

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**CONTROL DEL RUIDO GENERADO POR UN COMPRESOR DE AIRE
RECIPROCANTE**

Presentado ante la ilustre Universidad
Central de Venezuela por los bachilleres:

Aumaitre G., Manuel A.

Lugo R., José I.

Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas, Mayo de 2015

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**CONTROL DEL RUIDO GENERADO POR UN COMPRESOR DE AIRE
RECIPROCANTE**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Simón Hernández

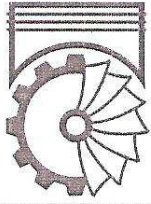
Presentado ante la ilustre Universidad
Central de Venezuela por los bachilleres:

Aumaitre G., Manuel A.

Lugo R., José I.

Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas, Mayo de 2015



Facultad de Ingeniería
INGENIERIA MECÁNICA
Universidad Central de Venezuela
DEPARTAMENTO DE AUTOMÁTICA



Caracas, 09 de Junio 2015

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el (los) bachiller (es):

MANUEL AUMAITRE
JOSE LUGO


Titulado:

**“CONTROL DEL RUIDO GENERADO POR UN
COMPRESOR DE AIRE RECIPROCANTE”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Juan García
Jurado


Prof. Jorge Barillas
Jurado


Prof. Simón Hernández
Tutor

DEDICATORIA

A mis padres Ygor Aumaitre y María Guinand por ser mi soporte y alentarme en cada paso del camino. A mis hermanos Ygor J. Aumaitre y Anahí Aumaitre por su apoyo incondicional, sincero y siempre constante en todas las decisiones y aspectos de mi vida profesional y personal.

A mis compañeros y estimados colegas Carlos Centeno, Eduardo Palacios, José Ángel Labori, José Ramón Pérez, Luis Bello, José Lugo, Juan González, Ramsés Hernández, Manuel García y Víctor Vieira; sin su ayuda y ánimo el trayecto hubiese sido más difícil.

A todos mis profesores de la carrera de Ingeniería Mecánica, en especial a Simón Hernández, José Barriola, Crisanto Villalobos, César Cárdenas y Rafael D' Andrea. Su labor en la escuela y en mí como estudiante, me ha permitido entender la Ingeniería desde otra perspectiva.

Finalmente, a todas las personas que directa o indirectamente han colaborado para que este proyecto se haya cristalizado y haya cumplido con los objetivos propuestos.

Manuel Aumaitre.

A mis padres Ignacio Lugo y Teresa Rivas por su comprensión y cariño; con el que siempre me ayudaron, convirtiéndose así, en pilar fundamental para el desarrollo de mi carrera universitaria y para la elaboración de este trabajo.

A mis hermanos por brindarme su apoyo incondicional y motivarme a que sí lo podía lograr, en especial a mi hermano José M. Lugo, por ser ese amigo que me escuchaba en cada momento difícil de la carrera y me sabía dar un buen consejo.

A mi abuela María Rojas, por quererme y apoyarme siempre, esto también se lo debo a usted.

A todos mis familiares y amigos por compartir conmigo los buenos y malos momentos, y que de una u otra forma me han ayudado a seguir adelante. A todos ustedes, ¡Gracias!

José Lugo.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar a Dios Todo Poderoso por habernos acompañado y guiado a lo largo de nuestra carrera, por ser nuestra fortaleza en los momentos de debilidad y por brindarnos una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo felicidad.

A la ilustre Universidad Central de Venezuela por dejarnos formar parte de ella y abrirnos sus puertas para acogernos en su seno científico. Nos permitió poder estudiar nuestra carrera y vivir innumerables experiencias, tanto académicas como personales, dándonos la oportunidad de formarnos como profesionales íntegros.

A nuestro tutor el Prof. Simón Hernández, por brindarnos la oportunidad de recurrir a su capacidad, conocimiento y excelente calidad humana y su paciencia al guiarnos durante el desarrollo de este proyecto.

A los profesores Hans García y Jorge Barillas, por asesorarnos ante cualquier interrogante y sugerirnos la mejor solución a diferentes inconvenientes que se presentaron durante el desarrollo de este trabajo.

A Ramsés Hernández y Wendy Racines, por su inmensa ayuda en la construcción de los planos e isometrías de los equipos y la organización de contenido y numeración de todo el trabajo. Sin ustedes este proyecto no tendría la calidad que merece.

A los técnicos del Laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, por compartir sus conocimientos, además de la enorme colaboración y disposición que siempre obtuvimos de ellos al momento de realizar las encuestas y consultas técnicas.

A la Lic. Marisela Segura, encargada de la Biblioteca de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, por su apoyo, consejos y correcciones desde el punto de vista metodológico y de formato.

A Oneida Gutiérrez, Hamyit Blanco, Rosa Aquino y María Teresa Rodríguez, por ser para nosotros imprescindibles aliadas en el proceso de coordinación y concertación de requisitos para la puesta en marcha y culminación del trabajo especial de grado.

A todos los profesores que nos brindaron sus conocimientos y experiencias con el fin de ayudarnos a impulsar nuestras capacidades y que día tras día apuestan por el futuro del país.

Para finalizar, también agradecemos a todos los que fueron nuestros compañeros de clases durante todos los niveles de Universidad, ya que gracias al compañerismo, amistad y apoyo moral han aportado en un alto porcentaje a nuestras ganas de seguir adelante, para cada día ser mejores profesionales y mejores personas.

RESUMEN

Aumaitre G., Manuel A.

Lugo R., José I.

CONTROL DEL RUIDO GENERADO POR UN COMPRESOR DE AIRE RECIPROCANTE

Tutor Académico: Prof. Simón Hernández. Tesis. Caracas, Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2015, 198 páginas.

Palabras clave: Diseño, Control de Ruido, Compresor Reciprocante, Normativa Vigente, Cámara de Absorción de Ruido.

El siguiente trabajo tiene por objetivo el diseño y la especificación técnica de una solución de control de ruido para el compresor recíprocante de aire IngerSoll Rand del laboratorio de máquinas térmicas de la Universidad Central de Venezuela. Para ello, se hizo una investigación bibliográfica de los principios fundamentales y las técnicas y prácticas más comunes para control de ruido industrial, a la vez que se hizo una revisión a la normativa vigente en Venezuela en materia de ruido ocupacional: La Norma COVENIN 1565:1995. Esto a fin de saber los niveles de ruido permisibles en lugares típicos con exigencias intelectuales o de concentración. El resultado de la investigación fue la construcción de una cámara de absorción de ruido hecha bajo configuración tipo sándwich con dos placas delgadas de yeso Durlock de 12 mm cada una y una placa gruesa de fibra de vidrio de 50 mm ubicada en el medio de las dos placas de yeso. Esta solución se encuentra a 25 cm de la fuente. La solución de control también contempla la disposición de tuberías y accesorios que permiten el buen desempeño del compresor dentro de la cámara, así como la realización de labores de mantenimiento y reparaciones eléctricas en caso de ser necesarias.

ABSTRACT

Aumaitre G., Manuel A.

Lugo R., José I.

NOISE CONTROL FOR A RECIPROCATING AIR COMPRESSOR

Academic Tutor: Prof. Simón Hernández. Thesis. Caracas, Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2015, 198 pages.

Keywords: Design, Noise Control, Reciprocating Compressor, Regulations, Noise Absorption Chamber.

The following written work aims to design and technical specification of a noise control solution for reciprocating air compressor Ingersoll Rand from the heat engines laboratory at the Central University of Venezuela. For this, a literature search of the fundamental principles and techniques and common practices for controlling industrial noise is made, while a revision was made to the regulations in force in Venezuela on occupational noise: The COVENIN 1565: 1995. All of this, in order to know the permissible noise levels in typical places with intellectual demands or concentration. The result of the investigation was the construction of a sound absorbing chamber made under a sandwich configuration with two thin gypsum Durlock of 12 mm each and a thick plate glass fiber of 50 mm located in the middle of the two plasterboard. This solution is 25 cm far from the source. Control solution also takes into a count the provision of pipes and accessories for the good performance of the compressor within the chamber as well as performing maintenance and electrical repairs if needed.

ÍNDICE GENERAL

ACTA.....	II
RESUMEN.....	VI
ABSTRACT.....	VII
LISTA DE FIGURAS	XIV
LISTA DE TABLAS	XVIII
LISTA DE APÉNDICES	XX
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS.....	XXII
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	4
1 FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	4
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	4
1.2 MOTIVACIÓN.....	7
1.3 OBJETIVOS	8
1.4 Objetivo General.....	8
1.5 Objetivos Específicos	8
1.6 JUSTIFICACIÓN	9
1.7 ALCANCES	10
1.8 LIMITACIONES.....	11
CAPÍTULO II	14
2 MARCO TEÓRICO.....	14
2.1 ANTECEDENTES	14
2.2 EL SONIDO	16
2.3 CARACTERÍSTICAS DEL SONIDO	17
2.3.1 Amplitud	17
2.3.2 Frecuencia.....	17
2.3.3 Período	18

2.3.4	Velocidad de propagación	18
2.3.5	Longitud de onda	19
2.3.6	Fase	19
2.4	PROPAGACIÓN DEL SONIDO	20
2.4.1	Modelos de propagación.....	21
2.4.1.1	Ondas planas	21
2.4.1.2	Ondas esféricas.....	21
2.4.2	Ondas Periódicas.....	22
2.4.3	Ondas aperiódicas	24
2.5	EL ESPECTRO SONORO	25
2.5.1	Teorema de muestreo de Nyquist-Shannon	29
2.6	INTENSIDAD SONORA.....	30
2.7	FENÓMENOS DEL SONIDO	31
2.7.1	Reflexión y transmisión.....	31
2.7.2	Absorción.....	32
2.7.3	Difracción	33
2.7.4	Presión Sonora	35
2.7.5	Reverberación	36
2.8	NIVELES SONOROS, ACEPTABILIDAD DE RUIDO Y CRITERIOS.	36
2.8.1	Nivel de presión sonora (NPS o SPL)	36
2.8.2	Nivel sonoro con ponderación A, B, C.....	36
2.8.3	Bandas frecuenciales más utilizadas.....	40
2.8.4	La necesidad de criterios.....	40
2.9	PROPIEDADES ACÚSTICAS	41
2.9.1	Nivel de poder sonoro (SWL).....	41
2.9.2	Índice de directividad.....	42
2.9.3	Coefficiente de absorción.....	43
2.9.4	Impedancia acústica.....	44

2.10	EL RUIDO	45
2.10.1	Definición de ruido	45
2.10.2	Clasificación del control del ruido.....	46
2.10.2.1	Control pasivo del ruido.....	47
2.10.2.1.1	Formas de control pasivo en la fuente	48
2.10.2.1.1.1	Diseño silencioso	48
2.10.2.1.1.2	Aislamiento de vibraciones	50
2.10.2.1.1.3	Encapsulamiento	51
2.10.2.1.2	Formas de control pasivo en el camino.....	51
2.10.2.1.2.1	Aislamiento	51
2.10.2.1.2.2	Barreras o pantallas protectoras (apantallamiento)	52
2.10.2.1.2.3	Filtrado acústico o crossover.....	52
2.10.2.1.3	Formas de control pasivo en el receptor	53
2.10.2.2	Control activo del ruido	54
2.10.2.2.1	Fundamentos del control activo de ruido	56
2.10.2.2.2	Funcionamiento del control activo de ruido.....	56
2.10.2.2.2.1	Sensor.....	57
2.10.2.2.2.2	Procesador	57
2.10.2.2.2.3	Emisor	58
2.10.2.2.3	Espacio	58
2.10.2.2.4	Métodos del control activo de ruido.....	59
2.10.2.2.4.1	Control de lazo abierto (feedforward).....	59
2.10.2.2.4.2	Control de lazo cerrado (feedback)	61
2.10.2.2.5	Aplicaciones de los sistemas de control activo	63
2.11	EFFECTOS DEL RUIDO SOBRE EL ORGANISMO.....	64
2.11.1	El oído humano.....	64
2.11.2	Anatomía.....	65
2.11.3	Mecanismo de audición	67

2.11.4	Consideraciones sobre el efecto del ruido en la audición.....	68
2.11.4.1	Exposición breve a ruidos de alta intensidad	68
2.11.4.2	Exposición prolongada.....	69
2.11.5	Caracteres clínicos	69
2.11.5.1	Desplazamiento transitorio del umbral	69
2.11.5.2	Sensibilidad al ruido.....	70
2.12	EFFECTOS DEL RUIDO SOBRE EL COMPORTAMIENTO	70
2.12.1	Molestias	71
2.12.2	Distracción y disminución de la eficiencia y del rendimiento.....	71
2.12.3	Fatiga	72
2.13	CONSIDERACIONES DEL RUIDO EN MAQUINARIAS	72
2.14	MATERIALES USADOS EN ACÚSTICA.....	73
2.14.1	Materiales absorbentes.....	73
2.14.1.1	Tipos de materiales en cuanto a su absorción	73
2.14.1.1.1	Materiales porosos	73
2.14.1.1.1.1	Materiales poroso - rígidos.....	76
2.14.1.1.1.2	Materiales poroso - elásticos.....	77
2.14.1.1.2	Materiales resonantes	77
2.14.1.1.3	Absorbentes en forma de panel o membrana	79
2.15	ANÁLISIS VIBRATORIO Y TRANSMISIBILIDAD.....	81
2.16	MARCO LEGAL.....	84
CAPÍTULO III:.....		89
3	MARCO METODOLÓGICO	89
3.1	ÁREA DE ESTUDIO	89
3.2	METODOLOGÍA UTILIZADA	90
3.2.1	Selección de puntos	90
3.2.2	Parámetros acústicos medidos	90
3.3	INSTRUMENTACIÓN UTILIZADA	93

3.4	CAMPAÑA DE MEDICIONES	93
3.4.1	Resultados de las mediciones	94
3.5	OTRAS MEDICIONES.....	105
CAPÍTULO IV		109
4	ANÁLISIS PRELIMINAR	109
4.1	INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS	109
4.1.1	Ruido ambiental.....	109
4.1.2	Ruido con el compresor encendido (Régimen transitorio)	110
4.1.3	Ruido con el compresor encendido (Régimen permanente).....	111
4.1.4	Espectro de frecuencia.....	111
4.2	ANÁLISIS TÉCNICO DE LAS POSIBLES SOLUCIONES.....	114
4.2.1	Control activo (feedforward y feedback) vs. Control pasivo (cámaras acústicas, resonadores, apantallamientos, entre otros).....	114
4.2.2	Control en la fuente vs. Control en el camino	115
4.3	ESCOGENCIA DE LA SOLUCIÓN DE CONTROL.....	117
CAPITULO V		119
5	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA	119
5.1	DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCIÓN.....	119
5.1.1	Análisis vibratorio y transmisibilidad.....	119
5.1.1.1	Cálculo del tipo de resortes	119
5.1.1.2	Determinación del espesor del resorte	122
5.1.1.3	Cálculo de la transmisibilidad.....	126
5.1.2	Análisis de transferencia de calor de la solución.....	127
5.1.2.1	Explicación del fenómeno.....	127
5.1.2.2	Determinación de las dimensiones de las superficies de la cámara... ..	132
5.1.2.3	Escogencia del material y el grosor de la cabina con respecto a la transferencia de calor	134
5.2	MATERIALES DE LA CÁMARA DE ABSORCIÓN DE RUIDO	142
5.2.1	Escogencia del material y grosor con respecto al control de ruido	142

5.2.2	Restricción de transferencia de calor	144
5.2.3	Cálculo de atenuación del nivel de presión sonora que tendrá la cabina	145
5.3	DISPOSICION DE ACCESORIOS Y TUBERÍAS	150
5.3.1	Disposición del tanque pequeño de la toma de aire.....	150
5.3.2	Disposición del manómetro	151
5.3.3	Disposición de la cajeta de circuito de potencia	152
5.3.4	Disposición de las tuberías de servicio y de descarga	154
CAPÍTULO VI.....		157
6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		157
6.1	CONCLUSIONES	157
6.2	RECOMENDACIONES.....	160
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		162
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS.....		163
APÉNDICES.....		165

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Características de las ondas sonoras senoidales simples.....	20
Figura 2.2: Representación gráfica del modelo de ondas esféricas (a) y el modelo de ondas planas (b).....	22
Figura 2.3: Arriba, representación de tres ondas periódicas. Abajo, la combinación de ellas da como resultado otra onda periódica.....	24
Figura 2.4: Representación de una onda aperiódica (ruido).....	25
Figura 2.5: Representación y espectros de dos ondas periódicas simples.....	27
Figura 2.6: Representación y espectro de una onda aperiódica.....	28
Figura 2.7: Representación de un espectro continuo de frecuencias.....	29
Figura 2.8: Esquema de reflexión, transmisión y absorción.....	32
Figura 2.9: Difracción del sonido. A la izquierda la fuente de ruido, a la derecha el oyente.....	34
Figura 2.10: Efecto de las condiciones meteorológicas en la propagación del sonido.....	35
Figura 2.11: Curvas de Fletcher y Munson.....	38
Figura 2.12: Curvas de ponderación A, B, C.....	38
Figura 2.13: Distintos valores de Q_0 para una fuente pequeña direccional ubicada en un cuarto rectangular.....	43
Figura 2.14: Clasificación de los métodos de control de ruido.....	46
Figura 2.15: Clasificación de los métodos de control pasivo de ruido.....	48
Figura 2.16: Los teatros son un gran ejemplo de diseño acústico.....	50
Figura 2.17: Representación gráfica de una barrera acústica.....	52
Figura 2.18: Cabina para ambiente industrial.....	54
Figura 2.19: Audífonos protectores para ambiente industrial.....	54

Figura 2.20: Diagrama de control de ruido por pasos.....	55
Figura 2.21: Representación gráfica de la interferencia en ondas. A la izquierda, interferencia constructiva o positiva. A la derecha, interferencia destructiva o negativa.....	56
Figura 2.22: Equipos necesarios para el control activo del ruido.....	57
Figura 2.23: Esquema de control activo de ruido, método feedforward.....	59
Figura 2.24: Diagrama de bloques de un sistema de control activo de ruido de lazo abierto.....	60
Figura 2.25: Sistema de control activo de ruido tipo feedback.....	62
Figura 2.26: Diagrama de bloques de un sistema de control activo de ruido de lazo cerrado.....	63
Figura 2.27: Anatomía del oído externo, medio e interno.....	66
Figura 2.28: Curva de absorción típica para materiales porosos.....	74
Figura 2.29: Las goma - espumas y los materiales celulares son un gran ejemplo de absorbentes porosos.....	75
Figura 2.30: Resonador de Helmholtz.....	79
Figura 2.31: Ejemplo de material absorbente de membrana o diafragmático.....	80
Figura 2.32: A la izquierda, esquema gráfico del montaje de un panel acústico. A la derecha, comparación entre las gráficas de absorción de un panel acústico con adición de absorbente y sin adición de absorbente.....	81
Figura 2.33: Curvas de transmisibilidad para un aislante vibratorio simple de masa - resorte.....	83
Figura 3.1: Espectro de frecuencia continuo con el compresor encendido durante un minuto (Régimen transitorio).....	101
Figura 3.2: Discretización del espectro de frecuencias en banda octava estándar (63 hz -125hz - 250hz - 500hz - 1khz...).....	102
Figura 3.3. Espectro de frecuencia discretizado en banda octava en la nueva escala	

(sin preamplificación).....	104
Figura 3.4: Espectro discretizado en banda octava obtenido en la nueva escala (con preamplificación).....	105
Figura 3.5: Tubería de descarga del tanque del compresor.....	106
Figura 4.1: Zona de baja amplitud señalada en la elipse roja.....	112
Figura 4.2: Zona de media amplitud señalada en la elipse roja.....	113
Figura 4.3: Zona de alta amplitud señalada en la elipse roja.....	113
Figura 5.1: Isometría del tacón de neopreno utilizado para el aislamiento vibratorio.....	124
Figura 5.2: Curva de esfuerzo deformación ($\sigma - \epsilon$) para el neopreno.....	125
Figura 5.3: Intercambio de calor en el aire dentro de la cabina.....	129
Figura 5.4: Medidas en metros de alto, largo y ancho del compresor IngerSoll Rand del laboratorio de máquinas térmicas de la UCV.....	132
Figura 5.5: Isometría del compresor IngerSoll Rand, con la cámara de absorción colocada. Se pueden apreciar en detalle, los tacones de neopreno puestos en las bases de la máquina.....	133
Figura 5.6: Vista frontal y dimensiones de la cámara de absorción de ruido para el compresor.....	134
Figura 5.7: Esquema de la transferencia de calor que ocurre en una pared de la cámara.....	135
Figura 5.8: Circuito térmico del perfil de la cámara de absorción acústica.....	136
Figura 5.9: Gráfica de coeficientes convectivos para para la superficie externa de la coraza de un compresor reciprocante.....	138
Figura 5.10: Gráfica de coeficientes convectivos para el motor de un compresor reciprocante.....	139
Figura 5.11: Gráfica de temperaturas para la superficie externa de la coraza de un compresor reciprocante.....	140

Figura 5.12: Gráfica de temperaturas para el motor de un compresor recíprocante.....	140
Figura 5.13: Espectro de frecuencias del compresor atenuado por la cámara de absorción de ruido. (Predicción teórica).....	149
Figura 5.14: Comparación de los espectros de frecuencias del compresor sin atenuación y con atenuación.....	149
Figura 5.15: Fotografía de la toma de aire del compresor.....	150
Figura 5.16: Isometría de la cámara donde se observa, por su parte posterior, la apertura de dos agujeros para que pasen los tubos de la succión y el manómetro	
Figura 5.17: Manómetro del tanque del compresor.....	151
Figura 5.18: Cajeta de circuito de potencia cerrada del compresor.....	152
Figura 5.19. Cajeta de circuito de potencia abierta del compresor.....	153
Figura 5.20: Parte lateral derecha de la cámara donde se ve la tapa de la cajeta de circuito de potencia cerrada.....	154
Figura 5.21: Vista posterior de la cámara con la disposición de los accesorios.....	155
Figura 5.22: Isometría de la cámara con la disposición de los accesorios.....	155
Figura 5.23: Vista lateral izquierda de la cámara con la disposición de los accesorios.....	156

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1: Absorción del aire para diferentes valores de frecuencia en banda octava.....	32
Tabla 3.1: Mediciones con el compresor apagado (0,75 m) (Ruido ambiental).....	96
Tabla 3.2: Estadísticas de mediciones con el compresor apagado (0,75 m) (Ruido ambiental).....	96
Tabla 3.3: Mediciones con el compresor encendido (0,75 m) (Régimen transitorio).....	97
Tabla 3.4: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (0,75 m) (Régimen transitorio).....	97
Tabla 3.5: Mediciones con el compresor encendido (0,75 m) (Régimen permanente).....	98
Tabla 3.6: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (0,75 m) (Régimen permanente).....	98
Tabla 3.7: Mediciones con el compresor apagado (1,5m) (Ruido ambiental).....	99
Tabla 3.8: Estadísticas de mediciones con el compresor apagado (1,5m) (Ruido ambiental).....	100
Tabla 3.9: Mediciones con el compresor encendido (1,5m) (Régimen transitorio).....	100
Tabla 3.10: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (1,5m) (Régimen transitorio).....	101
Tabla 3.11: Mediciones con el compresor encendido (1,5 m) (Régimen permanente).....	101
Tabla 3.12: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (1,5 m) (Régimen permanente).....	102

Tabla 3.13 Tiempos de llenado del tanque por cada 20 psi.....	107
Tabla 3.14: Mediciones de ruido a 0,75 m de la tubería de descarga del compresor.....	108
Tabla 3.15: Estadísticas de las mediciones de ruido a 0,75 m de la tubería de descarga del compresor.....	109
Tabla 3.16: Mediciones de ruido a 1,5 m de la tubería de descarga del compresor.....	109
Tabla 3.17: Estadísticas de las mediciones de ruido a 1,5 m de la tubería de descarga del compresor.....	109
Tabla 5.1: Coeficientes h_c de convección superficial exterior con viento.....	142
Tabla 5.2: Coeficientes de absorción para frecuencias en banda octava estándar para la lana de vidrio, la placa de yeso y el hormigón sin pintar.....	147
Tabla 5.3: Coeficientes de absorción promedio resultantes para banda octava estándar.....	148
Tabla 5.4: Niveles de presión sonora (SPL) generado por el compresor a una distancia de 0,75 m para banda octava estándar.....	148
Tabla 5.5: Absorción total dentro de la cámara de absorción de ruido.....	149
Tabla 5.6: Pérdida de transmisión sonora de una cámara similar para banda octava estándar.....	149
Tabla 5.7: Niveles de atenuación y nivel de ruido resultante luego del encerramiento de la fuente para banda octava estándar.....	149

LISTA DE APÉNDICES

[APÉNDICE A] FOTOGRAFÍAS.....	165
A.1 REPORTAJE FOTOGRÁFICO DE MÁQUINAS RUIDOSAS EN EL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE LA UCV.....	165
A.2 REPORTAJE FOTOGRÁFICO DEL COMPRESOR RECIPROCANTE DE AIRE INGERSOLL RAND DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE LA UCV.....	167
[APÉNDICE B] GRÁFICAS Y TABLAS.....	173
B.1 RECOMENDACIONES DE NIVELES DE RUIDO PARA LOCALES DE TRABAJO TÍPICOS.....	173
B.2 FRECUENCIAS CENTRALES DEL ANÁLISIS EN BANDA OCTAVA (HZ).....	174
B.3 CARACTERÍSTICAS DE DIFERENTES MODELOS DE COMPRESORES INGERSOLL RAND. (CASO DE ESTUDIO: MODELO T30/500/15P).....	175
B.4 CATÁLOGO DE TORNILLOS USADOS PARA LA FIJACIÓN DE LOS TACONES DE NEOPRENO AL PISO Y DEL COMPRESOR A LOS TACONES.....	176
B.5 TABLA DE VALORES DE COEFICIENTE DE ABSORCIÓN α A DIFERENTES FRECUENCIAS PARA DIFERENTES MATERIALES.....	177
B.6 TABLA DE VALORES DE PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN R A DIFERENTES FRECUENCIAS PARA DIFERENTES MATERIALES Y CLASE DE TRANSMISIÓN SONORA.....	178
[APÉNDICE C] ENCUESTA.....	179
C.1 PREGUNTAS REALIZADAS A UNA MUESTRA DE SEIS TRABAJADORES DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE LA UCV.....	179
C.2 RESULTADOS DE LA ENCUESTA REALIZADA.....	181
[APÉNDICE D] PLANOS E ISOMETRÍAS.....	185
D.1 PLANO DE PLANTA DEL ÁREA QUE CONTIENE AL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL RAND.....	185

D.2 ISOMETRÍA DE PLANTA DEL ÁREA QUE CONTIENE AL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL RAND.....	186
D.3 REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA SELECCIÓN DE PUNTOS PARA MEDICIÓN DE NIVELES DE RUIDO DEL COMPRESOR.....	187
D.4 REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA SELECCIÓN DE PUNTOS PARA MEDICIÓN DE NIVELES DE RUIDO EN LA DESCARGA DEL COMPRESOR.....	188
D.5 ISOMETRÍAS DEL COMPRESOR INGERSOLL RAND.....	189
D.6 VISTAS PLANAS DEL COMPRESOR INGERSOLL RAND.....	190
D.7 ISOMETRIA DEL COMPRESOR CON LA CÁMARA DE ABSORCIÓN ACÚSTICA.....	193
D.8 VISTA SUPERIOR DEL COMPRESOR CON LA CÁMARA DE ABSORCIÓN ACÚSTICA.....	193
D.9 ISOMETRÍAS Y PLANOS DEL DISEÑO FINAL DE LA CÁMARA DE ABSORCIÓN DE RUIDO.....	194

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

A : Absorción total [m^2]

B : Módulo Volumétrico del medio [$\text{kg}/(\text{s}^2\text{m})$]

c : Velocidad del sonido [m/s]

DI_θ : Índice de directividad en la dirección θ

E : Módulo de Young [Pa]

f : Frecuencia [hz]

F_n : Frecuencia natural [hz]

F_p : Frecuencia perturbadora [hz]

g : Aceleración de gravedad [m/s^2]

h_c : Coeficiente convectivo [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]

I : Intensidad Sonora [W/m^2]

K : Constante de resorte [N/m]

l : Espesor de cámara [m]

m : Masa [kg]

P : Presión sonora [Pa]

P_{prom} : Potencia sonora promedio [W]

P_{ref} : Presión de referencia [Pa]

Q_0 : Factor de directividad [dB]

Q : Calor [W]

r : Radio [m]

R : Pérdida de transmisión [dB]

R_T : Resistencia térmica total [C/W]

S : Superficie de la cámara [m²]

SPL o NPS : Nivel de presión sonora [dB]

T : Período [s]

t : Tiempo [s]

Z : Impedancia acústica [Rayls]

α : Coeficiente de absorción

α_m : Coeficiente de absorción promedio

λ : Longitud de onda [m]

ρ : Densidad del medio [kg/m³]

δ : Deflexión estática [m]

ω_n : Frecuencia natural [rad/s]

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, hablar de Acústica es como hablar de Economía o de Ingeniería, es decir, el sustantivo describe más campos multidisciplinarios de estudio que tópicos específicos. La acústica como ciencia aplicada ha alcanzado, gracias al avance de la técnica, la tecnología y la instrumentación, un puesto preponderante y un interés notorio en las distintas escuelas e instituciones dedicadas al estudio de las ciencias y la naturaleza, además, un pronunciado ensanchamiento en su rango de aplicación ha permitido que disciplinas como la medicina y la psicología, se valgan de ella para esclarecer diversas cuestiones de interés particular.

Una de las disciplinas que nació gracias al desarrollo de la Acústica como ciencia es la del control de ruido, que rápidamente se adaptó a la praxis y al estilo ingenieril (desarrollo de modelos empíricos basados en principios matemáticos y físicos, predilección por las soluciones de diseño, uso considerado de la estadística, entre otros métodos). El número de profesionales dedicados exclusivamente al control de ruido aun es pequeño, sin embargo una cantidad importante de especialistas en los más destacados campos de trabajo e investigación de la mecánica, la eléctrica, el análisis de procesos y la conversión de energía se están encontrando en la necesidad de saber más acerca del control de ruido. No solamente ingenieros, sino también arquitectos, urbanistas, inspectores de salud pública y personas dedicadas al estudio de la calidad en industrias y oficinas se han aventurado a estudiar las implicaciones del ruido en obreros, personal administrativo, transeúntes y familias; llegando muchas veces a la imperante cuestión: ¿Cómo se puede hacer que suene menos ruidoso?

En vías de responder a esta pregunta, vale la pena mencionar que lamentablemente no existe una metodología estándar internacionalmente aceptada por la comunidad científica para reducir los niveles de uno u otro caso de control de

ruido. Otra vez, como en muchos de los problemas que se plantean en la ingeniería actual, dependerá de las condiciones iniciales, las variables involucradas, el ambiente en el que se desarrolla la situación problema, los recursos disponibles para su solución, las personas involucradas, la legislación vigente y muchos otros elementos, dignos cada uno de su propio trabajo de grado, en lo que a su análisis detallado se refiere. No obstante, se tiene la dicha de que mucho se ha dicho en lo que respecta al análisis de ruido y a su control, por lo que se puede entrever que la revisión bibliográfica y el estudio de casos prácticos para quien se dispone a solucionar un problema de ruido no solo es importante, es vital e imprescindible.

Los autores del presente proyecto de investigación se disponen, mediante una exhaustiva revisión bibliográfica y documental, a resolver un caso real de control de ruido. Sin embargo otras técnicas son utilizadas, tales como la medición en campo de los niveles de presión sonora (SPL) y el espectro de frecuencias generado por la fuente en el ambiente de trabajo, encuestas realizadas a las personas afectadas y la utilización de softwares computacionales para el cálculo matemático y diseño de componentes estructurales. Todo esto con el objetivo de presentar la especificación técnica de una solución viable y confiable para la disminución del ruido del compresor de aire recíprocante IngerSoll Rand, ubicado en el laboratorio de máquinas térmicas de la Universidad Central de Venezuela.

Una revisión superficial de los capítulos que componen este trabajo especial de grado incluye lo siguiente: Un primer capítulo donde se realiza el análisis del problema, los objetivos de la investigación, la justificación, motivación, alcances y limitaciones. Un segundo capítulo más extenso donde se hará una revisión de los antecedentes, los términos básicos necesarios para la comprensión de la metodología de trabajo, la postulación matemática y física de los principios que rigen el control de ruido en maquinaria y un repaso por la legislación y normativa vigente que regula las situaciones de ruido ocupacional en distintas áreas de esparcimiento y trabajo. Un tercer capítulo que explica detalladamente la metodología utilizada, los métodos de

recolección de datos y los tratamientos estadísticos posteriores que deben ser llevados a cabo para la interpretación de los resultados y la posterior escogencia de una alternativa de control. El capítulo siguiente consta de un análisis preliminar basado en los datos medidos en el capítulo anterior junto con la caracterización del tipo de ruido generado, desde un punto de vista general y desde un punto de vista espectral o frecuencial. El capítulo que sigue, el cual es el grueso del trabajo de grado, donde se hace el diseño y la especificación técnica de la solución escogida, además del dimensionamiento de la misma. En este capítulo se exploran, también, los principios de las vibraciones mecánicas y la transferencia de calor para optimizar la solución propuesta y evitar que traiga inconvenientes una vez que esta sea puesta en marcha. Un capítulo final donde se harán las conclusiones y recomendaciones del trabajo de investigación y diseño realizado.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El ruido es una característica muy importante en las máquinas térmicas y por ende, es uno de los elementos que más se busca controlar dentro de un área industrial o un ambiente de trabajo.

En los espacios de la Universidad Central de Venezuela es sencillo encontrar diversos casos de contaminación sónica y generación extrema de ruido; pero uno de los que más llama la atención es el del laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica, que cuenta con una gran cantidad de máquinas y equipos de diversos tipos, desde turbomáquinas hasta máquinas de desplazamiento volumétrico y máquinas herramientas, pasando por tornos, compresores axiales, turbinas hidráulicas, motores de encendido por chispa y un túnel de viento (Apéndice A.1).

Muchas de estas máquinas, por su naturaleza, su principio de funcionamiento, los materiales empleados en su construcción y otras variables, generan una gran cantidad de ruido durante su funcionamiento, que conlleva con el tiempo a un estado de contaminación sónica dentro del laboratorio que entorpece y dificulta otras actividades que se realizan dentro de este recinto, como el dictado de fundamentos teóricos de las materias y la realización de prácticas; además de representar un obstáculo para la comunicación oral entre técnicos, profesores y alumnos.

El laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela es un espacio dedicado a la enseñanza y a la elaboración de experiencias de las materias correspondientes al departamento de energética de dicho ente. Allí se elaboran prácticas y se imparten fundamentos del

laboratorio de materias tales como Termodinámica, Mecánica de Fluidos, Máquinas de Desplazamiento Volumétrico, Transferencia de Calor y Turbomáquinas, desarrollándose como uno de los principales ambientes de enseñanza y aprendizaje de la Escuela.

Dependiendo de la cantidad de energía que aportan o consumen, su robustez, los materiales empleados en su fabricación y su aplicación, las máquinas térmicas suelen generar mucho ruido. Este ruido, si la máquina no ha sido tratada acústicamente o acondicionada en este sentido, se escapa hacia al ambiente circundante en todas las direcciones posibles de propagación, generando en muchas ocasiones molestias en los trabajadores o personas que hacen vida cerca de la fuente de ruido, ambientes de trabajo hostiles, imposibilidad de comunicación oral, e incluso, en situaciones más extremas, problemas de salud, pérdida de la audición a largo plazo y demás situaciones indeseables.

Una de las máquinas que más genera ruido en el laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica es una máquina de desplazamiento volumétrico. Se trata de un compresor de aire marca Ingersoll Rand, tipo 30, modelo 15T fabricado en la década de los 60' y que funciona en buenas condiciones (Apéndice A.2). Es un equipo utilizado principalmente para la limpieza del laboratorio y demás aplicaciones que tengan la necesidad de un suministro de aire a presión. Además, tiene un régimen de uso considerable (al menos una vez a la semana durante varias horas). Es un componente que genera una gran cantidad de ruido cuando está en funcionamiento y que hace difícil la comunicación oral en zonas cercanas a su posición.

Sumado a esto, se tiene el hecho de que si se está realizando alguna práctica en el laboratorio o se está dictando el fundamento teórico de las materias del departamento de energética de la Escuela, la marcha de este equipo entorpece la realización de las actividades académicas que se llevan acá.

Una pequeña entrevista con los técnicos y obreros que hacen vida laboral dentro del laboratorio arrojó la conclusión de que es un equipo que suele generar molestias e inconformidades dentro del grupo de trabajo por la gran cantidad de ruido que este genera en su desempeño normal.

Se identifica la situación antes descrita como un problema y aportando alternativas para el control de ruido en el compresor de aire recíprocante, se pretende mitigar o reducir en gran medida el total de la generación de ruido que existe actualmente en el laboratorio. La búsqueda de estas alternativas necesitará de la aplicación de los conocimientos que los campos de acústica y control de ruido tienen para ofrecer a los ingenieros; además se plantea el análisis y la especificación técnica de una de ellas, basado en un criterio de funcionalidad, factibilidad y costo. Dicha alternativa puede estar representada por el diseño de algún componente mecánico, estructural o eléctrico que funcione como un sistema completo de control (pasivo o activo) de ruido.

Ahora, no se descarta en lo absoluto la aplicación de otras disciplinas dentro de la búsqueda de solución de la situación problemática, tales como la investigación en el área de materiales, estudio de resistencia, etcétera.

En este sentido se enfoca la investigación que se presenta a continuación y que tiene como finalidad: el análisis y la especificación técnica de una alternativa viable y efectiva que resuelva la problemática de la generación de ruido por el funcionamiento del compresor recíprocante IngerSoll Rand en el laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

1.2 MOTIVACIÓN

En un principio, lo que motivó a la realización de este trabajo es la ausencia que existe en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V. de materias y trabajos que refieran al acondicionamiento acústico y al control de ruido en maquinaria. Es fácil observar que el laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela ofrece una buena cantidad de casos prácticos sobre los cuales se pueden aplicar los amplios conocimientos y principios que el área de acústica y control de ruido ofrece en la actualidad.

Analizar y plantear soluciones para estos casos representa una oportunidad para adquirir herramientas que permitan conocer y solventar las problemáticas que acarrearán los sistemas con gran cantidad de ruido en el campo profesional. El compresor recíprocante Ingersoll Rand es solo uno de los tantos ejemplos de máquinas ruidosas que están presentes en este laboratorio y en muchas otras áreas de la Universidad.

Además, se encuentra la idea de ayudar a los técnicos y obreros que desarrollan su vida laboral en el laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica. Brindarles más comodidad y un ambiente de trabajo más agradable, representa una fuente adicional de motivación para los autores de este trabajo de tesis.

Existe también la inquietud de saber si las condiciones acústicas laborales en las que opera el laboratorio corresponden a las indicadas por las normas aceptadas en nuestro país, y de no ser así, conocer qué recomendaciones pueden aportarse para el cumplimiento de las mismas, a fin de evitar mayores problemas en el futuro.

Por los motivos antes expuestos es que nace la idea de plantear la realización del análisis y la especificación técnica de una alternativa de control de ruido para el compresor en estudio.

1.3 OBJETIVOS

1.4 Objetivo General

- Disminuir en un porcentaje aceptable la generación de ruido en el laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, provocado por el funcionamiento del compresor de aire reciprocante IngerSoll Rand.

1.5 Objetivos Específicos

- Presentar varias alternativas de control de ruido que puedan disminuir la generación del mismo en el compresor de aire reciprocante IngerSoll Rand.
- Desarrollar la especificación técnica de una de estas soluciones, basando su escogencia en criterios de funcionabilidad, factibilidad y costo.
- Elaborar un estudio de las propiedades acústicas del equipo antes mencionado.
- Obtener y presentar una data precisa y completa que permita dar una valoración del ruido producido por el equipo, basada en mediciones hechas en campo.
- Verificar si el funcionamiento del compresor reciprocante IngerSoll Rand dentro del laboratorio de máquinas térmicas cumple con las normas o estándares aceptados en el país en materia de ruido y condiciones laborales.
- Motivar a la creación de futuros trabajos en el área de acondicionamiento acústico y control de ruido en maquinaria.

1.6 JUSTIFICACIÓN

Para la justificación de un trabajo de esta naturaleza, es necesario tomar en cuenta a las personas que se ven afectadas por la problemática y el ámbito en el cual se está desarrollando dicha situación, en vías de verificar que ésta justifique o valide un estudio de estas magnitudes y el esfuerzo puesto en la realización de un trabajo de investigación y posiblemente de diseño.

Básicamente, el grupo de personas afectado por el ruido generado por el compresor son los obreros que trabajan diariamente en los espacios del laboratorio de máquinas térmicas. Ellos se ven afectados de manera directa por la problemática y ante una solución propuesta, ellos se verán beneficiados directamente.

Indirectamente, se pueden mencionar a los preparadores, profesores y alumnos que realizan prácticas en el laboratorio. Se consideran afectados indirectamente ya que si bien, ellos también realizan labores de enseñanza y aprendizaje allí, no permanecen durante un tiempo prolongado en los espacios del laboratorio y no se ven afectados de una manera crítica si el compresor está operando bajo condiciones de ruido extremo, ya que están expuestos a este durante muy poco tiempo. Dentro de este grupo se encuentran también las personas que pasan diariamente por las cercanías del laboratorio quienes se ven perjudicados de una manera aún más sutil que los anteriores.

La justificación de esta investigación se encuentra en el beneficio que puede traer la disminución del ruido de la máquina a los obreros y técnicos del laboratorio. A ellos corresponde evaluar si la solución ha cumplido satisfactoriamente la labor por la que fue concebida y si no acarrea más situaciones problemáticas en un futuro.

Son incontables las ventajas que trae un ambiente de trabajo más cómodo y grato para los trabajadores, entre ellas se encuentran: mayor productividad, mayor

concentración, mejor comunicación oral entre los trabajadores y prevención de riesgos y problemas de salud, entre muchas otras. Las soluciones aportadas por los diseños acústicos en los diversos campos, ya sean de control de ruido o acondicionamiento de espacios, suelen justificarse en este sentido.

1.7 ALCANCES

Las alternativas propuestas para el control de ruido buscan disminuir los niveles de ruidos a valores menores o iguales a los establecidos por las normas aceptadas en el país. La norma de la Comisión Venezolana de Normas Industriales COVENIN puede brindar una buena información acerca de los valores permisibles para las distintas áreas de trabajo. Según el capítulo 6 de COVENIN (1995) titulado: *“Recomendaciones sobre niveles de ruido para locales de trabajo típico”* se establece lo siguiente:

Siempre y cuando sea posible, en los ambientes destinados a descanso o actividades intelectuales, deben mantenerse niveles de ruido que no excedan los niveles de ruido indicados por la Tabla 4 o los determinados por la curva RNR. (p. 6)

Al buscar la Tabla 4 (Apéndice B1) anexada en la norma y ubicarse en la fila correspondiente a Salones de Clase como Local Típico, se puede encontrar que la norma recomienda el uso de Curvas RNR de RNR 35 a RNR 45 para estos espacios (Apéndice B.2), lo cual sitúa el valor aproximado de ruido permisible entre 40 y 55 dBA. Es importante mencionar que la norma no establece valores estándares para fuentes de ruido intermitentes (como es este caso) sino para régimen de uso continuo; así que se trabajará con los valores propuestos como si la fuente de ruido fuese continua y posteriormente se evaluará si es posible que dichos límites puedan

extenderse un poco más dependiendo de los criterios técnicos que se deban usar en el desarrollo de la investigación.

Además, la realización de mediciones de propiedades acústicas y su presentación en el trabajo de tesis también deben corresponderse con los lineamientos establecidos en la norma antes mencionada, específicamente en los capítulos 7 (Método de Evaluación) y 8 (Expresión de los resultados). Además, es importante que los equipos destinados para las mediciones cumplan con los estándares de la norma, establecidos en el apartado 7.1 (Equipos e instrumentos).

Se pretende que esta investigación conduzca a una alternativa de control duradera en el tiempo, que requiera poco mantenimiento de parte de los obreros y que además no amerite altos niveles de capacitación y entrenamiento para su uso, ya que esto no sería práctico para los técnicos que laboran en el laboratorio de máquinas térmicas de la U.C.V.

1.8 LIMITACIONES

En un principio, la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V. no cuenta con los equipos de medición necesarios para la elaboración de la parte metodológica del proyecto, por lo que en este sentido, se depende de la ayuda de un tercero. Para un análisis de ruido completo suele ser indispensable el uso de: sonómetros integradores, osciloscopio, calibrador y analizadores de espectro de frecuencia, siendo este último uno de los más complejos de conseguir por lo sofisticado del equipo y su alto costo.

Otra de las limitantes más apremiantes del proyecto es, sin duda, su locación. Por la distribución del laboratorio, muy cerca del compresor de aire (a menos de 2 mts.) se encuentran una serie de máquinas y bancos de prueba que hacen difícil poner en práctica soluciones que exijan grandes cantidades de espacio. Estas superficies, junto con una gran pared situada justo al frente del compresor, no solo constituyen

una limitante por motivos de espacio, sino que también, son superficies reflejantes que hacen muy complicada la escogencia de un modelo matemático adecuado para la representación del problema físico, dado que la mayoría de los modelos establecen en sus condiciones iniciales, tanto espacios abiertos (con o sin piso) como cuartos cerrados donde haya un campo sonoro difuso, sin más obstáculos ni superficies que las propias paredes, techo y piso del claustro.

Una tercera limitante viene dada por el poco, o casi nulo adiestramiento que tiene el personal técnico y obrero del laboratorio en materia de control de ruido y afines; lo que haría muy poco práctico la aplicación de un sistema de control que requiera altos niveles de competencia y operabilidad de parte del personal. También si la solución aportada requiere largas jornadas de mantenimiento y/o dificultad en su instalación o desinstalación, por experiencia se sabe que los trabajadores tendrán cierta reticencia a adoptar la alternativa de control sugerida.

Una limitación importante viene representada por el hecho de que no se cuenta con un preamplificador de señales. Un preamplificador es un dispositivo electrónico que amplifica las débiles señales de voltaje que provienen de un micrófono estándar (como el usado en este proyecto). La relación entre el nivel de entrada y de salida se conoce como ganancia y es expresado en decibeles. El hecho de no contar con un preamplificador hace que, durante la medición para espectros de frecuencias, las señales de amplitud medidas sean débiles, por lo cual se debe compensar la señal con una ganancia teórica k , obteniendo así, resultados coherentes que se ajusten con la realidad del ruido. Esta compensación se hará de manera teórica y no práctica (lo cual sería ideal).

Por último, si bien el proyecto contempla todo lo referente a la especificación técnica de la solución sugerida, no incluye la construcción física o tangible de la misma. Esto debido a los pocos recursos monetarios y humanos que poseen los responsables del proyecto. Las soluciones para control de ruido suelen ser trabajos de

alta factura, con altos niveles de precisión y de muy bajas tolerancias, para el caso de control pasivo. Para el caso de control activo, los controladores y demás complementos diseñados para la generación del antiruido son equipos costosos, fabricados en el exterior y de gran sofisticación, por lo que la compra de estos elementos se sale completamente de las manos de los creadores del proyecto. Sin embargo, dependiendo de la solución que se obtenga y evaluando las posibilidades de espacio y materiales disponibles, puede ser posible llevar a cabo la construcción de un prototipo, es decir, un componente que cumpla de manera aproximada las funciones que se esperarían que el componente original - realizado bajo condiciones óptimas – pudiera cumplir.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

Antonio Mínguez Olivares (Madrid, 1998) elaboró una tesis doctoral sobre “Ingeniería Avanzada para Sistemas de Control de Ruido Acústico mediante Técnicas adaptativas” cuya investigación hace referencia al desarrollo e implementación de un sistema de control activo de ruido simple, robusto y de bajo costo. La bondad del sistema del control está limitada por el fenómeno acústico, los transductores electro-acústicos y por el diseño del controlador electrónico. El control activo de ruido sólo es eficaz a bajas frecuencias (<500 Hz) y en zonas o recintos de pequeñas dimensiones y en conductos. Asimismo, la selección y ubicación de los transductores electro-acústicos determinan la estabilidad y la atenuación acústica del sistema. Este proyecto se basa en desarrollar algoritmos de control simples y robustos, en función de las características del tipo de ruido a cancelar, para optimizar la capacidad de computo/procesado del sistema específico de control y poder utilizar sistemas de complejidad mínima y de bajo costo.

Yolimar Vera (Mérida, 2008) en su proyecto “Cancelación activa de ruido” plantea la reducción del ruido a unos niveles aceptables, utilizando los conceptos del control activo del ruido. Para este fin se aplicó un filtro adaptativo basado en el algoritmo LMS (mínimo error cuadrático), el cual consiste en minimizar el promedio de la diferencia entre el ruido y el antiruido elevado al cuadrado, consiguiendo de esta manera actualizar en tiempos reales los pesos del filtro utilizado. Para la realización de la investigación se emplearon herramientas computacionales (MATLAB y SIMULINK), que permiten comprobar la eficacia del control activo, siendo esta una

tecnología que proporciona soluciones viables a los problemas de ruido de baja frecuencia.

Sergio Valderrabano (México, 1997) en su trabajo para optar al título de maestro en Ciencia de la ingeniería eléctrica con especialidad en control, que lleva por título “Control de ruido en equipo industrial” esboza las teorías básicas del área de vibración y acústica, además de explicar los procedimientos adecuados para tener una metodología adecuada en el estudio del problema vibratorio o acústico, además de plantear cuál es el método más adecuado para disminuir el ruido (activo o pasivo) dependiendo de la frecuencia que posee el mismo.

Daniel Rivas (U.C.V, 2003) propone en su trabajo especial de grado titulado “Análisis y control de ruido industrial mediante aplicación de un sistema activo” mostrar otra alternativa para controlar el ruido presente en el área industrial, poniendo a disposición todo el conocimiento básico requerido para determinar la viabilidad de un sistema de control activo de ruido ante un posible problema de esta naturaleza. Esto estuvo fundamentado principalmente en la seguridad e higiene industrial, debido a los elevados índices de sordera ocupacional encontrados recientemente en la industria. El control activo de ruido es una técnica que apunta a contrarrestar el ruido indeseado, introduciendo otro adicional electrónicamente en el campo de los sonidos; esta tecnología se ha llegado a implementar en equipos de protección personal. El estudio de este método y su comparación con el método pasivo, permitió conocer tanto sus ventajas como sus limitaciones, así como también una metodología estructurada para lograr una aplicación lo más óptima posible. Con esto se pretende lograr que futuras aplicaciones de este método activo, sean lo más eficientes y económicas posibles.

Fernando Álvarez Víquez, José Ángel Martínez y José Iván Herrera, en su trabajo “Insonorización de un compresor de aire en la empresa TRANALUM S.A de C.V” (2009), para la obtención del título de Ingeniero en Comunicaciones y Electrónica, proponen el diseño de una cabina de aislamiento sonoro que tiene como objetivo reducir los efectos dañinos del nivel sonoro que se propaga por el medio

aéreo y las vibraciones que produce en la estructura. Esta unidad compresora es utilizada en una fábrica de ventanas de aluminio. El diseño de la cabina hace uso de materiales absorbentes, que tienen como función disminuir la presión sonora o nivel de ruido NPS encontrado en las vecindades de la máquina. A su vez, también se busca, mediante la utilización de materiales especiales, la disminución del coeficiente de transmisión o transmisibilidad, haciendo que con el aislamiento estructural se impida que las vibraciones pasen al suelo y se propaguen. Con este procedimiento también se busca atenuar las frecuencias bajas.

2.2 EL SONIDO

El sonido es el resultado de una perturbación que se propaga en un medio elástico. Por ejemplo, cuando en alguna región del aire se produce una perturbación de presión en la forma de una compresión, dicha región tiende a expandirse hacia las regiones vecinas. Esto produce a su vez una compresión en dichas regiones, que volverán a expandirse creando una compresión más lejos todavía. Este proceso se desarrolla en forma continua haciendo que la perturbación original se propague a través del aire alcanzando en algún momento la posición que ocupa algún receptor (por ejemplo un micrófono o un oído). El exceso de presión característico de la perturbación descrita se denomina **presión sonora**.

Este tipo de movimiento en el cual no es el medio en sí mismo sino alguna perturbación lo que se desplaza se denomina **onda**. Esto puede ser producto de fluctuaciones de la presión por una superficie vibrante.

Existen muchos otros tipos de ondas, tales como las ondas de radio, la luz, la radiación del calor, las ondas sobre la superficie de un lago, los movimientos sísmicos, etc. Cuando la onda tiene lugar en un medio material (sólido, líquido o gaseoso) se denomina **onda acústica**. Cuando resulta audible, se llama **onda sonora**.

2.3 CARACTERÍSTICAS DEL SONIDO

2.3.1 Amplitud

En acústica, la amplitud es el valor máximo de la sobrepresión asociada a la propagación de una onda sonora. En sonido, normalmente la amplitud viene dada en decibelios SPL (dB_{SPL}).

Los decibelios representan la relación entre dos señales y se basa en un logaritmo de base 10 del cociente entre dos números. Las siglas SPL hacen referencia al nivel de presión sonora o Sound Pressure Level. Su equivalente en español, las siglas NPS, hace referencia a Nivel de Presión Sonora.

2.3.2 Frecuencia

Por definición, la frecuencia de un fenómeno periódico, como una onda sonora, es el número de veces que este fenómeno se repite en un segundo (el número de ciclos por segundo). Habitualmente la frecuencia se designa mediante un número seguido de la unidad hertzio (hz).

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.1)$$

Donde T es el período de la señal.

En acústica, la frecuencia es un parámetro de suma importancia que describe el número de ondas iguales que pasan por un punto fijo de observación cada segundo. Los seres humanos perciben la frecuencia de un sonido por medio de un parámetro subjetivo denominado **altura**, siendo esta una respuesta psicológica a la frecuencia. Se entiende además, que los sonidos de mayor altura o **agudos** son aquellos que tienen mayor frecuencia, mientras que los sonidos de menor altura o **graves** son los que tienen menor frecuencia.

2.3.3 Período

El período del sonido es el tiempo transcurrido entre dos puntos equivalentes de la oscilación. El periodo T es recíproco a la frecuencia, es decir:

$$T = \frac{1}{f} \quad (2.2)$$

Donde f es la frecuencia de la señal.

2.3.4 Velocidad de propagación

Las ondas acústicas viajan habitualmente a velocidad constante. Esta depende del medio de propagación y de las condiciones ambientales, especialmente la temperatura. La velocidad del sonido se denota por la letra “c”. A temperatura ambiente (20 °C aproximadamente), la velocidad del sonido en el aire es 344 m/s.

Esto significa que para recorrer una distancia de 344 metros el sonido demora un segundo. En el agua, el sonido viaja cinco veces más rápido que en el aire. Cuando hay gradientes de temperatura (variaciones de temperatura entre dos zonas), tal como sucede entre puntos distantes algunos cientos de metros, o que se encuentran a diferentes alturas, el camino que sigue el sonido es curvilíneo en lugar de recto. Esta es la razón por la cual la percepción se confunde al intentar determinar auditivamente por dónde está pasando un avión.

Los parámetros importantes para determinar la velocidad del sonido en un medio fluido son: el módulo volumétrico B del medio y la densidad ρ del medio, y puede ser calculado de la siguiente forma:

$$c = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad (2.3)$$

En conclusión, la velocidad del sonido será mayor en materiales que tengan alto módulo volumétrico y baja densidad. En general, la rapidez de todas las ondas mecánicas sigue una expresión de la forma general:

$$c = \sqrt{\frac{\text{propiedad elástica}}{\text{propiedad inercial}}} \quad (2.4)$$

Para ondas sonoras longitudinales en una barra sólida de material, por ejemplo, la rapidez de propagación del sonido depende del módulo de Young “E” y de la densidad “ρ”.

2.3.5 Longitud de onda

La longitud de onda de un sonido es la distancia perpendicular entre dos frentes de ondas que tienen la misma fase. Esta longitud es la misma distancia que la recorrida por la onda sonora en un ciclo completo de vibración. La longitud de onda, que se designa con la letra griega lambda λ (en metros), está relacionada con la frecuencia f (en hertzios) y la velocidad del sonido c (en metros por segundo) mediante la ecuación:

$$c = \lambda \times f \quad (2.5)$$

En muchos problemas de control de ruido, la longitud real de las ondas sonoras no es una consideración importante, sino que más bien lo es la proporción entre la longitud de onda y alguna otra dimensión. Las propiedades direccionales de la fuente de un sonido dependen de la relación entre la longitud de onda del sonido radiado y las dimensiones de la fuente.

La longitud de onda en el rango que los seres humanos pueden escuchar, oscila entre 0,017 metros hasta aproximadamente 17 metros.

2.3.6 Fase

La fase indica la situación instantánea en el ciclo, de una magnitud que varía cíclicamente cuando ha transcurrido una fracción del período equivalente a una cantidad de tiempo después de que la magnitud se encontrara en el estado tomado como referencia. Se puede representar un ciclo en un círculo diciendo que la fase es

la diferencia en grados entre un punto dentro de este círculo y su comienzo; una rotación de 360° es equivalente a un ciclo completo. De hecho, bajo este sistema se designan las fases, es decir, estas serán representadas en grados o radianes.

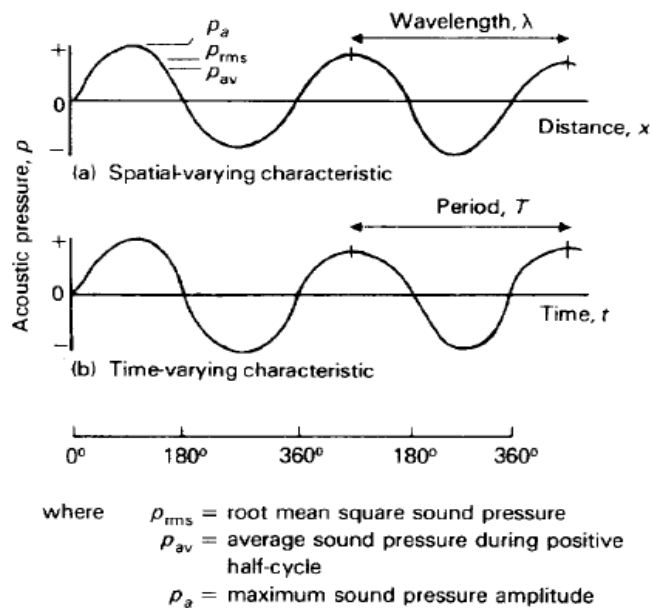


Figura 2.1: Características de las ondas sonoras senoidales simples (Fuente: NASA SP-1508. Handbook for Industrial Noise Control)

2.4 PROPAGACIÓN DEL SONIDO

El sonido se produce por el movimiento vibratorio de un cuerpo y se propaga en forma de ondas elásticas en un medio físico.

Este se propaga por el medio de manera humanamente audible. Esto es, las ondas sonoras una vez que son producidas por la fuente y llegan al oído, son captadas por los órganos de audición, los cuales son sensibles a las oscilaciones de la presión del aire. La propagación del sonido en los fluidos toma la forma de fluctuaciones de presión, en los cuerpos sólidos, implica variaciones del estado tensional del medio.

La propagación del sonido supone un transporte de energía sin transporte de materia en forma de ondas mecánicas que se propagan a través de la materia sólida, líquida o gaseosa. Como los elementos del medio vibran en paralelo a la dirección en la que se propaga el sonido, se puede decir que las ondas sonoras son **ondas longitudinales**.

Se define como **frente de onda** al lugar geométrico de los puntos del medio que son alcanzados simultáneamente por la perturbación y que, por ende, en un instante dado, están en el mismo estado o fase de la perturbación.

2.4.1 Modelos de propagación

2.4.1.1 Ondas planas

En la física de propagación de ondas, una onda plana o también llamada onda monodimensional, es una onda de frecuencia constante cuyos frentes de onda son planos paralelos de amplitud constante normales al vector velocidad de fase. Es decir, son aquellas ondas que se propagan en una sola dirección a lo largo del espacio, por ejemplo, las ondas en los muelles o en las cuerdas. Si la onda se propaga en una dirección única, sus frentes de ondas son planos y paralelos.

2.4.1.2 Ondas esféricas

Si un cuerpo esférico oscila de manera que su radio varíe sinodalmente con el tiempo, se produce una onda sonora esférica. La onda se mueve hacia afuera desde la fuente a velocidad constante si el medio es uniforme. Los frentes de onda, entonces, son superficies esféricas concéntricas a la fuente de sonido. Este modelo es el modelo ideal para control de ruido en maquinaria y es de suma importancia, ya que de él, se derivan otros modelos de aplicación y diversas ecuaciones que describen la relación entre diversos parámetros.

En vista de que todos los puntos en una esfera se comportan de la misma manera, se concluye que la energía en una onda esférica se propaga del mismo modo

en todas direcciones. Es decir, no se prefiere ninguna dirección sobre cualquier otra. Si P_{prom} es la potencia promedio emitida por la fuente, entonces esta potencia a cualquier distancia r de la fuente debe distribuirse sobre una superficie esférica de área $4\pi r^2$. Se define la **intensidad de onda** como la rapidez a la cual la energía transportada por la onda se transfiere a través de una unidad de área perpendicular a la dirección de propagación. Así, a una distancia r de la fuente, la intensidad de onda estará dada por la ecuación:

$$I = \frac{P_{Prom}}{A} = \frac{P_{Prom}}{4\pi r^2} \quad (2.6)$$

En la Figura 2.2 se puede apreciar la descripción gráfica de ambos modelos, siendo (a) el modelo de propagación esférica y (b) el modelo de propagación plana.

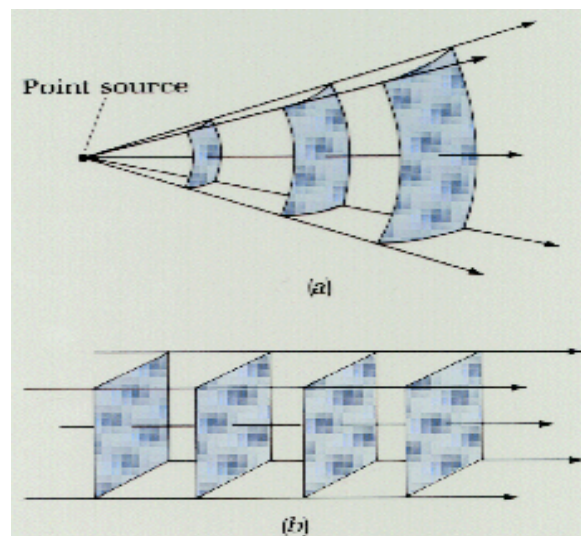


Figura 2.2: Representación gráfica del modelo de ondas esféricas (a) y el modelo de ondas planas (b) (Fuente: Portal web: <http://www.webs.ulpgc.es>)

2.4.2 Ondas Periódicas

En realidad, la mayoría de las ondas son el resultado de muchas perturbaciones sucesivas del medio, y no sólo una. Cuando dichas perturbaciones se

producen a intervalos regulares y son todas de la misma forma, se está en presencia de una onda periódica.

En las ondas periódicas existen diferentes frecuencias denominadas **armónicos**, que acompañan a una frecuencia de mayor amplitud denominada **frecuencia fundamental**. Lo que distingue a las ondas periódicas es que cada uno de sus armónicos son múltiplos de la frecuencia fundamental, es decir, si por ejemplo se tiene una frecuencia fundamental de 100 hz, sus sonidos armónicos tendrán como frecuencias 200 hz, 300 hz, 400 hz y así sucesivamente.

En el caso de las ondas sonoras audibles la frecuencia está entre 20 hz y 20000 hz. Las ondas acústicas de menos de 20 hz se denominan **infrasonidos**, y los de más de 20000 Hz se llaman **ultrasonidos**. Por lo general, ni unos ni otros son audibles por el ser humano. Algunos animales (por ejemplo el perro) pueden escuchar sonidos de muy baja frecuencia, tales como los creados por las ondas, instantes previos a los terremotos. En forma similar, algunos animales escuchan ultrasonidos. El murciélago es un caso notable, ya que escucha sonidos de más de 100.000 hz, lo que le permite orientarse por medio de señales acústicas según el principio del sonar (semejante al conocido radar).

Las ondas periódicas son reconocibles por los seres humanos, en el sentido de que dan una sensación de altura, timbre y definición. Son ondas periódicas típicas, las producidas por los instrumentos musicales, tales como el piano, la guitarra, el violín, la flauta o la voz humana. Las ondas periódicas también traen consigo una respuesta psicológica denominada **timbre**, el cual es una cualidad del sonido que permite distinguirlo y clasificarlo auditivamente, de acuerdo a la fuente que lo produce. De esta manera, a pesar de que dos instrumentos diferentes ejecuten un sonido de igual frecuencia, se puede distinguir cuál de ellos es un piano y cuál un violín, por ejemplo. Esta capacidad tiene relación al balance de amplitud de los sonidos armónicos que

acompañan a la frecuencia fundamental. Distintas configuraciones de amplitudes, para los distintos armónicos producidos, darán como resultado distintos timbres.

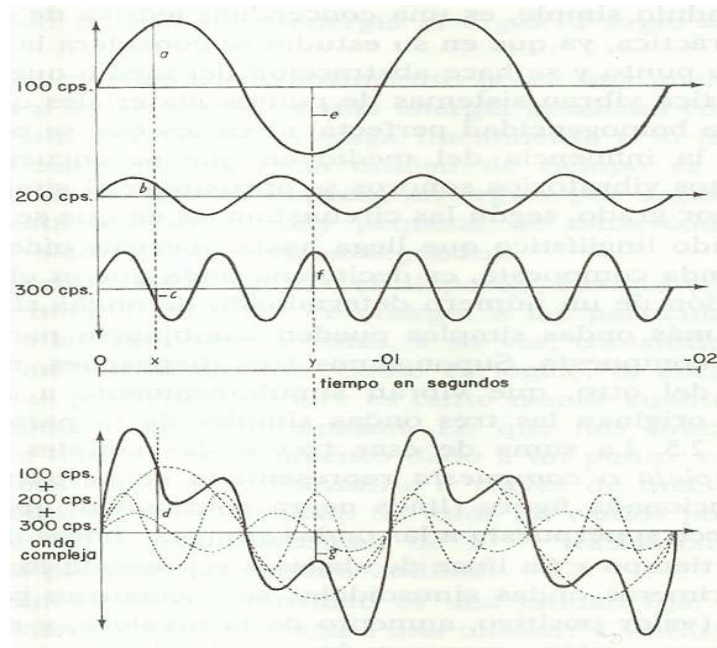


Figura 2.3: Arriba, representación de tres ondas periódicas. Abajo, la combinación de ellas da como resultado otra onda periódica (Fuente: Portal web

<http://paginaspersonales.deusto.es>)

2.4.3 Ondas aperiódicas

Aun cuando muchos sonidos son aproximadamente periódicos, como los sonidos producidos por los instrumentos musicales de altura determinada (guitarra, flauta, piano), la inmensa mayoría de los sonidos naturales son aperiódicos, es decir, que las sucesivas perturbaciones (armónicos) no se producen a intervalos regulares, no mantienen constante su forma de onda y no son necesariamente múltiplos de una frecuencia fundamental. Esto es lo que técnicamente se denomina **ruido**. Las ondas

aperiódicas en general no producen sensación de altura ni de definición. Algunos ejemplos son el ruido urbano, el ruido del mar, y el sonido de muchos instrumentos de percusión tales como los tambores o los platillos.

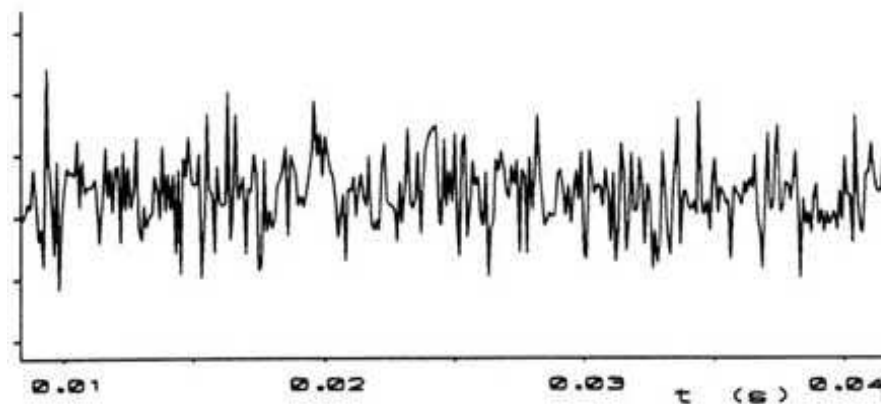


Figura 2.4: Representación de una onda aperiódica (ruido). (Fuente: <http://www.eumus.edu.uy>)

2.5 EL ESPECTRO SONORO

El concepto de espectro es de importancia capital en acústica. Por lo general, las ondas sonoras contienen varias frecuencias a la vez. Esto se explica mediante un notable teorema matemático denominado Teorema de Fourier (en honor a su descubridor, el matemático francés Fourier), que afirma que cualquier forma de onda periódica puede descomponerse en una serie de ondas de forma senoidal, cada una de las cuales tiene una frecuencia que es múltiplo de la frecuencia de la onda original (frecuencia fundamental).

Así, cuando se escucha un sonido de 100 Hz, realmente se escuchan ondas senoidales de frecuencias de 100 Hz, 200 Hz, 300 Hz, 400 Hz, 500 Hz, y así

sucesivamente. Estas ondas senoidales se denominan armónicos del sonido original, y en muchos instrumentos musicales (como la guitarra) son claramente audibles.

La descripción de las ondas senoidales que componen un sonido dado se denomina **espectro del sonido** o **espectro de frecuencias**. El espectro es importante debido a varias razones. La primera de ellas es que permite una descripción de las ondas sonoras que están íntimamente vinculadas con el efecto de diferentes dispositivos y modificadores físicos del sonido. En otras palabras, si se conoce el espectro de un sonido dado, es posible determinar cómo se verá afectado por las propiedades absorbentes de una alfombra, por ejemplo. No puede decirse lo mismo en el caso en que se conozca sólo la forma de onda.

En segundo lugar, el espectro es importante porque la percepción auditiva del sonido es de naturaleza predominantemente espectral. En efecto, antes de llevar a cabo ningún otro procesamiento de la señal acústica, el oído descompone el sonido recibido en sus componentes frecuenciales, es decir, en las ondas senoidales que según el teorema de Fourier, conforman ese sonido.

El teorema de Fourier puede extenderse al caso de sonidos aperiódicos. Estos pueden ser tan simples como los sonidos de una campana o tan complejos como el así llamado **ruido blanco** (un ruido similar al que capta una emisora de FM en ausencia de señal).

Se puede graficar un espectro sonoro, conociendo la forma de onda, en una gráfica amplitud vs. tiempo y aplicando el teorema de Fourier a la onda periódica, determinando cada uno de sus sonidos armónicos. De esta manera, se grafica en un plano de amplitud vs. frecuencia la amplitud de cada uno de los componentes frecuenciales respectivos. En este caso se aprecia una forma de espectro denominado **espectro discreto**, donde claramente se observa que para cada frecuencia particular se tiene una amplitud también particular.

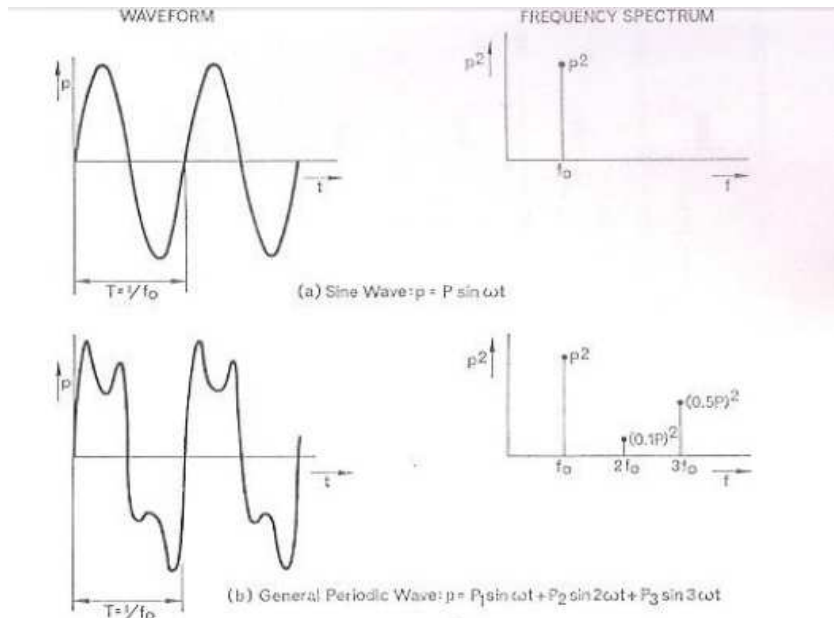


Figura 2.5: Representación y espectros de dos ondas periódicas simples (Fuente: Woods Practical Guide to Noise Control)

Sin embargo, lo más común en la industria es que la forma de la onda de la gráfica amplitud vs tiempo sea muy desordenada y aleatoria en su naturaleza. Como este tipo de ondas no tienen un claro componente frecuencial periódico (ondas aperiódicas) no se puede pensar en ellas en términos de una frecuencia fundamental y una serie ordenada de armónicos. Sin embargo, un análisis especial de Fourier puede ser aplicado a este tipo de ondas y cuando se hace esto, se encuentra que el resultado es que cada onda tiene un componente de presión para cada una de las frecuencias. Si se quiere graficar el espectro, se debe dibujar las líneas verticales con distancias infinitesimales, lo cual es, una tarea imposible de realizar. Para un tipo aleatorio de onda no se grafica la intensidad a cada una de las frecuencias, sino más bien la intensidad total en una **banda de frecuencias**. La única cosa que se debe hacer es decidir qué bandas se quiere usar. Si se está interesado en comparar dos sonidos o en evaluar la reacción a un ruido, las cosas serán mucho más fáciles si todo el mundo usa las mismas bandas. Las organizaciones encargadas de la estandarización de este tipo

de parámetros han decidido una serie de bandas de frecuencias preferidas para medición de sonido y análisis, e incluso los más modernos instrumentos las tienen incorporadas en su programación.

La banda más utilizada es la **banda octava**. Esto es, la frecuencia superior de la banda es exactamente el doble de su anterior. Ocasionalmente se puede estar más interesado en obtener más información que la proporcionada por la banda octava. Esto puede ser logrado haciendo uso de bandas más angostas como es el caso de la **banda de un tercio de octava**. Como su nombre sugiere en este tipo de análisis cada octava es dividida en tres partes iguales.

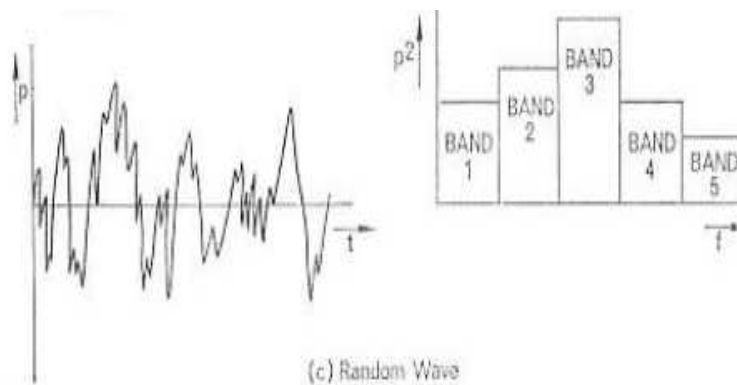


Figura 2.6: Representación y espectro de una onda aperiódica. (Fuente: Woods Practical Guide To Noise Control)

Uniendo la serie de puntos que representan el nivel de amplitud se puede obtener un **espectro continuo** desarrollado en las bandas escogidas para su análisis, como se observa en la siguiente imagen:

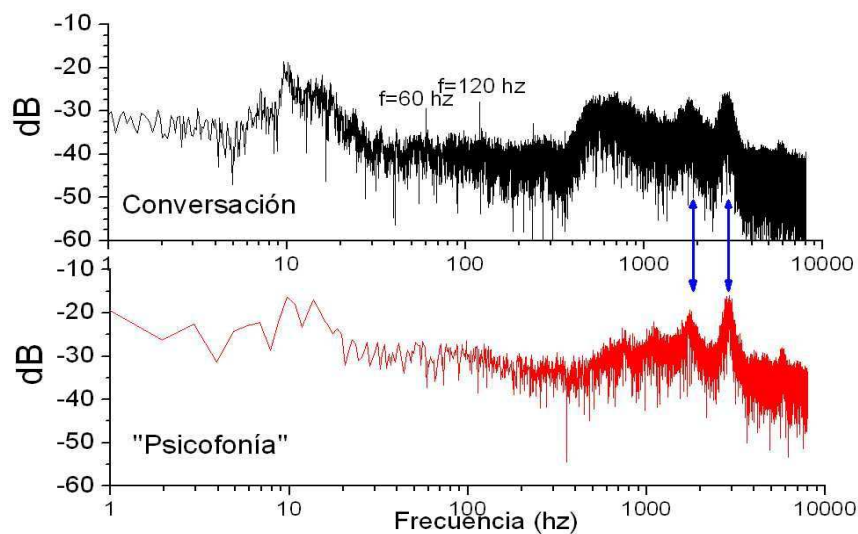


Figura 2.7: Representación de un espectro continuo de frecuencias. (Fuente: <http://gluonconleche.blogspot.com>)

2.5.1 Teorema de muestreo de Nyquist-Shannon

El teorema de muestreo Nyquist-Shannon es un teorema fundamental de la teoría de la comunicación, aplicable al muestreo de señales analógicas. Tiene especial interés y aplicación en telecomunicaciones.

En 1948 se publicó dentro de la revista de los laboratorios Bell (EEUU) un artículo denominado “A Mathematical Theory of Communication”, por el investigador Claude Shannon. En dicho artículo es demostrado, de manera formal, el teorema de muestreo de Nyquist-Shannon, que ya había sido enunciado en forma de conjetura por Harry Nyquist en el año 1928.

El teorema demuestra que la reconstrucción exacta de una señal periódica continua en banda base a partir de sus muestras, es matemáticamente posible si la señal está limitada en banda y la tasa de muestreo es superior al doble de su ancho de banda.

Claude Shannon realizó este estudio sobre un sistema de comunicación general, sin particularizar en ningún medio de transmisión concreto, por lo que a lo largo de su artículo no se hace mención a componentes o circuitos eléctricos, electrónicos, ópticos, o cualquier otro sistema susceptible de emplearse en comunicaciones digitales. Es una teoría matemática de la comunicación.

Tiene importantes aplicaciones y uno de sus más notables usos es la demostración de la cantidad de bits máximos por segundo que puede transmitir una línea telefónica, con una relación de señal-ruido y un ancho de banda determinado.

2.6 INTENSIDAD SONORA

Se denomina intensidad sonora (I) a la cantidad de energía acústica por unidad de tiempo (Potencia) transferida por una onda sonora por unidad de área (A) perpendicular a la dirección de propagación.

$$I = \frac{\text{Energía}}{A \cdot t} = \frac{P}{A} \quad (2.7)$$

Midiéndose por tanto en W/m^2 .

Existen algunos sonidos que son más intensos que otros, para ello hay muchas razones, pero la causa principal se atribuye a la amplitud. La amplitud de un sonido es el máximo exceso de presión (o presión sonora) en cada ciclo. En el caso de los sonidos aperiódicos, la amplitud puede estar cambiando continuamente. En este caso se acostumbra a obtener algún tipo de promedio. El más usual es la llamada **presión cuadrática media**: P_{RMS} .

La mayor parte de los sonidos están formados por series irregulares de perturbaciones de presión en el medio, ya sean positivas (compresiones) o negativas (rarefacciones) con respecto a la presión atmosférica de equilibrio. Si se mide el valor medio de la perturbación de presión sonora, se puede encontrar que es cero, debido a que existen tantas perturbaciones positivas como negativas. Así, el valor medio no es

una medida útil. Se debe emplear una medida que permita sumar los efectos de las compresiones y rarefacciones. Una de ellas es la Presión Sonora Cuadrática Media (RMS). La P_{RMS} se obtiene elevando al cuadrado el valor de la perturbación de presión sonora en cada momento. Estos valores cuadráticos son así sumados y promediados en el tiempo. La presión sonora RMS es la raíz cuadrada de esta media temporal. El valor RMS es llamado también **valor efectivo**.

2.7 FENÓMENOS DEL SONIDO

2.7.1 Reflexión y transmisión.

Cuando una onda acústica incide sobre una superficie plana que separa dos medios, se producen dos ondas, una de reflexión y otra de transmisión. Se habla de reflexión ya que la onda “rebota” de nuevo hacia el medio donde fue producida, mientras que la onda transmitida “traspasa” la superficie de separación y va hacia el medio siguiente. Cierta cantidad de energía pasa a formar parte de la onda reflejada y otra cierta cantidad pasa a ser parte de la onda transmitida, esta cantidad de energía para una y otra depende, entre otras cosas, de la relación de impedancias acústicas entre el primer y el segundo medio. Cuando la inclinación de la onda incidente es superior a un ángulo dado (**ángulo crítico**), sólo se produce una onda reflejada

La **impedancia acústica** es la oposición que ejerce el medio al avance de la onda, algo así como la "dureza" del medio. Cuando se pasa del medio aéreo al acuático, casi toda la energía se refleja, debido a que las impedancias son muy diferentes. En cambio, entre una capa de aire frío y otra de aire caliente, casi toda la energía de la onda acústica pasa a formar la onda transmitida, ya que las impedancias acústicas son parecidas. Matemáticamente, la impedancia acústica puede ser representada como el producto entre la densidad del medio y la velocidad de propagación del sonido en ese medio.

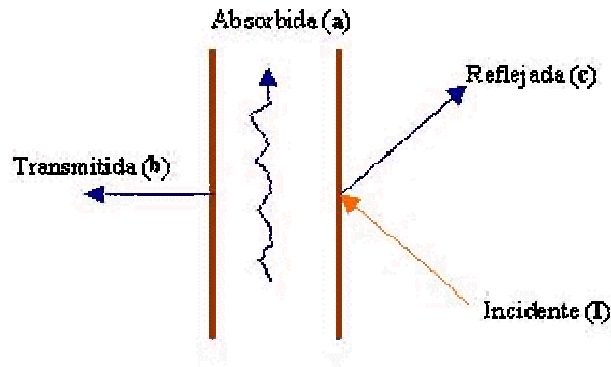


Figura 2.8: Esquema de reflexión, transmisión y absorción. (Fuente: Portal web de la Universidad de Córdoba <http://rabfis15.uco.es>.)

2.7.2 Absorción

Una onda acústica implica el movimiento de partículas, las cuales rozan entre sí. Este roce al producirse en cualquier medio material, consume parte de la energía, que se convierte en calor, disminuyendo la energía acústica total. La pérdida de energía, o absorción, depende de cada frecuencia, siendo generalmente mayor a altas frecuencias (más roces por segundo) que a bajas frecuencias.

En medios fluidos como el aire o el agua se pueden dar los datos de absorción del medio en función del camino recorrido por la onda acústica. La siguiente tabla muestra la absorción del aire a 20 °C y humedad del 70% para distintas frecuencias, en dB por kilómetros.

Frecuencia (hz)	31	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k
Absorción (dB/Km)	0,2	0,3	0,7	1,3	2,6	5,3	11,0	22,0	53,0	160

Tabla 2.1: Absorción del aire para diferentes valores de frecuencia en banda octava (Fuente: Rivas 2003. Análisis y control de ruido industrial mediante aplicación de un sistema activo)

Por ejemplo, una onda acústica de frecuencia 500 Hz que recorre dos kilómetros sufre unas pérdidas por absorción del aire de 5,2 dB. Para calcular el nivel real, habrá que tener en cuenta las pérdidas por divergencia esférica siendo esta la forma de radiación del sonido típica de una fuente esférica o puntual.

También existe otro parámetro de la absorción, y es el que se usa en las especificaciones de materiales acústicos. Se suele llamar **coeficiente de absorción** y se denota por la letra griega α , es adimensional y sus valores van de 0 a 1, siendo cero equivalente a absorción nula y uno a máxima absorción. Se define como la relación de la energía sonora absorbida por un material y la energía total incidente sobre él. El coeficiente de absorción es normalmente dado como una curva de valores graficada en la octava estándar, en el tercio de octava o tabulado para frecuencias particulares. Este valor se usa principalmente para calcular los tiempos de reverberación de salas. El coeficiente α de un panel acústico depende principalmente del espesor, porosidad y forma.

2.7.3 Difracción

Se entiende por difracción cualquier desviación de la propagación en línea recta debida a la presencia de algún obstáculo en el medio homogéneo. Por ejemplo, un muro que separa una zona residencial y una carretera. De forma parecida a como actúa la luz cuando se encuentra con un obstáculo, actúan las ondas acústicas.

La **difracción** es un fenómeno que afecta a la propagación del sonido. Hablamos de difracción cuando el sonido en lugar de seguir en la dirección normal, se dispersa en una continua dirección.

La explicación la encontramos en el Principio de Huygens que establece que cualquier punto de un frente de ondas es susceptible de convertirse en un nuevo foco emisor de ondas idénticas a la que lo originó. De acuerdo con este principio, cuando la onda incide sobre una abertura o un obstáculo que impide su propagación, todos

los puntos de su plano se convierten en fuentes secundarias de ondas, emitiendo nuevas ondas, denominadas ondas difractadas.

También se puede hablar de **sombra acústica** creada por un obstáculo. La sombra creada es distinta según la frecuencia de la que se trate. Así, las altas frecuencias "proyectan" una sombra más definida que las bajas frecuencias. Es decir, si entre el oyente y una fuente sonora que están en campo abierto, se sitúa un obstáculo, por ejemplo se levanta una pared de dos metros, el oyente percibirá una reducción de la intensidad del sonido total. Sin embargo, esta reducción será poca a las frecuencias próximas a 20 Hz (bajas frecuencias) y mucha a las frecuencias próximas a los 20 kHz (altas frecuencias), alrededor de 10 dB o más.

En este caso se podrá decir que las bajas frecuencias sufren más difracción que las altas, en otras palabras, su trayectoria se ha curvado más, rodeando el obstáculo, como se muestra en la figura 2.9.

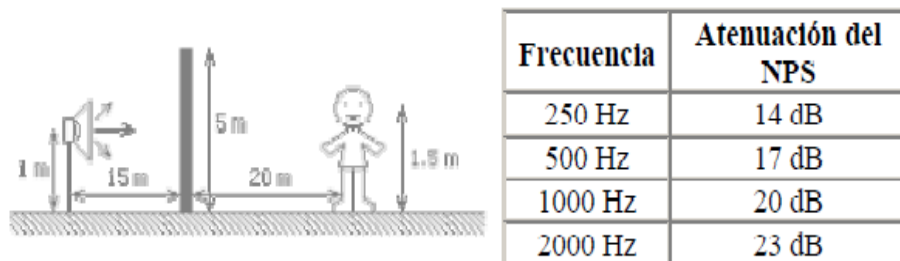


Figura 2.9: Difracción del sonido. A la izquierda la fuente de ruido, a la derecha el oyente. (Fuente: Rivas, Daniel. 2003. Análisis y control de ruido industrial mediante aplicación de un sistema activo)

Por otro lado, se puede decir que la sombra acústica es un fenómeno propio del hecho difractorio del sonido. No solo se encuentra en el caso de barreras u obstáculos, sino también cuando un sonido debe viajar a través de gradientes de temperatura en el aire. En este caso se crean sombras acústicas donde los niveles de

presión sonora son menores a los esperados en una propagación normal, esto es, gracias a que una parte de la energía que normalmente sería recibida en estas zonas está siendo difractada hacia otras direcciones.

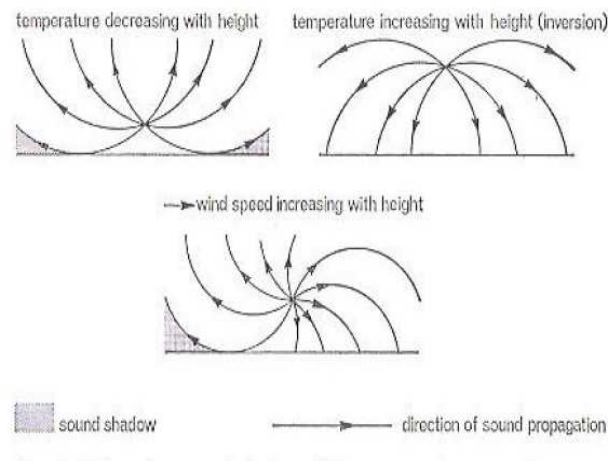


Figura 2.10: Efecto de las condiciones meteorológicas en la propagación del sonido.

(Fuente: Woods Practical Guide To Noise Control)

2.7.4 Presión Sonora

La presión sonora o acústica es producto de la propia propagación del sonido. La energía provocada por las ondas sonoras genera un movimiento ondulatorio de las partículas del aire, provocando la variación alterna en la presión estática del aire (pequeñas variaciones en la presión atmosférica). En consecuencia de estas variaciones de presión atmosférica se producen áreas donde se concentran estas partículas (**zonas de concentración**) y otras áreas quedan menos saturadas (**zonas de rarefacción**). Las zonas con mayor concentración de moléculas tienen mayor densidad y las zonas de menor concentración tienen menor densidad. Cuando estas ondas se encuentran en su camino con el oído, la presión que ejercen sobre el mismo no es igual para toda la longitud de onda. La presión acústica se define como la diferencia de presión instantánea y la presión atmosférica estática.

2.7.5 Reverberación

Es la prolongación del sonido luego que la fuente ha cesado de emitir su sonido, esto ocurre por efecto de la reflexión de las ondas en superficies con bajo nivel de absorción de sonido. Supóngase una fuente que emite un sonido en un cuarto reverberante, si de repente se apaga la fuente, el sonido en el cuarto no se detiene repentinamente; obviamente las últimas ondas en dejar la fuente deben pasar por unas cuantas reflexiones antes de que mueran completamente y esto toma tiempo, bajo este concepto también se puede definir el **tiempo de reverberación**.

2.8 NIVELES SONOROS, ACEPTABILIDAD DE RUIDO Y CRITERIOS.

2.8.1 Nivel de presión sonora (NPS o SPL)

El hecho de que exista una presión sonora más intensa (cuando la sensación de sonido pasa a ser de dolor auditivo) ha llevado a adoptar una escala comprimida denominada escala logarítmica.

Llamando P_{ref} (presión de referencia a la presión de un tono apenas audible, es decir, 20 μ Pa) y P a la presión sonora, se define el nivel de presión sonora (NPS o SPL) como:

$$SPL = 20 \log \left(\frac{P}{P_{ref}} \right) \quad (2.8)$$

Donde log es el logaritmo decimal (en base 10). La unidad utilizada para expresar el nivel de presión sonora es el decibel, abreviado dB. El nivel de presión sonora de los sonidos audibles varía entre 0 dB y 120 dB. Los sonidos de más de 120 dB pueden causar daños auditivos inmediatos e irreversibles, además de ser bastante dolorosos para la mayoría de las personas.

2.8.2 Nivel sonoro con ponderación A, B, C

El nivel de presión sonora tiene la ventaja de ser una medida objetiva y bastante cómoda de la intensidad del sonido, pero tiene la desventaja de que está lejos de representar con precisión lo que realmente se percibe auditivamente. Esto se debe

a que la sensibilidad del oído depende fuertemente de la frecuencia. En efecto, mientras que un sonido de 1 kHz y 0 dB ya es audible, es necesario llegar a los 37 dB para poder escuchar un tono de 100 Hz, y lo mismo es válido para sonidos de más de 16 kHz.

Cuando esta dependencia de la frecuencia de la sensación de sonoridad fue descubierta y medida (por Fletcher y Munson, en 1933, ver Figura 2.11), se pensaba que utilizando una red de filtrado (o ponderación de frecuencia) adecuada sería posible medir esa sensación en forma objetiva. Esta red de filtrado tendría que atenuar las bajas y las muy altas frecuencias, dejando las medias casi inalteradas. En otras palabras, tendría que intercalar unos controles de graves y agudos al mínimo antes de realizar la medición.

Sin embargo, existieron algunas dificultades para implementar tal instrumento o sistema de medición. El más obvio era que el oído se comporta de manera diferente con respecto a la dependencia de la frecuencia para diferentes niveles físicos del sonido. Por ejemplo, a muy bajos niveles, sólo los sonidos de frecuencias medias son audibles, mientras que a altos niveles, todas las frecuencias se escuchan más o menos con la misma sonoridad. Por lo tanto, parecía razonable diseñar tres redes de ponderación de frecuencia correspondientes a niveles de alrededor de 40 dB, 70 dB y 100 dB, llamadas A, B y C respectivamente (ver figura 2.12). La red de ponderación A (también denominada a veces red de compensación A) se aplicaría a los sonidos de bajo nivel (por debajo de 55 dB), la red B a los de nivel medio (entre 55 y 85 dB) y la C a los de nivel elevado (por encima de 85 dB). El resultado de una medición efectuada con la red de ponderación A se expresa en decibeles A, abreviados dBA o algunas veces dB(A), y análogamente para las otras.

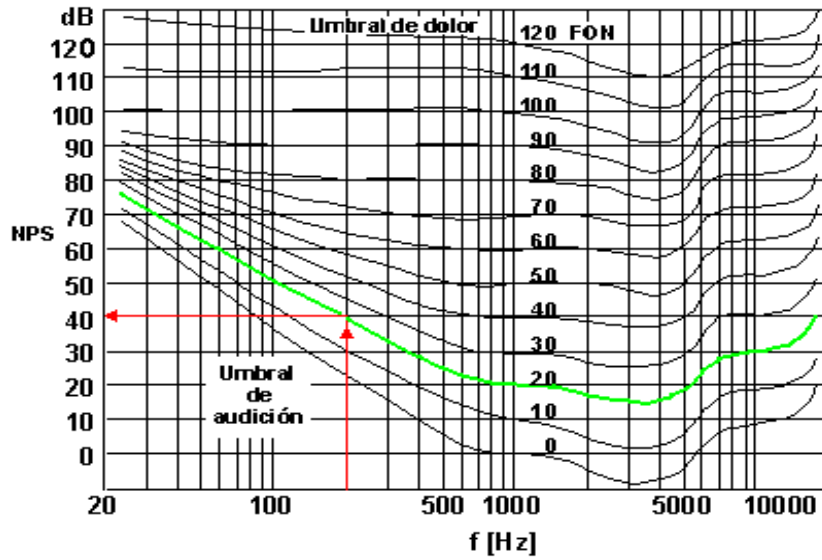


Figura 2.11: Curvas de Fletcher y Munson. (Fuente: Portal web <http://www.fceia.unr.edu.ar>)

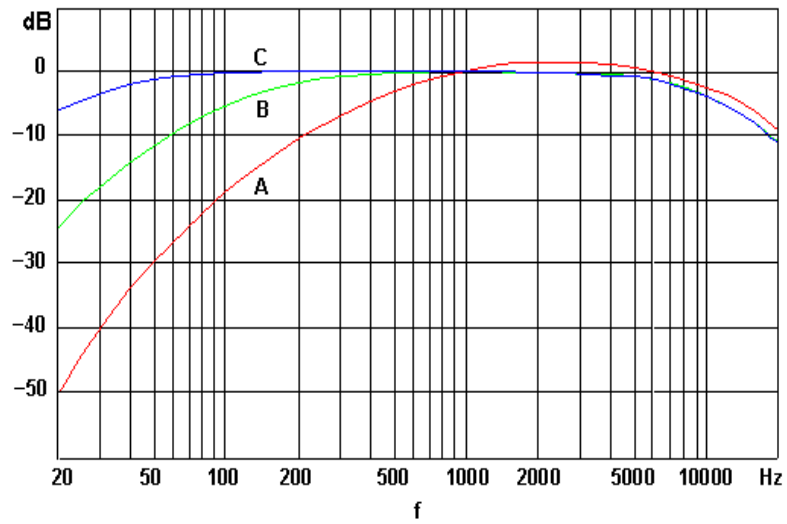


Figura 2.12: Curvas de ponderación A, B, C. (Fuente: Portal web <http://www.fceia.unr.edu.ar>)

Por supuesto, para completar una medición era necesaria una suerte de recursividad. Primero, había que obtener un valor aproximado para decidir cuál de las tres redes había que utilizar, y luego realizar la medición con la ponderación adecuada.

La segunda dificultad importante proviene del hecho de que las curvas de Fletcher y Munson (al igual que las finalmente normalizadas por la ISO), son sólo promedios estadísticos, con una desviación estándar (una medida de la dispersión estadística) bastante grande. Esto significa que los valores obtenidos son aplicables a poblaciones no a individuos específicos.

La tercera dificultad tiene que ver con el hecho de que las curvas de Fletcher y Munson fueron obtenidas para tonos puros, es decir sonidos de una sola frecuencia, los cuales son muy raros en la Naturaleza. La mayoría de los sonidos de la vida diaria, tales como el ruido ambiente, la música o la palabra, contienen muchas frecuencias simultáneamente.

Esta ha sido tal vez la razón principal por la cual la intención original detrás de las ponderaciones A, B y C fue un fracaso.

Estudios posteriores mostraron que el nivel de sonoridad, es decir, la magnitud expresada en una unidad llamada **fon**, una unidad de **sonoridad** correspondiente al nivel de presión sonora (en decibeles sin ponderación) de un tono de 1 kHz igualmente sonoro, no constituía una auténtica escala. Por ejemplo, un sonido de 80 fones no es el doble de sonoro que uno de 40 fones. Se creó así una nueva unidad, el **son**, que podía medirse usando un **analizador de espectro** (instrumento de medición capaz de separar y medir las frecuencias que componen un sonido o ruido) y algunos cálculos posteriores. En la actualidad existen, inclusive, instrumentos capaces de realizar automáticamente la medición y los cálculos requeridos para entregar en forma directa la medida de la sonoridad en son.

2.8.3 Bandas frecuenciales más utilizadas

Una **octava** es el intervalo entre dos frecuencias que están en relación 2:1, entendiéndose así que una frecuencia es el doble de la otra. Las bandas de una octava que se usan comúnmente son 37.5 – 75, 75 – 150, 150 – 300, 600 – 1200, 1200 – 2400, 2400 – 4800 y 4800 – 9600 Hz.

Una banda de un tercio de octava es una banda de frecuencias en la cual la relación de las frecuencias extremas es igual a la raíz cúbica de 2.

Una banda estrecha es una banda cuya anchura es menor que un tercio de octava pero no menor que el uno por ciento de la frecuencia central.

2.8.4 La necesidad de criterios

En la determinación de cuánto ruido puede ser permitido en una situación específica tienen influencia muchos factores. Una respuesta obvia e inmediata podría ser no tener ruido en lo absoluto; sin duda, un punto de vista válido. Sin embargo, esto puede significar un gran gasto de dinero para bajar el nivel de ruido a unos valores que puedan estar por debajo de lo que, de hecho, puede ser perfectamente aceptable en esas circunstancias particulares. Así, el control de ruido no significa llevarlo todo a un absoluto silencio. Incluso, si esto fuese posible puede, para muchos casos, no ser deseable. Más bien, el control de ruido se encarga de la regulación de los niveles de energía sonora a niveles que satisfagan los requerimientos del ambiente en el cual un observador está situado.

El ambiente es muy importante en esta tarea y, de hecho, es uno de los factores más preponderantes en el control de ruido. Por ejemplo, en una fundición o un taller metalúrgico no se espera que los operadores y obreros estén molestos por el ruido que resulta de su propio trabajo. Allí, puede que no exista la necesidad de conversar. Sin embargo, existe una necesidad inminente de proteger sus oídos contra el daño, esto significa, que para este ambiente, el criterio a utilizar es un criterio de riesgo de daño.

En una oficina o establecimiento comercial, por otro lado, no solo existe una necesidad de proteger el oído de las personas, sino que también la conversación directa y telefónica y el discurso son elementos prioritarios (además de la concentración). Así, para este ambiente es necesario un criterio mucho más exigente que en el caso anterior y se debe reducir los niveles de ruido a, al menos, en base a uno de los varios criterios de comunicación oral.

Condiciones más estrictas pueden ser impuestas cuando se trata de ambientes residenciales o domésticos. Acá, no es suficiente con que un ruido no dañe el aparato auditivo o permita la comunicación oral, la reducción de los niveles de ruido debe permitir que la gente pueda disfrutar de su privacidad y la comodidad de sus hogares. Aspectos como la relajación y el confort son importantes en estos ambientes. No obstante, esto no quiere decir que los ambientes residenciales deban estar libres de ruido en lo absoluto, pero sí se debe tener un control más delicado en estos casos. Para este caso, se buscan niveles de ruido que correspondan con los varios criterios para ambientes residenciales.

El criterio más severo de todos es el que está impuesto para ambientes especiales como estudios de grabación y televisión, salas de conciertos, ambientes clínicos y laboratorios acústicos o de investigación. Normalmente, en estos ambientes los niveles de ruido deben ser reducidos hasta el nivel de umbral auditivo.

2.9 PROPIEDADES ACÚSTICAS

2.9.1 Nivel de poder sonoro (SWL)

Este es un dato de mucha importancia, ya que brinda información de cuánta energía sonora provee la fuente de ruido, y lo más importante, es uno de los pocos datos en acústica que no cambia con la ubicación de la máquina o la fuente de ruido (en algunos casos muy raros se ha encontrado que sí puede cambiar, pero estos son muy pocos comunes y, aun así, los cambios en el nivel de poder sonoro son prácticamente insignificantes).

2.9.2 Índice de directividad

La mayoría de las fuentes de sonido exhiben características direccionales definidas; es decir, irradian más sonido en algunas direcciones que en otras. Las propiedades direccionales de una fuente de sonido pueden ser una consideración práctica importante en los problemas aplicados de control de ruido activo.

Aunque los patrones de irradiación de las distintas fuentes de sonido varían considerablemente, suelen exhibir las siguientes características generales:

- Cuando la longitud de onda del sonido emitido es muy grande en comparación con las dimensiones de la fuente, el sonido se irradia uniformemente en todas direcciones; la fuente no es direccional.
- Cuando la longitud de onda es pequeña comparada con las dimensiones de la fuente, el sonido irradiado desde la superficie de la fuente tiende a confinarse en un haz relativamente estrecho; así, cuanto mayor es la frecuencia, más estrecho es el haz.

A menudo se emplea el término **factor de directividad** para caracterizar la direccionalidad de una fuente sonora. El factor de directividad “ Q_θ ” se define como la relación entre la presión sonora cuadrática media existente a una distancia determinada y una dirección fija (θ), y la presión sonora cuadrática medida en el mismo punto, pero calculada como si la onda sonora fuera esférica saliendo de una fuente con un mismo poder sonoro. La distancia debe ser lo suficientemente grande para que la fuente pueda considerarse concentrada en un punto llamado **centro acústico de la fuente**.

Si la presión sonora a una distancia r de la fuente y ángulo θ con respecto al eje es $P(\theta)$, el factor de directividad en la dirección θ será:

$$Q_\theta = \frac{P(\theta)^2 4\pi r^2}{\rho c W} \quad (2.9)$$

El valor de Q_θ para una fuente pequeña no direccional en las siguientes posiciones en un cuarto largo y rectangular es como se muestra en la figura 2.13:

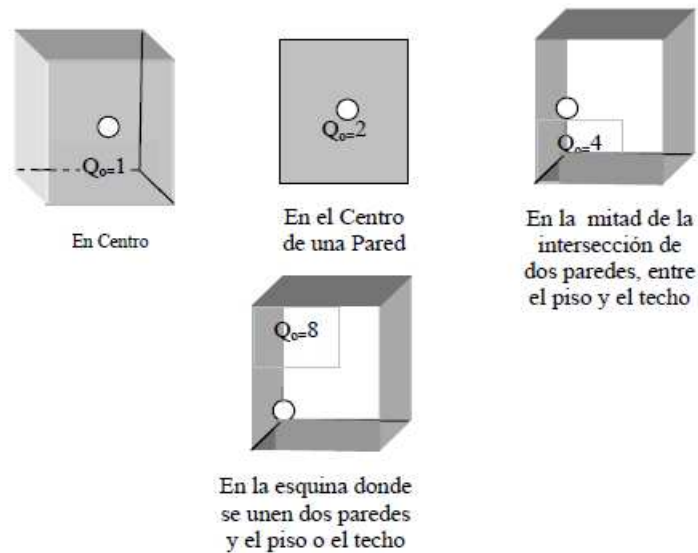


Figura 2.13: Distintos valores de Q_0 para una fuente pequeña direccional ubicada en un cuarto rectangular. (Fuente: Rivas, Daniel. 2003. Análisis y control de ruido industrial mediante aplicación de un sistema activo)

Luego el índice de directividad será:

$$DI(\theta) = 10 \log Q_\theta \quad dB \quad (2.10)$$

2.9.3 Coeficiente de absorción

El coeficiente de absorción es un parámetro de suma importancia en el control de ruido, ya que brinda información de cuanta energía sonora es capaz de absorber una superficie determinada o un cuarto. Está definida como la relación entre la energía de sonido absorbida por un material y la energía total incidente sobre él. El coeficiente de absorción es normalmente dado como una curva de valores de α

graficada o en la octava estándar, en el tercio de octava o tabulado para frecuencias particulares.

Existen dos métodos para su medición: **El método del tubo de onda estacionaria** y **el método del cuarto de reverberación**. Para el caso de este trabajo de grado, no se realizaron las mediciones del coeficiente de absorción de las paredes del laboratorio, sino que se usaron tablas e información bibliográfica para la determinación del coeficiente α . Luego, el coeficiente del cuarto se puede determinar mediante la fórmula del coeficiente de absorción promedio, la cual se es escribe de la siguiente manera:

$$\alpha_m = \frac{S_1\alpha_1 + S_2\alpha_2 + S_3\alpha_3 + \dots etc.}{S} \quad (2.11)$$

Donde $S_{1,2,3\dots}$ son las áreas parciales de cada una de las superficies que componen el cuarto, $\alpha_{1,2,3}$ son los coeficientes de absorción de los materiales correspondientes a cada una de esas áreas y S es el área total del cuarto.

2.9.4 Impedancia acústica

Es la relación compleja entre la presión sonora en un punto y la velocidad de las partículas en el mismo punto de una onda plana. Su valor se da por medio de la fórmula:

$$Z = \frac{P}{V} = c\rho \quad (2.12)$$

Donde P es la presión, V la velocidad de las partículas, c la velocidad del sonido en el medio y ρ la densidad del medio.

Se mide en Pa.s/m, que es una unidad llamada **rayl**. A una temperatura de 20 °C la impedancia del aire es aproximadamente 413 rayls. Si la onda se propaga en forma libre, sin reflexiones ni interferencias, y además la presión y la velocidad están en fase, la impedancia viene siendo un número real. En caso contrario, por ejemplo dentro de un material poroso, aparecen desfasados, por lo que la impedancia resulta

compleja. Su expresión entonces contiene dos componentes: la real y la imaginaria. También se define la impedancia acústica de un material como la relación compleja entre la presión y la velocidad de las partículas sobre la superficie del mismo.

¿Cuál sería la diferencia entre la impedancia real e imaginaria? Matemáticamente, la impedancia es una cantidad de números complejos, con un componente real y otro imaginario. La parte real a menudo se relaciona con el flujo de energía acústica (o la energía acústica real), esta es la cantidad que gobierna cuán lejos se mueve el sonido de la fuente y la cantidad de mayor interés en el control de ruido. La parte imaginaria de la impedancia o la impedancia reactiva se relaciona con el sonido que no viaja lejos de la fuente. Este sonido se reduce naturalmente, como cuando uno se mueve lejos de la fuente y generalmente no incomoda a la gente que no está sentada inmediatamente al lado de la fuente. Se puede establecer una analogía directa entre la impedancia en electricidad y la impedancia en acústica.

2.10 EL RUIDO

2.10.1 Definición de ruido

El término “ruido” se utiliza comúnmente para denominar aquellas señales que perturban la transmisión y procesamiento de señales en los sistemas de comunicación y sobre las cuales no se tiene un control completo.

El ruido, en acústica, constituye uno de los principales factores de contaminación ambiental. Produce molestias, distracción e incluso a niveles altos y tiempos de exposición prolongados, puede ocasionar daños irreversibles en el oído provocando alteraciones psicológicas y fisiológicas, afectando la conducta, el sueño y la capacidad de concentración.

Sin duda alguna, la existencia de ruido se traduce en una pérdida de calidad de vida, tanto en el ambiente laboral como en el doméstico y urbano. (Cuesta Ruiz, María 2002).

2.10.2 Clasificación del control del ruido

Como ya se dijo el ruido es un problema que afecta a toda la población. Controlar y reducir el ruido es un reto tecnológico importante por la complejidad temporal, frecuencial y espacial que presenta.

La reducción del ruido implica además un considerable costo económico por lo que en numerosas ocasiones es preferible disminuirlo a unos niveles aceptables para la población que lo padece en lugar de cancelarlo completamente (el umbral de frecuencias audibles por el humano varía según cada persona, edad, entre otros. Sin embargo se acepta el intervalo entre 20 Hz y 20 KHz como umbral de frecuencias audibles).

El conjunto de medidas encaminadas a eliminar o reducir el ruido y la contaminación acústica se denomina **control de ruido**.

Este control puede ser llevado por métodos o técnicas pasivas o activas, tal y como se muestra a continuación en la figura 2.14:

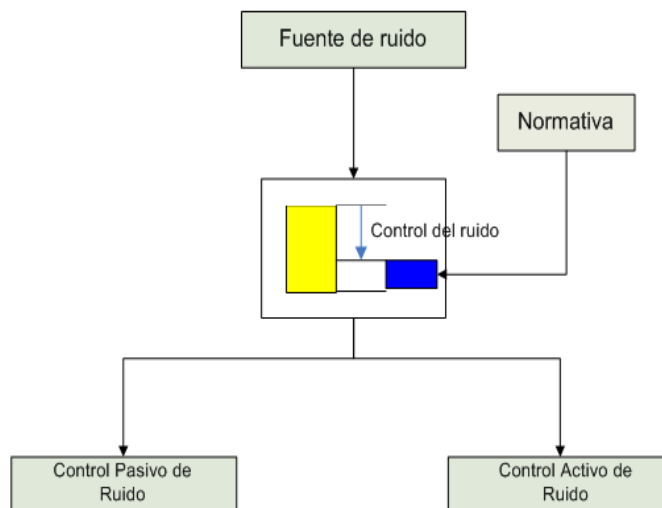


Figura 2.14: Clasificación de los métodos de control de ruido. (Fuente: Vera Yolimar, 2008. Cancelación activa de ruido)

Principalmente, dependiendo del margen de frecuencias bajo el cual se encuentra dicha fuente es posible aplicar las técnicas pasivas o activas de control para que se pueda lograr disminuir o controlar el ruido presente, de acuerdo a las normativas del sitio donde se haga el estudio. También, otros aspectos influyen en la escogencia del método de control, tales como el costo, la dificultad de instalación, el espacio donde se ubica la fuente, el tipo de ambiente, el entrenamiento del personal, etc.

2.10.2.1 Control pasivo del ruido

Las técnicas de control pasivo se basan en el uso de las propiedades absorbentes de algunos materiales con la finalidad de atenuar una onda sonora o campo acústico no deseado en un medio concreto. Para conseguirlo, esta técnica aprovecha este tipo de materiales para absorber la mayor parte de energía de la perturbación o para aumentar la impedancia del medio.

Los métodos pasivos no introducen energía externa al sistema y buscan interrumpir adecuadamente la propagación del ruido. Técnicas tales como la absorción y el aislamiento son intrínsecamente estables y eficaces sobre una amplia gama de frecuencias. Sin embargo, estos sistemas de cancelación suelen ser grandes, costosos y generalmente ineficaces para cancelar ruido en frecuencias más bajas. La eficiencia de estos sistemas también se limita a una estructura fija y puede ser impráctico para un número de situaciones donde el espacio es importante y el material agregado pueda ser un obstáculo, cosa que no es impedimento en esta investigación, ya que el espacio en el cual se hará el control es amplio (Laboratorio de máquinas térmicas de la UCV).

La tecnología del control pasivo del ruido se encuentra en un estado muy maduro y proporciona soluciones eficientes, como ya se mencionó, a frecuencias medias y altas, con un costo razonable. Sin embargo, a frecuencias bajas la envergadura de la solución pasiva, en términos de volumen y peso, la hace poco

rentable y difícil de desarrollar industrialmente, por lo que es en este margen de frecuencias es donde se pueden aplicar las técnicas de control activo de ruido.

El control pasivo se puede aplicar en la fuente de ruido, en el camino de transmisión entre la fuente y el receptor y en el propio receptor, tal y como se indica en la figura 2.15:

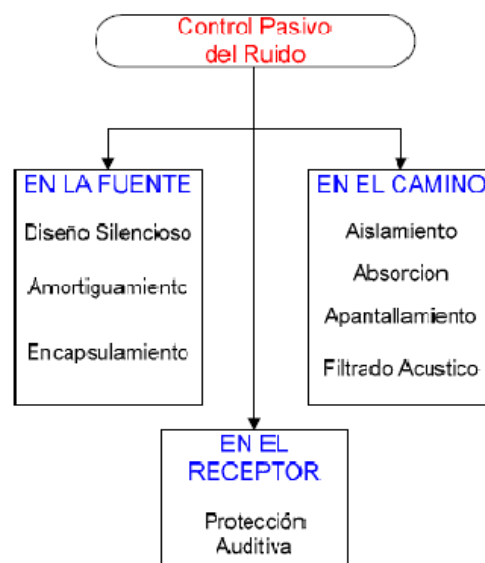


Figura 2.15: Clasificación de los métodos de control pasivo de ruido. (Fuente: Cuesta Ruiz María, 2002. Aplicación del control pasivo del ruido)

2.10.2.1.1 Formas de control pasivo en la fuente

2.10.2.1.1.1 Diseño silencioso

El diseño silencioso no es más que la consideración de la atenuación del ruido por medio de la geometría y de los mismos materiales empleados en la fabricación de la máquina. En este sentido, el diseño silencioso es un método de control de ruido que no nace como una acción correctiva luego de que la máquina es construida y puesta en funcionamiento, sino que se refiere a contemplar el hecho de que la máquina, por sus características, puede llegar a ser ruidosa, y por ende, debe ser construida (o

pensada) en términos de reducir al máximo la generación de ruido. Para esto, el diseño se vale no solo de la utilización de materiales absorbentes, sino de geometrías apropiadas que permitan la disipación de energía sonora (caso de ductos para aire y espacios con necesidades acústicas).

Entre los principales métodos para el diseño silencioso, por ejemplo, se encuentra la utilización de materiales elásticos. Los materiales elásticos tienen la propiedad de afectarse sensiblemente a las ligeras presiones que provoca una onda sonora. El panel elástico está constituido por una chapa de madera y un soporte. Cada panel tiene su frecuencia propia y esta es de gran importancia para la atenuación del sonido, pues cuando su frecuencia coincide con la del panel, aparece la resonancia y la energía sonora se convertirá en oscilaciones en grado máximo. Por tanto la absorción de un panel elástico es máxima para su frecuencia propia.

La absorción de los paneles mejora si en la cámara de aire que queda entre este y la pared, que actúa como un medio elástico, es colocado un material con un alto coeficiente de absorción, siendo su uso más ventajoso para las bajas frecuencias.



Figura 2.16: Los teatros son un gran ejemplo de diseño acústico (Fuente: Portal web <http://www.teleacustik.com>)

2.10.2.1.1.2 Aislamiento de vibraciones

Para aislar las vibraciones, se trata de impedir que las vibraciones procedentes de una máquina se transmitan al suelo o a otros grupos unidos al mismo (**aislamiento activo**) o bien de que las vibraciones del suelo no se transmitan a un aparato sensible (**aislamiento pasivo**).

El aislamiento de vibraciones, como el caso de los ruidos de impacto, requiere la presencia de elementos blandos que reduzcan la transmisión, como son muelles de acero, lana de vidrio y materiales elásticos como el neopreno.

En principio, una máquina aislada siempre es un sistema masa-resorte, en el que la masa está constituida por la misma máquina y, eventualmente, por una placa de basamento unida rígidamente a ella, y la suspensión por el material aislante colocado bajo ella. El sistema masa-resorte tiene una frecuencia natural de vibración

condicionada a la masa del equipo y al módulo de elasticidad dinámica del elemento que actúa de aislante.

Para esa frecuencia no existe aislamiento, pero a medida que la frecuencia excitatriz de la masa aumenta, se reduce la transmisión de manera importante. Para frecuencias mayores tres o más veces que la frecuencia natural del sistema, la transmisión disminuye el 10% - 15% de la original.

2.10.2.1.1.3 Encapsulamiento

Cuando el ruido no puede ser controlado, en ocasiones resulta conveniente aislarlo o confinarlo en recintos cerrados para evitar la propagación de su energía a otras áreas, donde laboran los obreros. Dentro de este recinto cerrado, cuyas dimensiones dependerán de las características del ruido, existirá un altísimo NPS, por lo que se tratará de evitar, por todos los medios la entrada de personas.

Si tal situación fuera imprescindible como en los ventiladores de tiro forzado de las termoeléctricas, se deberán extremar las medidas de protección individual y controlar los tiempos de exposición.

2.10.2.1.2 Formas de control pasivo en el camino

2.10.2.1.2.1 Aislamiento

Es una de las técnicas más utilizadas para reducir los altos niveles de presión sonora cuando existe un campo reverberante. Consiste en la utilización de materiales absorbentes para revestir las paredes y/o superficies con esos materiales de forma que cuando el sonido incida sobre ellas sea reducida su reflexión.

Este método resulta de interés en los puestos de trabajos en los cuales el problema es la falta de inteligibilidad, por ejemplo, en el sector de servicio y de la enseñanza.

2.10.2.1.2.2 Barreras o pantallas protectoras (apantallamiento)

La pantalla se interpone entre la fuente de ruido y el receptor. Su efecto se basa en la difracción del sonido y pueden ser eficaces para sonidos en los que dominen las altas frecuencias, pero no cuando lo hacen las bajas frecuencias. En la siguiente figura se muestra una barrera sencilla para reducir el ruido.

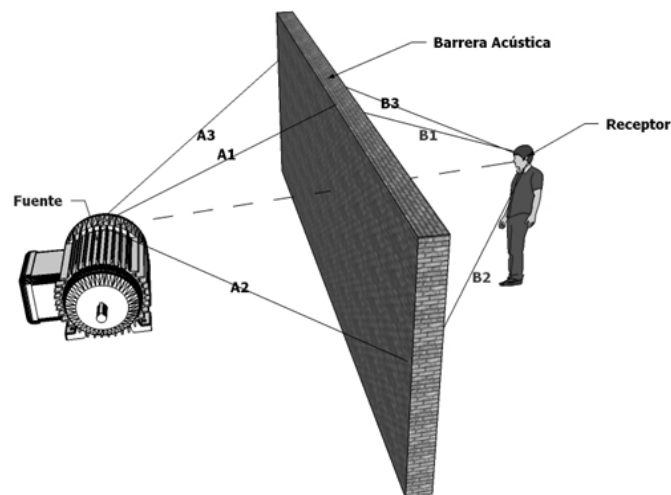


Figura 2.17: Representación gráfica de una barrera acústica (Fuente: Portal web <http://www.mqz.cl/productos.html>)

2.10.2.1.2.3 Filtrado acústico o crossover

Los filtros de cruce o crossover son una clase de filtro electrónico utilizado en aplicaciones de audio. Un crossover divide la señal de audio en bandas de frecuencia independientes que pueden ser enviados por separado a los altavoces optimizando las bandas de frecuencia.

Los crossover también permiten el procesamiento y amplificación multibanda en los que se divide la señal de audio en bandas por separado antes de que se mezclen

de nuevo. Algunos ejemplos son: la dinámica multibanda (compresión, limitación, de-esser), distorsión multibanda, la mejora de graves, amplificadores de alta frecuencia, y la reducción de ruido (por ejemplo: reducción de ruido Dolby A). Generalmente, consiste en un dispositivo capaz de filtrar las frecuencias a la entrada, para obtener a la salida una determinada banda de frecuencias. El margen que ocupe esta banda dependerá de la configuración del propio sistema. Se trata de una red divisora de frecuencias, es decir, separa la señal procedente de una fuente de sonido en "franjas" de frecuencias (altas, altas-medias, medias, bajas, etc). En audio se utilizan dos tipos de crossovers: los Activos que dividen la señal antes de ser amplificada y los Pasivos que la dividen después de ser amplificadas (salida a los altavoces).

2.10.2.1.3 Formas de control pasivo en el receptor

Consiste en la utilización de aparatos de protección que resguarden al personal operativo de los altos niveles de ruido, cuando estos no pueden ser atenuados o el costo de su tratamiento excede los límites de la factibilidad. También, es común el uso de cabinas sobre todo cuando el ruido proviene de diversas fuentes, dispersas por toda el área, por lo que lograr que el obrero no lo reciba se vuelve complejo. Una posible solución para este caso, es aislar al obrero del entorno, es decir, confinarlo en una cabina que impida o limite que las ondas penetren al interior.

Desde el punto de vista práctico esta técnica, para aplicarla requiere de determinadas características del puesto de trabajo, como la poca necesidad de desplazamiento y la disponibilidad de espacio y acondicionamiento en la cabina.



Figura 2.18: Cabina para ambiente industrial. (Fuente: Portal web: <http://www.insonor.com>)



Figura 2.19: Audífonos protectores para ambiente industrial. (Fuente: <http://www.connecthearing.com.mx>)

2.10.2.2 Control activo del ruido

El ANC se basa en un sistema electroacústico que cancela el ruido primario indeseado según el principio de superposición, en donde el ruido secundario o antiruido posee igual amplitud y fase opuesta al primario. Al sumarse ambas señales

se obtiene la cancelación deseada. Los sistemas activos permiten atenuar ruidos de baja frecuencia, en donde las técnicas de PNC son poco eficientes y complejas en cuanto a peso y tamaño, funcionando como un suplemento moderno para dichos sistemas convencionales. Todo sistema ANC debe satisfacer requerimientos de precisión en el control, estabilidad y confiabilidad, debido a que para producir un buen grado de atenuación, la amplitud y fase de ambas señales deben acoplarse con un alto grado de precisión. En función de esto es deseable que el controlador sea digital, en donde las señales provenientes de los transductores electroacústicos o electromecánicos sean muestreadas por un procesador digital de señal con la velocidad y precisión necesarias para ejecutar funciones matemáticas sofisticadas en tiempo real.

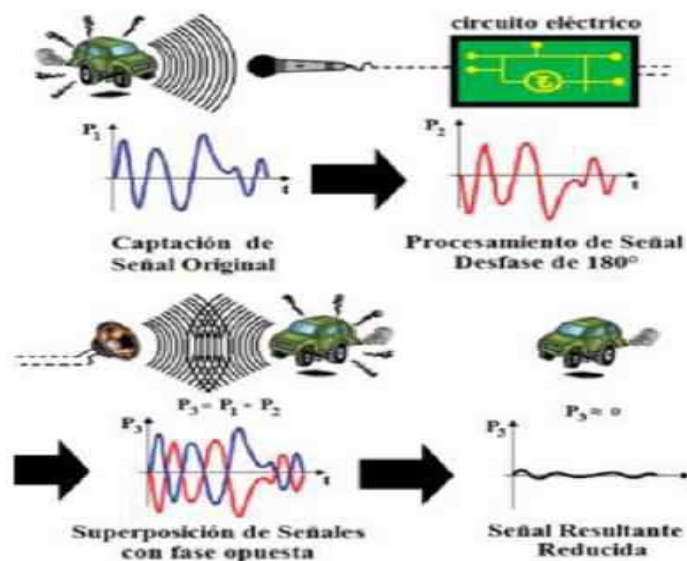


Figura 2.20: Diagrama de control de ruido por pasos. (Fuente: Rivas, Daniel. 2003. Análisis y control de ruido industrial mediante aplicación de un sistema activo)

2.10.2.2.1 Fundamentos del control activo de ruido

Diferentes sonidos provocan diferentes ondas sonoras que se suman entre ellas para dar una sola onda (que es lo que nuestro oído percibe). Cuando se tienen ondas sonoras de la misma frecuencia en un mismo espacio hablamos de interferencia. Estas interferencias pueden ser constructivas o destructivas, según si la onda resultante tiene una amplitud mayor o menor a la onda de interés.

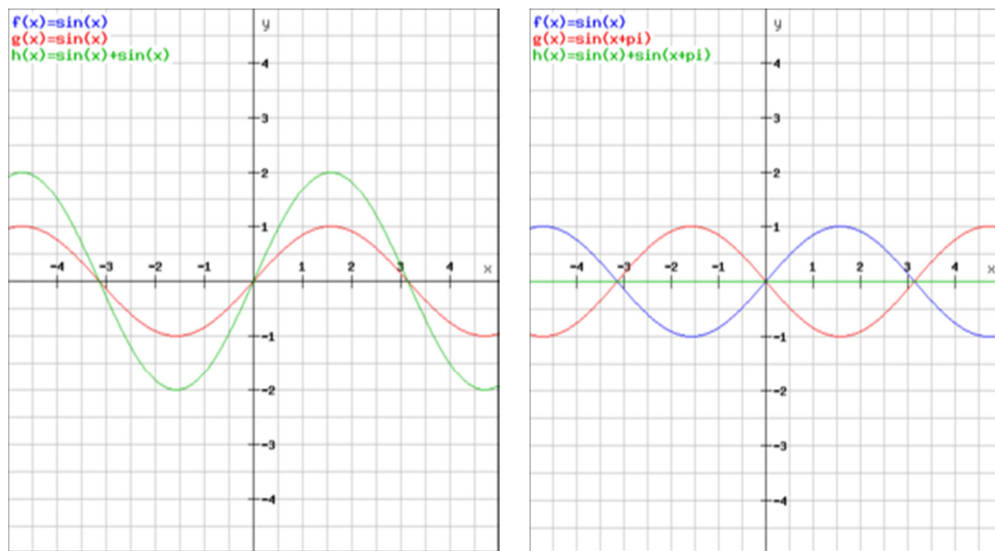


Figura 2.21: Representación gráfica de la interferencia en ondas. A la izquierda, interferencia constructiva o positiva. A la derecha, interferencia destructiva o negativa (Fuente: Portal web <http://mingaonline.uach.cl>)

Esta característica de las ondas sonoras es la que se utiliza para hacer la cancelación activa de ruido.

2.10.2.2.2 Funcionamiento del control activo de ruido

Un aparato de control activo de ruido necesita conocer el ruido que se quiere eliminar del sistema. Un aparato de cancelación activa de ruido ha de constar por lo menos de:

- Un sensor de entrada.
- Un procesador de señal.
- Un emisor que genere la señal que cancele el ruido.

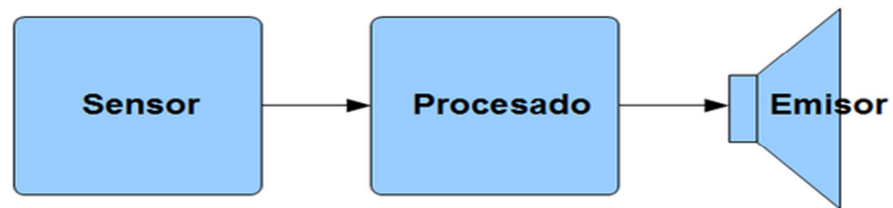


Figura 2.22: Equipos necesarios para el control activo del ruido. (Fuente: Portal web <http://mingaonline.uach.cl>)

También es importante tener en cuenta otro factor cuando se utilice un aparato de cancelación de ruido, y es el espacio en el que ha de trabajar.

2.10.2.2.1 Sensor

El sensor tiene que captar la información del ruido a eliminar. Generalmente lo que se hace es captar el ruido directamente con un micrófono, aunque a veces la información se obtiene de otras fuentes, como por ejemplo sacar la frecuencia de la centralita electrónica de un motor. Según la aplicación esta señal puede ser digital o analógica, y en este segundo caso se puede digitalizar antes de procesarlo.

2.10.2.2.2 Procesador

El procesador es el encargado de generar la señal canceladora (anti-ruido). Principalmente, hay dos tipos de procesadores según su funcionamiento: analógicos o digitales. De todas formas, el objetivo de los dos es el mismo: generar una señal que cancele el ruido a eliminar. En el caso de que se conozca exactamente la señal a eliminar se puede hacer simplemente un cambio de signo. En los otros casos, se debe calcular de alguna manera la señal ruido con el error que esto conlleva, teniendo en

cuenta que el sistema añadirá un retraso a la señal canceladora respecto a la señal a cancelar. Por todo esto el procesado para hacer la cancelación del ruido no es tan sencillo como hacer un cambio de signo a la señal, y por eso se utilizan herramientas como predictores, filtros adaptativos, métodos de control de error, etc. para poder generar una señal canceladora lo más efectiva posible.

2.10.2.2.3 Emisor

El emisor es un altavoz. Este altavoz quizás tenga que reproducir sólo el anti-ruido o también otras señales, como en el caso de los auriculares canceladores de ruido.

2.10.2.2.3 Espacio

En el mundo real el espacio es tridimensional. Esto hace que sea muy difícil y caro "proteger" espacios grandes contra ruidos. Si se tiene una habitación en la cual se desea cancelar completamente los diferentes ruidos que llegan desde el exterior, se debería calcular para cada punto del espacio el ruido incidente y generar el anti-ruido.

Así pues, generalmente lo que se hace es intentar eliminar el ruido en un punto en concreto del espacio. Si se conoce el receptor y éste es fijo y manipulable, lo que se puede hacer es situar el sensor y el altavoz de la misma direccionalidad y dirección que la fuente de ruido justo al lado de esta. Esto permite que las ondas que se propaguen a través del aire ya estén "canceladas". Por otro lado, se puede colocar el sensor y el altavoz justo en el punto en el que se desea cancelar los sonidos (por ejemplo, al lado del oído de una persona). Estos sistemas son "unipersonales", es a decir, solo pueden beneficiar un receptor.

En el caso de que se conozca tanto la posición exacta de la fuente de ruido como del receptor, como por ejemplo en un coche, también hay sistemas en los cuales el sensor y el altavoz están separados (el sensor en el motor y el altavoz al lado del conductor, por ejemplo) para maximizar la eficacia del sistema. Aunque resulte caro,

también hay sistemas de cancelación de ruido activos para a espacios grandes (como casas o habitaciones) para cancelar los ruidos que vienen del exterior.

2.10.2.2.4 Métodos del control activo de ruido

Existen dos tipos de sistemas de control que se aplican en el control activo de ruido: control de lazo abierto (feedforward) y el control de lazo cerrado (feedback). El primero de ellos sólo cancela ruido periódico y el segundo cancela tanto ruido de banda estrecha (periódico), como ruido de banda ancha (aleatorio).

2.10.2.2.4.1 Control de lazo abierto (feedforward)

Cuando se dispone de una señal que da una referencia del ruido que se desea cancelar, la configuración del sistema de control es de lazo abierto, según se muestra a continuación en la figura 2.23:

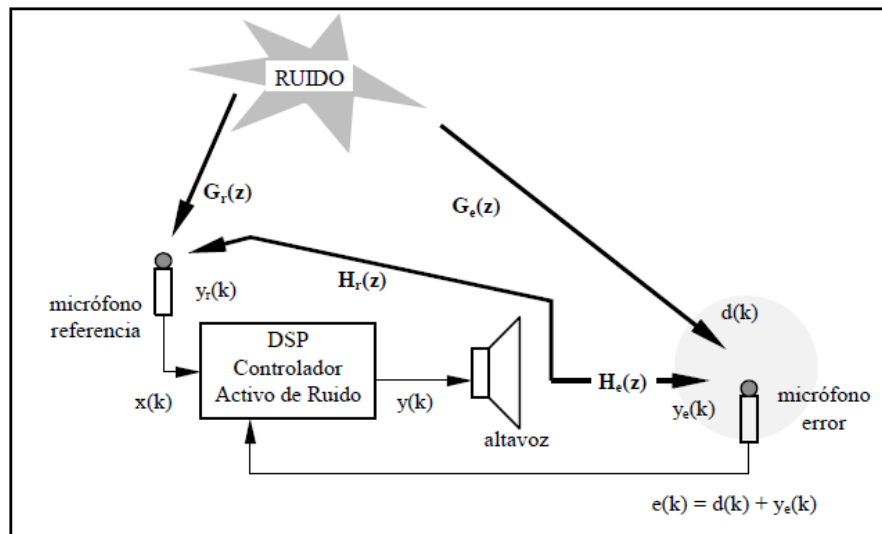


Figura 2.23: Esquema de control activo de ruido, método feedforward.
(Fuente: Mínguez, Antonio. 1998. Ingeniería avanzada para control de ruido acústico mediante técnicas adaptativas)

A partir de una referencia del ruido $x(k)$, el controlador genera una señal de salida $y(k)$, de manera que en el micrófono de error se encuentre invertida en fase, $y_e(k)$, con respecto a la señal que llega al micrófono de error, $d(k)$, procedente de la fuente de ruido. De esta forma, se consigue una disminución de la presión acústica en el entorno de este micrófono. Las variaciones acústicas del medio perturban la función de transferencia del sistema de control. Cuando las condiciones acústicas cambian, hay que modificar la respuesta del controlador. Es imprescindible dar información al controlador de la señal de error $e(k)$, para que este modifique su respuesta, cuando cambien las condiciones. De esta forma, el controlador intentará en todo momento hacer nula la señal que se recoge por el micrófono de error, esto es, el nivel de presión acústica en el entorno del micrófono. El sistema recibe el nombre de sistema adaptativo de control de lazo abierto (*feedforward*) y fue propuesto por Paul Lueg, para la cancelación de ondas planas en el interior de un conducto.

El sistema anterior de control mostrado en la figura 2.23, puede representarse mediante un diagrama de bloques con todas las funciones de transferencia electro/acústicas involucradas (figura 2.24). El análisis de dicho diagrama de bloques permite obtener la función de transferencia que ha de tener el controlador.

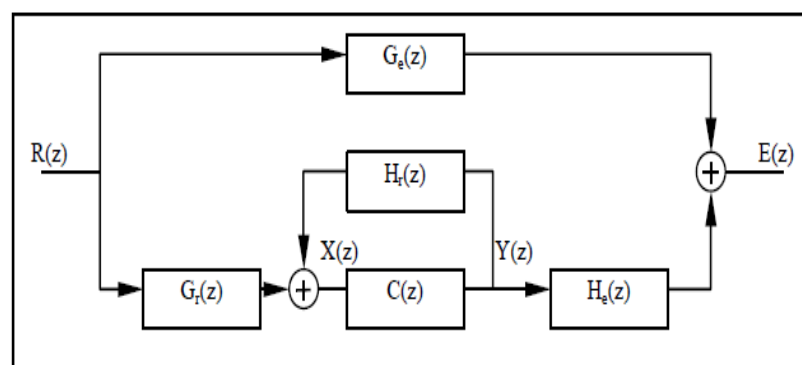


Figura 2.24: Diagrama de bloques de un sistema de control activo de ruido de lazo abierto. (Fuente: Mínguez, Antonio. 1998. Ingeniería avanzada para control de ruido acústico mediante técnicas adaptativas)

Las señales y funciones de transferencia son las siguientes:

$R(z)$: Ruido.

$E(z)$: Señal de error.

$X(z)$: Señal de entrada al controlador.

$Y(z)$: Señal de salida del controlador.

$G_e(z)$: Función de transferencia electro-acústica entre la fuente de ruido y el micrófono de error.

$G_r(z)$: Función de transferencia electro-acústica entre la fuente de ruido y el micrófono de referencia.

$H_e(z)$: Función de transferencia electro-acústica entre el altavoz y el micrófono de error.

$H_r(z)$: Función de transferencia electro-acústica entre el altavoz y el micrófono de referencia.

$C(z)$: Función de transferencia del sistema de control

2.10.2.2.4.2 Control de lazo cerrado (feedback)

Este tipo de control aplicado al control activo de ruido fue propuesto en los años 50 (Olson 56) para producir una reducción de la presión acústica, alrededor de los reposacabezas de los asientos de los pasajeros en los aviones.

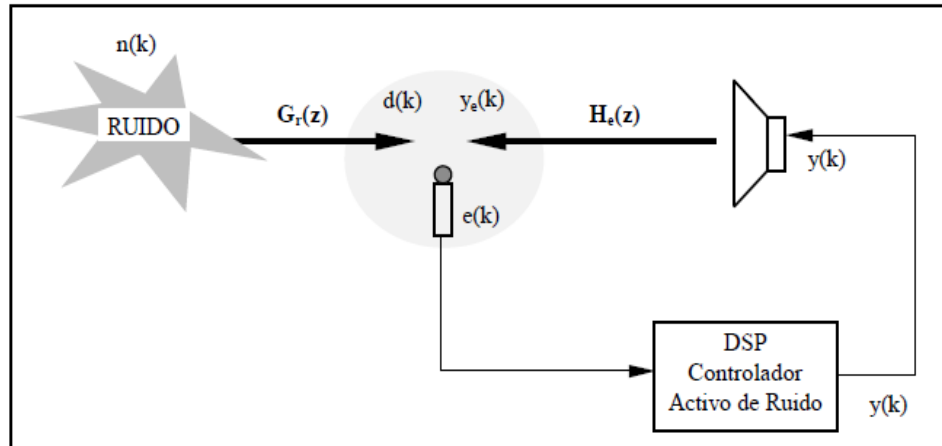


Figura 2.25: Sistema de control activo de ruido tipo feedback (Fuente: Mínguez, Antonio. 1998. Ingeniería avanzada para control de ruido acústico mediante técnicas adaptativas)

La señal que recoge el micrófono, señal de error $e(k)$, es la suma del ruido inicial $d(k)$, con el ruido de cancelación $y_e(k)$, generado por el altavoz. La señal de error sirve al controlador para modificar su respuesta $y(k)$, con objeto de conseguir que el valor eficaz de la señal de error $e(k)$ sea mínima. Es decir, que la presión acústica en el entorno del micrófono sea nula.

El anterior sistema de control mostrado en la figura, puede representarse mediante un diagrama de bloques, con todas las funciones de transferencia electro/acústicas involucradas (figura 2.26). El análisis de dicho diagrama de bloques permite obtener la función de transferencia que ha de tener el controlador.

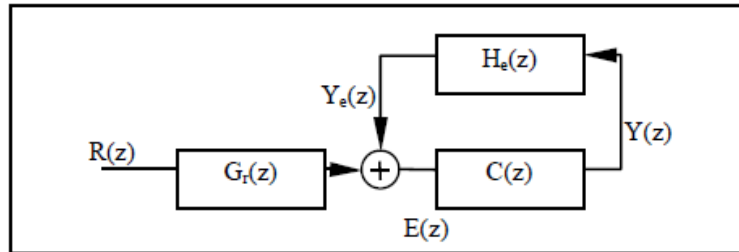


Figura 2.26: Diagrama de bloques de un sistema de control activo de ruido de lazo cerrado ((Fuente: Mínguez, Antonio. 1998. Ingeniería avanzada para control de ruido acústico mediante técnicas adaptativas)

Las señales y funciones de transferencia son las siguientes:

$R(z)$:Ruido.

$E(z)$:Señal de error.

$Y(z)$:Señal de salida del controlador.

$G_r(z)$:Función de transferencia electro-acústica entre la fuente de ruido y el micrófono.

$H_e(z)$:Función de transferencia electro-acústica entre el altavoz y el micrófono.

$C(z)$:Función de transferencia del sistema de control.

2.10.2.2.5 Aplicaciones de los sistemas de control activo

Algunas de las aplicaciones más conocidas de sistemas de cancelación activos de ruido son:

- En altavoces: altavoces que llevan incorporado un sistema de cancelación en cada auricular para eliminar el ruido que llega a cada oreja. Estos altavoces se ayudan generalmente de aislantes pasivos para trabajar. Además los micrófonos no son omnidireccionales, ya que se tiene en cuenta que la misma

cabeza de la persona elimina casi todos los ruidos que provienen del otro lado. También tienen la peculiaridad de que se reproduce por el mismo altavoz el ruido y la información útil (música).

- En motores: Los ruidos de los motores son periódicos y esto hace que sean más fácilmente cancelables. En la industria y en el mundo del automóvil más recientemente se están aplicando soluciones de cancelación de ruido cada vez más. Se está estudiando el impacto que pueden tener estos sistemas para reducir el consumo de combustible.
- En sistemas de captación de voz: Por ejemplo en videoconferencias, donde se cancela la señal que capta el micrófono que proviene del altavoz para evitar que el sistema se retroalimente. O en sistemas de reconocimiento, donde es importante tener una señal limpia para reconocer las palabras.
- En aislamiento acústico: en edificación, aunque sea muy caro, ya se ven aplicaciones. Es útil sobre todo en entornos urbanos para eliminar ruidos concretos como el tráfico y las bocinas, o por ejemplo en zonas próximas a los aeropuertos.

2.11 EFECTOS DEL RUIDO SOBRE EL ORGANISMO

2.11.1 El oído humano

El mecanismo de audición humano es esencialmente un transductor electroacústico altamente sensible que responde a ondas sonoras de un vasto alcance de frecuencias, intensidades y formas de onda. Este transforma las fluctuaciones de presión acústica en impulsos sobre el nervio auditivo. Estos impulsos son llevados al cerebro, el cual los interpreta e identifica y los convierte en sensaciones (la percepción del sonido).

Como la respuesta del oído humano es puramente subjetiva no puede medirse directamente como una cantidad física. La respuesta del oído humano varía tanto con la frecuencia (20 – 20.000 Hz) como por la intensidad del sonido. No obstante, el oído humano es más sensible a los cambios de frecuencia que a los de intensidad y

más sensible a los sonidos de baja intensidad que a los de alta intensidad. A causa de su respuesta no lineal a las ondas sonoras y el hecho de que el oído humano capta sonidos de muchas frecuencias, nace la necesidad de usar la escala decibel, que es una escala logarítmica. La pérdida de audición puede definirse como la diferencia en decibelios entre los umbrales de audición de una persona con audición deficiente y una que oye normalmente, a una frecuencia dada. El mecanismo de audición es altamente elástico a cambios de intensidad y puede sobrecargarse.

La **sordera** se mide generalmente por la cantidad de audición que se ha perdido, en decibeles. La **sordera conductiva** es el deterioro de la audición debido a la obstrucción o anormalidades del oído medio. La capacidad del oído humano para identificar o localizar la dirección de una fuente de sonido con gran exactitud se denomina **audición binaural o localización auditiva**; esta capacidad se debe a la diferencia de intensidad sonora en los dos oídos causada por la difracción y por la diferencia de fase del sonido que llega en tiempos diferentes a los dos oídos.

2.11.2 Anatomía

El órgano del oído humano se compone de tres partes: oído externo, oído medio y oído interno como se muestra en la figura 2.27. El oído externo se extiende hasta el tímpano, que se encuentra en el extremo de un conducto cilíndrico y oval de unos 4 cm. de longitud formado de cartílago, membrana y de hueso con un revestimiento cutáneo que contiene glándulas secretoras de cerumen. Este conducto dirige el sonido a la membrana del tímpano. Tiene ligera forma de S, lo que a veces dificulta la inserción de tapones protectores del oído. Su diámetro varía de unos puntos a otros y es más estrecho en el extremo interior. Al hablar, al masticar o bostezar cambia la forma del conducto en el tercio exterior, lo que tiende a desplazar incluso tapones protectores bien ajustados.

La membrana del tímpano es elíptica, delgada y transparente y su unión al martillo la mantiene en tensión. El oído medio está formado por una cadena de tres pequeños huesos móviles, el martillo, el yunque y el estribo, llamados también los

huesecillos del oído, y por dos músculos diminutos, el músculo del estribo y el tensor del tímpano. El estribo, denominado así por su forma, tiene una base plana que se ajusta a la membrana de la ventana oval y va unida a ella, de forma que le permite moverse como una articulación. La trompa de Eustaquio pone en comunicación la cavidad del oído medio con la faringe, lo que en un oído normal compensa la diferencia de presión atmosférica a ambos lados de la membrana del tímpano. Es necesario que esto sea así para que la membrana pueda vibrar cuando los sonidos llegan a su superficie. El grado de movimiento de la membrana depende, además de otros factores: del tono de los músculos nasofaríngeos, de la presencia o ausencia de congestión en el oído medio y del grado de protección que proporcionan los tapones.

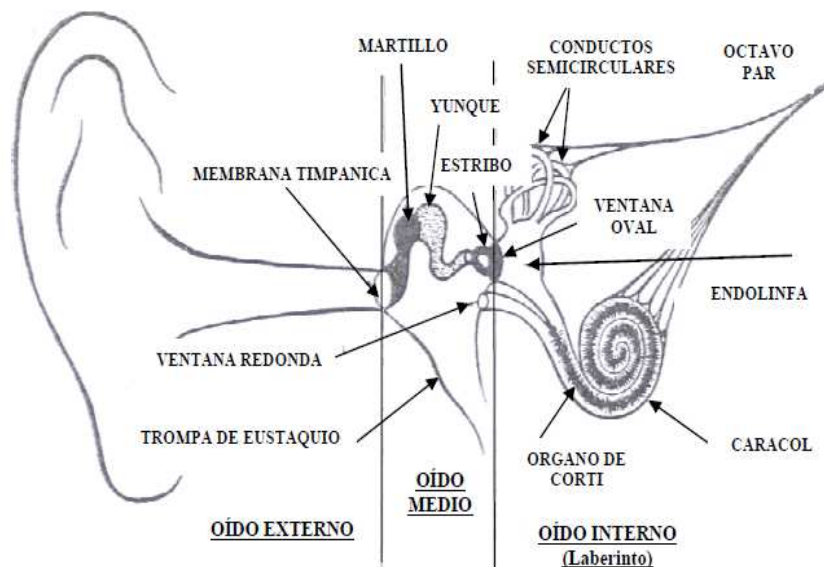


Figura 2.27: Anatomía del oído externo, medio e interno. (Fuente: American Foundrymen's Society, 1958)

El oído interno es un sistema complejo de cavidades situadas en el seno del peñasco del temporal. Comprende tres conductos semicirculares, dispuestos entre sí

en ángulos rectos, y la cóclea. La cóclea está dividida en dos compartimientos por una membrana que corre a través de toda la longitud del conducto. Esta membrana en toda su longitud lleva consigo un complejo arreglo de células capilares conocidas como el órgano de Corti.

2.11.3 Mecanismo de audición

Más allá de las ondas sonoras (física del sonido), el proceso de la audición humana implica procesos fisiológicos, derivados de la estimulación de los órganos de la audición, y procesos psicológicos, derivados del acto consciente de escuchar un sonido.

El oído capta los sonidos de la siguiente manera:

La oreja capta las ondas sonoras que luego se transmiten a través del conducto auditivo hasta el tímpano. El tímpano es una membrana flexible que vibra cuando le llegan las ondas sonoras. Esta vibración llega a la cadena de huesecillos que comunican la energía vibratoria y la transmite al oído interno a través de la ventana oval. Finalmente las vibraciones "mueven" los dos líquidos que existen en la cóclea (perilinfia y endolinfia), deformando las células ciliadas existentes en el interior. Estas células transforman las ondas sonoras en impulsos eléctricos que llegan al nervio auditivo y de este nervio a la corteza auditiva que es el órgano encargado de interpretar los sonidos.

No se ha podido precisar aún cómo el movimiento de las células es transformado, vía el nervio auditivo, para dar una sensación de escucha, pero se sabe que diferentes zonas de la membrana son excitadas por diferentes frecuencias de vibración del fluido, lo cual da la sensación de altura.

El lóbulo temporal se ocupa de varias funciones, incluido el lenguaje. Cuando se escucha música, o hablar a alguien, esta región está tratando de descifrar la información. El procesamiento de información de audio y memoria auditiva se gestionan acá.

2.11.4 Consideraciones sobre el efecto del ruido en la audición

Contrario a la creencia popular, la pérdida de audición por ruido no es el resultado de una especie de “explosión” del tímpano. Esto raramente si sucede, y cuando pasa, es la consecuencia de un tipo de onda de altísima presión, típica de una explosión, teniendo un pico de amplitud de probablemente 160-180 dB.

Sin embargo, para este caso, es de interés la pérdida de audición por largas exposiciones a ruidos de menor envergadura. En la mayoría de los casos, el daño se encuentra en las delicadas células capilares localizadas en la cóclea; esto sucede porque las vibraciones de los fluidos en las cuales están inmersas estas células son muy grandes. Este tipo de pérdida de audición no debe ser confundida con la sordera total, la cual es producto de una falla completa del aparato auditivo (especialmente el nervio auditivo) por una enfermedad. Más bien, en esta investigación, el interés recae en la pérdida progresiva de la audición por periodos de, quizás, unos cinco a diez años.

Básicamente, existen tres factores de importancia en materia de daño al aparato auditivo por ruido:

- Aunque el daño casi siempre ocurre a 4 Khz, los ruidos de baja frecuencia causan mucho menos daño que los de alta frecuencia del mismo nivel.
- Por otro lado, para el mismo nivel total, más daño se causa si la energía es concentrada en una sola frecuencia que si está propagada sobre una banda de frecuencias.
- Otro factor es el tiempo de exposición. Generalmente, a mayor nivel, más corto debe ser el tiempo de exposición permitido.

2.11.4.1 Exposición breve a ruidos de alta intensidad

Hay casos en que una breve exposición a un ruido muy intenso provoca la ruptura de la membrana del tímpano. La victima suele experimentar un dolor agudo seguido a veces de una sordera prolongada para los tonos altos superiores a 9000 Hz.

Si no aparece infección y la ruptura no es muy considerable, la curación de la membrana rasgada se produce sin dificultad.

2.11.4.2 Exposición prolongada

No cabe duda que una exposición prolongada al ruido puede causar la pérdida de la audición, aunque son pocos los casos en que esta pérdida es total. Puede ocurrir que el ruido no reúna las características necesarias (sonoridad, altura, periodicidad) o que la exposición no sea lo bastante prolongada. **La sordera ocupacional** afecta a los dos oídos, pero uno de ellos puede sufrir más que el otro.

2.11.5 Caracteres clínicos

En sus primeras fases, la pérdida de audición puede pasar totalmente inadvertida para el paciente y, en tales casos, el descubrimiento de la dolencia suele producirse durante un reconocimiento médico por otra causa o en el curso de otra enfermedad.

Se puede llegar a una sordera de un 40% en ambos oídos sin que el paciente se perciba de ella. Lo primero que se pierde es la capacidad de oír con claridad el lenguaje hablado. En el caso de sordera coclear, puede presentarse un fenómeno de captación de sonidos, que no se dan en la sordera conductiva ni en la de origen nervioso central, que se origina en una zona situada más allá de la cóclea. La apreciación subjetiva del sonido no guarda proporción, en tales casos, con el incremento de intensidad física del estímulo.

2.11.5.1 Desplazamiento transitorio del umbral

En un sentido estricto, la expresión “**desplazamiento transitorio del umbral**” se aplica a toda pérdida de audición que se pueda curar, cualquiera sea el tiempo necesario para ello. La causa puede estar en la exposición de uno de los dos oídos (o ambos) al ruido. Es necesario conocer bien este trastorno, al que se da así

mismo el nombre de fatiga auditiva. La magnitud del desplazamiento transitorio del umbral depende del tipo de ruido que lo provoca.

2.11.5.2 Sensibilidad al ruido

La pérdida de capacidad auditiva causada por un mismo ruido varía de una persona a otra. En algunos individuos susceptibles, el trastorno se presenta relativamente pronto. Es cierto que prolongando la exposición desaparecen esas diferencias.

Son muy pocos los casos en que el ruido industrial provoca la pérdida total de la capacidad auditiva. Esas personas muchas veces se dan cuenta de que los ruidos les molestan más que a otros.

2.12 EFECTOS DEL RUIDO SOBRE EL COMPORTAMIENTO

Hasta hace relativamente poco tiempo este aspecto del problema se ha estudiado más atentamente que la propia pérdida de la audición desde un punto de vista fisiológico. Se ha afirmado que muchas veces el ruido reduce el rendimiento y la eficacia, y afecta al estado de ánimo. La parte de la acústica que se encarga del estudio de la apreciación subjetiva del sonido y su efecto psicológico en las personas se denomina **psicoacústica**. Es probable, sin embargo, que los efectos del ruido sobre el comportamiento no constituyan un problema importante para la salud, aunque en determinadas circunstancias el ruido puede ser perjudicial para el bienestar del individuo.

Es posible acostumbrarse a ciertos ruidos, pero sólo en la medida en que el individuo llegue a perder conciencia de los efectos subjetivos de aquellos. No obstante, puede también darse el fenómeno inverso desarrollándose entonces una creciente sensibilidad al ruido. Se puede enumerar los siguientes, como los efectos más comunes del ruido, desde un punto de vista psicológico:

2.12.1 Molestias

Se ha dicho que todo sonido que se considere molesto puede calificarse de ruido. El grado de molestia no está necesariamente en relación directa con la intensidad del sonido; pueden influir en él factores subjetivos como la familiaridad con unos ruidos determinados, el estado de ánimo del sujeto y/oa factores físicos como el microclima. La molestia es en gran medida una respuesta individual y varía según las personas y las situaciones.

En general, según los estudios realizados en los laboratorios, lo probable es que cuanto más intenso sea el ruido y más alto el tono de sus componentes, mayor será la molestia que cause.

La molestia también se entiende como una respuesta de tipo subjetiva de parte del individuo, que muchas veces atiende a su sitio de trabajo o desempeño personal, por ejemplo, en una fundición o un taller de fabricación de partes de metal no se espera que los obreros estén molestos por el ruido de su propio trabajo, sin embargo cuando estas personas están en la comodidad de sus hogares, les puede parecer muy molesto el hecho de escuchar constantemente ruidos, silbidos y chillidos, sobre todo en horas de la noche, aun cuando estos sonidos seguramente son menos perjudiciales y fuertes que los de las máquinas o los materiales con los que trabajan. También, la intermitencia de un ruido lo hace más molesto que el mismo ruido producido de manera continua, según investigaciones.

2.12.2 Distracción y disminución de la eficiencia y del rendimiento

Es difícil demostrar que el ruido produce efectos prolongados sobre el rendimiento o la eficacia en el trabajo; pero hay que suponer que ejerce cierta influencia, ya que puede ser causa de molestias, accidentes o dificultades en la comunicación y hasta favorecer al ausentismo laboral. En términos generales, se puede decir que la capacidad de adaptación del hombre tiende a suprimir todo efecto permanente sobre su producción y rendimiento.

2.12.3 Fatiga

No es fácil demostrar que la fatiga de los trabajadores aumenta en un medio ruidoso. La fatiga puede ser debida a la necesidad de hablar en voz alta o al esfuerzo suplementario debido a las dificultades de comprensión. Estos son fenómenos difíciles de evaluar objetivamente. En general, parece que el estado de ánimo depende más del interés que el individuo encuentra en su trabajo que de los niveles de ruido o de otros factores perturbadores.

2.13 CONSIDERACIONES DEL RUIDO EN MAQUINARIAS

Las máquinas son una de las principales fuentes de ruido. El espectro del ruido es de tres tipos:

- Componentes lineales con frecuencias definidas relacionadas con las partes rotatorias, desplazamiento positivo y su velocidad. La frecuencia generada es proporcional a la frecuencia de la rotación. Generalmente tiene una frecuencia fundamental y varios armónicos, o múltiplos enteros de esta frecuencia. Los producen los generadores, motores, ventiladores, etc. Su frecuencia cambia con la velocidad rotacional.
- Componentes lineales con frecuencias no relacionadas con el giro. Son producidas por vibraciones de las piezas de la maquinaria o del soporte de la misma, por lo que su frecuencia no cambia. A veces estos ruidos tienen tantas frecuencias libres de vibración que son imposibles de separar unas de otras.
- Componentes aleatorios o ruido "RANDOM". Puede ser continuo como el producido por cojinetes o los cilindros de un motor o intermitente cuando se produce por maquinaria en funcionamiento discontinuo.

2.14 MATERIALES USADOS EN ACÚSTICA

2.14.1 Materiales absorbentes

Son materiales utilizados en el acondicionamiento acústico, por su capacidad de absorber la mayor parte de la energía que reciben. Por tanto, al reflejar (y transmitir) un porcentaje muy pequeño del sonido incidente se evitan reflexiones indeseadas, que pueden perjudicar la acústica del sitio al introducir distorsiones, entre otros.

En el campo profesional la capacidad de absorción de estos materiales ha sido calculada en laboratorios, y en las especificaciones técnicas de cada material vendrá dado su coeficiente de absorción y la **frecuencia crítica** para cada espesor determinado.

2.14.1.1 Tipos de materiales en cuanto a su absorción

2.14.1.1.1 Materiales porosos

Son aquellos materiales que absorben más sonido a medida de que aumenta la frecuencia. Es decir, absorben con mayor eficacia las altas frecuencias (los agudos). Cuanto más poroso es el material, mayor es la absorción. Cuanto más denso es este material, igualmente es mayor la absorción pero solo hasta cierto límite donde pasaría a comportarse como reflexivo. Las densidades medias de estos materiales oscilan en torno a los 80 kg/m^3 . Otro factor a considerar es el espesor empleado, que cuanto mayor es, resulta efectiva la absorción a menor frecuencia (teóricamente un absorbente poroso empieza a ser efectivo a una frecuencia determinada cuando el $1/4$ de la longitud de onda coincide con el espesor del mismo). Como la longitud de onda es inversamente proporcional a la frecuencia, el máximo grosor de material poroso es determinado por la frecuencia más baja que se busca atenuar. Incluso su colocación, al separarlo de la superficie rígida (pared) donde se sitúe, mejora su absorción a más

baja frecuencia. Los materiales porosos más comunes son las lanas minerales (de roca y de vidrio).

Como su nombre lo indica se trata de materiales más o menos esponjosos concavidades de aire comunicadas entre sí, por ejemplo, lana mineral o de vidrio, celotex, cortinados y alfombras, poliuretano, entre otros.

En todos ellos, el mecanismo de absorción consiste en la degradación de la energía sonora por el roce de las moléculas del aire contra fibras del material, debido a esto resulta imprescindible que el material sea poroso y permeable. Otro factor que influye en gran medida es la **resistencia al flujo**, que se entiende como el tiempo que tarda en pasar la unidad del volumen de aire por la unidad de superficie de la muestra al aplicar la unidad de presión.

La figura 2.28 muestra la absorción típica para materiales porosos. Si se incrementa el espesor del material, la absorción crece pero tiene un límite, ya que el material no aumenta su absorción en forma proporcional con el espesor y después de unos 7,5 cm el incremento es mínimo.

Frecuentemente, por razones estéticas es necesario ocultar el material poroso, recurriendo a paneles perforados de aluminio, yeso o poliestireno. Su papel es exclusivamente decorativo, ya que no absorben ruido a menos que se encuentren ubicados detrás, caso que con mayor frecuencia se aplica para la solución de problemas de cielorraso. En las paredes se colocan baldosas absorbentes y decorativas o medias canas de madera lustrada con ranuras entre ellas, así se oculta el material absorbente que se encuentra detrás.

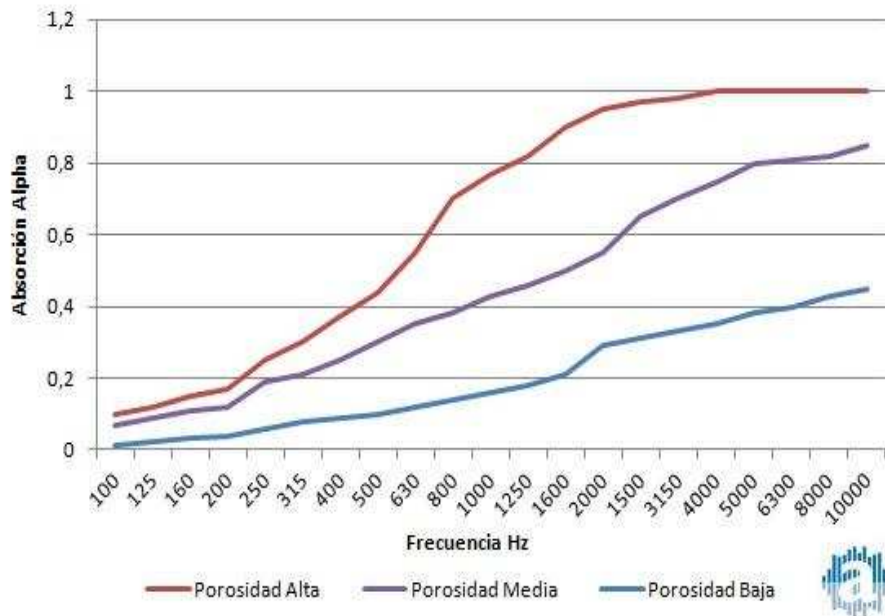


Figura 2.28: Curva de absorción típica para materiales porosos. (Fuente: teoriadeconstruccion.net. Matías Hernández)

Dentro de los materiales porosos podemos a su vez distinguir varios tipos como son los porosos-rígidos y los porosos-elásticos.

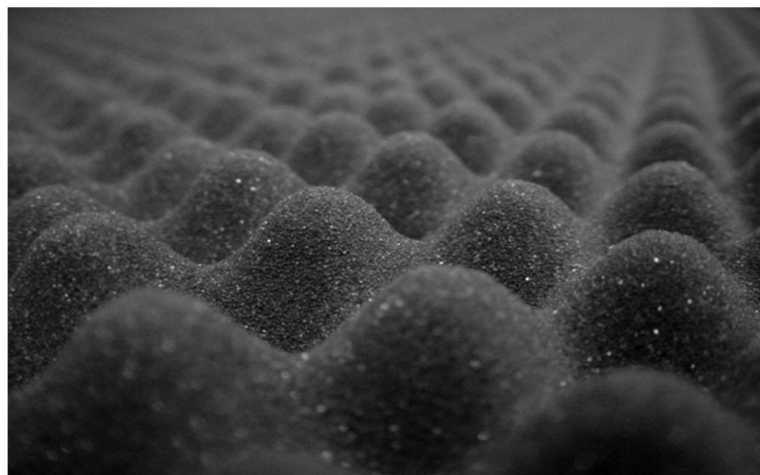


Figura 2.29: Las goma - espumas y los materiales celulares son un gran ejemplo de absorbentes porosos (Fuente: Portal web <http://cosasdeaudio.com>)

2.14.1.1.1 Materiales poroso-rígidos

Se usan como yesos absorbentes sonoros con una estructura granular o fibrosa de tela o esterilla hecha con material orgánico o lana artificial, o de losetas acústicas y bloques comprimidos de fibras con aglutinantes. Los yesos absorbentes sonoros son resistentes y se montan con facilidad siempre que la superficie que los recibe esté preparada.

La disminución en el espesor del material causa la disminución del coeficiente de absorción al reflejarse parte de la energía sonora en la superficie rígida de soporte y volver al interior del recinto. Esto ocurre sobre todo a las frecuencias de 250, 500 y 1.000Hz. Si se montan dejando un espacio de aire entre el material y la pared, aumenta la absorción sobre todo a 250Hz y algo a 125Hz, disminuyendo algo a 500Hz. De todas formas es conveniente solicitar del fabricante la información técnica en función de los diferentes tipos de montaje, a la hora de utilizar valores reales.

Estos materiales suelen presentarse en forma de paneles o tableros acústicos de fácil instalación. También suelen poder colocarse como techo suspendido mediante elementos metálicos, aunque pueden darse problemas por la flexión de los materiales. Los sistemas de suspensión mecánica permiten la combinación de techos absorbentes con la iluminación, aire acondicionado y elementos de calor radiante. Los tamaños oscilan normalmente desde 30x30cm a 30x60cm, y espesores de 1 a 3cm. También, según su formación, presentan diferentes propiedades como apariencia estética, facilidad de limpieza, posibilidad de pintado, reflectancia lumínica, resistencia al fuego, etc. Una de sus ventajas principales es su fácil adaptación tanto en edificios nuevos como en los ya construidos.

Como conclusiones sobre este tipo de materiales se puede decir que:

- La capacidad de absorción disminuye con la reducción del espesor de la capa.
- El coeficiente de absorción disminuye a bajas frecuencias.
- La presencia de un espacio de aire entre el material y la pared rígida origina un aumento de la absorción a bajas frecuencias y también en el valor máximo del coeficiente de absorción sonora.

2.14.1.1.2 Materiales poroso - elásticos

Si el material absorbente presenta un esqueleto no rígido sino elástico, dicho esqueleto estará sujeto a vibraciones al igual que el aire contenido en los poros. Estos sistemas se suelen instalar como sistemas de dos capas con la formación: capa de material absorbente – aire-capa de material – aire-pared.

Las conclusiones sobre este material son:

- Un aumento en el número de capas del sistema, de una a dos, aumenta de manera importante las frecuencias para las que el coeficiente de absorción es relativamente alto.
- Para aumentar la anchura de la variación del coeficiente de absorción con la frecuencia, se aumenta la distancia entre capas a medida que nos alejamos de la pared rígida.
- Para evitar saltos en la variación del coeficiente de absorción con la frecuencia, los espacios de aire no deben ser iguales ni múltiplos unos de otros.

2.14.1.1.2 Materiales resonantes

El más simple ejemplo de un absorbente resonante es una vasija o botella que contiene aire y está conectada del otro lado por un túnel angosto similar al cuello de una botella, este tipo de configuración se denomina **resonador de Helmholtz**. El aire dentro de la botella funciona como un resorte. Si se presuriza la botella y luego se libera, el aire se moverá de atrás hacia adelante consumiendo energía y produciendo calor. El aire se mueve a una frecuencia natural o frecuencia de resonancia la cual puede ser calculada fácilmente. Si un montón de ondas llegan a la misma frecuencia de resonancia, se puede extraer mucha energía de ellas. Lo malo es que la absorción decae considerablemente si la frecuencia dista mucha de la resonante. Por eso, son materiales que presentan la máxima absorción a una frecuencia determinada: la propia frecuencia del material.

Estos sistemas se basan en el hecho de que una onda acústica es parcialmente absorbida cuando encuentra en su camino cuerpos capaces de vibrar a su propio ritmo. Si el cuerpo que se encuentra tiene unos modos de vibración discretos, absorbe sólo algunas de las frecuencias y por tanto la absorción es selectiva. Como el panel tiene inercia y amortiguamiento, parte de la energía sonora incidente se convierte en energía mecánica y se disipa en forma de calor, por eso absorbe sonido. Pero al entrar el panel en vibración, él mismo actúa como radiador sonoro, por lo que en estos sistemas el coeficiente de absorción no suele ser superior a 0,5.

Se ha comprobado que un cambio en la distancia del sistema vibratorio a la pared rígida, como en los materiales porosos, tiene influencia en el valor del coeficiente de absorción y en su variación con la frecuencia (al aumentar la distancia, la frecuencia de resonancia disminuye). Si se quiere desplazar el coeficiente de absorción hacia las bajas frecuencias, se puede rellenar el espacio entre la pared y el sistema con materiales absorbentes, como lana de vidrio, aumentándose también el pico que presente el coeficiente de absorción.

Estos materiales tienen ventajas respecto a los porosos como son la resistencia a los golpes, duración y posibilidad de tratar o redecorar la superficie. Pueden barnizarse, pulirse o pintarse.

Estos paneles suelen crear en el recinto un campo sonoro más difuso, ya que una onda plana que se refleja desde una superficie vibrante pierde sus propiedades direccionales.

Para la sujeción de los paneles es recomendable utilizar arandelas amortiguadas que no pierdan sus propiedades elásticas con el tiempo, sin comprimirlas demasiado durante el montaje.

Las conclusiones sobre estos materiales son:

- La variación del coeficiente de absorción con la frecuencia de un sistema vibratorio rígido, se representa en forma de una curva de resonancia.
- La capacidad de absorción depende de la elasticidad de estos materiales, así como de su peso específico, dimensiones, y del procedimiento de sujeción de

los paneles, así como de su posición relativa respecto a la pared rígida, y del relleno de los espacios entre el sistema y la pared.

- El amortiguamiento de los bordes de los paneles y relleno de los huecos con materiales blandos, produce un aumento del coeficiente de absorción y un cambio hacia la zona de bajas frecuencias del valor máximo del coeficiente de absorción.



Figura 2.30: Resonador de Helmholtz (Fuente: Departamento de Física. Universidad Case de Western Reserve)

2.14.1.1.3 Absorbentes en forma de panel o membrana

Consiste en materiales de alta amortiguación interna, donde las ondas deben hacer un gran trabajo antes de llegar a la superficie de partición principal. Nuevamente, la absorción es mayor cuando las frecuencias son cercanas a la frecuencia resonante del panel, que también puede ser calculada fácilmente. Se puede abarcar un mayor ancho de frecuencias con la adición de una manta de material absorbente entre el panel y la partición, lo cual es una práctica común. Este tipo de materiales absorben con mayor eficacia las bajas frecuencias (los graves), que las altas.

Al adosar a un absorbente poroso una membrana impermeable elástica, como madera terciada, material plástico, papel, entre otros, se modifican sus propiedades, convirtiéndolo en absorbente de membrana. La onda sonora pone en movimiento la membrana y esta a su vez mueve el aire encerrado detrás de ella. Hay frecuencias de resonancias que dependen de la masa de la membrana y del volumen de aire encerrado detrás. Para esta frecuencia la amplitud del movimiento es máxima y la absorción obtiene su pico por la misma razón. Este pico será más o menos pronunciado, o más o menos ancho, de acuerdo con el material absorbente encerrado detrás de la membrana.

La membrana de por sí no es absorbente o lo es en grado mínimo, ya que no es permeable. De este modo el aire en movimiento no puede penetrar y degradar su energía por efectos del roce con los alvéolos del material, como sucede con los materiales porosos y permeables. La absorción se realiza únicamente por efectos del montaje.

Los absorbentes de membrana frecuentemente se utilizan en forma de placas en estudio de radio o televisión, para asegurar un tiempo de reverberación óptimo en bajas frecuencias. Para las frecuencias altas se utilizan casi siempre absorbentes porosos; para las frecuencias medias y bajas se recurre a los montajes de membrana o a los absorbentes resonantes.

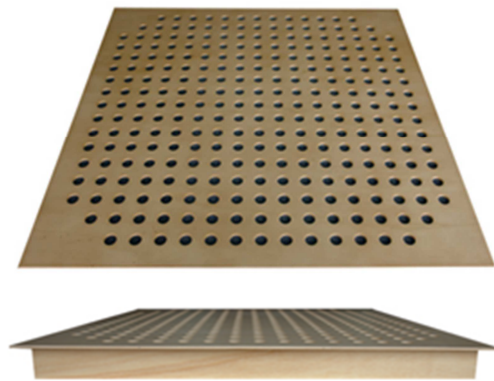


Figura 2.31: Ejemplo de material absorbente de membrana o diafragmático. (Fuente: Portal web <http://www.materialesacusticos.net>)

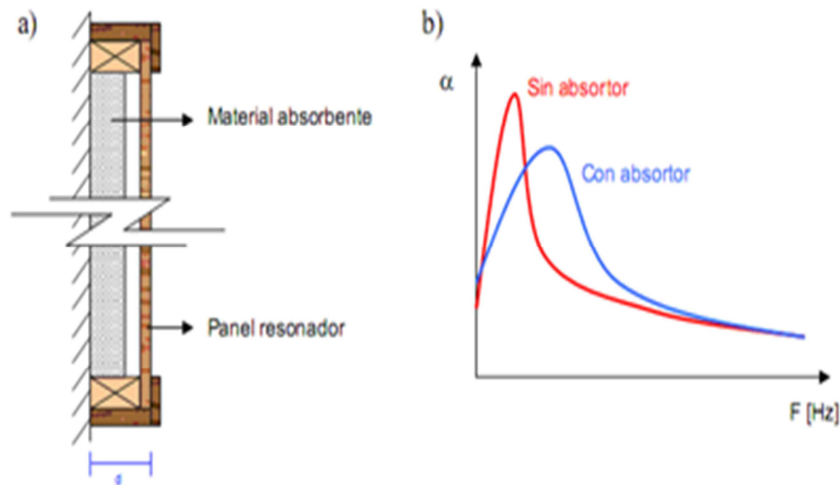


Figura 2.32: A la izquierda, esquema gráfico del montaje de un panel acústico. A la derecha, comparación entre las gráficas de absorción de un panel acústico con adición de absorbente y sin adición de absorbente. (Fuente: Portal web <http://www.materialesacusticos.net>)

2.9 ANÁLISIS VIBRATORIO Y TRANSMISIBILIDAD

Podemos identificar dos tipos de vibración: vibración sin amortiguación y vibración amortiguada. En el primer caso, el más sencillo, se considera el sistema masa-resorte con sus características inherentes (la masa y la rigidez del resorte). Lo primero que se puede observar es que cuando la masa es colocada sobre el resorte, éste sufrirá una primera deformación llamada **deflexión estática** y denotada por δ . Ahora, si la máquina es encendida y comienza a deformar el resorte se podrá apreciar que la máquina oscila verticalmente a una frecuencia específica, llamada **frecuencia natural**, que también será la frecuencia natural a la que el aislante o resorte es deformado. De hecho, existe una relación entre la frecuencia natural del sistema y la deflexión estática del resorte, la cual viene dada por la ecuación:

$$F_n = \frac{15,8}{\sqrt{\delta}} \text{ hz} \quad (2.13)$$

Donde F_n es la frecuencia natural del sistema y δ la deflexión estática del resorte.

Cuando la máquina está funcionando (vibrando) a una velocidad fija, una medida de la eficiencia del resorte como aislante es la transmisibilidad, la cual es definida como:

$$\text{Transmisibilidad} = \frac{\text{Fuerza transmitida a la fundación}}{\text{Fuerza aplicada por la máquina}} \quad (2.14)$$

Si el sistema tiene muy poca o casi nula amortiguación se puede demostrar que la transmisibilidad del sistema viene dada por:

$$\text{Transmisibilidad} = \frac{1}{1 - \left(\frac{F_P}{F_n}\right)^2} \quad (2.15)$$

Donde F_P es la frecuencia de la masa o fuerza excitatriz en hz.

La transmisibilidad es usualmente expresada en términos de porcentaje y la eficiencia del aislamiento vibratorio es 100 menos la transmisibilidad.

$$\text{Eficiencia} = 100\% - \text{Transmisibilidad} \quad (2.16)$$

Así, se observa que la transmisibilidad del sistema depende de la frecuencia de la fuerza excitatriz, que a su vez está íntimamente ligada con la velocidad de giro de la máquina. En reposo, la transmisibilidad es 1 y la fuerza transmitida a la fundación es el peso total de la máquina. A velocidades bajas, f es menor que f_0 y la ecuación anterior muestra que la fuerza transmitida es mayor que la fuerza aplicada. Esta situación continua hasta el punto en el que la velocidad es tal que la frecuencia excitatriz es igual a la frecuencia natural del sistema. Entonces la fuerza transmitida es infinitamente grande (en un sentido teórico) así como la amplitud de vibración de

la máquina. En la práctica, el desplazamiento está restringido por los límites físicos de la estructura y los apoyos, pero cuando este estado de resonancia ocurre, tanto la amplitud como la fuerza transmitida se vuelven muy grandes; de hecho si esta situación continua por un tiempo prolongado puede traer serios problemas (como en el famoso caso del puente de Tacoma Narrows).

Mientras la velocidad sigue incrementando, el denominador de la ecuación cambia de signo. El signo negativo de la ecuación es simplemente un recordatorio de que la dirección instantánea de la fuerza transmitida es opuesta a la de la fuerza aplicada. A una velocidad tal que la frecuencia excitatriz sea raíz de dos veces la frecuencia natural, la fuerza transmitida es igual, nuevamente, a la fuerza aplicada (siendo esta vez diferente al peso de la máquina). A velocidades mayores a esta la transmisibilidad cae por debajo de 1 y justo allí se empieza a obtener aislamiento vibratorio.

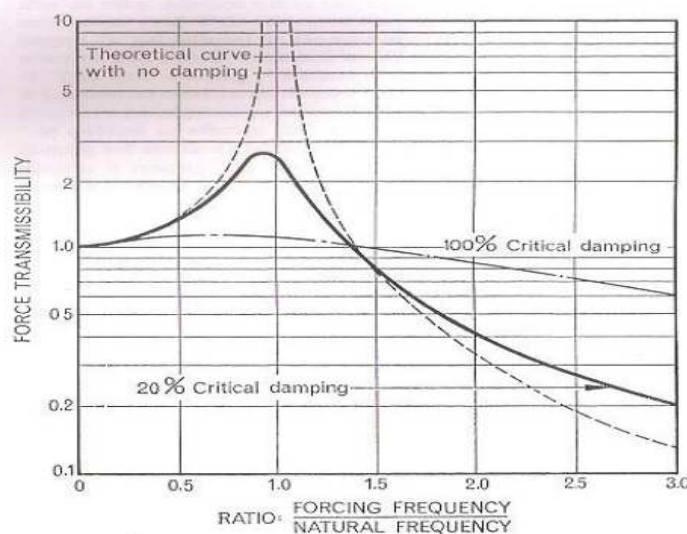


Figura 2.33: Curvas de transmisibilidad para un aislante vibratorio simple de masa - resorte. (Fuente: Woods Practical Guide To Noise Control)

2.16 MARCO LEGAL

En principio, El Decreto N° 2217 del 23 de abril de 1992, publicado en la Gaceta Oficial de la República de Venezuela N°4418 (Extraordinario), exhibe unas ideas bastante generales acerca de la normativa y la legislación en materia de ruido en Venezuela.

Una característica importante de este decreto es que clasifica las áreas de esparcimiento humano en “zonas”, cuyos niveles de ruido equivalente (L_{eq}) y ruido que no podrá ser excedido más del 10% del tiempo de las mediciones (L_{10}), deben cumplir con unos límites, tanto para horario diurno, como nocturno. Esto se estipula en su artículo 5, que se expone a continuación:

Artículo 5

Se consideran niveles de ruido tolerables, los que se indican a continuación:

a) Ruido continuo equivalente (L_{eq}):

Período Diurno		Período Nocturno	
6:30 am - 9:30 pm		9:31 pm - 6:29 am	
Zona I	55 dBA		45 dBA
Zona II	60 dBA		50 dBA
Zona III	65 dBA		55 dBA
Zona IV	70 dBA		60 dBA
Zona V	75 dBA		65 dBA

b) Ruido que no podrá ser excedido durante más del 10% del lapso de medición (L_{10}):

	Período Diurno	Período Nocturno
Zona I	60 dBA	50 dBA
Zona II	65 dBA	55 dBA
Zona III	70dBA	60 dBA
Zona IV	75 dBA	65 dBA
Zona V	80 dBA	70 dBA

Parágrafo primero

Se entiende por nivel de ruido continuo equivalente (Leq) el promedio de todos los niveles de ruido presentes en un sitio determinado, dando como resultado el equivalente a un ruido constante. Por L_{10} se entiende el nivel de ruido excedido durante el 10% del tiempo de medición.

Parágrafo segundo

La clasificación de las zonas se corresponde con los siguientes sectores:

Zona I: comprende sectores residenciales con parcelas unifamiliares e instalaciones, como hospitales y escuelas, que no estén ubicadas al borde de vías de alto tráfico de vehículos (vías cuyo tráfico promedio diario sea superior a 12.000 vehículos), ni en la vecindad de autopistas o de aeropuertos.

Zona II: comprende sectores residenciales con viviendas multifamiliares o apareadas, con escasos comercios vecinales, que no estén ubicadas al borde de vías de alto tráfico de vehículos, ni en la vecindad de autopistas o de aeropuertos.

Zona III: comprende sectores residenciales comerciales, con predominio de comercios o pequeñas industrias en coexistencia con residencias, escuelas y centros asistenciales, ubicados cerca de vías de alto tráfico de vehículos o de autopistas.

Zona IV: comprende sectores comerciales industriales donde predominan estos tipos de actividades. No se consideran apropiados para la ubicación de viviendas, hospitales ni escuelas.

Zona V: comprende los sectores que bordean las autopistas y los aeropuertos. (p. 3)

Basado en esto, el lugar del caso de estudio que se presenta en este trabajo, según el decreto, puede ser considerado como Zona I, ya que no está ubicado al borde de vías de alto tráfico de vehículos y comprende un complejo educativo-universitario. A este tipo de zonas corresponden niveles de ruido máximos entre 45 y 55 dBA, con ruidos de exposición entre 50 y 60 dBA.

Una norma mucho más precisa y nacionalmente utilizada en materia de ruido es la norma COVENIN 1565:1995 la cual tiene por nombre “Ruido Ocupacional. Programa de conservación auditiva. Niveles permisibles y criterios de evaluación”. Esta norma tiene por objeto establecer los niveles de ruido permisibles para evitar que las personas expuestas al ruido en sus lugares de trabajo sufran deterioro auditivo, pérdida de la concentración o interferencias en la comunicación oral, además de dar recomendaciones sobre niveles de ruido para locales de trabajo típicos.

La norma COVENIN especifica una serie de aspectos referentes al ruido ocupacional, su medición y sus criterios de evaluación y determinación. Así, la norma se pasea por aspectos tales como: Exposición al ruido ocupacional, ruido continuo e intermitente, ruido impulsivo o de impacto, capacitación, evaluación de los niveles de exposición, aspectos médicos, protectores auditivos y muchos más tópicos de interés.

Es de suma importancia el análisis del capítulo 6 de esta norma (Recomendaciones sobre niveles de ruido para locales de trabajo típico), que expone lo siguiente:

En aquellos lugares de trabajo donde predomine la actividad intelectual, se deben mantener los niveles de ruido por debajo de los correspondientes a la curva paramétrica RNR 55 (Véase figura 1, de la norma).

Siempre y cuando sea posible, en los ambientes destinados a descanso o actividades intelectuales, debe mantenerse niveles de ruido que excedan los niveles de ruido indicados en la Tabla 4 o los determinados por la curva RNR. (Véase figura 1, de la norma) (p.6)

Al consultar dichos diagramas ubicados en el Apéndice B.1 y B.2 se encuentra que los niveles de ruido recomendados para estos espacios se están entre los 40 y 55 dBA para un rango de frecuencias medio (500 Hz). Se debe tomar en cuenta que a medida que la frecuencia aumenta, las curvas se vuelven más exigentes con respecto a los niveles de ruido permitidos, llegando hasta a un nivel de 30 dB para frecuencias mayores a 2000 Hz.

Esta norma es la base legal y normativa para la elaboración de este proyecto y es la que designa, no solamente los valores de ruido permitidos, sino también la metodología para la medición de los niveles de ruido, la cual está explícitamente explicada en el capítulo 7 (Método de evaluación). Todos los procedimientos, equipos utilizados, muestreo y registro de los resultados para esta tesis de grado están basados en las condiciones impuestas por esta regla.

Una última revisión debe hacerse a la norma venezolana COVENIN 1432:1982, la cual regula todo lo referente a los medidores de nivel de sonido. Esta norma está en total concordancia con los lineamientos de la Comisión Electrotécnica

Internacional (IEC) y todas sus disposiciones son internacionalmente aceptadas en este sentido.

Acá se hace una revisión sobre las disposiciones generales y las condiciones en materia de escalas de medición, parámetros de calibración, exactitud y precisión de los equipos utilizados para la medición de sonidos. También es importante mencionar la clasificación que se hace de estos equipos respecto a las zonas de uso y sus aplicaciones (Tipo 0, tipo 1, tipo 2 y tipo 3). El sonómetro RION NL – 05 (que corresponde a un sonómetro de tipo 2) utilizado para la medición de los niveles de ruido de este proyecto, cumple con las especificaciones de esta norma venezolana.

CAPÍTULO III:

MARCO METODOLÓGICO

3.1 ÁREA DE ESTUDIO

De acuerdo a las visitas que se hicieron a las instalaciones del laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, quedó en evidencia que existe una gran cantidad de máquinas que generan altos niveles de ruido. Varias de estas máquinas se aprecian en el reportaje fotográfico anexo en el Apéndice A.1. Esta zona de equipos y maquinarias se encuentran encerradas en un galpón elaborado, en esencia, de concreto armado, con puertas elaboradas en acero. También, se realizaron encuestas a los trabajadores a manera de medir el descontento y las incomodidades generadas en ellos por el equipo. Dichas encuestas y sus resultados pueden apreciarse en el Apéndice C.

El área de estudio en el cual está enfocado este trabajo es el área que contiene al compresor recíprocante Ingersoll Rand, tipo 30, modelo 15 T (Apéndice D.1 y D.2)

El motor que suministra energía a este compresor es un motor eléctrico de inducción marca AEI (Associated Electrical Industries), que posee los siguientes datos de placa (ver final del Apéndice A):

Velocidad de giro (rpm): 1700

Potencia nominal (HP): 15

Voltaje de operación (V): 416

Corriente de operación (A): 27

3.2 METODOLOGÍA UTILIZADA

Las mediciones de niveles de ruido se realizaron siguiendo los procedimientos indicados en la Norma COVENIN 1565:1995 y en posiciones de medida en torno al equipo.

3.2.1 Selección de puntos

Para este estudio se tomaron dos perímetros de medición. Uno de 0,75 m y uno de 1,5 m a partir de la periferia del compresor (Apéndice D.3)

3.2.2 Parámetros acústicos medidos

En la mayor parte de los casos el ruido varía continuamente con el tiempo. Una cantidad que varía aleatoriamente con el tiempo solo se puede describir por parámetros estadísticos. El valor medio es un parámetro estadístico como lo es el máximo y el mínimo, pero son los niveles percentiles, L_x , los que muestran una descripción más exacta.

Esos niveles, L_x , se definen como el nivel excedido durante el x% del tiempo de medida. Así el L_5 , es el nivel excedido durante el 5% del tiempo. Por ejemplo, si se supone que se mide durante 20 minutos, L_5 sería el nivel excedido durante un minuto. Igualmente L_{10} sería el excedido durante 2 minutos, el L_{50} el excedido durante 10 minutos (nivel medio), etc.

Para evitar utilizar cinco o seis parámetros descriptores del ruido se hicieron esfuerzos en encontrar un parámetro que resumiera en un solo número toda la estadística. Se definió así el Nivel Sonoro Continuo Equivalente L_{eq} , que es aquel nivel hipotético constante que tiene la misma energía que la señal variable real en el mismo intervalo de medición.

Su expresión matemática, calculada para red de ponderación A, es:

$$L_{Aeq} = 10 \log \frac{1}{T_m} \int_{t_1}^{t_2} 10^{L_A(t)/10} dt \quad (3.1)$$

Donde:

t_1 : Tiempo de inicio de medición

t_2 : Tiempo de terminación de medición

T_m : Período de tiempo considerado ($t_2 - t_1$)

$L_{A(t)}$: Nivel sonoro instantáneo en dBA.

El atractivo de este parámetro es que es medible directamente y que al ser un valor energético pueden sumarse varios niveles procedentes de fuentes distintas.

La desventaja del nivel equivalente es que implica que la respuesta subjetiva a distintos ruidos fluctuantes con su diferente variación es la misma, siempre y cuando el tiempo de medición sea el mismo.

Otro parámetro de medición fue el ruido de exposición o L_{exposure} , el cual representa el nivel de sonido hipotético constante que tiene la misma energía que la señal variable real, pero en un solo segundo. Para la red de ponderación A, es determinado por la siguiente ecuación:

$$L_{A\text{exposure}} = 10 \log \frac{1}{T_0} \int_{t_1}^{t_2} 10^{L_{A(t)}/10} dt \quad (3.2)$$

Donde:

t_1 : Tiempo de inicio de medición

t_2 : Tiempo de terminación de medición

T_0 : Período de tiempo de referencia (1 segundo)

$L_{A(t)}$: Nivel sonoro instantáneo en dBA

Las mediciones fueron realizadas en intervalos de 10 segundos cada una. De acá se desprende lo siguiente:

Si se sustituye $T_m = 10$ s en la ecuación 3.1 y $T_0 = 1$ s en la ecuación 3.2 y se aplican las propiedades de los logaritmos, es posible escribir las ecuaciones 3.1 y 3.2 como:

$$L_{Aeq} = 10 \log \int_{t_1}^{t_2} 10^{L_A(t)/10} dt - 10 \text{ dB}$$

$$L_{Aexposure} = 10 \log \int_{t_1}^{t_2} 10^{L_A(t)/10} dt$$

De donde finalmente se deduce que:

$$L_{Aexposure} = L_{Aeq} + 10 \text{ dB} \quad (3.3)$$

La ecuación 3.3 indica que el ruido de exposición será siempre mayor al ruido equivalente por 10 dB, para todas y cada una de las mediciones.

El último parámetro medido corresponde al ruido máximo o L_{Amax} que representa el máximo nivel de ruido encontrado durante la medición en el intervalo de tiempo. En el sonómetro RION NL-05 el intervalo de muestreo por conversión A/D es de 10 ms (100 muestras por segundo), y el L_{Amax} es almacenado en la memoria del equipo desde que comienza la medición.

Todos los niveles anteriores están expresados en dBA puesto que el oído es selectivo a la hora de detectar las distintas frecuencias con la máxima sensibilidad a las altas frecuencias y la mínima a las bajas.

Cuando se requiere la identificación de las fuentes de ruido, no solo es necesario medir el nivel que genera en términos de dBA, sino que se debe de acompañar de un análisis en bandas de frecuencia de 1/1 o 1/3 de octava, con objeto

de determinar la contribución energética particular en la valoración global. Los espectros en frecuencia se expresan en dB.

Para el análisis de las bandas de frecuencias, se utilizó un software de audio que tiene un analizador de espectros de ruido como herramienta adicional, el cual lleva por nombre WavePad. El espectro de frecuencias es generado por el análisis de la transformada rápida de Fourier (FFT). El programa otorga la información sobre el ruido que se produce en cada una de las frecuencias requeridas.

3.3 INSTRUMENTACIÓN UTILIZADA

La instrumentación utilizada para la realización de las mediciones consistió en:

- Sonómetro integrador RION, modelo NL-05 N° de serie 11042321, tipo II, cumpliendo normas COVENIN 1432:1982, que permite medir automáticamente los parámetros L_{Aeq} , L_{Amax} y $L_{Aexposure}$.
- Micrófono dinámico - cardioide, marca SONY, modelo F-500, para grabar el ruido del compresor y posteriormente hacer su espectro de frecuencias.
- Programa computacional WavePad, versión 6.07, distribuido por NCH Software®, licencia de solo uso no comercial en el hogar. Permite la determinación del espectro de frecuencia.

3.4 CAMPAÑA DE MEDICIONES

Se realizaron las mediciones desde el mediodía (12 pm) hasta las 2 pm, del día 17 de Abril de 2015.

En primer lugar, se hicieron mediciones en un perímetro de 0,75 m de la fuente de ruido. Las mediciones se hicieron con el compresor apagado (ruido ambiental). Luego, en ese mismo perímetro con el compresor encendido (arranque del compresor - régimen transitorio) y por último con el compresor encendido después de

ser alcanzada la mitad de la presión límite (régimen permanente). La presión máxima que puede contener el tanque en este compresor es de 120 psi. Luego de alcanzar esta presión, y por medidas de seguridad, el circuito de potencia tiene un sistema que apaga automáticamente el motor eléctrico y no permite el aumento de la presión en el tanque.

Después de la realización de estas mediciones, se realizaron otro conjunto de mediciones con un perímetro de 1,5 m a partir de la periferia de la fuente de ruido, esto con el fin de evaluar cómo era el comportamiento del ruido con el doble de la distancia. Las mediciones de ruido ambiental se esperan que den similares a las anteriores ya que el ruido ambiental no es dependiente de ningún tipo de distancia o punto de referencia dentro del laboratorio.

El espectro de frecuencia fue registrado en Mono con una frecuencia de muestreo estándar de 44100 hz, que corresponde a más del doble de la frecuencia a la cual se espera la máxima amplitud (de 2000 hz a 8000 hz); lo cual satisface el teorema de muestreo de Shannon-Nyquist. La lectura fue hecha durante el primer minuto de funcionamiento del compresor, que corresponde al régimen transitorio (etapa más ruidosa).

3.4.1 Resultados de las mediciones

Los resultados de las mediciones realizadas en el compresor fueron los siguientes:

Punto	L_{Aeq}	L_{max}	L_{Aexposure}	Hora
1	53,6	54,9	63,6	12:00 p.m
2	55,6	57,9	65,6	
3	53,4	55,1	63,4	
4	54,6	56,3	64,6	
5	56,1	58,2	66,1	
6	56	58	66	
7	55	58,5	65	
8	56,7	59,6	66,7	
9	55,6	57,4	65,6	
10	54,2	55,4	64,2	
11	55,6	56,8	65,6	
12	54,4	60	64,4	

Tabla 3.1: Mediciones con el compresor apagado (0,75 m) (Ruido ambiental)

	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}
Promedio	55,0666667	57,3416667	65,0666667
Frecuencia (estadística)	3	0	3
Moda	55,6	0	65,6
Mediana	55,3	57,65	65,3
Desv. Estándar	1,03601802	1,68223787	1,03601802

Tabla 3.2: Estadísticas de mediciones con el compresor apagado (0,75 m) (Ruido ambiental)

Punto	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}	Hora
1	84,8	85,7	94,8	12:20 p.m
2	83,4	84	93,4	
3	84,4	85	94,4	
4	85,7	86,3	95,7	
5	85,2	85,9	95,2	
6	82,9	83,6	92,9	
7	80,4	80,9	90,4	
8	82,2	82,7	92,2	
9	84,8	85,3	94,8	
10	83,9	84,5	93,9	
11	79,2	83,3	89,2	
12	79,4	80	89,4	

Tabla 3.3: Mediciones con el compresor encendido (0,75 m) (Régimen transitorio)

	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}
Promedio	83,025	83,93333333	93,025
Frecuencia (estadística)	2	0	2
Moda	84,8	0	94,8
Mediana	83,65	84,25	93,65
Desv. Estándar	2,26319364	1,96854045	2,26319364

Tabla 3.4: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (0,75 m)
(Régimen transitorio)

Punto	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}	Hora
1	79,5	80,1	89,5	12:40 p.m.
2	79,6	80,3	89,6	
3	81,1	81,9	91,1	
4	82,5	82,9	92,5	
5	85,6	86,1	95,6	
6	82,6	83,1	92,6	
7	82	82,7	92	
8	83,6	84,5	93,6	
9	87,7	88,4	97,7	
10	85,5	86,4	95,5	
11	79,4	80	89,4	
12	79	79,6	89	

Tabla 3.5: Mediciones con el compresor encendido (0,75 m) (Régimen permanente)

	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}
Promedio	82,3416667	83	92,3416667
Frecuencia (estadística)	0	0	0
Moda	0	0	0
Mediana	82,25	82,8	92,25
Desv. Estándar	2,82921715	2,86292921	2,82921715

Tabla 3.6: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (0,75 m) (Régimen permanente)

Punto	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}	Hora
1*	57	59,1	67	01:14 p.m.
2	55,5	57,2	65,5	
3*	55,8	58,9	65,8	
4	56	58	66	
5	55,3	58,6	65,3	
6	55,8	57,3	65,8	
7	55,7	57,3	65,7	
8*	57	59,4	67	
9	56,4	61,1	66,4	
10	55,5	58,1	65,5	
11	55,8	57,9	65,8	
12	56,3	57,5	66,3	

Tabla 3.7: Mediciones con el compresor apagado (1,5m) (Ruido ambiental)

Nota: Por motivos de espacio las mediciones de los siguientes puntos se hicieron en las distancias que a continuación se presentan:

1* se realizó a 0,75m

3* se realizó a 0,95m

8* se realizó a 1,35m

	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}
Promedio	56,0083333	58,3666667	66,0083333
Frecuencia (estadística)	3	2	3
Moda	55,8	57,3	65,8
Mediana	55,8	58,05	65,8
Desv. Estándar	0,55996483	1,13724814	0,55996483

Tabla 3.8: Estadísticas de mediciones con el compresor apagado (1,5m) (Ruido ambiental)

Punto	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}	Hora
1*	81,9	83,3	91,9	01:26 p.m
2	79,7	80,4	89,7	
3*	82,3	83,4	92,3	
4	83,2	84,1	93,2	
5	83,1	84	93,1	
6	83,4	84,5	93,4	
7	81,1	81,7	91,1	
8*	85,2	85,7	95,2	
9	86	87,8	96	
10	84,4	84,9	94,4	
11	83,4	83,9	93,4	
12	81,7	82,2	91,7	

Tabla 3.9: Mediciones con el compresor encendido (1,5m) (Régimen transitorio)

	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}
Promedio	82,95	83,825	92,95
Frecuencia (estadística)	2	0	2
Moda	83,4	0	93,4
Mediana	83,15	83,95	93,15
Desv. Estándar	1,75887361	1,91602097	1,75887361

Tabla 3.10: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (1,5m) (Régimen transitorio)

Punto	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}	Hora
1*	79	79,7	89	01:40 p.m
2	77,1	77,7	87,1	
3*	79,4	80	89,4	
4	79,9	80,7	89,9	
5	79,9	80,5	89,9	
6	78,9	79,7	88,9	
7	77,4	78	87,4	
8*	78,1	78,9	88,1	
9	79,5	80	89,5	
10	78,5	79,1	88,5	
11	79,2	79,9	89,2	
12	79,1	80	89,1	

Tabla 3.11: Mediciones con el compresor encendido (1,5 m) (Régimen permanente)

	L_{Aeq}	L_{Amax}	L_{Aexposure}
Promedio	78,8333333	79,5166667	89,15
Frecuencia (estadística)	2	3	2
Moda	79,9	80	89,9
Mediana	79,05	79,8	89,05
Desv. Estándar	0,90386376	0,92621746	0,90386376

Tabla 3.12: Estadísticas de mediciones con el compresor encendido (1,5 m) (Régimen permanente)

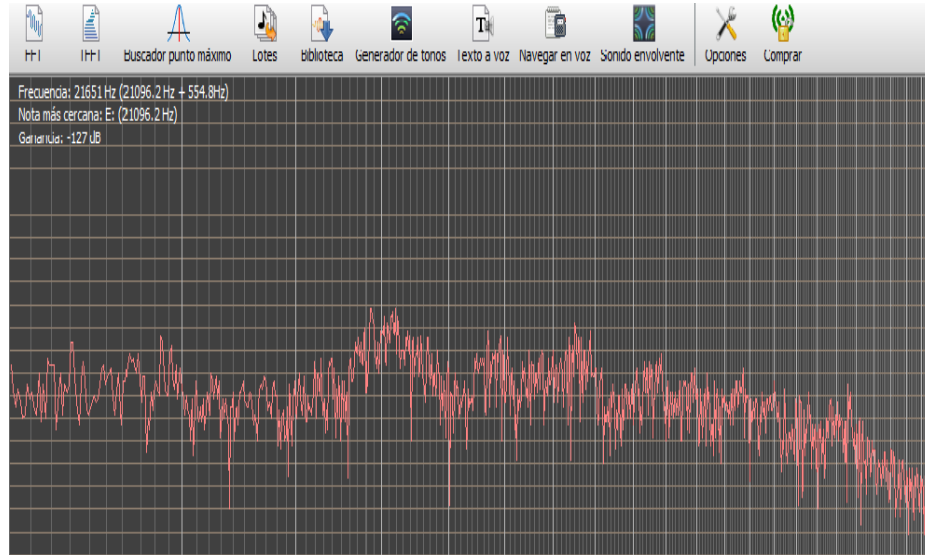


Figura 3.1: Espectro de frecuencia continuo con el compresor encendido durante un minuto (Régimen transitorio)

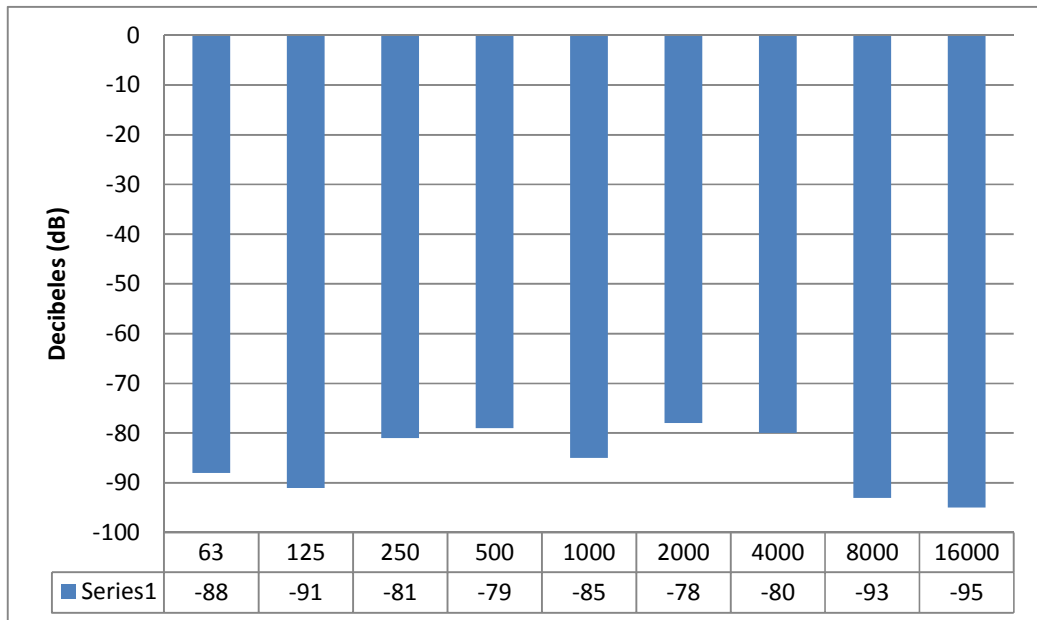


Figura 3.2: Discretización del espectro de frecuencias en banda octava estándar (63 Hz - 125Hz - 250Hz - 500Hz - 1kHz...)

Este gráfico tiene valores negativos en la amplitud porque la referencia del programa está basada en -127dB para el menor valor audible y 0 para el máximo registrable. Es decir, mientras más se acerque el ruido a 0 dB, mayor es. Para cambiar esta escala se aplica lo siguiente:

Sea la escala 1 la escala a la que se quiere llevar la medición.

Sea la escala 2 la escala a la que está la medición en el espectro.

Para la escala 1:

$$SPL_1 = 20 \log \left(\frac{P}{P_{ref1}} \right)$$

De igual manera para la escala 2:

$$SPL_2 = 20 \log \left(\frac{P}{P_{ref2}} \right)$$

Despejando

$$\frac{SPL_1}{20} + \log P_{ref1} = \log P$$

$$\frac{SPL_2}{20} + \log P_{ref2} = \log P$$

Igualando:

$$SPL_1 + 20 \log P_{ref1} = SPL_2 + 20 \log P_{ref2}$$

$$SPL_1 = SPL_2 + 20 \log \left(\frac{P_{ref2}}{P_{ref1}} \right)$$

Donde

$P_{ref1} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$ (Presión más baja audible)

$P_{ref2} = 20 \text{ N/m}^2$ (Presión más alta audible)

SPL_1 = Nivel de amplitud de la escala a la que se va a llevar

SPL_2 = Nivel de amplitud de la escala a la que está en el espectro

Sustituyendo:

$$SPL_1 = SPL_2 + 120 \text{ dB} \quad (3.4)$$

A continuación, el espectro de frecuencia discretizado en la nueva escala:

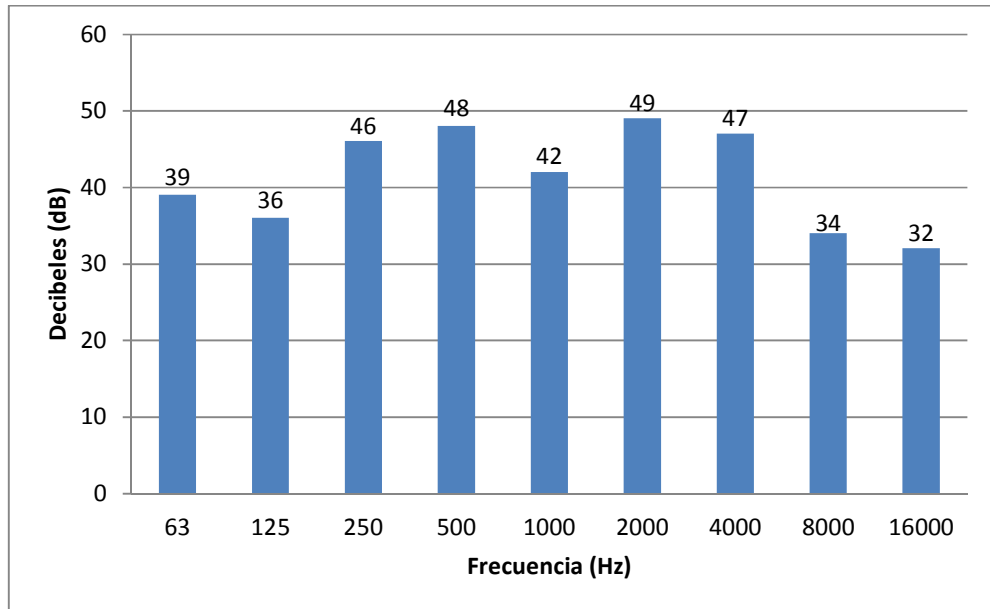


Figura 3.3. Espectro de frecuencia discretizado en banda octava en la nueva escala (sin preamplificación)

Se sabe que la grabación con micrófonos requiere de preamplificadores para así obtener mayor fidelidad en la medición, estos preamplificadores permiten aumentar la ganancia “k” de 3 a 48 dB. En este caso se utilizará una ganancia $k = 33\text{dB}$. Con esto la referencia quedaría en 160 dB, esto se hace con el fin de hacer coincidir o acercar la máxima amplitud conseguida en el espectro de frecuencia con la máxima amplitud obtenida por el sonómetro. El gráfico anterior queda, entonces, de la siguiente manera:

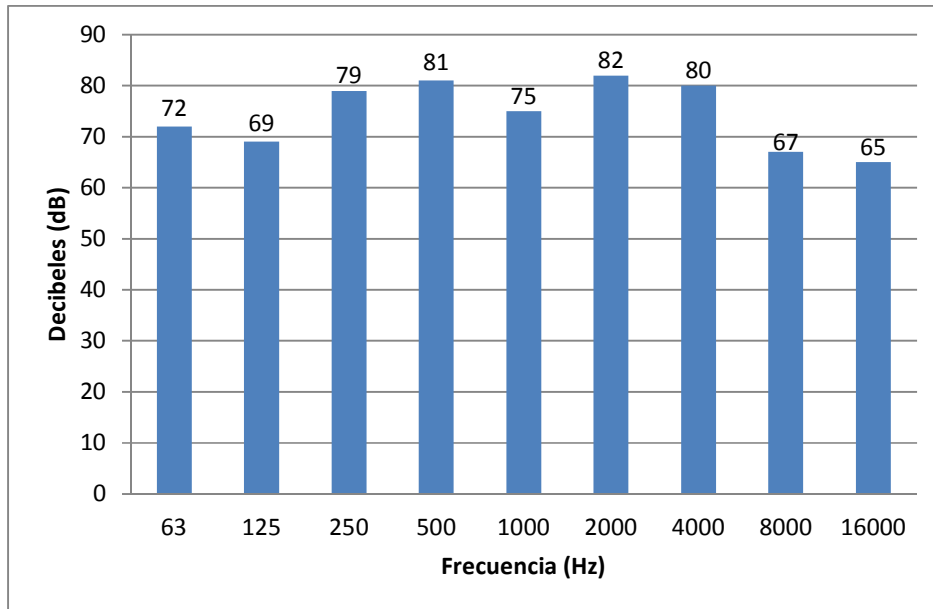


Figura 3.4: Espectro discretizado en banda octava obtenido en la nueva escala (con preamplificación)

3.5 OTRAS MEDICIONES

Otras mediciones de interés fueron realizadas. La primera que se muestra son las mediciones de los tiempos de llenado del tanque. En la siguiente tabla se muestra el tiempo que tarda el compresor en llenar el tanque, con intervalos de 20 psi. El tiempo final corresponde al llenado total del tanque (120 psi) en donde el sistema de protección se dispara y evita que el tanque se llene más. Este se toma como el tiempo de operación continua del compresor.

Presión [psi]	Tiempo [min:s]
20	1:20
40	5:10
60	8:05
80	9:30
100	11:00
120	12:20 (Tiempo de operación continua)

Tabla 3.13 Tiempos de llenado del tanque por cada 20 psi

Otro tiempo medido fue el tiempo que toma al compresor realizar la descarga de aire. Esta descarga de aire es ajena a la descarga de aire que se hace normalmente para servicio y que va por las tuberías indicadas en el Apéndice A.2. Esta descarga se hace cuando se quiere liberar presión del tanque o simplemente se quiere vaciar para llenarlo de nuevo. Se realiza mediante una pequeña tubería colocada en la parte inferior del tanque como lo muestra la figura 3.5:



Figura 3.5: Tubería de descarga del tanque del compresor

El tiempo necesario para descargar todo el aire contenido en el tanque fue de 14 minutos con 30 segundos.

Los niveles de ruido de esta descarga de aire también fueron medidos. Sorpresivamente, los SPL de la descarga registrados exceden en su mayoría a los SPL del funcionamiento normal del compresor. Sin embargo, cabe destacar que estos niveles no se registran durante todo el tiempo de descarga (los niveles de ruido empiezan a disminuir después de los 4 minutos de iniciada esta). Esto tiene sentido ya que al pasar el tiempo, la presión dentro del tanque es menor y por tanto la velocidad de salida del aire también, lo cual produce menos nivel de ruido. Esta fuente de ruido, a diferencia del compresor completo, exhibe notables características direccionales, a tal punto que es casi imposible afirmar un campo de ruido difuso para este caso, por lo que las mediciones no se realizaron a lo largo de la periferia del compresor, sino en tres puntos localizados a 0,75 m y a 1,5 m de la punta de la tubería para tres puntos ubicados al frente, a la derecha y a la izquierda (ver Apéndice D.4) A continuación los resultados obtenidos.

Punto	L_{Aeq}	L_{max}	L_{exposure}	Hora
1	113,7	114,4	123,7	11:20 p.m.
2	107,9	108,6	117,9	
3	106,1	106,7	116,1	

Tabla 3.14: Mediciones de ruido a 0,75 m de la tubería de descarga del compresor

	L_{Aeq}	L_{max}	L_{exposure}
Promedio	109,233333	109,9	119,233333
Frecuencia	0	0	0
Moda	0	0	0
Mediana	107,9	108,6	117,9
Desv. Estand	3,9715656	4,01123422	3,9715656

Tabla 3.15: Estadísticas de las mediciones de ruido a 0,75 m de la tubería de descarga del compresor

Punto	L_{Aeq}	L_{max}	L_{exposure}	Hora
1	110,6	111,2	120,6	11:40 p.m.
2	104,1	104,7	114,1	
3	103,5	103,9	113,5	

Tabla 3.16: Mediciones de ruido a 1,5 m de la tubería de descarga del compresor

	L_{Aeq}	L_{max}	L_{exposure}
Promedio	106,066667	106,6	116,066667
Frecuencia	0	0	0
Moda	0	0	0
Mediana	104,1	104,7	114,1
Desv. Estand	3,93742725	4,00374824	3,93742725

Tabla 3.17: Estadísticas de las mediciones de ruido a 1,5 m de la tubería de descarga del compresor

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS PRELIMINAR

4.1 INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

Los resultados obtenidos en las mediciones permiten establecer lo siguiente:

4.1.1 Ruido ambiental

- Los niveles de ruidos ambientales (L_{Aeq}) a 0,75 m y 1,5 m son de 55,1 y 56 dBA respectivamente, observando que existe una diferencia de 0,9 dBA.
- Con lo anterior se evidencia que el ruido ambiental aumentó en la medición de 1,5 m. Esto se debe, muy probablemente, a que la medición se realizó acercándose más hacia la tarde (1:14 pm). El ruido ambiental no depende de la distancia, sino de las condiciones ambientales que estén en ese momento dado.
- Por otro lado, entre el L_{Amax} a 0,75 m y el de 1,5 m existe una diferencia de 1,02 dB. Una diferencia bastante aceptable tomando en cuenta que, como se dijo antes, el ruido ambiental no es dependiente de la distancia.
- Los niveles sonoros máximos (L_{Amax}) son de 2 a 2,3 dBA superiores a los niveles sonoros equivalentes (L_{Aeq}), lo que indica que el nivel de ruido ambiental suele ser bastante estable, tomando en cuenta que una diferencia de 2 a 2,3 dB cuando se está en valores que rondan entre los 30 y 60 dB, no corresponden a grandes cambios en la percepción auditiva del ser humano. A escalas más grandes, una diferencia de, incluso, 1 dB puede ser muchísimo más considerable
- Se sabe que la desviación estándar es un indicador de lo dispersos que pueden estar los valores de medición en una muestra. En general, la desviación estándar del ruido ambiental, para ambas distancias, es más baja que la del

ruido transitorio y el ruido permanente. Esto demuestra la estabilidad del ruido ambiental con respecto al ruido de la fuente

4.1.2 Ruido con el compresor encendido (Régimen transitorio)

- Cuando el compresor está encendido arroja valores de L_{Aeq} de 83,02 dB a 0,75 m de la fuente y 82,95dB a 1,5 m de la fuente. Esto permite comprobar que el ruido sí varía con la distancia y que debe disminuir conforme el observador se aleja de la fuente de ruido. Es importante aclarar que la conocida ley de propagación de ruido para un modelo de propagación esférica unidireccional que dice que al doblar la distancia del observador a la fuente, el nivel de ruido decaerá por 6 dB, no aplica para este caso de estudio. En este modelo se considera una fuente de ruido que radía uniformemente en todas las direcciones de propagación, suspendida en el centro de un gran (infinito) espacio, sin pisos ni superficies reflejantes de ningún tipo. El caso del laboratorio de máquinas térmicas de la UCV, es un caso donde obviamente hay piso y superficies reflejantes alrededor (otras máquinas, obreros, paredes y techo). Esto explica por qué la diferencia de nivel de ruido al doblar la distancia da mucho menor que 6 dB. Para un caso como este, se hace necesario usar otros modelos donde intervengan otros parámetros tales como el sonido reverberante, el coeficiente de absorción promedio del cuarto y el factor e índice de directividad de la fuente.
- Se notó que los niveles de presión sonora se encuentran muy alejados de los niveles permisibles que establece la norma COVENIN 1565:1995 para estos lugares, la cual reza que estos valores se deben encontrar entre los 45 - 55 dBA.
- Se pudo establecer que existe una diferencia de 28,02 dBA con el punto más crítico que establece la norma para estos lugares (55 dBA).

4.1.3 Ruido con el compresor encendido (Régimen permanente)

- Se evidencia una caída del ruido al aumentar la distancia de las mediciones al doble, como se vio en el caso anterior.
- Se puede observar que en régimen permanente el nivel de ruido es menor en comparación con el régimen transitorio para una misma distancia, lo cual corresponde con las predicciones (la mayor demanda del compresor se encuentra entre la zona de trabajo de 0 a 60 psi. La zona entre 60 – 120 psi es menos exigente para el compresor y por ende, produce menos ruido).

4.1.4 Espectro de frecuencia

- Se evidencia que el mayor nivel de presión sonora ocurre entre las frecuencias que van desde 2000 hz a 8000 hz.
- Por la gráfica brindada por el programa, se estimó que el SPL máximo ocurre en la frecuencia de 3136 hz.
- El contenido frecuencial de la señal medida es bastante complejo. A grandes rasgos se pueden evidenciar tres zonas: de baja, media y alta amplitud. A continuación la descripción de ellas:

Zona de mínima amplitud (de 33 dB a 53 dB): Tiene un contenido frecuencial predominante en zonas de muy alta frecuencia (de 17000 hz a 21000 hz). Esto es típico del ruido de maquinaria y representa un contenido frecuencial de poco interés en lo que a control se refiere, ya que sus amplitudes son realmente bajas y aportan muy poco o casi nada al ruido producido.

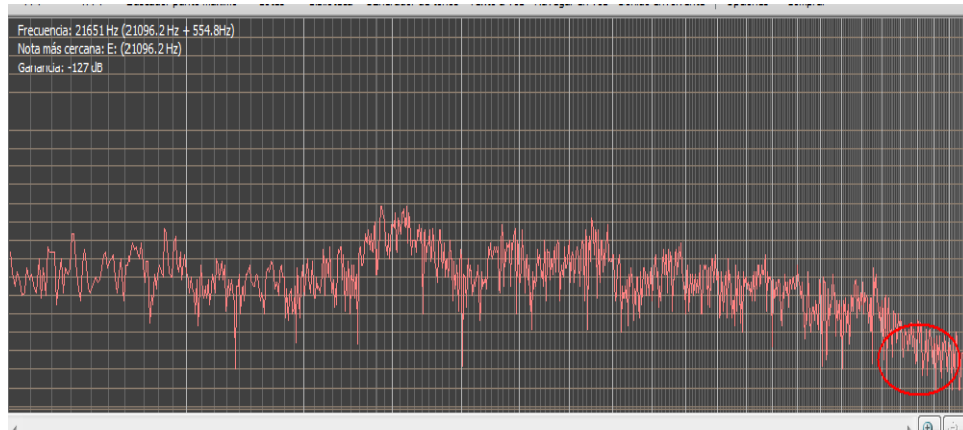


Figura 4.1: Zona de baja amplitud señalada en la elipse roja

Zona de media amplitud (de 53 dB a 73 dB): Tiene un contenido frecuencial que se pasea prácticamente por todo el espectro de frecuencias (de 32 hz a 18000 hz). Cabe destacar que esta zona de media amplitud a pesar de no ser la responsable del ruido más perceptible, tiene un aporte significativo al tener una serie de armónicos tan amplia. La zona de media amplitud juega un papel importante en lo que, en acústica y ciencias del sonido, se denomina timbre. El contenido frecuencial ubicado en esta zona es el responsable de que el observador pueda identificar que la fuente de ruido proviene de distintas partes dentro de la máquina (el sistema de correas, el motor, el ruido de los pistones, etc.), es decir, este contenido frecuencial brinda mucha información acerca de la fuente que produce el ruido, más que del ruido mismo.

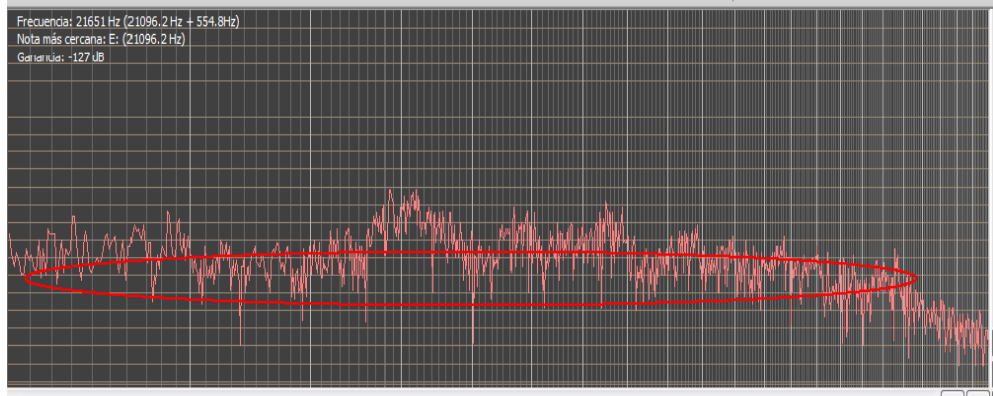


Figura 4.2: Zona de media amplitud señalada en la elipse roja.

Zona de alta amplitud (de 73 dB a 93 dB): Tiene un contenido frecuencial predominante en las frecuencias que van de 2000 hz a 9000 hz. Es importante resaltar que existe también un contenido de máxima amplitud en zonas de frecuencias muy bajas (entre 0 y 1000 hz). Sin embargo, se considera que esta zona no muestra un comportamiento de continua amplitud máxima (a diferencia de la anterior), sino que se muestra en forma de algunos picos que sobresalen eventualmente. La zona de máxima amplitud es la zona de más interés en control de ruido y las frecuencias que la producen, son las frecuencias que, generalmente, se buscan atenuar.

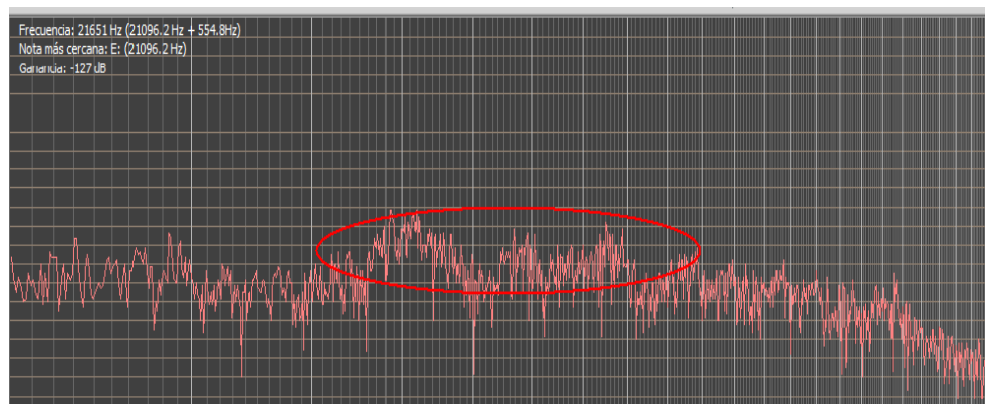


Figura 4.3: Zona de alta amplitud señalada en la elipse roja

4.2 ANÁLISIS TÉCNICO DE LAS POSIBLES SOLUCIONES

Según COVENIN 1565:1995, en su sección 5 titulada: Programa de Conservación Auditiva, apartado 5.8.1, el empleador debe aplicar las medidas de control con el siguiente orden de prioridad:

- **Sobre la fuente y el ambiente:** El control va desde el simple ajuste o mantenimiento de la maquinaria hasta la sustitución de la tecnología. También es posible el aislamiento de las fuentes ruidosas por medio del encapsulamiento o encerramiento, aislamiento del trabajador en cabina o aislamiento parcial, mediante pantallas o barreras entre el trabajador y la fuente ruidosa.
- **Organizativas:** Se realizará limitando la jornada de trabajo o rotando al personal.
- **Protección personal:** Se realizará mediante protectores auditivos.

Bajo este criterio, se busca que la solución de control de ruido, en la medida de lo posible, no pase por soluciones organizativas ni de protección personal. El interés de este trabajo recae en la posibilidad de diseñar una solución de control que pueda ser sobre la fuente o el ambiente donde se ubica la fuente ruidosa. A continuación una breve explicación de los criterios utilizados para el descarte de una u otra solución, basados en la clasificación de control de ruido hecha previamente en el marco teórico (capítulo II).

4.2.1 Control activo (feedforward y feedback) vs. Control pasivo (cámaras acústicas, resonadores, apantallamientos, entre otros)

El criterio básico para la escogencia entre control activo y control pasivo de ruido es la frecuencia. Según la literatura consultada, el valor crítico para la elección del mecanismo de control es de 500 hz; utilizando control activo para ruidos que

estén por debajo de este nivel y control pasivo para ruidos que estén por encima. El ruido generado por el compresor recíprocante IngerSoll Rand, si bien tiene un contenido frecuencial bastante amplio y complejo de definir en términos matemáticamente exactos, del diagrama de Bode (amplitud vs. frecuencia) extraído del analizador de espectros, se evidencia que la zona de mayor amplitud comprende valores de frecuencia entre los 2000 Hz y los 9000 Hz, lo cual es un indicador de que la banda de frecuencias que se debe buscar atenuar debe estar entre esos mismos valores.

Si bien hay contenido frecuencial en otras bandas de frecuencias menores, esta no tiene una aportación realmente significativa ya que su amplitud es esencialmente media o baja (con algunos pocos picos de alta intensidad). Otros tópicos son tomados en cuenta, tales como la complejidad y el costo de los equipos que se deben usar para el control activo de ruido y además la capacitación que debe tener el personal obrero para poder operar estos dispositivos o realizarles mantenimiento. La respuesta a los cambios súbitos de intensidad que puede traer el funcionamiento del equipo ameritan, además, una respuesta de control rápida y eficaz que permita contrarrestarlos. El control activo se caracteriza por una velocidad de respuesta más lenta que la mayoría de los métodos de control pasivo. Bajo estos fundamentos, se decide que la **solución de control debe ser de tipo pasivo**.

4.2.2 Control en la fuente vs. Control en el camino

Los métodos de control en la fuente y en el camino son amplios e igualmente efectivos para ruidos de frecuencia media y alta. Sin embargo, una de las limitantes más apremiantes para el uso de una u otra alternativa de control es el espacio y la efectividad del control en la aplicación que se está desarrollando. En el caso de control en el camino se tiene el uso de pantallas o barreras protectoras. Una solución excelente, sin duda, pero muy efectiva cuando se quiere reducir el nivel de ruido en una dirección específica, donde se espera que el observador normalmente esté estático.

Sin embargo, para el caso de interés, los operadores y obreros del laboratorio están en constante movimiento, y las exigencias de su trabajo los obligan a ir a cualquier sitio dentro del espacio de trabajo, por lo que es prácticamente imposible que no sean expuestos a los altos niveles de ruido, aun con una pantalla protectora. Además, el uso de la pantalla protectora tiene la desventaja de que el ruido, por el fenómeno de difracción, puede transmitirse tanto por encima como por los lados de la misma, a menos que esta tenga unas dimensiones realmente grandes, lo cual por motivos de espacio las convierte en una solución poco práctica.

Otras soluciones en el camino, como el aislamiento de paredes o la utilización de materiales de absorción para disminuir el sonido reverberante, son ampliamente utilizadas para recintos de menor tamaño, donde el recubrimiento de las paredes, techo y piso no implique un gasto económico y de recursos exorbitante. Estas técnicas son muy recomendadas para casos en los que el interés recae en que el ruido que se produce dentro de un espacio, no escape a las afueras; muy común en zonas de trabajo que están cerca de ambientes residenciales, de estudio u hospitalarios y también cuando se aplican restricciones de tipo urbano o peatonal (prevención de contaminación de ruido). Para este caso, las personas a las que se busca beneficiar (o por lo menos, directamente) no son las que están fuera del laboratorio sino más bien las que hacen vida dentro de él.

De hecho, muy probablemente, el ruido generado dentro del laboratorio no sea considerado un problema para un transeúnte ocasional o algún estudiante que pase por un corto período de tiempo por las cercanías del laboratorio. Si esto no fuera poco, las grandes dimensiones del galpón, hacen que sea muy poco práctico y muy poco económico el recubrimiento de paredes, techos y demás superficies.

El problema de las soluciones en el camino es que como su nombre lo indica, se debe esperar a que el sonido viaje por ese camino, para que el camino mismo lo atenúe. En ese paso, la probabilidad de que el ruido llegue al obrero, antes de ser atenuado, es bastante alta, por lo que las soluciones en el camino no parecen una alternativa factible.

Las soluciones de control en la fuente, sin embargo, ofrecen la posibilidad de atenuar el ruido producido con inversiones de dinero aceptables y con muy pocas exigencias de espacio, además de ser efectivas en amplias bandas de frecuencias. Soluciones tales como el diseño silencioso, el encapsulamiento, la adición de materiales absorbentes de ruido dentro de la máquina o silenciadores proponen una alternativa rápida, eficaz y económica para este caso práctico, por lo que se concluye que la **solución de control debe ser una solución sobre la fuente**.

4.3 ESCOGENCIA DE LA SOLUCIÓN DE CONTROL

Si bien esta es una máquina ya construida y puesta en funcionamiento, la acción correctiva puede ir en dirección a hacer un rediseño silencioso de la máquina. Sin embargo, debido a la complejidad del sistema, hacer cambios en su geometría o en los materiales del que está construido puede ser contraproducente a menos que se tenga una vasta experiencia, además de poder ir en detrimento de las funciones principales del compresor (eficiencia, punto de trabajo, potencia). Se debe tomar en cuenta que el compresor eleva la presión del aire atmosférico a valores de hasta 120 psi, por lo que se espera que, internamente, la máquina trabaje a altas temperaturas y presiones. La mayoría de los materiales utilizados para control de ruido, son materiales que no resisten las altas temperaturas, por lo que un rediseño o un recubrimiento interno no parece una opción sencilla de llevar a cabo.

Finalmente, el encapsulamiento y el aislamiento de vibraciones parecen ser las opciones más indicadas para este caso, y de hecho, lo son. El diseño de cápsulas o cámaras acústicas es ampliamente demandado en industrias y ofrece excelentes resultados en un amplio rango de frecuencias. Con atenuaciones que pueden llegar hasta los 60 dB, la construcción de una cámara de aislamiento de ruido se perfila como una de las mejores alternativas. Es de suma importancia saber que se recomienda trabajar con el aislamiento vibratorio y el encapsulamiento en conjunto, ya que es vital un aislamiento completo entre la fuente y la cámara. Preferiblemente

la máquina debe tener aislamiento vibratorio del suelo y de todos los componentes que permitan su funcionamiento (tuberías principalmente). Así, la estructura puede descansar en el suelo sin el riesgo de que sus vibraciones sean transmitidas a otros componentes o incluso la cabina misma, lo cual podría generar igual ruido que si la cabina no estuviese. Además, esta solución es más económica debido a que no requiere mantenimiento y de ningún entrenamiento al personal técnico para su uso. Por los motivos antes expuestos, se concluye que la solución más viable será **la aplicación de un encapsamiento a la fuente con aislamiento vibratorio.**

Esta solución no está libre de inconvenientes. El más notable de ellos es el problema que plantea la transferencia de calor, que puede llegar a ser un inconveniente bastante grave si no se prevé cuál es la tasa de calor producida por el sistema, cuál es la temperatura límite de trabajo y cuáles son los tiempos de operación de la máquina. El encerramiento de la fuente sin tomar en cuenta la transferencia de calor, puede provocar que la temperatura del aire hacinado dentro de la cámara aumente considerablemente y recaliente al equipo. Un análisis más detallado sobre este aspecto se hará más adelante.

CAPITULO V

DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

5.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCIÓN

5.1.1 Análisis vibratorio y transmisibilidad

5.1.1.1 Cálculo del tipo de resortes

El modelo general para el análisis vibratorio del compresor IngerSoll Rand, comprende un sistema masa – resorte, en el que los resortes permiten brindarle a la estructura más elasticidad. Esto con el fin de que las vibraciones no se propaguen de manera directa a la estructura (lo que sucede si el sistema es totalmente rígido).

Para saber qué resortes son idóneos para este caso, es necesario saber qué deflexión estática debe tener el material a utilizar. Esto se puede calcular tomando en cuenta las revoluciones por segundo del compresor, y la frecuencia natural a la cual oscilará el sistema con los resortes ya instalados.

Se conoce que la deflexión estática es un desplazamiento que se produce en un sistema masa - resorte por la acción propia de la gravedad.

Se tienen como datos que la frecuencia perturbadora (F_p) del compresor es igual a 1700 r.p.m. Para convertirlo a hz se utiliza la razón:

$$1 \text{ rpm} = 1/60 \text{ hz}$$

Entonces se tiene que

$$F_p = 1700 \cdot 1/60 \text{ hz} = 28,33 \text{ hz}$$

Para seleccionar el amortiguador se debe tener en cuenta lo siguiente:

- La eficiencia del aislamiento es función de la relación entre la frecuencia perturbadora y la frecuencia natural del sistema soporte - máquina.
- La rigidez del soporte elástico debe ser mucho menor que la rigidez de la estructura de apoyo para evitar que todo el sistema sea equivalente a un solo cuerpo rígido que transmite las vibraciones de igual manera.
- Para evitar problemas de resonancia, la frecuencia perturbadora no debe ser igual o cercana al valor de la frecuencia natural del sistema soporte - máquina y del forjado; en todo caso, la relación frecuencia perturbadora/frecuencia natural debe ser mayor que 1,41.
- Para que la eficiencia de aislamiento sea mayor que 90% es necesario que la relación entre frecuencia perturbadora y frecuencia natural del sistema soporte - máquina sea mayor que 4. Es decir, con una relación de $F_p = 3F_n$ poseerá una eficiencia aproximada del 90% y siendo esta relación igual a 6, la eficiencia será aproximadamente de 98%. Esto se evidencia de la ecuación (2.15) para transmisibilidad. Donde se tiene que:

$$\text{Transmisibilidad} = \frac{1}{\left(\frac{F_p}{F_n}\right)^2 - 1}$$

Si se quiere un aislamiento de aproximadamente 90% de eficiencia y se sabe de la ecuación 2.16 que la eficiencia del aislamiento es:

$$\text{Eficiencia} = 100\% - \text{Transmisibilidad}$$

Entonces la transmisibilidad debe ser aproximadamente de 10%. Luego de sustituir y despejar queda la relación anterior ($F_p = 3F_n$)

La frecuencia natural de un sistema puede ser calculado mediante la fórmula:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad (5.1)$$

Donde ω_n es la frecuencia natural expresada en rad/s. Sustituyendo el valor de g ($9,81 \text{ m/s}^2$) y sabiendo que 1 rad/s es igual a $0,16 \text{ hz}$ se puede escribir la ecuación (5.1) como:

$$F_n = \frac{0,5}{\sqrt{\delta}} \text{ hz} \quad (5.2)$$

Donde δ debe ser expresada en metros y F_n en hz.

Si se desea usar la deflexión en mm, se puede recurrir a la ecuación 2.13:

$$F_n = \frac{15,8}{\sqrt{\delta}} \text{ hz}$$

Para que exista atenuación de las vibraciones y evitar el problema de resonancia, se establece que la frecuencia natural del sistema masa - resorte (F_n) debe ser una tercera parte de la frecuencia perturbadora (F_p), para tener una atenuación aproximada del 90%. Es decir:

$$F_n = \frac{F_p}{3}$$

Sustituyendo se tiene:

$$F_n = \frac{28,33 \text{ Hz}}{3} = 9,44 \text{ hz}$$

Una vez que se obtiene F_n , se puede calcular la deflexión estática que debe tener el material para oscilar a una frecuencia de $9,44 \text{ Hz}$.

De la ecuación 2.13, la deflexión estática es igual:

$$\delta = \left(\frac{15,8}{F_n} \right)^2$$

Sustituyendo los valores se obtiene que:

$$d_e = \left(\frac{15,79}{9,44} \right)^2 = 2,8 \text{ mm}$$

Con una deflexión de 2,8 mm se buscó un material que cumpliera con esta característica. Se opta por usar **tacones de neopreno**, el cual es un material ampliamente recomendado por la literatura consultada.

Se recomienda el neopreno por las siguientes características:

- Gran variedad de formas y rigideces.
- El neopreno y/o nitrilo es el más utilizado en la industria para atenuar las vibraciones.
- Poco peso y no requieren mucho espacio.
- Bajo costo.
- Se pueden adaptar a partes metálicas mediante vulcanizado, para facilitar la unión a la estructura a aislar y para pretensarles, con lo cual se consigue aumentar su rigidez.

Una vez que se calculó la deflexión que debe tener el material a usar, se debe calcular la altura (espesor) que debe tener para que corresponda con tal nivel de deflexión.

5.1.1.2 Determinación del espesor del resorte

Para poder calcular este espesor, es necesario considerar lo siguiente:

- El centro de masa del equipo es igual al centro de gravedad.
- Se colocarán seis tacones de neopreno equidistantes para repartir el peso de igual forma.
- El peso del compresor junto con el tanque es de 500 kg (ver Apéndice B.3 para un compresor T30/500/15P)

- Cada tacón de neopreno deberá resistir un peso de 83,33 kg.

De acuerdo a las dimensiones de las patas del compresor, se plantea utilizar tacones circulares de radio 5,5 cm.

Para calcular esta altura es necesario plantear las siguientes ecuaciones:

Se modela el tacón como un resorte. La fuerza F que se ejerce en un resorte, por ley de Hooke, es igual a:

$$F = Kd \quad (5.3)$$

Donde:

K es la constante elástica del resorte.

d es el desplazamiento del resorte.

Por otro lado se sabe que la deflexión producida solo por el peso de la máquina es la deflexión estática δ .

Quedando la ecuación anterior de la siguiente manera:

$$m \cdot g = K_{eq} \cdot \delta$$

Despejando K_{eq} :

$$K_{eq} = \frac{m \cdot g}{\delta} = \frac{500kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{0,0028 m} = 1,75 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

Este es el K_{eq} de resorte necesario para que haya la deflexión deseada. Este K_{eq} es el resultado de la disposición de seis tacones de neopreno en paralelo, aguantando la misma carga, por tanto el K_{eq} será:

$$K_{eq} = 6k$$

Donde k es la constante de rigidez de resorte equivalente para un tacón de neopreno circular.

$$k = \frac{K_{eq}}{6} = \frac{1,75 \times 10^6}{6} = 291666,7 \frac{N}{m}$$

Planteando la ecuación para una barra de sección transversal uniforme, sometida a carga axial (compresión) de altura h, se tiene que:

$$k = \frac{EA}{h} \quad (5.4)$$

De donde A es el área de la sección transversal del tacón de neopreno.

El tacón debe tener un agujero en el centro para ser fijado al piso. Se recomienda que la fijación al suelo se haga con cuatro tornillos en las esquinas tipo T10x30, mientras que para fijar el compresor al tacón se utilice un tornillo T25x45 (Apéndice B.4). Debido a esto el área corresponderá al área del cilindro externo menos el área del cilindro interno.

$$A = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) \quad (5.5)$$

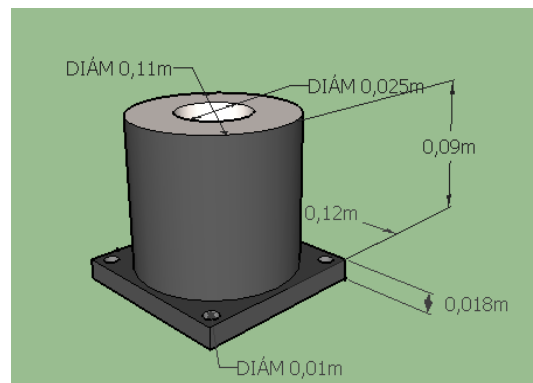


Figura 5.1: Isometría del tacón de neopreno utilizado para el aislamiento vibratorio.

para un $r_{ext} = 0,055$ m y $r_{int} = 0,0125$ m.

Sustituyendo:

$$A = \pi(0.055^2 - 0.0125^2) = 0,009 \text{ m}^2$$

Y E es el módulo de elasticidad del neopreno que vale 3,5 Mpa. Dicho valor fue sacado de la curva de esfuerzo - deformación (σ vs. ϵ) del neopreno. Este valor es la pendiente de la curva en su zona de deformación elástica. (Para análisis vibratorio es indispensable que los materiales trabajen única y exclusivamente en comportamiento elástico y no plástico).

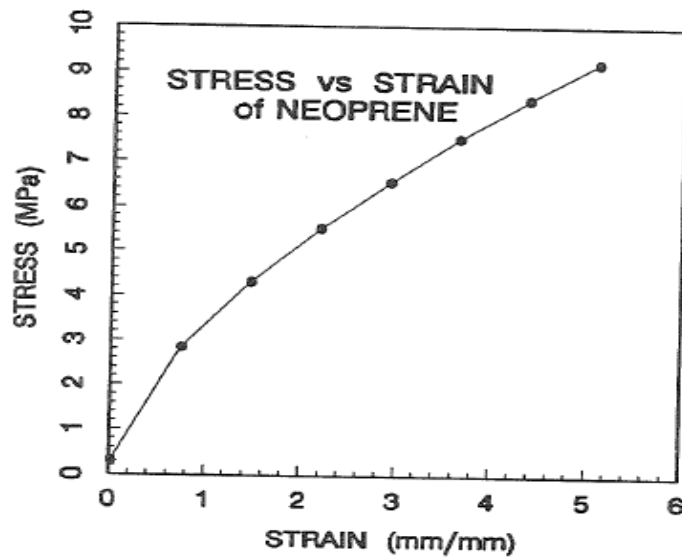


Figura 5.2: Curva de esfuerzo deformación ($\sigma - \epsilon$) para el neopreno. (Fuente: Allen David. Stress – Strain characteristics of rubber-like materials: Experiment and Analysis)

Despejando h de la ecuación 5.4:

$$h = \frac{EA}{k} = \frac{3,5 \times 10^6 \cdot 0,009}{291666,7} = 0,108 \text{ m}$$

La altura que debe tener el tacón de neopreno para tener la deflexión estática deseada, mientras trabaja en el rango elástico es de 10,8 cm, siendo este un tacón radial con un agujero en el centro. Se debe buscar un tacón comercial que tenga esa altura o superior para garantizar que se cumpla la condición de una transmisibilidad de aproximadamente 10% o menor.

5.1.1.3 Cálculo de la transmisibilidad

La transmisibilidad proporcionará el porcentaje de vibraciones que se transmitirá a la fundación. Es importante recordar que la frecuencia de perturbación (F_p) es igual a 28,33 hz y que la frecuencia natural de vibración del sistema con el neopreno deberá ser de 9,44 hz.

Tomando en cuenta estos datos se puede obtener qué porcentaje de vibraciones se atenuará utilizando un material que tenga una deflexión estática de 2,8 mm.

Se calcula la transmisibilidad a través de la ecuación (2.15):

$$\text{Transmisibilidad} = \frac{1}{\left(\frac{F_p}{F_n}\right)^2 - 1}$$

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$\text{Transmisibilidad} = \frac{1}{\left(\frac{28,33}{9,44}\right)^2 - 1} = 12,5\%$$

Esto quiere decir que solo se está transmitiendo el 12,5% de las vibraciones a la fundación, atenuando el 87,5% de las vibraciones totales que se generan. Este resultado es el esperado ya que como parámetro de entrada se colocó la condición de que $F_p = 3F_n$ para tener atenuación aproximada del 90%.

5.1.2 Análisis de transferencia de calor de la solución

5.1.2.1 Explicación del fenómeno

Curiosamente, el dimensionamiento de la cabina no está sujeto, específicamente, a limitantes o principios de acústica. Las dimensiones de la cámara deben tomar en cuenta dos aspectos: el espacio disponible en el laboratorio y la transferencia de calor. En este apartado se hará un análisis muy somero respecto al segundo tema. La transferencia de calor es una de las disciplinas más complejas de cualquier análisis energético e implica matemáticas y cálculos (muchas veces computacionales) que se salen de los alcances y de los recursos disponibles para este trabajo de grado.

También, es importante mencionar que es posible realizar una tesis muy parecida a esta, solamente haciendo un análisis de transferencia de calor al compresor de estudio, que posee irregularidades y dificultades desde muchos puntos de vista (geometría, dinámica del fluido de trabajo, etc.). Así, se entiende que al ser esta una tesis principalmente de control de ruido y no de transferencia de calor, es necesario hacer varias suposiciones y despreciar muchos elementos que entran en juego, para poder llevar a cabo cálculos sencillos y directos que puedan brindar una estimación aceptable acerca de las tasas de calor producida por el equipo y de cómo estas afectan al aire circundante encerrado en la cámara.

Ahora, un análisis energético de lo que sucede dentro de la cámara desde el punto de vista del calor. El elemento clave de estudio es al aire hacinado. Se plantea una superficie de control en el aire que está dentro de la cámara de absorción acústica y se propone un primer estado estable en el que el compresor está apagado y el aire tiene una temperatura ambiente T_{amb} . Una vez que el compresor es encendido, muchos de sus componentes producirán calor por distintas razones (roce entre los componentes, pérdidas mecánicas, pérdidas eléctricas en el motor, etc.) Estos componentes producirán una tasa de calor total denominada Q_c que se transmitirá de manera directa y por convección natural al aire encerrado en la cámara. El

funcionamiento del compresor produce en sus componentes un aumento de la temperatura, que en un compresor de estas características puede ser muy difícil de describir, a la vez que, definitivamente, puede no ser constante en todo el sistema. La diferencia de temperatura entre el aire a temperatura ambiente y los componentes que han empezado a calentarse generará diversas tasas de calor, todas ellas hacia el aire, que se sumarán y darán como resultado la tasa total Q_c . El comportamiento de esta transferencia energética está descrita por la Ley de enfriamiento de Newton que se expresa como:

$$Q'' = h_c(T_1 - T_2) \quad (5.6)$$

Donde:

Q'' es la tasa de calor por m^2

h_c es el coeficiente convectivo del sistema

T_1 es el cuerpo con mayor temperatura

T_2 es el cuerpo con menor temperatura

Esta tasa de calor que es transmitida al aire hacinado generará un aumento de su energía interna, lo cual produce un aumento de su temperatura, es decir, el aire dentro de la cámara se calienta. En este punto la temperatura del aire dentro de la cabina ya no será la temperatura ambiente sino un poco mayor. Como resultado, viene la segunda parte del análisis, donde ahora, el aire que está dentro de la cámara, al tener una temperatura mayor a la del ambiente hará una transferencia de calor por conducción a través de las paredes de la cabina con el aire que está fuera de ella. Esta tasa de calor a través de las paredes se denominará Q_s . La tasa de calor por conducción se rige por la Ley de Fourier de la conducción:

$$Q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (5.7)$$

Donde:

Q'' es la tasa de calor perpendicular al plano donde ocurre la transferencia

k es la conductividad térmica de la pared

dT/dx es el gradiente de temperatura en esta dirección

El signo negativo indica que la transferencia de calor siempre irá en el sentido contrario del gradiente de temperatura (de mayor a menor temperatura).

En el siguiente esquema se puede ver de manera muy simplificada cómo es el análisis energético del volumen de control tomado (aire dentro de la cabina).

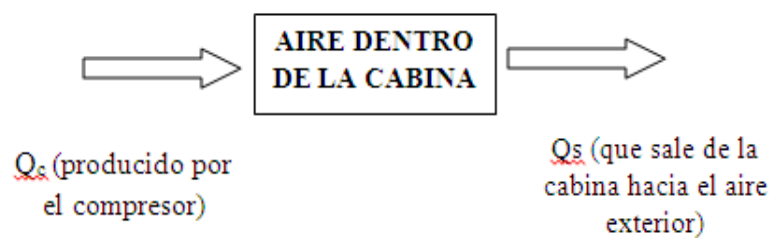


Figura 5.3: Intercambio de calor en el aire dentro de la cabina

Cabe destacar que si bien hay una forma de trabajo mecánico en el compresor, no existe una forma de trabajo en el volumen de control tomado (el aire) por lo que las ecuaciones de transferencia de calor pueden ser aplicables.

Dicho esto, se entiende que la tasa de calor por convección es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el compresor y el aire hacinado, mientras que la tasa de calor por conducción es proporcional a la diferencia de temperaturas entre el aire hacinado y el aire exterior. Esto tiene como consecuencia lo siguiente: En un primer instante la tasa de calor Q_c tiene un valor máximo dado por

$$Q_c = h_c(T_c - T_{amb})$$

Donde T_c es una temperatura promedio del compresor (dada por las temperaturas de todos sus componentes).

Mientras que la tasa de calor Q_s es cero, ya que la temperatura del aire adentro es igual a la del externo.

Luego, pasado un instante de tiempo t , el aire, por la aplicación de la primera ley de la termodinámica, debe aumentar su nivel de energía interna, y por ende, su temperatura. Un aumento en la temperatura del aire dentro de la cabina produce dos cosas: la primera es que la diferencia entre su propia temperatura y la del compresor sea menor, por lo cual la tasa de calor convectada Q_c disminuye. Y la otra es que aumente la diferencia entre su temperatura y la del medio exterior por lo cual la tasa de calor Q_s aumenta. Acá las tasas de calor pueden ser estimadas como sigue:

$$Q_c = h_c(T_c - T_{aire})$$

$$Q_s = k \frac{T_{aire} - T_{amb}}{l}$$

Donde l es el grosor de la pared de la cámara y asumiendo, para la conducción, condiciones de estado estable, conducción unidimensional a través de la pared de la cabina y conductividad térmica constante.

Esta situación continuará hasta que las tasas de calor convectada y conducida sean iguales, es decir, hasta que la entrada y salida de calor dentro de la cámara pase a un estado estable donde la energía interna del aire no cambie. En este instante la temperatura del aire llegará a un valor máximo. En el estado final, se puede decir que:

$$Q_c = Q_s$$

$$h_c(T_c - T_{max}) = -k \frac{T_{max} - T_{amb}}{l}$$

El problema de esta situación es que en el estado de equilibrio es posible que la temperatura del aire dentro de la cámara haya alcanzado un valor muy por encima de lo que la temperatura óptima de operación del compresor permite. Teniendo como resultado el riesgo de que el equipo se recaliente y dañe.

Observando esto, es posible observar que los únicos parámetros que están sobre el control del diseño son el k de los materiales a usar y el l (grosor de la pared). También el hecho de colocar la cámara más cerca o más lejos de la fuente de ruido puede ser de interés, ya que al colocarla más lejos habrá más masa de aire dentro de la cámara. Mientras más masa de aire haya adentro, existe más posibilidad de almacenar energía calórica sin subir la temperatura a niveles elevados.

El interés en la masa de aire dentro de la cabina recae en el estado en el que existe diferencia entre Q_c y Q_s , ya que en este punto esta masa de aire pudiera ser calculada mediante la aplicación de la primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado a volumen constante.

$$Q_c - Q_s = m_{aire} C_{vprom} (T_{aire} - T_{amb}) \quad (5.8)$$

Donde:

C_{vprom} es el calor específico a volumen constante

T_{aire} es la temperatura del aire dentro de la cabina

T_{amb} es la temperatura inicial del aire, es decir, la temperatura ambiente

Bajo suposiciones de gas ideal en el aire que está encerrado en la cabina, sustentado en el hecho de que no se llegarán ni a presiones ni a temperaturas muy altas, es totalmente conveniente calcular el cambio de energía interna del aire por medio del calor específico a volumen constante promedio (C_{vprom}) y el cambio de temperatura.

Sin embargo, la termodinámica es una ciencia que trabaja a base de estados iniciales y finales, considerados estables, donde todas sus propiedades pueden ser medidas. Ahora, en este caso las tasas de calor Q_c y Q_s son valores instantáneos que cambian con el tiempo. Y en el estado donde es posible aplicar dicha ecuación, Q_c y Q_s se cancelan y por ende hace imposible la determinación de una masa de aire específica.

5.1.2.2 Determinación de las dimensiones de las superficies de la cámara

No obstante, en el diseño de la cámara se trabajará con un valor de alejamiento de la fuente recomendado por la literatura, que permita la entrada considerable de aire a la cámara y que pueda garantizar temperaturas más bajas. Este **valor de alejamiento de la fuente será 0,25 m**. Este es el alejamiento de todos los planos de la cabina (frontal, posterior, izquierdo, derecho y superior) a la periferia del compresor que tiene unas medidas de 1,85 m de alto, 1,9 m de largo y 0,95 m de ancho.

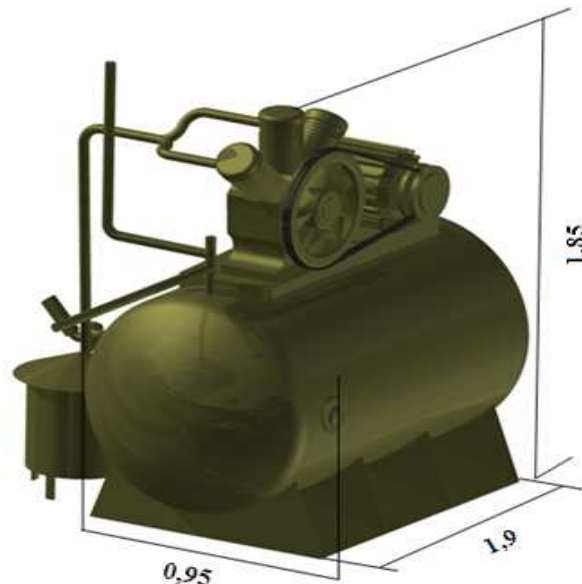


Figura 5.4: Medidas en metros de alto, largo y ancho del compresor Ingersoll Rand del laboratorio de máquinas térmicas de la UCV



Figura 5.5: Isometría del compresor Ingersoll Rand, con la cámara de absorción colocada. Se pueden apreciar en detalle, los tacones de neopreno puestos en las bases de la máquina

La cabina tendrá dimensiones de $1,85 + 0,25 = 2,1$ m de alto, $1,9 + 2(0,25) = 2,4$ m de largo y $0,95 + (2)0,25 = 2,4$ m de ancho. El factor dos en el largo y ancho es porque debe sumarse el valor de alejamiento por ambos lados (delante y atrás en el caso del largo y derecha e izquierda en el caso del ancho). Siendo sus superficies las siguientes:

$$S_1 = 1,45 \cdot 2,1 = 3,045 \text{ m}^2$$

$$S_2 = S_1 = 3,045 \text{ m}^2$$

$$S_3 = 2,4 \cdot 2,1 = 5,04 \text{ m}^2$$

$$S_4 = S_3 = 5,04 \text{ m}^2$$

$$S_5 = 2,4 \cdot 1,45 = 3,48 \text{ m}^2$$

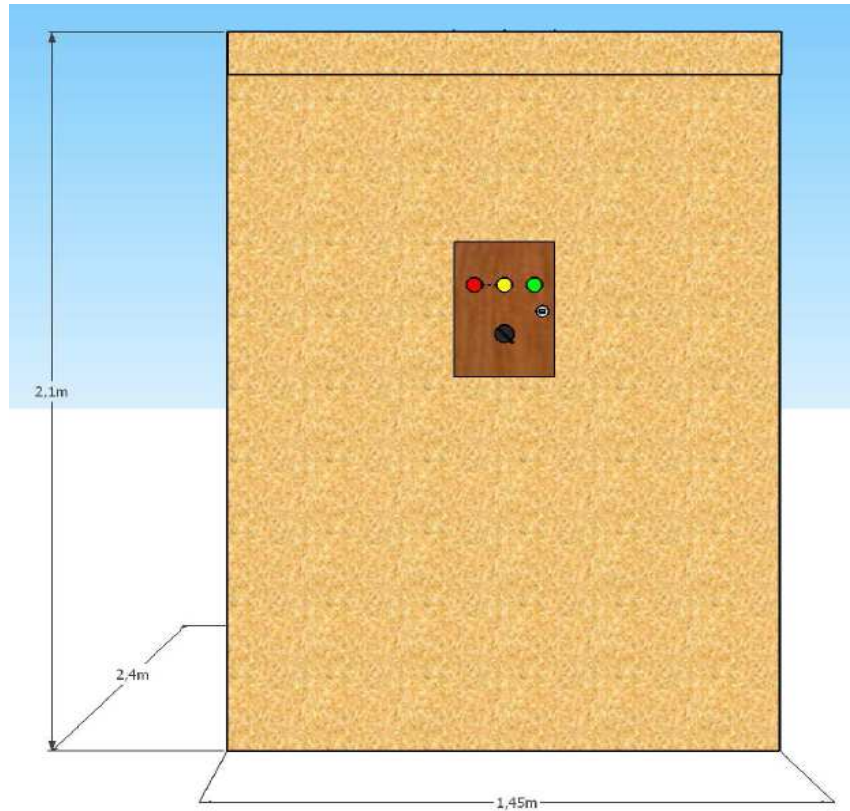


Figura 5.6: Vista frontal y dimensiones de la cámara de absorción de ruido para el compresor

5.1.2.3 Escogencia del material y el grosor de la cabina con respecto a la transferencia de calor

Una vez obtenidas las dimensiones de la cámara se procede a hacer un primer acercamiento hacia la escogencia del material. Se dice primer acercamiento, ya que la escogencia del material a diferencia de las dimensiones sí depende de principios acústicos y de control de ruido además de la transferencia de calor. Otros factores también son de importancia, como la disponibilidad de material en el mercado, costo del material, dificultad para el maquinado, resistencia, dificultad para trasladarlo, etc. Desde el punto de vista de la transferencia de calor, el parámetro más importante del

material es su conductividad térmica k . Además de eso hay un parámetro dimensional de mucha importancia que es el espesor.

Otro punto a ser tomado en cuenta es la configuración de la pared de la cabina. Muchas fuentes recomiendan la configuración “sándwich” para la fabricación de cámaras acústicas y paredes aislantes, en donde dos placas de material poroso se encuentran “conectadas” con una placa de mayor grosor de material aislante (el cual hace la mayor absorción de ruido). Es un diseño estándar de cabinas que ha sido probado y utilizado por muchas industrias y fabricantes en todo el mundo. Más adelante se hará un análisis de las propiedades y ventajas que trae crear la cabina en esta configuración y no en otra, además de dar más detalles sobre la configuración de las placas y su “conexión”. Por los momentos, se puede estar seguro que la pared de la cabina no será de una sola placa de material continuo, sino que será un sándwich de dos placas de igual material e igual grosor con una placa de mayor grosor y distinto material en el medio.

Al ser este un estado estable donde solo está ocurriendo una única transferencia de calor (ya que ambas son iguales y como no hay acumulación de energía en el aire toda la que entra por convección, debe salir por conducción) se puede plantear el siguiente sistema:

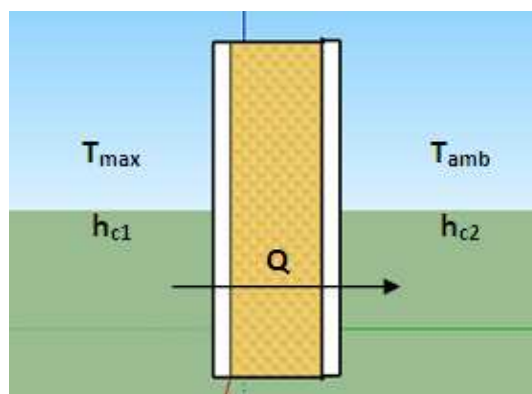


Figura 5.7: Esquema de la transferencia de calor que ocurre en una pared de la cámara

Cuyo circuito térmico puede ser representado de la siguiente forma:

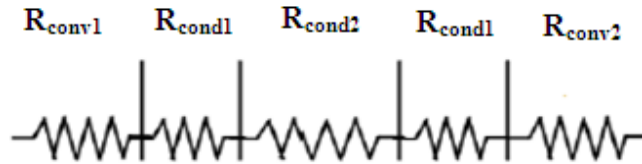


Figura 5.8: Circuito térmico del perfil de la cámara de absorción acústica

Acá la tasa de calor producida puede ser calculada como:

$$Q = \frac{T_{max} - T_{amb}}{R_T} \quad (5.9)$$

Donde

Q es la tasa de calor que pasa por una pared de la cabina

T_{max} es la temperatura máxima a la que puede estar el aire (dato del compresor)

T_{amb} es la temperatura ambiental

R_T es la resistencia térmica total del conjunto.

La resistencia térmica para esta configuración (disposición en serie) será simplemente la suma de las resistencias parciales encontradas en el sistema, es decir:

$$R_T = R_{conv1} + 2R_{cond1} + R_{cond2} + R_{conv2}$$

Donde:

R_{conv1} es la resistencia a la convección del medio interior de la cabina

R_{cond1} es la resistencia a la conducción dada por las placas externas del sándwich

R_{cond2} es la resistencia a la conducción dada por la placa de material interno

R_{conv2} es la resistencia a la convección del medio exterior a la cabina.

Dichas resistencias térmicas son calculadas de la siguiente manera:

$$R_{cond1} = \frac{l_1}{k_1 S} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned}
R_{cond2} &= \frac{l_2}{k_2 S} \\
R_{conv1} &= \frac{1}{h_{c1} S} \quad (5.11) \\
R_{conv2} &= \frac{1}{h_{c2} S}
\end{aligned}$$

Sustituyendo en R_T :

$$R_T = \frac{1}{S} \left(\frac{1}{h_{c1}} + \frac{2l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \frac{1}{h_{c2}} \right)$$

Despejando de la ecuación 5.9

$$\frac{T_{max} - T_{amb}}{Q} = R_T$$

Sustituyendo y despejando los parámetros de diseño l_1 , l_2 , k_1 y k_2 :

$$\frac{A(T_{max} - T_{amb})}{Q} - \frac{1}{h_{c1}} - \frac{1}{h_{c2}} = \frac{2l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2}$$

Se asume para este modelo que el calor total producido se repartirá en cinco partes iguales en cada una de las paredes de la cámara (exceptuando al piso). Esta suposición no es del todo cierta, ya que las áreas de todas las paredes no son iguales, además que la dinámica del fluido dentro de la cabina puede hacer que en ciertas zonas haya más transferencia de calor que en otras. Sin embargo, al ser esta una aproximación muy superficial y al no haber tanta diferencia entre las áreas de las paredes, parece lógico una suposición como esta, lo que lleva a:

$$Q = \frac{Q_c}{5} = \frac{Q_s}{5} = \frac{h_{c1}(T_c - T_{max})}{5}$$

Finalmente:

$$\frac{5A(T_{max} - T_{amb})}{h_{c1}(T_c - T_{max})} - \frac{1}{h_{c1}} - \frac{1}{h_{c2}} = \frac{2l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} \quad (5.12)$$

El otro problema que se plantea es la determinación de los coeficientes convectivos de cada uno de los ambientes, lo cual puede ser un verdadero dolor de cabeza para cualquier investigador, por la complejidad de las geometrías, de los flujos de aire, la difícil determinación del espesor de la capa límite, el régimen de trabajo variable y demás consideraciones. Sin embargo, Dutra y Deschamps realizaron un interesante trabajo denominado “Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor” (2010), donde adoptan métodos experimentales para determinar diversas características de la transferencia de calor de un compresor hermético recíprocante de aire para refrigeración. Dichas mediciones fueron llevadas a cabo con sensores de flujo de calor y termocuplas que permiten la caracterización de las temperaturas locales en diferentes posiciones, específicamente en la coraza del compresor y el motor eléctrico. Sus resultados fueron los siguientes:

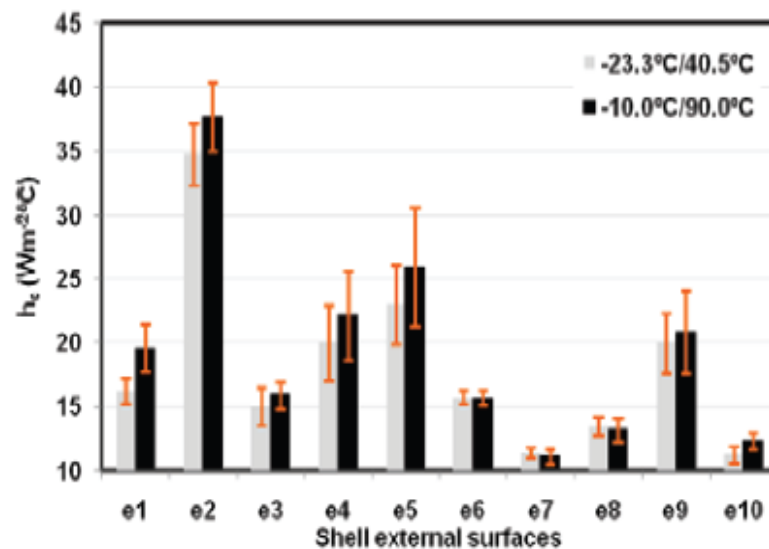


Figura 5.9: Gráfica de coeficientes convectivos para para la superficie externa de la coraza de un compresor recíprocante (Fuente: Dutra y Deschamps. Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor)

La gráfica anterior está referida para dos valores de evaporación del refrigerante que se usó en el experimento (esta forma de representar los datos es muy común en trabajos de refrigeración). Se trabajará con la gráfica negra (-10 a 90 °C) ya que es un rango de temperaturas más acorde al rango de estudio de este trabajo para el fluido de refrigeración y lubricación (aceite).

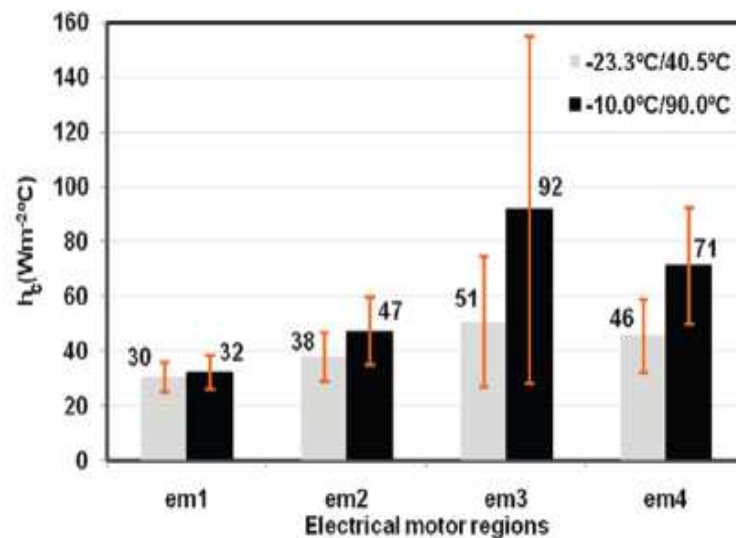


Figura 5.10: Gráfica de coeficientes convectivos para el motor de un compresor recíprocante (Fuente: Dutra y Deschamps. Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor)

De las dos gráficas anteriores se toman los coeficientes convectivos mostrados para cada región (em1, em2,...), se promedian y a su vez, los resultados obtenidos vuelven a promediarse para obtener un solo coeficiente convectivo representativo dentro de la cámara (h_{c1})

$$h_{c1} = \frac{60,5 + 19,7}{2} = 40 \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

A continuación, las gráficas de temperatura de las superficies externa de la coraza y del motor eléctrico:

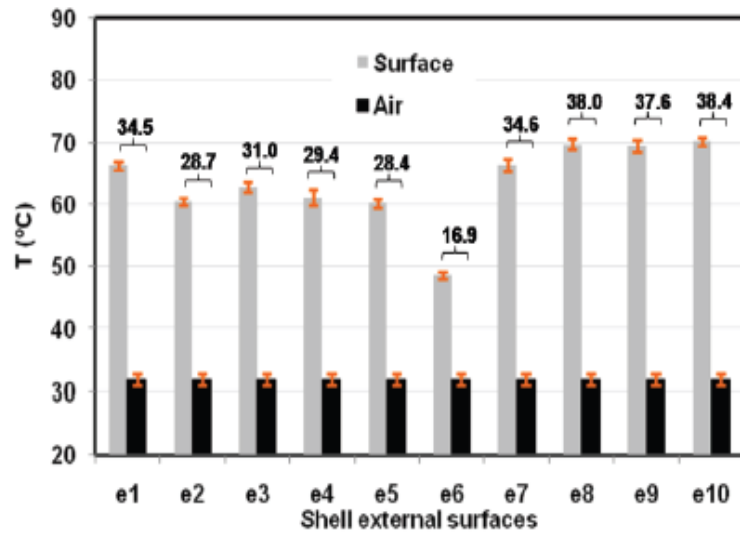


Figura 5.11: Gráfica de temperaturas para la superficie externa de la coraza de un compresor recíprocante (Fuente: Dutra y Deschamps. Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor)

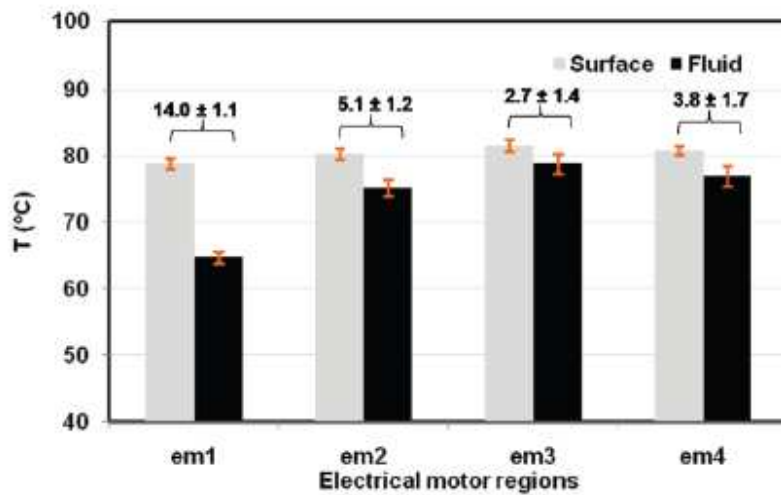


Figura 5.12: Gráfica de temperaturas para el motor de un compresor recíprocante (Fuente: Dutra y Deschamps. Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor)

Aplicando un proceso similar al anterior, se encuentra una temperatura representativa de la temperatura promedio del compresor T_c

$$T_c = \frac{31,75 + 80,25}{2} = 56 \text{ C}$$

El valor del coeficiente convectivo h_{c2} se extrae de la siguiente tabla para valores típicos de coeficientes convectivos para ambientes exteriores con diferentes condiciones, direcciones de flujo y velocidades de viento.

Fuente:	Cond. exteriores	Flujo sube	horizontal	baja
NBE CT-79 (Anexo 2)	Típicas invierno	20.0	16.67	20.0
Burberry (p.50)	Protegida	14.29	12.50	---
	Normal	22.73	17.86	---
	Expuesta	55.56	37.04	---
ASHRAE Fund.75(p.357)	Viento 3.35 m/s	22.71		
	Viento 6.70 m/s	34.07		

Tabla 5.1: Coeficientes h_c de convección superficial exterior con viento
 Tabla 5.1:
 Coeficientes h_c de convección superficial exterior con viento (Fuente: Monroy,
 Manuel M. 1995. Comportamiento térmico de cerramientos soleados)

Se escoge un valor de coeficiente convectivo (h_{c2}) de 17,86 W/m^2K correspondiente a condiciones exteriores normales, con un flujo de aire, en esencia, horizontal y despreciando la influencia de la velocidad del viento, ya que se trata de un espacio cerrado.

Finalmente, el rango de temperatura a la que debe estar el aire alrededor del compresor (dentro de la cabina), por condiciones de fabricante para compresores de las mismas características que el de este caso de estudio debe estar entre 5 C y 50 C, por ende T_{max} debe ser 45 C. La ecuación 5.12 no será usada en estos momentos para calcular los materiales que se usarán en la cabina, ya que es una ecuación con cuatro

incógnitas (k_1 , k_2 , l_1 y l_2). Será preferible continuar el análisis de la escogencia de materiales atendiendo a los criterios y principios de acústica y control de ruido que competen a este trabajo, y usar la ecuación 5.12 como una fórmula restrictiva, es decir, una vez seleccionados los materiales de la configuración sándwich, las conductividades térmicas y las longitudes de dichos materiales serán puestas en la ecuación y se verificará que la temperatura del aire dentro de la cabina no exceda el valor de temperatura máximo exigido por las condiciones antes mencionadas.

En todos estos análisis no fueron tomados en cuenta muchos otros aspectos de transferencia de calor; como por ejemplo la refrigeración que ofrece el aceite de lubricación del compresor. Tampoco la que ofrece el ventilador que está instalado en la rueda más grande que transmite la potencia al compresor, que evita que las cámaras de compresión donde se encuentran los pistones se recalienten. Además, no fueron colocadas en las ecuaciones de circuito térmico las resistencias a la radiación de los componentes, al estar en un rango de temperaturas en el cual la radiación prácticamente no tiene ningún efecto de importancia.

5.2 MATERIALES DE LA CÁMARA DE ABSORCIÓN DE RUIDO

5.2.1 Escogencia del material y grosor con respecto al control de ruido

Para la escogencia del material de la cabina existen muchas opciones. La primera decisión que se debe tomar, es qué configuración se va a escoger de acuerdo al mecanismo de absorción. Una práctica común en industrias es hacer la cámara de un panel sándwich, el cual es una configuración que consta de dos placas del material que constituye la partición o barrera pegadas a un material aislante poroso.

La construcción tipo sándwich trae muchísimas ventajas y es preferida sobre otros tipos debido a su efectividad en aplicaciones donde se requiere atenuación de ruido y además, alta resistencia y bajo peso. Es importante mencionar que el uso de este tipo de construcciones permite una mayor absorción en una gran región de frecuencias, mayormente medias y altas, lo cual es idóneo para este caso de estudio.

Otras formas, tales como el uso de materiales resonantes o de panel o membrana, suponen un comportamiento de atenuación selectivo, es decir, presentan altísimos valores de coeficiente de absorción α para una frecuencia determinada o una región muy angosta denominada frecuencia resonante. Fuera de la frecuencia resonante los niveles de atenuación caen drásticamente, lo que los hace eficaces para otro tipo de aplicaciones, especialmente cuando se busca la atenuación de frecuencias bajas. En el caso de interés, se puede observar, del espectro de frecuencia, que la cantidad de armónicos generados por la señal acústica representa un amplio margen de frecuencias que atenuar, (especialmente las que se encuentran entre los 2000 y 8000 hz). Un método de control selectivo, no permitirá la atenuación de muchas frecuencias que están inmersas en la zona de alta amplitud, pudiendo acarrear que los niveles de SPL calculados luego de la aplicación de la cámara queden fuera de la norma establecida.

Luego, los materiales seleccionados deben cumplir con los niveles de atenuación que se buscan, además de contar con una aceptable conductividad térmica, buena resistencia y bajo costo. Es importante que el material, además no sea un material tan rígido, ya que de serlo, el sonido no será realmente absorbido, sino reflejado dentro de la cámara y en caso de que haya alguna debilidad acústica en el montaje (intersticios principalmente) todo el ruido por el fenómeno de difracción puede escapar, por tanto es necesario que la cámara no solo aisle el ruido, sino que también lo absorba. La lana de vidrio (fibra de vidrio) es un excelente material para esta configuración. De la tabla mostrada en el Apéndice B.5 se evidencia su excelente comportamiento a frecuencias que van entre 2000 y 4000 hz. Conectado a él, se usan dos paneles de yeso Durlock, el cual si bien, no tiene excelentes propiedades de absorción por sí solo, su unión con la lana de vidrio aumenta las características de atenuación del conjunto, aparte de ser un material de baja rigidez y alta porosidad, que puede dejar que la onda pase fácilmente a través de él para ser atenuada luego por el material aislante. También, el Durlock es un material de bajo precio, tomando en cuenta que es posible que se haga una inversión un poco más fuerte en la lana de

vidrio. Para las tablas del Apéndice B.5 se especifican espesores comerciales de 12 mm para las placas de yeso y 50 mm para la lana de vidrio.

5.2.2 Restricción de transferencia de calor

Teniendo en cuenta que estos materiales cumplen con los requerimientos impuestos por los principios de acústica, se verifica a continuación que cumplan con las exigencias de la transferencia de calor, resumidas en la ecuación 5.12:

$$\frac{5A(T_{max} - T_{amb})}{h_{c1}(T_c - T_{max})} - \frac{1}{h_{c1}} - \frac{1}{h_{c2}} = \frac{2l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2}$$

Donde:

$$A = 3,045 \text{ m}^2$$

$$T_{max} = 50 \text{ C}$$

$$T_c = 56 \text{ C}$$

$$h_{c1} = 40 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$h_{c2} = 17,86 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$k_1 = 0,44 \text{ W/mC (conductividad del Durlock)}$$

$$k_2 = 0,07 \text{ W/mC (conductividad de la lana de vidrio)}$$

$$l_1 = 0,012 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,05 \text{ m}$$

Al sustituir los valores en la ecuación y despejar el valor máximo de temperatura para el aire (T_{max}) este valor da un total de 46,4 C. Tomando en cuenta que el compresor tiene un proceso de trabajo periódico de un máximo de tiempo de 13 min, que no se consideraron las transferencias de calor del refrigerante y del ventilador del compresor y del volumen de aire que entra a la cámara, se esperan valores de temperatura mucho menores que el dado por la ecuación 5.12. Sin embargo, a manera de estimación, es una aproximación que brinda una idea muy somera sobre las temperaturas que se pueden desarrollar dentro de la cámara y para

verificar que aun en su máxima demanda, el motor del compresor no fallará por recalentamiento. Por tanto, estos materiales y sus respectivos espesores son válidos para la construcción de la cámara de aislamiento.

En resumen, los materiales a utilizar son:

- Lana de vidrio o fibra de vidrio (fieltro de 14 kg/m^3) de 50 mm de espesor que posee un coeficiente de absorción de $\alpha = 0,85$ a la frecuencia de 2000 hz que estará dispuesta entre dos placas de roca de yeso.
- Placa de roca de yeso (Durlock) de 12 mm de espesor que posee un coeficiente de absorción de $\alpha = 0,07$ a la frecuencia de 2000 hz.
- El piso es de hormigón sin pintar y posee un coeficiente de absorción de $\alpha = 0,02$ a 2000 hz. Estos coeficientes de absorción se pueden ver en el Apéndice B.5

5.2.3 Cálculo de atenuación del nivel de presión sonora que tendrá la cabina

El coeficiente de absorción de un material es la relación entre la energía absorbida por el material y la energía reflejada por el mismo. Dada esta definición, su valor siempre comprendido entre 0 y 1.

El coeficiente de absorción varía con la frecuencia y por tanto los fabricantes de materiales acústicos dan los coeficientes de absorción por lo menos en resolución de una octava. En este caso el material a utilizar será lana de vidrio de 50 mm de espesor, que tiene un coeficiente de absorción de 0,85 a la frecuencia de 2000 hz y también se utilizara placa de roca de yeso con un coeficiente de absorción de 0,07 a la misma frecuencia.

Para calcular el nivel de presión sonora que existirá en el exterior de la cabina, se debe calcular qué absorción tendrá dicha cabina.

La fórmula empleada para la absorción sonora es:

$$Af = \alpha f \cdot S \quad (5.13)$$

Donde:

A_f Es la absorción para la frecuencia f en m^2

α_f Es el coeficiente de absorción del material para la frecuencia f

S Es la superficie del material en m^2

Para obtener un coeficiente de absorción promedio, se utiliza la ecuación 2.11, la cual se expresa así:

$$\alpha_m = \frac{S_1 \cdot \alpha_1 + S_2 \cdot \alpha_2 + \dots + S_n \cdot \alpha_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n}$$

Material	125 hz	250 hz	500 hz	1000 hz	2000 hz	4000 hz
Lana de vidrio (fieltro 14 Kg/m ³) (50 mm)	0,25	0,45	0,7	0,8	0,85	0,85
Placa de yeso (Durlock) (12 mm)	0,29	0,1	0,05	0,04	0,07	0,09
Hormigón sin pintar	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,04

Tabla 5.2: Coeficientes de absorción para frecuencias en banda octava estándar para la lana de vidrio, la placa de yeso y el hormigón sin pintar

Se ve en la tabla anterior que el hormigón sin pintar tiene coeficientes de absorción muy bajos para las frecuencias de interés. Por lo tanto, se despreciará su efecto en la atenuación del ruido, pero teniendo en cuenta que la cámara pueda atenuar un poco más el ruido debido a que no se está tomando en consideración esta superficie.

Ahora se procede a calcular el coeficiente de absorción de todas las superficies a las distintas frecuencias.

Cálculo tipo a 125 Hz:

$$\alpha_m = \frac{2.3,045.0,25 + 2.5,04.0,25 + 3,48.0,25 + 2.3,045.0,29 + 2.5,04.0,29 + 3,48.0,29}{2(2.3,045 + 2.5,045 + 3,48)}$$

$$\alpha_m = 0,27$$

	125 hz	250 hz	500 hz	1000 hz	2000 hz	4000 hz
Coefficiente de absorción prom. α_m	0,27	0,28	0,38	0,42	0,46	0,47

Tabla 5.3: Coeficientes de absorción promedio resultantes para banda octava estándar

	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
SPL₁ (dB)	69	79	81	75	82	80

Tabla 5.4: Niveles de presión sonora (SPL) generado por el compresor a una distancia de 0,75 m para banda octava estándar

Para calcular cuánto atenuara la cabina por cada banda se aplica lo siguiente:

$$SPL_1 - SPL_2 = R - \log(S_E) + 10\log(A_E) \quad (5.14)$$

Donde:

SPL₁ y SPL₂ son el nivel de presión sonora antes y después respectivamente, del encerramiento de la fuente.

R es la pérdida de transmisión sonora de la pared del encerramiento (ver Apéndice B.6)

S_E es el área superficial del encerramiento que es igual a 19,65 m² (la suma de las áreas S₁, S₂, S₃, S₄ y S₅)

A_E es la absorción total dentro del encerramiento (S_Eα_m)

α_m es el coeficiente de absorción promedio del encerramiento.

Esta ecuación corresponde al modelo de reducción de ruido debido a encerramientos.

Se procede a realizar el cálculo del nivel de presión sonora para la banda (banda octava):

$$A_E = S_E \alpha_m = 19,66 \cdot 0,27 = 5,3055 \text{ m}^2$$

	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
A_E(m²)	5,3055	5,4065	7,3725	8,2572	9,0436	9,2402

Tabla 5.5: Absorción total dentro de la cámara de absorción de ruido

	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
R (dB)	21	35	48	55	56	43

Tabla 5.6: Pérdida de transmisión sonora de una cámara similar para banda octava estándar

Haciendo uso de la ecuación 5.14 se puede conocer cuántos decibeles atenuará la cámara de absorción de ruido para cada una de las frecuencias de estudio.

	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
SPL₁ (dB)	69	79	81	75	82	80
ΔSPL (valor de aten. dB)	27	41	55	63	64	51
SPL₂ (dB)	42	38	26	12	18	29

Tabla 5.7: Niveles de atenuación y nivel de ruido resultante luego del encerramiento de la fuente para banda octava estándar

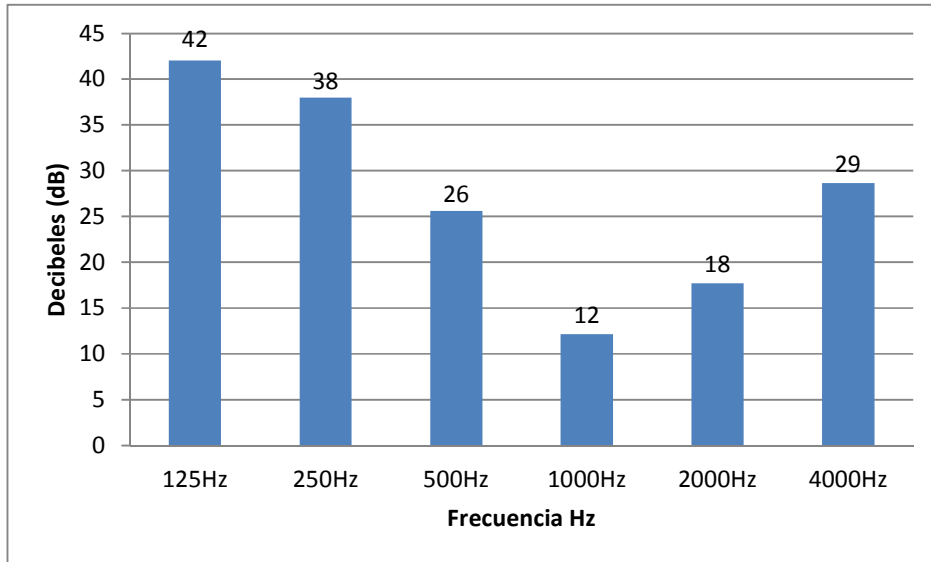


Figura 5.13: Espectro de frecuencias del compresor atenuado por la cámara de absorción de ruido. (Predicción teórica)

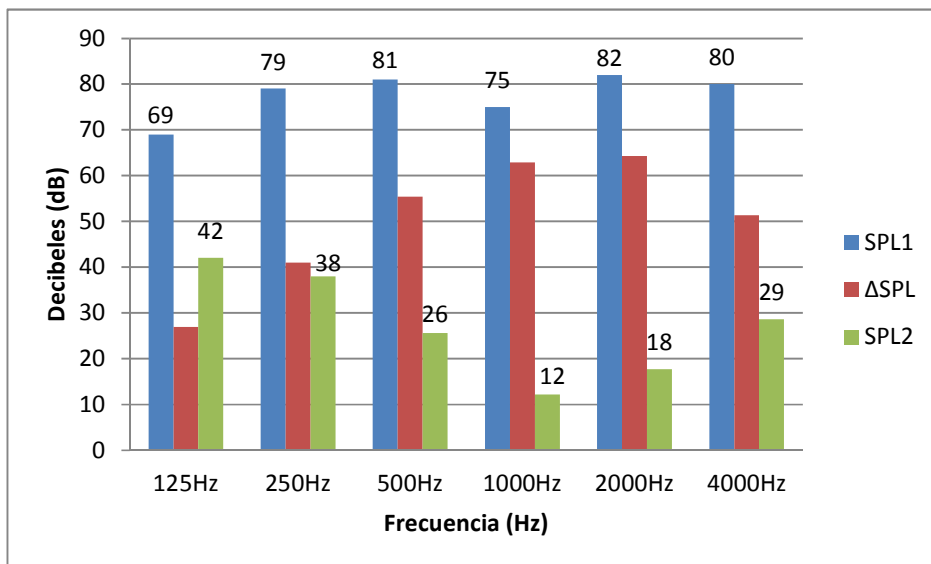


Figura 5.14: Comparación de los espectros de frecuencias del compresor sin atenuación y con atenuación

5.3 DISPOSICION DE ACCESORIOS Y TUBERÍAS

5.3.1 Disposición del tanque pequeño de la toma de aire

En la siguiente imagen se puede observar que junto al compresor hay un tanque pequeño conectado a la toma de aire del compresor.



Figura 5.15: Fotografía de la toma de aire del compresor

Por este pequeño reservorio sale una tubería que se divide en dos y tiene como final la cámara donde ocurre la primera etapa de compresión del compresor (Apéndice D.6, vistas laterales). Se propone no colocar el reservorio dentro de la cámara de absorción, ya que la toma de aire debe estar fuera de la cámara para garantizar que el compresor comprima aire fresco atmosférico y no aire a mayor temperatura dentro de la cámara, lo cual disminuiría su eficiencia. En cambio, se propone cambiar la tubería que conecta actualmente el reservorio con la cámara y sustituirla por una más larga que permita alejar dicho tanque del compresor.

La tubería de succión de aire penetra por la cámara de absorción de ruido, la cual tendrá dos agujeros colocados precisamente para hacer pasar por ellos la bifurcación del tubo de succión (Apéndice D.7 y D.8). La cámara luce tal como lo indica la siguiente imagen:

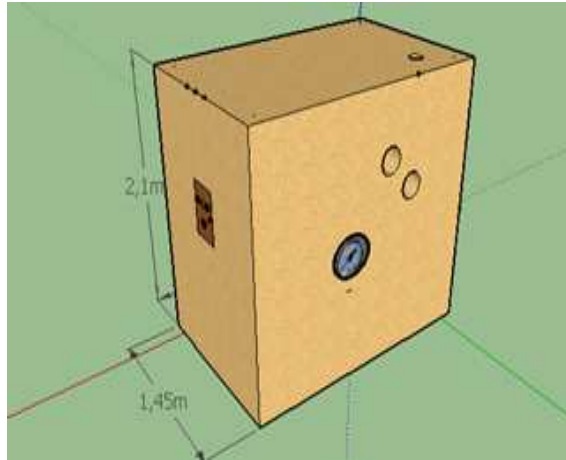


Figura 5.16: Isometría de la cámara donde se observa, por su parte posterior, la apertura de dos agujeros para que pasen los tubos de la succión y el manómetro.

5.3.2 Disposición del manómetro

El compresor dispone de un manómetro en su parte posterior que indica la cantidad de presión manométrica que hay en el tanque.



Figura 5.17: Manómetro del tanque del compresor.

La colocación de la cámara de absorción de ruido hace que los operadores y técnicos no puedan observar las lecturas del manómetro, y por tanto no puedan conocer la presión en el tanque. Para sistemas de control más complejos, lo

recomendable sería colocar un visor en la cámara, de plástico o de vidrio, que permita observar a través de ella y conocer valores como la presión, la temperatura, el flujo másico, corriente en el motor, etc. Sin embargo, un visor podría representar un punto débil desde el punto de vista acústico, además de agregar un proceso de fabricación más a la manufactura de la cámara, y todo esto solo para poder observar una lectura de presión. Por tal razón, se propone que el manómetro debe estar fuera de la cámara de absorción de ruido, preferiblemente pegada a ella. Tal como lo indica la figura 5.16.

5.3.3 Disposición de la cajeta de circuito de potencia

El motor eléctrico del compresor es accionado mediante un sistema de control eléctrico basado en breakers y un contactor con protección. El sistema de encendido del motor se hace mediante un switch que se puede apreciar en la figura 5.18 y que está pegada a la tapa de la cajeta. Tres bombillos (rojo, amarillo y verde) muestran los estados de operación del motor eléctrico.



Figura 5.18: Cajeta de circuito de potencia cerrada del compresor



Figura 5.19. Cajeta de circuito de potencia abierta del compresor.

Se propone para el diseño no dejar la cajeta del circuito totalmente dentro de la cámara. Esto por una razón muy sencilla; si se quiere realizar algún mantenimiento o se quiere reemplazar alguna parte dañada, será imposible o ameritaría abrir mucho más espacio dentro de la cabina para que el operador pueda entrar y realizar su trabajo. Por tanto, se plantea dejar un espacio rectangular hueco en la parte lateral de la cabina (donde está ubicada la cajeta) de manera de colocar en dicho espacio la tapa de la cajeta, con el switch y los bombillos, tal como indica la figura 5.20.

Los cables de la parte posterior de la tapa son suficientemente largos como para extenderlos hasta el circuito de potencia como tal, que sí estaría dentro de la cabina. También se puede plantear sacar todo el circuito de la cabina, lo cual sería ideal, sin embargo, implicaría muchos cambios dentro del sistema original, sobre todo el cambio de la tubería que trae la corriente de línea (cables verdes). Por ende, en resumen, se plantea la tapa pegada a la cabina y conectada al circuito que esta detrás de ella dentro de la cámara de absorción.

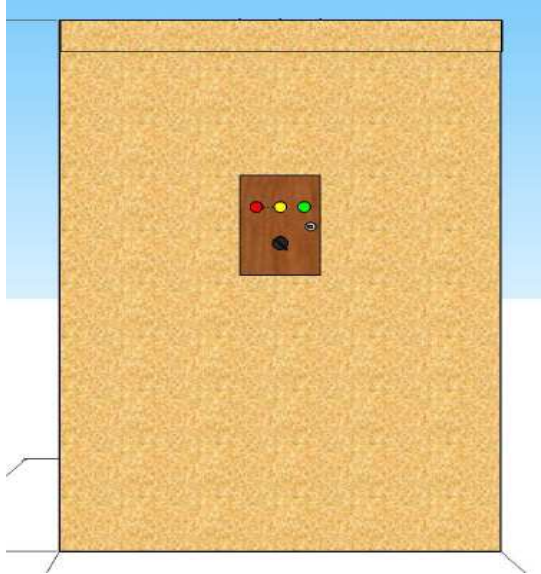


Figura 5.20: Parte lateral derecha de la cámara donde se ve la tapa de la cajeta de circuito de potencia cerrada.

5.3.4 Disposición de las tuberías de servicio y de descarga

Las tuberías de servicio y de descarga deben penetrar por la cabina acústica. Se realizarán agujeros de diámetros mayores a los diámetros de las tuberías a fin de que las tuberías puedan entrar con cierto juego y facilite el proceso de ensamblaje. Dichos agujeros plantean debilidades desde el punto de vista acústico. Debilidades que no fueron tomadas en cuenta a la hora de los cálculos de atenuación. Sin embargo, la pérdida de atenuación por estas debilidades acústicas (y por todas las anteriores) no se estima en una caída de más de 10 dB. Y siendo la mínima atenuación a una frecuencia de 125 hz de 27 dB, las pérdidas de atenuación seguirán generando niveles de ruido aceptables que estén dentro de la norma.

No obstante, las tuberías y demás intersticios deben ser aislados acústicamente con materiales especiales flexibles, adecuados para la atenuación de estos

componentes. La configuración final de la cámara, con respecto a la disposición de las tuberías de servicio y la de descarga se muestra a continuación:

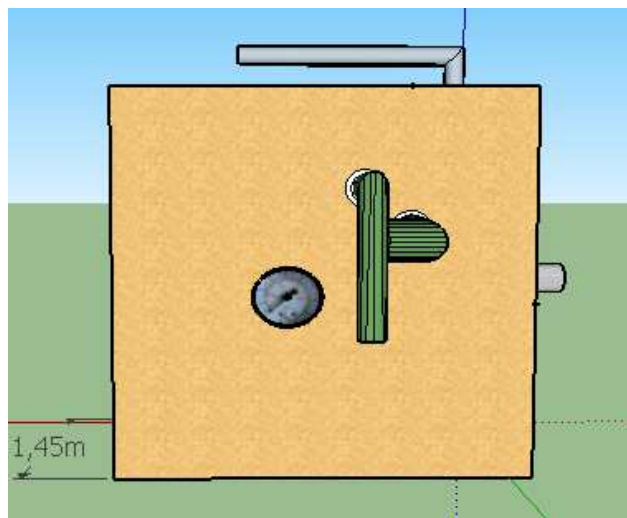


Figura 5.21: Vista posterior de la cámara con la disposición de los accesorios

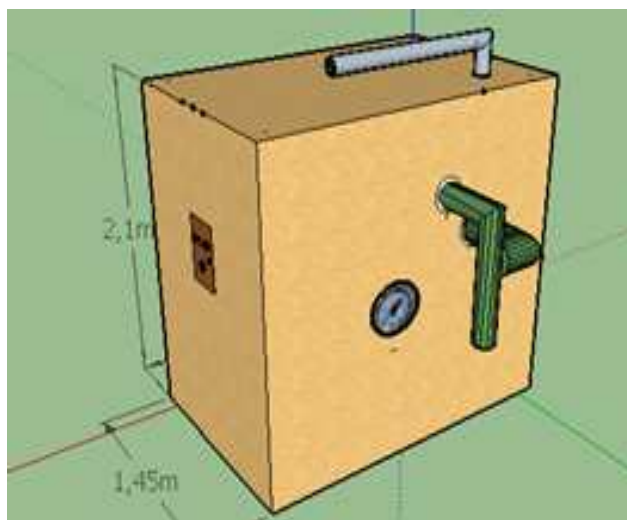


Figura 5.22: Isometría de la cámara con la disposición de los accesorios

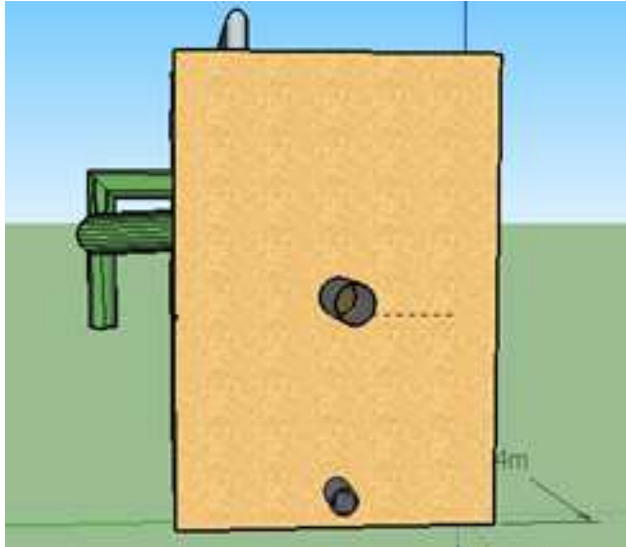


Figura 5.23: Vista lateral izquierda de la cámara con la disposición de accesorios

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos para la atenuación y niveles de ruido producidos por la fuente, luego de la aplicación de la cámara fueron altamente satisfactorios. Se consiguieron valores de atenuación comprendidos entre 27 dB y 64 dB para un rango de frecuencias de 2000 a 4000 hz y niveles de ruido producidos que van de 12 dB a 42 dB. Estas cifras están por debajo de los niveles máximos permitidos por la norma CONVENIN 1565:1995 para lugares típicos con actividades intelectuales, de descanso y salones de clase (no se olvide de que el laboratorio de máquinas térmicas no es un ambiente industrial, es un ambiente de enseñanza) los cuales establecen que los niveles de ruido deben estar entre 40 dB y 55 dB. La atenuación viene dada por la implementación de una cámara acústica hecha bajo configuración sándwich en la que dos placas de yeso de 12 mm están pegadas a una placa de fibra de vidrio de 50 mm de espesor. Esta implementación demostró que cumple con las exigencias de un modelo muy simplificado de transferencia de calor, que a su vez no considera los sistemas de refrigeración interno del compresor (lubricante y ventilador). El aislamiento vibratorio se hace indispensable en ese tipo de situaciones, para no generar vibraciones indeseables que se transmitan a los componentes estructurales y generen ruido. Esta atenuación vibratoria viene por la implementación de seis tacones cilíndricos de neopreno de radio externo 55 mm y radio interno 12,5 mm, con un espesor de 10,8 cm. Estos tacones consiguen una transmisibilidad de 12%, es decir, a la base de la máquina, serán transmitidos solo un 12% de las vibraciones totales del conjunto, valor razonable y recomendado por la literatura consultada. (Para más

detalle consultar el Apéndice D relativo a planos e isometrías de la solución de control).

La utilización de la instrumentación produjo resultados satisfactorios y acordes con las predicciones. El uso del sonómetro RION NC-05 para la determinación de los niveles de ruido y del programa de sonido WavePad para la determinación del espectro de frecuencia, permitieron dar una apreciación del ruido producido por el compresor a escala general (niveles de ruido SPL en ponderación A) y a escala frecuencial o armónica. Esto permitió la escogencia de un material que no solo tuviera excelentes propiedades acústicas de absorción, sino que las tuviera a las frecuencias de interés o de mayor de amplitud, que son las que se buscan siempre atenuar. Además, el establecimiento y el estudio del comportamiento de las tres zonas de amplitud, permitió a los investigadores seleccionar el método de control más adecuado para esta situación de trabajo, entre control pasivo y activo. La disposición de accesorios fue resuelta, mas no completamente. Queda para una investigación posterior especificar a detalle los recubrimientos de las tuberías y de los intersticios o agujeros que puedan plantear debilidades acústicas. No se realiza esta especificación, debido a que se deben tomar muchas variables de proceso de fabricación dentro del hecho aislante de los accesorios, y no era uno de los alcances de este trabajo realizar la hoja de procesos o la ingeniería de detalle de la solución de control.

Los niveles de ruido producidos por el flujo de aire a la descarga del tanque también son ruidos que deben buscar atenuarse, a pesar de que no son constantes en el tiempo de descarga y empiezan a disminuir a partir de los cuatro minutos. Esta tubería queda fuera de la cámara (por razones obvias) por lo que para su atenuación se hace indispensable la utilización de un silenciador.

Debe preverse que los cálculos y estimaciones realizados en este trabajo especial de grado son de índole teórica. Basados en las ecuaciones y fundamentos físicos de la acústica, las vibraciones mecánicas y la transferencia de calor. No hay

duda de que el montaje real en campo de esta solución de control, puede acarrear problemas e inconvenientes técnicos no tomados en cuenta en este trabajo, sin embargo, al tratarse de un primer diseño preliminar, y al haber definido los alcances y limitaciones de este trabajo, se acepta que esto pueda suceder.

Este trabajo de grado puede, fácilmente, ser el punto de apoyo o el antecedente principal para el emprendimiento de otras soluciones de control de ruido para otros equipos o máquinas, e incluso, se presta a ser el punto de partida para posteriores trabajos que busquen la optimización del control de ruido del compresor IngerSoll Rand o que busquen continuar el trabajo, justo donde los investigadores lo han dejado (creación de hoja de procesos, ingeniería de detalle, instalación de la cámara).

Por limitantes económicas y técnicas, no fue posible el montaje real de la solución de control, ni siquiera a una escala aproximada. Por lo que el objetivo principal, que era la disminución del ruido en el laboratorio de máquinas térmicas de la UCV no fue cumplido, si se es estricto con las definiciones. Sin embargo, este trabajo da pie a que se busque el patrocinio y el apoyo de empresas o particulares que busquen invertir en un proyecto como este.

La presentación de varias alternativas tampoco fue cumplida. La mayoría de las alternativas de control de ruido traían muchas dificultades técnicas y económicas (factibilidad técnica, costos) o no cumplían bien con las exigencias del caso de estudio como la atenuación a altas frecuencias (eficacia). Dejando la solución, por completo, a la aplicación de una cámara de encerramiento (que resultó ser la que menos desventajas tuvo).

El estudio de las propiedades acústicas del equipo con mediciones hechas en el campo fue cumplido a cabalidad y fue posible ajustar el experimento a la normativa vigente en el país en materia de control de ruido ocupacional.

La obtención de una data precisa que diera una valoración del ruido producido por el compresor también fue llevada a cabo. Esta data permitió afirmar que el ruido del compresor tiene mayores niveles de amplitud a frecuencias medias y altas y que excede los niveles establecidos por la norma, tanto en su funcionamiento, como en su descarga de aire. Lo último es un indicativo de que el objetivo de la comparación con la normativa vigente venezolana también fue cumplido.

La motivación a la creación de trabajos como este solo el tiempo a largo plazo podrá indicar si fue un objetivo cumplido o no. No obstante, es importante decir que es deseo de los investigadores que este sea un trabajo de referencia en la Universidad central de Venezuela para cualquier estudiante o investigador interesado en adentrarse en el fascinante e interesante mundo del control de ruido en maquinaria. Estas páginas se perfilan como un aporte de tipo teórico para ellos.

6.2 RECOMENDACIONES

A continuación, los investigadores dan las siguientes recomendaciones para completar el control integral del ruido generado por el compresor reciprocante de aire IngerSoll rand:

- Recubrir las tuberías, agujeros, intersticios o cualquier otro elemento que pueda ser considerado como una debilidad acústica con material aislante de ruido especial.
- Se recomienda el uso de masilla en las orillas de los agujeros por los cuales salen las tuberías de la cámara.
- Colocar el manómetro fuera de la cámara.
- Utilizar masilla o silicón en las juntas de las placas de yeso.
- Los tornillos deben quedar rehundidos, sin torcerse ni romper el papel de la superficie de la placa. Para ello es recomendable la utilización de una atornilladora con tope regulable, que asegura la colocación de los tornillos a la profundidad exacta.

- La utilización de un analizador de espectros profesional y más exacto que brinde lecturas más precisas en distintos valores de banda octava y tercio de octava.
- Comparar las mediciones por el espectro profesional y por el espectro de software con el fin de realizar las modificaciones, de ser necesarias.
- De ser implantada la cámara de ruido, medir con termocuplas los niveles de temperatura alcanzados dentro de la cámara y verificar que no excedan los niveles permisibles del compresor. De ser así, se entiende que el modelo de transferencia de calor de esta tesis fue demasiado simplificado y no es funcional, por ende, se debe plantear la implementación de algún sistema de refrigeración interno, que disminuya la temperatura del aire dentro de la cámara.
- Buscar un silenciador comercial adaptable a la tubería de descarga de aire del compresor, para evitar los altísimos niveles de ruido y de exposición a alta frecuencia producidos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Graham, K. (2000). *Fundamentals of mechanical vibrations*. (2da ed.). Singapore: MacGraw Hill.
2. Higashimoto, K. (2001). *Instruction manual, integrating sound level meter*. Tokyo, Japón.
3. Norma venezolana COVENIN. *Medidores de nivel de sonido*. (Decreto N° 1432 de 1982). Gaceta oficial de la República de Venezuela.
4. Norma venezolana COVENIN. *Ruido ocupacional, programa de conservación auditiva, niveles permisibles y criterios de evaluación*. (Decreto N° 1565 de 1995). Gaceta oficial de la República de Venezuela.
5. Ogata, K. (1993). *Ingeniería de control moderna*. (2da ed.). México: Prentice-Hall.
6. Rivas, D. (2003). *Análisis y control de ruido industrial mediante aplicación de un sistema activo*. Trabajo Especial de Grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
7. Serway, R. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*. (7ma ed.). México: Cengage Learning.
8. Sharlan, I. y Lord, P. (1972). *Woods practical guide to noise control*. (1ra ed.). Inglaterra: Waterlow and Sons LTD.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

1. Álvarez, F. Martínez, J. y Herrera, J. (2009). *Insonorización de un compresor de aire en la empresa Tranalum S.A de C.V* [Tesis en línea]. Instituto Politécnico Nacional, México. Consultada el 21 de Febrero del 2015 en: <http://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/5467>
2. Burk, W. (1969). *Manual de Medidas Acústicas para el Control de Ruido*. España: Editorial Blume.
3. Cárdenas, S. y Gálvez, K. (2010). *Diseño acústico de un salón de clases* [Tesis en línea]. Escuela superior de ingeniería mecánica y eléctrica unidad profesional “Adolfo López Mateos”, México. Consultada el 19 de Febrero del 2015 en: <http://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/6855/1/DISENOACUSTICO.pdf>
4. Conesa, C. (2012). *Métodos de control de ruido en el ambiente laboral* [Tesis en línea]. Universidad Politécnica de Cartagena, Colombia. Consultada el 22 de Abril del 2015 en: <http://repositorio.bib.upct.es/dspace/bitstream/10317/2802/1/tfm146.pdf>
5. Dutra, T. y Deschamps, C. (2010). *Experimental investigation of heat transfer in components of a hermetic reciprocating compressor* [paper en línea]. Consultado el 15 de Mayo del 2015 en: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2002>
6. Ingeniería mecánica (2015). [Página web en línea]. Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutoriales/tornillos.html>
7. Ingersoll Rand Industries Technologies. (2009) Catálogos de equipos Ingersoll Rand. United Kingdom. Autor.
8. Miyara, F. (2012). *Acústica y Sistemas de Sonido*. (1ra ed.). Argentina: UNR Editora.

9. Monroy, M. (1995). *Comportamiento térmico de cerramientos soleados*. Tesis Doctoral. Universidad de las Palmas de Gran Canaria, Gran Canaria.
10. Olivares, A. (1998). *Ingeniería Avanzada para Sistemas de Control de Ruido Acústico Mediante Técnicas Adaptativas*. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.
11. Palomino, E. (1997). *La Medición y Análisis de Vibraciones en el Diagnostico de Maquinarias Rotatorias*. Centro de estudios innovación y mantenimiento.
12. Smith, C. (1995). *Control automático de procesos: Teoría y práctica*. (1ra ed.). México: Limusa.
13. Valderrabano, S. (1997). *Control de ruido en equipo industrial* [Tesis en línea]. Universidad Autónoma de Nuevo León, México. Consultada el 5 de Febrero del 2015 en: <http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1020120838/1020120838.PDF>
14. Vera, Y. (2008). *Cancelación activa de ruido* [Tesis en línea]. Universidad de los Andes, Venezuela. Consultada el 5 de Febrero del 2015 en: http://tesis.ula.ve/pregrado/tde_archivos/9/TDE-2012.../verayolimar.pdf

APÉNDICES

[APÉNDICE A] FOTOGRAFÍAS

A.1 REPORTAJE FOTOGRÁFICO DE MÁQUINAS RUIDOSAS EN EL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE LA UCV



Tornos manuales



Compresor axial



Túnel de viento

A.2 REPORTAJE FOTOGRÁFICO DEL COMPRESOR RECIPROCANTE DE AIRE INGERSOLL RAND DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE LA UCV



Vista frontal del compresor



Vista posterior del compresor



Parte lateral derecha del compresor



Toma de aire del compresor



Motor eléctrico del compresor



Tuberías de succión de aire y tuberías de servicio



Tubería de descarga del tanque



Cajeta del circuito de potencia del compresor (cerrada)



Cajeta del circuito de potencia del compresor (abierta)



Motor eléctrico del compresor



Placa del motor del compresor

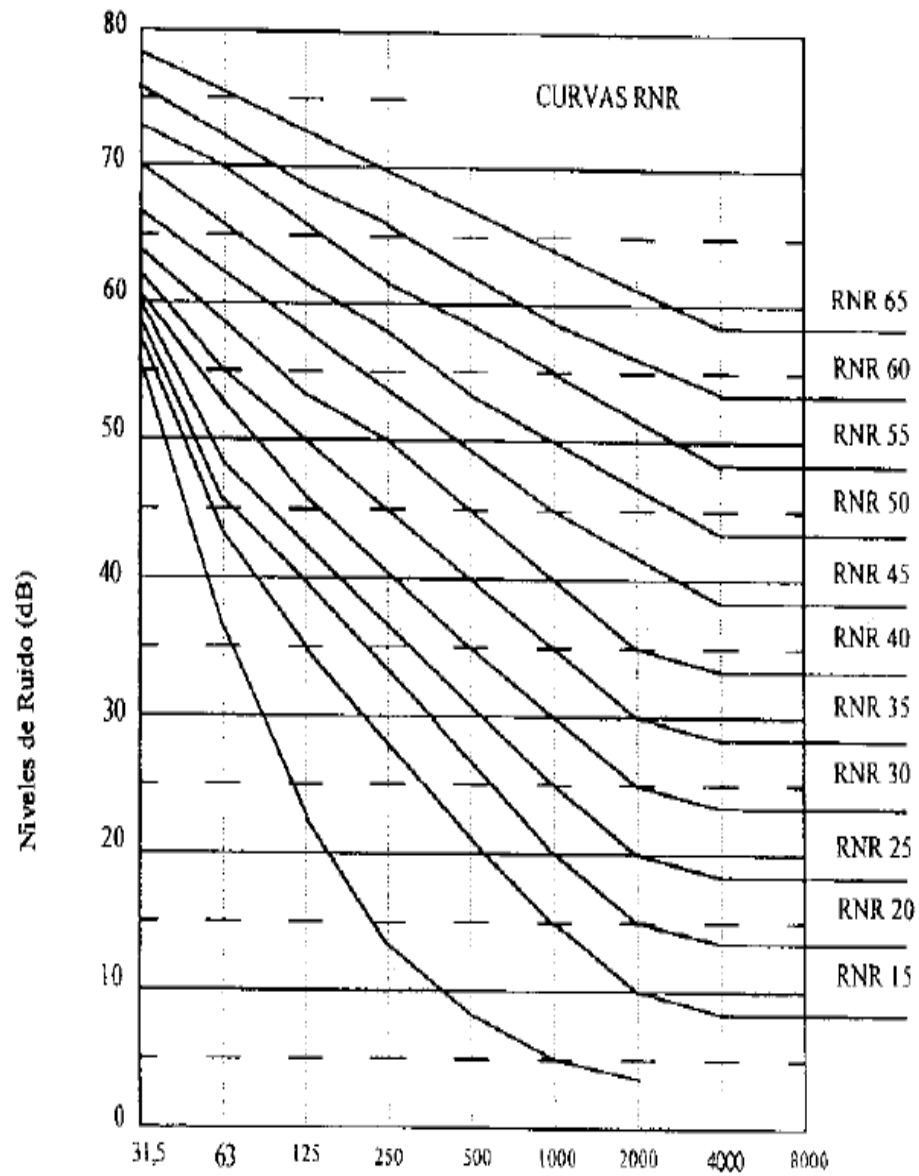
[APÉNDICE B] GRÁFICAS Y TABLAS

B.1 RECOMENDACIONES DE NIVELES DE RUIDO PARA LOCALES DE TRABAJO TÍPICOS

Locales Típicos	Curva recomendada RNR	Nivel de ruido Aprox. en dBA
Salas de conciertos, óperas y locales de recitales.	20	30
Estudios de radio y estudios de grabación.	20	30
Auditorios extensos, teatros grandes.	20	30
Pequeños auditorios, pequeñas iglesias, pequeños teatros, grandes salas de conferencias y reuniones.	35	menos de 42
Dormitorios, hospitales, residencias, apartamentos, hoteles.	35 a 40	entre 40 y 50
Oficinas privadas, semiprivadas, oficinas de ingeniería.	40 a 45	entre 50 y 55
Salones de clase.	35 a 45	entre 40 y 55
Lugares de trabajo donde se requiera comunicación telefónica, diferente a los anteriores.	55 a 60	entre 65 y 70
Salas de fiestas	65	entre 75 y 80

Fuente: Norma COVENIN 1565:1995

B.2 FRECUENCIAS CENTRALES DEL ANÁLISIS EN BANDAS DE OCTAVA (HZ)



Fuente: Norma COVENIN 1565:1995

B.3 CARACTERÍSTICAS DE DIFERENTES MODELOS DE COMPRESORES INGERSOLL RAND. (CASO DE ESTUDIO: MODELO T30/500/15P)

Specifications

Model	Motor		Pressure Max bar g	Receiver Litres	Piston Displacement		Dimensions cm L x W x H	Weight kg
	kW	hp			l/min	cfm		
Value Package								
T30/200/3 V	2.2	3.0	11	200	290	10.2	162 x 68 x 122	140
T30/X/3 V	2.2	3.0	14	-	290	10.2	125 x 80 x 85	90
T30/200/4 V	3.0	4.0	11	200	387	13.7	162 x 68 x 122	145
T30/X/4 V	3.0	4.0	14	-	362	12.8	125 x 80 x 85	95
T30/200/5.5 V	4.0	5.5	11	200	523	18.5	162 x 68 x 122	170
T30/X/5.5 V	4.0	5.5	14	-	523	18.5	125 x 80 x 85	115
T30/200/7.5 V	5.5	7.5	11	200	702	24.8	162 x 68 x 122	180
T30/X/7.5 V	5.5	7.5	14	-	657	23.2	125 x 80 x 85	135
T30/200/10 V	7.5	10.0	11	200	1013	35.8	162 x 80 x 145	235
T30/X/10 V	7.5	10.0	14	-	1013	35.8	125 x 80 x 85	185
T30/500/15 V	11.0	15.0	11	500	1441	50.9	210 x 90 x 165	425
T30/X/15 V	11.0	15.0	14	-	1292	45.6	155 x 85 x 110	295
T30/500/20 V	15.0	20.0	11	500	1713	60.5	210 x 90 x 165	435
T30/X/20 V	15.0	20.0	14	-	1713	60.5	155 x 85 x 110	300
T30/500/25 V	18.5	25.0	11	500	2620	92.5	210 x 90 x 165	580
T30/X/25 V	18.5	25.0	14	-	2620	92.5	155 x 85 x 110	460
T30/500/30 V	22.0	30.0	11	500	2932	103.5	210 x 90 x 165	600
T30/X/30 V	22.0	30.0	14	-	2932	103.5	155 x 85 x 110	480
Premium Package								
T30/200/3 P	2.2	3.0	11	200	290	10.2	162 x 78 x 122	180
T30/X/3 P	2.2	3.0	14	-	290	10.2	125 x 95 x 85	130
T30/200/4 P	3.0	4.0	11	200	387	13.7	162 x 78 x 122	195
T30/X/4 P	3.0	4.0	14	-	362	12.8	125 x 95 x 85	145
T30/200/5.5 P	4.0	5.5	11	200	523	18.5	162 x 68 x 122	220
T30/X/5.5 P	4.0	5.5	14	-	523	18.5	125 x 95 x 85	165
T30/200/7.5 P	5.5	7.5	11	200	702	24.8	162 x 68 x 122	230
T30/X/7.5 P	5.5	7.5	14	-	657	23.2	125 x 95 x 85	185
T30/200/10 P	7.5	10.0	11	200	1013	35.8	162 x 80 x 145	300
T30/X/10 P	7.5	10.0	14	-	1013	35.8	125 x 95 x 85	250
T30/500/15 P	11.0	15.0	11	500	1441	50.9	210 x 90 x 165	500
T30/X/15 P	11.0	15.0	14	-	1292	45.6	155 x 100 x 110	370
T30/500/20 P	15.0	20.0	11	500	1713	60.5	210 x 90 x 165	510
T30/X/20 P	15.0	20.0	14	-	1713	60.5	155 x 100 x 110	375
T30/500/25 P	18.5	25.0	11	500	2620	92.5	210 x 90 x 165	655
T30/X/25 P	18.5	25.0	14	-	2620	92.5	155 x 100 x 110	535
T30/500/30 P	22.0	30.0	11	500	2932	103.5	210 x 90 x 165	675
T30/X/30 P	22.0	30.0	14	-	2932	103.5	155 x 100 x 110	555

Fuente: Catálogo de equipos IngerSoll Rand (2009)

B.4 CATÁLOGO DE TORNILLOS USADOS PARA LA FIJACIÓN DE LOS TACONES DE NEOPRENO AL PISO Y DEL COMPRESOR A LOS TACONES.

Long. del vástago l mm	Longitud de la caña, en mm, del tipo:									
	T10	T12	T16	T20	T22	T24	T27	T30	T33	T36
	TC10	TC12	TC16	TC20	TC22	TC24	TC27	TC30	TC33	TC36
30	10	8	-	-	-	-	-	-	-	-
35	15	13	9	-	-	-	-	-	-	-
40	20	18	14	10	8	-	-	-	-	-
45	25	23	19	15	13	11	-	-	-	-
50	30	28	24	20	18	16	-	-	-	-
55	35	33	29	25	23	21	-	-	-	-
60	40	38	34	30	28	26	23	-	-	-
65	45	43	39	35	33	31	28	-	-	-
70	50	48	44	40	38	36	33	-	-	-
75	55	53	49	45	43	41	38	-	-	-
80	-	58	54	50	48	46	43	40	-	-
85	-	63	59	55	53	51	48	45	-	-
90	-	68	64	60	58	56	53	50	-	-
95	-	73	69	65	63	61	58	55	-	-
100	-	78	74	70	68	66	63	60	57	54
105	-	83	79	75	73	71	68	65	62	59
110	-	88	84	80	78	76	73	70	67	64
115	-	93	89	85	83	81	78	75	72	69
120	-	98	94	90	88	86	83	80	77	74
125	-	-	99	95	93	91	88	85	82	79
130	-	-	104	100	98	96	93	90	87	84
135	-	-	109	105	103	101	98	95	92	89
140	-	-	114	110	108	106	103	100	97	94
145	-	-	119	115	113	111	108	105	102	99
150	-	-	124	120	118	116	113	110	107	104
155	-	-	-	125	123	121	118	115	112	109
160	-	-	-	130	128	126	123	120	117	114
165	-	-	-	135	133	131	128	125	122	119
170	-	-	-	140	138	136	133	130	127	124
175	-	-	-	145	143	141	138	135	132	129
180	-	-	-	-	148	146	143	140	137	134
185	-	-	-	-	153	151	148	145	142	139
190	-	-	-	-	158	156	153	150	147	144
195	-	-	-	-	163	161	158	155	152	149
200	-	-	-	-	168	166	163	160	157	154

Fuente: Portal web: <http://ingmecanica.com/tutoriales/tornillos.html>

B.5 TABLA DE VALORES DE COEFICIENTE DE ABSORCIÓN α A DIFERENTES FRECUENCIAS PARA DIFERENTES MATERIALES

Material	Coeficiente de absorción α a la frecuencia					
	125	250	500	1.000	2.000	4.000
Hormigón sin pintar	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,04
Hormigón pintado	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
Ladrillo visto sin pintar	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05
Ladrillo visto pintado	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
Revoque de cal y arena	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,06
Placa de yeso (Durlock) 12 mm a 10 cm	0,29	0,10	0,05	0,04	0,07	0,09
Yeso sobre metal desplegado	0,04	0,04	0,04	0,06	0,06	0,03
Mármol o azulejo	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
Madera en paneles (a 5 cm de la pared)	0,30	0,25	0,20	0,17	0,15	0,10
Madera aglomerada en panel	0,47	0,52	0,50	0,55	0,58	0,63
Parquet	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07
Parquet sobre asfalto	0,05	0,03	0,06	0,09	0,10	0,22
Parquet sobre listones	0,20	0,15	0,12	0,10	0,10	0,07
Alfombra de goma 0,5 cm	0,04	0,04	0,08	0,12	0,03	0,10
Alfombra de lana 1,2 kg/m ²	0,10	0,16	0,11	0,30	0,50	0,47
Alfombra de lana 2,3 kg/m ²	0,17	0,18	0,21	0,50	0,63	0,83
Cortina 338 g/m ²	0,03	0,04	0,11	0,17	0,24	0,35
Cortina 475 g/m ² fruncida al 50%	0,07	0,31	0,49	0,75	0,70	0,60
Espuma de poliuretano (Fonac) 35 mm	0,11	0,14	0,36	0,82	0,90	0,97
Espuma de poliuretano (Fonac) 50 mm	0,15	0,25	0,50	0,94	0,92	0,99
Espuma de poliuretano (Fonac) 75 mm	0,17	0,44	0,99	1,03	1,00	1,03
Espuma de poliuretano (Sonex) 35 mm	0,06	0,20	0,45	0,71	0,95	0,89
Espuma de poliuretano (Sonex) 50 mm	0,07	0,32	0,72	0,88	0,97	1,01
Espuma de poliuretano (Sonex) 75 mm	0,13	0,53	0,90	1,07	1,07	1,00
Lana de vidrio (fieltro 14 kg/m ³) 25 mm	0,15	0,25	0,40	0,50	0,65	0,70
Lana de vidrio (fieltro 14 kg/m ³) 50 mm	0,25	0,45	0,70	0,80	0,85	0,85
Lana de vidrio (panel 35 kg/m ³) 25 mm	0,20	0,40	0,80	0,90	1,00	1,00
Lana de vidrio (panel 35 kg/m ³) 50 mm	0,30	0,75	1,00	1,00	1,00	1,00
Ventana abierta	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Vidrio	0,03	0,02	0,02	0,01	0,07	0,04
Panel cielorraso Spanacustic (Manville) 19 mm	–	0,80	0,71	0,86	0,68	–
Panel cielorraso Acustidom (Manville) 4 mm	–	0,72	0,61	0,68	0,79	–
Panel cielorraso Prismatic (Manville) 4 mm	–	0,70	0,61	0,70	0,78	–
Panel cielorraso Profil (Manville) 4 mm	–	0,72	0,62	0,69	0,78	–
Panel cielorraso fisurado Auratone (USG) ⁵ / ₈ "	0,34	0,36	0,71	0,85	0,68	0,64
Panel cielorraso fisurado Cortega (AWI) ⁵ / ₈ "	0,31	0,32	0,51	0,72	0,74	0,77
Asiento de madera (0,8 m ² /asiento)	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08
Asiento tapizado grueso (0,8 m ² /asiento)	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
Personas en asiento de madera (0,8 m ² /persona)	0,34	0,39	0,44	0,54	0,56	0,56
Personas en asiento tapizado (0,8 m ² /persona)	0,53	0,51	0,51	0,56	0,56	0,59
Personas de pie (0,8 m ² /persona)	0,25	0,44	0,59	0,56	0,62	0,50

Fuente: Miyara, F. (2012). Acústica y Sistemas de Sonido

B.6 TABLA DE VALORES DE PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN R A DIFERENTES FRECUENCIAS PARA DIFERENTES MATERIALES Y CLASE DE TRANSMISIÓN SONORA

Material o estructura	STC	PT a la frecuencia					
		125	250	500	1000	2000	4000
Hormigón (90 mm)	37	30	30	37	35	38	41
Hormigón (140 mm)	45	30	34	41	48	56	55
Hormigón (190 mm)	53	37	46	46	54	59	60
Hormigón (290 mm)	50	33	41	45	51	57	61
Hormigón (90 mm) + aire (25 mm) + fibra de vidrio (65 mm) + hormigón (90 mm) + placa de yeso (16 mm)	62	49	54	57	66	71	81
Placa de yeso (Durlock) (12 mm)	28	15	20	25	29	32	27
Placa de yeso (Durlock) (2x12 mm)	31	19	26	30	32	29	37
Placa de yeso (12 mm) + aire (90 mm) + placa de yeso (12 mm)	33	12	23	32	41	44	39
Placa de yeso (2x12 mm) + aire (90 mm) + placa de yeso (12 mm)	37	16	26	36	42	45	48
Placa de yeso (2x12 mm) + aire (70 mm) + placa de yeso (2x12 mm)	45	23	30	45	49	52	52
Placa de yeso (12 mm) + aire (20 mm) + fibra de vidrio (50 mm) + placa de yeso (12 mm)	45	21	35	48	55	56	43
Placa de yeso (2x12 mm) + aire (40 mm) + fibra de vidrio (50 mm) + placa de yeso (2x12 mm)	55	34	47	56	61	59	57
Vidrio (6 mm)	31	25	28	31	34	30	37
Vidrio laminado (6 mm)	35	26	29	32	35	35	43
Vidrio (3mm) + aire (50 mm) + vidrio (3 mm)	38	18	26	38	43	48	35
Vidrio (3mm) + aire (100 mm) + vidrio (6 mm)	45	29	35	44	46	47	50
Puerta madera maciza (24 kg/m ²) sin burlete	22	19	22	26	24	23	20
Puerta madera maciza con burlete	26	22	25	29	25	26	28
Puerta de madera maciza (24 kg/m ²) + aire (230 mm) + Puerta acero chapa # 18 hueca (26 kg/m ²) + burlete magnético en el marco	49	35	44	48	44	54	62

Fuente: Miyara, F. (2012). Acústica y Sistemas de Sonido

[APÉNDICE C] ENCUESTA

**C.1 PREGUNTAS REALIZADAS A UNA MUESTRA DE OCHO
TRABAJADORES DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE
LA UCV**

1. ¿Hay presencia de gran cantidad de ruido en el Laboratorio de Máquinas Térmicas de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela?

**SI
NO**

2. ¿El ruido presente en el laboratorio afecta la comunicación entre ustedes?

**SI
NO**

3. ¿Resulta el ruido presente en el laboratorio molesto para usted?

**SI
NO**

4. ¿Cuáles de estos equipos le parece que produce mayor ruido?

**Turbina Pelton
Compresor Axial
Compresor Ingersoll Rand
Bomba Centrífuga
Otros**

5. ¿Cuántas veces a la semana se enciende el compresor Ingersoll Rand?

**1
2
3
Más**

6. ¿Durante cuánto tiempo permanece el compresor encendido?

Menos de 1 hora

1 hora

Más de 1h pero Menos de 2 horas

D horas

Más de 2 horas

**7. ¿Considera usted necesario que se trate acústicamente el compresor
Ingersoll Rand con el fin de reducir el ruido producido por este?**

SI

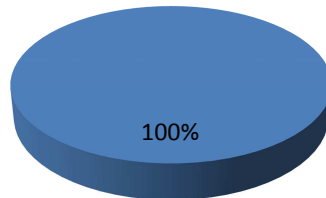
NO

C.2 RESULTADOS DE LA ENCUESTA REALIZADA

¿Hay presencia de gran cantidad de ruido en el Laboratorio de Máquinas Térmicas de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela?

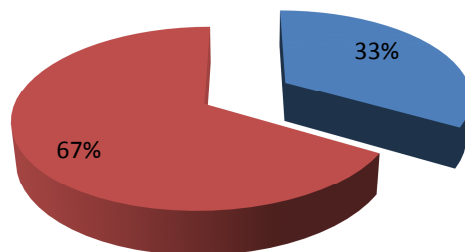
■ SI ■ NO

0%

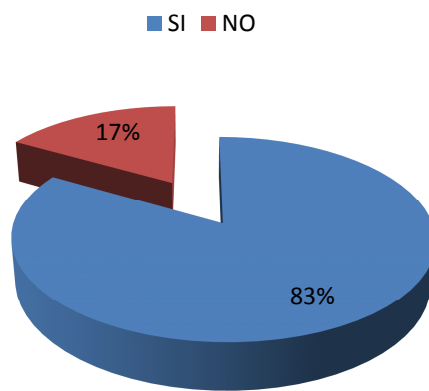


¿El ruido presente en el laboratorio afecta la comunicación entre ustedes?

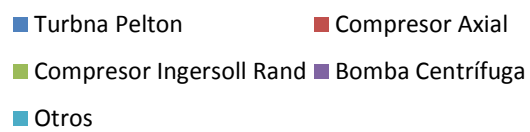
■ SI ■ NO



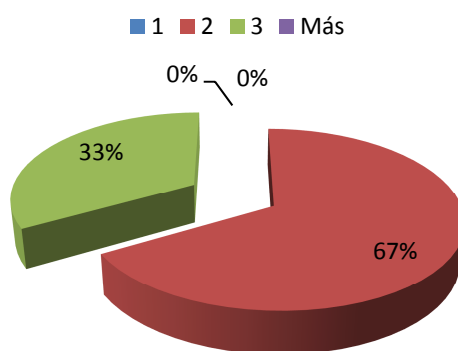
¿Resulta el ruido presente en el laboratorio molesto para usted?



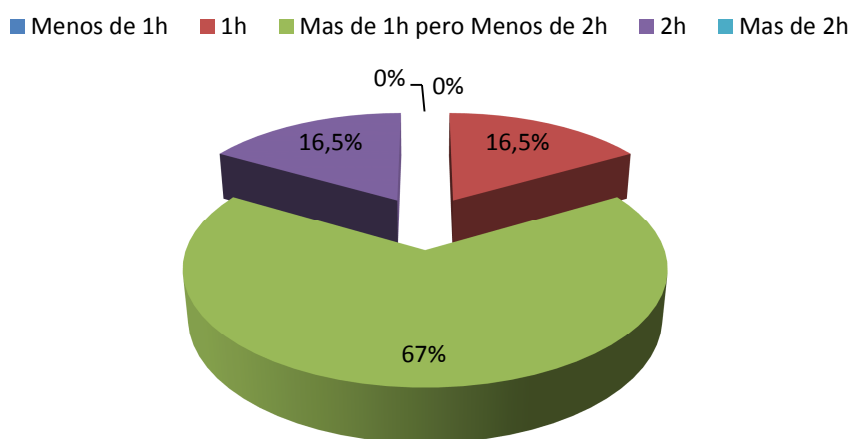
¿Cuáles de estos equipos le parece que produce mayor ruido?



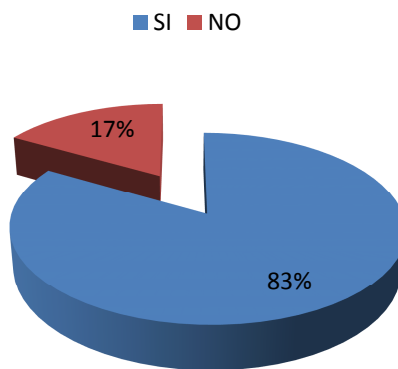
¿Cuántas veces a la semana se enciende el compresor Ingersoll Rand?



¿Durante cuánto tiempo permanece el compresor encendido?

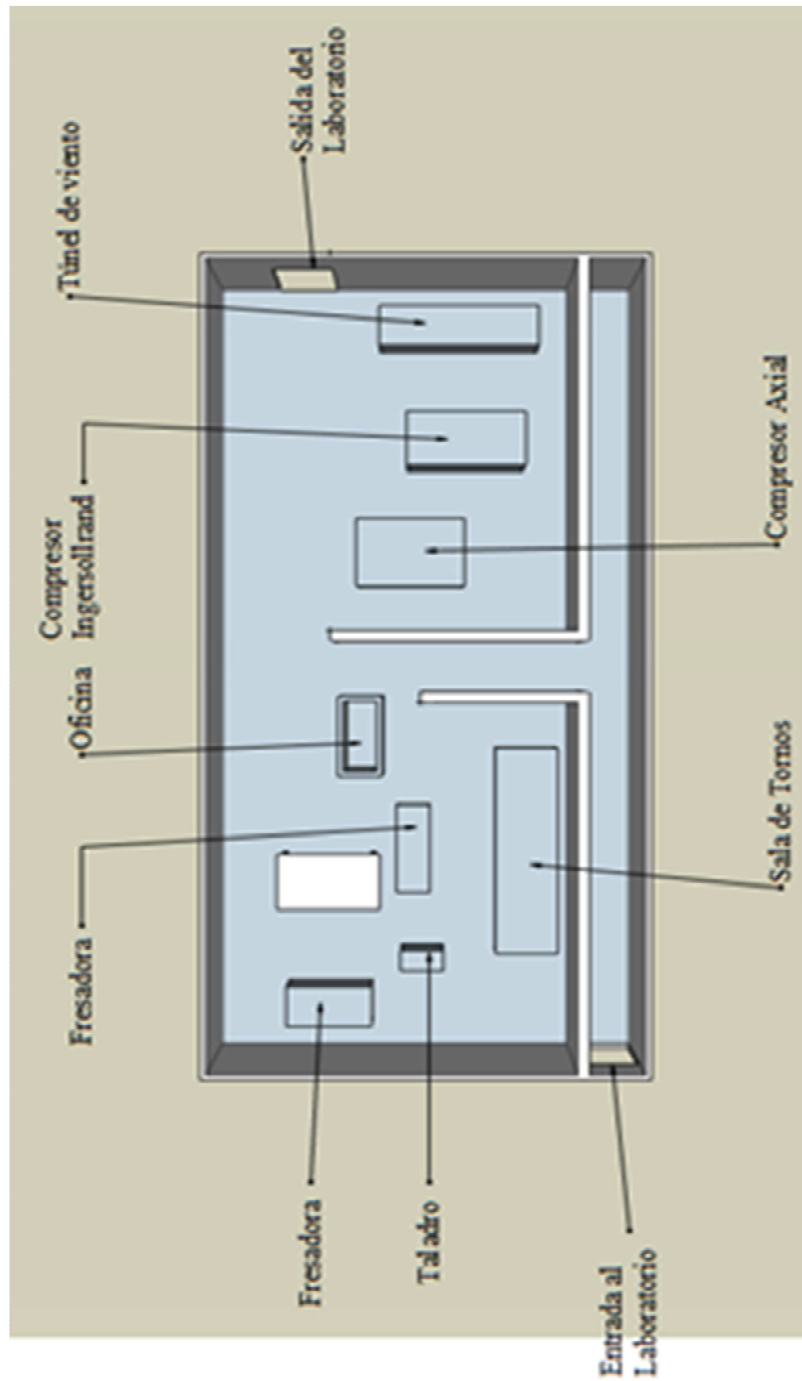


¿Considera usted necesario que se trate acústicamente el compresor Ingersoll Rand con el fin de reducir el ruido producido por este?

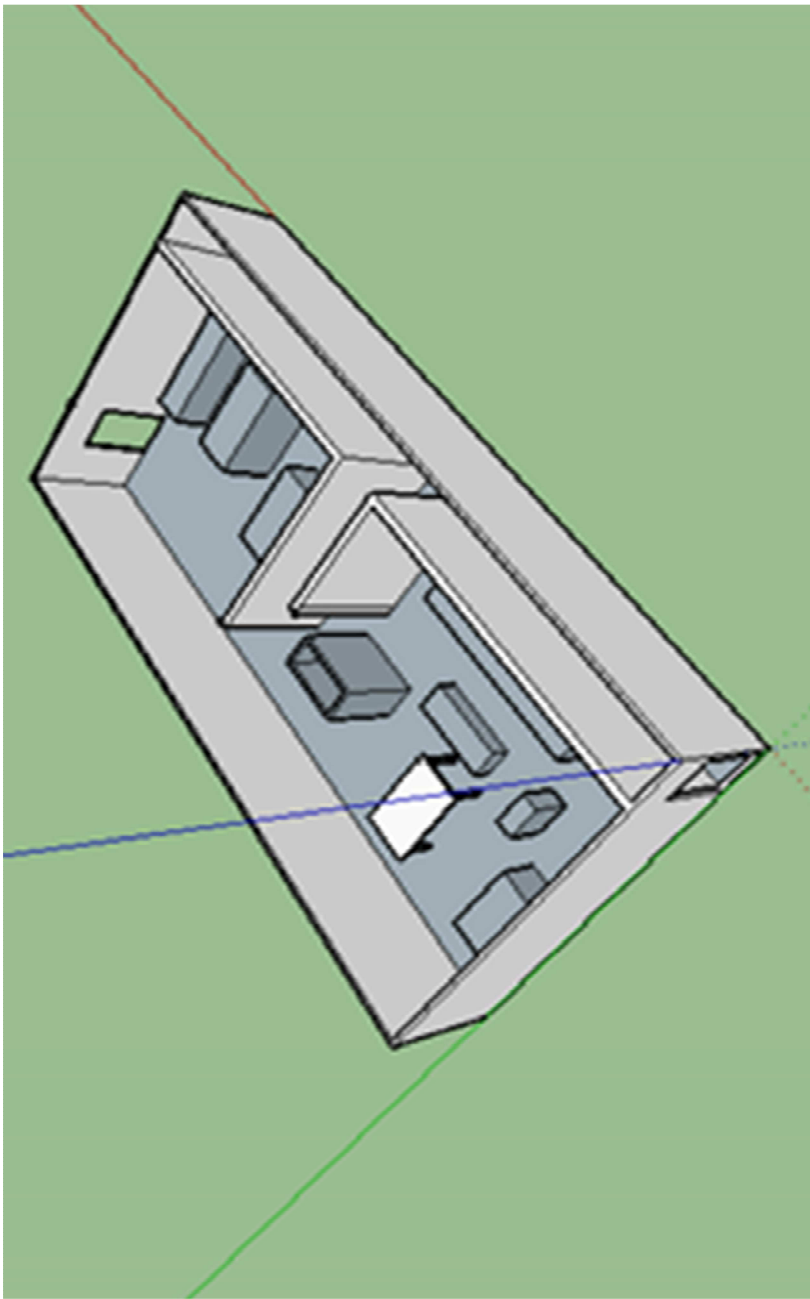


[APÉNDICE D] PLANOS E ISOMETRÍAS

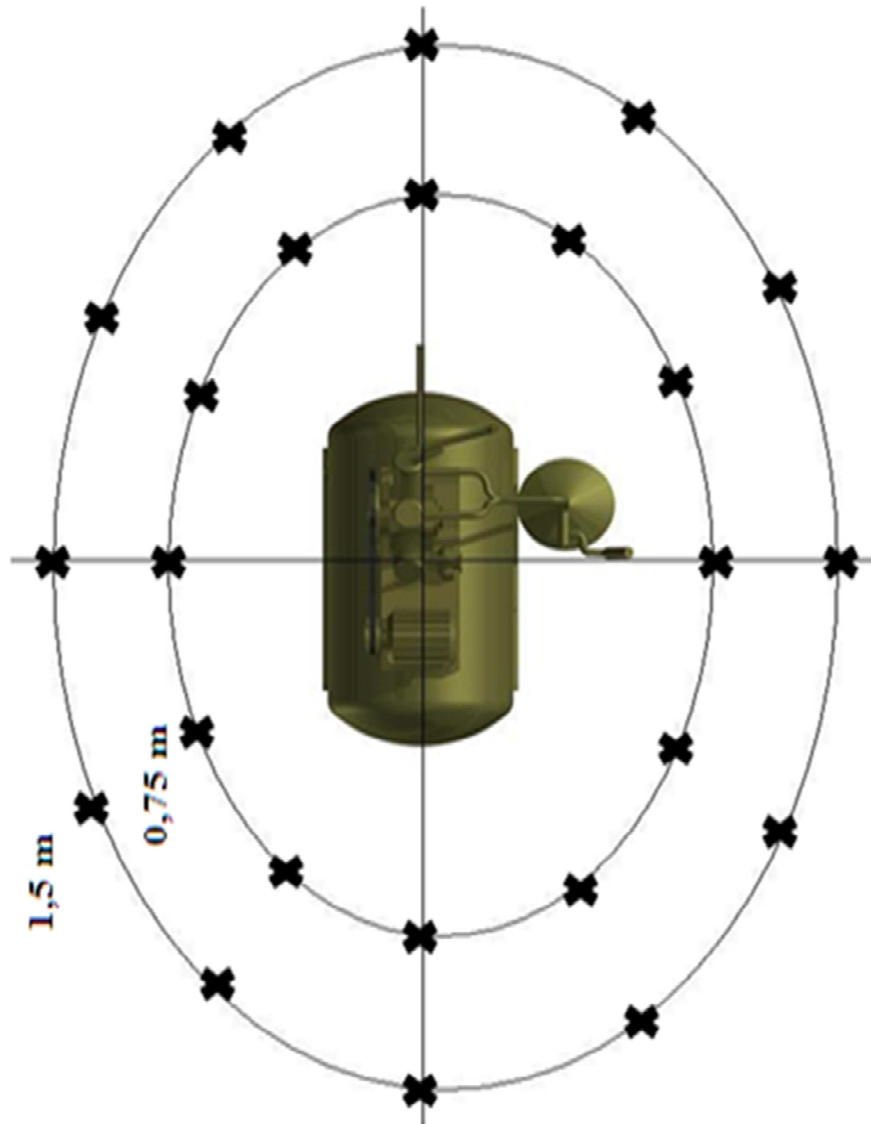
D.1 PLANO DE PLANTA DEL AREA QUE CONTIENE AL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL RAND



D.2 ISOMETRÍA DE PLANTA DEL AREA QUE CONTIENE AL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL RAND

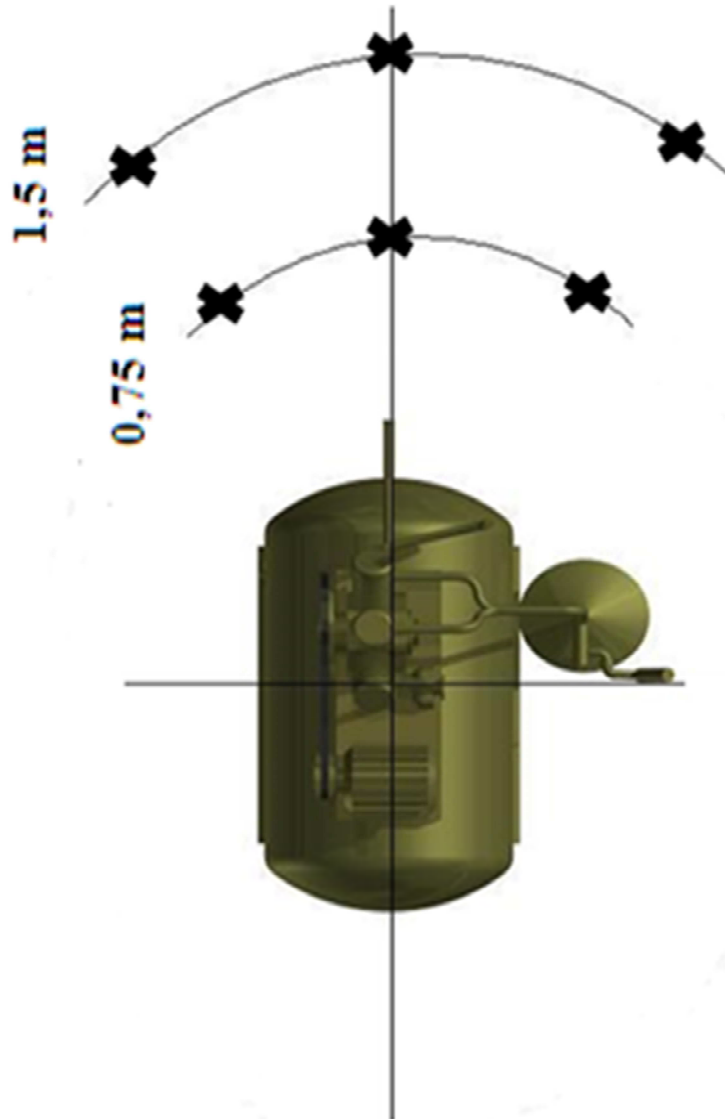


D.3 REPRESENTACION GRÁFICA DE LA SELECCIÓN DE PUNTOS PARA MEDICION DE NIVELES DE RUIDO DEL COMPRESOR.



Nota: El orden de los puntos va en la dirección de las agujas del reloj y empieza desde el punto 1, ubicado justo al frente de la tubería de descarga de aire. Dicho orden es válido para ambas distancias.

D.4 REPRESENTACION GRÁFICA DE LA SELECCIÓN DE PUNTOS PARA MEDICION DE NIVELES DE RUIDO EN LA DESCARGA DEL COMPRESOR.



Nota: Acá, el punto 1 está al frente, el 2 a la derecha y el 3 a la izquierda. Dicho orden es válido para ambas distancias.

D.5 ISOMETRÍAS DEL COMPRESOR INGERSOLL RAND

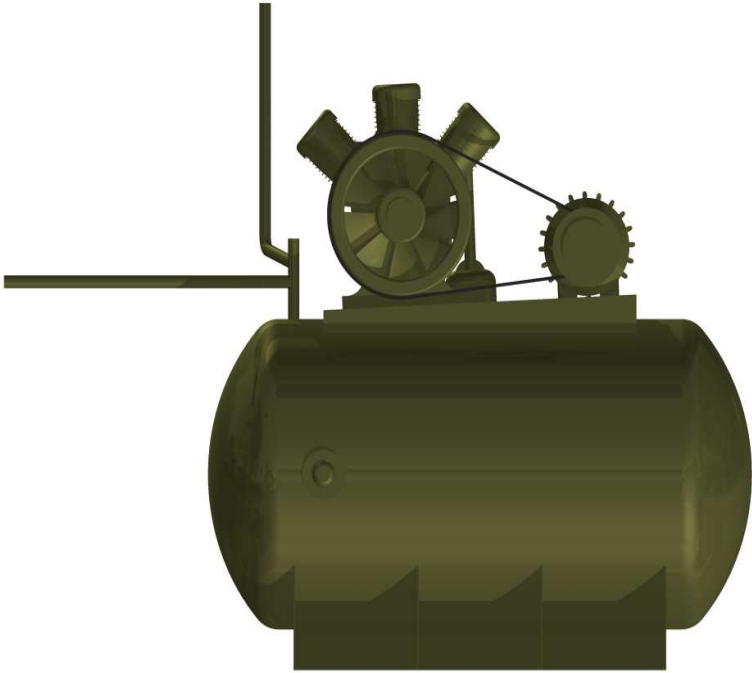


Compresor visto de frente

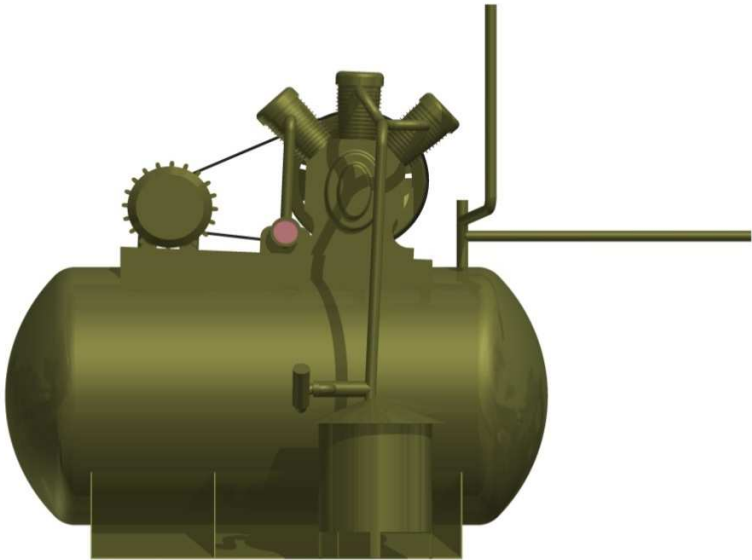


Compresor visto desde atrás

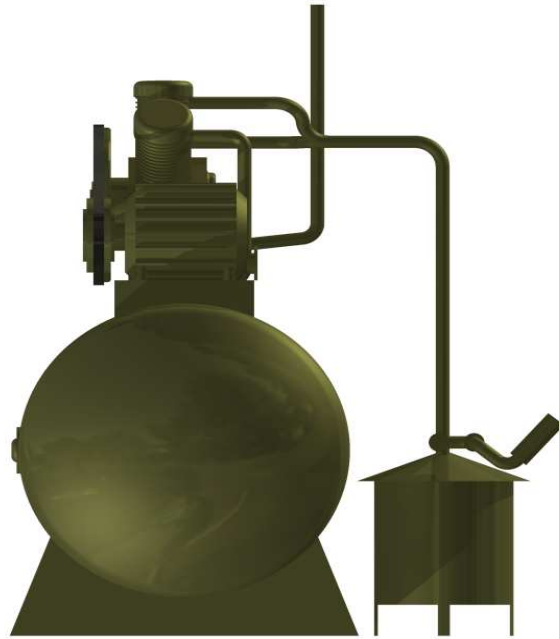
D.6 VISTAS PLANAS DEL COMPRESOR INGERSOLL RAND



Vista frontal



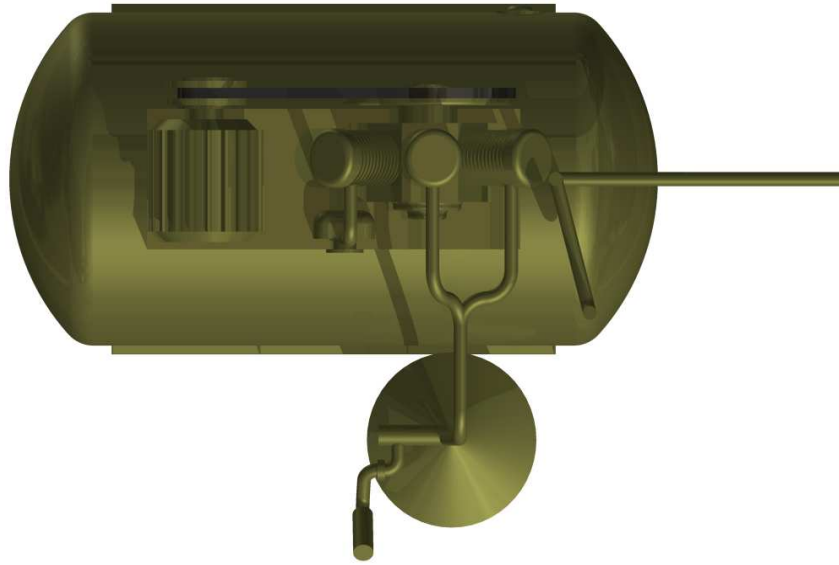
Vista posterior



Vista lateral derecha

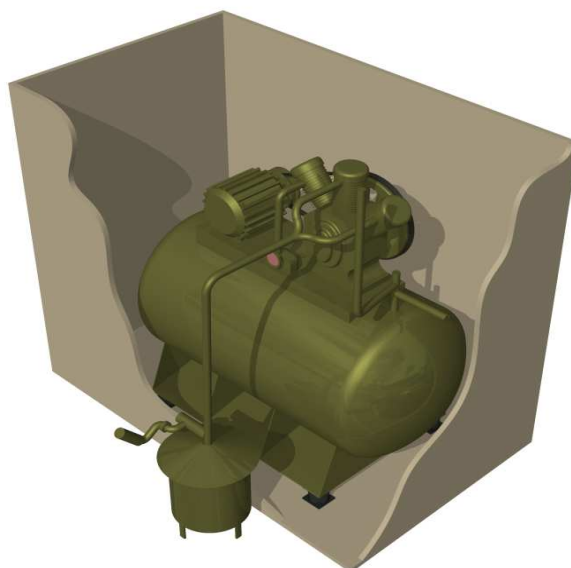


Vista lateral izquierda

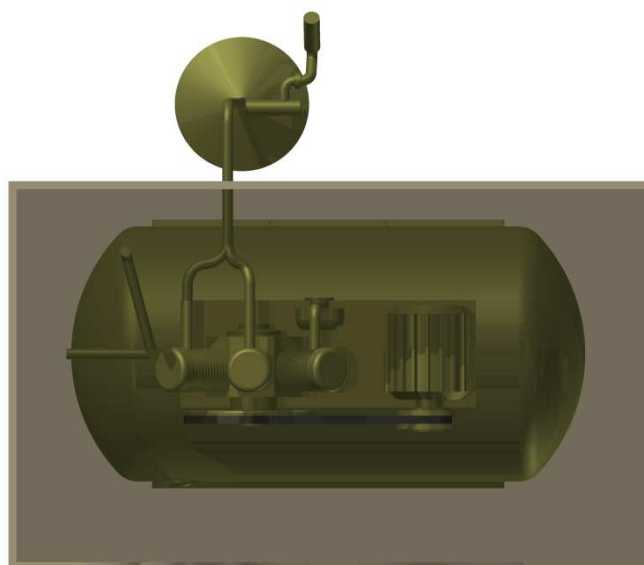


Vista superior

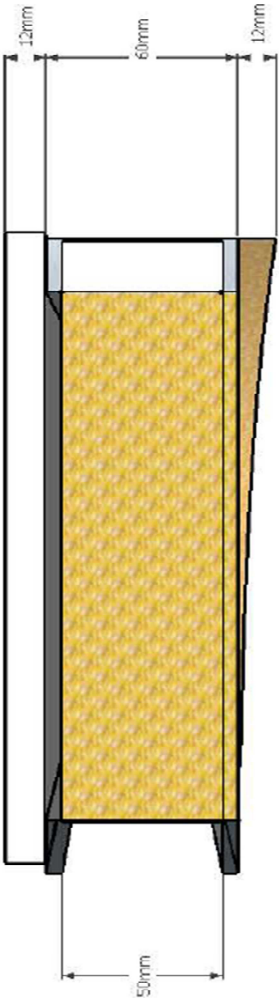
D.7 ISOMETRÍA DEL COMPRESOR CON LA CÁMARA DE ABSORCIÓN ACÚSTICA



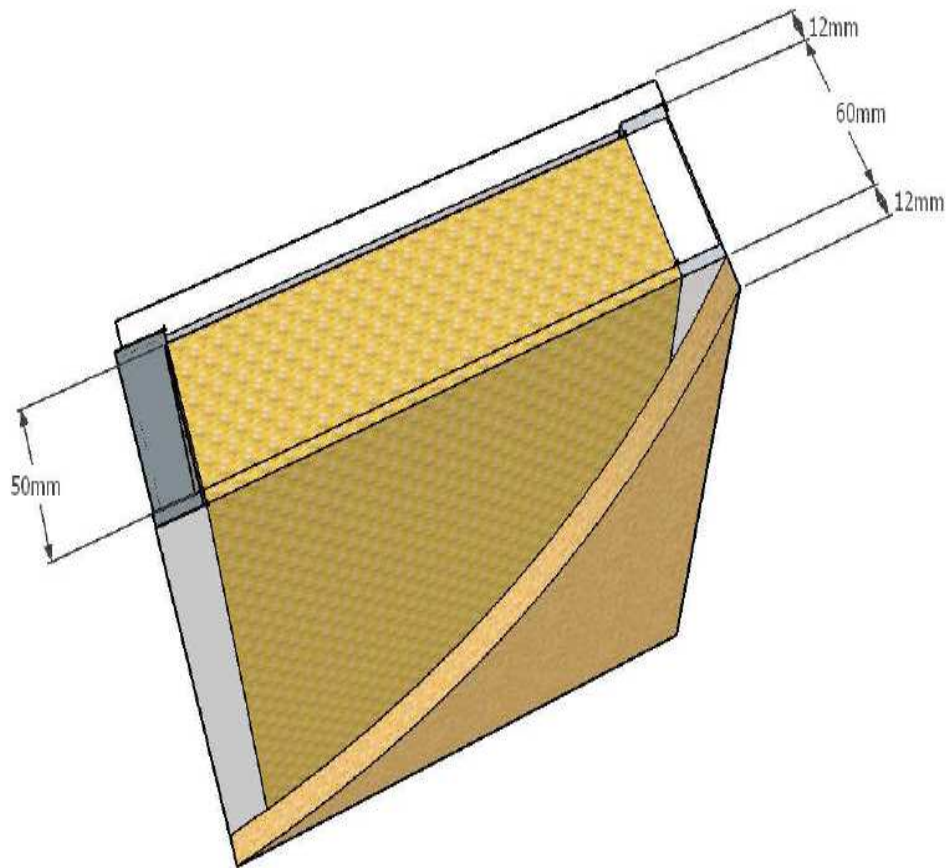
D.8 VISTA SUPERIOR DEL COMPRESOR CON LA CÁMARA DE ABSORCIÓN ACÚSTICA



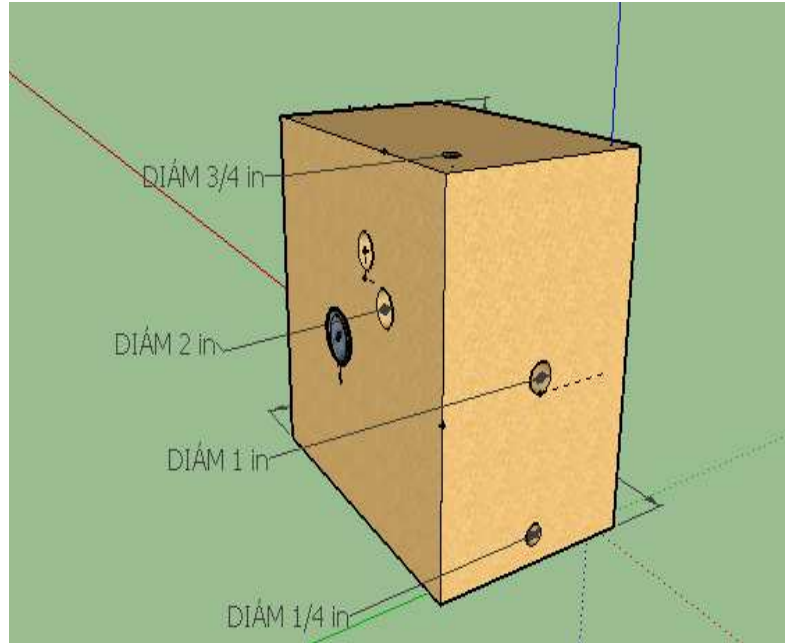
D.9 ISOMETRÍAS Y PLANOS DEL DISEÑO FINAL DE LA CÁMARA DE ABSORCIÓN DE RUIDO



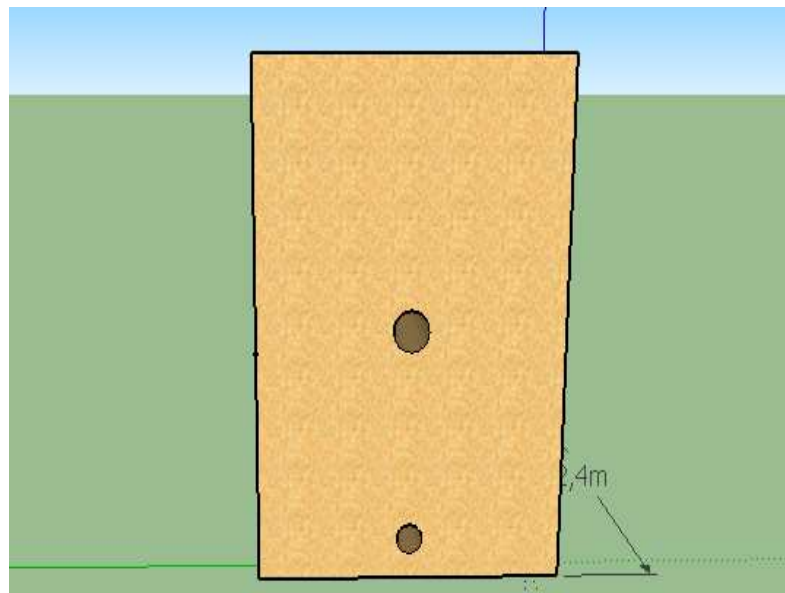
Corte longitudinal de la pared de la cámara, donde se aprecia la configuración sándwich



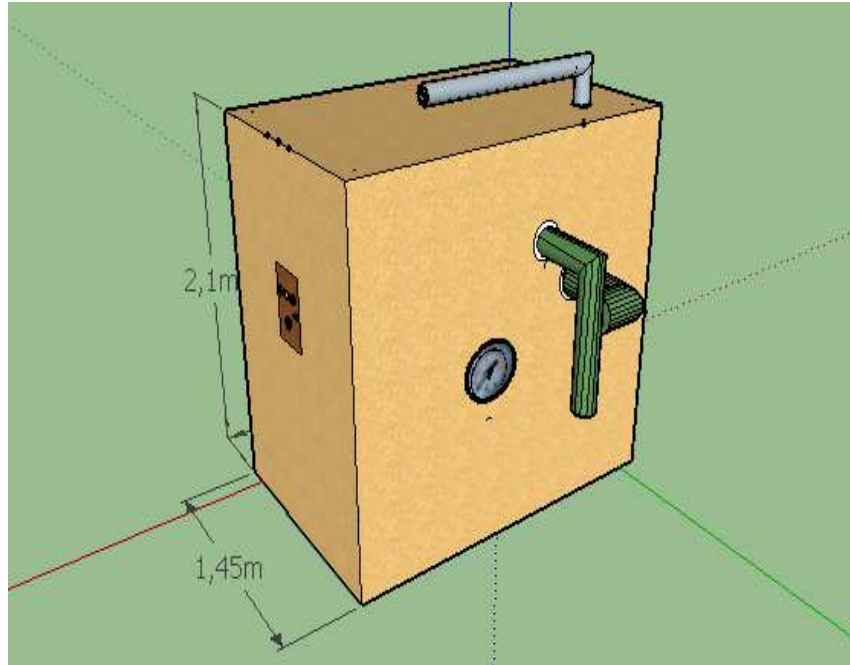
Isometría de una pared de la cámara. Los materiales utilizados son yeso Durlock (placa blanca), fibra de vidrio (bloque amarillo) y yeso Durlock (placa marrón). La sujeción de las placas de yeso al perfil montante se hará mediante tornillos. En el interior de este perfil será colocada la fibra de vidrio con el fin de formar el sándwich que formará la cámara acústica.



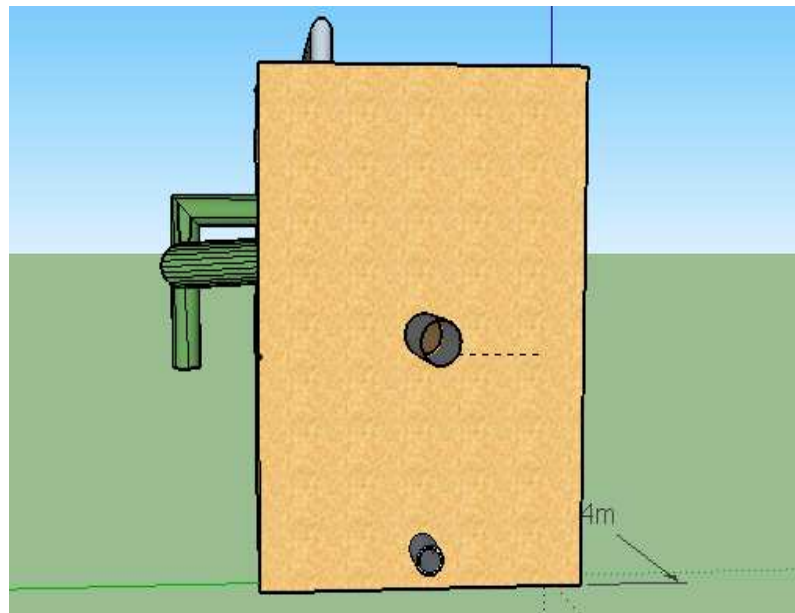
Isometría de la cámara de absorción mostrando su parte posterior con agujeros para las tuberías



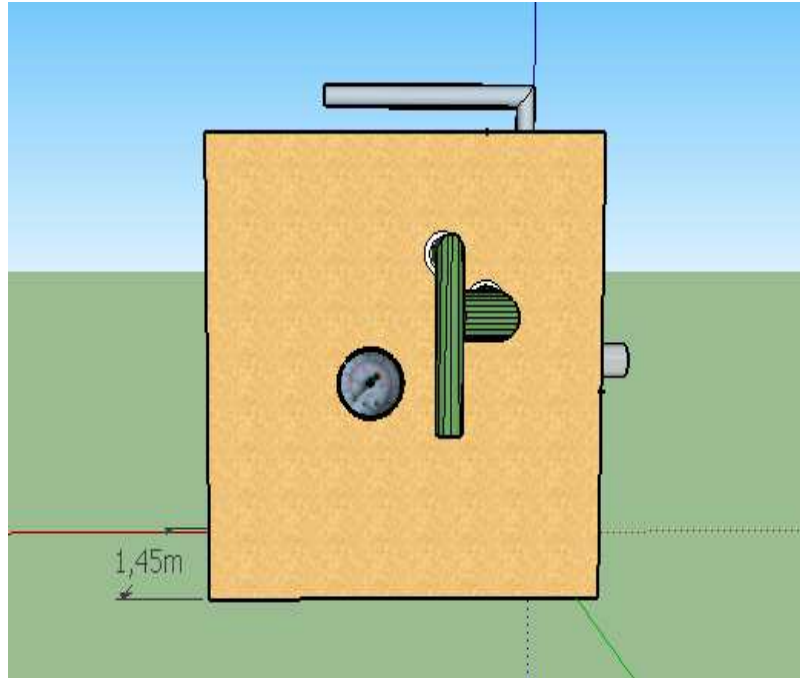
Vista lateral izquierda de la cámara con agujeros



Isometría de la cámara mostrando los accesorios (manómetro, tapa de la cajeta, tuberías de succión y tubería de servicio)



Vista lateral izquierda de la cámara con accesorios



Vista posterior de la cámara con accesorios