiento del espectro hacia frecuencias mas bajas para un funcionamiento del 50% de la potencia del extractor debido a una reducción en la velocidad de rotación. Centrando la atención en la potencia de funcionamiento del 90% se aprecia que la energía de baja frecuencia, entre los 16 Hz y 250 Hz, está contenida en componentes discretas, características del ruido de rotación de ventiladores que se mencionó en la primera parte de este trabajo. Se observa gran densidad de energía sobre los 250 Hz el que puede asociarse al ruido del motor, tanto de su parte mecánica como de su parte

dinámica (ver 4.3.1). Esta área del espectro es justamente la mas sensible al oído, por lo tanto el control de ruido deberá centrarse en este punto.

Potencias

Como potencia de funcionamiento del motor se escogerá aquella que no altere las condiciones actuales de extracción, es decir, la que alcanza el 90% de la potencia máxima.

Con respecto a las potencias acústicas, se emite 4 veces mas potencia hacia el exterior que hacia el interior, esto debido a que las fuentes son extractores, lo que hace que la mayor parte del ruido generado por el motor y el ruido aerodinámico sea transportado en la dirección del flujo.

Campo directo y reverberante

Según la ecuación 6.15, el campo reverberante comienza a una distancia aproximada de 8m desde el eje de la fuente, lo que implica que casi el 50% del recinto está dominado por este campo.

Ambiente Acústico

Se puede decir que los niveles de presión alcanzados por el modelo se acercan de buena manera a los niveles reales que se observan en el mapa de ruido, lo cual hará que se ocupe la ecuación obtenida para cálculos de predicción asociados al control de ruido.

8.1.2 ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES

Se han escogido dos posibles soluciones:

- a) *Aumento de absorción al interior del recinto.*
- b) *Filtro acústico: cámara plenum*

8.1.2.1 Aumento de absorción al interior del recinto

Esta medida paliativa es normalmente utilizada para tratar recintos con alta reverberación, es decir, recintos de gran volumen o baja absorción y actuará sobre puntos ubicados a una cierta distancia de la fuente (campo reverberante) en la que la que la densidad de energía proveniente del campo directo es mínima. De esto último, el aumento de absorción no incide de gran manera en la reducción del nivel de presión sobre el campo directo.

Para efectos de análisis se considerará primero una absorción ideal, es decir, todas y toda la superficie interior se supondrá cubierta con un material con coeficiente de absorción igual a 1 en todas las frecuencias; si bien esto es técnicamente imposible y poco viable desde el plano económico, servirá para tener una medida comparativa con la segunda de las soluciones propuestas, pues establecerá un límite en cuanto a la reducción de ruido.

Metodología

Suponer una absorción máxima, libre de reflexiones, aproxima el problema a uno bajo condiciones de campo libre. En la ecuación 6.11 el término asociado a la energía reverberante se hace cero, por lo tanto la ecuación a utilizar para predecir el decaimiento de la presión sonora a lo largo del recinto será:

$$NPS = 10\text{Log}(0,02) + 120 + 10\text{Log}\left(\frac{1}{2\pi r}\right)$$

Resultados

En la figura 8.4 se puede apreciar la diferencia existente entre la situación actual y el caso ideal de absorción, dado por la ecuación anterior.

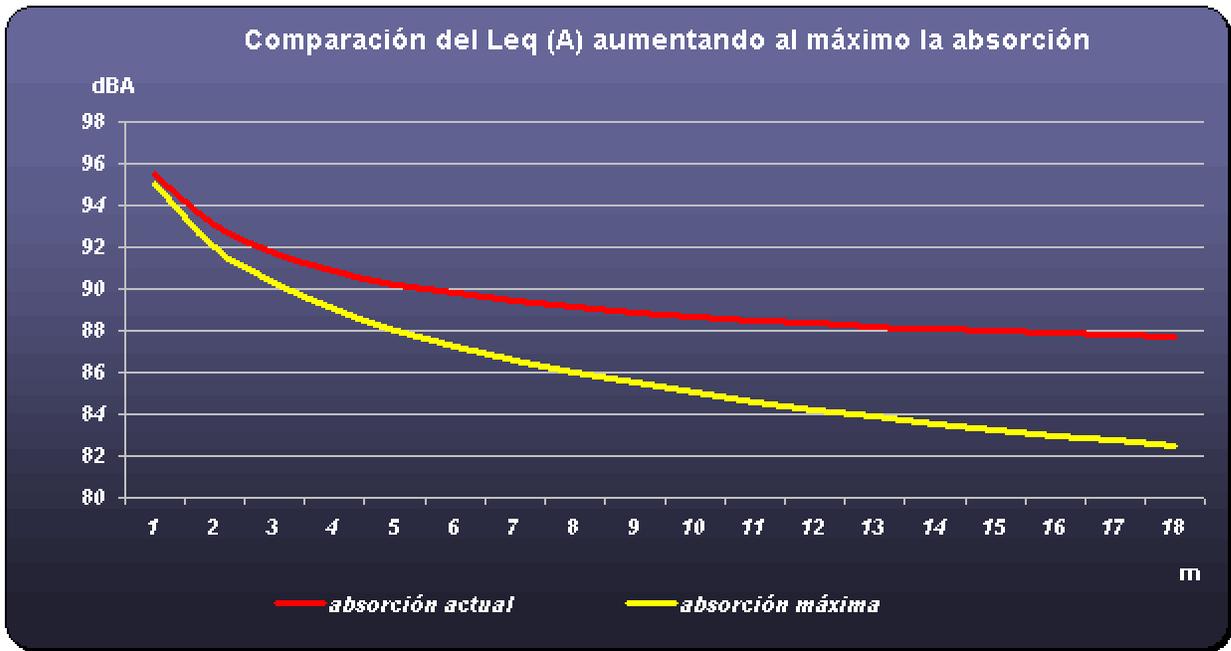


Figura 8.4. Comparación del decaimiento sonoro para la situación actual y considerando un tratamiento de absorción ideal ($\bar{\alpha} = 1$).

Una tabla comparativa de niveles se puede ver a continuación:

<i>Distancia</i>	<i>Situación actual</i>	<i>Caso ideal</i>	<i>Atenuación</i>	<i>Distancia</i>	<i>Situación actual</i>	<i>Caso ideal</i>	<i>Atenuación</i>
<i>(m)</i>	<i>dBA</i>	<i>dBA</i>	<i>dB</i>	<i>(m)</i>	<i>dBA</i>	<i>dBA</i>	<i>dB</i>
1	95,6	95,0	0,6	10	88,7	85,0	3,7
2	93,0	92,0	1,0	11	88,5	84,6	3,9
3	91,7	90,3	1,4	12	88,4	84,2	4,1
4	90,8	89,0	1,8	13	88,2	83,9	4,3
5	90,2	88,0	2,2	14	88,1	83,6	4,5
6	89,8	87,2	2,5	15	88,0	83,3	4,7
7	89,4	86,6	2,8	16	87,9	83,0	4,9
8	89,1	86,0	3,1	17	87,8	82,7	5,1
9	88,9	85,5	3,4	18	87,8	82,5	5,3

Tabla 4

8.1.2.2 Cámara Plenum

Esta medida de control será aplicada sobre la fuente y actuará principalmente sobre el ruido del motor, con esto se estará actuando sobre el rango de frecuencias mas sensible para el oído. Provocará atenuación sonora sobre puntos cercanos a la salida de la cámara y con ello hacia puntos mas alejados debido a la atenuación por la distancia.

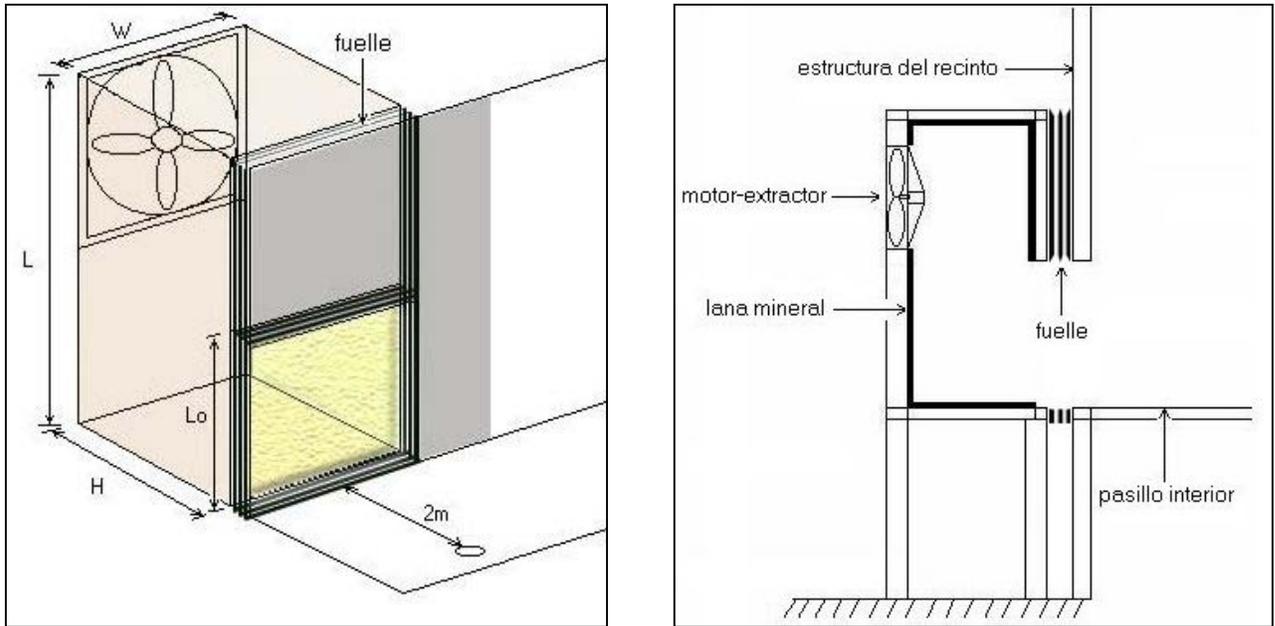
Se considera además, en un punto posterior a este análisis, la unión elástica del extractor con la cámara plenum, esto para disminuir la vibración generada principalmente por el sistema motor-extractor debido a la velocidad de rotación de esta máquina, la que se estima que para velocidades entre los 900 a 3600 rpm se producen vibraciones de 15 a 60 Hz [10]. Como en este caso no se cuenta con información y mediciones en este ámbito se mostrarán aspectos generales y prácticos para su aplicación.

Metodología

Conociendo ya el esquema que presenta una cámara plenum se incorpora esta idea a la estructura en la cual será montado el extractor. Se aclara que el análisis se hace considerando la aplicación de una cámara por extractor. Las dimensiones escogidas para la cámara son las mínimas considerando el diámetro del extractor y la separación entre ellos.

En la figura 8.5 se muestra un esquema del montaje de una plenum junto a sus dimensiones para calcular luego la atenuación.

$$L = 4m \quad W = 2m \quad H = 2m \quad L_0 = 2m$$



Montaje del extractor en la cámara plenum. Vistas desde el interior y vista de corte.
Figura 8.5.

El cálculo de la atenuación se realizará mediante un software para el diseño de filtros desarrollado como proyecto de tesis por el actual Ingeniero Acústico Walter Velásquez [13].

Según este programa, la pérdida de transmisión (AT) lograda por la cámara es presentada como una curva de atenuación (ecuación 7.0) en función de la frecuencia, esto debido a la absorción lograda por el material que se haya considerado para el revestimiento. En este caso el material considerado por el programa es lana mineral de 10 cm de espesor cuyos coeficientes de absorción se muestran en la tabla 5. De esta manera el programa tiene sólo como variables las dimensiones de la cámara.

Material	Frecuencia (Hz)					
	125	250	500	1000	2000	4000
Lana mineral (10cm)	0.42	0.66	0.73	0.74	0.76	0.79

Tabla 5. (Ref. 9)

La atenuación obtenida para cada banda de frecuencia entre los 125Hz y 4KHz será un nivel a restar al espectro del ruido de entrada. En general, se considerará como ruido de entrada a la cámara el emitido actualmente por el extractor y cuyo espectro conocemos de las mediciones realizadas en terreno a 2m del él. Los niveles de presión de salida (atenuados) se supondrán medidos en este mismo punto (ver figura 8.5).

Como los nuevos niveles atenuados estarán dados en dB, para cada banda de octava se realizará el proceso de corrección para el cambio a la ponderación A. Finalmente se hará la suma energética en el rango de frecuencias mencionado anteriormente y se considerará éste como nivel de presión sonora de salida.

Se evaluará la efectividad de la cámara a través del parámetro conocido como pérdida por inserción (L_I) el cual es básicamente la diferencia lograda en un punto antes (L_{antes}) y después ($L_{después}$) de la aplicación de este tipo de silenciador.

$$L_I = L_{antes} - L_{después}$$

Para tener una visión del ambiente acústico a lo largo del recinto a partir de este nuevo nivel, que es el de salida de la cámara plenum, se considera calcular nuevamente una potencia acústica tomando como referencia este nuevo valor y utilizando el análisis expuesto anteriormente sobre potencia emitida hacia el interior.

Como cada extractor posee una cámara plenum, la salida de ellas mantendrá una configuración de niveles de presión en el recinto semejantes a los obtenidos cuando estaban sin ella. De esta manera, el procedimiento para tener una visión del ambiente acústico, se asemeja al realizado para el análisis de la primera solución, es decir, se puede predecir utilizando la ecuación 6.11, el nivel de presión sonora a distintas distancias desde la fuente en la cual el único parámetro a cambiar es la nueva potencia acústica obtenida según la salida de la cámara. La constante del recinto es la que existe en la actualidad y que se calculó como 191 m² Sabine.

Observaciones: Es necesario recordar una posible aparición de ruido aerodinámico (fittings) generado por la corriente de aire en los codos de la cámara; esto ocurre generalmente a altas velocidades de flujo, aproximadamente 10m/s [10] y en ductos de gran longitud. Considerando

que las fuentes son extractores y que existe una cantidad suficiente de ellos como para mover el volumen de aire requeridos según los cambios / hora, la velocidad del caudal que pasaría por cada cámara plenum sería inferior al valor límite antes mencionado.

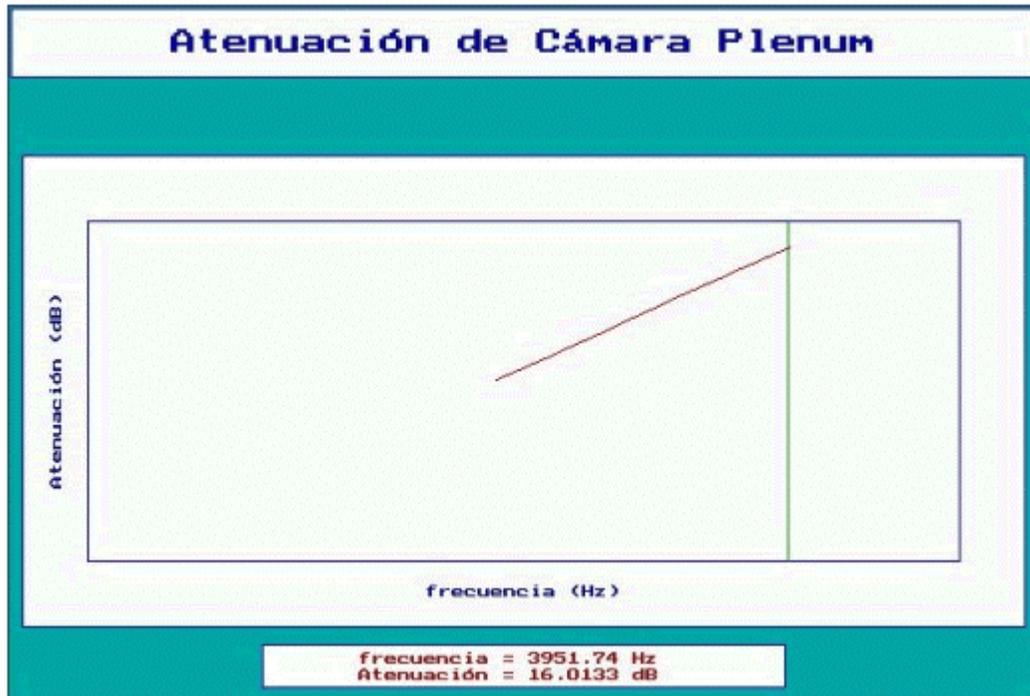
Es importante mencionar que todo el análisis es realizado bajo el supuesto de que no existen pérdidas de carga significativas en el flujo, asociadas a la cámara plenum, que hagan variar las condiciones iniciales del sistema de extracción (caudal) la que de lo contrario generaría un aumento en el nivel de potencia sonora debido al desplazamiento del punto de operación normal del ventilador, según la teoría desarrollada en el punto 4.4. De lo contrario, si se quisiera hacer un análisis más exhaustivo en cuanto a las pérdidas de carga en el flujo y cómo éstas se ven reflejadas en el nivel de potencia sonora se puede recurrir al *anexo 1* que trata acerca de las pérdidas y llevar estos datos a la *figura 4.3* (curva característica de un extractor en particular) para saber cual es el caudal extraído según estas pérdidas. La *ecuación 4.1* se puede utilizar para saber a cuánto se debe aumentar la velocidad de rotación (rpm) para mantener el caudal original. Con la *ecuación 4.3* se puede saber en qué proporción aumenta la potencia de accionamiento y ver que el motor sea capaz de tal aumento para obtener los caudales normales de extracción. Finalmente, con la ecuación 4.4 se puede obtener el nivel de potencia sonora conocidos los parámetros anteriores.

Resultados

Cámara Plenum y Atenuación

Ecuación para la atenuación de una cámara Plenum:

$$AT = -10 \text{Log} \left[S_{sal} \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1}{R} \right) \right]$$



Curva de atenuación de la cámara plenum (dada por el programa).

Figura 8.6.

Los niveles de atenuación específicos dados por esta curva se pueden ver en la tabla 6

La siguiente figura compara el espectro de la fuente sobre un mismo punto en su situación actual y luego de colocarla en una plenum.

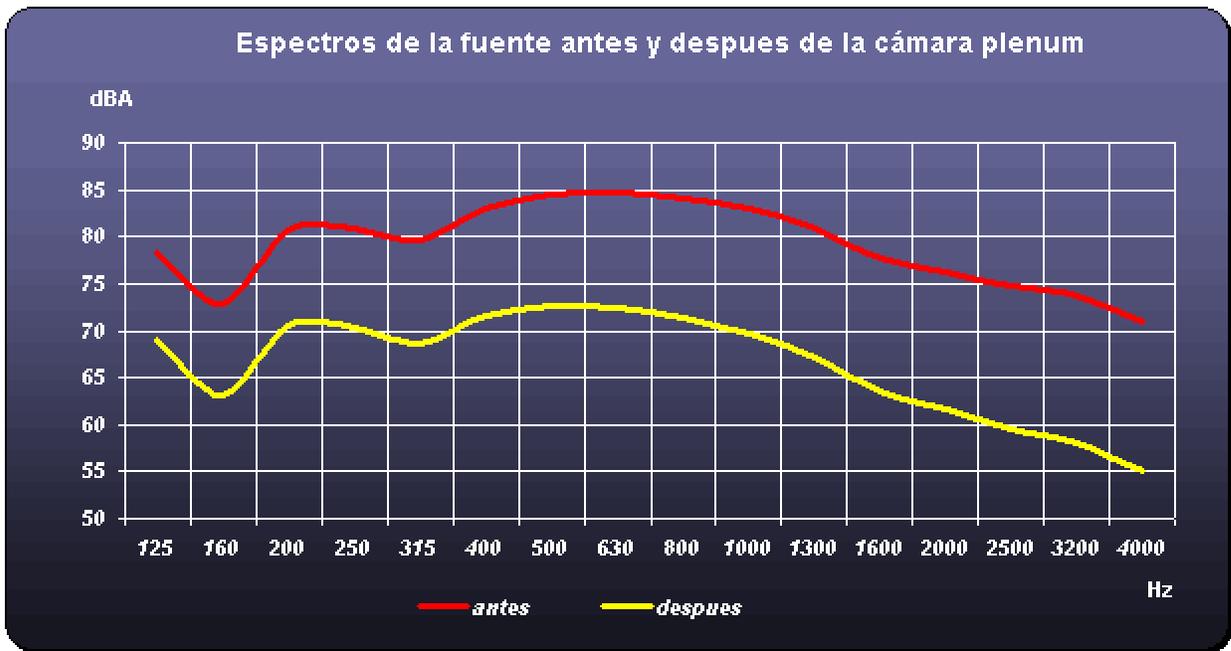


Figura 8.7. Espectros comparativos de ruido emitido a 2m de la fuente, sin cámara plenum (curva roja) y con cámara plenum (curva amarilla).

A continuación se muestra una tabla de valores asociados al gráfico anterior junto a la suma energética sobre las bandas consideradas por la curva de atenuación.

<i>Frecuencia (Hz)</i>	<i>Situación actual (dBA)</i>	<i>Con cámara Plenum (dBA)</i>	<i>Atenuación (dB)</i>
125	78,3	69,1	9,2
160	72,9	63,2	9,7
200	80,6	70,5	10,1
250	81,0	70,4	10,6
315	79,6	68,6	11,0
400	83,0	71,6	11,4
500	84,5	72,6	11,9
630	84,7	72,4	12,3
800	84,1	71,3	12,8
1000	83,0	69,7	13,3
1300	80,9	67,2	13,7
1600	77,7	63,5	14,2

2000	76,2	61,6	14,6
2500	74,7	59,6	15,1
3200	73,6	58,1	15,5
4000	71,0	55,0	16,0
Suma energética	92,9	80,9	

Tabla 6

La pérdida por inserción es la siguiente:

$$L_I = L_{antes} - L_{después} = (92,9 - 80,9) \text{ dBA}$$

$$L_I = 12 \text{ dBA}$$

Acústica al interior del edificio

Utilizando la ecuación 6.12, y según el nivel de salida de la cámara $L_{después} = 80,9 \text{ dBA}$:

$$W_a = 0,002 \text{ watt}$$

Por lo tanto, la ecuación que aproximaría el ambiente acústico bajo esta alternativa de solución es la siguiente:

$$NPS = 10\text{Log}(0,002) + 120 + 10\text{Log}\left(\frac{1}{2\pi r} + \frac{4}{191}\right) \text{ dBA}$$

La siguiente figura muestra el decaimiento del nivel de presión con la distancia desde el eje de la fuente dado por la ecuación anterior y se compara con el decaimiento existente en la actualidad:

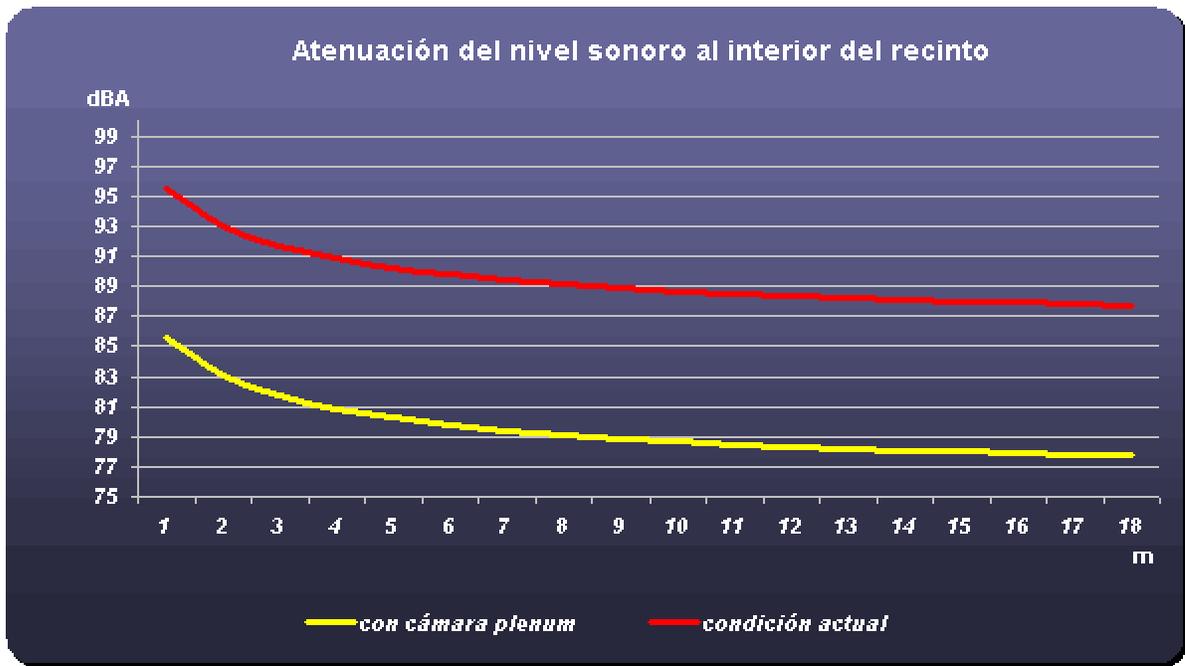


Figura 8.8. Gráfico comparativo de la atenuación dada por la cámara plenum y la distancia desde la fuente.

En la tabla 7 se pueden comparar con detalle los niveles de presión actuales y los teóricos tras el posible montaje de los extractores sobre una cámara plenum.

<i>Distancia (m)</i>	<i>Situación actual (dB(A))</i>	<i>Con cámara plenum (dB(A))</i>
1	95,6	85,6
2	93,0	83,0
3	91,7	81,7
4	90,8	80,8
5	90,2	80,2
6	89,8	79,8
7	89,4	79,4
8	89,1	79,1
9	88,9	78,9
10	88,7	78,7
11	88,5	78,5
12	88,4	78,4

13	88,2	78,2
14	88,1	78,1
15	88,0	78,0
16	87,9	77,9
17	87,8	77,8
18	87,8	77,8

Tabla 7

Montaje Elástico [6][4]

En este punto se sugiere un tipo de montaje que proporcione aislamiento de las vibraciones producidas por el motor-extractor hacia la estructura sobre la cual está montada (cámara plenum). El aislar desde el origen hará que se reduzca la vibración que pudiera acrecentarse en el camino. De la misma manera, se puede reducir esta vibración separando la estructura de la plenum de la del edificio uniéndolas mediante fuelles, los cuales servirán para dirigir el flujo, como se observó en el montaje de la figura 8.5.

En general, todas las vibraciones ocasionadas por la mecánica del motor (desalineaciones, desequilibrios, rodamientos, etc.) poseen frecuencias de vibración proporcionales a la velocidad de giro (rpm) que son transmitidas hacia la estructura si el sistema motor-extractor no se encuentra montado de manera apropiada, es esta una de las razones por la cual se elige a la velocidad de rotación (rpm) como límite inferior al momento de escoger aisladores.

Aislamiento hacia la cámara plenum

Se analizará el caso de vibración generada en cada revolución dada por el sistema motor-extractor hacia la estructura de la cámara.

En todo este análisis se hace la suposición de que sólo existe vibración radial (vertical) o que ésta es la que presenta las más altas amplitudes de vibración en comparación con la vibración axial, lo que convierte a este problema en un sistema de un grado de libertad. Esto para mostrar en forma práctica los fundamentos del aislamiento de vibraciones. En la práctica esto es más

complejo, ya que según sea el problema que causa la vibración puede que se alcancen niveles de vibración importantes en otros ejes.

El proceso práctico para la elección de un dispositivo que aisle de la cámara plenum las vibraciones originadas por este sistema se basa en la teoría de la deflexión estática vista en el punto 4.5.1. Este método dice que una vez conocida la velocidad de rotación del extractor en rpm y escogido el porcentaje de transmisión se hace uso de la figura 4.7 la cual presenta, según estos datos, la deflexión estática que debiera lograr el dispositivo en cuestión. Este análisis no considera la amortiguación debido a que se utilizan resortes como soporte elástico, en los cuales la característica de amortiguación interna es pequeña. Si se considerara un soporte de caucho o goma como aislador se estaría otorgando amortiguación al sistema, lo cual haría disminuir la amplitud de la vibración al momento de pasar por la frecuencia de resonancia en el arranque o la detención del motor, pero como efecto negativo se disminuiría la aislación para frecuencias superiores a la de resonancia. Según esto, y considerando que la mayor parte del tiempo éste pasa en condiciones de operación, se despreciará la amortiguación y se sugerirán resortes helicoidales como apoyos al extractor.

El resorte a utilizar (dependiendo de k) se puede encontrar calculando el peso que se soportará en cada apoyo y la deflexión estática obtenida del análisis anterior, de esta forma:

$$k = \frac{mg}{\delta}$$

Generalmente los fabricantes simplifican estos cálculos presentando, a través de catálogos, el tipo de resorte, la carga a soportar en cada apoyo y la deflexión estática obtenida quedando implícita la rigidez (k) de cada dispositivo.

Finalmente, para la suspensión superior del extractor, y debido a la compresión axial que existirá, se considera la misma cantidad de resortes y del mismo tipo que los existentes en la parte inferior, distribuidos de la misma manera, para lograr estabilidad (ver figuras 8.10 y 8.11).

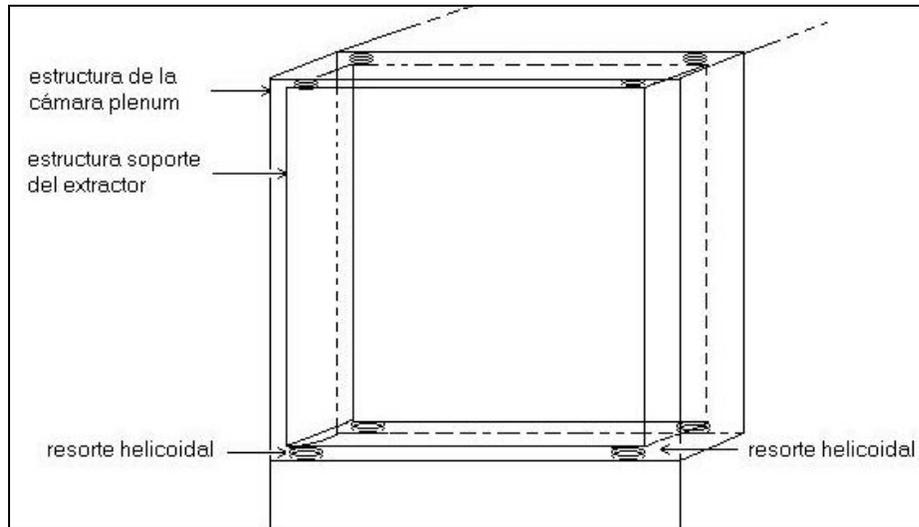


Figura 8.10. Montaje elástico entre la estructura de la plenum y la estructura soporte del extractor; para la reducción de vibración vertical producido por el motor extractor.

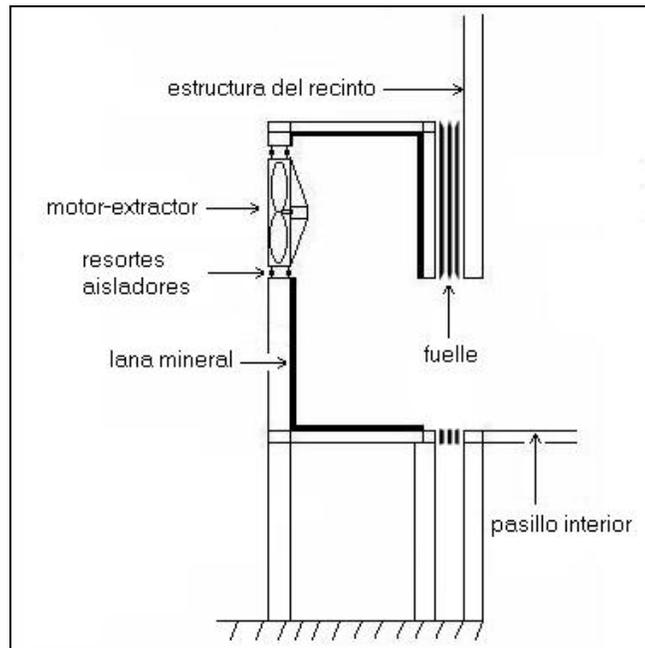


Figura 8.11. Vista de corte del montaje elástico

8.1.2.3 Comparación entre alternativas de solución

La siguiente figura muestra el resultado de las soluciones propuestas:

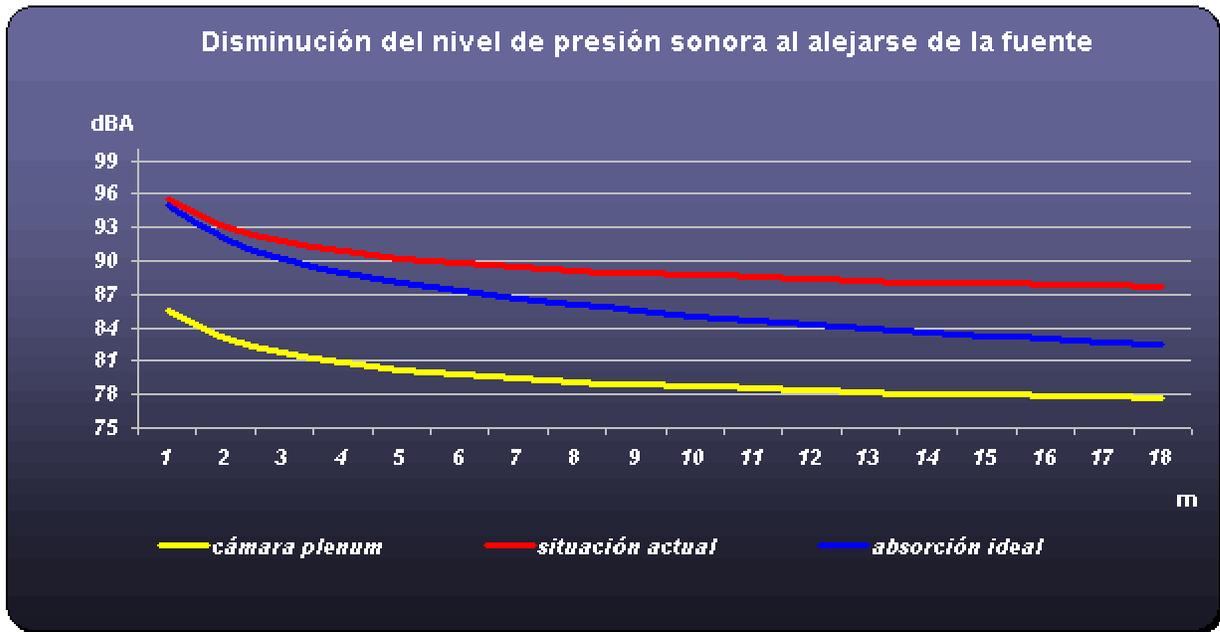


Figura 8.9. Gráfico comparativo de las soluciones propuestas para la disminución del nivel sonoro al interior del edificio de Electro-Obtención.

<i>Distancia (m)</i>	<i>Situación actual (dBA)l</i>	<i>Absorción ideal (dBA)</i>	<i>Con cámara Plenum (dBA)</i>
1	95,6	95,0	85,6
2	93,0	92,0	83,0
3	91,7	90,3	81,7
4	90,8	89,0	80,8
5	90,2	88,0	80,2
6	89,8	87,2	79,8
7	89,4	86,6	79,4
8	89,1	86,0	79,1
9	88,9	85,5	78,9
10	88,7	85,0	78,7
11	88,5	84,6	78,5
12	88,4	84,2	78,4
13	88,2	83,9	78,2
14	88,1	83,6	78,1
15	88,0	83,3	78,0
16	87,9	83,0	77,9
17	87,8	82,7	77,8
18	87,8	82,5	77,8

Tabla 8

9 CONCLUSIONES

- Se han revisado aspectos específicos en cuanto a ventiladores y control de ruido para poder ser aplicados de manera directa a la problemática presentada. Los niveles obtenidos son sólo teóricos. En la práctica estos debieran diferir, pero no de gran manera, particularmente en la solución presentada como cámara plenum debido al material absorbente a utilizar y a las dimensiones, que en la práctica no serán precisas .
- Con la alternativa de aumentar la absorción hasta el nivel ideal se estaría actuando principalmente sobre la energía del campo reverberante, logrando una atenuación de entre 3 y 5 dBA según la posición en este campo, con lo cual se logra que la distancia límite desde la fuente para la cual se cumple el L_{eq} A dado por la norma es de 10m (ver tabla 8), es decir, las personas ubicadas a menos de 10m desde la fuente no podrán permanecer la jornada laboral completa, sólo lo podrán hacer los tiempos determinados por el D.S N° 594 según el L_{eq} al que estén expuestos (sin protección auditiva). Por lo tanto esta medida hace aumentar el área de trabajo en ambiente no nocivo a poco menos del 50% del área total. Si se considera que en la actualidad este nivel no se alcanza para ningún punto dentro del área de estudio esta es una alternativa a considerar, con la salvedad de que para absorciones reales los niveles de atenuación serán inferiores a los obtenidos.
- La segunda propuesta de solución, aplicada directamente sobre la fuente, permite disminuir el nivel de presión sonora de forma selectiva, justo sobre las frecuencias donde el oído es más sensible, debido a las dimensiones de la cámara, lo que trae consigo una notable disminución de energía. Con esta alternativa se disminuye, para la banda de 125Hz a 4000Hz, aproximadamente 12 dBA en la salida de la cámara plenum, es decir, sobre la pasarela mas cercana a los extractores. Por lo tanto, y según la ecuación utilizada como modelo del ambiente acústico, el área de trabajo aumenta casi en un 100%, debido a que los niveles están bajo los 85 dBA desde los 2m de la fuente (ver tabla 8). Aquí la potencia emitida es la décima parte de la que se considera en la actualidad, esto según la medición indirecta de la potencia en base al nivel de salida emitida por la banda

de 125Hz a 4KHz. Esto reduce a 10dBA los niveles originales de presión sonora sobre cada punto.

- Se puede ver que aún aumentando la absorción al máximo (con $\alpha = 1$) se obtiene una atenuación notoriamente inferior a la alternativa de la cámara plenum, lo que implica que si se aumentara la absorción a niveles reales, suspendiendo desde el techo o adosando a las paredes paneles absorbentes, se estaría incurriendo en gastos significativos para una disminución inferior a los 5 dBA.
- Según los objetivos planteados al comienzo del trabajo, se puede decir que la mejor alternativa de solución para un control de ruido, por el hecho de ser más efectivo, es la cámara plenum para cada uno de los extractores, ya que se logra atenuar una gran cantidad de energía proveniente del sonido directo, la cual llega en la actualidad hasta aproximadamente los 8m de la fuente. Con esta medida paliativa los niveles bajan notablemente sobre cualquier punto en comparación con un tratamiento absorbente idealizado. Esta diferencia aumentaría si se llevara el tratamiento de la absorción a niveles reales.

De las Vibraciones

- Será evidente la transmisión de vibraciones a través de la estructura si no se cuenta con un tratamiento específico en este ámbito.
- Como medida básica de aislamiento vibratorio se ha presentado la separación estructural de la cámara plenum del recinto, minimizando con esto la transmisión hacia una superficie mayor. El montaje elástico añadido actuará, principalmente, sobre la cámara plenum, minimizando el ruido estructural. Se debe procurar una buena elección de los aisladores para garantizar estabilidad del sistema motor-extractor.

- En definitiva, se ha presentado aquí sólo una recomendación en cuanto a aislación vibratoria, orientando y reduciendo su análisis a un montaje acorde a una de las soluciones del control de ruido, y pensando que éstas son causa, principalmente, del funcionamiento continuo del sistema motor-extractor. Para tener una solución específica se hace necesario contar con información tanto del origen como de la medida de las vibraciones.

10 BIBLIOGRAFIA

- [1] Mataix, Claudio. “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas”. Editorial Del Castillo, S.A. Madrid, 1991.
- [2] “Curso de Higiene Industrial”. Instituto de Salud Pública, Dpto. de Salud Ocupacional.
- [3] “Manual de Higiene Industrial”. Fundación MAPFRE. Editorial MAPFRE S.A., Madrid, 1991.
- [4] Samir, N. Y. Gerges. “Ruido: Fundamentos y Control”. Universidad Federal de Santa Catarina. Florianópolis, Brasil.
- [5] Molina, Marcelo R. “Predicción de niveles de ruido que emitirá un sistema de aire acondicionado en sala de máquinas y salas críticas inmediatas”. Tesis de Ingeniería Acústica, Universidad Austral de Chile, Valdivia, 1993.
- [6] Soler-Palau, fabricantes de ventiladores: http://www.soler-palau.com/index_fichas.html.
- [7] Miyara, Federico. “Control de Ruido”. En “*Jornadas Internacionales Multidisciplinarias sobre Violencia Acústica*”. Editorial ASOLOFAL. Rosario, 2000.
- [8] “Manual de aislamiento en la industria”, *Amortiguamiento del ruido transmitido por vía sólida*. <http://www.isover.net/asesoría/manuales/industria/03.06.113117.pdf>
- [9] Sommerhoff Hyde, Jorge. “Acústica de Locales: acondicionamiento interior de salas”. Universidad Austral de Chile, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Valdivia, 1989.
- [10] Clasing J., Oscar L. “Control de Ruido en sistemas de ventilación y experiencia con Cámara Plenum”. Tesis de Ingeniería Acústica, Universidad Austral de Chile, Valdivia, 1998.
- [11] Streeter, Víctor; Wylie, E. Benjamin. “Mecánica de los Fluidos”. Mc Graw-Hill, 1997.
- [12] Giles, Ranald V. “Teoría y Problemas de Mecánica de Fluidos e Hidráulica”. Mc Graw-Hill, Panamá, 1969.
- [13] Velásquez, Walter A. “Software para graficar respuesta de filtros acústicos reactivos”. Tesis de Ingeniería Acústica, Universidad Austral de Chile, Valdivia, 1997.

11 AGRADECIMIENTOS

En esta parte de mi trabajo quiero agradecer de todo corazón a mis padres: Pedro y Magaly, que me brindaron con su apoyo constante, comprensión y paciencia, las fuerzas necesarias para creer en mí y poder avanzar en los momentos difíciles. A Mauricio y Sebastián, mis queridos hermanos, que con la generosidad de abstenerse de mucho y con la alegría de regalarme esos sacrificios dieron la inspiración y el motivo máximo para alcanzar esta meta.

En segundo lugar quisiera agradecer también a mi familia que, directa o indirectamente, creyó en mí y me brindó su apoyo durante toda mi carrera, principalmente a mis abuelos que soñaron con ver este momento y que no pueden compartirlo conmigo ahora.

A mis profesores en general, pilares fundamentales en el conocimiento que ahora tengo. Y finalmente y de manera muy especial a Don Jorge Sommerhoff, que gracias a su paciencia y constante ayuda hicieron de este trabajo una realidad.

ANEXO 1

CARACTERISTICAS ASOCIADAS AL FLUJO

Ecuación de Bernoulli

Un parámetro importante en todo sistema de ventilación es el asociado a las pérdidas que se tienen a lo largo del recorrido del fluido. Para tener una visión general de lo que significan estas pérdidas es necesario referirnos a Bernoulli y su ecuación de la energía [11].

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \quad (1)$$

Esta ecuación hace referencia a la conservación de la energía que es capaz de transmitir un fluido determinado al trasladarse de un punto inicial a otro siguiente, en un período de tiempo determinado y sin roce.

Al multiplicar esta ecuación por ρ (densidad del gas) se obtiene una expresión que es mas apropiada para su aplicación a los gases [1]:

$$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} + \gamma \cdot z_1 = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + \gamma \cdot z_2 \quad (2)$$

donde,

p_1, p_2 : presión estática en dos puntos distintos de la misma línea de flujo [Pa]

$\rho \frac{v_1^2}{2}, \rho \frac{v_2^2}{2}$: presión dinámica en dos puntos de la línea de flujo [Pa]

$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2}$: presión total en el punto 1 [Pa]

γz_1 : equivalente en presión de la energía de posición en el punto 1

$\rho g = \gamma$: peso específico (N/m³)

De esta expresión $\gamma \cdot z$ se puede despreciar, siempre y cuando los cambios de altura sean inferiores a los 100m [6].

A continuación se desarrollará de forma breve la aproximación de la ecuación de energía a un sistema real, en donde el roce ya no se puede despreciar.

Pérdidas de carga [12][2]

En la práctica, todo sistema de ventilación o de extracción sufre pérdidas en su camino, ya sea debido a fittings o bien a la extensión de los ductos. Por esta razón se hace necesario estudiar, cuando las dimensiones del sistema de ventilación son grandes, el tipo de pérdidas de flujo y la forma de cuantificarlo, de esta manera cualquier solución a implementar en cuanto a ruido en un sistema considerará las limitaciones tanto de potencia del motor como de la eficiencia del ventilador.

Tipos de pérdida

Ahora bien, como ya se dijo anteriormente, en la realidad existen pérdidas (h_l) en el trayecto del fluido las cuales en la ecuación quedan representadas de la siguiente manera [11]:

$$p_1 + \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} - h_l = p_2 + \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} \quad (3)$$

Las pérdidas en los ductos se reflejan en cambios en la velocidad del flujo, por esta razón, en las ecuaciones que las cuantifican se escriben como proporcionales a la presión dinámica.

Todo circuito de ventilación se caracteriza por tener pérdidas de carga en [2]:

- pérdidas en la entrada del sistema
- pérdidas en los ductos rectos (largos tramos)
- pérdidas en ductos curvos (codos en general)

- pérdidas en expansiones y reducciones

En general, estas pérdidas se pueden dividir en [2]:

- a. Pérdidas por rozamiento
- b. Pérdidas singulares o dinámicas

En ocasiones, cuando la longitud del sistema de extracción o ventilación es significativo, las pérdidas dinámicas suelen ser despreciables en comparación con las pérdidas por rozamiento, las cuales se producen por el contacto del fluido con las paredes del conducto. Por el contrario, en ductos cortos las pérdidas dinámicas suelen superar ampliamente a las de rozamiento. En virtud a esta observación, y considerando que para una posible solución que se pretenderá analizar en este trabajo la longitud del ducto es despreciable, se hará sólo una referencia a las pérdidas singulares o dinámicas.

b. Pérdidas singulares o dinámicas

Se producen debido a cambios en la dirección del flujo o turbulencias en la entrada a un conducto, asociados principalmente a codos y cambios de sección, donde la velocidad del flujo se ve alterada.

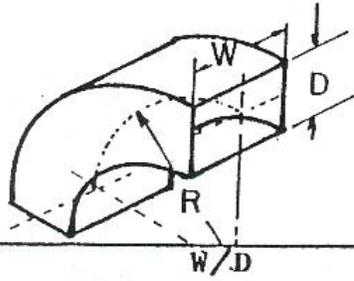
Esta pérdida de carga se puede calcular a través de la siguiente ecuación [12]:

$$h_s = k \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (4)$$

Generalmente las presiones en ventilación son expresadas en mm. c.a, para lo cual es necesario transformar estas pérdidas a las unidades apropiadas.

El valor de k depende del accesorio (codo, te, ensanchamiento, etc.) que posea el conducto. En la tabla 1.1 se muestra el valor de la constante k según la forma y la relación existente entre las dimensiones de un tipo de codos.

CODO RECTANGULAR



R/D	W/D					
	0,25	0,5	1	2	3	4
0,0	1,50	1,32	1,15	1,04	0,92	0,86
0,5	1,36	1,21	1,05	0,95	0,84	0,79
1,0	0,45	0,28	0,21	0,21	0,20	0,19
1,5	0,28	0,18	0,13	0,13	0,12	0,12
2,0	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10
3,0	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10

Tabla 1.1. (Ref. 2)

ANEXO 2

ATENUACION EN UNA CAMARA PLENUM SIMPLE [7]

Para demostrar la atenuación lograda por una cámara plenum se recurrirá a la teoría de la acústica de recintos. Se supondrá primero una distribución difusa de la energía al interior de la cámara.

Como metodología se calculará la intensidad acústica a la salida de la plenum en función de la potencia entrante (W_{in}) y a partir de ésta la potencia de salida (W_{out}).

La atenuación estará dada por la siguiente expresión:

$$AT = 10 \text{Log} \left(\frac{W_{in}}{W_{out}} \right)$$

La siguiente ecuación representa la intensidad sonora para un campo difuso:

$$I = \frac{p^2}{4\rho_0 c} \quad (1)$$

Recordando una expresión para la presión cuadrática media (p^2) de la acústica de recintos se tiene:

$$p^2 = \rho_0 c W \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{\bar{\alpha} S} \right) \quad (2)$$

Rescribiremos la intensidad de la expresión (1) considerando la relación de la presión cuadrática media según la potencia entrante. De la expresión (2), S será la superficie interior de la plenum (S_{plen}); Q será 8 debido a que el orificio de entrada se encuentra en una esquina; y d será la distancia entre la entrada y la salida de la cámara (ver figura 1).

$$I = \left(\frac{1}{2\pi d^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S_{plen}} \right) W_{in} \quad (3)$$

Para calcular la potencia a la salida sólo basta con multiplicar la superficie de salida (S_{sal}) por la componente de cada campo (directo y reverberante) de la intensidad sonora, según la ecuación (3). Como la componente reverberante de la intensidad “ve” la totalidad del área de salida basta la multiplicación entre ambas para obtener la potencia. Caso distinto es la que se refiere a la componente directa de la intensidad, ésta sólo “ve” parte del área de salida, específicamente $S_{sal} \cos \theta$.

Por lo tanto la atenuación estará dada por la siguiente expresión:

$$AT = -10 \text{Log} \left[S_{sal} \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S_{plen}} \right) \right]$$

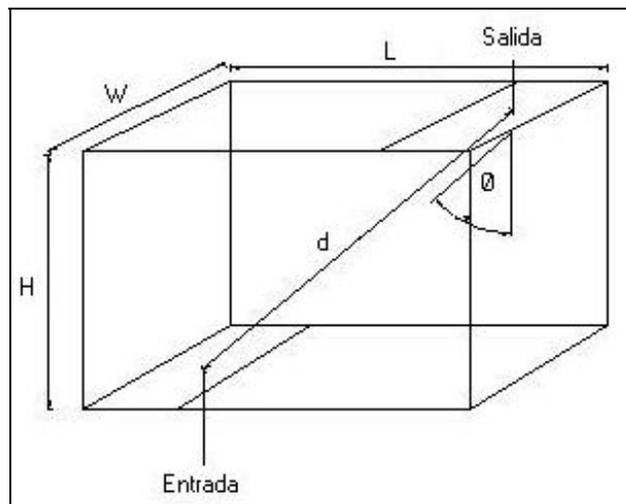


Figura 1

ANEXO 3

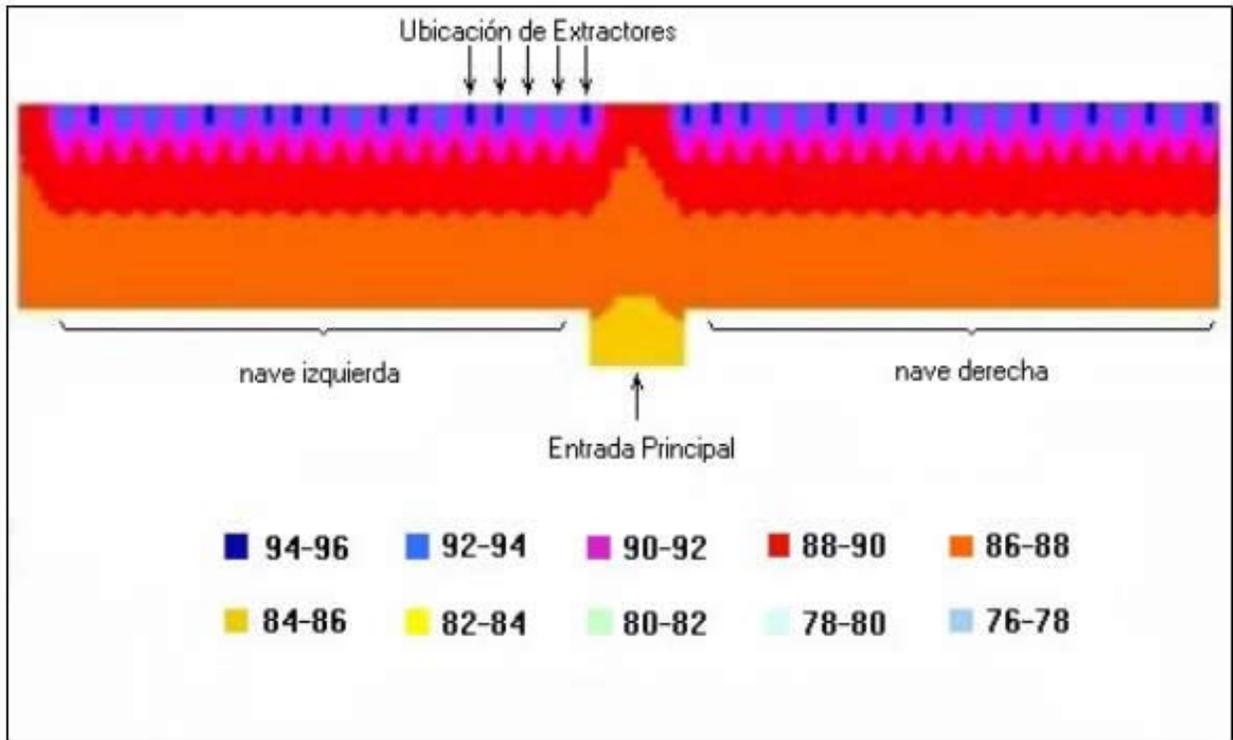


Figura 1.0

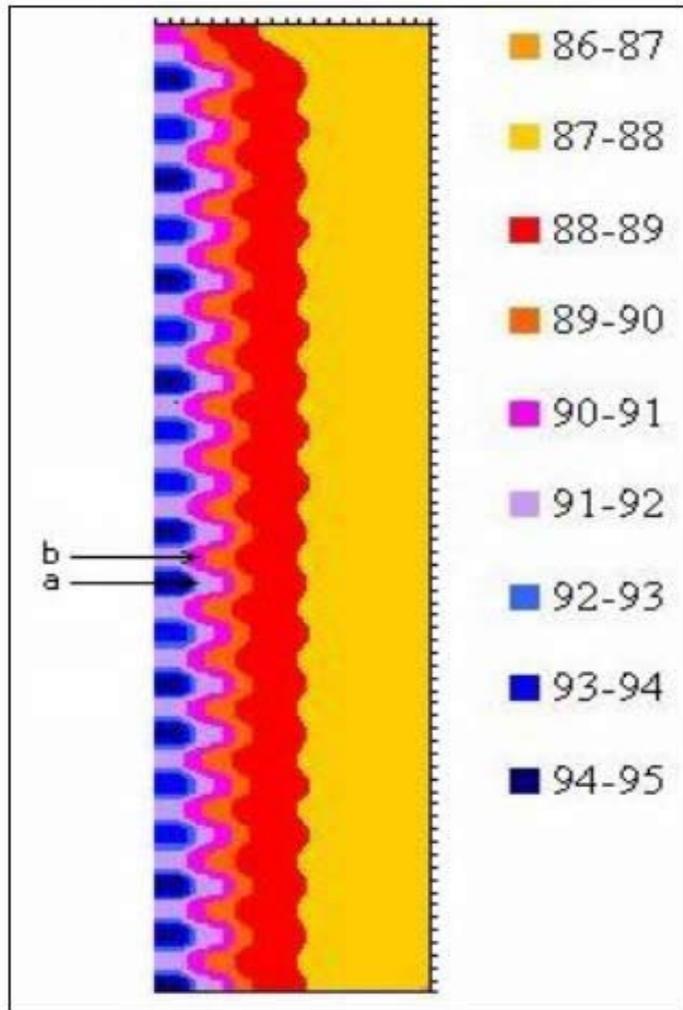


Figura 1.1

ANEXO 4

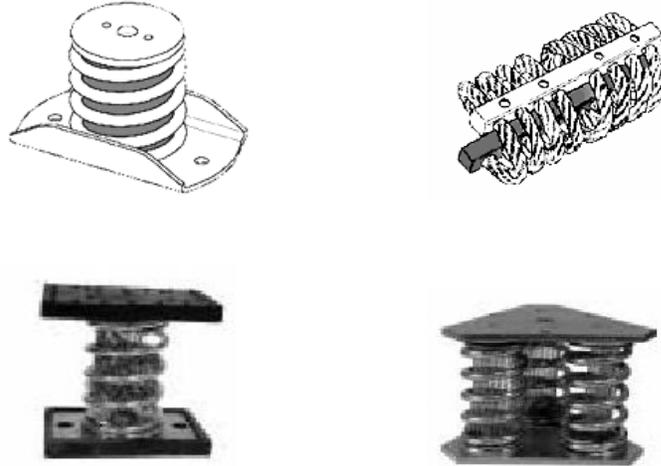


Figura 1.0. Aisladores metálicos



Figura 1.1. Aisladores elastómeros



Figura 1.2. Aisladores tipo unión flexible