



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE UN
SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE GASES, BOMBEO E
INSONORIZACIÓN DE UNA SALA DE PRUEBAS DE
GRUPOS GENERADORES PARA LA EMPRESA RS
ROTH EQUIPOS PETROLEROS”**

IRENE ARACELY BAYAS CEVALLOS.

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERA MECÁNICA

RIOBAMBA – ECUADOR

2012

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Junio, 18 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

IRENE ARACELY BAYAS CEVALLOS

Titulada:

“DISEÑO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE UN SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE GASES, BOMBEO E INSONORIZACIÓN DE UNA SALA DE PRUEBAS DE GRUPOS GENERADORES PARA LA EMPRESA RS ROTH EQUIPOS PETROLEROS.”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERA MECÁNICA

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Ing. Geovanny Novillo A.

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Rodrigo Díaz B.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Riofrío R.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DE LA ESTUDIANTE: IRENE ARACELY BAYAS CEVALLOS.

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE UN SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE GASES, BOMBEO E INSONORIZACIÓN DE UNA SALA DE PRUEBAS DE GRUPOS GENERADORES PARA LA EMPRESA RS. ROTH EQUIPOS PETROLEROS.”

Fecha de Examinación: Junio, 12 del 2012

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán G. (Presidente Trib. Defensa)			
Ing. Rodrigo Díaz B. (Director de Tesis)			
Ing. José Riofrío R. (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de la autora. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Irene Aracely Bayas Cevallos.

DEDICATORIA

A DIOS

Por cobijarme con todo su amor y bendiciones a culminar con éxito todo lo que me he propuesto.

A MIS QUERIDOS PADRES

Lupita Rosa - Luis Alfredo ejes principales en mi vida, por su ejemplo de vida y por guiarme entregando todo su esfuerzo, apoyo, amor, comprensión y ternura siempre.

A MIS HERMANOS

Luis y Carlos por ser partícipes de tantos momentos importantes en mi vida.

A MI FAMILIA ENTERA

Quiénes me apoyaron en todos los sentidos demostrando respeto y amor sincero en todas las etapas de mi vida.

A Javier, persona muy especial por su amor, apoyo y entrega total en los buenos y malos momentos.

A mis profesores, amigos y a todas las personas que de una u otra manera me brindaron su apoyo.

Irene Aracely Bayas Cevallos

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y poder aplicarla en beneficio de la sociedad.

Un especial agradecimiento al Ing. Rodrigo Díaz e Ing. José Riofrío por brindarme su excelente asesoría en la ejecución de este proyecto de grado.

Al Sr. Roberto Sánchez Gerente propietario de la Empresa RS ROTH EQUIPOS PETROLEROS , eje principal para la construcción de este proyecto, Ing. Ramiro Molina Gerente de Operaciones, Ing. Darío Espinoza Jefe de Mantenimiento por la organización y disposición del personal técnico, y en general a todos quienes conforman dicha empresa.

Para mis padres, hermanos, familiares, enamorado, profesores, amigos, y personas que me ayudaron a culminar con éxito una etapa más de mi vida.

Irene Aracely Bayas Cevallos

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 <i>Objetivo general.....</i>	<i>2</i>
1.3.2 <i>Objetivos específicos.....</i>	<i>2</i>
2. MARCO TEÓRICO.....	4
2.1 Grupos generadores eléctricos.....	4
2.1.1 <i>Tipos de grupos generadores.....</i>	<i>4</i>
2.1.2 <i>Parámetros de funcionamiento de los grupos generadores.....</i>	<i>6</i>
2.1.3 <i>Normas para el mantenimiento de grupos generadores.....</i>	<i>7</i>
2.1.4 <i>Programas de los intervalos de mantenimiento.....</i>	<i>10</i>
2.2 Motores de combustión interna.....	12
2.2.1 <i>Tipos de motores de combustión interna.....</i>	<i>12</i>
2.2.2 <i>Parámetros de funcionamiento de los motores de combustión interna.....</i>	<i>13</i>
2.2.3 <i>Normas para el mantenimiento de los motores de combustión interna.....</i>	<i>14</i>
2.3 Sistemas de ventilación.....	17
2.3.1 <i>Tipos de sistemas de ventilación.....</i>	<i>17</i>
2.3.2 <i>Tipos de ventiladores y sopladores industriales para sistemas de ventilación.....</i>	<i>19</i>
2.3.3 <i>Métodos de cálculo para sistemas de ventilación.....</i>	<i>22</i>
2.3.4 <i>Diseño de sistemas extractores de gases de combustión.....</i>	<i>23</i>
2.3.5 <i>Tipos de filtros.....</i>	<i>24</i>
2.4 Bombas.....	29
2.4.1 <i>Tipos de bombas para distribución de combustible refrigerante y citrus cleaner.....</i>	<i>30</i>

2.4.2	<i>Parámetros a considerar en el diseño para distribución de combustible refrigerante y citrus cleaner.....</i>	31
2.5	<i>Aislamiento acústico.....</i>	33
2.5.1	<i>Tipos de soluciones al ruido.....</i>	33
2.5.1.1	<i>Aislamiento insonorización.....</i>	34
2.5.1.2	<i>Absorbentes acústicos.....</i>	35
2.5.2	<i>Materiales utilizados para aislamiento acústico.....</i>	36
3.	DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE EXTRACCIÓN DE GASES, VENTILACIÓN, BOMBEO E INSONORIZACIÓN.....	38
3.1	<i>Diseño del sistema de extracción de gases.....</i>	38
3.1.1	<i>Consideraciones iniciales.....</i>	38
3.1.2	<i>Cálculo del caudal de los gases producto de la combustión.....</i>	39
3.1.3	<i>Dimensionamiento de ductos.....</i>	42
3.1.4	<i>Selección del silenciador.....</i>	43
3.1.5	<i>Cálculo de la caída de presión del sistema.....</i>	44
3.1.5.1	<i>Caída de presión en los ductos.....</i>	46
3.1.5.2	<i>Caída de presión en accesorios.....</i>	49
3.1.6	<i>Validación de la estructura para el soporte del sistema de escape.....</i>	56
3.2	<i>Diseño del sistema de ventilación.....</i>	63
3.2.1	<i>Consideraciones iniciales.....</i>	63
3.2.2	<i>Cálculo del aire de enfriamiento.....</i>	65
3.2.3	<i>Consideraciones de direccionamiento de flujo.....</i>	66
3.2.4	<i>Factor de corrección de radiación de calor atmosférica.....</i>	69
3.2.5	<i>Diseño del sistema de distribución de aire acondicionado.....</i>	71
3.2.6	<i>Ventiladores para sistemas de ventilación.....</i>	76
3.3	<i>Diseño del sistema para distribución del combustible, refrigerante y citrus cleaner.....</i>	77
3.3.1	<i>Parámetros iniciales.....</i>	77
3.3.2	<i>Especificaciones de los elementos a suministrar.....</i>	78
3.3.3	<i>Diseño del sistema de alimentación de combustible.....</i>	80

3.3.4	<i>Validación de la estructura para el soporte del tanque de combustible.....</i>	90
3.3.5	<i>Diseño del sistema de alimentación del refrigerante y citrus cleaner.....</i>	97
3.3.5.1	<i>Cabeza o columna dinámica de succión.....</i>	98
3.3.5.2	<i>Cabeza o columna dinámica de descarga.....</i>	104
3.4	<i>Diseño de insonorización del banco de pruebas.....</i>	111
3.4.1	<i>Parámetros iniciales de diseño.....</i>	111
3.4.2	<i>Cálculo del nivel de presión sonora.....</i>	115
3.4.3	<i>Cálculo de la caída de presión sonora por absorción.....</i>	118
3.4.4	<i>Cálculo de la pérdida de presión sonora por transmisión.....</i>	120
3.4.5	<i>Cálculo del nivel de presión sonora en el exterior.....</i>	123
4.	CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS, MONTAJE Y ANÁLISIS DE COSTOS.....	124
4.1	<i>Cursograma sinóptico de la construcción.....</i>	124
4.2	<i>Máquinas, herramientas y equipo a utilizar.....</i>	124
4.3	<i>Descripción del proceso de construcción.....</i>	125
4.4	<i>Operaciones tecnológicas a realizar.....</i>	127
4.5	<i>Flujograma sinóptico de la construcción.....</i>	130
4.6	<i>Análisis de costos.....</i>	132
4.6.1	<i>Costos de inversión.....</i>	132
4.6.2	<i>Costos directos.....</i>	133
4.6.2.1	<i>Análisis de costos por materiales.....</i>	133
4.6.2.2	<i>Análisis de costos por construcción.....</i>	135
4.6.3	<i>Costos indirectos.....</i>	137
4.6.4	<i>Costos totales.....</i>	138
5.	PRUEBAS DE OPERACIÓN.....	139
5.1	<i>Recomendaciones para operar los sistemas.....</i>	139
5.1.1	<i>Inspección de los sistemas.....</i>	139
5.1.2	<i>Aplicación.....</i>	139
5.1.3	<i>Principales componentes y sus funciones.....</i>	139

5.1.4	<i>Cuidados.....</i>	141
5.2	Procedimiento de puesta en marcha del equipo.....	141
5.3	Mantenimiento de los sistemas.....	142
5.3.1	<i>Mantenimiento del sistema de expulsión de gases.....</i>	142
5.3.2	<i>Mantenimiento de los sistemas de bombeo.....</i>	143
5.4	Pruebas de operación y resultados.....	144
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	146
6.1	Conclusiones.....	146
6.2	Recomendaciones.....	148

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

Pág.

1	Viscosidad del motor de aceite para temperatura ambiente.....	8
2	Capacidad de llenado aproximado para el motor 3516.....	9
3	Datos de los motores CAT a una potencia efectiva de 1 500 ekW..	39
4	Diámetros de grupos electrógenos.....	43
5	Características de los elementos del sistema de escape.....	45
6	Diámetros de ductos del sistema de escape.....	46
7	Coeficiente de caída de presión del silenciador.....	51
8	Coeficiente de pérdida en junta convergente.....	52
9	Coeficiente de pérdida en codo de 90 ⁰	54
10	Caída de presión en sombrerete.....	55
11	Caída de presión de los elementos del sistema de escape.....	56
12	Información de malla de la estructura del sistema de escape.....	61
13	Datos meteorológicos de Quito.....	64
14	Datos del calor expulsado del grupo electrógeno 3516C.....	68
15	Velocidad del aire aceptablemente confortable para los trabajadores.....	70
16	Caída de presión en ductos rectangulares.....	73
17	Dimensiones de la persiana.....	74
18	Caída de presión de los elementos del sistema de ventilación.....	76
19	Requisitos del diesel No. 2.....	78
20	Propiedades físicas y químicas del citrus cleaner.....	80
21	Velocidades de flujo utilizadas habitualmente.....	83
22	Diámetros nominales de tubería de hierro negro sin costura.....	84
23	Especificaciones técnicas del filtro Dahl 300.....	89
24	Información de la malla de la estructura del tanque de diesel.....	94
25	Especificaciones de la tubería de PVC.....	99
26	Rugosidad absoluta de diversos materiales.....	100
27	Caída de presión en la succión.....	103
28	Caída de presión en la descarga.....	107
29	Presión de vapor.....	109

30	Datos de intensidad de sonido del generador 3516C.....	112
31	Curvas NC recomendadas y niveles de ruido de fondo equivalentes.....	115
32	Superficies de absorción de la sala de pruebas de RS. ROTH sin el tratamiento.....	117
33	Superficies de absorción de la sala de pruebas de RS. ROTH con el tratamiento.....	119
34	Partes constitutivas de la sala de pruebas de RS. ROTH.....	126
35	Operaciones tecnológicas ejecutadas en la construcción de la sala de pruebas de RS. ROTH.....	128
36	Lista de materiales y costos del sistema extracción de gases.....	133
37	Lista de materiales y costos del sistema de suministro de combustible.....	134
38	Lista de materiales y costos del sistema de bombeo de citrus cleaner y refrigerante.....	134
39	Lista de materiales y costos del insonorizado.....	135
40	Costos de mano de obra.....	136
41	Costos de equipos y herramientas.....	136
42	Costos de transporte.....	137
43	Costos directos totales.....	137
44	Costos indirectos totales.....	137
45	Costos totales del proyecto.....	138
46	Test de pruebas para el grupo generador CAT 3406.....	144

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Motor de combustión interna.....	12
2	Ciclo de un motor de 4 tiempos.....	13
3	Ciclo termodinámico del motor diesel.....	14
4	Sistema de ventilación localizada.....	18
5	Sistema de ventilación general.....	19
6	Ventilador axial.....	21
7	Ventilador centrífugo.....	22
8	Ventilación natural y mecánica.....	24
9	Filtro para combustible.....	25
10	Funcionamiento del filtro de combustible.....	25
11	Filtros para aceite.....	26
12	Filtros para aire.....	27
13	Filtro para aire panel.....	28
14	Filtros de flujo completo.....	29
15	Bomba centrífuga.....	30
16	Bomba inyectora en línea.....	30
17	Curva típica de un sistema de bombeo.....	32
18	Tipos de materiales absorbentes.....	35
19	Estructura de un sistema de aislamiento acústico.....	37
20	Características del escape del generador.....	38
21	Sistema de escape de la sala insonorizada.....	44
22	Altura recomendada para la chimenea.....	45
23	Silenciador de amortiguación de chispa.....	51
24	Atenuación de silenciadores marca Maxim Silencers.....	52
25	Triángulo de medidas de la junta convergente.....	53
26	Modelación de la estructura del sistema de escape.....	60
27	Mallado de la estructura del sistema de escape.....	60
28	Diagrama de esfuerzos sobre la estructura del sistema de escape.....	61
29	Diagrama de desplazamientos en la estructura del sistema de escape.....	62

30	Diagrama de factor de seguridad de la estructura del sistema de escape.....	63
31	Tipos de ventilación en la sala de pruebas.....	67
32	Balance térmico típico del grupo generador.....	67
33	Caída de presión de la persiana.....	75
34	Esquema del sistema de conducción de diesel por gravedad....	81
35	Coeficiente de pérdida de codo de 90° roscado.....	88
36	Coeficiente de pérdida en válvulas de compuerta roscada.....	89
37	Modelación de la estructura del tanque de diesel.....	93
38	Mallado de la estructura del tanque de diesel.....	93
39	Diagrama de esfuerzos sobre la estructura del tanque de diesel.....	94
40	Diagrama de desplazamientos en la estructura del tanque de diesel.....	95
41	Diagrama de factor de seguridad de la estructura del tanque de diesel.....	96
42	Esquema del sistema de bombeo de citrus cleaner.....	97
43	Coeficiente de pérdida en válvula check.....	102
44	Coeficiente de pérdida en tee flujo desviado.....	103
45	Coeficiente de pérdida en tee flujo directo.....	107
46	Curva del comportamiento de la bomba y del sistema.....	110
47	Curvas NC ("NoiseCriteria").....	113
48	Propagación de sonido en recintos.....	116
49	Transmisión de sonido en pared plana.....	121
50	Cursograma del sistema de extracción de gases, bombeo e insonorización de la sala de pruebas de RS. ROTH.....	124
51	Flujograma del sistema de extracción de gases.....	131
52	Flujograma del sistema de bombeo de citrus cleaner y refrigerante.....	131
53	Flujograma del sistema de distribución de combustible.....	132
54	Flujograma de la insonorización de la sala.....	132
55	Espectro de presión sonora a 3 metros de la fuente.....	145

ABREVIACIONES

ATS	Automatic Transfer Switch
DEO	Diesel Engine Oil
OEM	Original Equipment Manufacturer
ASTM	American Society for Testing and Materials
PMI	Punto Muerto Inferior
PMS	Punto Muerto Superior
FA	Axial Fan
FC	Centrifugal Fan
PMR	Punto de Máximo Rendimiento
NPSH	Cabeza Neta Positiva en la Succión
TMI	Technical Marketing Information
SMACNA	Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association
NTE	Normas Técnicas Ecuatorianas
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
AWS	American Welding Society
FEA	Finite Element Analysis

LISTA DE ANEXOS

- A** Conductividad térmica del aire a diferentes temperaturas.
- B** Retropresión del escape en diámetros nominales de tubería
- C** Factores de corrección para ductos flexibles.
- D** Gráfico de pérdida de fricción en ductos de aire.
- E** Ducto rectangular equivalente de igual fricción y capacidad, mm
- F** Características del ventilador Casals MZRL 1120.
- G** Características del diesel No. 2 de laboratorio de Eppetroecuador.
- H** Nomograma para el cálculo de diámetros de tuberías.
- I** Viscosidad del agua en función de la temperatura.
- J** Diagrama de Moody, factores de fricción para tuberías comerciales
- K** Tabla de coeficientes de absorción.
- L** Propiedades de gases, líquidos y sólidos
- M** Test de pruebas del grupo electrógeno CAT 3406.
- N** Fotos del montaje del sistema de escape.
- O** Fotos del montaje del sistema de abastecimiento de diesel.
- P** Fotos de las pruebas realizadas al generador CAT 3406.

RESUMEN

La tesis titulada “Diseño, selección y montaje de un sistema de extracción de gases, bombeo e insonorización de una sala de pruebas de grupos generadores para la empresa Rs Roth equipos petroleros” se realizó con el fin de disminuir el impacto ambiental en lo que corresponde a contaminación sonora y la producida por los gases de combustión, como el monóxido de carbono que afectan la salud y confort de los habitantes cercanos a dichas instalaciones.

Los parámetros de evaluación que se utilizaron fueron: similitud con sistemas reales, optimizando el diseño para disminuir la retropresión causada por el sistema de expulsión de gases.

La investigación proporcionó los siguientes resultados: Un diseño, selección y montaje de un sistema de extracción de gases, bombeo e insonorizado de una sala de pruebas de grupos generadores, cuyos resultados se compararon con normas internacionales en el caso de la insonorización entregando valores confortables para todas las personas implicadas. Para el sistema de extracción de gases se seleccionó un silenciador marca Maxim Silencer modelo MSA33, la ventilación requiere un ventilador centrífugo de media presión marca Casals modelo MZRL 1120, el abastecimiento del diesel se lo realizará por gravedad, el bombeo de refrigerante y citrus cleaner por medio de una bomba periférica marca Pedrollo modelo PK60, para el aislamiento de la sala se utilizó fibra de vidrio de 10 cm de espesor. Se puede concluir que los sistemas implementados proporcionan condiciones óptimas, cumpliendo con todos los requerimientos establecidos para su correcto funcionamiento.

Por lo tanto se recomienda el empleo de la sala de pruebas para cada uno de los grupos generadores existentes en esta empresa ubicada en la ciudad de Quito, cuando se realice las respectivas pruebas de operación.

ABSTRACT

The thesis entitled “Design, selection and installation of gas extraction system, pumping and soundproofing a room test generators for oil equipment company RsRoth” was performed in order to reduce the environmental impact corresponding pollution and noise produced by the combustion gases such as carbon monoxide that affect health and comfort of those living near such facilities.

The evaluation parameters used were: similarity with real systems, optimizing the design to decrease the back pressure caused by the gas ejector system.

The research provided the following results: design, selection and installation of gas extraction system, pumping and soundproof testing room generators, the results were compared with international standards for sound insulation values providing comfortable for everyone involved. For the gas extraction system was selected Maxim Silencer muffler brand MSA33 model, ventilation requires a medium pressure centrifugal fan model Casals brand MZRL 1120, the supply of diesel will be done by gravity, pumping coolant and citrus cleaner by a pump model PK60 Pedrollo peripheral mark, for the isolation of the room was used fiberglass 10 cm thick. We conclude that the implemented systems provide optimal conditions have, fulfilling all the requirements for proper operation.

Therefore we recommend the use of the testing room for each of the existing generators at this company located in Quito city, when performing the respective operation tests.

CAPÍTULO I

1.INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Debido a las operaciones de mantenimiento dados a los grupos generadores eléctricos en la Empresa RS ROTH EQUIPOS PETROLEROS, la misma que se encuentra ubicada en el sector urbano de Quito, surge la necesidad de disminuir el impacto ambiental en lo que corresponde a contaminación sonora y la producida por los gases de combustión, como el monóxido de carbono que afectan la salud y confort de los habitantes cercanos a dichas instalaciones.

Otras empresas tales como IIASA CAT, AGIP ya se han preocupado de esta problemática y han implementado sistemas que controlen las variables mencionadas teniendo una buena aceptación en la comunidad.

A través del desarrollo de este proyecto de grado y con la ayuda de la empresa privada, se presenta una alternativa para satisfacer la necesidad de las construcciones y personas que colindan con la planta industrial, esperando que con la implementación de este sistema de extracción de gases se cumpla con los requerimientos de diseño establecidos por normas y estándares internacionales, que permita realizar su montaje mediante el empleo de insumos existentes en la industria nacional.

1.2 Justificación.

La función del sistema de escape es transportar y direccionar la salida de los gases productos de la combustión con seguridad tanto para los operadores como para el correcto funcionamiento del grupo electrógeno dispersando las emanaciones de hollín, monóxido de carbono y ruido distante de la gente y los edificios colindantes. Una mayor pérdida de carga en el sistema de escape repercute en un excesivo

consumo de combustible generando pérdidas energéticas y económicas disminuyendo así la eficiencia del generador.

Además de lo mencionado anteriormente el objetivo es proporcionar un ambiente óptimo para las operaciones de mantenimiento de los generadores, ya que el mismo requiere ciertas condiciones que dictan las normas para dicha maquinaria, para cumplir con estos requerimientos se realizará un análisis para consumir la menor energía posible siempre y cuando se cumplan con todos los parámetros.

Las salas de pruebas de los grupos generadores eléctricos deben tener un recubrimiento ignífugo, impermeable, no absorbente, y que no produzca gases tóxicos en caso de exponerse a altas temperaturas. El diseño de las salas debe ser tal, que permita el ingreso de aire en condiciones óptimas para la correcta puesta en marcha del grupo generador, para cumplir con este objetivo se diseñará un sistema de ventilación, además de implementar un sistema de extracción de gases de escape a fin de evitar problemas de salud a los operadores, bombeo e insonorización.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general. Diseñar seleccionar y montar un sistema de extracción de gases, bombeo e insonorización de una sala de pruebas de grupos generadores para la empresa RS ROTH EQUIPOS PETROLEROS.

1.3.2 Objetivos específicos

- Revisar el marco teórico del funcionamiento de grupos generadores, motores de combustión interna, ventilación industrial, bombas y aislamiento acústico de locales.
- Diseñar un sistema de extracción de gases producto de la combustión.
- Diseñar un sistema de distribución de combustible, refrigerante y citrus cleaner.

- Diseñar el sistema de insonorización de la sala.
- Selección de los equipos a utilizar en los diferentes sistemas a diseñar.
- Montaje para realizar las pruebas de campo, verificar el funcionamiento y la confiabilidad de los equipos seleccionados para el sistema de escape, bombeo e insonorización.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Grupos generadores eléctricos

Un grupo electrógeno es una máquina que mueve un generador eléctrico a través de un motor de combustión interna.

Un generador eléctrico es todo dispositivo capaz de mantener una diferencia de potencial entre dos de sus puntos, llamados polos o terminales. Son máquinas que transforman la energía mecánica en energía eléctrica; dicha transformación se consigue por la acción de un campo magnético que actúa sobre los conductores dispuestos en una armadura (estator), de manera que se produce un movimiento relativo entre los conductores y el campo, generando una fuerza electromotriz.

Son comúnmente utilizados cuando hay déficit en la generación de energía eléctrica de algún lugar, otro caso sería en locales de pública concurrencia, hospitales, fábricas, petroleras, etc., que a falta de energía eléctrica de red, necesiten de otra fuente de energía alterna para abastecerse.

2.1.1 Tipos de grupos generadores. A continuación se mencionan los principales tipos de grupos electrógenos: [1]

Los grupos electrógenos manuales: Son aquellos que requieren para su funcionamiento que se operen manualmente con un interruptor para arrancar o parar dicho grupo. Es decir que no cuenta con la unidad de transferencia de carga sino a través de un interruptor de operación manual (switch o botón pulsador).

Los grupos electrógenos semiautomáticos: Son aquellos que cuentan con un control automático, basado en un microprocesador, el cuál les proporciona todas las

ventajas de un grupo electrógeno automático como: protecciones, mediciones, y operación pero que no cuenta con un sistema de transferencia.

Los grupos electrógenos automáticos ATS (automatic transfer switch): Este tipo de grupos electrógenos cuenta con un control basado en un microprocesador, el cual provee al grupo electrógeno un completo grupo de funciones para:

- Operación
- Protección
- Supervisión

Contienen funciones estándar y opcionales en su mayoría programables por estar basada la operación en un microprocesador provee un alto nivel de certeza en sus funciones como: mediciones, protecciones, funciones de tiempo, y una alta eficiencia, en su sistema de transferencia.

Los grupos electrógenos automáticos para (sincronía / peak shaving): Este tipo de grupos cuenta con un control para un grupo electrógeno automático, el cual es capaz de manejar funciones de sincronía (abierta o cerrada) que se requieren para realizar un proceso de paralelamiento de grupo y red ó grupo con grupo. Su operación es la siguiente:

Sincronía abierta: Cuando ocurre una falla de la red normal, ocasiona dos interrupciones de energía en la carga (transferencia y re transferencia) si contamos con un sistema de sincronía abierta se elimina la interrupción de energía en el momento de la re transferencia ya que la misma se realiza en una forma controlada, sincronizando ambas fuentes y cerrando ambos interruptores simultáneamente por un tiempo predeterminado (paralelo).

Sincronía cerrada o peak shaving: Actualmente, la energía eléctrica ha alcanzado niveles de precios altos. Por lo cual se tiene la alternativa de un sistema de peak shaving con el cual se reducen sus costos por consumos de energía en horario punta, es decir, sincronizamos el grupo con la red, ya que están en paralelo tomamos la carga suave, de forma controlada kW/s. de la red dejando la misma sin carga y abriendo el interruptor de la red. Transcurrido el tiempo programado para

horario punta, se realiza el mismo procedimiento en sentido inverso, es decir, se sincroniza el grupo electrógeno con la red, y cuando se encuentran en paralelo se realiza una transferencia suave de carga del grupo electrógeno a la red, y el grupo electrógeno entra en periodo de enfriamiento.

Durante todo el proceso (peak shaving) no hay corte de energía, lo cual evita la interrupción en su proceso.

2.1.2 *Parámetros de funcionamiento de los grupos generadores.* Los parámetros de funcionamiento se detallan a continuación:

Motor diesel

El motor que accionara el grupo electrógeno será un motor diesel de 4 tiempos, de inyección mecánica ó inyección electrónica, el cual ha sido diseñado para operar grupos electrógenos, y está dotado de todos los elementos necesarios para una óptima operación para un suministro de potenciable.

Sistema de combustible

El sistema de combustible debe ser capaz de entregar un suministro de combustible limpio y continuo, y debe estar respaldado por un depósito de combustible de acuerdo a la potencia del grupo, además se sugiere tener un depósito de uso diario y uno de mayor capacidad para evitar paros por falta de combustible.

Sistema de admisión de aire

El aire admitido por el motor debe ser aire limpio y frío, este es aspirado de la zona que rodea el grupo a través del filtro de aire del motor. En casos especiales donde el polvo o calor se encuentran cerca de la entrada de aire, se debe instalar una conducción de aire externa la cual viene de afuera con aire limpio y fresco.

Sistema de enfriamiento.

El sistema de enfriamiento del motor consta de un radiador, termostato y un ventilador de acuerdo a la capacidad de enfriamiento requerida, la función del radiador es, intercambiar el calor producido por el motor al hacer pasar aire forzado a través de él.

Sistema de lubricación

Sistema es el que se encarga de mantener lubricadas todas las partes móviles del motor, así mismo sirve como medio refrigerante. La función es crear una película de aceite lubricante, en las partes móviles, evitando el contacto metal con metal.

Consta básicamente de bomba de circulación, regulador de presión, filtro de aceite, conductos externos e internos por donde circula el aceite. Algunos motores están equipados con enfriadores de aceite a fin de mantener una regulación más precisa de la temperatura del aceite.

Sistema eléctrico.

El sistema eléctrico del motor es de 12 ó 24 volts CC. Con el negativo a masa y dependiendo del tamaño o especificación del grupo este puede contener uno o dos motores de arranque, cuenta con un alternador para cargar la batería auto excitado, autorregulado y sin escobillas y en su mayoría los grupos electrógenos van equipados con acumuladores ácido/plomo, sin embargo se pueden instalar otros tipos de baterías si así se especifica.

Sistema de arranque.

Puesto que el motor combustión interna no es capaz de arrancar por si solo, debido a que se requiere vencer el estado de reposo en que se encuentra el motor de combustión interna, se requiere de un motor de arranque el cual puede ser cualquiera de los siguientes dos tipos o ambos si el motor es de doble marcha.

- Motor de arranque eléctrico
- Motor de arranque neumático

2.1.3 Normas para el mantenimiento de grupos generadores. Las normas para el mantenimiento de grupos generadores se mencionan a continuación:

Sistema de lubricación

Debido a las variaciones significantes en la calidad y rendimiento de los aceites comercialmente disponibles, Caterpillar recomienda los siguientes aceites:

- Cat DEO (Diesel Engine Oil) (10W-30)
- Cat DEO (Diesel Engine Oil) (15W-40)

El adecuado grado de viscosidad del aceite es determinado por la temperatura mínima del ambiente en motor de arranque en frío, y por la máxima temperatura ambiente durante la operación del motor. Para determinar la viscosidad del aceite que es requerido para arrancar un motor frío mojado, referirse a la temperatura mínima en la Tabla 1.

Para seleccionar la viscosidad de aceite para la operación más alta prevista a temperatura ambiente. Referirse a la temperatura máxima en la tabla 1. Use la más alta viscosidad del aceite que es disponible en orden para encontrar la temperatura requerida durante la puesta en marcha.

Tabla 1. Viscosidad del motor de aceite para temperatura ambiente

Grado de Viscosidad	Temperatura Ambiente	
	Mínima	Máxima
SAE 0W-20	-40°C (-40°F)	10°C (50°F)
SAE 0W-30	-40°C (-40°F)	30°C (86°F)
SAE 0W-40	-40°C (-40°F)	40°C (104°F)
SAE 5W-30	-30°C (-22°F)	30°C (86°F)
SAE 5W-40	-30°C (-22°F)	50°C (122°F)
SAE 10W-30	-18°C (0°F)	40°C (104°F)
SAE 10W-40	-18°C (0°F)	50°C (122°F)
SAE 10W-50	-18°C (0°F)	50°C (122°F)

Capacidad de lubricación.

La capacidad del sistema de lubricación del motor incluye la capacidad de los filtros de aceite que son instalados en las fábricas. El sistema de filtros de aceite auxiliar requerirá aceite adicional. Referirse a las especificaciones que son proporcionados por la OEM del sistema de filtros de aceite auxiliar.

Tabla 2. Capacidad de llenado aproximado para el motor 3516.

Sistema de Lubricación		
Compartimiento o Sistema	Litros	Galones US
Sumidero Estándar	405L	107 US gal
Colector Profundo	807L	203 US gal

Fuente: "Caterpillar Commercial Diesel Engine Fluids Recommendations" pág. 75

Sistema de refrigeración

No use un refrigerante comercial/ anticongelante que solo encuentra en las especificaciones ASTM "D3306". Este tipo de refrigerante/ anticongelante es hecho de aplicaciones de automotores.

Recomendación de combustible.[2]

En Norte América, el combustible diesel que está identificado como No. 1-D o No. 2-D en "ASTM D975" generalmente encuentra las especificaciones, Estos combustibles son destilados de petróleo crudo. Los combustibles diesel de otras fuentes podría exhibir propiedades perjudiciales que no están definidas o controladas por esta especificación.

Capacidad de refrigerante.

Para la propiedad de mantenimiento del sistema de refrigeración, el total de la capacidad de este sistema de refrigeración debe ser determinada. El total de la capacidad del sistema de refrigeración variará entre instalaciones individuales.

Además incluye los siguientes componentes: motor, tanque de expansión, intercambiador de calor, radiador, enfriador y tubería.

2.1.4 *Programas de los intervalos de mantenimiento.* Asegurar que la información de seguridad, advertencias, instrucciones sean leídas y se entiendan antes de operar o los procedimientos de mantenimiento se lleven a cabo.

Usar las horas de servicio o el tiempo del calendario, lo que ocurra primero, en orden para determinar los intervalos de mantenimiento.

El motor que opera en condiciones severas de operación puede requerir mantenimiento más frecuente. Antes cada intervalo de mantenimiento eran realizados. Todos los requerimientos de mantenimiento en el intervalo anterior también se deben realizar.

Todas las semanas

Chequear aire del lubricador del motor de arranque del nivel de aceite.

Desagüe- la humedad y sedimento del tanque de aire

Inspeccionar- start/stop automático.

Chequear- carga de batería

Chequear- nivel de electrolito de la batería

Chequear- nivel de refrigerante del sistema de refrigeración.

Inspeccionar/ reemplazar/ lubricar - equipo accionado

Inspeccionar- indicador del servicio del motor de un aire más limpio.

Limpiar- prefiltro de aire del motor.

Chequear- la presión diferencial del filtro de aire del motor.

Desagüe- el agua y sedimento del tanque de combustible.

Inspeccionar- el panel de instrumentos.

Chequear- la cubierta del calentador de agua.

Limpiar- radiador.

Cada año.

Limpiar- contenido de aire del lubricante del motor de arranque.

Inspeccionar – alternador.

Obtener - análisis del refrigerante del sistema de refrigeración.

Probar-añadir – aditivos del refrigerante suplementarios (SCA) para el sistema de refrigeración.

Inspeccionar- amortiguador de vibraciones del cigüeñal.

Limpiar- motor.

Limpiar/ reemplazar-elemento del filtro de aire del motor (elemento doble)

Limpiar- motor de ventilación del cárter

Chequear – soportes del motor

Obtener- muestra de aceite del motor

Cambiar- el filtro y aceite del motor

Probar- el rendimiento del motor.

Chequear- dispositivos de protección del motor

Inspeccionar/ ajustar- el juego de válvulas del motor.

Lubricar- cojinete del ventilador.

Inspeccionar- ajustar el inyector del combustible

Limpiar/ inspeccionar/ reemplazar filtro primario del sistema de combustible.

Reemplazar- filtro secundario del sistema de combustible.

Inspeccionar/ reemplazar- mangueras y abrazaderas.

Inspeccionar- pre lubricación de la bomba.

Inspeccionar- motor de arranque.

Inspeccionar la bomba de agua.

Cada 3 años.

Reemplazar- baterías

Reemplazar- correas.

Cambiar- refrigerante del sistema de refrigeración

Añadir- refrigerante diluyente del sistema de refrigeración.

Reemplazar- regulador de la temperatura del agua del sistema de refrigeración.

Reemplazar- mangueras y abrazaderas.

Inspeccionar- turbocompresor

Cada 6 años.

Cambiar- refrigerante del sistema de refrigeración.

2.2 Motores de combustión interna.

Un motor de combustión interna es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de una cámara de combustión. Su nombre se debe a que dicha combustión se produce dentro de la máquina en sí misma, a diferencia de, por ejemplo, la máquina de vapor.

Figura 1. Motor de combustión interna[3]



2.2.1 Tipos de motores de combustión interna. Se dividen en:

- El motor de explosión ciclo Otto es el motor convencional de gasolina. En estos motores, la mezcla de combustible y aire efectuada por un dispositivo denominado carburador dicha mezcla entra en la cámara de combustión, donde es comprimida y, finalmente, encendida mediante una chispa eléctrica producida por una bujía.
- El motor diésel, funciona con un principio diferente y suele consumir gasóleo. En los motores diesel el aire es comprimido y como consecuencia, calentado, luego el combustible finamente pulverizado se quema al encontrarse con el aire comprimido y caliente, sin necesidad de chispa eléctrica

Los motores alternativos según el ciclo se clasifican en:

- De dos tiempos (2T): efectúan una carrera útil de trabajo en cada giro
- De cuatro tiempos (4T) efectúan una carrera útil de trabajo cada dos giros.

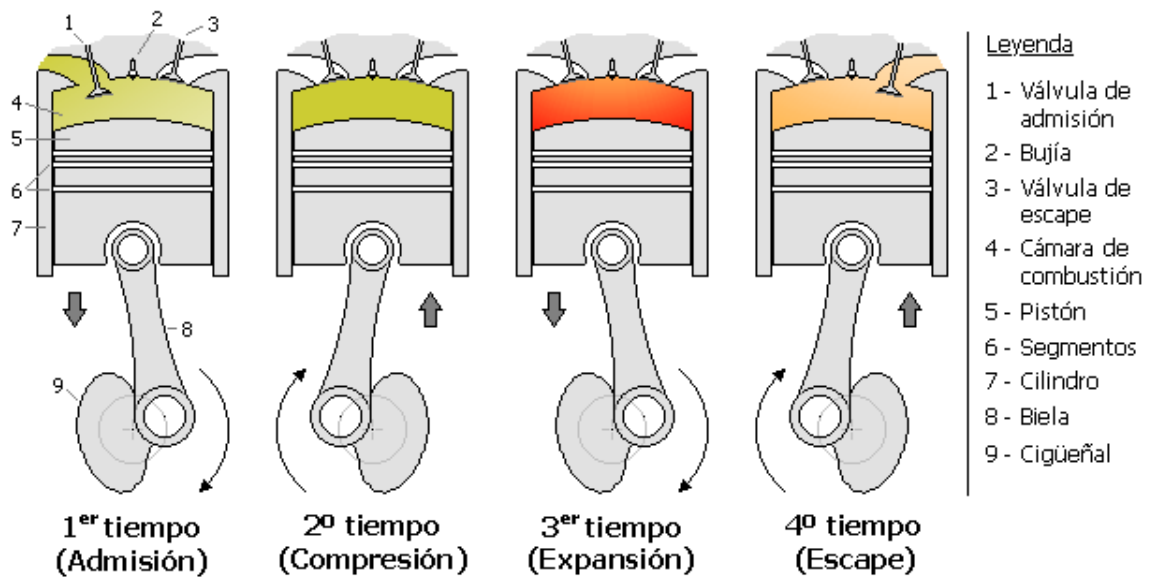
Existen los diésel y gasolina tanto en 2T como en 4T.

En un motor de combustión interna, el ciclo de 4 tiempos significa que el ciclo de trabajo en un cilindro lo realiza en 4 carreras.

2.2.2 Parámetros de funcionamiento de los motores de combustión interna. Los 4 tiempos del motor de explosión son los siguientes:

- 1ª carrera: Admisión o aspiración
- 2ª carrera: Compresión
- 3ª carrera: Explosión
- 4ª carrera: Escape

Figura 2. Ciclo de un motor de 4 tiempos[4]



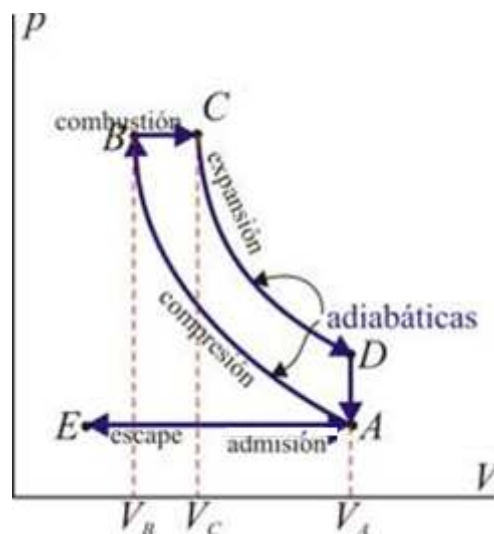
1. *Admisión*: con el pistón posicionado en el PMS (punto muerto superior) comienza la carrera descendente y al mismo tiempo se abre la válvula de admisión para llenar de aire limpio aspirado o forzado por un turbocompresor hacia el cilindro, terminando esta etapa cuando el pistón llega al PMI (punto muerto inferior), la válvula de admisión se cierra nuevamente.

2. *Compresión*: el pistón está en el punto muerto inferior (PMI) y empieza su carrera de ascenso, comprimiendo el aire contenido en el cilindro y logrando de esa forma un núcleo de aire caliente en la cámara de combustión por el efecto adiabático que se tiene en el interior.

3. *Trabajo o explosión*: cuando el pistón está a punto de llegar al punto muerto superior (PMS) se inicia la inyección de combustible a alta presión. En este momento se mezclan las partículas de gasóleo pulverizado con el núcleo de aire caliente y se produce el encendido y la consiguiente expansión de gases por la combustión, moviendo el pistón desde el PMS hacia el PMI y generando trabajo.

4. *Escape*: concluida la fase de trabajo y habiendo llegado el pistón al PMI, se abre la válvula de escape al mismo tiempo que el pistón empieza su carrera hacia el PMS y elimina hacia el conducto de escape los gases producidos por la combustión en el cilindro.

Figura 3. Ciclo termodinámico del motor diesel[5]



2.2.3 Normas para el mantenimiento de los motores de combustión interna. Las condiciones de operación, tipo de combustible, tipo de aceite, y el tamaño del cárter del aceite afectará el intervalo de cambio de aceite.

El análisis programado y muestreo de aceite usado con el fin de determinar si el intervalo de cambio de aceite es apropiado para tu motor específico. En la ausencia de programas y muestreos de aceite, cambiar el aceite y los filtros del motor de acuerdo a los siguientes intervalos.

Motor con cárter de aceite estándar – cada 500 horas de servicio.

Motor con cárter de colector profundo de aceite – cada 1000 horas de servicio

Cuando requiera.

Reemplazar – baterías

Limpiar/ reemplazar-elemento del filtro de aire del motor (elemento doble).

Sistema de combustible- principal.

Inspeccionar- reemplazar- barras de zinc.

Diario

Chequear aire del lubricador del motor de arranque del nivel de aceite.

Desagüe- la humedad y sedimento del tanque de aire

Chequear- nivel de refrigerante del sistema de refrigeración.

Inspeccionar/ reemplazar/ lubricar - equipo accionado

Limpiar- prefiltro de aire del motor.

Chequear- la presión diferencial del filtro de aire del motor.

Chequear- nivel de aceite del motor

Chequear- la presión diferencial del filtro de combustible del sistema de combustible.

Desagüe- el agua y sedimento del tanque de combustible.

Inspeccionar- el panel de instrumentos.

250 horas iniciales de servicio.

Inspeccionar/ ajustar- el juego de válvulas del motor.

Inspeccionar/ ajustar el inyector del combustible

Cada 250 horas de servicio.

Inspeccionar/ ajustar/ reemplazar alternador y correas del ventilador.

Chequear- nivel de electrolito de la batería

Probar-añadir – aditivos del refrigerante suplementarios(SCA) para el sistema de refrigeración.

Obtener- muestra de aceite del motor.

Lubricación- cojinete del ventilador.

Reemplazar- mangueras y abrazaderas.

Limpiar- radiador

Cada 500 horas de servicio.

Cambiar- filtros y aceite del motor.

Cada 1000 horas de servicio.

Obtener - análisis del refrigerante del sistema de enfriamiento.

Limpiar- motor.

Limpiar- motor de ventilación del cárter

Cambiar- filtros y aceite del motor.

Chequear- dispositivos de protección del motor

Limpiar/ inspeccionar/ reemplazar filtro primario del sistema de combustible.

Reemplazar- filtro secundario del sistema de combustible.

Cada 2000 horas de servicio.

Limpiar- contenido de aire del lubricante del motor de arranque.

Inspeccionar -amortiguador de vibraciones del cigüeñal

Chequear – soportes del motor

Inspeccionar- turbocompresor

Cada 3000 horas de servicio.o 3 años.

Cambiar- refrigerante del sistema de refrigeración.

Añadir- refrigerante diluyente del sistema de refrigeración.

Cada 4000 horas de servicio.

Inspeccionar/ ajustar- el juego de válvulas del motor.

Inspeccionar/ ajustar el inyector del combustible

Cada 6000 horas de servicio o 6 años.

Inspeccionar- alternador

Reemplazar- regulador de la temperatura del agua del sistema de refrigeración.

Inspeccionar- pre lubricación de la bomba.

Inspeccionar- motor de arranque.

Inspeccionar- la bomba de agua.

Cada 12000 horas de servicio.

Cambiar- refrigerante del sistema de enfriamiento.

Overhaul.

Reparaciones mayores. (major)

Reparaciones parte superior. (top end)

Consideraciones de reparaciones.

2.3 Sistemas de ventilación

La ventilación por extracción puede utilizarse para eliminar el calor y/o la humedad excesivos, siempre que se disponga de aire de sustitución más frío. Si es posible encerrar la fuente de calor, como en el caso de estufas o ciertos hornos, una chimenea de tiro natural o forzado puede ser suficiente para impedir que el exceso de calor penetre en el local de trabajo. Si sólo es posible un encerramiento parcial o una campana de extracción se debe determinar el caudal de aire que debe extraerse.

En el caso de muchas operaciones que no admiten la extracción localizada, puede ser indicado recurrir a la ventilación general.

2.3.1 Tipos de sistemas de ventilación. A continuación se detalla los tipos de sistemas de ventilación:

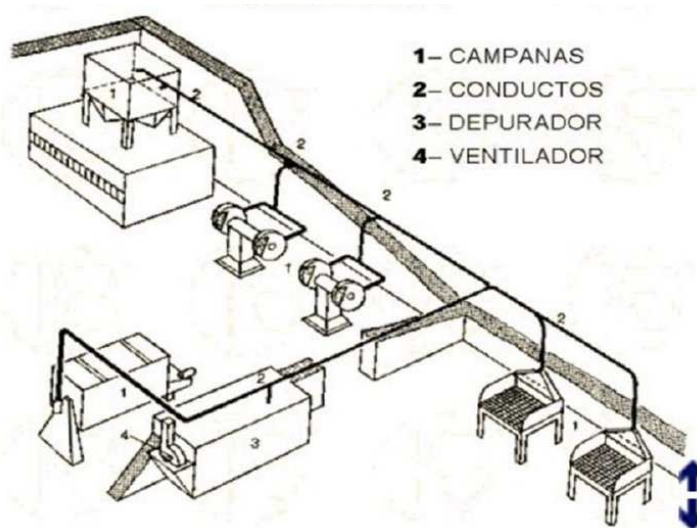
Ventilación localizada.

Estos sistemas de extracción localizada se diseñan para captar y eliminar los contaminantes antes de que se difundan al ambiente general del local de trabajo.

Un sistema de extracción localizada tiene como objetivo captar el contaminante en el lugar más próximo posible del punto donde se ha generado, el foco contaminante, evitando que se difunda al ambiente general del lugar. Consta de cuatro elementos básicos:

- a. Campana: es la parte del sistema a través de la cual son efectivamente captados los contaminantes.
- b. Conducto: lugar por el que el aire extraído cargado de contaminante circula hasta al ventilador.
- c. Depurador: sistema de tratamiento/purificación del aire del que, cuando la concentración, peligrosidad u otras características del contaminante lo aconsejen y de cara a la protección del medio ambiente atmosférico
- d. Ventilador: mecanismo que proporciona la energía necesaria para que el aire circule a través de la campana, el conducto y el depurador a un caudal establecido y venciendo la pérdida de carga del sistema.

Figura 4. Sistema de ventilación localizada[6]



Ventilación general.

Es un término que hace referencia al suministro o extracción de aire de una zona, local o edificio. Según sus objetivos puede clasificarse en:

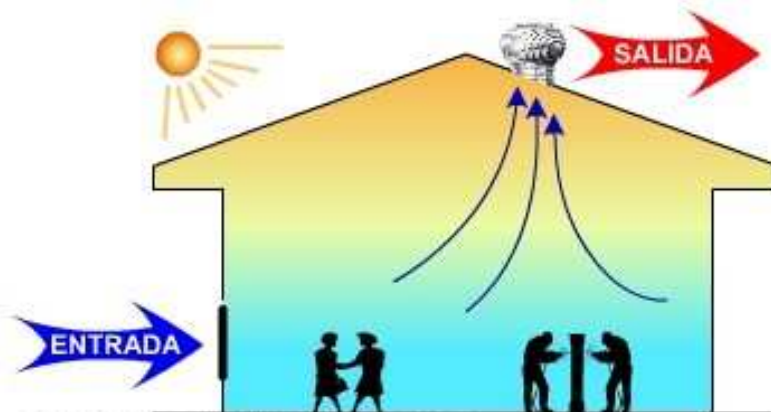
1. Ventilación por dilución. Consiste en la dilución del aire contaminado con aire sin contaminar, con objetivo de controlar riesgos para la salud, incendio y explosión, olores y contaminantes ambientales (vapores, gases y partículas) generado en el interior de edificios cerrados.

El cálculo del caudal de ventilación necesario se basa en el conocimiento de la generación de contaminante y en el establecimiento de la concentración que se pretende mantener. Para cada uno de los casos planteados esa concentración será, respectivamente, el valor límite de exposición profesional, el límite inferior de inflamabilidad de la sustancia y los valores recomendados para el bienestar.

El más importante desde el punto de vista cuantitativo es el dióxido de carbono; de él se conoce su tasa de generación y la concentración a la que empiezan a aparecer las molestias, esto lo convierte en el compuesto idóneo para el cálculo del caudal de ventilación necesario para conseguir ambientes de calidad aceptable.

2. Ventilación de control térmico.- Consiste en el control de las condiciones ambientales asociadas con los ambientes industriales muy calurosos como los que se encuentran en fundiciones, lavanderías, panaderías con la finalidad de prevenir daños o molestias.

Figura 5. Sistema de ventilación general [7]



2.3.2 Tipos de ventiladores y sopladores industriales para sistemas de ventilación.
Por lo común la denominación de *ventilador* se utiliza cuando la presión se eleva hasta unas 2 psig; entre esta presión y unas 10 psig, la máquina recibe del nombre de *soplador*.

Para presiones de descarga más altas, el término que se usa es el de *compresor*. Los ventiladores normalmente se clasifican como *axiales*, en los que el aire o el gas se mueve paralelo al eje de rotación, o *centrífugos*, en los que el aire o el gas se mueve perpendicular al eje, la rueda del ventilador axial impulsa el aire o gas en línea recta; los otros tipos de ruedas son *centrífugas*.

Los ventiladores FA se utilizan en aplicaciones con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

Los ventiladores centrífugos (FC) son para trabajos que requieren una carga más alta, al mover aire cuando hay alta resistencia de fricción.

Los sopladores suelen ser de una etapa y alta velocidad de etapas múltiples que funcionan con presiones cercanas a las de los compresores o dentro de los límites cubiertos por estos.

La denominación de *soplador* se aplica también a los compresores rotatorios, de desplazamiento positivo, que pueden manejar flujos relativamente bajos, con una elevada relación de compresión.

Características de los ventiladores axiales [8]

Se dividen en tipos tubo axiales y, con aletas de guía, y sus características son:

Ventiladores tubo axiales. Están diseñados para una amplia gama (rango) de volúmenes a presiones medias; constan principalmente de una hélice alojada en un cilindro, en la cual se recibe y dirige el flujo de aire. El movimiento típico del aire de descarga es en espiral o helicoidal

Ventiladores con aletas de guía. Tienen aletas de guía del aire en el lado de descarga, que los diferencia de los tubo axiales. Al combinar la rueda del ventilador tubo axial con las aletas de guía, el flujo de aire es rectilíneo. Con ello se reduce la turbulencia, lo cual mejora la eficiencia y las características de presión.

Figura 6. Ventilador axial[9]



Ventiladores centrífugos [8]

Se clasifican como de aspas radiales, de curvatura al frente, de curvatura inversa o inclinadas y aerodinámicas.

Tipo de aspas radiales. Tienen buen rendimiento en muchas aplicaciones, que pueden ser desde transportación neumática hasta extracción de aire o gas del proceso en sistemas de alta resistencia. Su principal característica es la flexibilidad en la construcción de anchura proporcional, que permite lograr alta presión estática con una capacidad más o menos baja.

Cuando se necesitan motores de alto caballaje, se suelen conectar a la velocidad síncrona (sincrónica) del motor.

Por lo general, ofrecen servicio estable, sin que importe el porcentaje de capacidad con apertura amplia.

Este ventilador puede producir altas presiones a altas velocidades. Las aspas tienden a ser de autolimpieza y pueden ser de alta resistencia estructural.

Figura 7. Ventilador centrífugo[10]



2.3.3 *Métodos de cálculo para sistemas de ventilación.* Los parámetros a considerar para la selección del cálculo son: [11]

1. La pérdida de carga debida al rozamiento y a los accesorios puede ser calculada por el método de la presión dinámica o por el de la longitud equivalente.

Es preferible el método de la presión dinámica por varias razones:

- a. Generalmente es más rápido, y trata todas las pérdidas, incluyendo las entradas a la campana de forma similar.
- b. Tiene la ventaja de que los reajustes de los cálculos del tamaño de los conductos a usar el método de equilibrado por diseño es más rápido.

2. Comprobar el equilibrio en los puntos de unión de dos conductos y ajustar el caudal, diámetro del conducto o diseño de la campana para conseguir un equilibrio correcto.

3. Seleccionar el depurador y ventilador tomando como datos el caudal final y la pérdida de carga del sistema.

Método de la presión dinámica.- Este método se basa en el hecho de que todas las pérdidas de carga, por rozamientos en conductos y resistencia de forma por desprendimientos en accesorios, son función de la presión dinámica, y pueden ser calculadas multiplicando la presión dinámica por un factor.

De esta manera sólo es preciso establecer al inicio del proceso de diseño los valores de los factores de pérdidas de codos y uniones. Para mayor comodidad, los factores de pérdidas están incluidos en las hojas de cálculo.

Método de la longitud equivalente.- Este método es muy similar al anterior. Se diferencia en la forma de calcular las pérdidas por fricción y accesorios. La longitud de conducto recto se determina igual que antes. Los accesorios se sustituyen por la longitud de un conducto recto que tenga la misma pérdida de carga.

La longitud equivalente de los accesorios se añade a la longitud geométrica del tramo.

2.3.4 *Diseño de sistemas extractores de gases de combustión.* Para calcular el caudal de ventilación necesario debe estimarse la cantidad de calor sensible y latente aportado por cada una de las fuentes, así como determinarse previamente el aumento de temperatura y humedad que se considera aceptable.

El caudal necesario para la eliminación del calor sensible puede estimarse a partir de la siguiente fórmula.

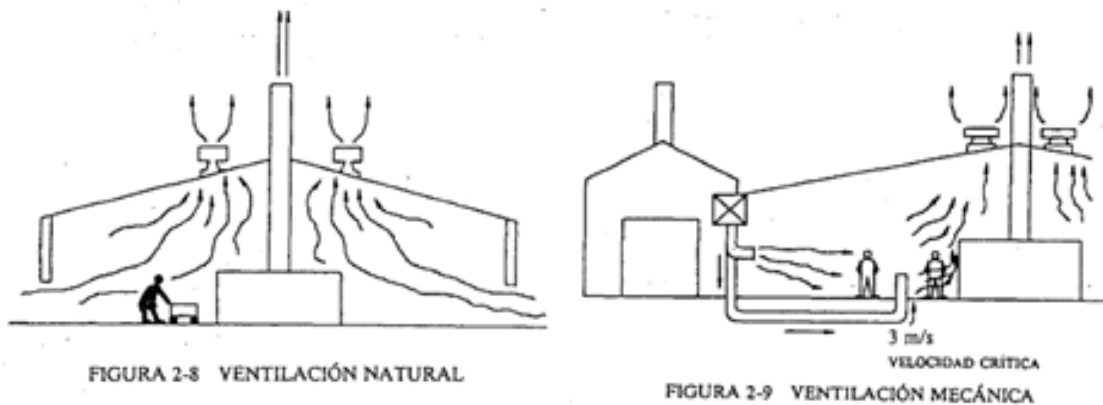
$$Q = \frac{\text{Carga térmica sensible, kcal/h}}{0,29 \times \text{incred de temperatura, } ^\circ\text{C}} \quad (1)$$

Par emplear esta ecuación es necesario evaluar previamente la carga térmica, incluyendo el sol, las personas, la iluminación, los motores y cualquier otra fuente específica de calor. De ellas, el sol, los motores y la iluminación aportan exclusivamente calor sensible. La carga térmica de las personas es en parte sensible y en parte latente.

En el caso de procesos que generen tanto calor sensible como latente, será necesario estimar las cantidades de uno y otro. Al emplear la ecuación anterior para el calor sensible es preciso fijar el incremento de temperatura que se admitirá. Por ello, en una localidad donde pueda esperarse una temperatura seca en el exterior de 32°C, si se desea que la temperatura interior no exceda de 38°C, es decir un aumento de 6°C, será necesario un cierto caudal de aire. Si se desea que la temperatura interior no supere los 35°C será necesario doblar el caudal de aire.

La ventilación debe diseñarse de manera que el aire circule por el local favoreciendo las corrientes de convección natural como se muestra en la figura.

Figura 8. Ventilación natural y mecánica.



Fuente: GOBERNA R. Ventilación industrial. 1ª Edición en español. España: 1992. Pág. 2-15

2.3.5 Tipos de filtros. A continuación se mencionan los tipos de filtros comúnmente utilizados en la industria:

Filtros para combustible. Se encargan de eliminar el agua del combustible antes de que llegue a la bomba de combustible y a los inyectores. Esto evita la causa principal

de las fallas en el sistema de inyección de combustible diesel.

El filtro separador de combustible/agua alarga la vida del sistema eliminando el reacondicionamiento de la bomba y de los inyectores causado por combustible contaminado con agua.

Figura 9. Filtro para combustible[12]

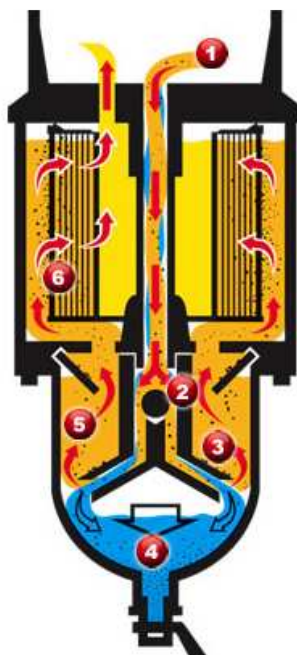


Aplicación:

- Motores Cummins y Detroit diesel de 12 y 16 cilindros
- Motores Caterpillar (800 HP en adelante)
- Locomotoras
- Motores estacionarios grandes
- Embarcaciones y generadores grandes
- Aplicaciones que necesitan conductos de combustible No. 12

Funcionamiento:

Figura 10. Funcionamiento del filtro de combustible[13]



1. El combustible contaminado ingresa por la lumbrera de entrada.
2. El perno 'T' dirige el combustible hacia abajo por el tubo central.
3. El combustible pasa por la válvula de contraflujo (retención).
4. El flujo de combustible es distribuido por el cono aliviador de presión.
5. A medida que el combustible es descargado del cono aliviador de presión, se efectúa el 80% de la separación de contaminantes. La mayoría de las partículas sólidas y el agua decantan a la zona tranquila de la taza.
6. A medida que el combustible sube, cualquier gota diminuta de agua restante se fusiona sobre la superficie del cono, el deflector y la taza. El peso y tamaño de la gota aumentan gradualmente, lo que causa un flujo hacia abajo al sumidero.
7. El elemento, el cual contiene el medio filtrante HydroShield™, filtra por completo el combustible. Luego el combustible limpio continúa hacia arriba y pasa por la lumbrera de salida al sistema de bomba e inyectores.

Filtros para aceite. Elementos filtrantes para la retención de partículas dañinas y contaminantes en diferentes fluidos hidráulicos orgánicos y sintéticos diseñados para soportar altas y bajas presiones de operación en temperaturas de hasta 90° C con capacidad de retención desde 10 μ (micrones)

Figura 11. Filtros para aceite[14]



Aplicación:

Utilizados en sistemas de protección y lubricación de la maquinaria y diferentes componentes en la fábrica y en equipos móviles para servicio ligero y pesado como bombas, válvulas, servo válvulas, actuadores, líneas de succión y de retorno, entre otros.

Filtros para aire. Elementos filtrantes fabricados para trabajar en diversas condiciones de temperatura, presión y grados de eficiencia con un rango de retención de 5 μ (micrones) en adelante fabricados de acuerdo a los estándares mundiales o diseñados de acuerdo a las necesidades específicas de nuestros clientes.

Figura 12. Filtros para aire[14]



Aplicación:

Utilizados en sistemas de admisión, de escape, eliminación de humedad en el aire, separación de sólidos volátiles y partículas micrómicas

Usos industriales:

Metalúrgicos, polvos del medio ambiente, compresores neumáticos, equipos agrícolas, químicos, colectores de polvo, alimentos, minería, en la industria farmacéutica ,equipos para construcción y otras.

Filtros para aire panel. Diseñados para controlar la contaminación de partículas volátiles que son transportadas por el aire. Son fabricados en una amplia gama de tamaños, eficiencias, y diferentes medias filtrantes.

Figura 13. Filtro para aire panel[14]



Aplicaciones:

Unidades de aire acondicionado, manejadoras de aire, colectores de polvo, casetas de pintura, cuartos limpios, admisión y expulsión de aire, ventiladores, turbinas, y diversos procesos con flujo de aire. Eficacia de filtrado desde 60% hasta un 99.97%.

Usos industriales:

Industria de alimentos y bebidas, automotriz, comercios, residencial, hospitales, laboratorios, cualquier tipo de proceso industrial con flujo y filtración de aire, etc.

Filtros flujo completo. Equipo diseñados y fabricados para aplicaciones completas de flujos, soportan altas temperaturas y presiones, fabricados en configuraciones flexibles de salidas y entradas, alturas, diámetros, materiales para poderse acoplar con las instalaciones de las plantas industriales y lograr capacidad de flujos según las necesidades del usuario.

Figura 14. Filtros de flujo completo[14]



Aplicaciones:

Filtración de gases, líquidos, hidrocarburos, químicos, todo tipo de aceites, clarificar, pulir fluidos, retener partículas hasta de 5- 15 micrónes, coalescencia (separación de líquidos de gases).

Usos industriales:

Industria metal mecánico, automotriz, farmacéutico, plástica, minera, servicios pesados, etc. Disponibles en los siguientes materiales: acero inoxidable, policarbonato.

2.4 Bombas.

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el diesel o un detergente líquido. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud.

Figura 15. Bomba centrífuga.



Fuente: Catálogo de bombas centrífugas Pedrollo. Pág. 1

2.4.1 Tipos de bombas para distribución de combustible refrigerante y citrus cleaner. Básicamente han existido dos tipos de bombas para diésel (estas últimas ya desaparecidas al aparecer la inyección electrónica). Estos dos tipos son: las bombas en línea y las bombas rotativas.

La bomba de inyección en línea es la aplicación típica para motores diésel de camiones, máquina de obras, motores estacionarios para generadores, etc., es decir desde 6.0 hasta 14.0 litros y que no superan 3.500 rpm.

La bomba en línea se caracteriza por tener un elemento de bombeo por cada cilindro del motor y por tener acoplado un regulador de revoluciones, que varía en función de la aplicación a la que se destina el motor.

Figura 16. Bomba inyectora en línea[15]



A diferencia de la bomba de inyección en línea la rotativa no dispone más que de un cilindro y un solo émbolo distribuidor aunque el motor sea de varios cilindros. La

lumbrera de distribución asegura el reparto entre las diferentes salidas correspondientes al número de cilindros del motor, del combustible alimentado por el émbolo de la bomba.

Para el caso de los sistemas de bombeo del citrus cleaner y el refrigerante se puede utilizar cualquier tipo de bomba roto dinámica, si ésta es diseñada para la distribución de agua se debe utilizar los respectivos coeficientes de corrección por viscosidad, tomando en cuenta la compatibilidad de los materiales que constituyen la bomba con el fluido a bombear para evitar la corrosión del equipo o la degradación de la sustancia.

2.4.2 *Parámetros a considerar en el diseño para distribución de combustible refrigerante y citrus cleaner.* Al seleccionar bombas para una aplicación dada, tenemos varias bombas entre las que elegir. Se hace lo posible para seleccionar una bomba que opere con un rendimiento relativamente alto para las condiciones de funcionamiento dadas.

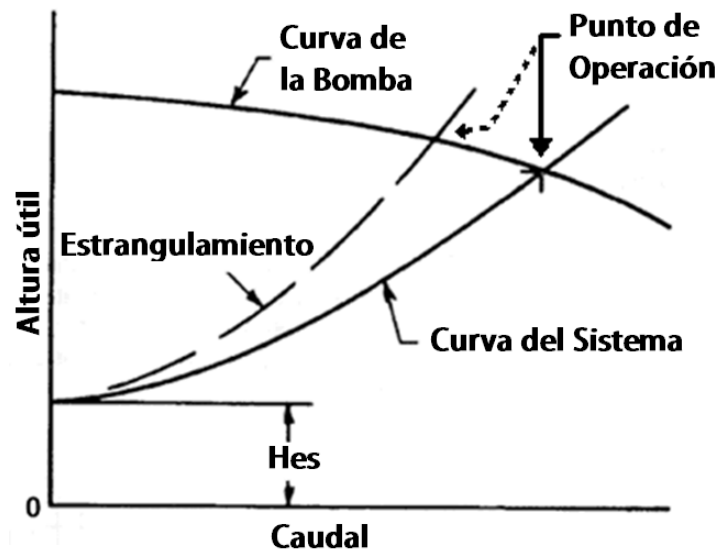
Los parámetros que se deben investigar incluyen la velocidad específica N_s , el tamaño D del impulsor y la velocidad de operación n . Otras posibilidades son el uso de bombas multietapa, bombas en serie, bombas en paralelo, etc. Incluso, bajo ciertas condiciones, limitar el flujo en el sistema puede producir ahorros de energía.

El objetivo es seleccionar una bomba y su velocidad de modo que las características de funcionamiento de la bomba en relación al sistema en el cual opera sean tales que el punto de funcionamiento esté cerca del PMR (punto de máximo rendimiento). Esto tiende a optimizar el rendimiento de la bomba, minimizando el consumo de energía.

El punto de operación puede desplazarse cambiando la curva características de la bomba, cambiando la curva característica del sistema o cambiando ambas curvas. La curva de la bomba puede modificarse cambiando la velocidad de funcionamiento de una bomba dada o seleccionando una bomba distinta con características de funcionamiento diferentes. En algunos casos puede ser una ayuda ajustar el

impulsor, es decir, reducir algo su diámetro, alrededor de un 5 por 100, mediante rectificando. Este impulsor más reducido se instala en la cubierta original. La curva característica del sistema puede cambiarse modificando el tamaño de la tubería o estrangulando el flujo.

Figura 17. Curva típica de un sistema de bombeo[16]



Una complicación que se presenta a menudo es que los niveles de ambos extremos del sistema no se mantienen constantes, como ocurre si los niveles de los depósitos fluctúan. En tal caso es difícil alcanzar un rendimiento alto para todos los modos de funcionamiento. En casos extremos a veces se utiliza un motor con velocidad variable.

Los parámetros para la selección de una bomba son:

- Resistencia a vencer pérdidas de carga
- Caudal
- NSPH

2.5 Aislamiento acústico

La acústica es la ciencia que estudia el sonido, su producción, propagación, propiedades y fenómenos asociados.

La absorción que sufren las ondas sonoras cuando inciden sobre los distintos materiales absorbentes utilizados como revestimientos de las superficies límite del recinto, así como su dependencia en función de la frecuencia, varían considerablemente de un material a otro. En consecuencia, la correcta elección de los mismos permitirá obtener, en cada caso, la absorción más adecuada en todas las bandas de frecuencias de interés.

Existen dos tipos genéricos de elementos específicamente diseñados para producir una determinada absorción: los simplemente denominados materiales absorbentes, descritos en este apartado, y los llamados absorbentes selectivos o resonadores. En ambos casos, cuando la absorción en una o más bandas de frecuencias es muy elevada, puede ocurrir que el coeficiente de absorción medido α_{SAB} sea superior a 1. Ello no debe conducir a la interpretación totalmente errónea y carente de sentido desde un punto de vista físico de que la energía absorbida en dichas bandas es mayor que la energía incidente.

2.5.1 Tipos de soluciones al ruido. Actualmente el diseño e implementación de soluciones acústicas integrales con el fin de dar con el cumplimiento de normativas y estándares nacionales e internacionales referentes al confort acústico consta de los siguientes tipos de soluciones:

Cabinas insonorizadas. Cabinas insonorizadas estructuradas en panel integral acústico con todos los elementos necesarios para el correcto funcionamiento de los equipos tratados, para asegurar la menor emisión de ruido, un conjunto de soluciones para cada caso: puertas, inyecciones y extracciones de aire silenciosas, silenciadores de escape de gases y soluciones antivibratorias.

Cabinas audiométricas. Estructuradas en panel integral, con puerta acústica de acceso con sellos ajustables y automáticos, chapa magnética, inyección/extracción de aire insonorizada y todas las conexiones necesarias para el funcionamiento de los equipos audiométricos. Sistemas de iluminación de bajo consumo.

Tabiques y cierres acústicos. Con la aislación acústica necesaria para cada tipo de problema, según requerimientos de ordenanzas y estándares de confort acústico en todo tipo de recintos.

Revestimiento acústico. La aplicación es mejorar algunos problemas de control de ruido, ayuda a reducir las emisiones evitando reflexiones y resonancias molestas.

Barreras acústicas. Son soluciones de control de ruido que funcionan al apantallar la emisión de ruido y son diseñadas para cada tipo de problema en particular.

Silenciadores. Los silenciadores ofrecen una atenuación del ruido optimizada para cada tipo de fuente, junto con asegurar el correcto funcionamiento de la fuente tratada.

Puertas y portones acústicos. Las hojas estructuradas en planchas de acero aseguran la aislación acústica necesaria para situaciones extremas. El uso de sistemas de sellos perimetrales asegura que la aislación de la puerta sea ideal.

2.5.1.1 Aislamiento insonorización. El aislamiento del sonido consiste en impedir su propagación por medio de obstáculos reflectores. Siempre que se trata de lograr un gran factor de reflexión hay que interponer en el camino del sonido un medio cuya impedancia (Z) sea lo más diferente posible a la del medio que conduce el sonido; por tanto, es lógico tratar por un lado el aislamiento del sonido en el aire u otro medio gaseoso (baja impedancia) y, por otro, el aislamiento en sólidos (alta impedancia).

Insonorizar un recinto supone aislarlo acústicamente del exterior, lo cual implica una doble dirección:

1. Evitar que el sonido que producimos salga al exterior (evitar la contaminación acústica)
2. Evitar que el ruido exterior penetre y distorsione el sonido de la sala.

Es interesante tener en cuenta que si se reduce el nivel de ruido en un ambiente, también se reduce en los ambientes vecinos, aunque no mejore el aislamiento en sí.

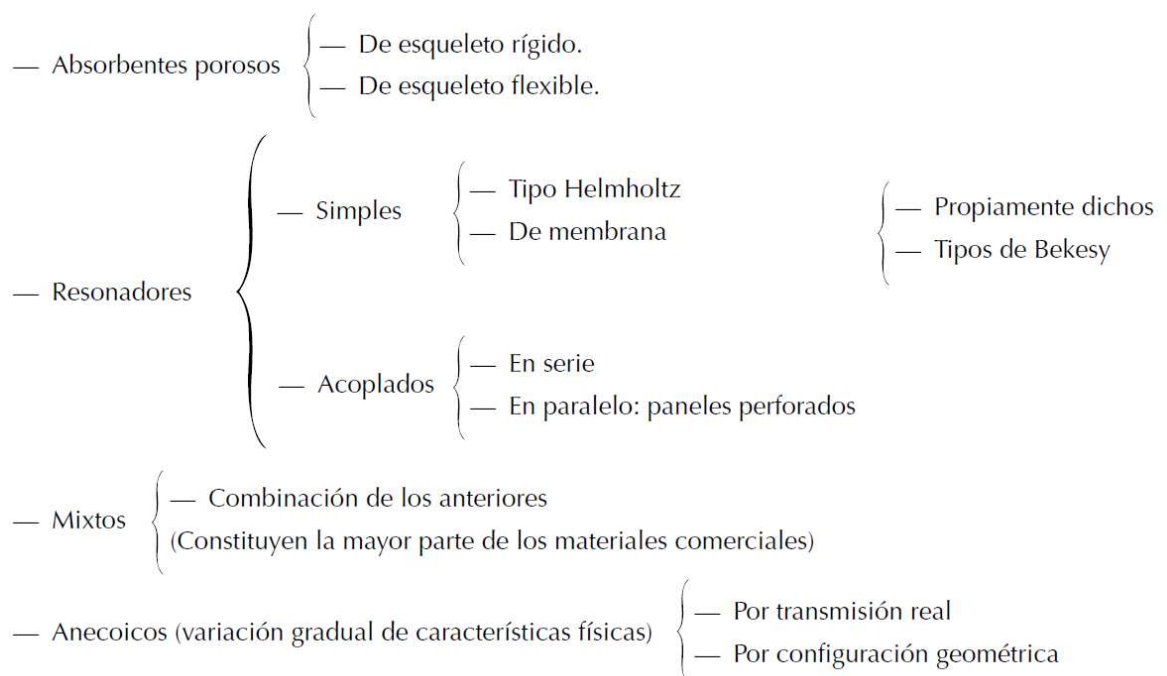
A la hora de insonorizar, hay que diferenciar entre aislamiento acústico y acondicionamiento acústico para utilizar los materiales y técnicas adecuados en cada caso:

- El aislamiento acústico permite proporcionar una protección al recinto contra la penetración del ruido.
- En cambio, el acondicionamiento acústico lo que pretende es mejorar la propia acústica del recinto, controlando parámetros como la naturaleza y número de las reflexiones sonoras, resonancias modales, el tiempo de reverberación, etc.

2.5.1.2 Absorbentes acústicos. Son todos aquellos materiales o sistemas que disponen de elevados coeficientes de absorción sonora en todo o en parte del espectro de frecuencias audibles. [17]

Se pueden clasificar según el siguiente esquema:

Figura 18. Tipos de materiales absorbentes.



Fuente: ISOVER. Manual de aislamiento en la industria. España: 2010. Pág. 105

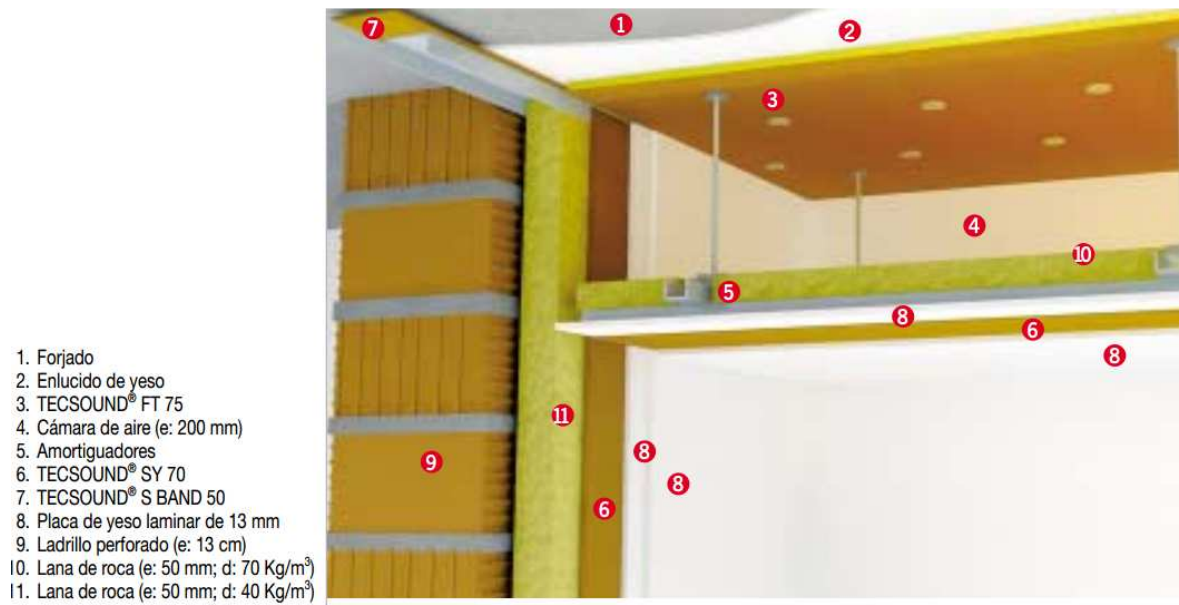
Los más típicos, y desde luego los únicos, de entre los considerados aquí, con características de verdadero material, son los materiales porosos; siendo, los demás, dispositivos o estructuras absorbentes.

Los materiales porosos están constituidos por un medio sólido (esqueleto), recorrido por cavidades más o menos tortuosas (poros) comunicadas con el exterior. La degradación de la energía acústica se produce por fricción viscosa del fluido en el seno de las cavidades. Desde el punto de vista del comportamiento acústico, conviene distinguir entre materiales de esqueleto rígido y flexible. En los primeros el coeficiente de absorción aumenta con la frecuencia, mientras que en los segundos se presentan resonancias (máximos) de absorción a frecuencias bajas y medias.

2.5.2 *Materiales utilizados para aislamiento acústico.* Los materiales que podemos encontrar para realizar el aislamiento acústico pueden ser:

- El plomo es el mejor aislante de todos ya que aísla del sonido y de las vibraciones. Sin embargo actualmente está prohibido su utilización, porque se utilizan láminas pesadas y flexibles fabricadas a base de caucho, betún, asfalto, etc.
- Los materiales usados generalmente en la construcción como hormigón, terrazo, acero, etc. son lo suficientemente rígidos y no porosos como para ser buenos aislantes gracias a que se rigen por la ley de masas.
- También actúan como un gran y eficaz aislante acústico, las cámaras de aire (un espacio de aire hermético) entre paredes. Si se agrega, además, material absorbente en el espacio entre los tabiques (por ejemplo, celulosa, lana de roca o lana de vidrio), el aislamiento mejora todavía más. Para un efectivo aislamiento acústico, apenas es importante la densidad del material absorbente instalado en la cámara. Lo realmente importante es que la resistividad al flujo de aire de dicho material sea mayor de $5 \text{ kPa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$. Cumpliendo este parámetro se obtienen los mismos resultados de aislamiento acústico independientemente de la densidad de la lana mineral utilizada.
- El caucho y los elastómeros son materiales capaces de amortiguar el sonido.

Figura 19. Estructura de un sistema de aislamiento acústico[18]



CAPÍTULO III

3. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE EXTRACCIÓN DE GASES, VENTILACIÓN, BOMBEO E INSONORIZACIÓN

3.1 Diseño del sistema de extracción de gases.

La función del sistema de escape es llevar con seguridad el escape del motor hacia fuera del edificio y dispersar los gases, hollín y ruido lejos de la gente y los edificios. El sistema de escape debe estar diseñado para minimizar la retropresión en el motor. La restricción excesiva resultará un consumo mayor de combustible, temperatura de sistema de escape anormalmente alta y fallas relacionadas a la alta temperatura del escape así como humo negro.

Se deberá considerar el siguiente diseño.

Figura 20. Características del escape del generador.



Fuente: Cummins Power Generation, Manual de Aplicación. China:2004. Pág. 86-88.

3.1.1 Consideraciones iniciales. Debido a que RS ROTH dispone de 112 generadores ya que se encarga del alquiler y suministro de equipos de generación con operación y mantenimiento, por tanto para realizar todos los cálculos se hace el análisis de datos de los generadores que aportan una potencia de 2000 kW es decir los modelos 3516B y 3516C.

La empresa en un futuro adquirirá un grupo electrógeno tipo 3516C, especificándose a continuación los datos técnicos para prever el diseño de la sala de insonorización los mismos que se detallan a continuación:

Tabla 3. Datos de los motores CAT a una potencia efectiva de 1 500 ekW.

Modelo	Temperatura	Tamaño de brida de gases de escape	Caída de presión	Caudal de los gases de escape
Cat 3516 B	431°C (808°F)	203,2mm (8in)	6,7 kPa 26,9 in wg	340,43m ³ /min (12031,72cfm)
Cat 3516 C	471,3°C (880,3°F)	203,2mm (8in)	6,7 kPa 26,9 in wg	364,15m ³ /min (12861,6cfm)

Fuente: CATERPILLAR. Performance data 3516B - 3516C. EE. UU: 2011. Pág.1

Para el diseño del sistema de escape se debe tomar en cuenta el caudal máximo que éste va a transportar y procurar que genere una caída de presión lo más baja posible, por lo tanto como se muestran en las características anteriores dichos requerimientos los cumple el generador tipo 3516C el mismo que será sujeto de análisis en este proyecto de grado.

3.1.2 Cálculo del caudal de los gases producto de la combustión. El flujo de gases se obtiene con la siguiente expresión:

$$\dot{m}_g = (1 + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_t) \dot{m}_c \quad (2)$$

Dónde:

\dot{m}_g = flujo de gases de escape (kg/h)

α = coeficiente exceso de aire

V_t = volumen teórico (m³/kgcom)

\dot{m}_c = flujo de combustible(kg/h)

La masa teórica del aire requerida por cada kg de combustible se calcula a continuación:

$$m_a = \frac{2,67C^t + 8H^t - S^t - O^t}{100(0,23)} \quad (3)$$

Dónde:

m_a = masa teórica de aire (kg/kgcom)

C^t = porcentaje de carbono en el diesel.

H^t = porcentaje de hidrógeno en el diesel.

S^t = porcentaje de azufre en el diesel.

O^t = porcentaje de oxígeno en el diesel.

La composición química del diesel es:

$$O_2 = 0,2\%$$

$$H = 12,7\%$$

$$C = 86,4\%$$

$$S = 0,7\%$$

Reemplazando datos en la ecuación 3 se obtiene:

$$m_a = \frac{2,67(86,4) + 8(12,7) - (0,7) - (0,2)}{100(0,23)} \left[\frac{kg}{kgcom} \right]$$

$$m_a = 14,408 \left[\frac{kg}{kgcom} \right]$$

Con la masa teórica del aire se determina el volumen teórico:

$$V_t = \frac{m_a}{1,293} \quad (4)$$

$$V_t = \frac{14,408 \frac{kg}{kgcom}}{1,293 \frac{kg}{m^3}} = 11,143 \frac{m^3}{kgcom}$$

Se calcula el flujo de combustible másico que depende del caudal y la densidad:

$$\dot{m}_c = Q_c \cdot \rho \quad (5)$$

Dónde:

\dot{m}_c = flujo de combustible (kg/h)

Q_c = caudal de combustible (m^3/h)

ρ = densidad del diesel (kg/m^3)

Sustituyendo datos:

$$\dot{m}_c = 107,8 \frac{gal}{h} \left(\frac{3,785lt}{1gal} \right) \left(\frac{1m^3}{1000lt} \right) \left(848,8 \frac{kg}{m^3} \right)$$
$$\dot{m}_c = 346,33 \frac{kg}{h}$$

Con este valor se obtiene el flujo de aire:

$$\dot{m}_a = m_a \cdot \dot{m}_c (6)$$

Donde:

\dot{m}_a = flujo teórico de aire (kg/h)

m_a = masa teórica de aire (kg/kgcom)

\dot{m}_c = flujo de combustible (kg/h)

Reemplazando datos se tiene:

$$\dot{m}_a = 14,408 \left[\frac{kg}{kgcom} \right] 346,33 \frac{kgcom}{h}$$
$$\dot{m}_a = 4989,923 \frac{kg}{h}$$
$$\dot{m}_a = 4989,923 \frac{kg}{h}$$

Según el catálogo Caterpillar del grupo electrógeno el coeficiente de barrido tiene un valor de:

$$\psi = 1,15$$

El coeficiente de exceso de aire para este tipo de generadores es: [19]

$$\alpha = 4,1$$

Entonces reemplazando valores en la ecuación (2) se obtiene el flujo de gases de escape:

$$\dot{m}_g = (1 + 1,306(1,15)(4,1)11,143)346,33 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_g = 24110,20 \frac{kg}{h}$$

Según el anexo A la densidad del aire a una temperatura promedio 14,5°C (287,5 K) interpolando es de 1,1211 kg/m³, se reemplaza este valor para obtener el flujo volumétrico:

$$\dot{v}_g = \frac{\dot{m}_g}{\delta_g} \quad (7)$$

Dónde:

\dot{v}_g = flujo volumétrico de gases de escape

\dot{m}_g = flujo de gases de escape.

δ_g = densidad del aire

Finalmente el flujo de gases de escape teórica sujeto de comparación es:

$$\dot{v}_g = \frac{24110,20 \frac{kg}{h}}{1,1211 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{v}_g = 21505,84 \frac{m^3}{h} \left(\frac{3,281 ft}{m} \right)^3 \left(\frac{1h}{60min} \right)$$

$$\dot{v}_g = 12659,71 \text{ cfm}$$

Cuyo valor se aproxima al proporcionado por el catálogo del fabricante que es de 364,15 m³/min (12 861,6 cfm), el mismo será utilizado en los cálculos posteriores ya que es el flujo real.

3.1.3 Dimensionamiento de ductos. Debido a que la empresa posee varios grupos electrógenos de diversos modelos se detalla a continuación la siguiente tabla que muestra el diámetro de la salida de gases de escape de cada uno de estos equipos.

Tabla 4. Diámetros de grupos electrógenos

Marca	Modelo	No. Escapes	Diámetro de gases escape
CAT	3406	1	8 in
CAT	3412	1	8in
CAT	3508B	1	8in
CAT	C27	1	8 in
CAT	C32	1	8in
CAT	3512	2	8 in
CAT	3512B	2	8in
CAT	3516	2	8in
CAT	3516B	2	8in
CAT	3516C	2	8in

Fuente: Elaboración propia.

Como se observa el diámetro estándar existente en los grupos generadores marca CAT corresponde a un valor de 8 in; por lo tanto se recomienda que el tamaño de los diámetros de ductos conductores de los gases de escape hacia la chimenea sean iguales o mayores que los ductos del sistema de escape del grupo electrógeno.

Siguiendo esta recomendación los ductos de entrada tendrán un valor de 8 in los mismos que ensamblados con la junta convergente formarán un solo ducto que tendrá un valor de 14 in acorde al diámetro de entrada y salida del silenciador requerido mismo que posteriormente será seleccionado.

3.1.4 Selección del silenciador. El silenciador generalmente es el mayor contribuyente de la contrapresión de escape. Debe tenerse en cuenta el tamaño y el tipo de silenciador que esté en conformidad con los criterios de reducción de ruido con una caída de presión máxima aceptable además el tipo de aplicación, el espacio disponible y el costo. Después de calcular la pérdida de presión, puede ser necesario revisar un segundo silenciador o una tubería de diferente tamaño, antes de obtener una combinación óptima.

Para el caso de sistemas de escape se recomienda el uso de silenciadores de tipo amortiguación de chispa

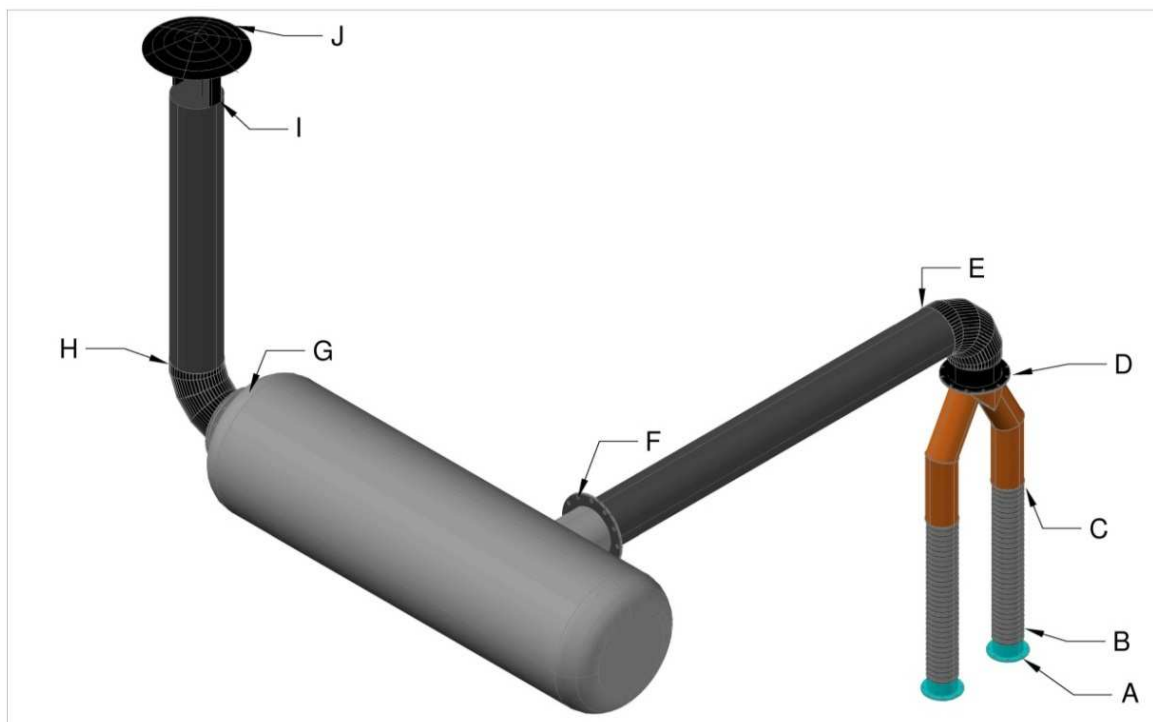
En este proyecto luego de realizar una serie de iteraciones se selecciona un silenciador que cumpla con los requerimientos antes mencionados determinando sus características a continuación:

Marca: Maxim Silencers
Modelo: MSA-33
Tipo: Amortiguación de chispa
Grado: Crítico
Atenuación prevista: 30- 38 dbA
Diámetro entrada y salida: 14"

En el siguiente apartado se calcula la caída de presión y atenuación acústica del silenciador seleccionado.

3.1.5 Cálculo de la caída de presión del sistema. A continuación se presenta el sistema de escape a implantarse en la sala de prueba de grupos generadores.

Figura 21. Sistema de escape de la sala insonorizada.



Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 5 se muestra detalladamente la lista de elementos constitutivos del sistema:

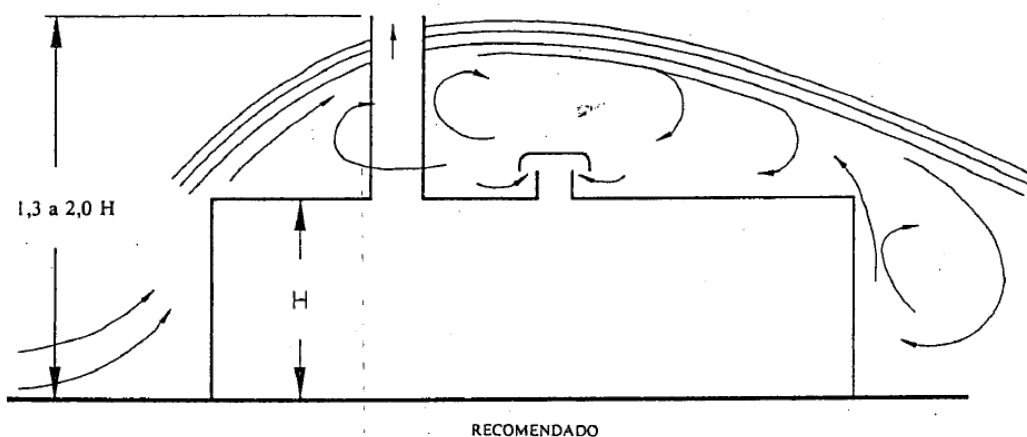
Tabla 5. Características de los elementos del sistema de escape

Tramo	Nombre	Cant.	Diámetro interno(mm)	Long. (mm)
A-B	Brida de conexión	2	203,2	8
B-C	Ducto flexible de ingreso	2	203,2	1500
C-D	Junta convergente y ducto rígido	1	203,2-355,6	1720
D-E	Codo 14 in	1	355,6	-----
E-F	Ducto	1	355,6	2620
F-G	Silenciador	2	1090	3600
G-H	Codo	1	355,6	-----
H-I	Chimenea	1	355,6	2440
I-J	Sombrerete	1	711,2	-----

Fuente: Elaboración propia.

La chimenea tiene una longitud de 2,44 m para cumplir con la condición de que la altura de esta debe ser de 1,3- 2 veces la altura del local.

Figura 22. Altura recomendada para la chimenea.



RECOMENDADO

Fuente: GOBERNA R. Ventilación industrial. 1ª edición en español. España: 1992. Pág. 5-53.

Por lo tanto se procede a calcular las pérdidas de presión en cada uno de los elementos que constituyen el sistema de escape:

3.1.5.1 Caída de presión en los ductos. Para este cálculo se debe determinar el caudal y el diámetro del ducto, en la siguiente tabla se muestran todos los ductos con sus respectivos diámetros y longitudes. Según el apartado 3.1.3 se tiene:

Tabla 6. Diámetros de ductos del sistema de escape

No. Elem.	Nombre	Diámetro (mm)	Longitud (mm)
B-C	Ducto flexible de ingreso	203,2	1500
C-D	Ducto rígido de ingreso	203,2	1220
E-F	Ducto	355,6	2620
H-I	Chimenea	355,6	2440

Fuente: Elaboración propia

La pérdida por fricción se calcula con la gráfica del anexo B, para ello se debe conocer el caudal de los gases de escape y el diámetro del ducto.

Caída de presión tramo C-D:

En este tramo el caudal es la mitad del que expulsa el generador ya que existen dos ductos, por lo tanto el caudal a considerar debe ser dividido para 2, así:

$$Q_1 = \frac{Q}{2} \quad (8)$$

Donde:

Q = Caudal de gases de escape del grupo generador (m³/min)

Q₁ = Caudal de gases de escape en el ducto de 8 in (m³/min)

Reemplazando datos se tiene: 12861,6 cfm

$$Q_1 = \frac{12861,6 \text{ ft}^3}{2 \text{ min}} = 6430,8 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

$$Q_1 = \frac{364,15 \text{ m}^3}{2 \text{ min}} = 182,08 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Con este caudal y como el diámetro interno del ducto es de 8 in según el anexo B se determina la caída de presión por cada ft (h_{f1}) de longitud.

$$h_{f1} = 0,19 \frac{\text{inwg}}{\text{ft}}$$

Ahora para obtener la caída total del ducto se procede a multiplicar por la longitud:

$$Sp_{d1} = h_{f1} \cdot l_1(9)$$

Reemplazando datos:

$$Sp_{d1} = 0,19 \frac{\text{inwg}}{\text{ft}} \left(\frac{3,281 \text{ft}}{1 \text{m}} \right) (1,22 \text{m})$$
$$Sp_{d1} = 0,760 \text{ inwg}$$

Caída de presión tramo E-F, H-I:

Como se observa estos tramos tienen las mismas características, por lo tanto su caída de presión se calcula considerando un solo ducto sumando sus longitudes.

En este tramo el caudal es el total que expulsa el generador ya que los dos ductos de 8 in se unen por medio de la junta convergente por lo tanto el caudal a considerar es:

$$Q = 364,15 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Con este caudal y como el diámetro interno del ducto es de 14 in según el anexo B se determina la caída de presión por cada ft de longitud (h_{f2}).

$$h_{f2} = 0,04 \frac{\text{inwg}}{\text{ft}}$$

Ahora para obtener la caída total del ducto se procede a multiplicar por la longitud:

$$Sp_{d2} = h_{f_2} \cdot l_2 (10)$$

Reemplazando datos:

$$Sp_{d2} = 0,04 \frac{inwg}{ft} \left(\frac{3,281ft}{1m} \right) (2,62 + 2,44)m$$

$$Sp_{d2} = 0,664 inwg$$

Caída de presión en el tramo B-C.

La pérdida de carga de los flexibles se calcula con la siguiente expresión:

$$Sp_{df} = f_f \cdot h_{f1} \cdot l_f (11)$$

Dónde:

Sp_{df} = Caída de presión en ducto flexible (in wg)

h_{f1} = pérdida por fricción de ducto de 8 in (mmca/m)

l_f = longitud total del ducto flexible (m)

Se observa que la caída de presión por unidad de longitud del ducto flexible es igual a la caída que se presenta en el ducto de 8 in, esto se debe a que poseen el mismo diámetro y transportan el mismo caudal, corregido por un factor de rugosidad que depende del tipo de material y la velocidad, para el ducto de 8in se calcula a continuación:

$$\bar{V}_1 = \frac{Q_1}{A_1} (12)$$

$$\bar{V}_1 = \frac{Q_1}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4}\right)} (13)$$

Dónde:

\bar{V}_1 = velocidad de los gases de escape en el ducto de 8 in (m/s)

Q_1 = Caudal de los gases (m³/min)

A_1 = Área del ducto de 8 in (m)

d_1 = diámetro interno de 8 in (m)

Sustituyendo los valores respectivos se obtiene:

$$\bar{V}_1 = \frac{4 \left(182,24 \frac{m^3}{min} \right)}{\pi(0,2032m)^2} \times \frac{min}{60s}$$

$$\bar{V}_1 = 93,575 \frac{m}{s} \times \frac{3,281ft}{m} \times \frac{60s}{min}$$

$$\bar{V}_1 = 18421,175 \frac{ft}{min} = 18421,175 fpm$$

Para ductos flexibles con una velocidad de 93,575 m/s según el anexo C se tiene:

$$f_f = 2,8$$

Reemplazando datos se obtiene:

$$Sp_{df} = 2,8 \left(0,19 \frac{inwg}{ft} \right) \left(\frac{3,281ft}{1m} \right) \cdot 1,5m$$

$$Sp_{df} = 2,618 inwg$$

3.1.5.2 Caída de presión en los accesorios. Para determinar la caída de presión en los accesorios se utiliza la siguiente expresión:

$$Sp_a = c_o \cdot Pd \tag{14}$$

Donde:

Sp_a = Caída de presión en los accesorios (in wg)

c_o = coeficiente de pérdida

Pd = Presión dinámica (in wg)

El coeficiente de pérdida c_o depende del tipo y tamaño del accesorio mientras que la presión dinámica depende de la velocidad del fluido y se calcula con la siguiente expresión:

$$Pd = \left(\frac{\bar{V}}{4005} \right)^2 \tag{15}$$

Dónde:

P_d = Presión dinámica (inwg)

\bar{V} = velocidad (fpm)

A continuación se calcula la caída de presión en cada accesorio.

Caída de presión en el tramo F-G:

El cálculo de la caída de presión en silenciadores se rige por los siguientes pasos:

1. Cálculo de la velocidad de los gases en el silenciador para ello el área requerida del silenciador depende del ducto de ingreso del mismo, al cual corresponde 14 in.

$$A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$$
$$A_2 = \frac{\pi(1,167ft)^2}{4}$$
$$A_2 = 1,070ft^2$$

Reemplazando datos en la ecuación (12) se obtiene:

$$\bar{V}_2 = \frac{12861,6 \frac{ft^3}{min}}{1,070ft^2}$$
$$\bar{V}_2 = 12020,187 fpm$$

2. Se calcula la caída de presión del silenciador con la siguiente expresión: [20]

$$Sp_s = c \left(\frac{\bar{V}_2}{4005} \right)^2 \left(\frac{530}{T + 460} \right) \quad (16)$$

Dónde:

Sp_s = Caída de presión del silenciador (inwg)

c = Coeficiente de caída de presión del silenciador

\bar{V}_2 = Velocidad de los gases en el silenciador (fpm)

T = Temperatura de los gases de escape (°F)

El coeficiente de caída de presión depende del tipo de silenciador, el cuál se lo puede obtener en la siguiente tabla:

Tabla 7. Coeficiente de caída de presión del silenciador

1 Pressure Drop Coefficients

Silencer Model	Pressure Drop Coeff. (C)
EN 2, 3, 4	4.2
EN5 (1"-10")	4.2
EN5 (12"+)	5.3
ET2	0.5
ET4	1.0
ES2, 3	3.2

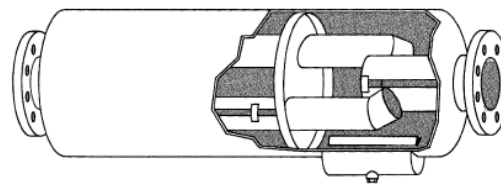
Fuente: Universal Silencer Full-Line Catalog. EE. UU.: 2007, Pág. 7.2

El tipo del silenciador a utilizar es de amortiguación de chispa, como se puede observar en la figura 23 corresponde al modelo ES.

Figura 23. Silenciador de amortiguación de chispa.

ES Series Silencers Spark Arresting Silencers

Operating locations exist where fire hazards and safety codes require removal of sparks from exhaust gases. Universal Silencer's spark arrestor silencers are engineered to perform the dual function of spark arrestment and silencing for all internal combustion engines.



Spark arresting exhaust silencers for engines operating in high potential fire areas.

Entonces el coeficiente de pérdida del silenciador es igual a 3,2.

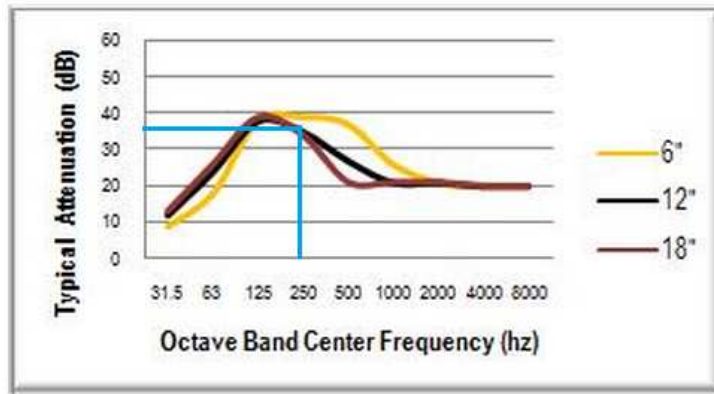
En la tabla 3 se puede observar que la temperatura de los gases de escape es de 880,3 °F, reemplazando datos en la ecuación (16) se tiene:

$$Sp_s = 3,2 \left(\frac{12020,187}{4005} \right)^2 \left(\frac{530}{880,3 + 460} \right)$$

$$Sp_s = 11,39 \text{ in wg}$$

Además es importante conocer la atenuación que el silenciador produce, para ello utilizamos la siguiente figura proporcionada por el fabricante:

Figura 24. Atenuación de silenciadores marca Maxim Silencers [21]



La atenuación depende de la frecuencia, además del tamaño del silenciador como referencia se observa que para una frecuencia de 250 Hz se tiene una reducción de 36 dB.

Caída de presión el tramo C-D:

Para calcular el coeficiente de pérdida de la junta convergente se utiliza la siguiente tabla:

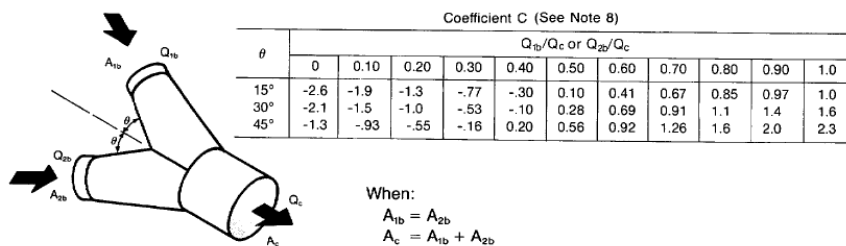
Tabla 8. Coeficiente de pérdida en junta convergente.



DUCT DESIGN TABLES AND CHARTS

Table 14-13 LOSS COEFFICIENTS, CONVERGING JUNCTIONS (Cont.)

Use the velocity pressure (V_p) of the downstream section. Fitting loss (TP) = $C \times V_p$



Note 8: A = Area, Q = Airflow, V = Velocity

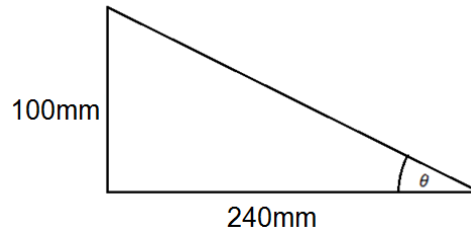
Fuente: SMACNA, HVAC systems duct design, 3ª Edición. EE. UU.: 1990, Pág. 14-32.

Por lo tanto se procede a calcular la relación entre los caudales y el ángulo de la misma.

$$\frac{Q_{1b}}{Q_c} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{182,24 \text{ m}^3/\text{min}}{364,48 \text{ m}^3/\text{min}} = 0,5$$

El ángulo se calcula con los siguientes datos, considerando que el ancho interno de la junta es de 100 mm y la altura del ducto inclinado es de 240 mm:

Figura 25. Triángulo de medidas de la junta convergente



Fuente: Elaboración propia.

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{100\text{mm}}{240\text{mm}}$$

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1}0,417$$

$$\theta = 22,62^\circ$$

Por lo tanto de la tabla 8 interpolando se tiene que el valor es de:

$$c_o = 0,191$$

Se debe calcular la presión dinámica con la velocidad del ducto de entrada de la junta convergente por lo tanto la velocidad de este accesorio es el mismo que poseen los gases en el ducto de 8 in ya que según la norma SMACNA se toma el diámetro del ducto aguas abajo entonces el valor de la velocidad es:

$$\bar{V}_1 = 18421,175 \frac{\text{ft}}{\text{min}} = 18421,175 \text{ fpm}$$

Calculando la presión dinámica.

$$Pd_1 = \left(\frac{\bar{V}_1}{4005} \right)^2$$

$$Pd_1 = \left(\frac{18421,175}{4005} \right)^2$$

$$Pd_1 = 21,156 \text{ inwg}$$

Reemplazando la caída de presión de la junta convergente es:

$$Sp_t = 0,191 \cdot (21,156 \text{ inwg})$$

$$Sp_t = 4,041 \text{ in wg}$$

Caída de presión en los codos a 90°

Para calcular el coeficiente de pérdida del codo se usa la siguiente tabla:

Tabla 9. Coeficiente de pérdida en codo de 90°.



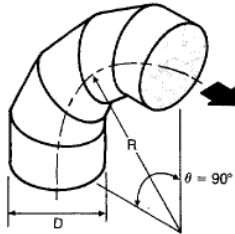
**B FITTING LOSS
COEFFICIENT TABLES**

Duct Cross Section to which Coefficient "C" is referenced is at the top of each table. Negative numbers indicate that the static regain exceeds the dynamic pressure loss of the fitting.

Table 14-10 LOSS COEFFICIENTS, ELBOWS

Use the velocity pressure (V_p) of the upstream section. Fitting loss (TP) = $C \times V_p$

B. Elbow, Round, 3 to 5 pc — 90°(2)



No. of Pieces	Coefficient C				
	R/D				
	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
5	—	0.46	0.33	0.24	0.19
4	—	0.50	0.37	0.27	0.24
3	0.98	0.54	0.42	0.34	0.33

Fuente: SMACNA, HVAC systems duct design, 3ª Edición. EE. UU.: 1990, Pág. 14-19.

Para que la pérdida de presión sea mínima es indispensable utilizar codos de radio largo para ello se considerara la relación $R/D=1$, además su construcción se realizará con chapa metálica de 5 piezas entonces el coeficiente de pérdida por fricción es:

$$c_o = 0,33$$

Caída de presión del codo tramo D-E:

La velocidad de los gases en este codo es la misma que en el ducto de 14 in:

$$\bar{V}_2 = 12030,115 \frac{ft}{min} = 12030,115 fpm$$

Y calculando la presión dinámica.

$$Pd_2 = \left(\frac{\bar{V}_2}{4005} \right)^2$$

$$Pd_2 = \left(\frac{12030,115}{4005} \right)^2$$

$$Pd_2 = 9,023 inwg$$

Finalmente reemplazando datos la caída de presión es:

$$Sp_{D-E} = 0,33 (9,023 \text{ inwg})$$

$$Sp_{D-E} = 2,978 \text{ in wg}$$

Caída de presión del tramo G-H.

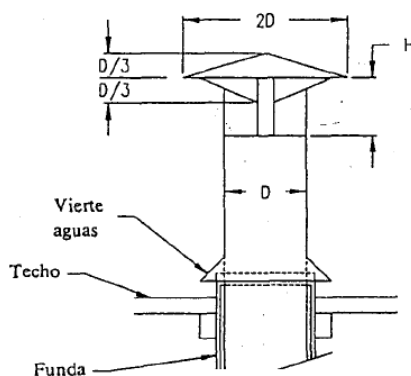
Como este codo es igual al del tramo D-E ya que tiene las mismas dimensiones y caudal entonces la pérdida de carga es:

$$Sp_{G-H} = 2,978 \text{ in wg}$$

Caída de presión en el tramo I - J:

Para calcular el coeficiente de pérdida del sombrerete se usa la siguiente tabla:

Tabla 10. Caída de presión en sombrerete



H, número de diámetros	Pérdida de carga, Fracción de PD
1,0 D	0,10
0,75 D	0,18
0,70 D	0,22
0,65 D	0,30
0,60 D	0,41
0,55 D	0,56
0,50 D	0,73
0,45 D	1,0

Fuente: GOBERNA R. Ventilación industrial. 1ª Edición en español. España: 1992. Pág. 5- 32

Para que la pérdida de presión sea mínima es indispensable que la altura del sombrerete no exceda ciertos parámetros, por lo cual se utilizará una altura igual al diámetro de la chimenea en este caso 355,6 mm (14in) entonces el coeficiente de pérdida por fricción es:

$$c_o = 0,10$$

La presión dinámica es la misma que la calculada en la pérdida de fricción de los codos ya que el caudal y el diámetro son los mismos:

$$Pd_2 = 9,023 \text{ inwg}$$

Finalmente la caída de presión del sombrero es:

$$Sp_{somb} = 0,10 \cdot (9,023 \text{ in wg})$$

$$Sp_{somb} = 0,902 \text{ in wg}$$

Una vez que se ha calculado las pérdidas de presión en cada uno de los elementos se procede a calcular la pérdida de presión total del sistema de escape sumando cada una de las pérdidas de los accesorios y componentes:

Tabla 11. Caída de presión de los elementos del sistema de escape

Tramo	Nombre	Caída de presión (in wg)
B-C	Ducto flexible de ingreso de 8 in	2,618
C-D	Ducto rígido de 8 in	0,760
C-D	Junta convergente	4,041
D-E	Codo 14in	2,978
E-F, H-I	Ducto y chimenea 14 in	0,664
F-G	Silenciador	11,39
G-H	Codo 14in	2,978
J-K	Sombrero	0,902
	Caída de presión del sistema de escape	$\sum Sp = 26,331$

Fuente: Elaboración propia

Entonces:

$$Sp_{generador} = 26,9 \text{ in wg}$$

$$Sp_{sistema} = 26,331 \text{ in wg}$$

Como se observa la caída de presión del sistema de escape es menor que la que soporta el generador entonces se asegura el correcto funcionamiento para la expulsión de los gases productos de la combustión.

3.1.6 Validación de la estructura para el soporte del sistema de escape. El análisis se realizará con el paquete informático Simulation incluido en el software SolidWorks 2010.

La estructura soportará el silenciador y los accesorios del sistema de extracción de gases por lo tanto la carga de diseño calculada es:

$$m_{total} = m_{sil} + m_{Acc} + m_{b14} + m_{b8} \quad (17)$$

Dónde:

m_{total} = masa total que soporta la estructura del silenciador (kg)

m_{sil} = masa del silenciador (kg)

m_{Acc} = masa de los accesorios tales como ducto, chimenea, codo y doble sombrero chino en kg

m_{b14} = masa de las bridas de 14 in (kg)

m_{b8} = masa de las bridas de 8 in (kg)

Debido a que el silenciador fue reciclado se procedió a repararlo y revestirlo utilizando 4 planchas de acero negro cuyo peso unitario es de 46,74 kg y 4 planchas galvanizadas de 32,72 kg además el peso del silenciador según el catalogo maxim silencers es de 965lb, por lo tanto sumando todos estos datos el peso del silenciador es:

$$m_{sil} = 965lb \left(\frac{1kg}{2,205lb} \right) + 4(46,74kg) + 4(32,72kg)$$

$$m_{sil} = 965lb \left(\frac{1kg}{2,205lb} \right) + 4(46,74kg) + 4(32,72kg)$$

$$m_{sil} = 755,482kg$$

Para la fabricación de los elementos del sistema de escape se utilizó en total 5 planchas de acero negro por lo tanto el peso de los accesorios es igual a:

$$m_{Acc} = 5(46,74kg)$$

$$m_{Acc} = 233,7 kg$$

El peso de las 3 bridas de 14 in utilizadas en los diferentes tramos se calcula determinando su volumen y multiplicándolo por su densidad:

$$m_{b14} = 3 \cdot \rho_{ac} \cdot V_{b14} (18)$$

Dónde:

m_{b14} = masa de las bridas de 14 in (kg)

ρ_{ac} = densidad del acero (7850 kg/m³)

V_{b14} = Volumen de las bridas de 14 in (m³)

$$V_{b14} = \pi(r_e - r_i)e_{b14} (19)$$

Dónde:

V_{b14} = Volumen de las bridas de 14 in (m³)

r_e = radio externo de la brida. (0,265m)

r_i = radio interno de la brida. (0,1778m)

e_{b14} = espesor de la brida de 14 in (0,0127m)

$$V_{b14} = \pi(r_e^2 - r_i^2)e_{b14}$$

$$V_{b14} = \pi(0,265^2 - 0,1778^2)m^2(0,0127m)$$

$$V_{b14} = 0,00154m^3$$

Reemplazando datos en la ecuación (18) se obtiene:

$$m_{b14} = 3 \left(7850 \frac{kg}{m^3} \right) (0,00154m^3)$$

$$m_{b14} = 36,267kg$$

Para la brida de 8 in se utiliza el mismo procedimiento, a continuación se calcula su volumen reemplazando los datos en la ecuación (19).

$$V_{b8} = \pi(r_e^2 - r_i^2)e_{b8}$$

$$V_{b8} = \pi(0,150^2 - 0,1016^2)m^2(0,008m)$$

$$V_{b14} = 0,00031m^3$$

Reemplazando datos en la ecuación (18) y considerando que existen 2 bridas de 8in se obtiene:

$$m_{b8} = 2 \left(7850 \frac{kg}{m^3} \right) (0,00031m^3)$$

$$m_{b8} = 4,867kg$$

Sustituyendo datos en la ecuación (17):

$$m_{total} = 755,482kg + 233,7 kg + 36,267kg + 4,867kg$$

$$m_{total} = 1030,316kg$$

El peso total a soportar es igual a:

$$P_{total} = m_{total} \cdot g (20)$$

Donde:

P_{total} = peso total que soporta la estructura del silenciador (N)

m_{total} = masa total que soporta la estructura del silenciador (kg)

g = gravedad (9,81 m/s²)

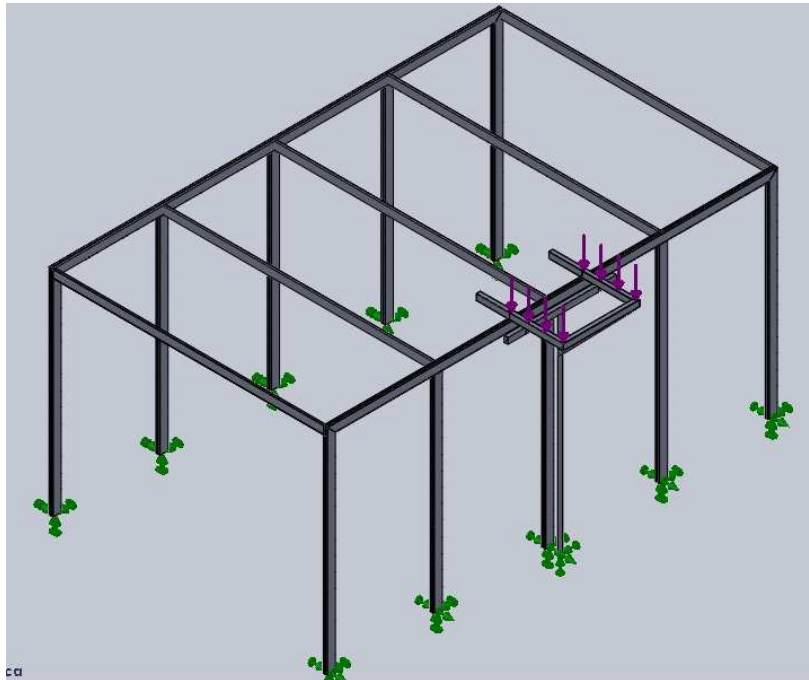
Reemplazando datos en la ecuación (20) se obtiene:

$$P_{total} = 1030,316kg \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$P_{total} = 10107,4 kg$$

El diseño de la estructura por el método FEA será comprobado por el análisis de elementos finitos para comparar el esfuerzo máximo obtenido de la viga crítica y comprobar el diseño de la estructura, a continuación se muestra la estructura modelada y en la cual se aplican las cargas, materiales y restricciones correspondientes:

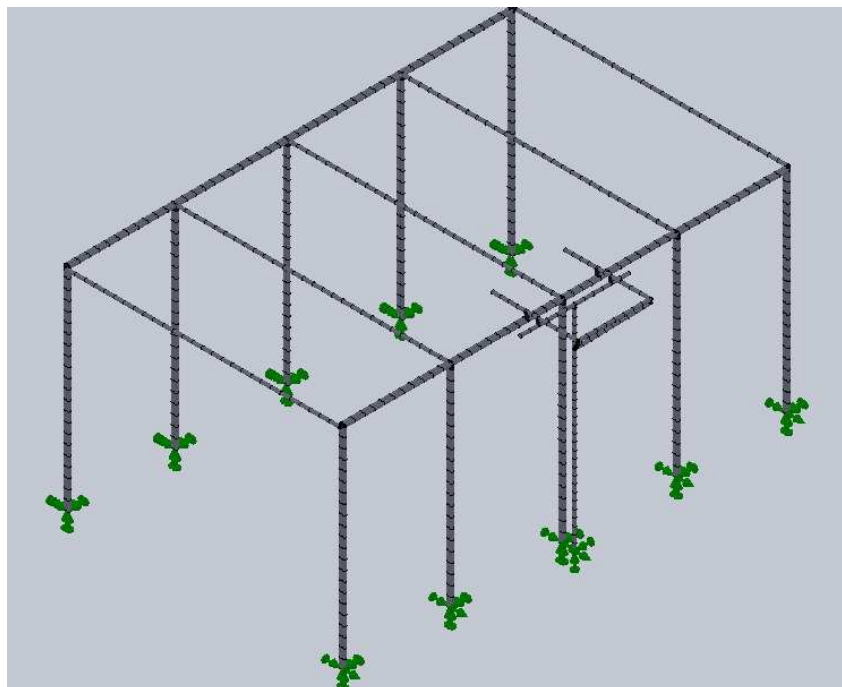
Figura 26. Modelación de la estructura del sistema de escape.



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

A continuación se procede a mallar la estructura para que se generen los nodos a analizar

Figura 27. Mallado de la estructura del sistema de escape.



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

Se presenta los datos de la malla obtenida:

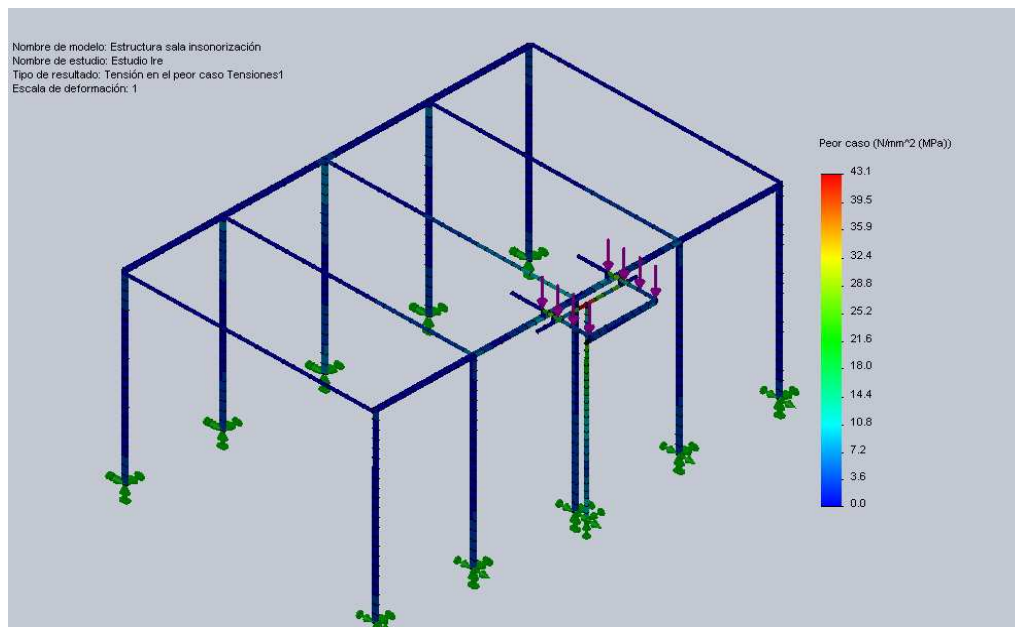
Tabla 12. Información de malla de la estructura del sistema de escape.

Tipo de malla:	Malla de viga
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	231.93 mm
Tolerancia:	11.596 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	887
Número de nodos:	908
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:24
Nombre de computadora:	IRENEBAYAS -PC

Fuente: Simulation of Solidworks 2010

Una vez realizado todo este proceso se corre el análisis por elementos finitos, a continuación se presentan los resultados obtenidos:

Figura 28. Diagrama de esfuerzos sobre la estructura del sistema de escape.

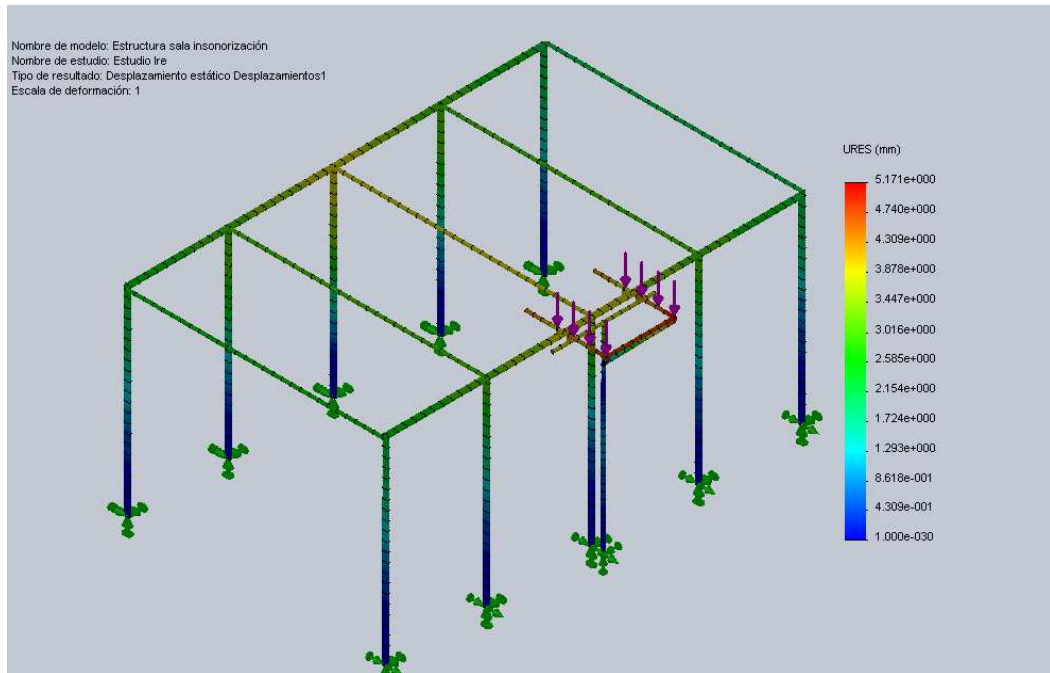


Fuente: Simulation of Solidworks 2010

El esfuerzo máximo se produce en la viga que soporta el silenciador y accesorios del sistema de escape y tiene un valor máximo de:

$$\sigma_{max} = 43,1MPa$$

Figura 29. Diagrama de desplazamientos en la estructura del sistema de escape



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

El desplazamiento máximo se produce en la viga que soporta el peso del silenciador tiene un valor de 5,171 mm, para que la rigidez de la estructura sea aceptable se debe cumplir la siguiente expresión:

$$\Delta l_a = \frac{L}{300} \quad (21)$$

Dónde:

Δl_a = Flecha admisible

L = Longitud de la viga

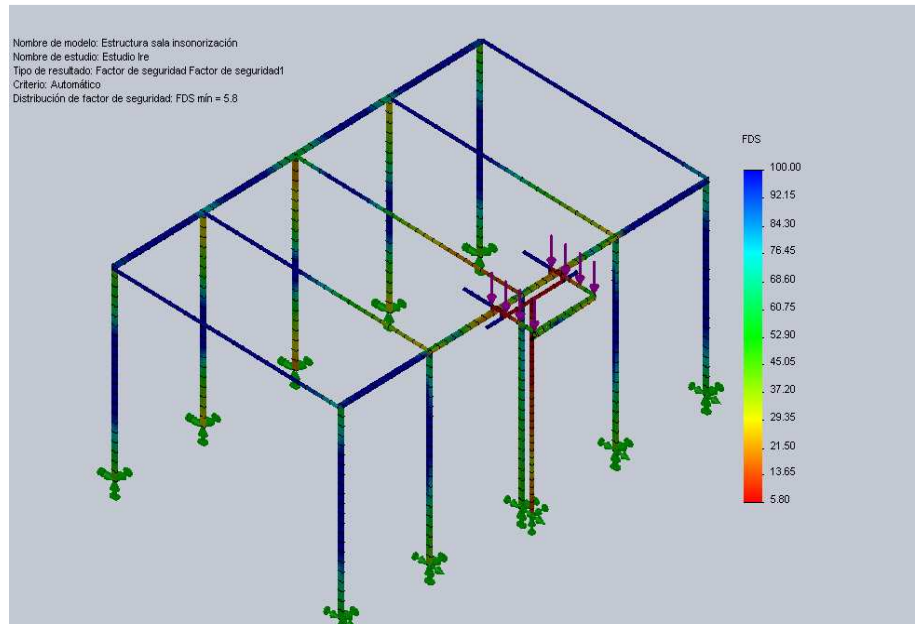
Por lo tanto reemplazando datos se obtiene:

$$\Delta l_a = \frac{1250mm}{300}$$

$$\Delta l_a = 4,167mm$$

Como la flecha máxima producida no supera este valor se determina que la estructura cumple con la condición de rigidez.

Figura 30. Diagrama de factor de seguridadde la estructura del sistema de escape



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

El coeficiente de seguridad mínimo tiene un valor de:

$$\eta = 5,80$$

3.2 Diseño del sistema de ventilación

3.2.1 Consideraciones iniciales. Representa el calor aportado hacia la sala debido a la radiación solar y la transferencia por convección que se produce con el medio, para ello a continuación se detallan las condiciones exteriores e interiores:

Condiciones exteriores

Las condiciones corresponden al lugar, fecha y hora de diseño en el cuál se produzca las condiciones extremas.

La hora para el diseño se establece a las 13h00 ya que aquí se presenta la mayor incidencia de radiación solar, para determinar la fecha se realizará un análisis con los datos meteorológicos proporcionados por el INAMHI.

Tabla 13. Datos meteorológicos de Quito. [22]

M024 QUITO INAMHI-INNAQUITO INAMHI																			
MES	HELIOFANIA (Horas)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SOMBRA (°C)					HUMEDAD RELATIVA (%)				PUNTO DE ROCIO (°C)	TENSION DE VAPOR (hPa)	PRECIPITACION(mm)		Número de días con precipitación				
		ABSOLUTAS		M E D I A S			Máxima	dia	Minima	dia			Media	Suma Mensual		Máxima en 24hrs	dia		
		Máxima	Minima	Máxima	Minima	Mensual													
ENERO	134.6			20.6	10.1	14.6				76	9.8	12.2	156.5	25.0	27	20			
FEBRERO	102.4		6.7	5	19.4	9.1	13.6			78	9.4	11.8	217.9	37.0	19	19			
MARZO	88.9	22.7	1	8.0	13	19.5	9.8	13.7	99	21	37	23	76	9.1	11.6	188.8	24.2	30	27
ABRIL	126.1	23.5	18	8.6	4	20.0	10.4	14.3	96	14	36	17	75	9.5	12.0	203.8	48.9	11	22
MAYO	129.4	23.3	9	8.0	18	19.8	10.1	14.2	97	29	38	7	76	9.5	11.9	171.3	31.2	24	23
JUNIO	177.9	23.5	13	7.0	5	21.1	9.7	14.9	95	7	37	5	69	8.7	11.3	56.5	15.8	12	15
JULIO	168.6	23.4	31	6.4	17	20.8	9.7	14.8					64	7.5	10.4	12.3	4.9	8	9
AGOSTO	157.0	23.4	5	7.0	12	21.1	9.6	14.6	94	3	33	17	66	7.7	10.6	37.0	13.0	23	19
SEPTIEMBRE	164.2	24.5	12	8.4	6	22.0	10.5	15.5	93	4	30	25	64	7.9	10.7	58.7	12.8	21	16
OCTUBRE	147.0	23.4	25	7.8	15	21.1	10.1	14.5	94	14	37	24	70	8.7	11.3	235.3	44.5	14	22
NOVIEMBRE	129.5	24.2	10			20.6	10.1	14.3	96	1	31	6	74	9.3	11.8	72.4			
DICIEMBRE	150.8	31.0	24			21.3	10.3	14.4	100	13	35	31	76	9.6	12.0	121.2	22.4	18	21
VALOR ANUAL	1676.4					20.6	10.0	14.5					72	8.9	11.5	1531.7			

Se ha determinado que en la ciudad de Quito las temperaturas más críticas, se producen el mes de septiembre teniendo como resultado los siguientes datos:

Temperatura máxima: 22°C=71,6°F

Temperatura mínima: 10,5°C

Temperatura de punto de rocío: 7,9°C

Humedad máxima: 93%

Humedad mínima: 30%

Humedad media: 64%

Condiciones interiores

Las condiciones interiores corresponden a 3 parámetros:

- Temperatura
- Humedad relativa
- Velocidad del aire

Los valores de éstas variables dependen del tipo de local o la aplicación industrial a realizar, los mismos que se encuentran recomendados en los manuales de fabricantes como Caterpillar.

Un sistema de ventilación del cuarto del motor diseñado apropiadamente mantendrá la temperatura del aire del cuarto del motor entre 8,5° C y 12,5° C (15° F y 22.5° F) por encima de la temperatura del aire ambiente.

Temperatura: 26,5 °C=79,7°F

Humedad relativa: 50%

3.2.2 Cálculo del aire de enfriamiento. Una parte del combustible consumido por el motor se pierde en forma de radiación térmica que es transferida al aire circundante. Además, el calor emitido debido a ineficiencias del generador y de la tubería de escape puede llegar a ser igual al calor emitido por el motor. El aire de enfriamiento tiene dos propósitos básicos:

- Proporcionar un ambiente que permita que el equipo y la maquinaria funcionen apropiadamente para proporcionar una vida útil fiable.
- Proporcionar un ambiente en el que el personal pueda trabajar de manera cómoda y eficaz.

La forma más eficaz de enviar aire limpio y frío es proporcionar una fuente de aire de ventilación a nivel del suelo, en la parte trasera del grupo electrógeno. En el diseño del sistema de ventilación del cuarto del motor debe incluirse un sistema para evacuar el aire de ventilación. En muchas instalaciones, el aire de combustión ingresa desde el exterior al cuarto del motor a través de un sistema de conductos diseñado para mover una gran cantidad de aire con muy poca restricción.

Sin embargo, otras instalaciones requieren que el aire de combustión sea tomado directamente del cuarto del motor. En estas instalaciones, los requisitos del aire de combustión se convierten en un parámetro significativo del diseño del sistema de ventilación.

El consumo aproximado de aire de combustión en un motor diesel es 0,1 m³ de aire/min/kW al freno (2,5 pies³ de aire/min/bhp) producido.

El aire de ventilación requerido para la sala de grupos electrógenos puede calcularse mediante la siguiente fórmula según el fabricante Caterpillar [23]

$$V = \left(\frac{H}{Dx C_p x \Delta T} + \text{aire de combustión} \right) x F \quad (22)$$

Dónde:

V = aire de ventilación (m^3/min) (ft^3/min)

H = radiación de calor (kw), (Btu/min)

D = densidad de aire a temperatura del aire de $14,5^{\circ}C$ es de $1,1211 kg/m^3$

C_p = calor específico del aire ($0,017 kw min / kg^{\circ}C$); ($0,24 BTU / lbs-^{\circ}F$)

ΔT = aumento de temperatura permisible de la sala ($t_{max} = 120^{\circ}F$)

F = factor de direccionamiento de flujo basado en el tipo de ventilación.

Nota: Si el aire de combustión se suministra al motor a través de un sistema dedicado de conductos, el "aire de combustión" debe omitirse de la fórmula.

3.2.3 *Consideraciones de direccionamiento de flujo.* Existen diversos tipos de configuraciones para el transporte del aire dentro de la sala de pruebas, a continuación se detalla la más recomendada:

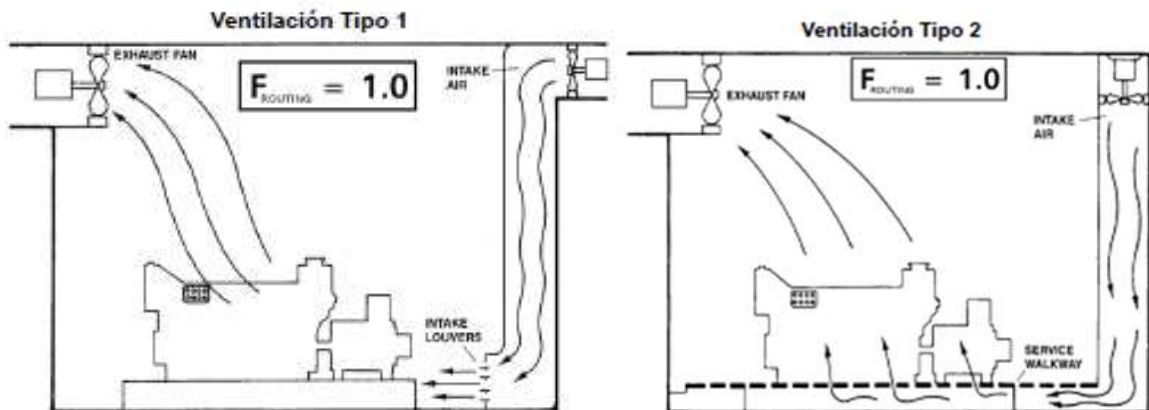
Ventilación tipo 1 (diseño preferido)

El aire exterior es llevado al cuarto del motor a través de un sistema de conductos. Estos conductos deben colocarse entre los motores a nivel del suelo, y el aire de descarga cerca de la parte inferior del motor y el generador, como se muestra en la Figura 31.

Los ventiladores del aire de escape deben instalarse o canalizarse en el punto más alto del cuarto del motor. Éstos deben estar directamente sobre las fuentes de calor. Este sistema proporciona la mejor ventilación con la menor cantidad requerida de aire. Además, el flujo ascendente de aire alrededor del motor sirve como un protector que minimiza la cantidad de calor liberado en el cuarto del motor.

La temperatura del aire en el conducto de aire de escape será mayor que la temperatura del aire en el cuarto del motor.

Figura 31. Tipos de ventilación en la sala de pruebas.

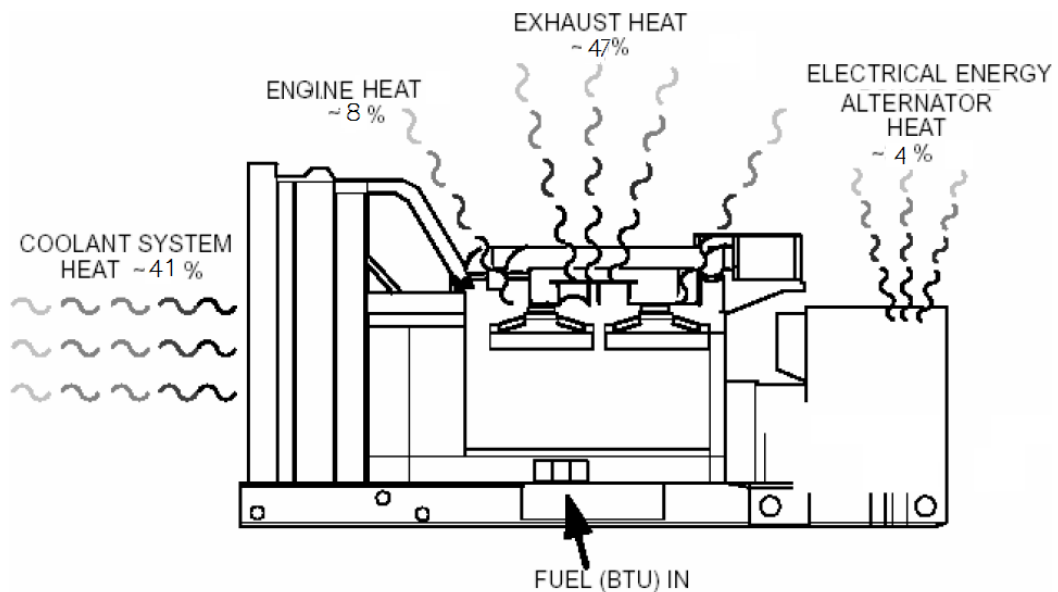


Fuente: CATERPILLAR. Guía de Aplicación e Instalación. EE.UU.: 2007. Pág. 14

En los cálculos de flujo de aire de ventilación, los sistemas tipo 1 tienen un factor de direccionamiento del flujo de 1.

El balance térmico de un grupo electrógeno se puede desglosar en diferentes porcentajes tal como se muestra en la figura 32.

Figura 32. Balance térmico típico del grupo generador.



Fuente: Cummins Power Generator Application Manual. EE.UU.: 2011. Pág. 6-25

El cuarto del motor de un grupo electrógeno 3516C de 2000 kW tiene una configuración de direccionamiento de flujo de ventilación tipo 1 y un conducto dedicado para el aire de combustión. El valor de radiación de calor se detalla en la siguiente tabla del data sheet:

Tabla 14. Datos del calor expulsado del grupo electrógeno 3516C [24]

Heat Rejection		
Heat rejection to exhaust (total)	765 kW	43505 Btu/min
Heat rejection to aftercooler	666 kW	37875 Btu/min
Heat rejection to atmosphere from engine	137 kW	7791 Btu/min
Heat rejection to atmosphere from generator	74.7 kW	4248.2 Btu/min

Debido a que existe un sistema de extracción de gases y los flexibles por fabricación son hechos con un aislante térmico no se considerará el calor debido a los gases de escape.

Por lo tanto el calor producido por el radiador, motor y generador es:

Heat rejection BTU/min: 49914,2

Heat rejection kw: 877,7

Además se tiene un aumento de temperatura permisible del cuarto del motor de 11°C (20°F).

Entonces reemplazando en la ecuación (22) datos:

$$V = \left(\frac{877,7 \text{ kw}}{1,1211 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,017 \frac{\text{kw min}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times 11^\circ\text{C}} + 0 \right) \times 1$$

$$V = 4186,587 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$V = \left(\frac{49914,2 \frac{\text{BTU}}{\text{min}}}{0,0698 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \times 0,24 \frac{\text{BTU}^\circ\text{F}}{\text{lb}} \times 20^\circ\text{F}} + 0 \right) \times 1$$

$$V = 148979,823 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

3.2.4 Factor de corrección de radiación de calor atmosférica. Los valores de radiación de calor atmosférica publicados en la TMI se basan en las condiciones de célula ambiente entre 25° C y 29° C. Los cuartos de I motor pueden diseñarse en condiciones de temperatura ambiente mucho más alta; por consiguiente, en estos casos puede usarse un factor de corrección para determinar la radiación de calor atmosférica.

El factor de corrección que se define a continuación se ha desarrollado usando los fundamentos de la transferencia de calor y pueden aplicarse a cualquier objeto bajo las mismas condiciones.

El factor de corrección para el escape y el múltiple del turbo secos.

$$DCF = -0,011 * TER + 1,3187(23)$$

Dónde:

DCF = Factor de corrección seco

TER = Temperatura ambiente del cuarto del motor (°C)

Sustituyendo datos:

$$DCF = -0,011 * 25,5 + 1,3187$$

$$DCF = 1,0382$$

Entonces para obtener el valor de radiación de calor atmosférica correcto, se debe multiplicar este valor por el aire de ventilación antes calculado obteniendo así el siguiente resultado:

$$V_c = V \cdot DCF(24)$$

Dónde:

V_c = Aire de ventilación corregido (cfm)

$$V_c = 4186,587 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} (1,0382)$$

$$V_c = 4346,515 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$V_c = 148979,823 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} (1,0382)$$

$$V_c = 154670,852 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

La disposición de la entrada de aire a la sala del grupo generador debe ser tal que siempre haya máxima cantidad de aire para enfriamiento y a su vez evitar que el aire caliente permanezca en el cuarto.

El aire debe circular por el panel de control, pasar por la parte de atrás del generador, seguir alrededor del motor y buscar la salida por el ventilador. Se debe evitar la recirculación de aire de enfriamiento, la cual puede existir alrededor del radiador, o entre el conducto de salida y el de entrada.

Para mejorar esta situación es conveniente instalar un conducto de lona flexible entre el radiador y el conducto de descarga, y mantener a este último separado del conducto de aire.

Tabla 15. Velocidad del aire aceptablemente confortable para los trabajadores

TABLA 2-3 Velocidad del aire aceptablemente confortable para los trabajadores

	Velocidad del aire, m/s*
Exposición continua	
Espacios con aire acondicionado	0,25-0,35
Puestos de trabajo fijos, con ventilación general o enfriamiento localizado:	
Sentado	0,35-0,65
De pie	0,5-1
Exposición intermitente, enfriamiento localizado o zonas de reposo	
Carga de trabajo y actividad ligeras	5-10
Carga de trabajo y actividad moderadas	10-15
Carga de trabajo y actividad elevadas	15-20

* Nota: Velocidades superiores a 5 m/s pueden distorsionar la eficacia de las extracciones localizadas próximas. Debe ponerse atención en dirigir adecuadamente el aire a fin de evitar dichas interferencias.

Fuente:GOBERNA R. Ventilación industrial. 1ª Edición en español. España: 1992. Pág. 2-15.

Para el caso de la empresa la exposición es intermitente, con enfriamiento localizado o zonas de reposo, carga de trabajo y actividades elevadas la velocidad varía entre 15 – 20 m/s. En este caso se debe tomar la velocidad máxima recomendada para locales industriales.

$$\bar{V} = 20 \frac{m}{s} \times \frac{3,28ft}{m} \times \frac{60s}{min}$$

$$\bar{V} = 3936 fpm$$

Debido a que el caudal es muy grande se utilizarán 3 ventiladores en paralelo por lo tanto el caudal que debe proporcionar cada ventilador es:

$$Q_V = \frac{Q_T}{\#V} \quad (25)$$

Dónde:

Q_V = caudal de cada ventilador (cfm)

Q_T = caudal total del sistema (cfm)

$\#V$ = número de ventiladores

$$Q_V = \frac{154670,852 cfm}{3}$$

$$Q_V = 51556,951 cfm$$

3.2.5 Diseño del sistema de distribución de aire acondicionado. Para obtener las dimensiones del ducto se requieren los siguientes datos:

$$Q_V = 51556,951 cfm$$

$$\bar{V} = 3936 fpm$$

Según el anexo D se tiene los siguientes resultados:

$$D_V = 49 in = 1244,6 mm$$

$$\Delta P_d = 0,31 \frac{in wg}{100ft}$$

Como el diámetro del ducto que se requiere para la distribución del aire es demasiado grande se deben utilizar ductos rectangulares para reducir el espacio requerido.

Según el anexo E, el ducto que más se asemeja a las dimensiones necesarias es de 1244 mm (4,08 ft) que equivale a:

$$H = 1000 \text{ mm}$$

$$W = 1300 \text{ mm}$$

La caída de presión del ducto es de: 0,31 in wg por cada 100 feet, como el ducto tiene una longitud de 5380 mm entonces la caída de presión total del ducto será igual a:

$$\Delta P_d = 0,31 \frac{\text{in wg}}{100 \text{ ft}} \left(\frac{1 \text{ ft}}{304,80 \text{ mm}} \right) 5380 \text{ mm}$$

$$\Delta P_d = 0,055 \text{ in wg}$$

Se debe calcular la presión dinámica con la velocidad corregida del ducto de salida del ventilador por lo tanto a continuación se calcula dicha velocidad:

$$\bar{V}_c = \frac{Q}{\pi r^2}$$

$$\bar{V}_c = \frac{51556,951 \text{ ft}^3 / \text{min}}{\pi \left(\frac{4,08}{2} \right)^2}$$

$$\bar{V}_c = 3943,456 \frac{\text{ft}}{\text{min}} = 3943,456 \text{ fpm}$$

Y calculando la presión dinámica.

$$Pd = \left(\frac{\bar{V}_c}{4005} \right)^2$$

$$Pd = \left(\frac{3943,456}{4005} \right)^2$$

$$Pd = 0,970 \text{ inwg}$$

A continuación se calcula la caída de presión de los accesorios:

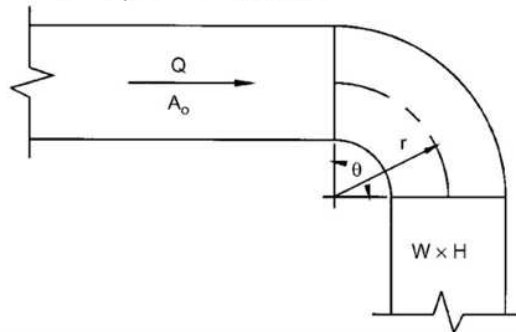
Caída de presión en el codo 90°:

Para calcular el coeficiente de pérdida del codo se usa la siguiente tabla:

Tabla 16. Caída de presión en ductos rectangulares.

RECTANGULAR FITTINGS

$C_o = KC_p$ where K = angle factor



CR3-1 Elbow, Smooth Radius, Without Vanes

C_p Values											
r/W	H/W										
	0.25	0.50	0.75	1.0	1.50	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.50	1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06	1.12	1.16	1.18
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.00	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.50	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.00	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
Angle Factor K											
θ	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K	0.00	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

Fuente: ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI). EE.UU.:2009.Pág. 21.10

Determinando las relaciones geométricas requeridas se obtiene:

$$\frac{H}{w} = \frac{1000}{1300} = 0,769$$

$$\frac{r}{w} = \frac{1300}{1300} = 1$$

Interpolando el valor del coeficiente de pérdida es igual a:

$$c_p = 0,229$$

La presión dinámica es:

$$Pd = 0,970 \text{ inwg}$$

Finalmente reemplazando datos la caída de presión del codo es:

$$Sp_{cv} = c_p(Pd)$$

$$Sp_{cv} = 0,229(0,970 \text{ inwg})$$

$$Sp_{cv} = 0,222 \text{ in wg}$$

Como se van a utilizar dos codos de 90° esta caída de presión se debe multiplicar por el número de codos:

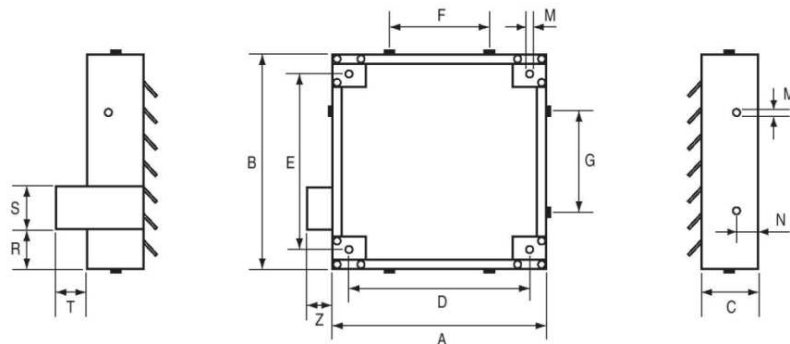
$$Sp_{cvt} = 2(0,222 \text{ in wg})$$

$$Sp_{cvt} = 0,444 \text{ inwg}$$

Caída de presión de persianas

Las persianas se encargan de regular y direccionar el flujo de aire, para obtener su caída primero se procede a seleccionarlas según las dimensiones del ducto, para ello se utiliza la siguiente tabla:

Tabla 17. Dimensiones de la persiana[25]



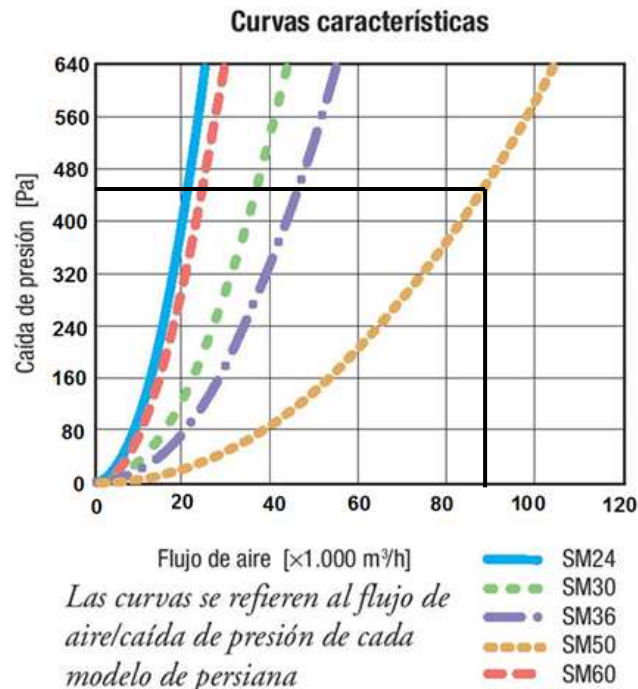
Codigo SM	Dimensiones [mm]													
	A	B	C	D	E	F	G	M	N	P	R	S	T	Z
24	745	745	130	645	645	475	610	M8	45	65	175	125	70	80
30	950	985	130	845	895	475	415	M8	45	50	175	125	70	80
36	1.090	1.090	130	985	985	600	600	M8	45	50	175	125	70	80
50	1.380	1.380	130	1.280	1.280	800	800	M8	45	50	175	125	70	80
60	1.380	475	130	1.280	380	800	—	M8	—	50	175	125	70	80

Como las dimensiones del ducto son de 1300x1000 mm se debe utilizar una persiana modelo SM 50, en la figura 33 se determina la caída de presión función del caudal de aire, transformando para esto el caudal de cada ventilador dado de (cfm) a (m^3/h), así:

$$Q_V = 51556,951 \frac{ft^3}{min} \left(\frac{m}{3,28ft} \right)^3 \left(\frac{60min}{1h} \right)$$

$$Q_V = 87663,124 \frac{m^3}{h}$$

Figura 33. Caída de presión de la persiana [25]



Finalmente reemplazando datos la caída de presión de la persiana es:

$$Sp_p = 455Pa \left(\frac{0,004 inwg}{1Pa} \right)$$

$$Sp_p = 1,820 in wg$$

Una vez que se ha calculado las pérdidas de presión en cada uno de los elementos se procede a calcular la caída de presión total del sistema de ventilación sumando cada una de las pérdidas de los accesorios y componentes:

Tabla 18. Caída de presión de los elementos del sistema de ventilación.

No. Elemento	Nombre	Caída de presión (in wg)
1	Ducto	0,055
2	Codos 90°	0,444
3	Persianas	1,820
Caída de presión del sistema de ventilación		$\sum Sp_v = 2,319$

Fuente: Elaboración propia.

3.2.6 Ventiladores para sistemas de ventilación. Para la selección del ventilador se requiere la siguiente información:

- Caudal de aire
- Presión estática
- Tipo de servicio
- Ruido
- Acople directo o por correa

En lo que respecta al tipo de servicio vemos que entra en el tipo de ventilación general.

Teniendo en cuenta todas las consideraciones a continuación se selecciona un ventilador de la empresa Casals.

Para la selección del ventilador es necesario tener en cuenta los siguientes datos:

Caudal $Q_v = 51556,951 \text{ cfm}$
 Caída de presión del sistema de ventilación $Sp_v = 2,319 \text{ inwg}$
 Altitud: 2850 m.s.n.m

Por lo tanto se selecciona un ventilador que cumpla con los datos requeridos en el diseño de este sistema, cuya elección se detalla a continuación:

Tipo: Ventilador centrífugo de media presión

Marca: Casals

Modelo: MZRL 1120

Los detalles del ventilador seleccionado y el punto de funcionamiento se muestran en el anexo F.

3.3 Diseño del sistema para distribución del combustible, refrigerante y citrus cleaner.

El sistema de suministro de combustible debe abastecer al generador de combustible durante las pruebas, además del refrigerante y el citrus cleaner que se encarga de la limpieza interna del motor.

3.3.1 Parámetros iniciales. La selección de un equipo de bombeo depende de las condiciones de funcionamiento especificadas por el diseñador del proceso o el operador y se requiere como mínimo conocer la siguiente información:

1. Fluido bombeado.- El fluido debe quedar completamente definido. La composición de una mezcla debe estar perfectamente especificada. Cuando sea de aplicación, deben ser conocidos detalles tales como el contenido de sustancias sólidas, componentes corrosivos o abrasivos, gases indisolubles y sustancias peligrosas, como por ejemplo, inflamables, venenosas, irritantes, etc.

2. Temperatura de funcionamiento.- Es necesario determinar la temperatura del fluido para una correcta estimación de la viscosidad.

3. Propiedades físicas del fluido bombeado.- Para líquidos y mezclas que no son comunes, es necesario conocer las propiedades que dependen de la temperatura: densidad, viscosidad y tensión de vapor.

4. Condiciones de funcionamiento.- Incluyen el caudal, presiones de aspiración e impulsión o altura total, cabeza neta de succión positiva disponible. Si estos valores están sujetos a variaciones debido a las condiciones de la instalación entonces los valores máximos y mínimos deberán ser especificados.

3.3.2 Especificaciones de los elementos a suministrar. A continuación se presenta las características de cada fluido:

Diesel No. 2.

El gasóleo, también denominado gasoil o diésel, es un líquido de color blanco o verdoso, las características del diesel dependen de su proceso de manufactura, en la tabla 19 se muestra los rangos admisibles según la norma NTE INEN 1 489:99.

Tabla 19. Requisitos del diesel No. 2.

REQUISITO	UNIDAD	MÍNIMO	MÁXIMO	METODO DE ENSAYO.
P. de inflamación	°C	51	-	NTE INEN 1047
Agua y sedimento	% en V	-	0.05	NTE INEN 1494
Residuo de carbono sobre el 10% del residuo de la destilación	% en Peso	-	0.15	NTE INEN 1491
Cenizas	% en Peso		0.01	NTE INEN 1492
Punto inicial de destilación	°C	180	-	NTE INEN 926
Temperatura de destilación del 90%	°C	-	360	NTE INEN 926
Viscosidad cinemática a 37.8%	CST	2.5	6,0	NTE INEN 810
Azufre	% en Peso	-	0.70	NTE INEN 1490
Corrosión a la lamina de cobre	-	-	No 3	NTE INEN 927
Índice de cetano calculado	-	45	-	NTE INEN 1495

Fuente: Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1489:99. Requisitos del diesel.

Refrigerante

Para el correcto funcionamiento del generador se utiliza el inhibidor Rocor NB Liquid, Es un ideal inhibidor de la corrosión para sistemas cerrados de enfriamiento o calentamiento, tales como en máquinas diesel, compresores, etc.

Dosificación y Control:

- La dosificación inicial para un sistema es de 12,5 litros de Rocor NB Liquid por cada 1000 litros de agua del sistema. Esta dosis hará que el nivel de nitritos llegue a 1200 ppm aproximadamente. El control de dosificación se lo hace por medio de un análisis cuantitativo de nitritos, los límites a mantener son: 1000 – 2400 ppm.

Sus propiedades se mencionan a continuación:

Nombre: Rocor NB Liquid

Tipo: Inhibidor de corrosión para sistema de enfriamiento de motores.

Componentes peligrosos:

Materiales	Peso %	TLV
Nitrito de sodio	< 30	N/A
Hidróxido de sodio	< 5	2 MG/mt ³
Borax	< 10	N/A

Datos físicos:

Punto de inflamación:	No tiene
Apariencia y color:	Líquido, ligeramente amarillo
Gravedad específica:	1,10
Ph:	11,10

Citrus cleaner

Es un limpiador desengrasante concentrado a base de cítricos, diseñado para una amplia gama de tareas de limpieza y superficies lavables, como el flushing o limpieza interna del motor en nuestro caso, y es uno de los productos de limpieza más económico, eficaz y versátil en el mercado.

El limpiador posee las siguientes características:

- No tóxico
- Biodegradable
- Ininflamable
- Anti-estática
- Se utilizada como un desengrasante
- Se utilizada como un desempañador
- Se utilizada como un lubricante
- Se utilizada como un desoxidante

Las características del desengrasante se muestran en la tabla 20:

Tabla 20. Propiedades físicas y químicas del citrus cleaner.

Propiedades Físicas y Químicas	
Punto de ebullición	96.1 °C (204.8 °F) estimado
Color	Blanco.
Flammability (HOC)	4.6876 kJ/g estimado
Flash back	No
Punto de inflamación	-104.4 °C (-156 °F) estimado
Olor	frutoso
pH	9 - 10
Estado físico	Líquido.
Presión	70 - 90 psig @ 70F
Solubilidad	Partially
Peso específico	0.9545 estimado

Fuente: Hoja de datos de seguridad de citrus cleaner. 2011

3.3.3 Diseño del sistema de alimentación de combustible. El abastecimiento de diesel se lo realizará por gravedad en el que el fluido cae por su propio peso desde una fuente elevada hasta su descarga situada en un punto inferior. La energía utilizada para el desplazamiento es la energía potencial que tiene el combustible por su altura.

Las ventajas principales de esta configuración son:

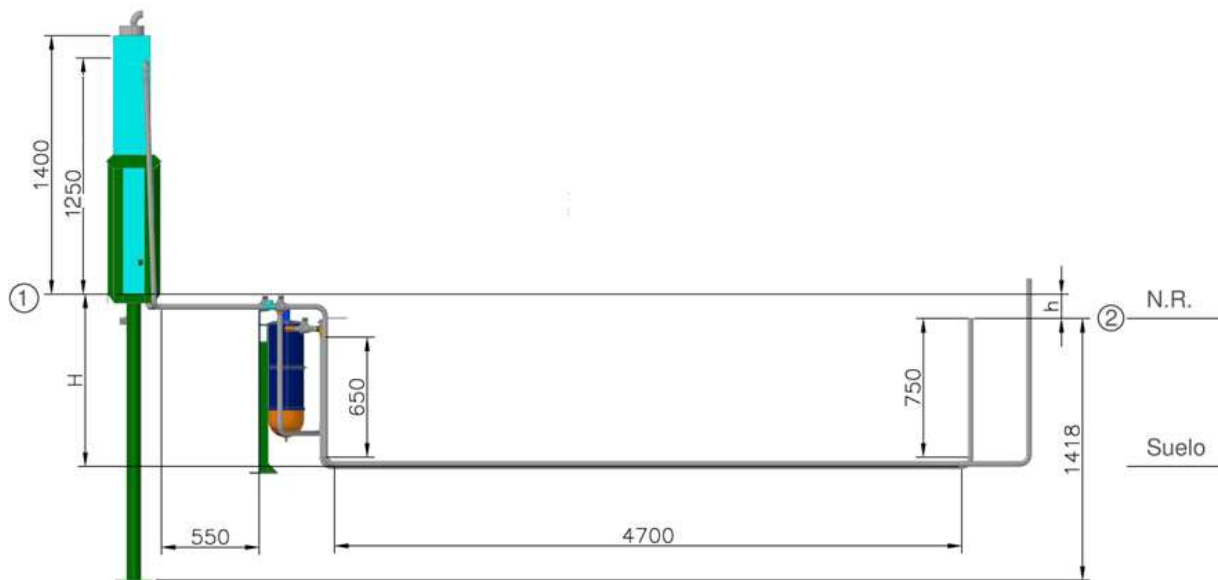
1. No tienen gastos de bombeo.
2. El mantenimiento es pequeño porque apenas tienen partes móviles.
3. La presión del sistema se controla con mayor facilidad.
4. Robustez y fiabilidad.

La distribución de combustible se lo realizará por gravedad, debido a que el caudal requerido es mínimo así como la altura a la que se desea suministrarlo y el costo de la bomba es elevado, a continuación se detalla los parámetros para el diseño del sistema de bombeo:

1) Esquema del sistema de conducción del diesel por gravedad. Para asegurar el correcto abastecimiento del diesel se determina la altura a la cuál debe situarse la base del tanque hasta que este se vacíe.

Como se aprecia visualmente el tanque es de forma rectangular debido al espacio disponible y su selección depende de la capacidad requerida para las dos horas de pruebas de cada uno de los equipos, abasteciendo con un exceso del 5% de la capacidad máxima requerida se llega a obtener un volumen de 226,50 gal, entonces en el catálogo se elige un tanque de 250 gal y en este para obtener el caudal requerido se llenará hasta una altura de 1250mm.

Figura34. Esquema del sistema de conducción del diesel por gravedad.



Fuente: Elaboración propia

2) Determinar el caudal. (Q) y tipo del fluido

El caudal que se utiliza para hacer las pruebas del grupo electrógeno según el performance data del gen 3516C es: [26]

$$Q = 107,8 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \left(\frac{0,003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right)$$

$$Q = 0,0001133 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Tipo de fluido: Diesel No. 2, en el anexo G se muestran las características del diesel ecuatoriano según las normas establecidas.

3) Cálculo de la altura del tanque reservorio.

El tanque de reserva del diesel se debe encontrar a una altura, la misma que se hallará aplicando un balance de energía del punto 1 - 2:

$$E_1 = E_2 + H_{r1-2} \quad (26)$$

Dónde:

E_1 = Energía en el punto 1 (mca)

E_2 = Energía en el punto 2 (mca)

H_{r1-2} = Pérdidas de energía desde el punto 1 a 2 (mca)

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + H_{r1-2} \quad (27)$$

Dónde:

P_1 = Presión interna del tanque en el punto 1 (Pa)

P_2 = Presión interna del tanque en el punto 2 (Pa)

γ = Peso específico del diesel (kg/m^3)

Z_1 = Altura en el punto 1 (m)

Z_2 = Altura en el punto 2 (m)

V_1 = velocidad en el punto 1 (m/s)

V_2 = velocidad en el punto 2 (m/s)

g = gravedad (m/s^2)

Debido que el tanque y la descarga se encuentran a presión atmosférica se eliminan sus respectivas presiones, despreciando las velocidades y remplazando las alturas según la figura 34 se tiene:

$$h = H_{r1-2} \quad (28)$$

Para determinar el diámetro de la tubería a utilizar se debe establecer la velocidad, la cuál se obtiene en la tabla 21.

Tabla 21. Velocidades de flujo utilizadas habitualmente.

FLUIDO	UTILIZACIÓN	VELOCIDAD m/s
Agua	Agua en general	aspiración impulsión
		0.5 - 1.5 1.0 - 3.0
	Distribución en poblaciones	línea principal red de distribución
		1.0 - 2.0 0.5 - 1.2
	Turbinas	baja altura gran altura
		3.0 3.0 - 7.0
Bombas de alimentación de calderas	aspiración	0.3 - 0.5
	impulsión	2.0 - 2.5
	Con sólidos en suspensión	0.5 - 2.0
Aceites	Ligeros	1.0 - 2.0
	Pesados (dependiendo de la necesidad)	0.5 - 2.0
Aire	Baja presión	12 - 15
	Alta presión	20 - 25

Fuente:BLANCO, E. Sistemas de Bombeo, Universidad de Oviedo. Gijón: 1994. Pág.33

Para minimizar las pérdidas en el sistema se selecciona la velocidad de aspiración mas baja recomendada, entonces:

$$V = 0,5 \frac{m}{s}$$

Con dicha velocidad se procede a calcular el diámetro de la tubería, según el anexo H se tiene un diámetro mayor a 1/2" por lo tanto para no superar la velocidad recomendada y minimizar las pérdidas se selecciona un diámetro de 3/4", a continuación se procede a corregir la velocidad.

La velocidad de descarga se determina utilizando la ecuación (12):

$$V_d = \frac{Q}{A}$$

El área del ducto se puede expresar de la siguiente manera:

$$A = \frac{\pi d_a^2}{4} (29)$$

Dónde:

v_d = Velocidad de descarga (m/s)

Q = flujo de combustible (m^3/s)

d_d = diámetro interno de la tubería de descarga (m)

Entonces reemplazando se obtiene:

$$V_d = \frac{4Q}{\pi d_d^2} \quad (30)$$

Para el transporte del diesel se recomienda el uso de hierro negro, en la tabla 22 se muestra los diámetros.

Tabla 22. Diámetros nominales de tubería de hierro negro sin costura[27]

Tamaño Nominal	Diámetro Externo	ASTM A-53 CEDULA 40				ASTM A-53 CEDULA 80			
		Espesor Pared	Presión P.S.I.	Peso Kilos	Diámetro Interno	Espesor Pared	Presión P.S.I.	Peso Kilos	Diámetro Interno
1/4"						3.02		4.80	7.68
3/8"						3.20		6.60	10.70
1/2"	21.40	2.77		7.56	15.76	3.73		9.72	13.84
3/4"	27.00	2.87		10.08	20.96	3.91		13.14	18.88
1"	34.01	3.38		15.00	26.28	4.55		19.38	23.94
1 1/4"	42.09	3.56		20.28	35.08	4.85		26.76	32.50
1 1/2"	48.40	3.68		24.30	40.94	5.08		32.40	38.14
2"	60.30	3.91		32.58	52.48	5.54		44.82	49.22
2 1/2"	76.20	5.16		51.72	62.88	7.01		68.40	58.98
3"	88.90	5.49		67.68	83.41	7.62		92.22	81.28
4"	114.30	6.02		97.26	108.28	8.56		135.40	105.74

El tamaño nominal de la tubería que se va a utilizar es de 3/4" cuyo diámetro interno para cédula 40, tiene un valor de 20,96mm.

$$d_d = 3/4in = 0,02096 m$$

Reemplazando datos se calcula la velocidad:

$$v_d = \frac{4 \left(0,0001133 \frac{m^3}{s} \right)}{\pi (0,02096 m)^2}$$

$$v_d = 0,328 \frac{m}{s}$$

Se emplea la siguiente ecuación para el cálculo de las pérdidas de carga totales en la descarga:[28]

$$H_{r_{1-2}} = \sum (H_{rp_{1-2}} + H_{rs_{1-2}}) \quad (31)$$

Dónde:

$H_{r_{1-2}}$ = pérdidas de carga totales en la descarga (m)

$H_{rp_{1-2}}$ = suma de pérdidas primarias para la descarga (m)

$H_{rs_{1-2}}$ = suma de pérdidas secundarias para la descarga (m)

Utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach se halla el valor de las pérdidas primarias:

.

$$H_{rp_{1-2}} = \lambda \frac{L \cdot v^2}{d_d \cdot 2g} \quad (32)$$

Dónde:

$H_{rp_{1-2}}$ = Pérdidas de carga primaria.

λ = Coeficiente de pérdida de carga primaria.

L = Longitud de la tubería.

d_d = Diámetro interno de la tubería.

v = Velocidad media del fluido.

La longitud de tubería de la descarga corresponde un valor de:

$$L = 8,05 \text{ m}$$

El factor λ en la ecuación de Darcy-Weisbach es adimensional. El factor λ depende de la velocidad v , del diámetro interior de la tubería d_d , de la densidad ρ , de la viscosidad μ y de la rugosidad ϵ .

De lo dicho se deduce:

$$\lambda = f(v, D, \rho, \mu, \varepsilon)$$

Siendo λ adimensional en función de las variables antes mencionadas. En efecto, el análisis dimensional demuestra que:

$$\lambda = f\left(Re, \frac{\varepsilon}{d_d}\right) \quad (33)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_d}{\mu} \quad (34)$$

Dónde:

$\frac{\varepsilon}{d_d}$ = rugosidad relativa.

Re = número de Reynolds

ρ = densidad del diesel (kg/m^3)

v = velocidad en la tubería de descarga (m/s)

d_d = diámetro interno. (m)

μ = viscosidad dinámica (kg m/s)

La viscosidad cinemática del diesel es igual a:

$$\mu = v \cdot \rho \quad (35)$$

Dónde:

μ = viscosidad dinámica (kg m/s)

v = viscosidad cinemática (m^2/s)

ρ = densidad del diesel (kg/m^3)

A una temperatura de $37,8^\circ\text{C}$ según el anexo G, se obtiene:

$$\mu = 4,7 \text{ cSt} \frac{1 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}{1 \text{ cSt}} \left(848,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\mu = 3,989 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Con este valor se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{848,8 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(0,328 \frac{m}{s}\right) \cdot (0,02096m)}{3,989 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = \frac{5,835 \frac{kg}{m \cdot s}}{3,989 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 1462,77$$

Como $Re < 2000$ entonces el flujo es laminar, por lo que el factor de fricción se puede calcular con la ecuación de Hagen – Poiseuille:

$$\lambda_s = \frac{64}{Re} \quad (36)$$

Reemplazando el número de Reynolds se tiene:

$$\lambda_s = \frac{64}{1462,77}$$

$$\lambda_s = 0,0438$$

Con este valor se hallará las pérdidas de carga primarias sustituyendo los valores en la ecuación (32):

$$H_{rp_{1-2}} = 0,0438 \frac{8,05 m \left(0,328 \frac{m}{s}\right)^2}{2(0,02096m) \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$H_{rp_{1-2}} = 0,0922 m$$

Pérdidas secundarias por accesorios.

Las pérdidas secundarias se calculan con la siguiente expresión:

$$h_{pa} = k \frac{v^2}{2g} \quad (37)$$

Dónde:

h_{pa} = Pérdida de carga secundaria (m)

k = Coeficiente de pérdida por accesorio (m)

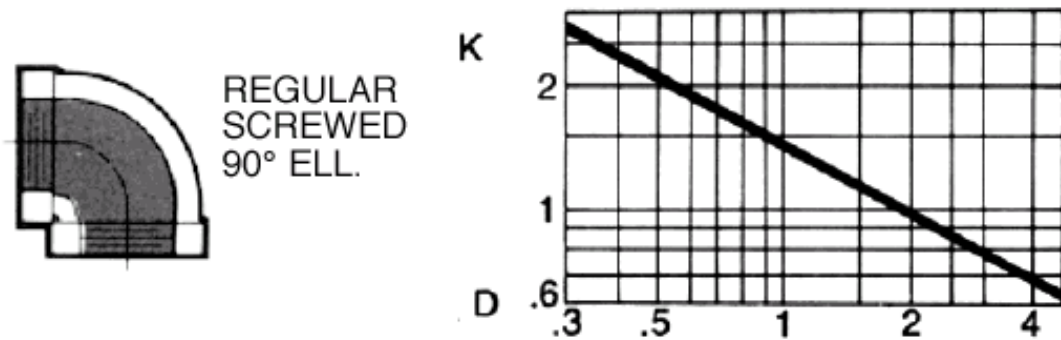
v = Velocidad media (m/s)

A continuación se calcula las pérdidas de carga por cada uno de los accesorios.

Pérdidas de carga debido a un codo de 90°

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la siguiente figura:

Figura 35. Coeficiente de pérdida de codo de 90° roscado.



Fuente: GPM-7. Centrifugal Pump Fundamentals. Seccion Tech-D. USA: 2000. Pág.54

Como el diámetro de la tubería es de 0,75" se obtiene:

$$k = 1,7$$

Mientras la caída de presión producida por el codo es:

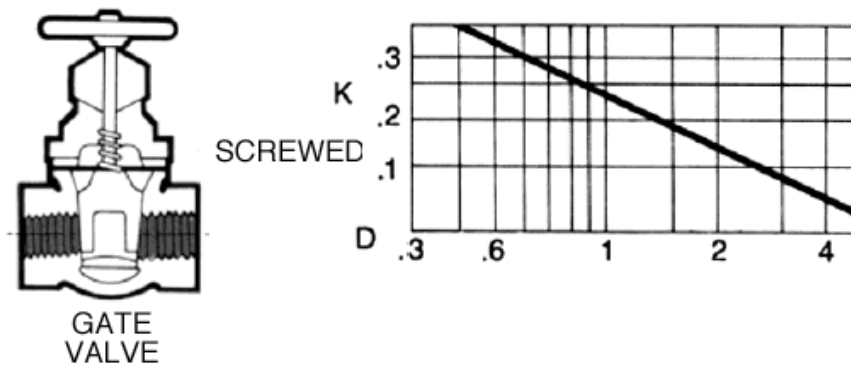
$$h_{pac} = 1,70 \frac{\left(0,328 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{pac} = 0,0093m$$

Pérdida de carga debido a una válvula de compuerta

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la siguiente figura:

Figura 36. Coeficiente de pérdida en válvulas de compuerta roscada.



Fuente: GPM-7. Centrifugal Pump Fundamentals. Seccion Tech-D. USA: 2000. Pág.55

Como el diámetro de la tubería es de 0,75" se obtiene:

$$k = 0,285$$

Así que la caída de presión producida por la válvula de compuerta (h_{pav}) es:


$$h_{pav} = 0,285 \frac{\left(0,328 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{pav} = 0,0016 \text{ m}$$

Pérdida de carga debido a filtros racor para motores a diesel

Para determinar la pérdida de carga del filtro se utiliza las especificaciones técnicas proporcionadas por el fabricante:

Tabla 23. Especificaciones técnicas del filtro Dahl 300[29]



MODELO 300
Filtro de Combustible
Diesel/Separador de Agua

Especificaciones

- **Resistencia al Flujo:**1,5 pulg. Mercurio
- **Presión de Trabajo Máxima:**172 kPa (25 lb/pulg²)
- **Rango de Temperatura:**-45° a +107°C (-50° a +225°F)
- **Paso de Rosca, Lumbreira:**
 Unidades simples:1 1/16-12 con resalto para anillo 'O'
 Unidades dobles:1-11 1/2 NPT
 Unidades triples:1-11 1/2 NPT
- **Altura:**565,2 mm (22 1/4 pulg)
- **Ancho:**190,5 mm (7 1/2 pulg)
- **Profundidad:**196,9 mm (7 3/4 pulg)
- **Despejo para quitar Elemento:**63,5 mm (2 1/2 pulg)
- **Capacidad Sumidero:**708 ml (24 oz.)
- **Despejo entre Admisión y Cima:**66,7 mm (2 5/8 pulg)
- **Despejo entre Salida y Cima:**66,7 mm (2 5/8 pulg)

Según la tabla 23 la caída de presión es igual a:

$$h_{paf} = 1,5 \text{ inHg} \left(\frac{25,4 \text{ mmHg}}{1 \text{ inHg}} \right) \left(\frac{10,33 \text{ m. c. a.}}{760 \text{ mmHg}} \right)$$

$$h_{paf} = 0,518 \text{ m}$$

Sumando las pérdidas debido a los accesorios utilizados se determina que su valor es:

$$H_{rs_{1-2}} = 7(0,0093)m + 0,0016m + 0,518m$$

$$H_{rs_{1-2}} = 0,5847m$$

Reemplazando datos en la ecuación (31) se obtiene el valor de las pérdidas del sistema:

$$H_{r_{1-2}} = 0,0922m + 0,5847m$$

$$H_{r_{1-2}} = 0,6769 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación (28) se obtiene:

$$h = 0,6769 \text{ m}$$

Finalmente se determina la altura de la base del tanque de diesel, reemplazando los datos

$$H = 0,75 \text{ m} + 0,6769 \text{ m}$$

$$H = 1,427 \text{ m}$$

Por lo tanto el nivel de la base del tanque debe estar a una altura de 1,427 m para garantizar el continuo abastecimiento de diesel.

3.3.4 Validación de la estructura para el soporte del tanque de combustible. La estructura soportará el peso del tanque y del diesel que se utiliza al realizar las pruebas entonces la carga de diseño es igual a:

$$m = m_d + m_t \quad (38)$$

Donde:

m = masa total que soporta la estructura del tanque de diesel(kg)

m_d = masa del diesel (kg)

m_t = masa del tanque (kg)

La masa del diesel es igual a la densidad del diesel multiplicado por el volumen que ocupa dentro del tanque rectangular cuyas dimensiones son 3500x1400x200 mm y el espesor de la plancha es de 3mm, además el nivel hasta el cual se lo va a llenar es de 1100 mm, por lo tanto:

$$m_d = \rho_d \cdot V_d(39)$$

Donde:

m_d = masa del diesel (kg)

ρ_d = densidad del diesel (848,8 kg/m³)

V_d = Volumen del diesel dentro del tanque (m³)

$$V_d = a \cdot b \cdot c(40)$$

Donde:

a = ancho del tanque (0,194m)

b = largo del tanque (3,494m)

c = alto del tanque (1,100m)

$$V_d = 0,194m(3,494m)(1,100m)$$

$$V_d = 0,746m^3$$

Reemplazando datos en la ecuación (39) se obtiene:

$$m_d = \left(848,8 \frac{kg}{m^3}\right) (0,746m^3)$$

$$m_d = 633,205kg$$

Para calcular la masa del tanque se utiliza el mismo procedimiento, a continuación se calcula el volumen del tanque reemplazando los datos con la siguiente expresión:

$$V_t = V_e - V_i(41)$$

Donde:

V_t = volumen total del tanque

V_e = volumen externo del tanque (m³)

V_i = volumen interno del tanque (m³)

Reemplazando datos en la ecuación (41):

$$V_t = [3,5m(1,4m)(0,2m) - 3,494m(1,394m)(0,194m)]$$

$$V_t = 0,0351m^3$$

Reemplazando datos en la ecuación (39) pero considerando la densidad del material acero se obtiene:

$$m_t = 7850 \frac{kg}{m^3} (0,0351m^3)$$

$$m_t = 275,535kg$$

Sustituyendo datos en la ecuación (38):

$$m_{total} = 633,205kg + 275,535kg$$

$$m_{total} = 908,74kg$$

El peso total a soportar es:

$$P = m \cdot g \quad (42)$$

Donde:

P = peso total que soporta la estructura del tanque de combustible (N)

m = masa total que soporta la estructura del tanque de diesel (kg)

g = gravedad (9,81 m/s²)

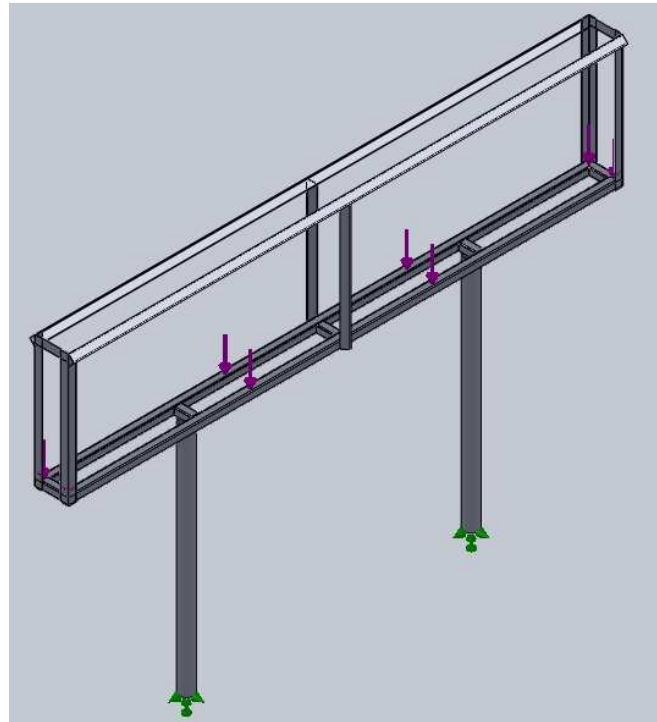
Reemplazando datos en la ecuación (42) se obtiene:

$$P = 908,74kg \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$P = 8914.739 N$$

El diseño de la estructura por el método FEA será comprobado por el método de elementos finitos para comparar el esfuerzo máximo obtenido de la viga crítica y comprobar el diseño de la estructura soporte del tanque de combustible, a continuación se muestra la estructura modelada y aplicada las cargas, materiales y restricciones correspondientes:

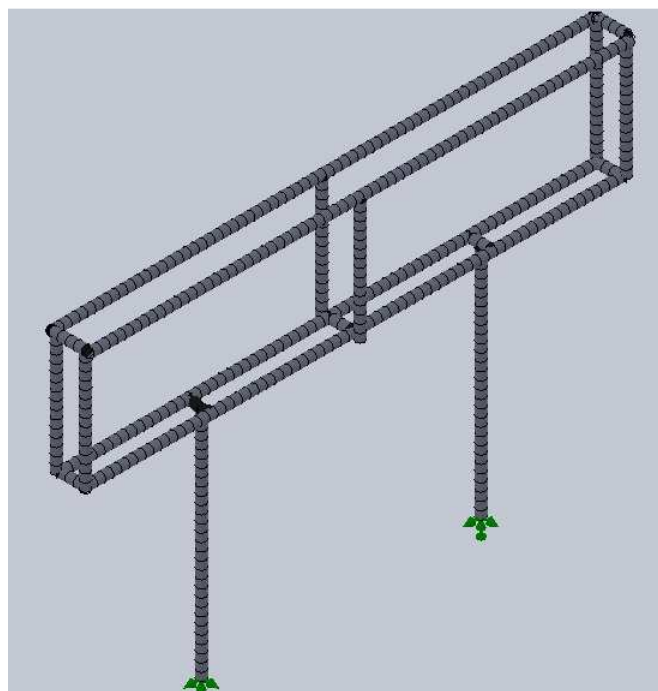
Figura 37. Modelación de la estructura del tanque de diesel.



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

A continuación se procede a mallar la estructura para que se generen los nodos a analizar

Figura 38. Mallado de la estructura del tanque de diesel.



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

Enseguida se presenta los datos de la malla obtenida:

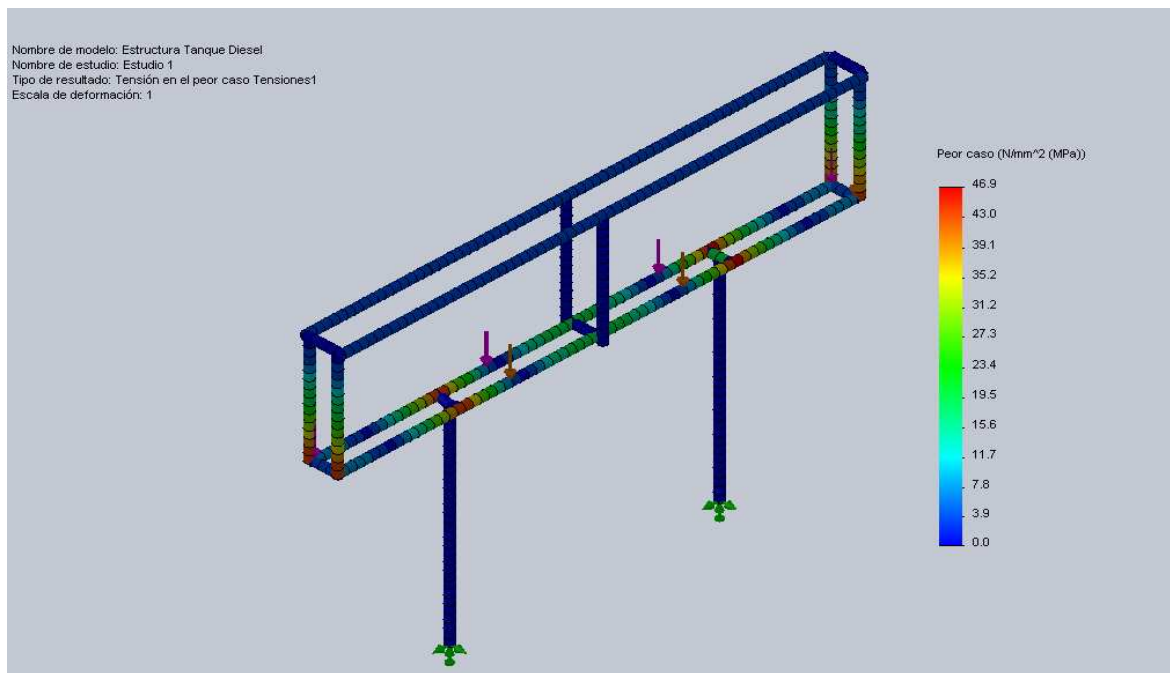
Tabla 24. Información de la malla de la estructura del tanque de diesel.

Tipo de malla:	Malla de viga
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	51.619 mm
Tolerancia:	2.581 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	455
Número de nodos:	466
Tiempo para completar la malla:	00:00:07
Nombre de computadora:	IRENEBAYAS -PC

Fuente: Simulation of Solidworks 2010

Una vez realizado todo este proceso se corre el análisis por elementos finitos, a continuación se presentan los resultados obtenidos:

Figura 39. Diagrama de esfuerzos sobre la estructura del tanque de diesel.

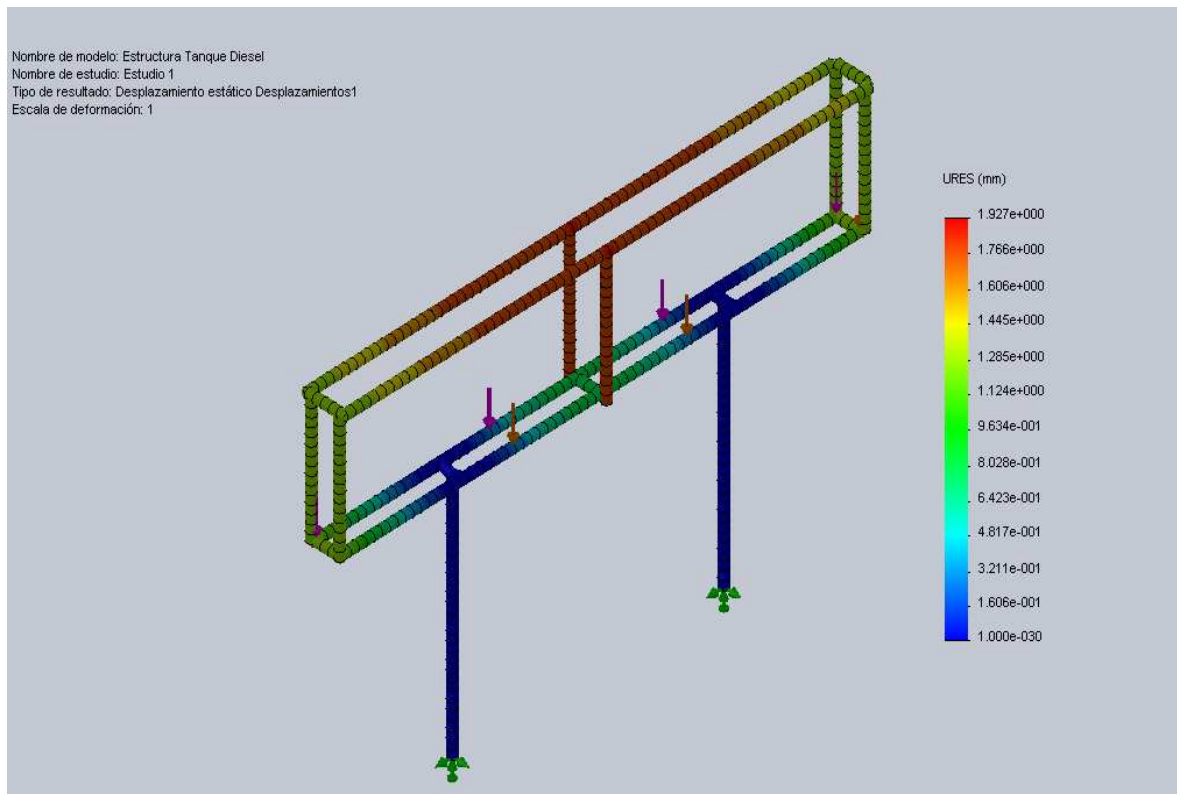


Fuente: Simulation of Solidworks 2010

El esfuerzo máximo se produce en la viga que soporta el silenciador y accesorios del sistema de escape y tiene un valor máximo de:

$$\sigma_{max} = 46,9MPa$$

Figura 40. Diagrama de desplazamientos en la estructura del tanque de diesel.



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

El desplazamiento máximo se produce en la viga que soporta el peso del silenciador tiene un valor de 1,927 mm, para que la rigidez de la estructura sea aceptable se debe cumplir la siguiente expresión:

$$\Delta l_a = \frac{L}{300}$$

Dónde:

Δl_a = Flecha admisible

L = Longitud de la viga

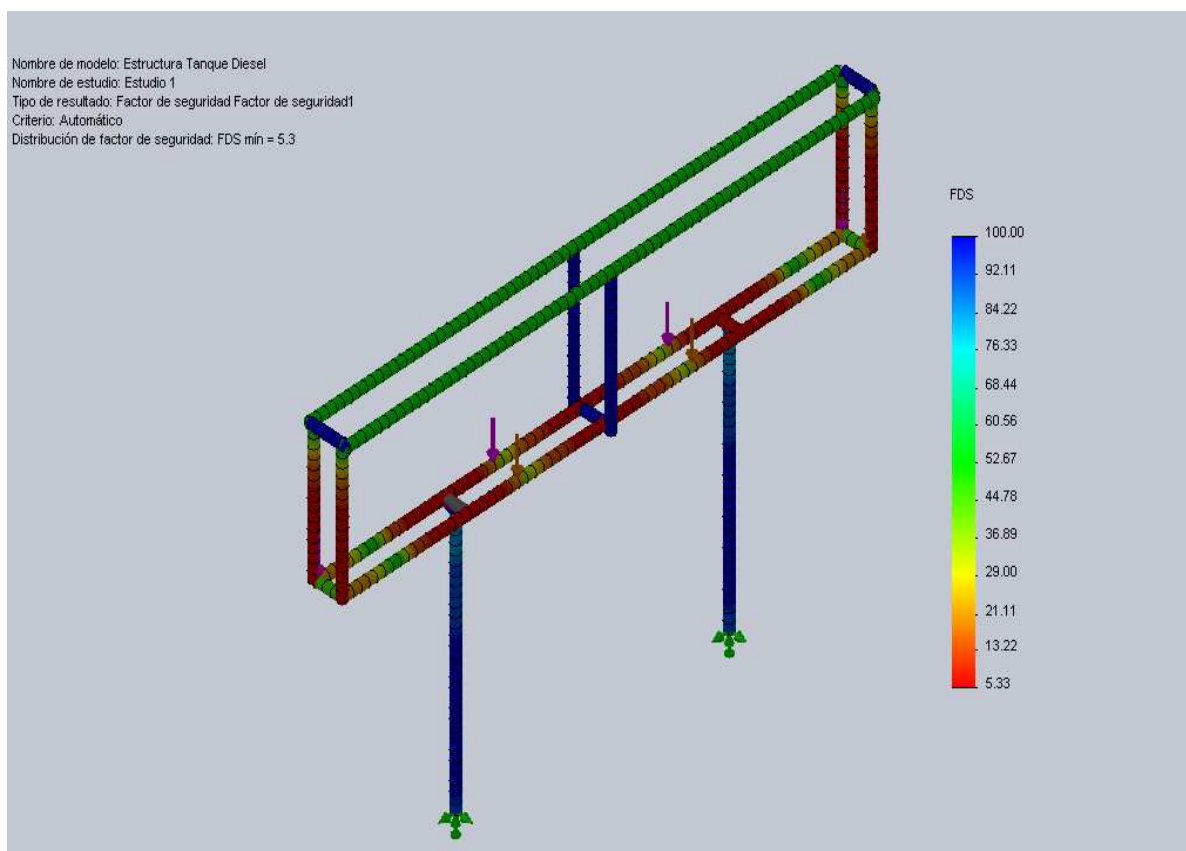
Por lo tanto reemplazando datos se obtiene:

$$\Delta l_a = \frac{3510mm}{300}$$

$$\Delta l_a = 11,7mm$$

Como la flecha máxima producida no supera este valor se determina que la estructura cumple con la condición de rigidez.

Figura 41. Diagrama de factor de seguridad de la estructura del tanque de diesel.



Fuente: Simulation of Solidworks 2010

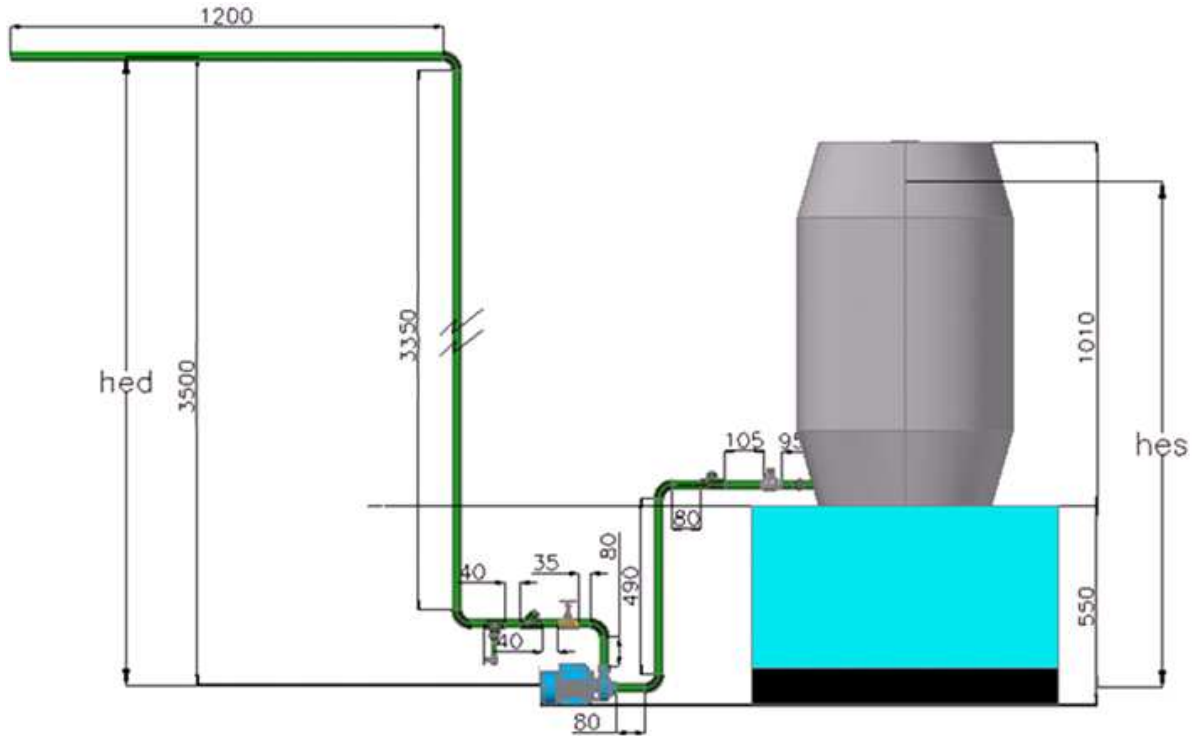
El coeficiente de seguridad mínimo tiene un valor de:

$$\eta = 5,33$$

3.3.5 Diseño del sistema de alimentación del refrigerante y citrus cleaner.

1) Esquema del sistema de bombeo.

Figura 42. Esquema del sistema de bombeo de citrus cleaner



Fuente: Elaboración propia

2) Determinar el caudal. (Q) y tipo del fluido

El caudal que se utiliza para hacer las pruebas del grupo electrógeno según la capacidad máxima de radiador es:

$$Q = 10 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times \frac{0,003785 \text{m}^3}{1 \text{gal}} \times \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}}$$

$$Q = 0,00063 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 2,27 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Tipo de fluido: Citrus cleaner:

3) Cálculo de la altura útil efectiva (H). Se lo realiza con la siguiente expresión:

$$H = h_d + h_s(43)$$

Dónde:

h_d = altura dinámica de descarga (m)

h_s = altura dinámica de succión (m)

3.3.5.1 Cabeza o columna dinámica de succión. La misma se calcula con la siguiente expresión:

$$h_s = -h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm h_{pms} \quad (44)$$

Dónde:

h_{es} = cabeza estática de succión (m)

h_{vs} = cabeza de velocidad de succión (m)

H_{rs} = Pérdidas totales de energía en la succión (m)

h_{pms} = cabeza de presión en la succión (m)

La cabeza estática de succión según la figura 42 es:

$$h_{es} = 1,405 \text{ m}$$

Ahora se determina el diámetro de succión, tomando como referencia la tabla 21 la misma que recomienda que la velocidad tenga un rango de 0,5- 1,5 m/s para la aspiración del fluido, para efectos de cálculo el valor es:

$$V_s = 1,5 \frac{m}{s}$$

Con dicha velocidad se procede a calcular el diámetro de la tubería, según el anexo H se tiene un diámetro mayor a 3/4" por lo tanto para minimizar pérdidas y no superar la velocidad recomendada se selecciona un diámetro de 1", a continuación se procede a corregir la velocidad.

Para hallar la velocidad se necesita determinar el diámetro interno de la tubería, para ello a continuación se ilustra la tabla 25.

Tabla 25. Especificaciones de la tubería de PVC[30]

DIAMETRO EXTERIOR D		ESPESOR DE PARED e	PRESION DE TRABAJO	
PULGADAS	mm.	NOMINAL	M. P. A.	P. S. I.
1/2'	21.3	3.73	2.90	420
3/4'	26.6	3.91	2.34	340
1'	33.4	4.55	2.21	320

El tamaño nominal de la tubería es de 1" material llamado PVC con el que se hace los cálculos tiene un valor de diámetro interno de 24,3mm, reemplazando datos en la ecuación (30) se corrige la velocidad de succión:

$$d_s = 24,3mm$$

$$v_s = \frac{4 \left(0,00063 \frac{m^3}{s}\right)}{\pi(0,0243m)^2}$$

$$v_s = 1,358 \frac{m}{s}$$

La cabeza de velocidad se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$h_{vs} = \frac{v_s^2}{2g} \quad (45)$$

Reemplazando datos es igual a:

$$h_{vs} = \frac{\left(1,358 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{vs} = 0,094 m$$

Se emplea la ecuación (31) para el cálculo de las pérdidas de carga totales en la succión:

$$H_{rs} = \sum (H_{rps} + H_{rss})$$

Utilizando la ecuación (32) se halla el valor de las pérdidas primarias:

$$H_{rps} = \lambda \frac{L \cdot v_s^2}{d_s \cdot 2g}$$

La longitud de tubería de la succión corresponde un valor de 1020 m

Según las especificaciones del citrus cleaner la viscosidad de este fluido es similar a la del agua por lo tanto se determinará la viscosidad del agua. Para la temperatura de bombeo se considera la temperatura del ambiente porque el fluido no tiene ningún tipo de tratamiento térmico por lo tanto su viscosidad se evalúa a 14,5°C (287,5K) que es la temperatura promedio de la ciudad de Quito con este valor se procede a seleccionar la viscosidad dinámica, según el anexo I:

$$\mu = 1 \text{ cP} \frac{0,001 \text{ Pa}\cdot\text{s}}{1 \text{ cP}} \left(\frac{\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2}{\text{Pa}\cdot\text{s}} \right) \left(\frac{\text{kg}\cdot\text{m}}{\text{m}^2\cdot\text{s}^2}\cdot\text{s} \right)$$

$$\mu = 0,001 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

La densidad del citrus cleaner la obtenemos en la tabla 20, con ese valor se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{954,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,358 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0243 \text{ m}}{0,001 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}$$

$$Re = \frac{31,498 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}{0,001 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}$$

$$Re = 31498$$

Como $Re > 2000$ entonces se habla de flujo turbulento, por tanto el coeficiente de fricción además depende de la rugosidad relativa del material de la tubería, la misma se determina en la siguiente tabla:

Tabla 26. Rugosidad absoluta de diversos materiales.

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES	
Material	ϵ (mm)
Plástico (PE,PVC)	0,0015
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,01
Tubos estirados de acero	0,0024
Tubos de latón o cobre	0,0015
Fundición revestida de cemento	0,0024
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024
Fundición centrifugada	0,003
Fundición asfaltada	0,06 – 0,18
Fundición	0,12 -0,60
Acero comercial y soldado	0,03 – 0,09
Hierro forjado	0,03 – 0,09
Hierro galvanizado	0,06 – 0,24
Madera	0,18 – 0,90
Hormigón	0,3 – 3

Fuente: MOTT, L Robert. Mecánica de fluidos. México: 2006. Pág 236

La rugosidad absoluta (ϵ) depende del material de la tubería en este caso para transportar citrus cleaner se utiliza PVC cuya rugosidad tiene un valor de:

$$\epsilon = 0,0015mm$$

Para calcular la rugosidad relativa se debe dividir este valor para el diámetro interno de la tubería (d_s):

$$\epsilon_r = \frac{\epsilon}{d_s} (46)$$

$$\epsilon_r = \frac{0,0015mm}{24,3mm}$$

$$\epsilon_r = 0,000062$$

Como se tiene el número de Reynolds y la rugosidad relativa se determina el factor de fricción en el diagrama de Moody que se encuentra en el anexo J.

El factor de rozamiento es de 0,023 con este dato se hallan las pérdidas de carga primarias

$$H_{rps} = 0,023 \frac{1,02 m \left(1,358 \frac{m}{s}\right)^2}{2(0,0243m) \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$H_{rps} = 0,0907 m$$

Pérdidas secundarias por accesorios. A continuación se detallan cada accesorio.

Pérdida de carga por válvula de compuerta

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la figura 36. Como el diámetro de la tubería es de 1" se obtiene:

$$k = 0,235$$

Así que la caída de presión producida por la válvula de compuerta (h_{pag}) es:

$$h_{pag} = 0,235 \frac{\left(1,358 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{pag} = 0,0221 m$$

Pérdida de carga por codo 90° roscado

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la figura 35. Como el diámetro de la tubería es de 1" se obtiene:

$$k = 1,45$$

Así que la caída de presión producida por el codo de 90° (h_{pac}) es:

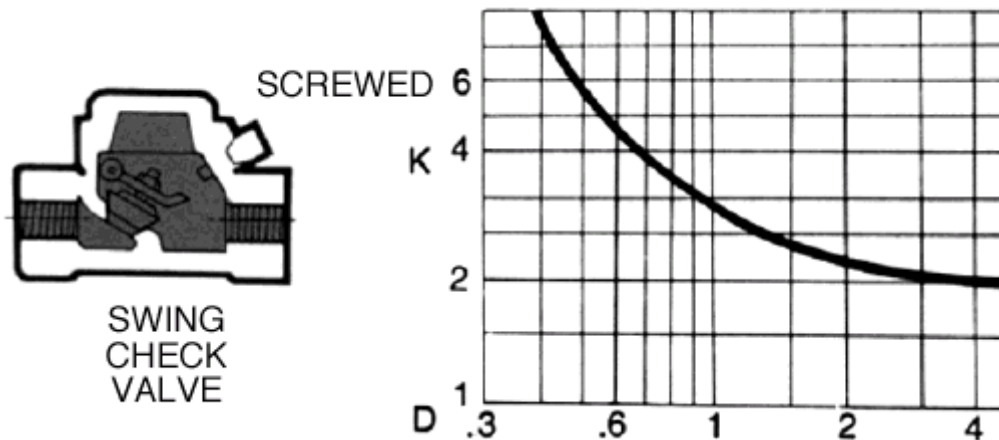
$$h_{pac} = 1,45 \frac{\left(1,358 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{pac} = 0,1363 \text{ m}$$

Pérdida de carga por válvula check

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la siguiente figura:

Figura 43. Coeficiente de pérdida en válvula check.



Fuente: GPM-7. Centrifugal Pump Fundamentals. Seccion Tech-D. USA: 2000. Pág.55

Para la válvula oscilante, entonces:

$$k = 2,8$$

Así que la caída de presión producida por la válvula check (h_{pach}) es:

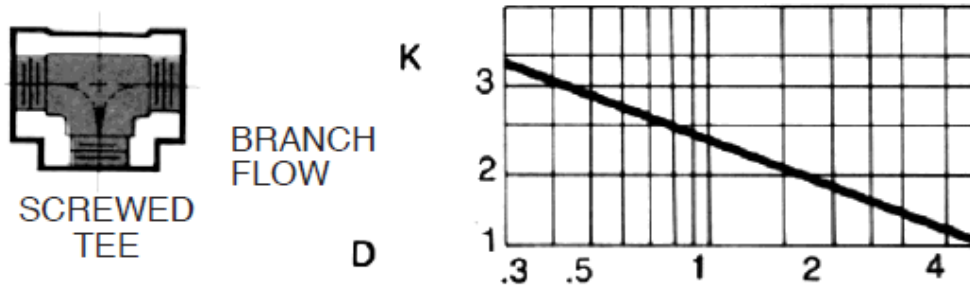
$$h_{pach} = 2,8 \frac{\left(1,358 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{pach} = 0,2632 \text{ m}$$

Pérdida de carga por tee flujo desviado

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la siguiente figura:

Figura 44. Coeficiente de pérdida en tee flujo desviado [49]



Fuente: GPM-7. Centrifugal Pump Fundamentals. Seccion Tech-D. USA: 2000. Pág.54

Para la tee de 1" de diámetro con flujo desviado se tiene:

$$k = 2,3$$

Así que la caída de presión producida por la tee es:

$$h_{pat} = 2,3 \frac{\left(1,358 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{pat} = 0,2162 \text{ m}$$

A continuación se presenta pérdidas de carga por cada uno de los accesorios.

Tabla 27. Caída de presión en la succión

Tipo de pérdidas	Nombre	Cant.	Pérdida de carga unitario(m)	Pérdida de carga total (m)
Primarias	Tubería PVC de 1"	----	0,0907 m	0,0907
Secundarias	Válvula de compuerta	1	0,0221	0,0221
	Codo 90°	3	0,1363	0,4089
	Válvula check	1	0,2632	0,2632
	Tee	1	0,2162	0,2162
Pérdida de carga del sistema en la succión.				$\Sigma H_{rs} = 1,001$

Fuente: Elaboración propia

Reemplazando todos los datos se obtiene la cabeza o columna dinámica de succión, además la cabeza de presión en la succión es igual a cero por cuanto la presión del tanque es la atmosférica.

$$h_s = -1,405m + 0,094m + 1,001 \pm 0$$

$$h_s = -0,31 \text{ m}$$

3.3.5.2 Cabeza o columna dinámica de descarga. Se obtiene con la siguiente ecuación:

$$h_d = h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm h_{pmd}$$

La altura estática de descarga es igual a:

$$h_{ed} = 3,5m$$

El diámetro en la descarga se lo selecciona con una velocidad recomendada de la tabla 21, en la que para impulsión muestra un rango de 1 a 3 m/s, por lo tanto se utilizará una velocidad de 2 m/s, según el anexo H el diámetro de descarga es igual a 3/4" cuyo diámetro interno según la tabla 25 es:

$$d_d = 3/4in = 18,78mm$$

Ahora la velocidad corregida de descarga es:

$$v_d = \frac{4 \left(0,00063 \frac{m^3}{s} \right)}{\pi (0,01878m)^2}$$

$$v_d = 2,274 \frac{m}{s}$$

Reemplazando la velocidad se halla la cabeza de velocidad en la descarga:

$$h_{vd} = \frac{\left(2,274 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)}$$

$$h_{vd} = 0,2636 \text{ m}$$

Las pérdidas en la descarga son calculadas con la siguiente ecuación (31):

$$H_{rd} = \sum (H_{rpd} + H_{rsd})$$

Dónde:

H_{rd} = pérdidas de carga totales en la descarga (m).

H_{rpd} = pérdidas principales por longitud de tubería en la descarga (m).

H_{rsd} = pérdidas secundarias por accesorios en la descarga (m).

Utilizando la ecuación (32) se halla el valor de las pérdidas primarias en la descarga:

$$h_f = \lambda \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2g}$$

La longitud de tubería de la descarga corresponde un valor de 3755 m.

Ahora se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{954,5 \frac{kg}{m^3} \cdot 2,274 \frac{m}{s} \cdot 0,01878m}{0,001 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 40763$$

Como $Re > 2000$ entonces el coeficiente de fricción además depende de la rugosidad relativa calculada anteriormente cuyo valor es:

$$\varepsilon_r = 0,000062$$

Como se tiene el número de Reynolds y la rugosidad relativa se determina el factor de fricción en el diagrama de Moody del anexo J.

El factor de rozamiento según el diagrama es de 0,022 con este dato se hallará las pérdidas de carga primarias de la tubería de PVC:

$$h_f = 0,022 \frac{4,935m \left(2,274 \frac{m}{s}\right)^2}{2(0,01878m) \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_f = 1,524 m$$

*Perdidas secundarias por accesorios.*A continuación se detallan cada accesorio.

Pérdida de carga por codo 90°

El coeficiente para este tipo de accesorio según la figura 35 y un diámetro de 3/4" es:

$$k = 1,7$$

Así que la caída de presión producida por el codo 90° es:

$$h_{pac} = 1,7 \frac{\left(2,274 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$
$$h_{pac} = 0,448 \text{ m}$$

Pérdida de carga por válvula de compuerta:

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la figura 36 y para un diámetro de 3/4" es:

$$k = 0,285$$

Así que la caída de presión producida por la válvula de compuerta es:

$$h_{pavc} = 0,285 \frac{\left(2,274 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$
$$h_{pavc} = 0,075 \text{ m}$$

Pérdida de carga por válvula check

Para la válvula check según la figura 43 y para un diámetro de 3/4" es igual a:

$$k = 3,6$$

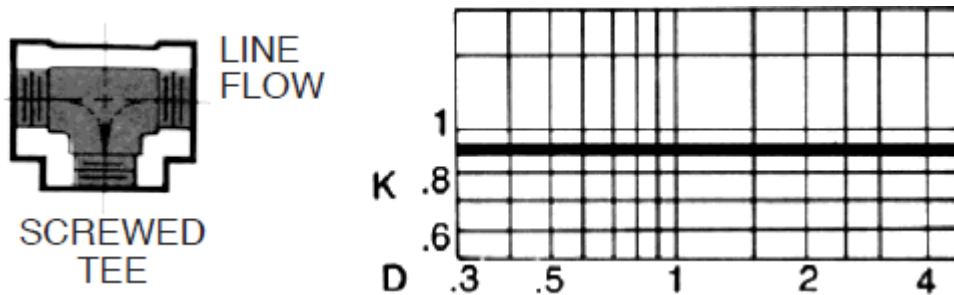
Así que la caída de presión producida por la válvula check es:

$$h_{pach} = 3,6 \frac{\left(2,274 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$
$$h_{pach} = 0,949 \text{ m}$$

Pérdida de carga por tee flujo directo

El coeficiente para este tipo de accesorio se lo puede obtener en la siguiente figura:

Figura 45. Coeficiente de pérdida en tee flujo directo.



Fuente: GPM-7. Centrifugal Pump Fundamentals. Seccion Tech-D. USA: 2000. Pág.54

Para la tee de 3/4" de diámetro con flujo directo se tiene:

$$k = 0,9$$

Así que la caída de presión producida por la tee es:

$$h_{pat} = 0,9 \frac{\left(2,274 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{pat} = 0,237 m$$

A continuación se presenta pérdidas de carga por cada uno de los accesorios.

Tabla 28. Caída de presión en la descarga

Tipo de pérdidas	Nombre	Cant.	Pérdida de carga unitario(m)	Pérdida de carga total (m)
Primarias	Tubería PVC de 3/4"	----	1,524	1,524
Secundarias	Codo 90°	3	0,448	1,344
	Válvula de compuerta	1	0,075	0,075
	Válvula check	1	0,949	0,949
	Tee	1	0,237	0,237
Pérdida de carga del sistema en la descarga.				$\sum H_{rd} = 4,129$

Fuente: Elaboración propia.

Reemplazando todos los datos se obtiene la cabeza o columna dinámica de descarga:

$$h_d = 3,5 + 0,2636 + 4,129 \pm 0$$

$$h_d = 7,893 \text{ m}$$

Finalmente se calcula la altura útil efectiva:

$$H = -0,31 + 7,893$$

$$H = 7,583 \text{ m}$$

4) Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible $(NPSH)_d$. Es un parámetro del sistema nos dice que tanta succión se puede tolerar antes que la presión alcance P_{sat} . De ahí el requerimiento es:

$$NPSH_{requerido} < NPSH_{disponible} \quad (47)$$

Se calcula de la siguiente manera:

$$(NPSH)_d = \text{Energía disponible} - \text{energía disipada} \quad (48)$$

$$(NPSH)_d = \pm \frac{P_b}{\gamma} - h_{es} - H_{rs} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (49)$$

Dónde:

h_{es} = Altura estática de succión (m)

H_{rs} = Pérdidas totales en la succión (m)

P_b = Presión atmosférica de la localidad (N/m^2)

P_v = Presión interna de vapor del líquido manejado (N/m^2)

γ_d = peso específico (N/m^3)

La presión atmosférica se la puede hallar con la siguiente expresión:

$$P_b = P_o e^{-\frac{h}{8,6}} \quad (50)$$

Dónde:

P_o = presión atmosférica a nivel del mar (psi)

P_b = Presión atmosférica del lugar de trabajo.

h = altitud sobre el nivel del mar (km)

La altitud sobre el nivel del mar en la ciudad de Quito es 2850 m. Entonces la presión atmosférica según la ecuación (50) es:

$$P_b = (14,7 \text{ psi})0,718$$

$$P_b = 10,555 \text{ psi}$$

$$P_b = 10,555 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \cdot \frac{6895 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}}$$

$$P_b = 72776,725 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Para hallar el peso específico se multiplica su densidad por la gravedad:

$$\gamma = \rho \cdot g \tag{51}$$

$$\gamma_d = 954,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$\gamma_d = 9363,65 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

La presión de vapor depende de la temperatura, y la podemos obtener en la tabla 29.

Tabla 29. Presión de vapor[31]

Temperatura (°C)	Presión de Vapor (m.c.a.)
0	0,062
5	0,089
10	0,125
15	0,174
20	0,238
25	0,323
30	0,432
35	0,573
40	0,752

Por lo tanto a una temperatura de 14,5° C:

$$P_v = 0,174 \text{ m. c. a.} \left(\frac{9800 \text{ Pa}}{1 \text{ m. c. a.}}\right)$$

$$P_v = 1705,2 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Reemplazando datos en la ecuación (49) se obtiene el $NPSH_d$:

$$NPSH)_d = \frac{72776,725 \frac{N}{m^2}}{9363,65 \frac{N}{m^3}} + 1,405 m - 1,001m - \frac{1705,2 \frac{N}{m^2}}{9363,65 \frac{N}{m^3}}$$

$$NPSH)_d = 7,772m + 1,405m - 1,001m - 0,1821m$$

$$NPSH)_d = 7,994 m$$

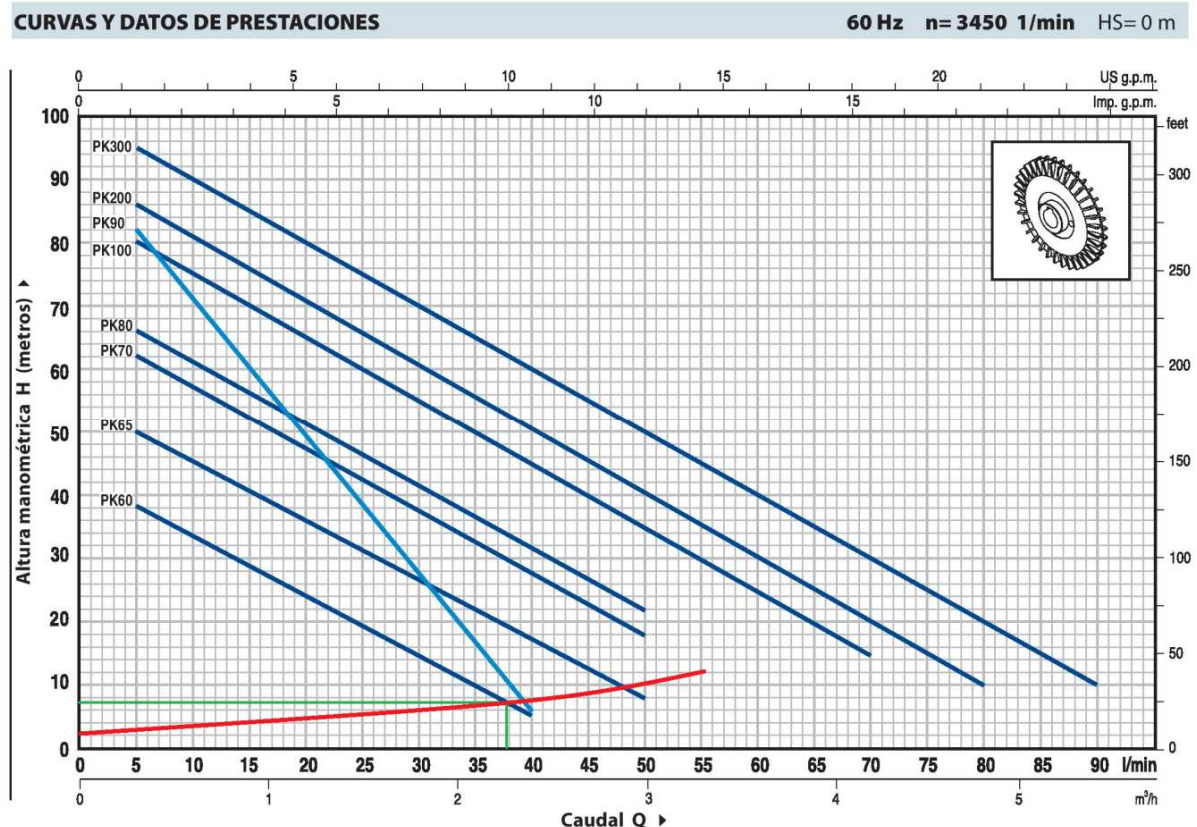
5.- Selección de la bomba: Para la correcta selección de la bomba se debe tener en cuenta las siguientes características:

$$Q = 2,27 \frac{m^3}{h}$$

$$H = 7,583 m$$

Debido al pequeño caudal que se maneja se opta por utilizar una bomba periférica, en la figura 46 se muestra el comportamiento de este tipo de bomba y la curva del sistema:

Figura 46. Curva del comportamiento de la bomba y del sistema.



Fuente: Catálogo de bombas periféricas Pedrollo, Pág. 2

3.4 Diseño de insonorización del banco de pruebas

Existen diversos factores básicos que intervienen en la consecución de un buen aislamiento acústico:

Factor másico. El aislamiento acústico se consigue principalmente por la masa de los elementos constructivos: a mayor masa, mayor resistencia opone al choque de la onda sonora y mayor es la atenuación. Por esta razón, no conviene hablar de aislantes acústicos específicos, puesto que son los materiales normales y no como ocurre con el aislamiento térmico.

Factor multicapa. Cuando se trata de elementos constructivos constituidos por varias capas, una disposición adecuada de ellas puede mejorar el aislamiento acústico hasta niveles superiores a los que la suma del aislamiento individual de cada capa, pudiera alcanzar. Cada elemento o capa tiene una frecuencia de resonancia que depende del material que lo compone y de su espesor. Si el sonido (o ruido) que llega al elemento tiene esa frecuencia producirá la resonancia y al vibrar el elemento, producirá sonido que se sumará al transmitido. Por ello, si se disponen dos capas del mismo material y distinto espesor, y que por lo tanto tendrán distinta frecuencia de resonancia, la frecuencia que deje pasar en exceso la primera capa, será absorbida por la segunda.

Factor de disipación. También mejora el aislamiento si se dispone entre las dos capas un material absorbente. Estos materiales suelen ser de poca densidad y con gran cantidad de poros y se colocan normalmente porque además suelen ser también buenos aislantes térmicos. Así, un material absorbente colocado en el espacio cerrado entre dos tabiques paralelos mejora el aislamiento que ofrecerían dichos tabiques por sí solos.

La reflexión del sonido puede atenuarse también colocando una capa de material absorbente en los paramentos de los elementos constructivos, aunque estas técnicas pertenecen más propiamente al ámbito de la acústica.

3.4.1 Parámetros iniciales de diseño. Para establecer el método a utilizar en la insonorización, es importante conocer el comportamiento de las ondas sonoras en función de su frecuencia.

Físicamente las ondas se comportan de la siguiente manera:

- Baja frecuencia: Tienen mucha fuerza y son capaces de “mover” una pared separadora.
- Alta frecuencia: No tienen suficiente fuerza para “mover” el tabique, pero se introducen con facilidad por los poros del mismo.

En consecuencia, para aplicar sistemas de aislamiento eficaces se pueden seguir los siguientes criterios básicos:

- Baja frecuencia: Se aíslan por peso, para evitar que la onda “mueva” el tabique.
- Alta frecuencia: Se reducen eliminando los huecos en el tabique (juntas entre ladrillos, etc.).

Condiciones interiores

Para realizar la insonorización de la sala de pruebas es necesario determinar el ruido que el generador produce cuando se encuentra en operación dichos valores deben especificarse a diferentes frecuencias, los mismos son proporcionados por el fabricante del generador en la siguiente tabla se muestra los valores de la intensidad de sonido:

Tabla 30. Datos de intensidad de sonido del generador 3516C.

GEN W/F EKW	PERCENT LOAD	OVERALL SOUND DB(A)	MECHANICAL Sound Data							
			OBCF 63HZ DB	OBCF 125HZ DB	OBCF 250HZ DB	OBCF 500HZ DB	OBCF 1000HZ DB	OBCF 2000HZ DB	OBCF 4000HZ DB	OBCF 8000HZ DB
2,000.0	100	115	118	128	118	109	103	102	99	103
1,800.0	90	115	118	128	118	109	103	102	99	103
1,600.0	80	115	118	128	118	109	103	102	99	103
1,500.0	75	115	118	128	118	109	103	102	99	103
1,400.0	70	115	118	128	118	109	103	102	99	103
1,200.0	60	115	118	128	118	109	103	102	99	103
1,000.0	50	115	118	128	118	109	103	102	99	103
800.0	40	115	118	128	118	109	103	102	99	103
600.0	30	115	118	128	118	109	103	102	99	103
500.0	25	115	118	128	118	109	103	102	99	103
400.0	20	115	118	128	118	109	103	102	99	103
200.0	10	115	118	128	118	109	103	102	99	103

Fuente: Performance Data Generador 3516c, Caterpillar, pág. 3

El umbral audible y de dolor a frecuencias bajas es más alto que el de frecuencias altas, por lo tanto no es aconsejable tomar como valor de diseño una intensidad de sonido de 128 dB a una frecuencia de 125 Hz, ya que a esta frecuencia se produce la mayor intensidad de sonido, sino más bien utilizar un valor a una frecuencia media, por lo tanto para efectos de cálculo se utilizara los siguientes valores:

- Intensidad de sonido = 118 dB
- Frecuencia = 250 Hz

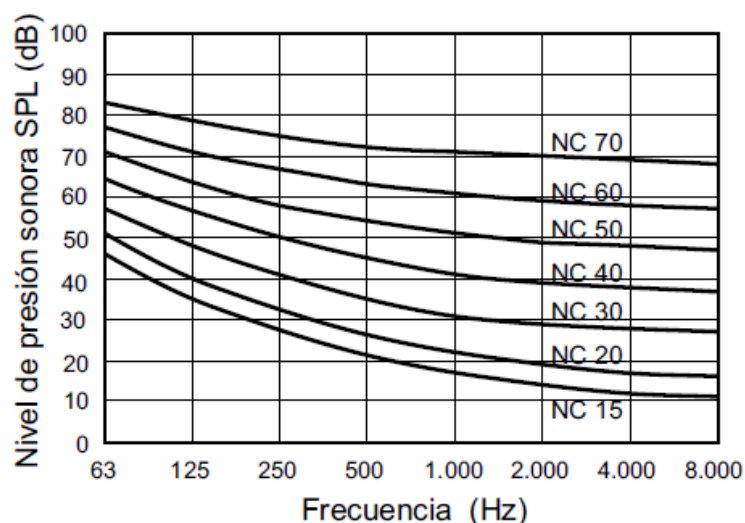
Condiciones exteriores [32]

La evaluación objetiva del grado de molestia que un determinado ruido ambiental provoca en un oyente se realiza por comparación de los niveles de ruido existentes en un recinto, en cada banda de octava comprendida entre 63 Hz y 8 kHz, con un conjunto de curvas de referencia denominadas NC ("NoiseCriteria").

Las curvas NC son, además, utilizadas de forma generalizada para establecer los niveles de ruido máximos recomendables para diferentes tipos de recintos en función de su aplicación (oficinas, salas de conferencias, teatros, salas de conciertos, etc.).

Se dice que un recinto cumple una determinada especificación NC (por ejemplo: NC-20) cuando los niveles de ruido de fondo, medidos en cada una de dichas bandas de octava, están por debajo de la curva NC correspondiente a la figura 47.

Figura 47. Curvas NC ("NoiseCriteria").



Fuente: CARRIÓN A. Diseño acústico de espacio arquitectónicos. España: 1998. Pág. 42.

Según se puede observar, las curvas NC siguen de forma aproximada la evolución de la sensibilidad del oído en función de la frecuencia. Ello significa que, para una determinada curva NC, los niveles SPL (Sound Pressure Level) máximos permitidos a bajas frecuencias (sonidos graves) son siempre más elevados que los correspondientes a frecuencias altas (sonidos agudos), ya que el oído es menos sensible a medida que la frecuencia considerada es menor.

Lógicamente, para verificar el cumplimiento de una determinada especificación NC, es necesario analizar el ruido de fondo presente en el recinto por bandas de octava.

Ahora bien, el nivel de ruido de fondo en un recinto se puede representar, alternativamente, por el nivel global de presión sonora L_{eq} (nivel equivalente) medidos en dBA.

Se puede comprobar, a partir de la curva NC-35, dicho nivel está aproximadamente 10 dB por encima del correspondiente valor NC. Por ejemplo, si el nivel de ruido de fondo existente en un recinto es de 50 dBA, ello significa que dicho recinto cumple la especificación NC-40.

En consecuencia, la medida del nivel global L_{eq} constituye una forma indirecta y aproximada de determinar la curva NC de una sala cuando no se dispone de un sonómetro con filtros para el análisis frecuencial.

En la tabla 31 se muestran las curvas NC recomendadas para diferentes tipos de recintos junto con su equivalencia en dBA.

Tabla 31. Curvas NC recomendadas y niveles de ruido de fondo equivalentes.

TIPOS DE RECINTOS	CURVA NC RECOMENDADA	EQUIVALENCIA EN dBA
Estudios de grabación	15	28
Salas de conciertos y teatros	15-25	28-38
Hoteles (habitaciones individuales)	20-30	33-42
Salas de conferencias / Aulas	20-30	33-42
Despachos de oficinas / Bibliotecas	30-35	42-46
Hoteles (vestibulos y pasillos)	35-40	46-50
Restaurantes	35-40	46-50
Salas de ordenadores	35-45	46-55
Cafeterías	40-45	50-55
Polideportivos	40-50	50-60
Talleres (maquinaria ligera)	45-55	55-65
Talleres (maquinaria pesada)	50-65	60-75

Fuente: CARRIÓN A. Diseño acústico de espacio arquitectónicos. España: 1998. Pág. 43

El recinto se puede considerar como taller con maquinaria pesada por lo que la curva NC recomendada es la 50 – 65 que equivale a un rango de 60 a 75 dBA, como la frecuencia del ruido del generador a considerar es de 250 Hz según la curva NC el nivel de ruido aceptable debe ser de:

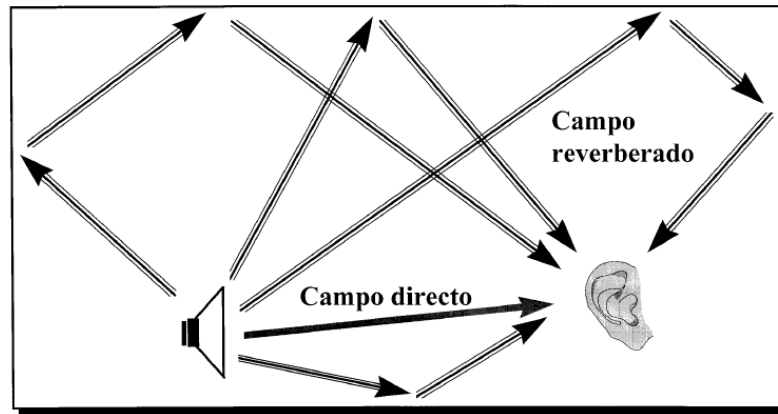
$$L_e = 70 \text{ dB}$$

Valor a considerar en el proceso de insonorización de la sala de pruebas.

3.4.2 Cálculo del nivel de presión sonora. En un recinto o local cerrado, las ondas emitidas por una fuente determinada chocan con las superficies que limitan el local, dando origen a ondas reflejadas, las cuales a su vez se reflejan nuevamente, repitiéndose el fenómeno infinitas veces.

La presión acústica que existe en un punto determinado del recinto, después de haberse producido varias reflexiones del sonido, es la resultante de las presiones de las ondas emitidas en distintos momentos y que en el instante de la observación se cruzan en el punto considerado. Dicho de otro modo, la presión en dicho punto es el resultado de la presión del *campo directo* (ondas que se han propagado desde la fuente sin chocar) y del *campo reverberado* (ondas que han chocado una o varias veces contra las superficies que limitan el local), como se indica en la figura 48.

Figura 48. Propagación de sonido en recintos.



Fuente: ISOVER. Manual de aislamiento en la industria. España: 2010. Pág. 99.

Por tanto, el nivel de presión acústica en un punto, depende en gran medida de la absorción acústica de las superficies que limitan el local y que en definitiva definen la absorción global del mismo o área absorbente del local.

Considerando una fuente de propagación omnidireccional, el nivel de presión sonora en un punto viene dado por la expresión:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right) \quad (52)$$

Dónde:

L_p = Nivel de presión en el punto considerado (dB).

L_w = Nivel de potencia acústica de la fuente (dB).

r = Distancia del punto considerado a la fuente (m).

A = Área absorbente del local (m^2).

El área absorbente del local se puede obtener con la siguiente expresión:

$$A = \frac{S_T \cdot \alpha_m}{1 - \alpha_m} \quad (53)$$

$$\alpha_m = \frac{\alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \dots + \alpha_n \cdot S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (54)$$

Dónde:

S_T = Suma de las superficies que limitan el local (m^2).

α_m = Coeficientes de absorción medio, de las superficies que limitan el local.

$S_1 + S_2 + \dots + S_n =$ Áreas de las diferentes superficies que limitan el local (m^2).

$\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n =$ Coeficiente de absorción de dichas superficies que limitan el local.

En el siguiente cuadro se exponen las superficies de la sala de insonorización con sus respectivos coeficientes de absorción y las áreas de cada superficie según la lámina No.2 adjuntada en los planos:

Tabla 32. Superficies de absorción de la sala de pruebas de RS. ROTH sin el tratamiento.

No.	Superficie	S (m^2)	α	S. α
1	Techo	68,98	0,05	3,449
2	Piso	68,98	0,02	1,3796
3	Pared lateral 1	54,1	0,01	0,541
4	Pared lateral 2	54,1	0,01	0,541
5	Pared frontal	30,36	0,01	0,3036
6	Pared posterior	26,49	0,01	0,2649
7	Puerta	2,27	0,07	0,1589
8	Ventana	1,6	0,04	0,064
Total		306,88		6,702

Fuente: Elaboración propia

Los valores del coeficiente de absorción se obtienen del Anexo K para una frecuencia de 250 Hz.

A continuación se determina el coeficiente de absorción medio:

$$\alpha_m = \frac{6,702}{306,88}$$

$$\alpha_m = 0,0218$$

El área absorbente de la sala será:

$$A = \frac{306,8 \cdot (0,0218)}{1 - 0,0218}$$

$$A = 6,837 \text{ m}^2$$

La distancia a considerar será una media de distancia entre las paredes y el generador:

$$r = \frac{11,087 + 6,222}{2}$$

$$r = 8,65m$$

Reemplazando datos se calcula el nivel de presión sonora en la sala de insonorización:

$$L_p = 118 + 10 \cdot \log \left(\frac{1}{4\pi(8,65)^2} + \frac{4}{6,837} \right)$$

$$L_p = 115,68 \text{ dB}$$

3.4.3. Cálculo de la caída de presión sonora por absorción. Como el nivel de presión sonora en la sala de pruebas es alto se debe realizar un tratamiento para reducir el ruido producido por el generador, en recintos cerrados la técnica más apropiada para disminuirlo es reduciendo el tiempo de reverberación, el mismo que se define como el tiempo durante el cual la energía sonora en el recinto se reduce a una millonésima del valor inicial o, dicho de otro modo, 60 dB con respecto a su valor inicial.

Para la reducción del tiempo de reverberación se debe aplicar un material absorbente a las paredes y techo de la sala de insonorización, la pérdida de presión sonora se calcula con la siguiente expresión:

$$\Delta L_p = 10 \log \frac{T_1}{T_2} \quad (55)$$

Dónde:

ΔL_p = Caída de presión sonora (dB)

T_1 = Tiempo de reverberación antes del tratamiento (s)

T_2 = Tiempo de reverberación después del tratamiento (s)

La fórmula más utilizada para el cálculo del tiempo de reverberación es la ecuación de Eyring:

$$T = 0,161 \frac{V}{-S \cdot \ln(1 - \alpha_m)} \quad (56)$$

Dónde:

V = Volumen del local (m^3).

S = Suma de las superficies que limitan el local (m^2).

\ln = Logaritmo neperiano.

α_m = Coeficiente de absorción medio de las superficies que limitan el recinto.

El volumen de la sala se calcula a continuación:

$$V = (11,087)(6,222)(4,88)m^3$$
$$V = 336,64 m^3$$

Reemplazando datos se determina el tiempo de reverberación antes del tratamiento:

$$T_1 = 0,161 \frac{336,64}{-306,88 \cdot \ln(1 - 0,0218)}$$
$$T_1 = 8,01 s$$

Luego de una serie de iteraciones se ha llegado a obtener un material absorbente idóneo para la sala de pruebas, se trata de fibra de vidrio de 10cm de espesor cuyo coeficiente de absorción a una frecuencia de 250 Hz es de 0,96 a continuación se muestran las superficies con el coeficiente de absorción respectivo.

Tabla 33. Superficies de absorción de la sala de pruebas de RS. ROTH con el tratamiento

No.	Superficie	S (m^2)	α	S. α
1	Techo	68,98	0,96	66,2208
2	Piso	68,98	0,02	1,3796
3	Pared lateral 1	54,1	0,01	0,541
4	Pared lateral 2	54,1	0,01	0,541
5	Pared frontal	30,36	0,01	0,3036
6	Pared posterior	26,49	0,01	0,2649
7	Puerta	2,27	0,07	0,1589
8	Ventana	1,6	0,04	0,064
Total		306,88		69,474

Fuente: Elaboración propia

Cabe mencionar que el tratamiento únicamente se lo instala en el techo ya que está es la mayor área que posee la sala.

A continuación se determina el coeficiente de absorción medio luego del tratamiento:

$$\alpha_m = \frac{69,474}{306,88}$$
$$\alpha_m = 0,226$$

Reemplazando datos se determina el tiempo de reverberación después del tratamiento:

$$T_2 = 0,161 \frac{336,64}{-306,88 \cdot \ln(1 - 0,226)}$$
$$T_2 = 0,689 \text{ s}$$

Finalmente la caída de presión sonora es igual a:

$$\Delta L_p = 10 \log \frac{8,01}{0,689}$$
$$\Delta L_p = 10,65 \text{ dB}$$

3.4.4 Cálculo de la pérdida de presión sonora por transmisión. Ahora se debe calcular la pérdida del nivel de presión sonora que se transmite a través de las paredes planas, se calcula con la siguiente expresión: [33]

$$T_L = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{a_t} \right) \quad (57)$$

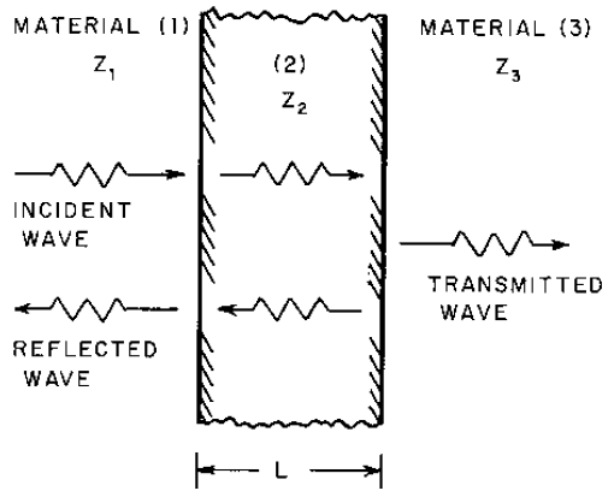
Dónde:

T_L = Caída de presión sonora en paredes planas (dB)

a_t = Coeficiente de transmisión de potencia acústica

En el siguiente gráfico se muestra el esquema de la transmisión del sonido:

Figura 49. Transmisión de sonido en pared plana.



Fuente: BARRONR. Industrial Noise Control and Acoustics. EE.UU.:2001. Pág. 117

El coeficiente de transmisión de potencia acústica para paredes planas se calcula así:[33]

$$a_t = \frac{4 \frac{Z_1}{Z_3}}{\left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right)^2 \cos^2(k_2 l) + \left(\frac{Z_1}{Z_2} + \frac{Z_2}{Z_3}\right)^2 \sin^2(k_2 l)} \quad (58)$$

Dónde:

a_t = Coeficiente de transmisión de potencia acústica

Z_1 = Impedancia acústica del aire interno de la sala (Pa.s/m)

Z_2 = Impedancia acústica de la pared de la sala (Pa.s/m)

Z_3 = Impedancia acústica del aire externo de la sala (Pa.s/m)

k_2 = Número de onda de la pared (m^{-1})

l = Espesor de la pared (m)

El aire en el interior de la sala de insonorización se encuentra a 25°C por lo que en el anexo L se obtiene su impedancia acústica:

$$Z_1 = 409,8 \frac{Pa \cdot s}{m}$$

El aire en el exterior de la sala de insonorización se encuentra a 16°C por lo que en el anexo L se obtiene su impedancia acústica:

$$Z_3 = 408,7 \frac{Pa \cdot s}{m}$$

La pared está constituida por ladrillo (brick) y su impedancia acústica es igual a:

$$Z_2 = 7,47 \times 10^6 \frac{Pa \cdot s}{m}$$

El número de onda de la pared se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_2 = \frac{2\pi f}{c_2} \quad (59)$$

Dónde:

f = Frecuencia (Hz)

c_2 = Velocidad del sonido a través de la pared de la sala (m/s)

La velocidad del sonido por medio de la pared del recinto según el anexo L tiene un valor de:

$$c_2 = 4270 \frac{m}{s}$$

Como la frecuencia considerada es de 250 Hz reemplazando datos calculamos el número de onda de la pared:

$$k_2 = \frac{2\pi(250)}{4270}$$
$$k_2 = 0,3679 m^{-1}$$

El espesor de la pared es de 0,2 m, reemplazando datos obtenemos el coeficiente de transmisión de potencia acústica:

$$a_t = \frac{4 \frac{409,8}{408,7}}{\left(1 + \frac{409,8}{408,7}\right)^2 \cos^2(0,3679(0,2)) + \left(\frac{409,8}{7,47 \times 10^6} + \frac{7,47 \times 10^6}{408,7}\right)^2 \sin^2(0,3679(0,2))}$$

$$a_t = 0,00723$$

Finalmente la pérdida de nivel sonoro por transmisión es igual a:

$$T_L = 10 \cdot \log\left(\frac{1}{0,00723}\right)$$

$$T_L = 21,4 \text{ dB}$$

3.4.5 Cálculo del nivel de presión sonora en el exterior. Ahora la caída de nivel de presión sonora será igual a la suma de la caída por absorción y por transmisión, así:

$$\Delta L = \Delta L_p + T_L \quad (60)$$

$$\Delta L = 10,65 \text{ dB} + 21,4 \text{ dB}$$

$$\Delta L = 32,05 \text{ dB}$$

Por lo tanto afuera de la sala de pruebas el nivel sonoro será igual a:

$$L_v = L_p - \Delta L \quad (61)$$

$$L_v = 115,68 \text{ dB} - 32,05 \text{ dB}$$

$$L_v = 83,63 \text{ dB}$$

Para que el ruido producido no incomode al personal se considera una distancia mínima de 3 m a la sala de pruebas por lo que el valor del nivel de presión sonora es igual a:

$$L_e = L_v - 10 \cdot \log(4\pi r^2) \quad (62)$$

$$L_e = 83,63 \text{ dB} - 10 \cdot \log(4\pi(3)^2)$$

$$L_e = 63,09 \text{ dB}$$

Como se observa el valor calculado es inferior a los 70 dB que recomienda la curva NC 65 asegurando así el confort de los trabajadores y habitantes del entorno.

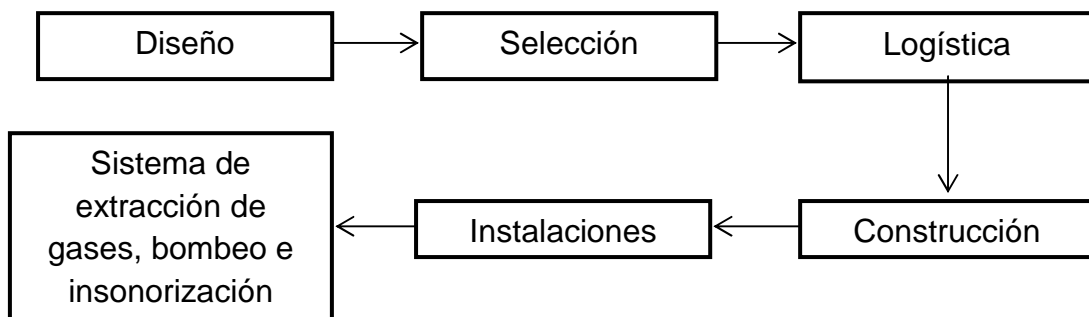
CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS, MONTAJE Y ANÁLISIS DE COSTOS

4.1Cursograma sinóptico de la construcción

A continuación se presenta el proceso para el desarrollo de los sistemas elaborados para la sala de pruebas de grupos generadores:

Figura 50.Cursograma del sistema de extracción de gases, bombeo einsonorización de la sala de pruebas de RS. ROTH



Fuente: Elaboración propia.

4.2 Máquinas, herramientas y equipo a utilizar

Dentro de las máquinas, herramientas y equipos utilizados en la construcción de la sala de pruebas, mencionamos los siguientes:

- Cortadora oxiacetilénica
- Baroladora
- Fresadora
- Prensa
- Soldadora eléctrica
- Soldadora MIG
- Compresor y pistola para pintura de esmalte color verde.
- Montacargas
- Malacate eléctrico

Herramientas manuales

- Amoladora
- Terrajas
- Taladros
- Pulidora
- Combo
- Pie de rey
- Flexómetro.
- Marcador
- Escuadras
- Pico
- Punto
- Broca de concreto 3/8"
- Remaches
- Tijeras
- Nivel
- Llave de tubo.
- Kit de llaves
- Playo
- Esmeril

4.3 Descripción del proceso de construcción

Luego de haber realizado los respectivos cálculos y bosquejos de los sistemas se procedió a construir dichos sistemas.

Los elementos como ductos, accesorios, soportes son de materiales como el acero galvanizado, y acero negro, los mismos que son pintados con pintura de alta temperatura la misma que tiene excelentes propiedades para el manejo de rangos de temperaturas muy elevadas como es el caso de la chimenea de los grupos electrógenos a su vez también nos da una protección ante la corrosión y se asegura una larga vida de la pintura.

Las formas y dimensiones de cada pieza de los sistemas están detalladas en los planos correspondientes, en la siguiente tabla se muestra los materiales utilizados en el proceso de construcción.

Tabla 34. Partes constitutivas de la sala de pruebas de RS. ROTH

Sistema	Elemento	Cantidad	Especificaciones
Sistema de extracción de gases	Grata de 7"	1	Acero inoxidable
	Discos de corte 9"	5	SIA
	Discos de desbaste 7"	2	SIA
	Remaches de 1/4" x 1/2"	50	Al.Mg
	Platinas de 3/4 x 1/8"	2	Acero negro
	Pintura de alta temperatura	1	Varios
	Pintura color esmalte	1	Varios
	Electrodos E6011	7	AWS-E-6011
	Electrodos E7018	5	AWS-E-7018
	Plancha acero lisa e=2mm	9	Acero negro
	Plancha galvanizada e= 0,7mm	4	Acero galvanizado
	Bridas de= 530mm y di= 355,6mm e= 1/2"	3	Acero estructural
	Pernos para bridas 1/2"x 2" NC completo	12	Acero inoxidable SAE 8
	Pernos para bridas 3/4"x 2" NC completo	24	Acero inoxidable SAE 8
	Flexibles de 8" de alta temperatura	10	Acero inoxidable 304
	Correas G soporte silenciador 150x 50x15x3mm	3	ASTM A36
	Tubo de acero de=3,5" e= 8mm	6	API 5D, GRADE E,X,G,S.
	Placa cuadrada 280mm	1	Placa de acero negro de 1/2"
Ángulos de 50x4mm	1	ASTM A36	
Sistema de bombeo de diesel	Tubos cuadrados de 50x3 (6m)	3	ASTM A36
	Ángulos 50x2	1	ASTM A36
	Platina 2"x 3mm	1	Acero negro
	Manguera No.10 di=15,9mm	3	XT-3 ES CAT
	Filtros para combustible dahl	1	Varios
	Tubo 3/4 SCH 40	1	Acero negro
	Neplo 2"x4	1	Acero negro
	Check 3/4	2	Varios
	Válvula P/ combustible 3/4	3	Acero inoxidable.
	Adapter 3/4 a No.10	2	Acero negro
	Fitting No.10	2	Acero negro
	Neplo corrido 3/4 H.N	4	Acero negro
	Teflón industrial	2	Teflón
	Electrodos 6011 1/8	5	AWS-E-6011

	Electrodos 7018 1/8	5	AWS-E-7018
	Discos de corte 7"	5	SIA
	Discos de desbaste 7"	3	SIA
	Codo 3/4" 90°	7	Acero negro
	Codo cachimba 3/4"	2	Acero galvanizado
	Cola de pescado 3/4"	2	Acero galvanizado
	Manguera transparente 3/4" (m)	2	Plástico
	Abrazaderas para manguera transparente	2	Acero negro
Sistema de bombeo de Citrus cleaner	Tanque reservorio	1	PVC 55gal
	Tubería pvc 3/4"	1	PVC
	Tubería pvc 1"	1	PVC
	Universal pvc 3/4"	1	PVC
	Bomba Pedrollo PK 60 1/2 HP	1	Varios
	Codo pvc 3/4"	3	PVC
	Codo pvc 1"	4	PVC
	Válvula check de paso 1"	2	Varios
	Válvula check de paso 3/4"	1	Varios
	Teflón industrial	2	Teflón
	Válvula de compuerta 3/4"	1	Varios
	Válvula de compuerta 1"	2	Varios
	Manguera transparente 3/4" (m)	2	Plástico
	Adapter 3/4 a manguera	1	Acero galvanizado
	Neplo 3/4" x 2	2	Acero negro
	Cola de pez 3/4"	1	Acero galvanizado
	Codo cachimba 3/4"	1	Acero galvanizado
	Tubo cuadrado 1,5" e=3mm	1	ASTM A36
	Teé 1" y 3/4"	1	PVC
	Universal 3/4"	2	PVC
	Pellets de plástico 0,80x1,20 e=25mm	1	PVC
Planchas de acero lisa 2,44x1,22m e=2mm	1	Acero negro	
Insonorización de la sala	Ángulo de amarre	6	ASTM-C 1047-85
	Canaleta de carga	10	ASTM-C 1047-85
	Canal listón	20	ASTM-C 1047-85
	Alambre galvanizado cal. 12	2	Galvanizado x 25m
	Alambre galvanizado cal. 18	1	Galvanizado x 60m
	Fibrocemento	24	1,22x2,44m
	Fibra de vidrio e=10cm	5	1,2mx15m
	Termholón	5	1,2mx10m
	Tornillos framer 5/16"	50	Cincado

Fuente: Elaboración propia.

4.4 Operaciones tecnológicas a realizar

Dentro de los sistemas instalados en la sala están:

- El sistema de extracción de gases productos de la combustión.
- Los sistemas de bombeo de diesel y de citrus cleaner.
- La insonorización de la sala de pruebas.

Tabla 35. Operaciones tecnológicas ejecutadas en la construcción de la sala de pruebas de RS. ROTH

Sistema	Tramo/ Elemento	Nro.	Operación tecnológica	Tiempo (horas)
Sistema de extracción de gases	Soporte estructural del silenciador	1	Trazado	0,5
		2	Corte (discos de corte)	1
		3	Armado	3
		4	Soldado	6
		5	Pulido	2
		6	Empotrado	3
		7	Pintado esmalte verde	0,5
	A-B Campana x 2	8	Trazado	2
		9	Corte (oxicorte)	1
		10	Barolado	3
		11	Soldado	1
		12	Pulido	0,4
		13	Pintado	0,2
	B-C Ducto flexible	14	Selección	2
		15	Medición	0,1
		16	Colocación	2
	C-D Junta convergente	17	Trazado	3
		18	Corte (oxicorte)	3
		19	Barolado	4
		20	Soldado	4
		21	Pulido	1
		22	Pintado	0,5
	D-E Codo de entrada	23	Trazado	2
		24	Corte (oxicorte)	1
		25	Barolado	2
		26	Soldado	1
		27	Pulido	0,5
		28	Pintado	0,2
	E-F Ducto de entrada	29	Trazado	0,3
		30	Corte (oxicorte)	1,5
		31	Barolado	2
		32	Soldado	3
		33	Pulido	1
		34	Pintado	0,5
	F-G Silenciador	35	Selección	2
		36	Gratado	1
		37	Trazado	2

		38	Corte (oxicorte)	3
		39	Revestimiento acústico	4
		40	Recubrimiento	3
		41	Remachado	1
		42	Soldado	6
		43	Pulido	1,5
		44	Pintado	0,5
	G-H Codo de salida	45	Trazado	2
		46	Corte (oxicorte)	1
		47	Barolado	2
		48	Soldado	1
		49	Pulido	0,5
		50	Pintado	0,2
	H-I Chimenea	51	Trazado	0,3
		52	Corte (oxicorte)	1,5
		53	Barolado	2
		54	Soldado	3
		55	Pulido	1
		56	Pintado	0,5
	I-J Doble Sombrero chino	57	Trazado	3
		58	Corte (oxicorte)	2
		59	Barolado	1
60		Soldado	2	
61		Pulido	0,5	
62		Pintado	0,2	
Sistema de bombeo de citrus cleaner y refrigerante	Tanques	63	Selección	1
		64	Perforación	2
		65	Montaje	0,2
	Bandeja de derrame con pellets	66	Trazado	1
		67	Corte	2
		68	Doblado	1
		69	Armado	4
		70	Soldado	5
	Impulsión	71	Pintado	0,5
		72	Selección	2
		73	Medición	0,5
		74	Cortado	0,2
		75	Roscado	2
		76	Armado	4
	Descarga	77	Selección	2
78		Medición	0,5	
79		Cortado	0,2	
80		Roscado	2	
81		Armado	4	
Sistema de bombeo de diesel	Estructura del tanque	82	Trazado	0,5
		83	Corte (discos de corte)	1
		84	Armado	3
		85	Soldado	16

		86	Pulido	1
		87	Empotrado	2
		88	Pintado esmalte verde	0,5
	Tanque	89	Selección	0,5
		90	Perforación	5
		91	Montaje	1
	Descarga	92	Selección	2
		93	Medición	0,5
		94	Cortado	0,5
		95	Roscado	3
		96	Armado	3
	Retorno.	97	Selección	2
		98	Medición	0,5
		99	Cortado	0,5
		100	Roscado	3
101		Armado	0,5	
Insonorización de la sala	Soporte para el aislante acústico	102	Trazado	1
		103	Taladrado	0,5
		104	Atornillado	0,5
		105	Instalación	4
	Recubrimiento con fibra de vidrio	106	Selección	5
		107	Medición	1
		108	Cortado	1
		109	Instalado	2
	Colocación fibrocemento	110	Selección	5
		111	Medición	1
		112	Cortado	1
		113	Instalado	2

Fuente: Elaboración propia.

Los tiempos mencionados anteriormente vienen dados por horas y cabe mencionar que a estos tiempos no se les consideró los tiempos muertos que son los que ocasionan demora en la construcción de la sala de pruebas al igual que todas las máquinas que necesitan su construcción.

4.5 Flujograma sinóptico de la construcción

A continuación se muestra el flujograma para cada uno de los sistemas construidos:

Figura 51. Flujograma del sistema de extracción de gases

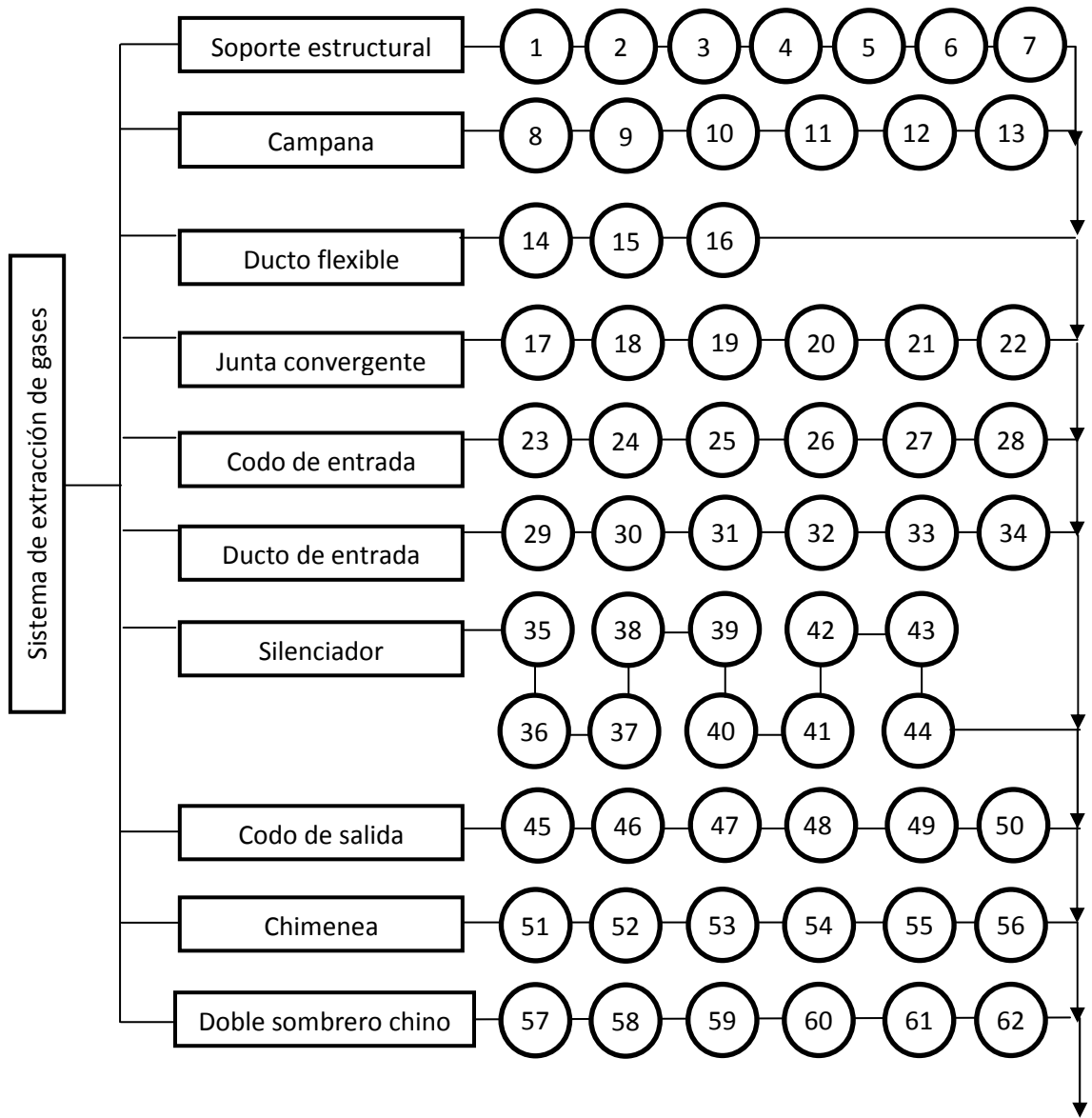


Figura 52. Flujograma del sistema de bombeo de citrus cleaner y refrigerante

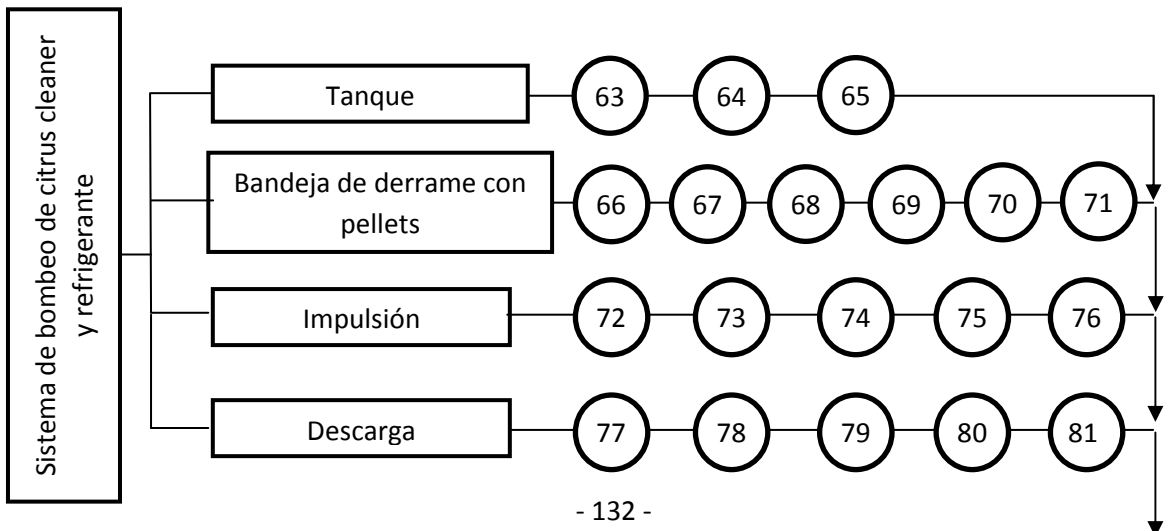


Figura 53. Flujograma del sistema de distribución de combustible

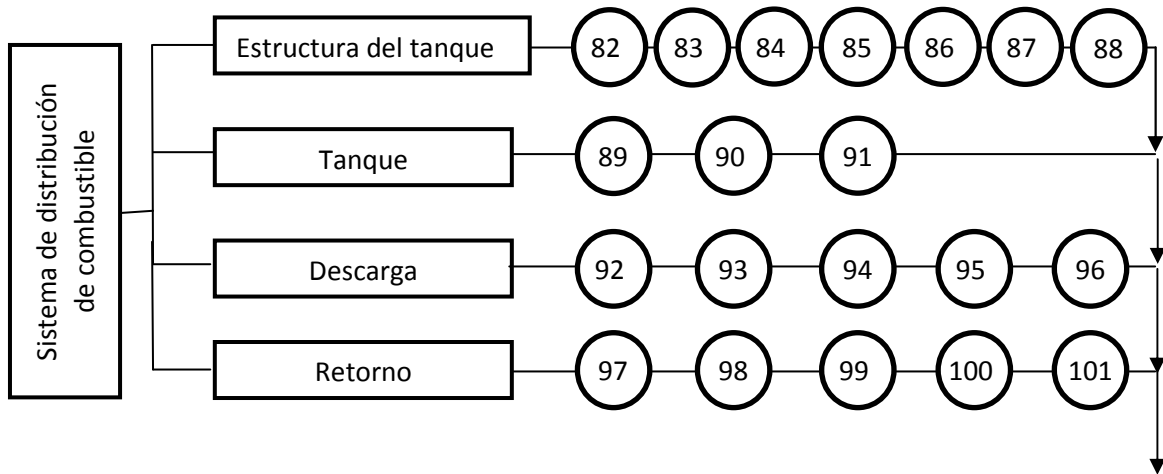
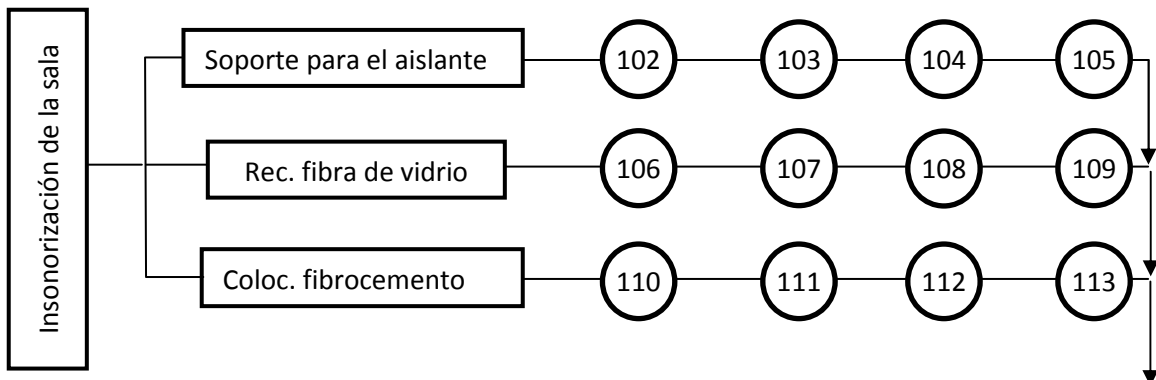


Figura 54. Flujograma de la insonorización de la sala.



4.6 Análisis de costos

4.6.1 Costos de inversión. Los costos de inversión son todos los gastos que se ha venido realizando en la construcción de los sistemas requeridos para la sala de pruebas de los grupos electrógenos incluyéndose los costos directos, indirectos y totales. Estos costos se obtienen mediante la sumatoria de todos los materiales utilizados en los sistemas de extracción de gases, bombeo e insonorización, incluyendo los gastos de mano de obra, transporte, combustible, materiales y equipos utilizados.

4.6.2 Costos directos. Son los costos que se pueden asignar y medir de una manera razonable a una elaboración o trabajo específico. Dentro de los costos directos tenemos que considerar todos los costos que afectan directamente al proyecto como lo son los materiales, mano de obra, la utilización de los equipos y herramientas, transporte y combustibles.

4.6.2.1 Análisis de costos por materiales. El costo de los materiales viene especificado en la tabla que se presenta a continuación.

Tabla 36. Lista de materiales y costos del sistema extracción de gases.

Cant.	Material	Precio Unitario	Precio Total
9	Planchas de acero lisa 2,44x1,22m e=2mm	48,00	432,00
2	Ducto flexible de alta temperatura 8"ID, 304 SS, 5 FT LO	436,25	872,50
4	Abrazaderas ducto flexible de alta temperatura 8"ID	108,85	435,40
4	Plancha galvanizada para silenciador e=0,7mm	42,75	171,00
7	Electrodos E6011	1,91	13,37
5	Electrodos E7018	2,95	14,75
3	Bridas de= 530mm y di= 355,6mm e= 1/2"	53,55	160,65
12	Pernos para bridas 1/2"x 2" NC completo	0,85	10,20
24	Pernos para bridas 3/4"x 2" NC completo	2,00	48,00
1	Silenciador Maxim MSA55 14"	1500	1500,00
1	Lana de vidrio para silenciadores 14m x 1,20m e=2"	37,00	37,00
3	Correas G soporte silenciadores 150x 50x15x3mm	36,15	108,45
1	Grata de 7"	6,25	6,25
7	Discos de corte 9"	2,86	20,02
4	Discos de desbaste 7"	2,22	8,88
100	Remaches de 1/4" x 1/2"	0,02	2,00
2	Platinas de 3/4 x 1/8"	3,24	6,48
1	Pintura de alta temperatura	35,95	35,95
1	Pintura verde fonsal	18,00	18,00
1	Ángulos de 50x4mm	15,75	15,75
1	Tubo de perforación petrolera de=3,5" e= 8mm	15,00	15,00
1	Placa cuadrada 280mm	10,00	10,00
		Subtotal	3941,65
		I.V.A 12%	473,00
		TOTAL \$	4414,65

Tabla 37. Lista de materiales y costos del sistema de suministro de combustible.

Cant.	Material	Precio Unitario	Precio Total
3	Tubos cuadrados de 50x3 (6m)	33,07	99,21
1	Angulos 50x2	15,75	15,75
1	Platina 2"x 3mm	8,13	8,13
3	Manguera No.10	14,95	44,85
1	Tubo 3/4 SCH 40	26,50	26,50
1	Neplo 2"x4	7,50	7,50
2	Válvula Check 3/4	29,50	59,00
3	Válvula P/ combustible 3/4	13,85	41,55
2	Adapter 3/4 a No.10	5,25	10,50
2	Fitting No.10	18,50	37,00
4	Neplo corrido 3/4 H.N	1,50	6,00
2	Teflón industrial	2,85	5,70
5	Electrodos 6011 1/8	2,62	13,10
5	Electrodos 7018 1/8	2,62	13,10
5	Discos de corte 7" SIA	2,82	14,10
3	Discos de desbaste 7" SIA	3,34	10,02
7	Codo 3/4" 90°	2,25	15,75
2	Codo cachimba 3/4"	3,50	7,00
1	Pintura de esmalte color negro brillante	18,00	18,00
12	Pernos expansivos 3/8"	1,75	21,00
1	Filtro DAHL 300	200,00	200,00
2	Cola de pescado 3/4"	5,50	11,00
1	Tapón hembra 2"	5,00	5,00
2	Manguera transparente nylon 3/4" (m)	5,50	11,00
2	Abrazaderas para manguera 3/4"	0,34	0,68
		Subtotal	701,44
		I.V.A 12%	84,17
		TOTAL \$	785,61

Tabla 38. Lista de materiales y costos del sistema de bombeo de citrus cleaner y refrigerante.

Cant.	Material	Precio Unitario	Precio Total
2	Tanque reservorio	22,00	44,00
1	Tubería pvc 3/4"	10,67	10,67
1	Tubería pvc 1"	12,58	12,58
2	Universal pvc 1"	2,50	5,00

1	Bomba Pedrollo PK 60 1/2 HP	80,21	80,21
4	Codo 90° pvc 1"	0,75	3,00
3	Codo 90° pvc 3/4"	0,54	1,62
2	Válvula check de paso 1"	18,38	36,76
1	Válvula check de paso 3/4"	14,38	14,38
2	Teflón industrial	1,40	2,80
2	Válvula de compuerta 1"	13,85	27,70
1	Válvula de compuerta 3/4"	12,50	12,50
3	Manguera transparente nylon 3/4" (m)	3,80	11,40
1	Codo cachimba 3/4"	3,50	3,50
1	Cola de pez 3/4"	4,50	4,50
1	Tubo cuadrado 1,5" e=3mm	5,50	5,50
1	Teé 3/4"	1,75	1,75
1	Teé 1"	2,50	2,50
1	Pellets de plástico 0,80x1,20 e=25mm	80,00	80,00
1	Planchas de acero lisa 2,44x1,22m e=2mm	48,00	48,00
2	Neplo 3/4" x 2	0,25	0,50
		Subtotal	408,87
		I.V.A 12%	49,06
		TOTAL \$	457,93

Tabla 39. Lista de materiales y costos del insonorizado.

Cant.	Material	Precio Unitario	Precio Total
10	Ángulo de amarre galvanizado x 3m	1,42	14,20
17	Canaleta de carga 6 x3,6	2,39	40,63
40	Canal listón cal. 22x 3m	4,29	171,60
2	Alambre galvanizado cal. 12 25 m	4,99	9,98
1	Alambre galvanizado cal. 18 60 m	3,75	3,75
24	Fibro cemento	13,86	332,64
5	Fibra de vidrio de 10cm	70	350,00
30	Tee conectora 1,20m	1,10	33,00
50	Tornillos framer 3/8"	0,25	12,50
		Subtotal	968,30
		I.V.A 12%	116,20
		TOTAL \$	1084,50

4.6.2.2 Análisis de costos por construcción. En la construcción de los sistemas de extracción, bombeo e insonorización se han contratado según el tiempo del operador

y dentro de las herramientas y equipos utilizados se considera el tiempo de usosdemostrados en la tabla siguiente:

Tabla 40. Costos de mano de obra.

No. de Operario	Personal	Costo por hora	Horas de trabajo	Costo Total
1	Técnico mecánico	8,33	4	33,32
1	Mecánico industrial	4,58	10	45,8
1	Soldador	4,50	190	855
1	Chofer maquinaria pesada	4,50	6	27
1	Ayudante mecánico	2,83	60	169,8
1	Albañil	2,58	8	20,64
1	Ayudante de albañil	2,56	8	20,48
TOTAL \$				1172,04

Tabla 41. Costos de equipos y herramientas.

Cantidad	Especificación	Costo por hora	Horas de trabajo	Costo Total
1	Terrajas	1,50	2	3,00
1	Soldadora MIG	2,71	60	162,60
1	Prensa	2,71	1	2,71
2	Pulidoras	1,50	10	30,00
1	Corte por plasma	2,25	1	2,25
1	Cortadora oxiacetilénica	2,00	15	30,00
1	Baroladora	3,00	20	60,00
2	Taladro	1,00	2	4,00
1	Soldadora eléctrica	2,56	40	102,40
1	Fresadora	5,00	3	15,00
1	Amoladora	1,00	20	20,00
1	Compresor y pistola	2,66	1	2,66
1	Montacargas	2,56	4	10,24
1	Malacate Eléctrico	2,56	2	5,12
1	Grúa estacionaria	2,71	2	5,42
TOTAL \$				455,40

Tabla 42. Costos de transporte

Cantidad	Especificación	Costo.
1	Flete por importación de ductos flexibles	411,00
1	Camión para compra de materiales	15,00
1	Envío de material	150,00
TOTAL \$		576,00

Tabla 43. Costos directos totales.

Especificación	Costo
Materiales	6742,69
Mano de obra	1172,04
Equipos y herramientas	455,40
Transporte	576,00
TOTAL \$	8946,13

4.6.3 Costos indirectos. Son los que representan los costos por ingeniería, dirección técnica y costos por gastos administrativos, son también llamados costos indirectos obteniéndoles por un porcentaje del total.

Se han considerado un 31% del total de los costos directos dados en el resumen económico.

Tabla 44. Costos indirectos totales

Especificación	Costo.
Costos de Ingeniería y dirección técnica	1500
Gastos Administrativos	100
TOTAL \$	1600

4.6.4 Costos totales. Son los generados por la suma de los costos directos, indirectos y un 2% de imprevistos.

Tabla 45. Costos totales del proyecto

Especificación	Costo.
Costos directos	8946,13
Costos indirectos	1600
Imprevistos (2%)	178,92
Costo Total del proyecto \$	10725,05

CAPÍTULO V

5. PRUEBAS DE OPERACIÓN

5.1 Recomendaciones para operar los sistemas.

Se recomienda la lectura completa de esta guía que le ayudará a optimizar el rendimiento, garantizar el uso seguro y orientarlo en el mantenimiento preventivo de los sistemas.

5.1.1 Inspección de los sistemas. Inspeccione en busca de daños aparentes u ocultos, para que los problemas sean corregidos antes de operar el equipo.

5.1.2 Aplicación. Estos sistemas son utilizados para las pruebas del grupo electrógeno cuyo diseño soporta las condiciones de los grupos generadores más grandes que posee la empresa como son los gen CAT modelo 3516C hasta un 80% de la potencia nominal indicada en su placa.

5.1.3 Principales componentes y sus funciones. Son los que se muestran a continuación:

Sistema de extracción de gases.

1.-Brida de conexión.- Une el sistema de extracción de gases producto de la combustión con la chimenea del grupo electrógeno.

2.-Flexibles.- Permite la adaptación del sistema a todos los grupos electrógenos cuyas alturas son variables incluido el bastidor pero principalmente soporta las temperaturas máximas de gases de escape conduciendo de manera eficiente dicho flujo.

3.-Silenciador de escape.- Limita los ruidos en el escape del equipo. Los silenciadores son suministrados con diferentes grados de atenuación de ruidos: industrial, residencial y crítico (hospitalario); en este caso es crítico. En general, cuanto más eficiente en la reducción de los ruidos de escape sea un silenciador, mayor será la pérdida de carga del escape al motor.

4.-Ductos y accesorios: Sirve para el direccionamiento y expulsión de los gases de escape hacia la parte externa de la sala.

5.-Chimenea.- Sirve para conducir los gases de escape cuyo funcionamiento depende directamente de la altura la misma que mientras más alta sea en un rango determinado restringe la recirculación de los gases hacia el interior.

6.- Sombrero chino.- Evita que ingrese agua cuando llueva

Sistema de bombeo.

7.- Tanque de combustible.- Reserva el fluido para impulsarlo por gravedad hacia la bomba de alimentación del motor.

8.- Válvula check.- Llamadas también válvulas de retención son utilizadas para no dejar regresar un fluido dentro de una línea, esta válvula se cierra instantáneamente dejando pasar solo el flujo que corre hacia la dirección correcta. Obviamente que es una válvula unidireccional y que debe de ser colocada correctamente para que realice su función.

9.- Válvula de bola para combustible.- En la válvula de bola un macho esférico agujereado controla la circulación del combustible. La aplicación para este sistema es que la bola perforada permite la circulación directa en la posición abierta y corta el paso cuando se gira la maneta 90° y cierra el conducto.

10.-Filtro de combustible DAHL.- Proporciona una eficiente separación del agua y filtración de contaminantes en el lado de succión elimina prácticamente el 100% del agua y la mayoría de los contaminantes del combustible.

11.- Tubería y accesorios hidráulicos.- Sirven para transportar y direccionar el fluido para abastecer al grupo electrógeno con un caudal suficiente y continuo para su correcto funcionamiento.

12.- Válvula de purga.- Se encarga de evacuar el fluido que puede estar con contaminantes encontrados en la línea o en el reservorio con la finalidad de limpiar.

13.- Mangueras.- Permiten la flexibilidad del sistema adaptado para cualquier tipo de equipo cuyas dimensiones no serán una restricción.

14.- Mirilla.- Mide el nivel de combustible en el tanque.

5.1.4 Cuidados. Los sistemas para el banco de pruebas del grupo electrógeno utilizando inadecuadamente, pueden causar daños físicos y materiales. Con el fin de evitarlos, siga las siguientes recomendaciones:

1.- Este equipo:

- Puede ocasionar interferencias mecánicas o eléctricas en equipos sensibles que estén próximos.
- Deben ser instalado y operado en locales ventilados y con protección contra humedad o incidencia de agua.

2.- Nunca efectúe reparaciones o servicios de soldadura en el tanque, pues estos pueden afectar su resistencia o esconder problemas más serios

3.- No efectúe mantenimiento de los sistemas cuando este se encuentre adaptado con el grupo generador la falta de seguimiento de estas instrucciones pueden ocasionar daños al equipo y al usuario.

5.2 Procedimiento de puesta en marcha del equipo.

Ejecute los siguientes procedimientos para el sistema:

1.- Comprobar que el personal ingrese con todo el equipo de seguridad industrial para evitar cualquier tipo de riesgos y accidentes laborales.

2.- Verifique el estado de filtros de aire, de combustible, nivel de aceite, agua y refrigerante en el grupo electrógeno. Una lubricación adecuada es crítica para mantener el desempeño y vida del motor. Es esencial utilizar el aceite y los filtros diseñados para motores específicos.

3.- Verificar las conexiones del ducto flexible con la brida de acople.

4.- Revisar que en el sistema de escape no exista agua ya que podría dañar el motor.

5.- Adaptar la brida de la chimenea del generador con la brida del sistema de expulsión de gases.

- 6.- Revisar que los niveles de los tanques sean correctos para suministrar con abundancia suficiente al grupo generador caso contrario proceder a su llenado.
- 7.- Constatar que todas las conexiones estén debidamente ajustadas y no existan fugas
- 8.- Conectar las mangueras a los distintos manifolds del equipo para administrar gradualmente y de forma continua los distintos fluidos como son: combustible, refrigerante, agua y citrus cleaner.
- 9.- Abrir las válvulas para mantener un flujo controlado y suministrar de manera adecuada al generador.
- 10.- Realizar las conexiones eléctricas de las líneas desde el generador hacia el banco de resistencias.
- 11.- Seleccionar la posición ON para el inicio de operación del equipo.
- 12.- Variar la carga por medio del banco de pruebas tomando a su vez los datos correspondientes para su registro y posterior análisis.
- 13.- Detectar posibles desperfectos en el equipo para su posterior reparación.
- 14.- Apagarel grupo electrógeno de forma manual.
- 15.- Desconectar las líneas eléctricas, bridas de conexión del sistema de extracción, y mangueras hidráulicas adaptadas al generador.

5.3 Mantenimiento de los sistemas.

Se debe tratar de realizar un mantenimiento preventivo para garantizar el perfecto funcionamiento y prolongar la vida útil del equipo.

5.3.1 *Mantenimiento del sistema de expulsión de gases.* Para asegurar la correcta operación del este sistema, y así poder predecir o detectar alguna anomalía, antes de que pueda ocurrir alguna falla; independientemente del tipo y su capacidad, se recomienda contar con un programa de mantenimiento realizando inspecciones generales.

- * Revise todos los pernos del sistema de escape y los accesorios en forma regular y recordar que las tuberías deben ser soportadas en tramos regulares pues de otra forma se puede llegar a una situación desastrosa por fugas o grietas.
- * Verificar el estado de corrosión de los ductos flexibles y que no haya tuercas o pernos sueltos por vibraciones en los acoples.
- * Verificar oxidación en las abrazaderas del silenciador. De ser necesario deben mantenerse libres de corrosión con grasa de grafito resistente al calor.
- * Además el aumento de temperatura del aire en el recinto del motor hace que el motor se caliente más que lo normal y esto se traduce en ineficiencia.

Actividad de prevención:

- * Curvas cerradas y los codos deben evitarse en lo posible para evitar contrapresión en el motor.
- * El mantenimiento programado del sistema de escape con una verificación completa y regular se costea con beneficios fácilmente mensurables. Por otro lado, un sistema de escape descuidado puede ser el origen de malos olores, daños a los componentes interiores, y un peligro latente para el cableado eléctrico; puede causar un ruido molesto, vibración y peor aún, un peligro mortal que puede provocar un incendio y la pérdida total de la instalación y del edificio.

5.3.2 *Mantenimiento de los sistemas de bombeo.* Se debe cumplir con los siguientes parámetros.

1 Es aconsejable cambiar el combustible del tanque cada 3 meses como máximo después de utilizar y volverlo a reciclar ya que sus propiedades se deterioraran con el paso del tiempo.

2 Verificar el estado del filtro de combustible.

3. Se debe sopletar cada vez que se realice las pruebas con distintos equipos las mangueras flexibles colocadas en el sistema de bombeo de los distintos fluidos.

4 Abrir la válvula de bola hasta que el filtro se llene completamente para que cumpla su función a continuación conectar al generador para su respectivo suministro.

5 Abrir la válvula de drenaje y limpiar periódicamente cada 3 meses el tanque de combustible.

6 Llenar con ayuda de una bomba portátil el tanque de combustible una cantidad máxima de 230 gal.

7 Coloque el tapón de llenado nuevamente en su posición y asegúrese de que la válvula de drenaje esté correctamente ajustado.

5.4 Pruebas de operación y resultados.

Para comprobar el funcionamiento del sistema de escape, distribución, y la insonorización de la sala se procede con las pruebas de operación del siguiente generador:

Marca: CAT

Modelo 3406

Potencia: 275 ekW prime

Luego de realizar las pruebas se obtiene los siguientes resultados que se muestran en la tabla 46.

Tabla 46. Test de pruebas para el grupo generador CAT 3406

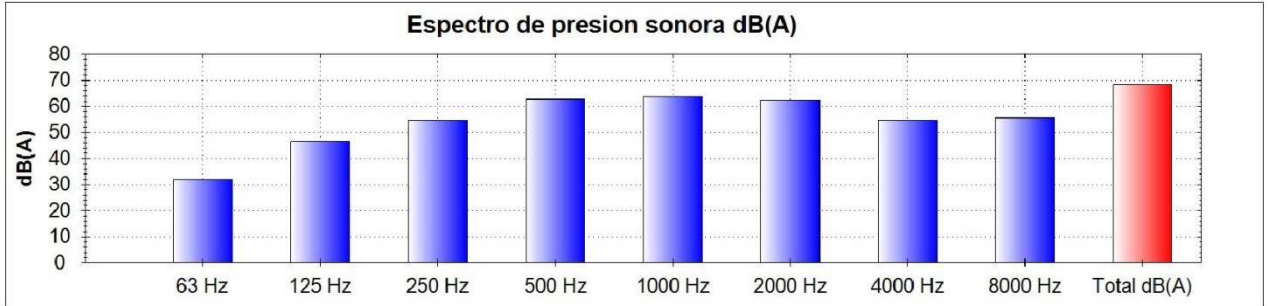
Prueba	Tiempo	RPM	Voltaje	Amperaje	Gen EKW	Frecuencia	%Carga	PSI
Calentamiento	10h 30	1800	480	0	0	60	0	98
Prueba 1	10h 40	1800	480	142	118	60	45	63
Prueba 2	10h 50	1799	480	190	158	60	60	61
Prueba 3	11h 00	1800	480	225	187	60	70	60
Prueba 4	11h 30	1800	480	256	213	60	80	60

Fuente: Elaboración propia

Comparando estos resultados con el performance data del grupo generador entregado por el fabricante adjuntado en el Anexo M se concluye que la sala de pruebas brinda las condiciones óptimas para el correcto funcionamiento dentro de los rangos permisibles de trabajo establecidos.

Para verificar el correcto funcionamiento de la insonorización se realizan pruebas con un sonómetro digital marca PCE modelo: 322A obteniendo los siguientes resultados:

Figura 55. Espectro de presión sonora a 3 metros de la fuente.



Presión

63 Hz	32
125 Hz	47
250 Hz	55
500 Hz	63
1000 Hz	64
2000 Hz	63
4000 Hz	55
8000 Hz	56
Total dB(A)	69

Fuente: Elaboración propia

Nótese que todos los valores se encuentran por debajo de los valores de presión sonora establecidos por la curva NC 65 cumpliendo con el objetivo planteado que es la atenuación de contaminación de ruido hacia las personas y construcciones colindantes.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones.

Se ha diseñado, seleccionado y montado un sistema de extracción de gases, bombeo e insonorización de una sala de pruebas de grupos generadores para la empresa RS ROTH EQUIPOS PETROLEROS cumpliendo con todos los requerimientos establecidos para su correcto funcionamiento.

Con el diseño del sistema de escape se asegura el correcto funcionamiento del grupo electrógeno ya que la retro presión del sistema en ningún caso supera a la soportada por el generador proporcionando así la correcta evacuación de los gases de escape hacia la chimenea y a la atmósfera.

Se ha determinado la altura requerida por la chimenea para asegurar que los gases productos de la combustión no retornen a la sala de pruebas y así no contaminen el ambiente de trabajo.

El diseño del sistema de escape permite que una amplia gama de generadores puedan ser probados en él, ya que consta de ductos flexibles que se pueden acoplar a las diferentes alturas y distancias de cada escape de los generadores.

Para disminuir el ruido excesivo producido en el funcionamiento del grupo electrógeno se ha optado por utilizar un silenciador de grado crítico obteniendo una disminución en la presión sonora de hasta 40 dB la misma dependerá del tipo de generador.

Debido al peso de los accesorios y equipos se ha visto la necesidad de dimensionar un soporte para el sistema de escape con el fin de asegurar la estabilidad en el montaje y funcionamiento.

Se diseñó un sistema de distribución para el combustible, refrigerante y citrus cleaner; para abastecer directamente y con flujo continuo por los respectivos manifolds del equipo.

Para el suministro de combustible se diseñó un sistema por gravedad debido a las facilidades del espacio físico para disminuir costos y cumplir con el suficiente abastecimiento de diesel.

Se ha diseñado el sistema de insonorización de la sala obteniendo niveles de presión sonora que se encuentran por debajo de la curva NC 65 cumpliendo así con las recomendaciones internacionales establecidas para locales industriales disminuyendo la contaminación de ruido y estableciendo confort hacia las personas y locales colindantes.

Se ha seleccionado un silenciador para el sistema de escape que cumple con el requerimiento de atenuación de ruido con una caída de presión suficientemente baja para no afectar el rendimiento del grupo electrógeno.

Se seleccionó un ventilador que cumple con las condiciones de caudal, caída de presión para las condiciones de trabajo en Quito a una altitud de 2850 m.s.n.m. cabe recalcar que no fue necesario incluir el coeficiente de corrección por altitud ya que en el software de Casals ya está incluido el factor de corrección por altitud.

Para el sistema de bombeo se ha seleccionado una bomba periférica que cumple con el requerimiento de caudal y debido a su configuración este puede ser regulado por medio del estrangulamiento de una válvula de compuerta, debido a las propiedades del citrus cleaner y el Rocor Nb Liquid se ha utilizado una sola bomba con sus respectivas conexiones y tanques para estos dos fluidos.

Se realizó el montaje de los sistemas de extracción de gases, bombeo e insonorización para la sala, ejecutándose las correspondientes pruebas de campo, verificando así el funcionamiento y la confiabilidad de los equipos seleccionados y de los diferentes sistemas construidos.

Comparando los resultados con el performance data del grupo generador entregado por el fabricante se concluye que la sala de pruebas brinda las condiciones óptimas para el correcto funcionamiento dentro de los rangos permisibles de trabajo establecidos.

6.2 Recomendaciones.

Antes de proceder a operar los sistemas construidos se deberá leer con mucha atención la guía de mantenimiento situado en el capítulo 5 de este documento.

Controlar que no existan fugas en los sistemas de extracción de gases y bombeo ya que el tipo de fluidos que se manejan podrían ocasionar riesgos y accidentes.

Se debe poner énfasis en el uso del equipo de seguridad de los técnicos y operadores.

En el caso de la adquisición de un nuevo generador se debe verificar que la caída de presión del mismo sea mayor a la que se genera en el sistema de escape para asegurar la evacuación de los gases producto de la combustión.

Se debe realizar un mantenimiento periódico en el sistema de escape ya que debido a las altas temperaturas de los gases de combustión, se generará corrosión y desgaste en los ductos y accesorios.

Se deberá asignar el presupuesto correspondiente para la construcción del sistema de ventilación porque se llegó a la conclusión de que reduce el tiempo para realizar las pruebas dentro de la sala por su elevado incremento de temperatura.

Se debe construir el sistema de ingreso y salida de los equipos a la sala de pruebas mediante un sistema móvil mecánico o automatizado para facilitar el transporte de los grupos generadores.

Considerando la gran importancia que tiene el sector industrial es indispensable la integración de los estudiantes de Ingeniería en el desarrollo de tesis de grado para la aportación Técnica- Científica de soluciones eficientes de problemas aún no resueltos en la industria nacional.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] TAIGÜER. Manual de Operación y Mantenimiento de los Grupos Electrógenos. España: 2010. Pág. 4-6.
- [2] CATERPILLAR. Caterpillar Commercial Diesel Engine Fluids Publicación Especial Recommendations, SEBU6251. EEUU: 2009. Pág 50
- [3] http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna
- [4] http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_cuatro_tiempos
- [5] http://laplace.us.es/wiki/index.php/Maquinas_termicas
- [6] <http://www.jmcprl.net/higiene-toxico02/>
- [7] http://www.exovent.com/faq_1.htm
- [8] GREEN R. Compresores Selección Uso Y Mantenimiento. Mc Graw Hill. España: 1999. Pág. 243-245
- [9] http://katoh.com.mx/tienda/product_info.php?products_id=66
- [10] <http://www.directindustry.es/prod/sjerp-jongeneel/ventiladores-centrifugos-39809-330599.html>
- [11] GOBERNA R. Ventilación industrial. 1ª Edición en español. España: 1992. Pág. 5-2 – 5-4.
- [12] <http://www.baldwinfilter.com/es/productsDAHLLearnmore.html>
- [13] <http://www.baldwinfilter.com/es/productsdahlinstallationguide.html>

- [14] <http://www.filsamexico.com/productos.php>
- [15] http://www.walegriadiesel.blogspot.com/2010/08/blog-post_321.html
- [16] <http://www.monografias.com/trabajos36/bombas-centrifugas2.shtml>
- [17] ISOVER. Manual de Aislamiento en la Industria. 1ª Edición. España: 2010. Pág. 105 – 132.
- [18] http://www.texsa.com/es/docs/ES_sistemasAcustica.pdf, Pág. 30
- [19] OREL, R. El Cálculo de la Combustión. E Alsina. Argentina: 1954. Pág. 49-55.
- [20] CUMMINS J. Silencer Application Handbook. Universal Silencer. EE.UU.: 1993. Pág. 63.
- [21] <http://www.maximsilencers.com/spark-arresting-exhaust-silencers-MSA33.html>
- [22] <http://www.inamhi.gov.ec/anuarios/am2008.pdf> Pág. 11
- [23] CATERPILLAR. Guía de Aplicación e Instalación. Impreso en los EE.UU.: 2007. Pág. 3
- [24] <http://www.miltoncat.com/products/NewGenerators/Documents/3516C/Download%20Specification%20Sheets.pdf>
- [25] http://www.munters.com/upload/Related%20product%20files/SM_shutters_Spanish.pdf
- [26] CATERPILLAR. Gen Set Package Performance Data 3516 C. Impreso en los EE.UU: 2007. Pág. 1.
- [27] <http://www.facenil.com/tuberias/hierronegrosincostura.htm>

- [28] MATAIX, C. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Editorial Harper & Row Latinoamericana. México: 1982. Pág. 205
- [29] www.baldwinfilter.com/Literature/Spanish/5%20Catalogs&Supplements/Form4005s.pdf
- [30] <http://www.plasticosrival.com/productos.php?p=1&t=2&c=1&i=3>
- [31] <http://es.scribd.com/doc/22223567/14.pdf>
- [32] CARRIÓN A. Diseño acústico de espacios arquitectónicos. 1ra Edición. España: 1998. Pág. 42 - 43.
- [33] BARRON R. Industrial Noise Control and Acoustics. 1ra Edición. EE.UU.: 2001. Pág. 112 - 116.

BIBLIOGRAFÍA.

ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI). EE.UU.:2009.

BARRON R. Industrial Noise Control and Acoustics. 1ra Edición. EE.UU.: 2001.

BLANCO, E. Sistemas de Bombeo, Universidad de Oviedo. Gijón: 1994.

CARRIÓN A. Diseño acústico de espacios arquitectónicos.1ra Edición. España: 1998.

CARRIER. “Manual de Aire Acondicionado” Marcombo. España: 1980.

CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Mc Graw Hill. México: 1990.

CUMMINS J. Generadores enfriados por líquido-Manual de Aplicación. EE.UU.: 2004.

CUMMINS J. Silencer Application Handbook. EE.UU.: 1993.

CUMMINS POWER GENERATION. Manual de Aplicación. China: 2004.

CATERPILLAR. Caterpillar Commercial Diesel Engine Fluids Publicación Especial Recommendations, SEBU6251. EEUU: 2009.

CATERPILLAR. Guía de Aplicación e Instalación. Impreso en los EE.UU: 2007.

CATERPILLAR. Gen Set Package Performance Data 3516 C. Impreso en los EE.UU: 2007.

GOBERNA R. Ventilación industrial. 1ª Edición en español. España: 1992.

GPM-7. Centrifugal Pump Fundamentals. USA: 2000.

GREEN R. Compresores Selección Uso Y Mantenimiento. Mc Graw Hill. España: 1999.

INCROPERA, F. Fundamentos de transferencia de calor. Prentice hall. 4° Edición. México: 1999.

ISOVER. Manual de Aislamiento en la Industria. 1ª Edición. España: 2010.

MATAIX, Claudio, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Editorial Harper & Row Latinoamericana. México: 1982.

MOTT, L Robert. Mecánica de fluidos. México. 2006.Sexta Edición.

OREL, R. El Cálculo de la Combustión. Ed. Alsina. Argentina: 1954.

SMACNA. HVAC systems duct design. 3ra Edición. EE.UU. 1990.

TAIGÜER. Manual de Operación y Mantenimiento de los Grupos Electrógenos España: 2010.

UNIVERSAL SILENCER FULL-LINE. Catalog. EE. UU.: 2007

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna

2011 – 07– 26

CICLO DE UN MOTOR DE 4 TIEMPOS.

http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_cuatro_tiempos

2011 – 08– 03

CICLO TERMODINÁMICO DEL MOTOR DIESEL.

http://laplace.us.es/wiki/index.php/Maquinas_termicas

2011 – 08– 13

SISTEMA DE VENTILACIÓN LOCALIZADA.

<http://www.jmcpri.net/higiene-toxico02/>

2011 – 08– 14

SISTEMA DE VENTILACIÓN GENERAL .

http://www.exovent.com/faq_1.htm

2011 – 08– 14

VENTILADOR AXIAL.

http://katoh.com.mx/tienda/product_info.php?products_id=66

2011 – 08– 15

VENTILADOR CENTRÍFUGO.

<http://www.directindustry.es/prod/sjerp-jongeneel/ventiladores-centrifugos-39809-330599.html>

2011 – 08– 18.

FILTRO PARA COMBUSTIBLE.

<http://www.baldwinfilter.com/es/productsDAHLLearnmore.html>

2011 – 08– 19.

FUNCIONAMIENTO DEL FILTRO DE COMBUSTIBLE.

<http://www.baldwinfilter.com/es/productsdahlinstallationguide.html>

2011 – 08– 19.

FILTROS.

<http://www.filsamexico.com/productos.php>

2011 – 08– 20.

BOMBA INYECTORA EN LÍNEA.

http://www.walegriadiesel.blogspot.com/2010/08/blog-post_321.html

2011 – 08– 21

CURVA TÍPICA DE UN SISTEMA DE BOMBEO.

<http://www.monografias.com/trabajos36/bombas-centrifugas/bombas-centrifugas2.shtml>

2011 – 08– 22

ESTRUCTURA DE UN SISTEMA DE AISLAMIENTO ACÚSTICO

http://www.texsa.com/es/docs/ES_sistemasAcustica.pdf, pág. 30

2011 – 08– 25

ATENUACIÓN DE SILENCIADORES MARCA MAXIM SILENCERS

<http://www.maximsilencers.com/spark-arresting-exhaust-silencers-MSA33.html>

2011 – 12– 12

DATOS METEOROLÓGICOS DE QUITO

<http://www.inamhi.gov.ec/anuarios/am2008.pdf> pág. 11

2011 – 10– 11

DATOS DEL CALOR EXPULSADO DEL GRUPO ELECTRÓGENO 3516C

<http://www.miltoncat.com/products/NewGenerators/Documents/3516C/Download%20Specification%20Sheets.pdf>

2011 – 10– 19

DIMENSIONES DE LA PERSIANA

http://www.munters.com/upload/Related%20product%20files/SM_shutters_Spanish.pdf

2011 – 11– 19

DIMENSIONES DE TUBERÍAS COMERCIALES DE HIERRO NEGRO

<http://www.facenil.com/tuberias/hierronegrosincostura.htm>

2011 – 10 – 16

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL FILTRO DAHL 300

www.baldwinfilter.com/Literature/Spanish/5%20Catalogs&Supplements/Fo rm4005s.pdf

2012 – 01 – 17

ESPECIFICACIONES DE LA TUBERÍA DE PVC

<http://www.plasticosrival.com/productos.php?p=1&t=2&c=1&i=3>

2012 – 01 – 19

PRESIÓN DE VAPOR.

<http://es.scribd.com/doc/22223567/14.pdf>

2012 – 01 – 31

TIPOS DE SOLUCIONES ACÚSTICAS

<http://www.contacus.cl/soluciones-para-el-control-de-ruido>

2012 - 04 - 23