

**DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL CENTRO DE  
INVESTIGACIÓN DE MOTORES (CIM) Y DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO DE  
PRUEBAS DE LA SALA DE MOTORES DE 2 TIEMPOS PARA EL CIM EN LA  
SEDE UIS GUATIGUARÁ**

**CARLOS ALBERTO ALDANA GÓMEZ  
EYMAR ANDRÉS RODRÍGUEZ RUEDA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2015**

**DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL CENTRO DE  
INVESTIGACIÓN DE MOTORES (CIM) Y DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO DE  
PRUEBAS DE LA SALA DE MOTORES DE 2 TIEMPOS PARA EL CIM EN LA  
SEDE UIS GUATIGUARÁ**

**CARLOS ALBERTO ALDANA GÓMEZ  
EYMAR ANDRÉS RODRÍGUEZ RUEDA**

**Trabajo de grado para optar al título de  
INGENIERO MECÁNICO**

**DIRECTOR  
JORGE LUIS CHACÓN VELASCO  
Ph.D. en Ingeniería Mecánica**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2015**

## DEDICATORIAS

*A mi madre y mis hermanos, porque ellos son y serán siempre mi más grande apoyo y mi mejor ejemplo.*

*Carlos Alberto Aldana Gómez*

*A mis padres y mis hermanos por su apoyo incondicional a lo largo de todo mi proceso de formación.*

*Eymar Andrés Rodríguez Rueda*

## **AGRADECIMIENTOS**

Al profesor Omar Armando Gelvez Arocha por su orientación en este proyecto, por su confianza, consejos, recomendaciones para nuestra formación personal y profesional y por creer siempre en nosotros y en nuestro trabajo.

A los ingenieros Gabriel García y Jens Jensen, por su colaboración, ayuda y consejos en este proceso de culminación del presente proyecto.

A todos aquellos que nos colaboraron y brindaron la oportunidad de formarnos como profesionales y como personas en esta institución.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN.....	22
1. PRELIMINARES.....	24
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	24
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA .....	29
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.....	33
1.3.1 Objetivo General.....	33
1.3.2 Objetivos específicos.....	33
2. GENERALIDADES.....	36
2.1 GENERALIDADES DE UN LABORATORIO DE ENSAYOS DE MOTORES .....	36
2.1.1 Definición de Banco de Pruebas .....	36
2.1.2 Tipos de Ensayos Realizados en los Bancos de Prueba.....	37
2.2 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE UNA SALA DE ENSAYOS .....	37
2.3 GENERALIDADES DE LAS VIBRACIONES.....	39
2.3.1 Conceptos y Terminología de las Vibraciones Mecánicas. ....	39
2.4 FORMACIÓN Y EFECTO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS.....	41
2.4.1 Métodos Para la Reducción de Vibraciones .....	43
2.5 GENERALIDADES DEL DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO .....	46
2.5.1 Conceptos de Transferencia de Calor y Cargas Térmicas .....	47
2.5.1.1 Cargas exteriores .....	50
2.5.1.2 Cargas interiores .....	51
2.5.1.3 Transferencia de calor por conducción.....	52
2.5.1.4 Transferencia de calor por convección.....	54
2.5.1.5 Transferencia de calor por radiación .....	55
2.6 PSICROMETRÍA .....	56
2.6.1 Aire seco y Aire atmosférico.....	56

2.6.2	Humedad específica y humedad relativa del aire.....	57
2.6.3	Entalpia del aire atmosférico .....	59
2.6.4	Carta psicrométrica .....	60
2.7	AIRE ACONDICIONADO.....	61
2.7.1	Aspectos generales.....	61
2.7.2	Funcionamiento .....	62
2.7.3	Sistemas de aire acondicionado .....	63
2.8	VENTILACIÓN Y EXTRACCIÓN DE OLORES.....	67
2.8.1	Tipos de ventilación y extracción .....	67
2.8.2	Funciones de la ventilación .....	68
2.9	ACONDICIONAMIENTO DE RECINTOS .....	69
2.9.1	Ambiente en un laboratorio de motores .....	70
2.9.2	Efectos de los contaminantes en las personas .....	70
2.9.3	Calidad del aire interior .....	72
2.9.4	Factores de confort térmico.....	73
3	DISTRIBUCIÓN DE PLANTA DEL LABORATORIO DEL CIM2T .....	76
4.	DISEÑO Y ESPECIFICACIONES DEL BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES 2T DEL CIM.....	82
4.1.	RECOMENDACIONES ERGONÓMICAS.....	83
4.2.	COMPONENTES DEL BANCO .....	85
4.3.	DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO DE PRUEBAS.....	86
4.4.	DIMENSIONAMIENTO DE LA MESA .....	87
4.4.1.	Análisis CAD-CAE de la mesa .....	90
4.5.	MECANISMOS DE ROTACIÓN.....	92
5.	CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DEL BANCO DE MOTORES 2T .....	97
5.1.	DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL.....	97
5.1.1.	Cálculo del Diámetro del Eje por Resistencia.....	97
5.1.2.	Análisis del eje, diagramas cortante y flector.....	98
5.1.3.	Resultados del Análisis CAD-CAE en SOLIDWORKS .....	103

5.2. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS DEL EJE PRINCIPAL .....	105
5.2.1.Cálculo de la Longitud Mínima .....	105
5.3. CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE UN MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN- CORONA. ....	106
5.3.1.Diseño del Tornillo sin fin.....	107
5.3.2.Cálculo del Desplazamiento y del Ángulo de Desplazamiento .....	108
5.4. CÁLCULO DE LOS DEMÁS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL MECANISMO SIN FIN – CORONA.....	110
5.5. CÁLCULO DE LAS FUERZAS PRESENTES EN EL SISTEMA.....	110
5.6. CÁLCULO DEL SISTEMA DE ROTACIÓN DE LA MESA MEDIANTE UN MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN- CORONA. ....	112
5.7. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA BASE .....	113
5.7.1.Análisis CAD-CAE de la Estructura .....	114
5.8. ANÁLISIS DE LAS FRECUENCIAS DE VIBRACIÓN DEL BANCO.....	116
6. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS.....	120
6.1. ACOPLÉ DINAMÓMETRO-MOTOR .....	120
6.2. SOPORTE DEL MOTOR.....	125
6.3. SELECCIÓN DE LOS APOYOS PARA LOS EJES .....	127
6.4. SELECCIÓN DE LOS AISLADORES DE VIBRACIÓN .....	128
7. CONSIDERACIONES Y DISEÑO BÁSICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	134
7.1. CARACTERÍSTICAS ESTRUCTURALES DEL RECINTO.....	134
7.2. UBICACIÓN ESPACIAL.....	137
7.2.1.Localización del Parque Tecnológico de Guatiguará .....	137
7.2.2.Orientación.....	138
7.3. CONSIDERACIONES EXTERIORES DE DISEÑO.....	139
7.3.1.Información meteorológica municipio de Piedecuesta.....	139
7.3.2.Selección condiciones de diseño exterior .....	142
7.4. CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO .....	142
7.5. CARGAS INTERNAS Y RUTINAS DE OPERACIÓN .....	144
7.5.1.Carga Térmica de los Motores .....	144

Transferencia del sistema de Escape .....	145
7.5.2.Cargas por iluminación .....	147
7.5.3.Cargas por ocupantes.....	148
7.5.4.Equipo interno.....	148
7.6. APLICACIONES Y PROCESOS .....	150
7.6.1.Horarios de Operación .....	150
7.7. FECHA Y TIEMPO DE CÁLCULO .....	150
7.8. DISEÑO BÁSICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO .....	151
7.8.1.Calculo de Cargas Térmicas de la Sala de Control y Taller.....	151
7.8.2.Calculo de las Cargas Térmicas para las Salas de Motores.....	152
7.8.3.Calculo del Flujo de Aire las Salas de Motores .....	153
8. DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y EXTRACCIÓN .....	156
8.1 UNIDADES ACONDICIONADORAS .....	156
8.1.1 SELECCIÓN DE EQUIPOS .....	157
8.2 TRAZADO DE DUCTOS.....	159
8.3 DISEÑO DE DUCTOS .....	160
8.4 REJILLAS Y DIFUSORES.....	162
8.4.1 Suministro .....	162
8.4.2 Retorno.....	163
9. PRESUPUESTO.....	165
10. CONCLUSIONES.....	167
11. RECOMENDACIONES.....	169
BIBLIOGRAFÍA.....	171
ANEXOS .....	173

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Banco de Pruebas de Motores laboratorio UdeA.....	24
Figura 2. Esquema General de un Laboratorio de Motores .....	27
Figura 3. Montaje del banco de prueba de motores, Hocshule Bremen University of Applied Sciences.....	29
Figura 4. Esquema de circulación del aire por la celda (Entrada inferior, salida superior)	30
Figura 5. Modelo General de un Sistema de Acondicionamiento de Aire.....	31
Figura 6. Elementos Amortiguadores Del Banco De Prueba De Motores, Hocshule Bremen University of Applied Sciences .....	32
Figura 7. Control activo de vibraciones .....	44
Figura 8. Control pasivo de vibraciones .....	45
Figura 9. Control de Choques .....	45
Figura 10. Esquema básico del sistema de circulación de aire acondicionado.....	46
Figura 11. Fuente de cargas térmicas.....	50
Figura 12. Transferencia de calor por conducción .....	53
Figura 13. Ejemplo de convección forzada y convección natural .....	54
Figura 14. Radiación solar.....	55
Figura 15. Variación de la humedad relativa con la temperatura .....	59
Figura 16. Diagrama Psicométrico Conceptual .....	61
Figura 17. Ciclo del refrigerante en un sistema de aire acondicionado simple .....	63
Figura 18. Unidad de cassette .....	66
Figura 19. Esquema sistema multizona TODO-AIRE .....	66
Figura 20. Componentes de los gases de combustión.....	71
Figura 21. Calidad de ambientes interiores .....	72
Figura 22. Sótano S02.....	76
Figura 23. Sótano S02.....	77
Figura 24. Plano del sótano S02.....	77
Figura 25. Plano de distribución del CIM .....	78
Figura 26. Vista de la entrada del CIM.....	79
Figura 27. Vista Superior CIM.....	80
Figura 28: Vista de la Entrada a la sala de motores 2T.....	81
Figura 29. Motor 2T DOLMAR 115 2.7KW .....	82
Figura 30. Motor 2T DOLMAR PC-7414 3.8KW.....	82
Figura 31. Variables antropométricas.....	84
Figura 32. Banco de pruebas.....	87
Figura 33. Dimensionamiento de la mesa, esquema de acople Dinamómetro-motor .....	88
Figura 34. Especificaciones de tamaño del Dinamómetro 2wb-115. ....	89
Figura 35. Esquema de la mesa.....	90
Figura 36. Análisis de desplazamientos de la mesa .....	91

Figura 37. Análisis de deformaciones de la mesa.....	91
Figura 38. Factor de seguridad de la mesa .....	92
Figura 39. Esquema de los mecanismos de rotación .....	93
Figura 40. Mecanismo de rotación en el eje X .....	93
Figura 41. Mecanismo de rotación en el eje Y .....	94
Figura 42. Rotación pura sobre el eje X.....	95
Figura 43. Rotación pura sobre el eje Y.....	95
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eje.....	98
Figura 45. Diagrama de cortante y flector.....	99
Figura 46. Factor de acabado de la superficie .....	101
Figura 47. Análisis de desplazamientos.....	103
Figura 48: deformaciones unitarias .....	104
Figura 49: Factor de seguridad.....	104
Figura 50. Sistema Tornillo sin fin corona.....	107
Figura 51. Diagrama de enlace sin fin- corona.....	108
Figura 52. Ángulo de desplazamiento.....	109
Figura 53. Fuerzas en el mecanismo sin fin- corona.....	111
Figura 54. Estructura de la Base .....	113
Figura 55. Estructura base, modelo de carga.....	114
Figura 56. Mallado de la estructura base.....	115
Figura 57. Análisis de Pandeo .....	115
Figura 58. Primer modo de vibración .....	116
Figura 59. Segundo modo de vibración.....	117
Figura 60. Tercer modo de vibración.....	117
Figura 61. Cuarto modo de vibración.....	118
Figura 62. Quinto modo de vibración .....	118
Figura 63. Forma simple de acople dinamómetro-motor.....	121
Figura 64. Acople Omega E5.....	124
Figura 65. Soporte del motor.....	125
Figura 66. Simulación Mordaza Inferior .....	126
Figura 67. Chumacera SKF SYNT 50 F.....	127
Figura 68. Chumacera FAG P76205.2RSR.....	127
Figura 69. Esquema simplificado del sistema con las fuerzas que actúan en él .....	128
Figura 70. Relación de frecuencias por eficiencia dada .....	129
Figura 71. Deformación del aislante según la carga .....	131
Figura 72. Frecuencias respecto a la carga.....	132
Figura 73. Aislador AMC 350+sylomer.....	133
Figura 74. Dimensiones aislador AMC 350 .....	133
Figura 75. Composición de los muros aislantes del CIM, ver Tabla 18 .....	136
Figura 76. Portón cortafuegos del CIM .....	137
Figura 77. Localización del CIM.....	138
Figura 78. Ubicación mediante coordenadas geográficas del CIM .....	138

Figura 79. Temperaturas Máximas Absolutas Piedecuesta.....	139
Figura 80. Temperaturas Mínimas Absolutas Piedecuesta.....	140
Figura 81. Temperaturas Media, Media Máxima y Media Mínima Piedecuesta.....	140
Figura 82. Humedad Relativa Piedecuesta .....	141
Figura 83. Brillo Solar Mensual Acumulado, Piedecuesta.....	141
Figura 84. Eficiencia motores de combustión interna .....	144
Figura 85. Sistema de impulsión y extracción de aire para las celdas.....	154
Figura 86. Zonas de División.....	156
Figura 87. Unidad Condensadora y Manejadora.....	158
Figura 88. Aire Acondicionado VA183CI LG.....	159
Figura 89. Distribución de los Ductos de Suministro y retorno .....	160
Figura 90. Ducturador para el Diseño de Ductos de la empresa TRANE.....	161
Figura 91. Difusor de Techo.....	163
Figura 92. Rejilla de Retorno.....	164

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Características del banco de pruebas sala motores 2T.....	33
Tabla 2. Condiciones para el Sistema de A.A. de los locales del Centro de Investigación de Motores .....	34
Tabla 3. Contenido del presupuesto.....	34
Tabla 4. Conversiones.....	40
Tabla 5. Composición del Aire seco a 1 atm .....	56
Tabla 6. Componentes de un sistema de acondicionamiento de aire.....	64
Tabla 7. Valores límites recomendados de contaminantes interiores .....	73
Tabla 8. Metabolismo según la actividad. Norma ISO-8996.....	74
Tabla 9: Valoración del vestuario según el nivel de arropamiento .....	75
Tabla 10. Variables antropométricas de la población laboral colombiana .....	84
Tabla 11. Factores de Confiabilidad.....	102
Tabla 12. Dimensiones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.....	105
Tabla 13. Modos de vibración.....	119
Tabla 14. Factor de servicio .....	122
Tabla 15. Tamaño del acople.....	123
Tabla 16. Condiciones de Operación .....	123
Tabla 17. Tamaños admisibles.....	124
Tabla 18. Materiales de los componentes .....	134
Tabla 19. Principales condiciones meteorológicas cuenca del río de oro. Piedecuesta ..	139
Tabla 20. Selección condiciones exteriores.....	142
Tabla 21. Zonificación de los sistemas de aire acondicionado .....	143
Tabla 22. Condiciones interiores para el CIM.....	143
Tabla 23. Transferencia de calor al aire de enfriamiento .....	145
Tabla 24. Carga térmica motor-dinamómetro 30kW .....	147
Tabla 25. Listado de cargas por iluminación .....	147
Tabla 26. Personal en el Laboratorio .....	148
Tabla 27. Área de influencia, recinto, equipos, cantidad y consumo de potencia para el CIM .....	148
Tabla 28. Horarios de operación del CIM .....	150
Tabla 29. Cargas Térmicas .....	152
Tabla 30. Cargas Térmicas, Sala de Motores .....	153
Tabla 31. Requerimientos por Zonas .....	157
Tabla 32. Tamaño de los Ductos de Suministro.....	162
Tabla 33. Tamaño de los Ductos de Retorno .....	162
Tabla 34. Rejillas de Suministro.....	163
Tabla 35. Rejillas de Retorno .....	164
Tabla 36. Presupuesto.....	165

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A. PLANOS.....	174
ANEXO B. FORMATOS DE PLANEACIÓN .....	175
ANEXO C. COTIZACIÓN .....	176

## NOMENCLATURA EMPLEADA

$L_{eje}$  = longitud del eje

$x_a$  = distancia desde 0 hasta el punto A

$x_b$  = distancia desde 0 hasta el punto B

$\rho_{4140}$  = densidad del acero 4140

$g$  = gravedad

$A_{eje}$  = area del eje

$T$  = torque principal

$\omega$  = velocidad angular

$W_{carga}$  = fuerza distribuida debido a los accesorios

$M_{Max}$  = momento maximo

$V_{Max}$  = cortante maximo

$S_y$  = limite de fluencia

$d_{eje}$  = diametro del eje por calculo estatico

$S_{ut}$  = límite de resistencia última

$S_e'$  = límite de resistencia a la fatiga

$K_l$  = factor de carga flectora

$K_d$  = factor de diámetro

$K_{tem}$  = factor de temperatura

$K_s$  = factor de acabado superficial

$K_c$  = factor de confiabilidad

$K_m$  = factor miscelaneo

$S_e$  = limite de fatiga final

$N$  = factor de seguridad

$K_f$  = factor del concentrador de esfuerzos

$d_{fat}$  = diametro del eje por fatiga

$T$  = Torque

$S_y$  = limite elastico

$d$  = diametro del eje  
 $t$  = dimension transversal de la cuña  
 $lc$  = longitud por compresion  
 $ls$  = longitud por corte  
 $d_g$  = diametro de garganta del engrane (corona)  
 $d_w$  = diametro del tornillo sin fin  
 $p_x$  = paso axial del sin fin  
 $p$  = paso circular del engrane  
 $pd$  = paso diametral del engrane  
 $l$  = desplazamiento  
 $\lambda$  = angulo de desplazamiento  
 $Ng$  = numero de dientes del engrane  
 $\theta$  = angulo de helice  
 $\phi$  = angulo de presion  
 $nw$  = numero de cuerdas del sin fin  
 $d_{ow}$  = diametro externo del sin fin  
 $d_{rw}$  = diametro de raiz del sin fin  
 $a$  = cabeza de diente del engrane  
 $b$  = raiz  
 $hk$  = profundidad de trabajo  
 $fg$  = ancho de cara del engrane  
 $fw$  = longitud de cara del sin fin  
 $wrad_g$  = carga radial engrane  
 $wtan_g$  = carga tangencial engrane  
 $wax_g$  = carga axial engrane  
 $wrad_w$  = carga radial sin fin  
 $wtan_w$  = carga tangencial sin fin  
 $wax_w$  = carga axial sin fin

## RESUMEN

**TITULO:** DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIÓN DE MOTORES (CIM) Y DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO DE PRUEBAS DE LA SALA DE MOTORES DE 2 TIEMPOS PARA EL CIM EN LA SEDE UIS GUATIGUARÁ

**AUTORES:** CARLOS ALBERTO ALDANA GÓMEZ  
EYMAR ANDRÉS RODRÍGUEZ RUEDA\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Aire Acondicionado, Laboratorio de Motores, Banco de Pruebas.

### DESCRIPCIÓN:

Este proyecto consiste en el desarrollo del proceso de acondicionamiento de aire del Centro de Investigación de Motores y la implementación del mecanismo de rotación y variación posicional del motor de 2 tiempos del CIM, mediante el diseño del sistema de aire acondicionado y el diseño mecánico del banco de pruebas de la sala de motores 2 tiempos. En este diseño se realiza un estudio de los recintos a acondicionar, se realiza el trazado de ductos de suministro, retorno y extracción, así como la selección y ubicación de los equipos y elementos que componen el diseño. Además del diseño mecánico del banco de pruebas, que permita garantizar la integridad y el funcionamiento correcto y seguro de cada uno de los elementos que componen al mismo, de manera que se pueda tener un manejo fácil y ergonómico de los equipos.

En el proceso de diseño del sistema de aire acondicionado, se realiza un análisis de las condiciones basado en el Standard 62.1 de la ASHRAE y recomendaciones de diferentes autores. En el diseño del banco de pruebas el dimensionamiento principal del banco es basado en las variables antropométricas de la población laboral colombiana dadas por el manual de ergonomía MAPFRE y el diseño de los elementos principales del banco se realiza teniendo en cuenta las condiciones de operación a las cuales se van a someter.

Se determinan las condiciones de las instalaciones, se realiza el cálculo de cargas térmicas y se dimensiona el proceso de acondicionamiento, se realiza el trazado de los ductos, y la selección del ventilador de extracción.

Como parte final se completan los formatos de contratación de la Universidad Industrial de Santander y además se incluyen unas conclusiones y recomendaciones para el sistema de Aire Acondicionado y Diseño Mecánico.

---

\* Proyecto de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ph.D. Jorge Luis Chacón Velasco.

## SUMMARY

**TITLE:** AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN FOR THE ENGINE RESEARCH CENTER (CENTRO DE INVESTIGACIÓN DE MOTORES “CIM”) AND TEST BENCH MECHANICAL DESIGN FOR THE TWO-STROKES ENGINE TEST CELL FOR THE CIM AT UIS GUATIGUARÁ \*

**AUTHORS:** CARLOS ALBERTO ALDANA GÓMEZ  
EYMAR ANDRÉS RODRÍGUEZ RUEDA\*\*

**KEY WORDS:** AIR CONDITIONING, ENGINE TEST STAND, TESTING BENCH.

### DESCRIPTION:

This Project is directed to the development of the conditioning process and handling of the air in the facilities of the Engine Research Center and the implementation of the rotational and positional shifting of a 2-stroke engine for the School of Mechanical Engineering at Industrial University of Santander, through the air conditioning system design and the mechanical design of the two strokes engine test bench, allowing a correct management and operation of the tests.

This design entails a study of the enclosures to condition; the layout of supply ducts, return and extraction, as well as the selection and placement of equipment and elements of the design is done. In addition to the mechanical design of the test, which ensure the integrity and the proper and safe operation of each of the elements the same, so you can have easy and ergonomic handling equipment when performing essays.

In the design process of the air conditioning system, an analysis of the conditions based on ASHRAE Standard 62.1. In designing the test the main dimensioning of the bank is based on the anthropometric variables of the Colombian labor force given by the operating ergonomics MAPFRE and the design of the main elements of the bank is made taking into account the operating conditions of which are undergoing.

The conditions of the facilities are determined, the calculation of thermal loads is performed and the conditioning process is dimensioned, the layout of the pipelines and the exhaust fan selection is performed.

Finally, formats of hiring by Industrial University of Santander are completed and further conclusions and recommendations for the HVAC system and mechanical design are included.

---

\* Proyecto de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ph.D. Jorge Luis Chacón Velasco.

## INTRODUCCIÓN

El motor de combustión interna (MCI) ha sido desde su creación uno de los artefactos más relevantes en el desarrollo de nuestra sociedad. Permitió el transporte y la industrialización del mundo, hasta el punto de volverse un elemento indispensable en nuestro accionar. Sin embargo, en la actualidad los altos costos de los combustibles y la normativa sobre emisiones y contaminantes, hacen que sea necesario el desarrollo de entidades que se dediquen al estudio de estas máquinas, con el fin de mejorar su eficiencia, reducir sus emisiones y mejorar sus características respecto al ruido, vibración entre otras.

Para generar estos resultados se necesita un trabajo de investigación y desarrollo en facilidades completamente equipadas y con un medio ambiente controlado, de manera que los resultados obtenidos sean confiables.

En nuestro país hay muy pocas instituciones que se dediquen a esto, y son menos aun las que se encuentren completamente dotadas y mantengan el ambiente controlado, es por esta razón que la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER en cumplimiento de su misión, en función de la formación de personas de alta calidad ética y profesional en la generación y adecuación de conocimientos aplicándolos al mejoramiento de procesos industriales ha decidido implementar el centro de investigación de motores (CIM), de esta manera se propone el siguiente proyecto de grado titulado “DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIÓN DE MOTORES (CIM) Y DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO DE PRUEBAS DE LA SALA DE MOTORES DE 2 TIEMPOS PARA EL CIM EN LA SEDE UIS GUATIGUARÁ”, el cual forma parte de un grupo de trabajos de grado que en conjunto abarcan todos los temas pertinentes al desarrollo e implementación de este centro de investigación. Es por esto que esta tesis de grado abarca las condiciones de refrigeración y aire acondicionado de cada sala de pruebas en

particular y del laboratorio en general, así como el diseño mecánico del banco de pruebas de motores 2 tiempos (2T) de la sala de pruebas para motores 2T.

Las memorias de esta tesis se han organizado de la siguiente manera: el capítulo 1 presenta las preliminares del proyecto, el capítulo muestra las generalidades de un laboratorio de motores y los conceptos utilizados en este trabajo, el capítulo 3 muestra las consideraciones básicas de diseño de los sistemas y subsistemas además de la distribución en planta del lugar, el capítulo 4 describe la metodología de diseño y los cálculos hechos para los elementos y sistemas propuestos, el capítulo 5 describe el proceso de selección y validación de los elementos funcionales y de seguridad y mitigación del laboratorio. Además y finalmente se anexan planos de piezas, planos y trazados de ductos, catálogos y soportes bibliográficos además de los formatos exigidos por la oficina de planeación para el Banco de Programas y Proyectos de Inversión de la UIS – BPPIUIS.

## 1. PRELIMINARES

### 1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Los laboratorios de Ensayos de Motores, como el observado en la Figura 1, abarcan amplios campos de aplicación relacionados con las necesidades específicas de cada sector industrial interesado en la investigación de nuevas tecnologías en el campo de la mecánica, donde se evalúe el comportamiento de motores y sus componentes cuando son sometidos a variaciones en los lubricantes, combustibles, factores ambientales, y nuevos diseños que produzcan soluciones eficientes para necesidades específicas.

Figura 1. Banco de Pruebas de Motores laboratorio UdeA



Fuente: Foto proporcionada por M. Sc. Gabriel García Sánchez.

En Colombia, existen muy pocas celdas de ensayos para motores de combustión interna, y la mayoría de ellas se encuentra en vía a quedar obsoletas, o no cumplen las normas internacionales existentes, que regulan, y permiten realizar ensayos y mediciones válidas.

Una sala de ensayos para motores puede realizar diferentes tipos de análisis como análisis de gases de escape, simulaciones de condiciones de terreno, comportamiento con diferentes tipos de combustible y análisis de potencia entre otros. La sala de ensayos de Guatiguará estará capacitada para realizar ensayos de potencia únicamente, para lo cual es necesario diversos subsistemas para un correcto funcionamiento, entre éstos subsistemas se pueden encontrar:

- 1) Sistema de amortiguación de las vibraciones de la bancada.
- 2) Sistema de aislamiento acústico de la celda de ensayos y sala de control
- 3) Sistema de aislamiento térmico de la celda de ensayos.
- 4) Sistema de control de la celda desde una sala de control principal
- 5) Sistema de ventilación y aire acondicionado tanto de la celda de ensayos como de la sala de control.
- 6) Sistema de agua de enfriamiento de la celda de ensayos.
- 7) Sistema de extracción y tratamiento de los gases de escape.
- 8) Sistema de suministro y tratamiento de combustible y aceite
- 9) Sistema eléctrico de la celda y la sala de control.
- 10) Sistema de suministro y climatización del aire de combustión.

Se hace entonces necesario el diseño de los subsistemas ya mencionados para poder construir un laboratorio de ensayos de motores, que cumpla los estándares internacionales para la emisión de resultados válidos certificados.

Las características de un laboratorio de Motores deben estar diseñadas en base a normas internacionales creadas por diversos organismos como las siguientes:

- SAE Internacional (*SAE - Society of Automotive Engineers*), SAE J1349.
- ISO - International Organization for Standardization, ISO 1585.
- DIN *Deutsches Institut für Normung*, DIN 4150

Entre otras, las cuales normalizan las especificaciones que debe tener las instalaciones del Laboratorio, del banco y diseñar los ensayos para la obtención de los resultados, entre las que se incluyen: curvas de rendimiento de los motores (Engine Performance Curves), torque y potencia.

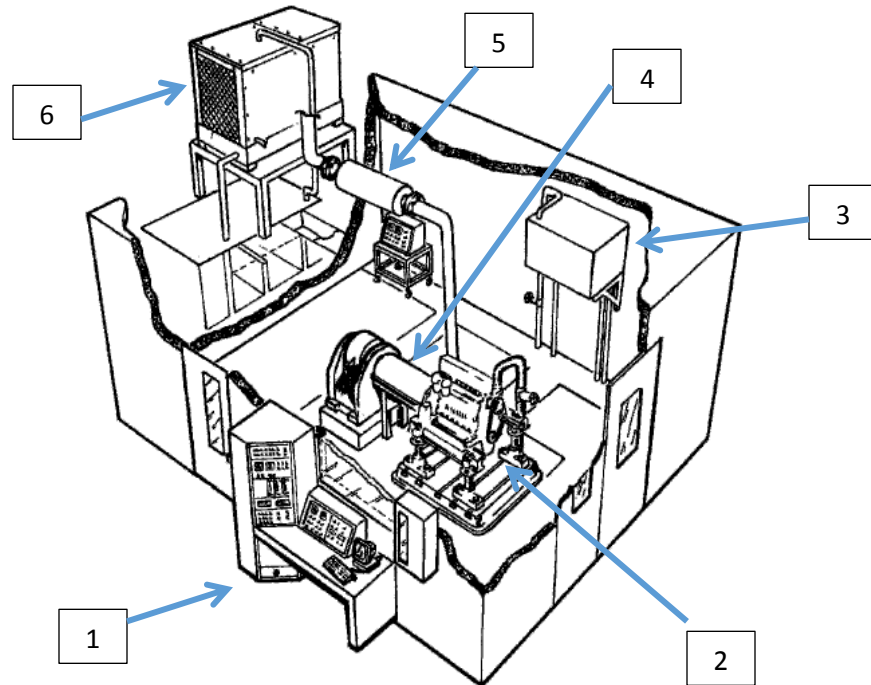
En una celda de ensayos para motores (ver Figura 2), uno de los mayores problemas es la alta generación de calor producto de la combustión y los altos niveles de vibraciones producidos que pueden transmitirse hacia la estructura de la bancada y del recinto donde esta se encuentre.

La alta temperatura en la superficie del motor, produciendo un intercambio de calor hacia los alrededores (aire en la celda de ensayos), elevando la temperatura de la celda muy posiblemente hasta valores mucho más elevados que los permitidos por la Norma ISO 1585.

En la Figura 2 se pueden apreciar los elementos y sistemas principales que componen de manera general una sala de ensayo de motores. Estos elementos se listan a continuación:

- 1 Sala de control.
- 2 Motor.
- 3 Sistema de Aire Acondicionado para la sala.
- 4 Dinamómetro.
- 5 Sistema de escape de gases.
- 6 Sistema de enfriamiento para el motor.

Figura 2. Esquema General de un Laboratorio de Motores



Fuente: Engine Testing Theory and Practice. A.J. Martir, M. A. Plint.

Para la celda de ensayos y la sala de control, Según la norma ISO 1585 “Road vehicles — Engine test code — Net power”, en el numeral 6 se definen las condiciones ambientales requeridas, para que el ensayo sea válido:

#### Temperatura:

- La temperatura de referencia es  $T = 298 K (25^{\circ}C)$
- Para motores de ignición por chispa,  $288K(15^{\circ}C) \leq T \leq 308K(35^{\circ}C)$
- Para motores de ignición por compresión: ,  $283K(10^{\circ}C) \leq T \leq 313K(40^{\circ}C)$

#### Presión:

- La presión de aire seco de referencia es  $P_D = 99kPa$ , siendo la presión de vapor de agua  $1kPa$ .
- Para todos los motores:  $80kPa \leq P_D \leq 110kPa$

Se requiere entonces mantener las condiciones ambientales de la celda dentro de los parámetros mencionados, para que los resultados sean válidos y certificados, por lo tanto se necesita diseñar un sistema para el acondicionamiento del aire (Temperatura y Humedad) dentro de la celda.

Además, dentro de la sala de control, y del taller, debido a la existencia permanente de personal, y a que éstas se encuentran en un sótano, se hace necesario el diseño de un sistema para el acondicionamiento del aire de ésta zona, que permita mantener al personal en un ambiente confortable.

Para garantizar la integridad física del banco de prueba, del conjunto dinamómetro-motor y de los demás componentes de conexión y medición, es necesario que este cuente con robustez mecánica además de tener sistemas de amortiguación y absorción de vibraciones.

Para un adecuado montaje e instalación de la sala de ensayos es necesario cumplir con unas determinadas condiciones como lo son el aislamiento térmico y acústico de la sala de ensayos con el fin de no perturbar los laboratorios adyacentes, un sistema de control de vibraciones en el banco de pruebas con el fin de evitar transmisiones de vibraciones parásitas al edificio, y tener el banco de pruebas previamente construido que permita movimientos rotaciones en todos los ejes y se adecúe al diseño establecido.

La importancia de la atenuación vibracional en el banco de prueba, radica en garantizar el correcto funcionamiento de la celda y así obtener ensayos válidos, esto se puede lograr controlando algunos aspectos como el correcto montaje del motor para evitar el daño del mismo o alguna de sus conexiones por el movimiento excesivo, y la correcta selección y disposición del sistema de amortiguación para evitar la transmisión de las ondas vibratorias inducidas, manteniéndolas en los

niveles aceptados por la norma DIN 4150, a la estructura del banco y a la estructura del edificio de investigación de la sede UIS Guatiguará.

En la Figura 3 se muestra el montaje del banco de prueba de motores ubicado en Hochschule Bremen University of Applied Sciences.

Figura 3. Montaje del banco de prueba de motores, Hochschule Bremen University of Applied Sciences



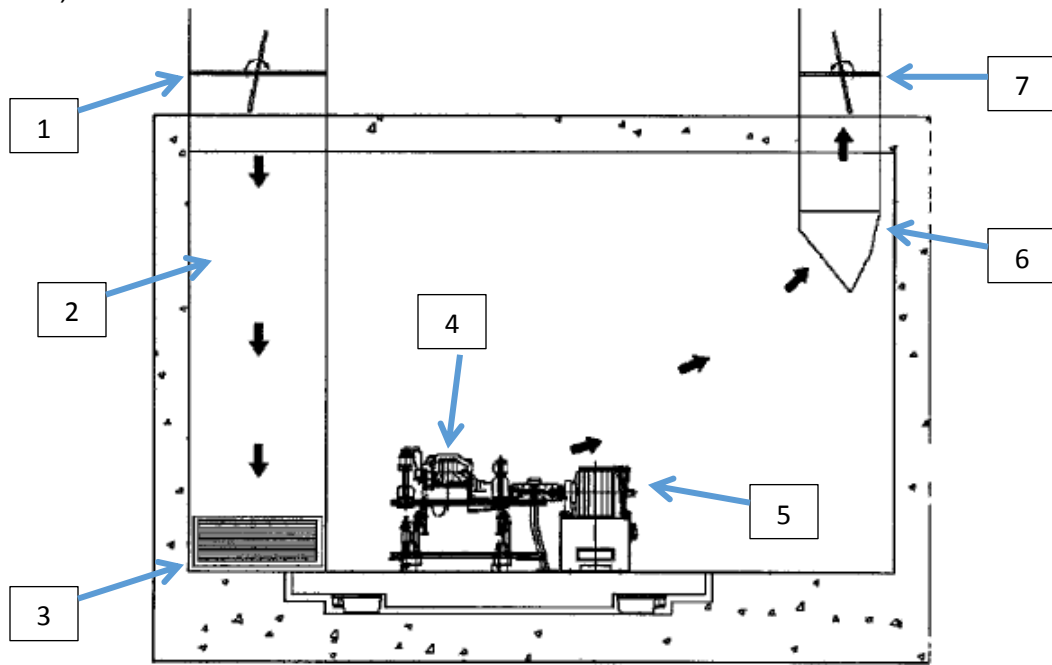
Fuente: Proporcionada Por Ph.D Jens Jensen

## 1.2 JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

La mejor manera de acondicionar los requerimientos ambientales de temperatura y humedad del aire dentro de la celda de ensayos, con el fin de cumplir con la norma ISO 1585, es el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire, que permita mantener las condiciones requeridas por la norma, esto le permitiría al laboratorio llevar a cabo ensayos válidos tanto para fines de investigación, como para ensayos y pruebas.

Un sistema de acondicionamiento de aire para la celda de ensayos, evitaría un posible sobrecalentamiento del motor, que generaría fallas en el mismo, o resultados erróneos del ensayo.

Figura 4. Esquema de circulación del aire por la celda (Entrada inferior, salida superior)

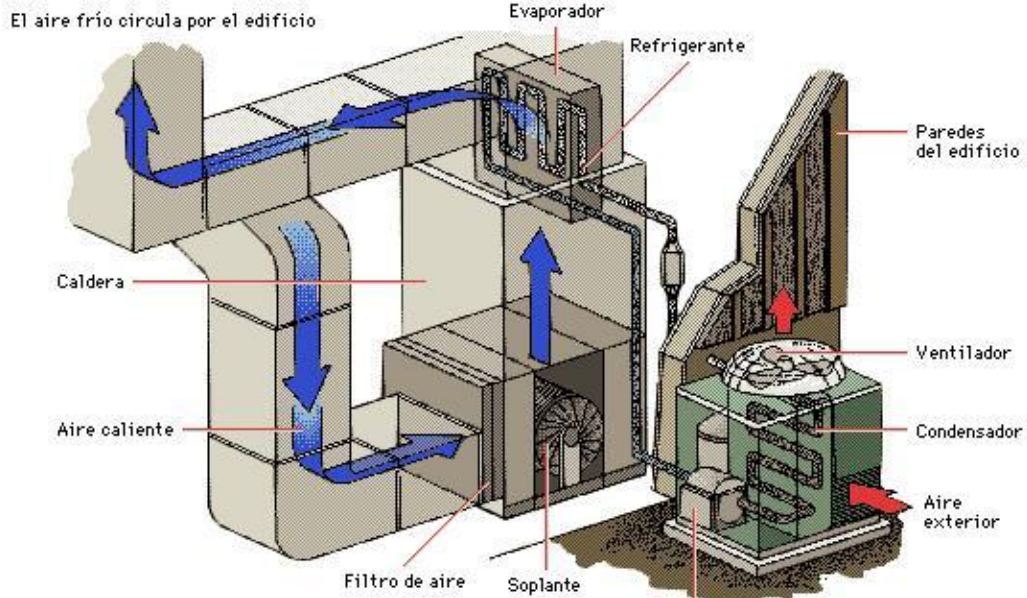


Fuente: Engine Testing Theory And Practice. A.J. Martir, M. A. Plint

En la Figura 4 se observa un sistema de circulación del aire donde se aprecian los siguientes elementos:

- 1 Damper de suministro
- 2 Ducto de suministro
- 3 Rejilla de suministro
- 4 Motor
- 5 Dinamómetro
- 6 Ducto de retorno
- 7 Damper de retorno

Figura 5. Modelo General de un Sistema de Acondicionamiento de Aire



Disponibile en Internet: <[www.empresaeiciente.com](http://www.empresaeiciente.com)>

El cuerpo humano también representa una carga térmica para el lugar donde se encuentra, para el caso de la sala de control y el taller, donde en un día común de trabajo, habrá aproximadamente 5 personas, que estarán en constante transferencia de calor con el ambiente, por lo tanto se hace de obligatorio cumplimiento la instalación de un sistema de Acondicionamiento de Aire como el observado en la Figura 5, que permita mantener el confort para el personal en la habitación.

El sitio designado para el laboratorio es el sótano S02 ubicado en el edificio de investigaciones de la sede UIS de Guatiguará, por lo tanto se hace necesario una renovación del aire de la habitación, con el fin de evitar cualquier tipo de malestar físico y enfermedades, producidos por la no renovación de aire ambiental, aparte de las emanaciones de combustible provenientes de la celda, que de cierta manera pudieran afectar las condiciones de salubridad para el personal de trabajo.

El adecuado diseño de la bancada y la correcta selección del sistema de aislamiento de vibraciones para la celda de ensayos (ver Figura 6), evitaría fallas mecánicas en los equipos y resultados erróneos o de poca confiabilidad durante los ensayos. Además, para un adecuado funcionamiento del banco, que arroje resultados confiables y veraces, se debe disipar toda forma de onda vibratoria y perturbación que pueda comprometer la integridad de los equipos y los resultados de la prueba, además ser mecánicamente robusto para que pueda soportar la carga del dinamómetro, el motor y los accesorios requeridos.

El sótano designado al laboratorio está al lado de espacios de trabajo destinados a la escuela de geología, y está debajo de un laboratorio asignado a la escuela de ingeniería de petróleos, el cual se encuentra en funcionamiento y tiene equipos de alta sensibilidad, por lo tanto se hace necesario que la bancada transmita el menor nivel posible de vibraciones, de modo que no comprometa el desarrollo de las pruebas de laboratorios y centros de investigación adyacentes, como la integridad de las estructura del CIM2T y del personal que allí labore.

Figura 6. Elementos Amortiguadores Del Banco De Prueba De Motores, Hocshule Bremen University of Applied Sciences



Fuente: Foto proporcionada por Ph.D Jens Jensen.

Dado este propósito se ha desarrollado este proyecto de grado el cual tiene como objetivos los que se describen a continuación.

### 1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.

**1.3.1 Objetivo General:** Contribuir al compromiso misional de la Universidad Industrial de Santander en la generación y adecuación de conocimientos, y la participación activa liderando procesos de cambio por el progreso, al apoyar al Centro de Investigación de Motores (CIM) en los procesos de diseño del sistema de acondicionamiento de aire y diseño mecánico del banco de pruebas de la sala de motores de dos tiempos para el CIM.

#### 1.3.2 Objetivos específicos

1. Realizar el diseño de la sala de pruebas de motores de dos tiempos, correspondiente al Centro de Investigación de Motores ubicado en el edificio de investigaciones de la sede UIS Guatiguará, para lo cual se deberá:
  - ✓ Diseñar el banco de ensayos de la sala de pruebas de motores de dos tiempos, que cumpla con las características mostradas en la Tabla 1.

Tabla 1. Características del banco de pruebas sala motores 2T

Característica	Rangos
<b>Movimiento rotacional en el eje X</b>	0° a 90°
<b>Movimiento rotacional en el eje Y</b>	0 a 90°
<b>Rangos de potencias de motores</b>	1 kW Hasta 30 kW
<b>Capacidad máxima de soporte (carga)</b>	300 KG

- ✓ Diseñar el sistema de renovación y acondicionamiento de Aire para los siguientes espacios dentro del Centro de Investigación de Motores, que mantenga y cumpla las condiciones requeridas por la norma ISO 1585, en cuanto a temperatura, humedad relativa y velocidad de aire:

Tabla 2. Condiciones para el Sistema de A.A. de los locales del Centro de Investigación de Motores

Área	T°	H.R.	Olores a Extraer	Vel. Max. del aire
<b>Salas de pruebas</b>	25° ± 5°C	50 ± 10%	Gasolina, Diesel y GNV	7 $\frac{m}{s}$
<b>Salas de control, pasillos y sala de juntas</b>	22 – 25°C	45 – 50%	-	-
<b>Taller</b>	22 – 25°C	45 – 50%	Gasolina, Diesel y GNV	-

2. Elaborar el presupuesto del Centro de Investigación de Motores, que contenga información detallada de los siguientes componentes:

Tabla 3. Contenido del presupuesto.

Ubicación	Componente
<b>Sala de pruebas de motores de dos tiempos</b>	Estructura del banco, amortiguadores, dinamómetro, motor, juntas y acoples.
<b>Salas de pruebas, salas de control, taller, pasillos y sala de juntas</b>	Ductos de ventilación y aire acondicionado, de extracción de aire, filtros, manejadoras.
<b>Cuarto técnico y terraza técnica</b>	Manejadoras, tuberías, ductos y accesorios, y sistema de

acondicionamiento (Chiller).

3. Llenar los formatos para presentación de proyectos solicitados por la oficina de planeación de la Universidad y toda la documentación requerida para la implementación del sistema de aire acondicionado y el montaje del banco de pruebas para la sala de motores dos tiempos del CIM.

## 2. GENERALIDADES

### 2.1 GENERALIDADES DE UN LABORATORIO DE ENSAYOS DE MOTORES

Los laboratorios de Ensayos de Motores están conformados por varias celdas de prueba, que ya sean de carácter académico o comercial, se dedican al ensayo y medición de ciertos parámetros importantes para la caracterización de motores o de aditamentos usados en los mismos; en este capítulo se describen los aspectos generales de un laboratorio de ensayos de motores, las consideraciones de diseño de los bancos de prueba así como las condiciones climáticas idóneas para la realización de pruebas en el laboratorio.

**2.1.1 Definición de Banco de Pruebas:** Un banco de pruebas es un equipo industrial, una plataforma para experimentar con prototipos, aditamentos, máquinas y partes de ellas. Los bancos de pruebas de motores tienen varias aplicaciones favorables para cualquiera que sea uso, ya sea industrial, comercial o académico.

Los nuevos motores, o las nuevas piezas de un motor, pueden ser sometidos a una larga serie de mediciones y pruebas de durabilidad y carga, llevándolos a alcanzar un óptimo grado de diseño gracias a la experimentación. También son útiles para el trabajo con motores usados y reacondicionados, pues se puede ver la verdadera condición en la que se encuentra el motor, para el caso de los motores reacondicionados, permite comparar si su desempeño es similar a la del equipo original.

De la fiabilidad y estabilidad del banco de pruebas dependerá la veracidad y la exactitud de las diferentes pruebas y mediciones a efectuar. Igualmente del uso de normas técnicas de asociaciones internacionales como ISO y SAE que certifiquen y validen los resultados de estas pruebas.

**2.1.2 Tipos de Ensayos Realizados en los Bancos de Prueba:** Son dos tipos de ensayos los realizados en los motores de combustión interna: ensayos de investigación, y ensayos de producción.

**2.1.2.1 Ensayos De Investigación:** este tipo de ensayos se realiza en recintos controlados con el debido equipamiento, y tienen como objetivo el desarrollo de un motor o de alguna de sus partes, o bien medir y controlar algún proceso interno que tienen lugar en el motor.

Las principales pruebas que se realizan con estos tipos de ensayos sirven para determinar los valores de:

- Potencia
- Par motor
- Consumo de combustible
- Perdidas por fricción
- Presión media efectiva
- Eficiencias
- Composición de los gases de escape
- Evolución de presión en el cilindro

**2.1.2.2 Ensayos de Producción:** este tipo de ensayos son para motores de fabricación en serie, y sirven para controlar y verificar que sus características sean aproximadamente iguales a la de los prototipos.

## **2.2 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE UNA SALA DE ENSAYOS**

Todas las salas de ensayos de motores deben contar con unos requisitos básicos que garanticen la viabilidad y éxito de las pruebas, estas son de carácter climático, ambiental, ergonómico y de diseño propio del banco de pruebas.

Es por eso que se deben seguir una serie de recomendaciones generales que garanticen la viabilidad de las pruebas allí realizadas, las más importantes son:

- Que la estructura que soporta el motor, el dinamómetro y los elementos de medición sea lo suficientemente robusta, para que sea capaz de resistir el peso de los elementos y la carga dinámica generada durante la prueba.
- Un sistema que absorba las vibraciones que se producen debido a las fuerzas de inercia no equilibradas existentes en el motor.
- Soportes para montar y fijar el motor en la bancada, así como elementos que permitan graduar la altura para garantizar el completo alineamiento entre los ejes del motor y dinamómetro.
- Un dinamómetro que absorba la potencia del motor, y que esté provisto con dispositivos que puedan medir el torque producido.
- Un acople que permita la transmisión de potencia entre dinamómetro y motor, que cuente con cierta flexibilidad para que reduzca los efectos que cause un posible des alineamiento.
- Sistema de evacuación de gases de escape.
- Sistema de ventilación y aire acondicionado de la sala de control y de las zonas de transito común como pasillos y salas de juntas.
- Sistema de suministro de aire para la combustión.
- Sistema de refrigeración para el motor y el dinamómetro.
- Sistema de suministro de combustible para el motor, con instrumentos de medición de consumo.
- Elementos aislantes de ruido y puertas y ventanas anti incendios.
- Una sala de control que cuente con los equipos de mando y registro de los sensores, así como los instrumentos necesarios para tabular e interpretar resultados.

## 2.3 GENERALIDADES DE LAS VIBRACIONES

En su concepto más básico y general, una vibración se puede considerar como una oscilación o el continuo movimiento de un cuerpo alrededor de una posición de equilibrio, esta posición se lograra cuando no haya ningún tipo de fuerza excitatoria que actúe sobre él.

Pero según la norma ISO 2041 (mechanical vibration, shock and condition monitoring-vocabulary), define a una vibración como toda variación en el tiempo de una magnitud que describe el movimiento de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternadamente mayor o menor que cierto valor promedio tomado como referencia.

**2.3.1 Conceptos y Terminología de las Vibraciones Mecánicas:** Las características fundamentales para definir o determinar una vibración son: frecuencia, amplitud y fase. Por otro lado los parámetros cinemáticos que denotan la amplitud de la vibración son la aceleración, la velocidad y el desplazamiento.

**2.3.1.1 Frecuencia (f):** Es el número de ciclos que ocurren en una determinada cantidad de tiempo (periodo T). Esta indica la regularidad con la que se produce una vibración y se expresa en ciclos por segundo (Hertz, Hz).

**2.3.1.2 Amplitud (A):** es la magnitud del desplazamiento que se presenta entre un punto de equilibrio y la desviación máxima, esta puede ser positiva o negativa. Esta magnitud puede ser expresada de diferentes maneras tales como:

- **Valor pico (p):** es la distancia medida desde el punto de equilibrio hasta el punto máximo de la cresta (positivo o negativo).

- **Valor pico-pico (pp):** es la distancia desde el extremo superior al extremo inferior, es igual a la suma del valor pico en ambos sentidos (positivo y negativo).
- **Valor de la raíz cuadrática media (rms):** este valor está relacionado con la potencia de la vibración, se define por la siguiente ecuación:

$$rms = \sqrt{\frac{(y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_n^2)}{n}} \quad (1)$$

donde  $y$  = valor de la medición en cada instante de tiempo

$n$  = cantidad total de terminos de la medición

- **Valor medio:** muestra un valor estacionario de funcionamiento, en la práctica no es muy utilizado, pues no está relacionado directamente con ninguna magnitud, se define por la siguiente ecuación:

$$valor\ medio = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \left( \int_0^T x(t) dt \right)^n \quad (2)$$

Todos estos valores tienen una relación de cálculo que se muestra en la tabla 4.

Tabla 4. Conversiones

PARA OBTENER	MULTIPLICAR EL VALOR POR			
	RMS	VALOR MEDIO	PICO-PICO	PICO
PICO-PICO	2,828	3,142	1	2
PICO	1,414	1,571	0,5	1
RMS	1	1,111	0,354	0,707
VALOR MEDIO	0,9	1	0,318	0,637

Fuente: GARCIA C, Alfonso, Vibraciones Mecánicas Modulo Publicaciones UIS, 2001.

**2.3.1.3 Fase ( $\phi$ ):** este ángulo es una relación de tiempo entre dos ondas sinusoidales, se mide en grados, y el adelanto o atraso de fase se denomina al

fenómeno donde una forma de onda pueda estar adelantada o atrasada respecto a otra.

**2.3.1.4 Desplazamiento:** se define como un cambio de posición, se mide en micro p-p o milis p-p. Para una onda vibratoria se puede definir como:

$$x = x_o \sin(\omega t) \quad (3)$$

En donde:

$$x_o = \textit{amplitud pico}$$

$$\omega = 2\pi f$$

**2.3.1.5 Velocidad:** es la tasa de cambio de desplazamiento respecto al tiempo, se usa para medir la severidad de las vibración a altas frecuencias ( $10 \text{ Hz} < f < 1000 \text{ Hz}$ ). Para una onda vibratoria se puede definir como:

$$V = x_o \omega \cos(\omega t) \quad (4)$$

**2.3.1.6 Aceleración:** es la tasa de cambio de la velocidad respecto al tiempo, es la medida más utilizada a frecuencias muy altas (mayores a 1000 hz), se relaciona con las fuerzas presentes en los elementos de las máquinas, la unidad en el sistema internacional es el  $\text{m/s}^2$ , pero, para el trato de vibraciones es frecuente usar las unidades gravitacionales ( $g$ 's), donde una unidad gravitacional equivale a  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Para una onda vibratoria se define como:

$$a = -x_o \omega^2 \textit{sen}(\omega t) \quad (5)$$

## 2.4 FORMACIÓN Y EFECTO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS

En general las partes estacionarias de una máquina se consideran que están siempre en reposo, pero en realidad, ninguna de las partes de una máquina se encuentran en verdadero reposo, sino que se mueven o vibran en un mayor o menor grado. Algunas veces este movimiento o esta vibración se puede apreciar a simple vista, en otros casos es necesario el uso de instrumentos altamente

especializados para detectar estos movimientos. En el caso de máquinas en operación (para nuestro caso el motor de 2 tiempos), las vibraciones son generadas debido al desbalanceo de las fuerzas y momentos de inercia generadas por el movimiento, dependiendo del histórico de aparición de estas fuerzas excitatorias se pueden clasificar en periódicas (como las fuerzas de inercia generadas en el motor 2 tiempos), o instantáneas (como el golpe de un martillo de vapor).

Las vibraciones mecánicas pueden ser perjudiciales para las máquinas, pues pueden dañar su estructura y causar desgastes y juegos excesivos entre las piezas, y como consecuencia se pierde precisión en la operación de la máquina, la eficiencia disminuye, y para nuestro caso, los datos que arroje el motor cuando se realicen las pruebas pueden ser erróneos y dar falsos resultados.

Las vibraciones además causan daños a los alrededores, pues las ondas que se generan continuamente afectan el suelo y la estructura del edificio donde se encuentre, además de afectar el mismo recinto donde se encuentre el equipo, los efectos de las vibraciones se propagan largas distancias y afectan otros edificios u otras instalaciones cercanas, causando por ejemplo, la falta de adhesión entre el acero y el concreto de la estructura del edificio o puede hacer imposible la operación de otros equipos (por ejemplo los equipos delicados de medición de otros laboratorios cercanos).

Y obviamente los niveles excesivos de vibración pueden ser perjudiciales para el hombre, no solo por el directo efecto mecánico que causa en el cuerpo, sino que además el exceso de ruido que viene asociado a los altos índices de vibración puede afectar la salud del operario y hacer imposible la realización de una tarea.

**2.4.1 Métodos Para la Reducción de Vibraciones:** Como ya se mencionó, ninguna de las partes de una máquina está completamente estática, sin mencionar que es imposible lograr un arreglo totalmente rígido de una estructura o máquina, una forma para limitar el movimiento o por lo menos reducir los efectos nocivos, es haciendo uso de la inercia de la masa propia del equipo, y de las leyes que se aplican a esta, tanto para grandes bases de concreto como para soportes elásticos.

El principal fenómeno que se quiere evitar con los métodos de control y reducción de las vibraciones mecánicas es la **resonancia**, esto se da cuando el sistema se fuerza a vibrar a la misma frecuencia que lo haría naturalmente, es decir la frecuencia de la fuerza excitatoria es igual a la frecuencia del sistema. En este caso, los desplazamientos pueden incrementarse hasta llegar a un punto de ruptura, este fenómeno se da aún si la excitación es pequeña.

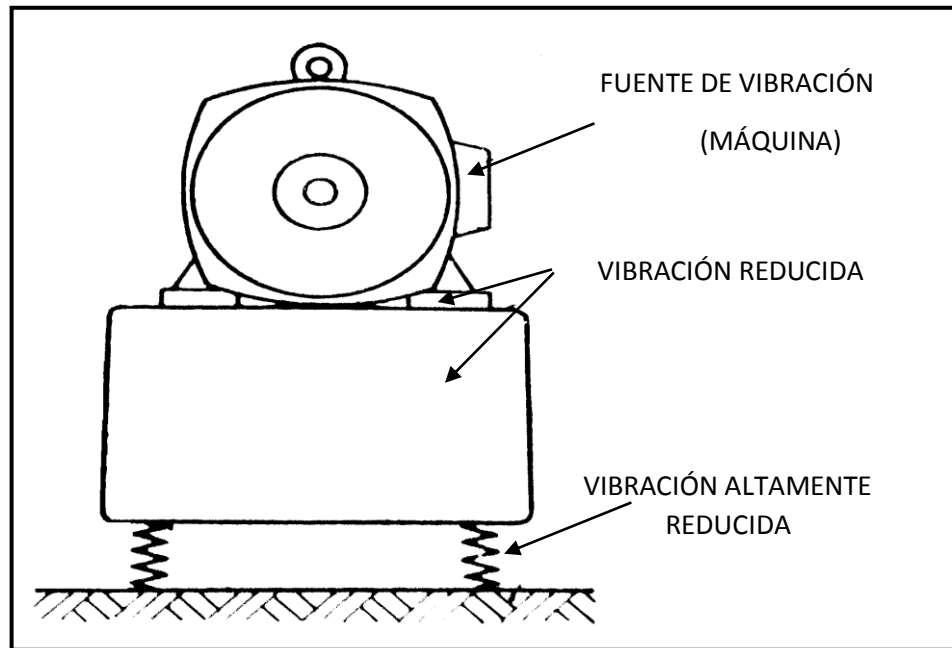
Con los avances de la ingeniería, las estructuras se volvieron más esbeltas y flexibles, de manera que sus frecuencias naturales disminuyeron, mientras que las velocidades de las máquinas aumentaron, haciendo que el rango de las frecuencias naturales de las estructuras se acercara a las de la velocidad de rotación, llevando frecuentemente a la resonancia y a los altos y dañinos niveles de vibración asociados a ella.

Haciendo de esto uno de los principales problemas en el diseño ingenieril, de manera que es conveniente tratar con los métodos correctos de diseño y dimensionamiento de estructuras y soportes anti vibraciones, estos métodos se pueden agrupar en 3 categorías: control activo de vibraciones, control pasivo de vibraciones y control de choques.

**2.4.1.1 Control Activo de Vibraciones:** este método está dirigido a limitar las vibraciones de la propia máquina, como se aprecia en la Figura 7, la cual induce

vibraciones al entorno que la rodea. Se consigue mediante un servomecanismo que genera una fuerza opuesta a la excitación para anularla y así mantener constante la distancia entre la masa vibrante y un plano de referencia.

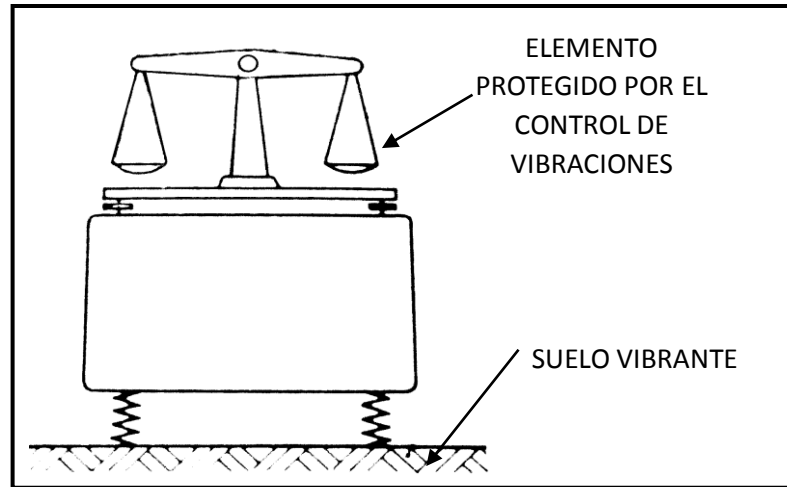
Figura 7. Control activo de vibraciones



Fuente: MAKHULT Mihály, Machine support design based on vibration calculus, Inglaterra, Collets Ltd, 1983.

**2.4.1.2 Control Pasivo de Vibraciones:** su objetivo es mantener a una máquina o algún otro equipo, libre de la vibración de los alrededores. Para lograr este propósito, se sugiere instalar la masa en cuestión en resortes suaves y amortiguadores para disipar la energía de la vibración (ver Figura 8) hasta obtener un sistema vibratorio de baja frecuencia, para que esta técnica sea efectiva la frecuencia natural del sistema debe ser menor a  $\sqrt{2}$  la frecuencia de excitación.

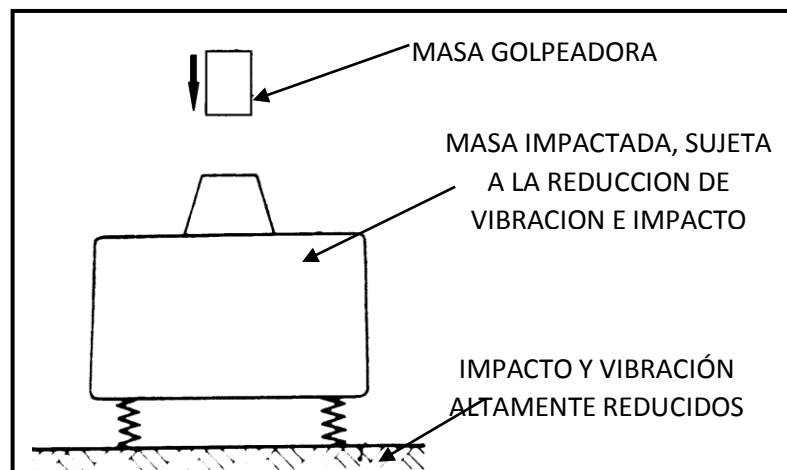
Figura 8. Control pasivo de vibraciones



Fuente: MAKHULT Mihály, Machine support design based on vibration calculus, Inglaterra, Collets Ltd, 1983.

**2.4.1.3 Control de Choques:** el propósito de este método es limitar las vibraciones de una máquina que produce impactos (ver Figura 9), además de disminuir los riesgos y las vibraciones inducidas al medio donde se encuentra.

Figura 9. Control de Choques



Fuente: MAKHULT Mihály, Machine support design based on vibration calculus, Inglaterra, Collets Ltd, 1983.

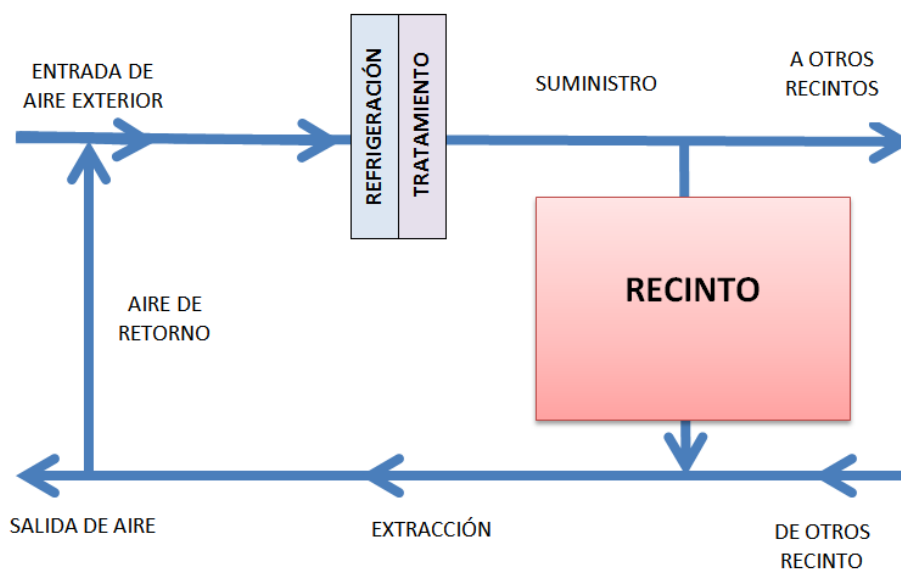
## 2.5 GENERALIDADES DEL DISEÑO DE AIRE ACONDICIONADO

El proceso de diseño del sistema de aire acondicionado está sujeto a mantener unas condiciones de diseño específicas, usualmente este proceso está limitado a determinar:

- El flujo de aire a suministrar a los espacios controlados.
- Las condiciones de humedad y temperatura del aire a suministrar con el fin de absorber el calor necesario para mantener las condiciones de diseño:

En la Figura 10 se aprecia que el aire a suministrar a un recinto usualmente consiste en aire interior recirculado, y aire exterior de renovación. En áreas donde es posible reutilizar aire, los costos de operación se reducen notablemente, dependiendo del porcentaje de aire a recircular. El aire exterior se usa con el fin de ejercer un control sobre los olores interiores, y mantener unas condiciones higiénicas en el recinto.

Figura 10. Esquema básico del sistema de circulación de aire acondicionado



Debido a que las condiciones ambientales exteriores como la temperatura, la rapidez del viento, la humedad y la radiación solar varían constantemente con el tiempo, para simplificaciones de diseño se hace el cálculo de cargas térmicas para una transferencia de calor invariable con el tiempo, con una temperatura de diseño moderada según condiciones locales que no necesariamente tiene que ser el límite superior de los rangos pronosticados.

**2.5.1 Conceptos de Transferencia de Calor y Cargas Térmicas:** La carga térmica o carga de enfriamiento, se define como la cantidad de energía que se debe extraer de un espacio para mantener las condiciones de diseño de temperatura y humedad, por ejemplo, para una sala de juntas, para mantener las condiciones de confort térmico humano, se debe extraer la carga generada por las personas, los equipos y carga externa. La unidad de medida de la carga térmica se expresa en Btu/hr.

Para realizar un cálculo aproximado y confiable de la carga térmica, se debe tener con mucha precisión los siguientes criterios, tomados del manual de aire acondicionado de la Carrier<sup>1</sup>:

- Orientación del edificio: situación del edificio con respecto a:
  - a) Puntos cardinales: efectos del sol y viento.
  - b) Estructuras permanentes próximas: efectos de sombra
  - c) Superficies reflectantes: agua, arena, lugares de estacionamiento, etc.
- Destino del local: oficina, hospital, local de ventas, fábrica, laboratorio, etc.
- Dimensiones del local o locales: largo, ancho y alto

---

<sup>1</sup> CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Handbook of Air Conditioning System Design. Barcelona, Marcombo: 1970.858p

- Altura del techo: de suelo a suelo, de suelo a techo, espacio entre el cielo raso y las vigas.
- Columnas y vigas: tamaño, profundidad y cartelas o riostras angulares.
- Materiales de construcción: materiales y espesor de paredes.
- Condiciones de circunambiente: color exterior de las paredes y techumbre, sombra proyectada por los edificios adyacentes y luz solar.
- Ventanas: dimensiones y situación, marcos de madera o metal, cristal simple o múltiple, tipo de persiana, dimensiones de los salientes de las ventanas y distancia del marco de la ventana a la cara exterior de la pared.
- Puertas: situación, tipo, dimensiones y frecuencia de empleo.
- Escaleras, ascensores y escaleras mecánicas: situación, temperatura del espacio adyacente si no está acondicionado. Potencia de los motores, ventilados o no.
- Ocupantes: número, tiempo de ocupación, naturaleza de su actividad, alguna concentración especial, algunas veces es preciso estimar los ocupantes a base de metros cuadrados por persona o promedio de circulación.
- Alumbrado: potencia en la hora punta. Tipo: incandescente, fluorescente, directo o indirecto, si el alumbrado es indirecto deben ser previstos el tipo de ventilación que tiene y el sistema de salida y alimentación del aire. Si se carece de información exacta se recurre a hacer un cálculo de la iluminación en vatios por metro cuadrado.
- Motores: situación, potencia nominal y empleo. Este último dato es muy importante y debe valorarse cuidadosamente.

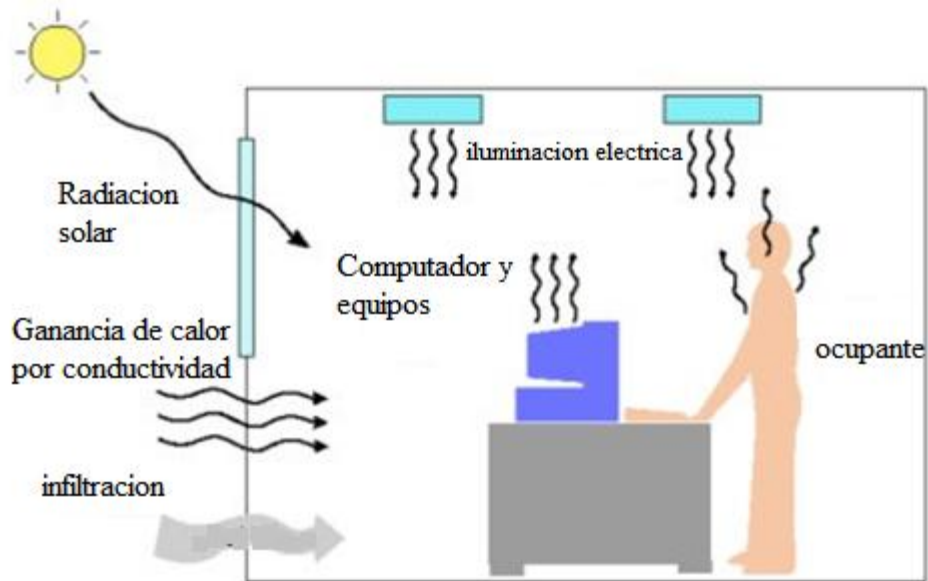
La potencia de entrada de los motores eléctricos no es necesariamente igual a la potencia útil dividida por el rendimiento. Frecuentemente, los motores trabajan con una permanente sobrecarga o bien por debajo de su capacidad nominal. Es siempre conveniente medir la potencia consumida,

cuando sea posible. Esto es muy importante en los proyectos de instalaciones industriales en las que la mayor parte de la carga térmica se debe a la maquinaria.

- Utensilios, maquinaria comercial, equipo electrónico: situación, potencia indicada, consumo de vapor o gas, cantidad de aire extraído o necesario y su empleo.
- Puede obtenerse más precisión midiendo los consumos de energía eléctrica o de gas durante las horas punta.
- Ventilación: metros cúbicos por persona o por metro cuadrado.
- Almacenamiento térmico: comprende el horario de funcionamiento del sistema (12, 16 o 24 horas al día) con especificación de las condiciones punta exteriores, variación admisible de temperatura en el espacio durante el día, alfombras en el piso, naturaleza de los materiales superficiales que rodean el espacio acondicionado.
- Funcionamiento continuo o intermitente: si el sistema debe funcionar cada día laborable durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones, como ocurre en las iglesias y salas de baile. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración previa o pre enfriamiento.

La transferencia de calor hacia un medio puede ocurrir en cualquiera de los 3 mecanismos de transferencia de calor: Conducción, convección y radiación como se puede observar en la Figura 11. El concepto de transferencia de calor radica en que la energía fluye desde un cuerpo de mayor temperatura hacia uno de menor temperatura.

Figura 11. Fuente de cargas térmicas



Disponibile en Internet: <<http://www.mech.hku.hk/bse/MEBS6006/acload.jpg>>

#### 2.5.1.1 Cargas exteriores: Las cargas exteriores consisten en:

- Rayos de sol que entran por las ventanas: actualmente existen tablas y programas que permiten hacer el cálculo de carga solar a través de cristal de una manera rápida y precisa, la ganancia de calor se reduce a través de cortinas ubicadas dentro o fuera de las ventanas, se debe tener en cuenta que la ventana puede estar total o parcialmente sombreada por salientes o edificios próximos
- Rayos de sol que inciden sobre las paredes y techo: estos mismos, y debido a que el aire exterior tiene una alta temperatura, se produce un flujo de aire desde afuera hacia adentro del recinto.
- Temperatura del aire exterior: como se presenta una diferencia de temperatura entre el interior y exterior del edificio, esto propicia un flujo de calor hacia el local, que influye en la carga térmica de refrigeración.

- Presión del vapor de agua: cuando la presión de vapor de agua a los alrededores del espacio acondicionado es elevada, se produce un flujo de vapor a través de los materiales que constituyen el edificio.
- Viento que sopla contra una pared del edificio: el viento, compuesto de aire a mayor temperatura y humedad, produce una infiltración a través de las rendijas de puertas y ventanas, generando ganancias de calor latente y sensible, toda o parte de esta carga se puede anular mediante el aire que se introduce a través de la unidad manejadora.
- Aire exterior necesario para la ventilación: este aire es el utilizado para la renovación de aire en el interior del recinto y eliminar olores. Debido a que a este aire se necesita deshumectar y enfriar, impone una carga alta de deshumectación y enfriamiento.

**2.5.1.2 Cargas interiores:** Las cargas internas en el recinto dependen de la aplicación, y al igual que la ganancia de carga solar, esta puede quedar parcialmente almacenada, y por tanto reduce la carga impuesta al equipo acondicionador, las principales fuentes de cargas internas son:

- Personas: el cuerpo humano se encuentra en constante generación de calor, debido a su metabolismo, y lo cede al medio donde se encuentra por radiación, convección y evaporación desde su superficie, además también hay una transmisión de calor por convección a través de la respiración, esta carga térmica depende de entre otras cosas, la actividad de la persona, su vestimenta, sexo.
- Alumbrado: todos los elementos de iluminación convierten energía eléctrica en luz y calor, al igual que la carga solar, una parte se almacena y la restante va hacia los equipos de acondicionamiento.
- Utensilios: prácticamente todos los recintos como restaurantes, laboratorios, oficinas y demás poseen aparatos eléctricos, de gas o vapor que añaden una carga térmica a su entorno.

- Motores eléctricos: constituyen una carga térmica muy importante en instalaciones industriales, debe hacerse un análisis detallado de las horas de funcionamiento y su capacidad antes de proceder con la estimación de la carga.
- Tuberías y depósitos de agua caliente: cualquier tubería de vapor o agua caliente que pase por el espacio acondicionado aporta calor al recinto.
- Diversas fuentes de calor: existe la posibilidad que otras fuentes de calor y humedad dentro del espacio acondicionado, se conviertan en una carga térmica del sistema, como por ejemplo escapes de vapor, planchas, cafeteras, etc.

Adicionalmente a las cargas internas y externas correspondientes, los equipos de acondicionamiento, ductos y demás producen una ganancia o pérdida de calor, entre estos equipos se encuentran los ventiladores para la impulsión de aire a través de ductos y manejadoras, bombas para la distribución de agua.

Puede producirse el caso de existencia de fugas de aire frío en los ductos de impulsión, o de aire caliente en los de retorno, un método efectivo para valorar todas estas cargas es tomarlas como un porcentaje de la carga de calor sensible, calor latente y calor total del sistema de acondicionamiento.

**2.5.1.3 Transferencia de calor por conducción:** Es un proceso de transmisión de calor basado en el contacto de los cuerpos (ver Figura 12), sin intercambio de materia, en el cual el calor va desde el objeto de mayor temperatura, hacia el de menor, y la propiedad que determina la capacidad de transferencia de calor en un objeto está dado por la conductividad térmica, la cual depende de la naturaleza del material.

La conductividad térmica es una propiedad física de los materiales que mide la capacidad de conducción de calor. En otras palabras, de acuerdo a la ley de

Fourier, corresponde a la siguiente ecuación cociente entre la transferencia de calor y el producto entre el grosor de una determinada pared por unidad de área, en una diferencia de temperatura:

$$k = \frac{L}{A*(T_1-T_2)} * \dot{Q} \quad (6)$$

Donde:

$$\dot{Q} = \text{Transferencia de calor [W]}$$

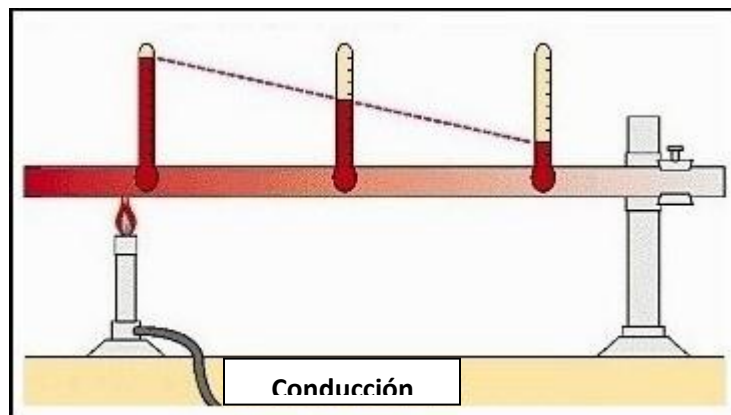
$$A = \text{Area de transferencia de calor [m}^2\text{]}$$

$$T_i = \text{Temperaturas [}^\circ\text{C]}$$

$$k = \text{conductividad del material} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right]$$

Debido a que la transferencia de calor por conducción depende del arreglo molecular del medio en el cual éste se está transfiriendo, se encuentra que la transferencia de calor es máxima cuando se da en un medio sólido, y mínima cuando es gaseoso.

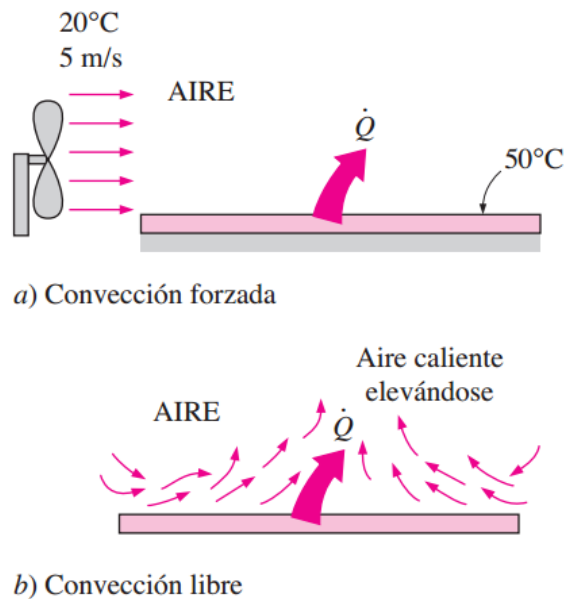
Figura 12. Transferencia de calor por conducción



Disponibile en Internet: < <http://www.vtaide.com/png/images/conduction2.jpg> >

**2.5.1.4 Transferencia de calor por convección:** En este sistema de transferencia de calor existe la presencia de un fluido (gas o líquido) en movimiento que transporta energía térmica entre dos superficies o áreas, y según su naturaleza, puede ser convección forzada o convección natural como se aprecia en la Figura 13.

Figura 13. Ejemplo de convección forzada y convección natural



Disponible en Internet: <<http://www.mhhe.com/engcs/mech/cengel/notes/Image187.jpg>>

En la convección forzada se obliga a un fluido a fluir sobre una superficie, o al interior tuberías o ductos, ya sea por medio de bombas o ventiladores. En la convección natural, cualquier movimiento del fluido, que sea causado por causas naturales y transfiera calor desde o hacia alguna superficie, y como efecto de la flotación, se manifieste en la subida del fluido caliente, y la caída del fluido frío, ocasionando así una transferencia de calor.

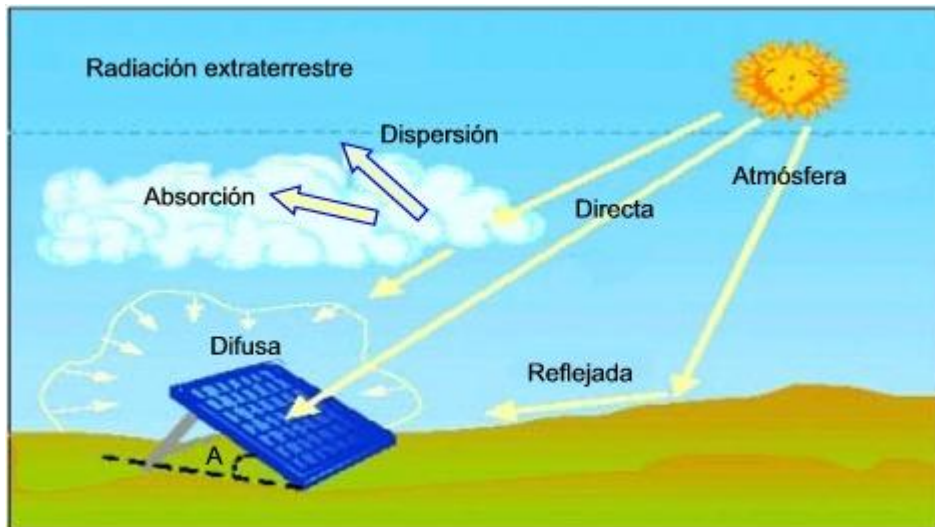
A pesar de la complejidad que genera el análisis de la transferencia de calor por convección, se puede observar que ésta es proporcional a la diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie y se expresa de una manera conveniente a través de la ley de enfriamiento de Newton como:

$$\dot{Q}_{conve} = h * A_s * (T_s - T_{inf}) \quad (7)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

**2.5.1.5 Transferencia de calor por radiación:** El fenómeno de radiación consiste en la transferencia de calor por medio de ondas electromagnéticas (ver Figura 14), las cuales no requieren de un medio para su propagación, a velocidad de la luz. El calor irradiado por la superficie solar puede calentar la superficie terrestre sin necesidad de calentar el espacio de transición entre las dos superficies.

Figura 14. Radiación solar



Disponible en Internet: <<http://www.pce-instruments.com/espanol/images/imagen-ficha-tecnica/medidor-radiacion-esquema-radiacion-solar-macsolar.jpg>>

La fórmula que gobierna la radiación de los objetos caliente se llama la ley de Stefan-Boltzman, la cual está dada por:

$$\dot{Q}_{radiación} = \varepsilon * \sigma * A * (T^4 - T_c^4) \quad (8)$$

Donde:

$\varepsilon$ : corresponde a la emisividad del objeto que se define, como la relación entre la radiación que emite un cuerpo a cierta temperatura y la radiación de un cuerpo negro a la misma temperatura. Varía entre 0 y 1.

$\sigma$ : Corresponde a la constante de Stefan-Boltzman que equivale a  $5.67E-8 \frac{w}{m^2 * k^4}$ .

## 2.6 PSICROMETRÍA

Psicrometría es una rama de la termodinámica que se encarga de estudiar las propiedades del aire húmedo, entendiéndose como aire húmedo a la mezcla entre aire seco y vapor de agua.

**2.6.1 Aire seco y Aire atmosférico:** El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno, pequeñas cantidades de otros gases, y material particulado atmosférico como se puede apreciar en la Tabla 5. Normalmente, al aire atmosférico contiene vapor de agua o humedad en su composición, lo que lo diferencia de lo que se denomina aire seco, que es aire que no contiene vapor de agua.

Tabla 5. Composición del Aire seco a 1 atm

SUSTANCIA	ANÁLISIS MOLAR %	ANÁLISIS MÁSIKO %
Nitrógeno	78.084	74.496
Oxígeno	20.948	23.139
Argón	0.934	1.279
Gas Carbónico	0.031	0.047
Hidrógeno, Neón, Helio, Metano, Bióxido de	0.003	0.039

Fuente: TERMODINÁMICA APLICADA, JUAN F. MARADEY

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía entre -10°C hasta 50°C, y para efectos de análisis y cálculos es conveniente tomar al aire atmosférico como una mezcla de vapor de agua y aire seco, sabiendo que la composición del aire seco es prácticamente constante, diferente de la humedad contenida en el aire atmosférico, que varía de acuerdo a la altitud, presencia de reservorios de agua, entre otros, y que tiene un efecto significativo en la comodidad del ser humano.

**2.6.2 Humedad específica y humedad relativa del aire:** La termodinámica de Yunus A. CENGEL y Michael A. Boles define la humedad absoluta o específica como la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco y se representa por la letra griega omega  $\omega$ , y se expresa como:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\frac{P_v}{R_v}}{\frac{P_a}{R_a}} = \frac{0.622P_v}{P_a} = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \quad (9)$$

Donde:

$\omega$  = Humedad absoluta

$m_v$  = masa de vapor de agua

$m_a$  = masa de aire seco

Las unidades de la anterior expresión son en  $\frac{kg_{vapor}}{kg_{aire,seco}}$ , y la constante 0.622 aparece como resultado de la división entre las constantes  $R_a$  y  $R_v$ .

El aire seco, por definición, al no contener vapor de agua, su humedad específica es cero, pero al añadirse vapor de agua al aire seco, la humedad específica

aumentará hasta el punto que el aire ya no puede retener más humedad, en este punto se le denomina al aire como aire saturado.

Es importante resaltar que la cantidad de humedad contenida en el aire tiene un efecto significativo en la sensación de comodidad que el ambiente ofrece a las personas, pero es aún más importante notar que el nivel de comodidad depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene respecto del máximo de humedad que el aire puede contener a determinada temperatura, es decir, la humedad relativa, que se expresa de la siguiente forma:

$$\Phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g}; P_g = P_{sat@T} \quad (10)$$

Donde:

$\Phi$  = *Humedad Relativa*

$m_v$  = *masa de vapor*

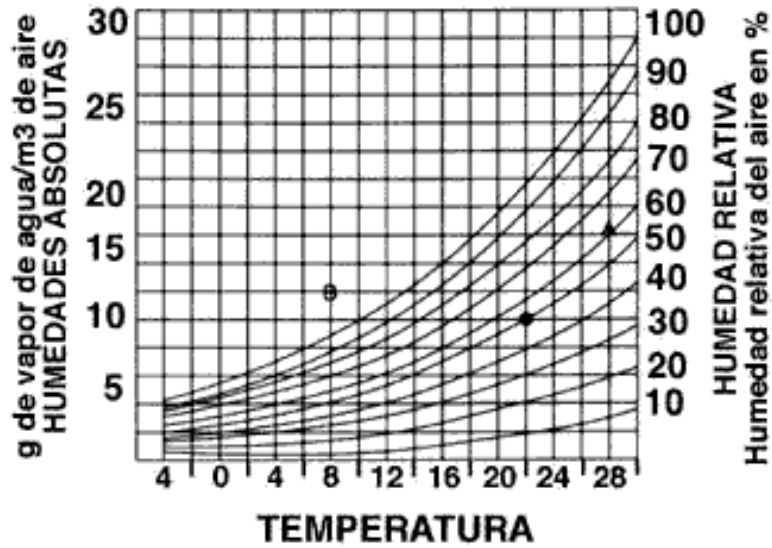
$m_g$  = *masa de vapor saturado*

Por tanto, la humedad relativa en términos de la humedad específica queda así:

$$\Phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega) * P_g} \quad (11)$$

Como la humedad relativa varía desde 0 hasta 1, y esta depende de la temperatura de la mezcla, si la temperatura de mezcla varía y la humedad específica permanece constante, la humedad relativa varía con la temperatura de la mezcla como se aprecia en la Figura 15.

Figura 15. Variación de la humedad relativa con la temperatura



Disponible en Internet: <<http://www.improvisa.com/images/noticias/disenio/17FASE5.gif>>

**2.6.3 Entalpia del aire atmosférico:** Como el vapor de agua puede considerarse un gas ideal, su entalpía es una función exclusiva de la temperatura, y por lo tanto, la entalpia del vapor de agua en el aire se puede considerar como igual a la entalpia del vapor saturado a la misma temperatura.

Al saberse que la temperatura del aire en circuitos de acondicionamiento está en el intervalo de  $-10^{\circ}\text{C}$  hasta  $50^{\circ}\text{C}$ , que la entalpia del vapor de agua a  $0^{\circ}\text{C}$  es 2500.9 (Tabla A-4, Termodinámica CENGEL y BOLES) y que el valor del  $C_p$  promedio del vapor de agua en el intervalo antes mencionado puede considerarse como igual a  $1.82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ . Por lo tanto, la entalpia del vapor de agua se determina aproximadamente a partir de la siguiente ecuación:

$$h_g(T) = 2500.9 + 1.82T \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) T \text{ en } ^{\circ}\text{C} \quad (12)$$

El aire atmosférico es una mezcla de vapor de agua y aire, su entalpía se expresa en términos de las entalpías de sus componentes, pero ya que en la mayoría de aplicaciones de la mezcla vapor-agua, las cantidades presentes de aire seco se mantienen constantes, y lo que varía es la cantidad de vapor de agua, la entalpía del aire se expresa como unidad de energía sobre unidad de masa de aire seco y no masa de mezcla aire seco-vapor de agua.

La entalpía total del aire atmosférico se expresa así:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (13)$$

$$h = h_a + \omega h_v = h_a + \omega h_g \left( \frac{kJ}{kg \text{ aire seco}} \right) \quad (14)$$

Donde:

*H = Entalpía del aire atmosférico*

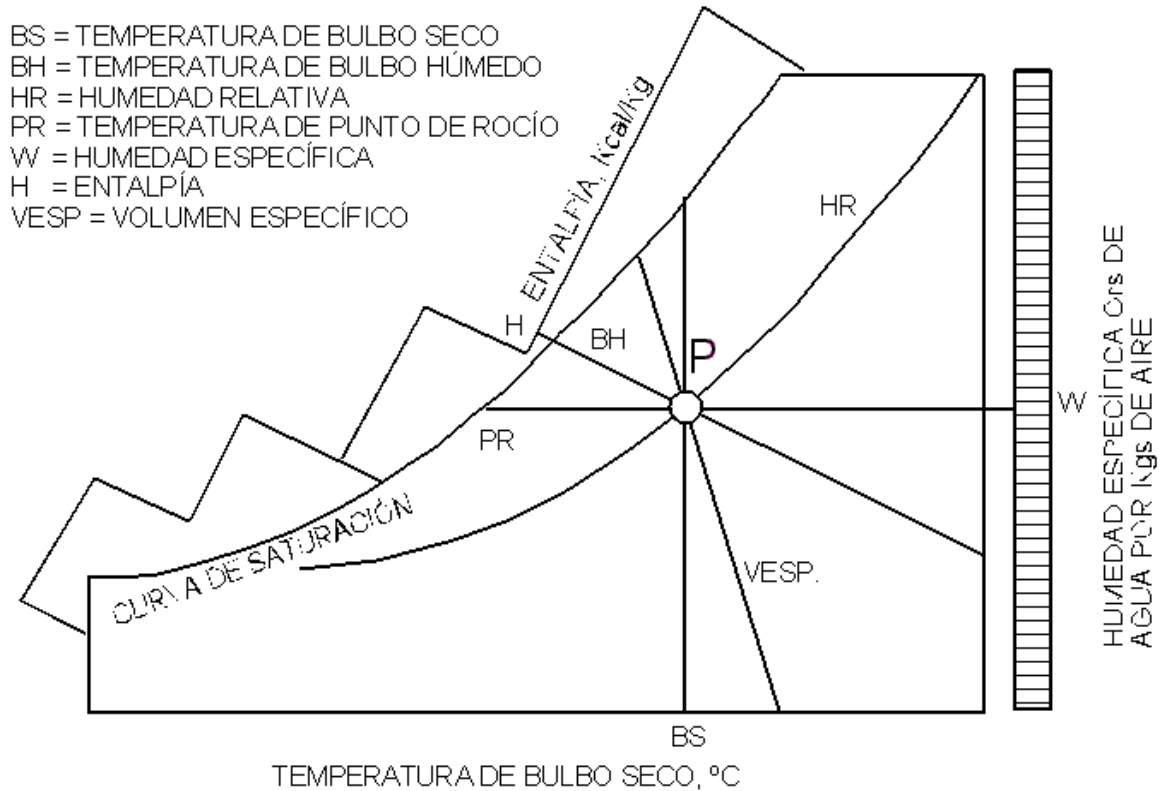
*H<sub>a</sub> = Entalpía del aire seco*

*H<sub>v</sub> = Entalpía del vapor de agua*

*ω = Humedad absoluta*

**2.6.4 Carta psicrométrica:** La carta psicrométrica consiste en un gráfico como el observado en la Figura 16, donde a presión constante se pueden encontrar los valores de diversas propiedades termodinámicas, y es muy utilizada en procesos de diseño de sistemas de aire acondicionado ya que solo es necesario el uso de dos propiedades intensivas independientes para definir por completo un estado y mediante esto es posible mostrar un proceso de acondicionamiento de aire de una manera fácil y entendible.

Figura 16. Diagrama Psicrométrico Conceptual



Disponible en Internet: <[http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/c/ca/Abaco\\_psicrometrico\\_conceptual.png/500px-c/ca/Abaco\\_psicrometrico\\_conceptual.png](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/c/ca/Abaco_psicrometrico_conceptual.png/500px-c/ca/Abaco_psicrometrico_conceptual.png)>

Abaco\_psicrometrico\_conceptual.png>

## 2.7 AIRE ACONDICIONADO

**2.7.1 Aspectos generales:** En el diseño de un sistema de aire acondicionado, aparte de cumplir con los requisitos del cliente en cuanto a confort, bienestar y requerimientos específicos, también se debe tener en cuenta la calidad del aire interior, los costos de adquisición y operación de los equipos, la integración visual y estética de los acondicionadores entre otros.

**2.7.2 Funcionamiento:** El principio de funcionamiento de un sistema de aire acondicionado está basado en expandir y comprimir un refrigerante, con propiedades definidas según los requerimientos.

Un refrigerante es un producto químico, que puede encontrarse en estado líquido o gaseoso, y que es usado principalmente como medio de transporte de calor en una máquina térmica. Los usos más comunes de un refrigerante son sistemas de aire acondicionado, refrigeradores y cuartos fríos.

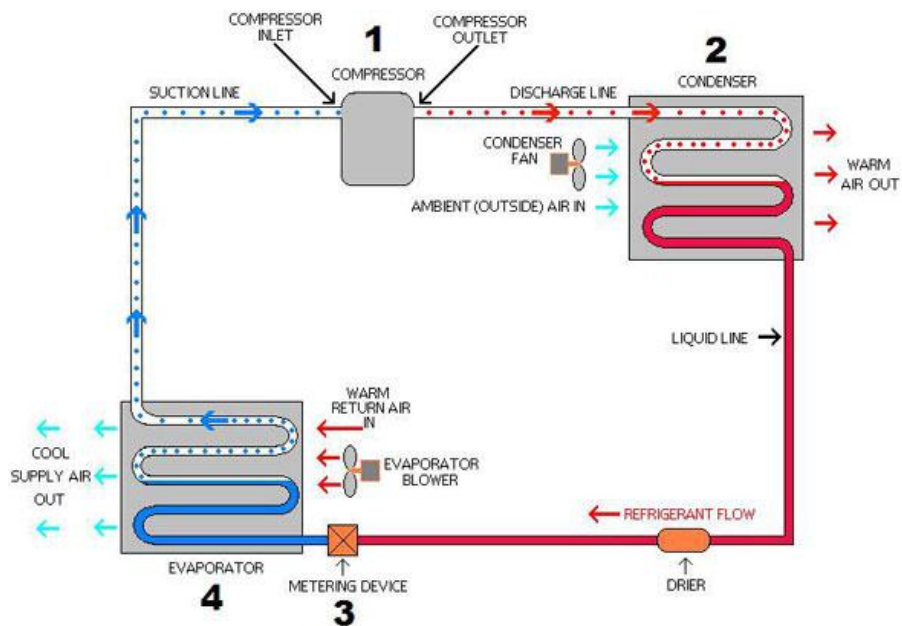
Existen varios tipos de refrigerantes en la industria actual, entre los que se encuentran los HFC o Hidrofluorocarbonados como el R-134a y el R-124, los cuales son considerados con bajo potencial de daño a la capa de ozono; también se encuentran los HCFC o Hidroclorofluorocarbonados que causan un bajo impacto a la capa de ozono, y la EPA requiere la eliminación de estos refrigerantes para el año 2030; los refrigerantes CFC o Clorofluorocarbonados que fueron los primeros refrigerante en crearse basados en halógenos, se consideran de alto impacto para la capa de ozono, y no se fabrican desde 1995, entre estos se encuentran el R-11, R-12, R-113, R-114 y R-115.

El refrigerante más utilizado en los sistemas de aire acondicionado actuales es el R-134a que posee unas propiedades ideales para sistemas de aire acondicionado al evaporarse a  $-26.1^{\circ}\text{C}$  a 1 atm de presión.

El ciclo del refrigerante en un sistema de AA simple inicia en el compresor, donde refrigerante en estado gaseoso que proviene del evaporador por la línea de succión y sale del compresor a una presión mayor y casi en estado de saturación, posteriormente se pasa a través del condensador, el cual es un serpentín que se enfría con aire exterior o agua y condensa el refrigerante que posteriormente se pasa por una válvula de expansión que expande el refrigerante y lo enfría.

El evaporador consiste en otro serpentín por el cual interiormente hay refrigerante frío líquido y por el cual se hace circular una corriente de aire que se enfría y calienta el refrigerante hasta que se evapora. El refrigerante gaseoso pasa nuevamente por la línea de succión y comienza el ciclo nuevamente en el compresor. El ciclo completo del refrigerante se puede ver en la Figura 17.

Figura 17. Ciclo del refrigerante en un sistema de aire acondicionado simple



Disponible en internet: <[http://www.air-conditioning-and-refrigeration-guide.com/images/A\\_C\\_DIAGRAM\\_FOR\\_PAGE\\_6\\_1\\_2n.jpg](http://www.air-conditioning-and-refrigeration-guide.com/images/A_C_DIAGRAM_FOR_PAGE_6_1_2n.jpg)>

**2.7.3 Sistemas de aire acondicionado:** Según el manual de aire acondicionado de la empresa Carrier, los sistemas de acondicionamiento de aire se dividen en cuatro tipos básico, diferenciándose en la forma del enfriamiento del espacio que se acondiciona. Los tipos básicos de sistemas son:

- Expansión directa
- Sistemas todo-agua
- Sistemas todo-aire

- Sistemas aire-agua
- Bomba de calor (en sitios donde se requiere)

En la siguiente tabla se muestran cuáles son los componentes típicos de un sistema de acondicionamiento de aire

Tabla 6. Componentes de un sistema de acondicionamiento de aire

COMPONENTES DEL SISTEMA	FUNCIÓN QUE REALIZAN
<b>Circuito de aire</b>	
1. Toma de aire exterior	Aire para ventilación y refrigeración en las estaciones intermedias
2. Batería de precalentamiento	Calienta el aire
3. Toma de aire de retorno	Entrada del aire de retorno o recirculado
4. Filtro	Elimina la suciedad del aire
5. Batería de enfriamiento	Enfría y seca el aire
6. Batería de calefacción	Calienta en invierno y produce caldeo del aire a efectos de regulación de humedad
7. Humectador	Humedece el aire
8. Ventilador	Propulsión del aire
9. Conductos	Distribución del aire a las distintas zonas
10. Rejillas	Distribución del aire dentro de cada espacio acondicionado
11. Unidad terminal	Unidad de impulsión de aire que puede tener cámara de mezcla, serpentín, enfriador y/o batería de caldeo, tratamiento acústico y boca de impulsión.
<b>CIRCUITO DE REFRIGERANTE</b>	
12. Aparato de refrigeración	Elemento enfriador
<b>CIRCUITO DE AGUA</b>	
13. Bomba	Propulsión de agua o salmuera

14. Tubería de agua o salmuera	Circulación del agua o salmuera entre los intercambiadores
15. Torre de enfriamiento	Enfriamiento del agua del condensador
CIRCUITO DE CALEFACCIÓN	
16. Caldera y accesorios	Produce vapor o agua caliente
17. Tuberías	Circulación de vapor o agua caliente

Fuente: Manual de acondicionamiento de aire CARRIER.

**2.7.3.1 Sistema de expansión directa:** Es el tipo de sistema de acondicionamiento más elemental, un ejemplo son las típicas unidades acondicionadoras de ventana, donde todo lo necesario para el ciclo del refrigerante está en una unidad compacta.

Las unidades de expansión directa se usan mayoritariamente en habitaciones pequeñas o grandes y recintos como residencias, oficinas, locales comerciales o grupos de oficinas que conforman zonas individuales.

**2.7.3.2 Sistemas TODO-AGUA:** Los sistemas todo agua de unidades batería-ventilador consisten en un equipo compuesto entre otras cosas por la batería de enfriamiento y un ventilador (fan-coil) el cual hace circular el aire de la habitación por la batería y enfriarlo. Esta unidad se complementa con una unidad central, la cual está compuesta por el aparato de refrigeración, que enfría el agua a llevarse a la unidad presente en el espacio a acondicionar, la bomba de impulsión y las tuberías de agua fría. El aire se enfría dentro de la habitación.

Las unidades de cassette como la observada en la Figura 18 son las más comunes unidades de sistemas todo-agua

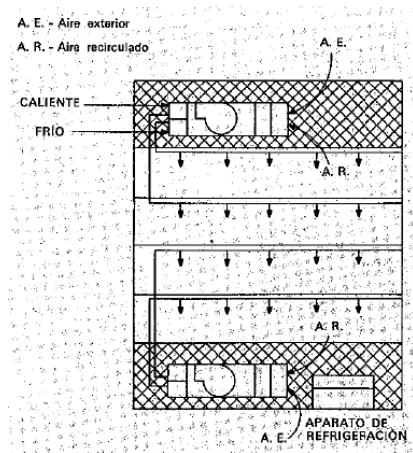
Figura 18. Unidad de cassette



Disponible en Internet: <<http://www.wuignier.com.ar/2011/wp-content/thumbnails/853.jpg>>

**2.7.3.3 Sistemas TODO-AIRE:** El sistema todo aire consiste en una unidad centralizada que se encarga de enfriar el aire y distribuirlo por una red de ductos hacia los espacios a acondicionar. Existen varias formas de controlar las variaciones en la carga de estos sistemas, mediante control de caudal, control mediante bypass, control del recalentamiento.

Figura 19. Esquema sistema multizona TODO-AIRE



Fuente: Manual de aire acondicionado, CARRIER

**2.7.3.4** Sistema AIRE-AGUA: Los sistemas aire agua son una combinación de los dos sistemas antes mostrados, aire para las personas, y agua para las cargas, es decir, en un edificio con un sistema centralizado de aire acondicionado, en las regiones donde haya presencia de personas debe llevarse aire, y en las que únicamente hayan cargas, como por ejemplo una sala de servidores, puede llevarse agua fría.

## **2.8 VENTILACIÓN Y EXTRACCIÓN DE OLORES**

Según el manual de ventilación de SOLER Y PALAU, ventilación se define como la técnica para sustituir el aire ambiente interior de un local, considerado inconveniente por su falta de pureza, temperatura o humedad inadecuadas, por otro exterior de mejores características. Una adecuada ventilación permite a los seres vivos la provisión del oxígeno necesario para la respiración, la extracción del calor generado por el metabolismo interno, y mantener en zona de confort la temperatura, la humedad, velocidad del aire y dilución de olores nocivos y contaminantes para el bienestar de los seres vivos.

La extracción de olores consiste en el adecuado aprovisionamiento de aire a un recinto con el fin de diluir olores y elementos tóxicos contenidos en el ambiente, para el caso de un laboratorio de motores, olores de combustibles, aditivos, gases de combustión entre otros.

### **2.8.1 Tipos de ventilación y extracción**

- Ventilación por sobrepresión: consiste en la inyección de aire a un local, con el fin de elevar la presión interna del mismo respecto a la presión atmosférica (sobrepresión), por tanto el aire fluye hacia el exterior mediante rendijas y aberturas destinadas para tal fin barriendo contaminantes e impurezas, dejando el local lleno de aire puro exterior.

- Ventilación por depresión: consiste en la colocación de un ventilador extractor del aire del local, lo cual genera una depresión en el recinto respecto a la presión atmosférica. El aire ambiente atmosférico penetra por las rendijas diseñadas para ventilación, provocando una renovación de aire en el interior, con efectos similares a la ventilación por sobrepresión.
- Ventilación ambiental o general: el aire que entra al local se difunde por todo el recinto antes que pueda alcanzar la salida, siendo esto un inconveniente para los casos en los cuales existe un foco contaminante concreto, los elementos tóxicos producidos se dispersan por todo el local antes de salir.
- Ventilación localizada: este método de ventilación consiste en captar el aire contaminado en el mismo lugar que se produce evitando su difusión por todo el local, esto se logra a base de una campana que evita que el aire contaminado se esparza.
- Ventilación mecánica controlada: Conocida por sus siglas V.M.C. es un sistema peculiar que se utiliza para controlar el ambiente de toda una vivienda, local comercial e incluso un edificio de pisos, permitiendo introducir recursos para el ahorro de energía.

**2.8.2 Funciones de la ventilación:** La ventilación de los seres vivos, resuelve funciones vitales como el suministro del oxígeno necesario para la respiración, extracción del calor producido por el metabolismo, y los mantiene en un ambiente confortable de temperatura, humedad y velocidad del aire.

La ventilación en máquinas y procesos industriales permite mantener bajo control la temperatura de las máquinas, toxicidad de los ambientes, salud de los operarios, y un ambiente de trabajo confortable y saludable.

El proceso de diseño para una adecuada ventilación consiste en tener en cuenta:

- La función a realizar: el calor a disipar, tóxicos a diluir, sólidos a transportar, entre otros.
- Calcular la cantidad de aire necesaria para cumplir las funciones a realizar
- Establecer el trayecto de circulación del aire.

## **2.9 ACONDICIONAMIENTO DE RECINTOS**

En un centro de investigación de motores se realizan investigaciones, ensayos y pruebas con motores de combustión interna, ya sea desarrollando nuevos aditivos, evaluando el comportamiento de los motores en diferentes condiciones meteorológicas simuladas, nuevas tecnologías en motores, mezclas de combustibles, etc.

Para poder ejecutar bajo norma todos los procesos anteriormente descritos se requiere mantener unas condiciones ambientales básicas mediante un sistema de acondicionamiento de aire que cumpla con:

- Posibilidad del sistema de trabajo continuamente
- Aire 100% exterior
- Aislamiento acústico
- Temperatura entre 22 y 26°C
- Humedad relativa entre el 45% y 65%
- Extracción de los olores producto de los ensayos

Se deben mantener las condiciones anteriormente señaladas con el fin de que los resultados que arrojen los ensayos sean válidos y no afecten la salud de los operarios. Los contaminantes a extraer del CIM constituyen combustibles como diésel, gasolina y GNV.

**2.9.1 Ambiente en un laboratorio de motores:** Un laboratorio de motores debe contar con el personal suficiente para realizar pruebas y mediciones, la mayoría del personal se encontrará en la sala de control, en la cual únicamente van a haber equipos electrónicos como computadores, servidores, analizadores de gases y equipo de oficina. En las salas de ensayos sólo habrá personal cuando se estén haciendo las adaptaciones y puestas a punto de los motores y dinamómetros para los ensayos.

En el taller de mantenimiento, podrán estar hasta 3 personas, un motor que se encenderá esporádicamente, además de herramientas, grasas, aceites, aditivos, luces y estantería.

El aislamiento térmico de las instalaciones del lugar debe estar acondicionado para las condiciones límites del recinto.

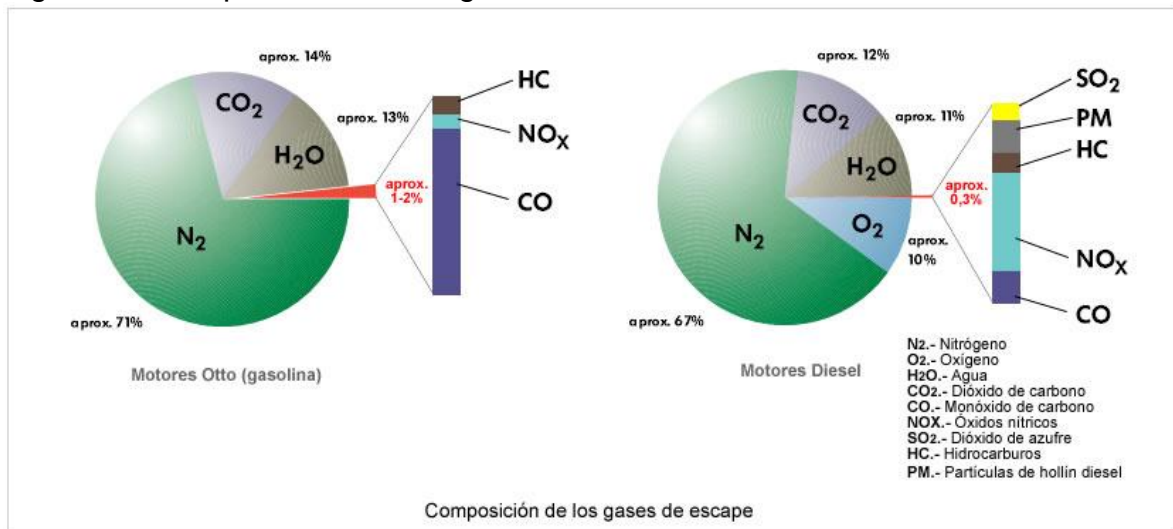
### **2.9.2 Efectos de los contaminantes en las personas**

- **GASOLINA:** Según una investigación realizada por el Centro canadiense de seguridad y salud ocupacional, los vapores de gasolina pueden provocar depresión en el sistema nervioso central, irritación ocular y en la garganta. Estas pruebas fueron hechas en voluntarios expuestos por 30 minutos a concentraciones de aprox. 1054 ppm o concentraciones de 150-270 ppm durante 8 horas.

Exposiciones durante una hora a 2600 ppm ocasionaron mareos leves, los voluntarios experimentaron mareos pronunciados después de 5 minutos de exposición a cerca de 110 ppm. Jaqueca, falta de apetito, somnolencia y falta de coordinación pueden ocurrir. En un caso, la exposición por unos cuantos minutos a muy altas concentraciones (por encima de los 5000 ppm) de gasolina de aviación provocó inconsciencia, edema pulmonar (una acumulación de fluido de amenaza de por vida a los pulmones) y muerte.

- **GAS NATURAL VEHICULAR O PROPANO:** El gas natural es el derivado del petróleo más común, sus efectos sobre la salud al ser inhalado pueden incluir mareo, tos, náuseas, vómitos, irritación de la piel, fiebre, nerviosismo, palpitaciones irregulares, dolor o entumecimiento en las extremidades y sensación de debilidad.
- **GASES DE COMBUSTIÓN:** Los gases de combustión de los diferentes combustibles (ver Figura 20) pueden causar enfermedades cardíacas, infartos y varias enfermedades respiratorias, así como cáncer de vejiga, colon y pulmón.

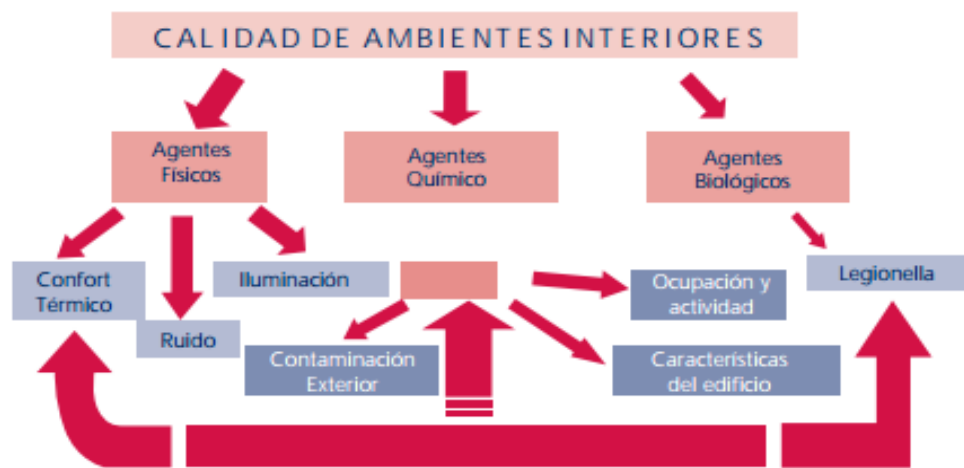
Figura 20. Componentes de los gases de combustión



Disponible en Internet: <<http://www.aficionadosalamecanica.net/emision-gases-escape.htm>>

**2.9.3 Calidad del aire interior:** La calidad ambiental en edificios es modificada constantemente por la interacción interna de diferentes agentes físicos como la temperatura, el ruido las vibraciones, el calor externo, agentes químicos como solventes y detergentes, y biológicos que pueden producir reacciones adversas a la salud de sus ocupantes. En la Figura 21 se detalla cuáles son los diferentes agentes que afectan la calidad del aire interior.

Figura 21. Calidad de ambientes interiores



Fuente: Edificios saludables para trabajadores sanos, FRANCISCO REY y RAFAEL CEÑA.

En la tabla 7 se muestran los valores límites recomendados de contaminantes interiores.

Tabla 7. Valores límites recomendados de contaminantes interiores

**Valores límite recomendados de contaminantes interiores**

CONTAMINANTES MÉTODO DE MEDIDA	NIVEL LÍMITE	
<b>Óxidos de azufre*</b>	Media Anual	60 µg/m³
Procedimiento de la Norma Británica	El 98% de las observaciones por debajo de:	200 µg/m³
<b>Partículas en suspensión*</b>	Media Anual	40 µg/m³
Procedimiento de la Norma Británica	El 98% de las observaciones por debajo de:	120 µg/m³
<b>Monóxido de carbono</b>	Promedio de 8 horas	10 µg/m³
Infrarrojo no dispersivo	Máximo 1 hora	40 µg/m³
<b>Oxidante fotoquímico</b>	Promedio de 8 horas	60 µg/m³
Método IK normalizado, expresado como ozono	Máximo 1 hora	120 µg/m³

\* Los niveles para los óxidos de azufre y para las partículas en suspensión se aplican solamente cuando se presentan simultáneamente.

Fuente: Edificios saludables para trabajadores sanos, FRANCISCO REY y RAFAEL CEÑA.

**2.9.4 Factores de confort térmico:** A continuación se resumen brevemente los factores de confort térmico que serán utilizados en el diseño del CIM2T:

**Metabolismo:** Para las cargas generadas por el metabolismo humano, se ha definido una nueva unidad, el MET (Metabolic Energy Thermal) que equivale a la energía producida promedio por unidad de área en una persona sentada descansando. El área superficial de una persona es aproximadamente  $1.8m^2$ .

$$1 \text{ met} = 58.2 \text{ W/m}^2 \text{ (18.4 Btu/h}\cdot\text{ft}^2\text{)}$$

Debe también tenerse en cuenta que las personas tienen dos tipos de metabolismo: el basal y el muscular. El metabolismo basal está relacionado con las características físicas de una persona, su peso, edad, sexo, contextura física y demás. Con la edad el metabolismo basal va disminuyendo.

Tabla 8. Metabolismo según la actividad. Norma ISO-8996

ACTIVIDAD		METABOLISMO (w /m <sup>2</sup> )	
ACTIVIDADES DE BASE	2 Km/h	110	
	Andar en llano, incluso en camino	3 Km/h	140
		4 Km/h	165
		5 Km/h	200
		3 Km/h pendiente de 5°	195
	Andar subiendo	3 Km/h pendiente de 10°	275
		3 Km/h pendiente de 15°	390
		5 Km/h pendiente de 5°	130
	Andar descendiendo	5 Km/h pendiente de 10°	115
		5 Km/h pendiente de 15°	120
Subir escaleras (peldaño de 0,172 m)		80 peldaños por minuto	440
Bajar escaleras (peldaño de 0,172 m)	80 peldaños por minuto	155	
PROFESIÓN	Limpieza	100-200	
	Cocina	80-135	
	Trabajos domésticos	Vajilla, de pie	145
		Lavado a mano y repaso	120-220
		Afeitado, lavado y vestirse	100

Fuente: MONDELO, Pedro et al. Ergonomía 1: Fundamentos, 3ª Edición. México: Alfaomega, 2000.

El metabolismo muscular se relaciona directamente con el tipo de actividad que el individuo se encuentra desarrollando como se aprecia en la Tabla 8. De acuerdo a lo anterior, se ha desarrollado una fórmula que relaciona el gasto energético utilizado en desarrollar una actividad ( $GE_W$ ) con el metabolismo basal  $M_B$ .

$$Q = 0.75 * GE_W + M_B \quad (15)$$

**La ropa:** es una de las variables que influye en el equilibrio térmico de una persona, ya que afecta directamente la transferencia de calor por cualquiera de los tres medios existentes.

En 1941 Gagge, Burton y Gazatt formularon una clasificación sobre el nivel de arropamiento de una persona, denominado el CLO, donde tuvieron en cuenta la resistencia térmica de la ropa y el grado de conductividad. Los resultados obtenidos se aprecian en la Tabla 9.

Tabla 9: Valoración del vestuario según el nivel de arropamiento

<b>Tipo de vestido</b>	<b>I<sub>cl</sub> (clo)</b>
Desnudo	0
En pantalones cortos	0,1
Vestimenta tropical en exteriores: camisa abierta con mangas cortas, pantalones cortos, calcetines finos y sandalias	0,3
Ropa ligera de verano: camisa ligera de mangas cortas, pantalones largos, calcetines finos y zapatos	0,5
Ropa de trabajo: camiseta, camisa con mangas largas, pantalones de vestir, calcetines y zapatos	0,8
Ropa de invierno y de trabajo en interiores: camiseta, camisa manga larga, calcetines de lana y zapatos	1,0
Vestimenta completa y de trabajo en interiores: camiseta y camisa de manga larga, chaleco, corbata, americana, pantalones de lana, calcetines de lana y zapatos	1,5

Fuente: Nahle, Nasif. 2006. *Transferencia de Calor*. Biology Cabinet. Revisado el 20 de Junio de 2014 de [http://www.biocab.org/Transferencia\\_Ca](http://www.biocab.org/Transferencia_Ca)

### 3 DISTRIBUCIÓN DE PLANTA DEL LABORATORIO DEL CIM2T

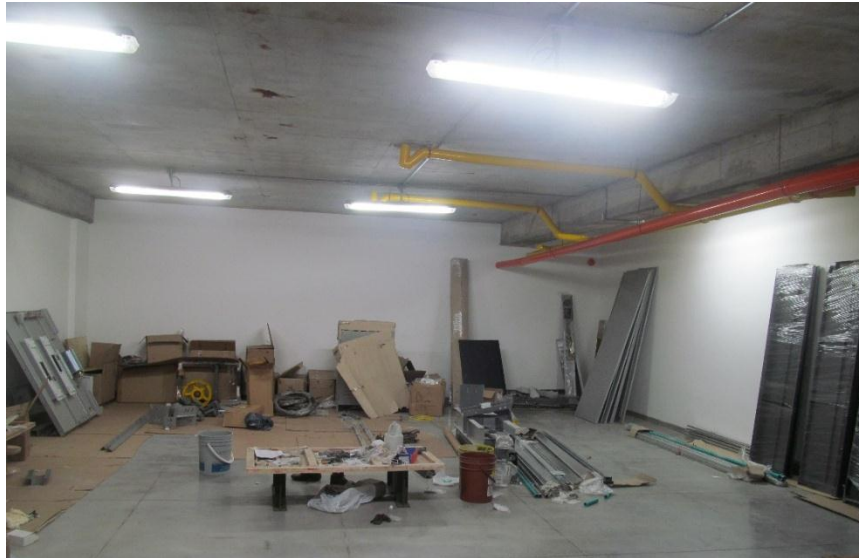
Como punto de partida del diseño, tanto de los sub sistemas y componentes del laboratorio como de la distribución en planta y uso del espacio, se fijaron unos requerimientos y necesidades básicas basadas en el tipo de operaciones a los que se va a someter el laboratorio como de los parámetros de construcción impuestos por las directrices del parque tecnológico Guatiguará, de manera que todo laboratorio o toda aula que se proponga, se adapte al plan de desarrollo propuesto para el edificio de investigación de la sede UIS Guatiguará.

Para la implementación del centro de investigación de motores (CIM2T), fue asignado el sótano S02 del edificio de investigaciones de la sede UIS Guatiguará (ver Figura 22 y 23). Este sótano se encuentra entre un cuarto técnico del edificio de investigaciones, y el sótano S01, el cual esta designado a la escuela de ingeniería de Petróleos.

Figura 22. Sótano S02

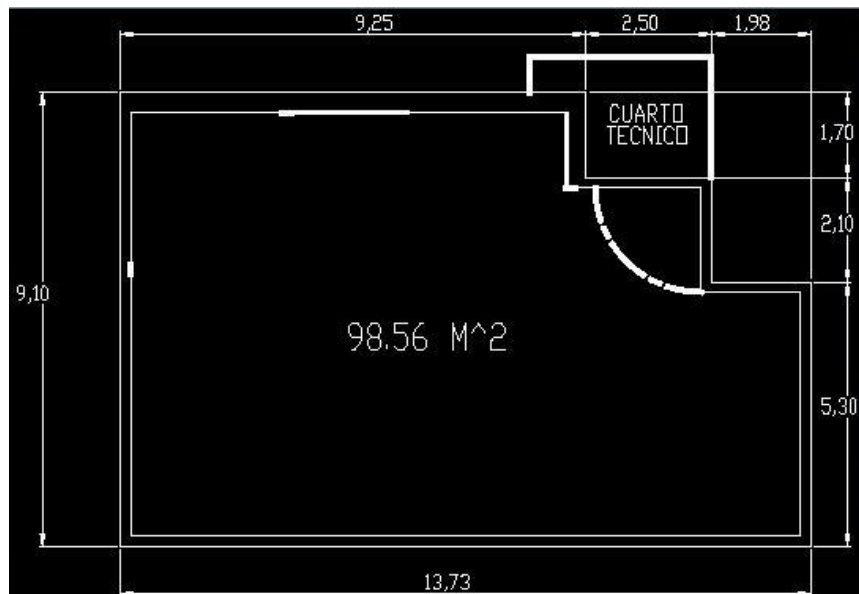


Figura 23. Sótano S02



En la figura 24 se muestran las dimensiones del sótano S02.

Figura 24. Plano del sótano S02

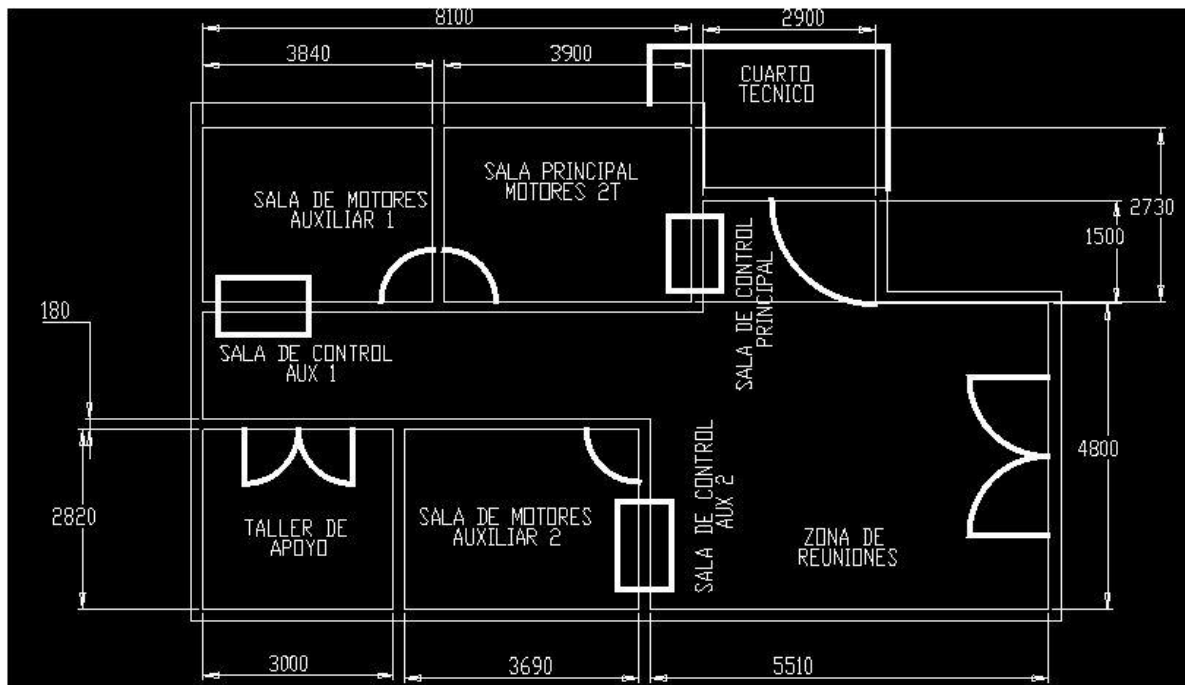


Como parte del plan de desarrollo del CIM se espera contar con 3 salas de prueba, cada una de ellas para motores con un rango definido de potencia, la sala

principal con la cual se iniciara el CIM es para motores 2 tiempos de hasta 30kW, una sala para motores de gasolina de mediana potencia de 30kW, y una segunda sala auxiliar para motores diésel mayores de 30kW.

En el espacio destinado, se deben acomodar las 3 salas de prueba, un pequeño taller que sirva de apoyo a las salas en labores de mantenimiento y de puesta a punto de los motores y equipos que se van a usar para las pruebas, espacio para situar las salas de control, zonas de transito lo suficientemente amplias que permitan el paso de motores y equipos grandes al taller y a cada una de las salas. La distribución elegida se puede apreciar en la Figura 25.

Figura 25. Plano de distribución del CIM

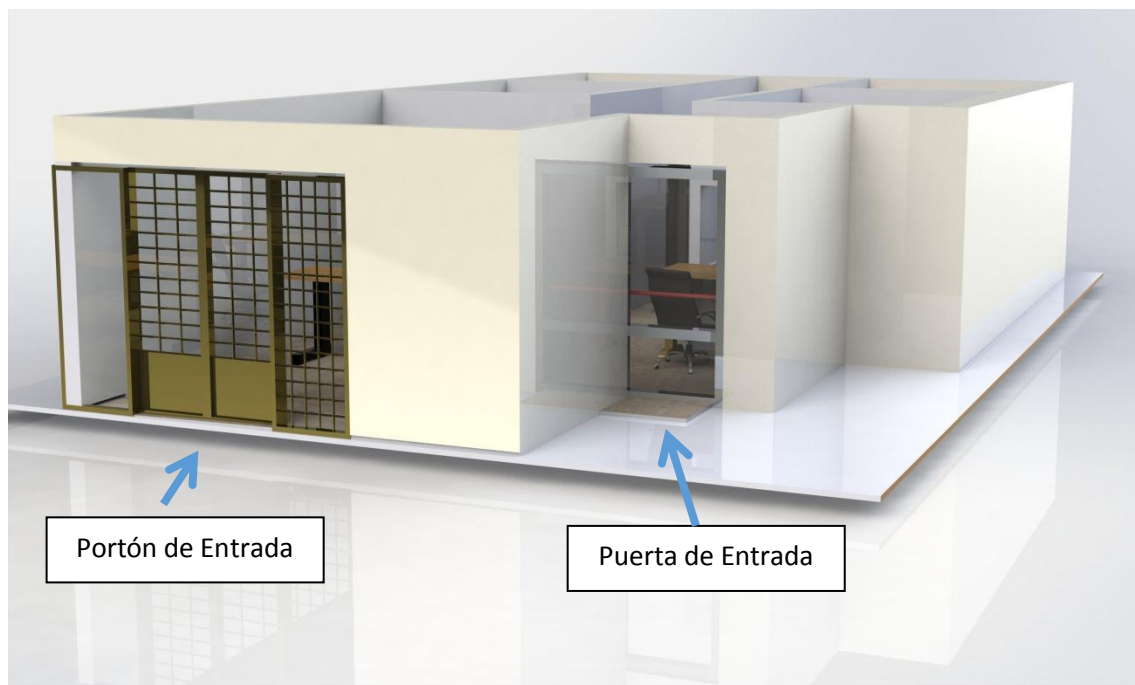


Además, el espacio en cada sala debe ser suficiente para permitir que los operarios puedan circular completamente alrededor del banco de pruebas, esto con el fin de hacer más seguras y ergonómicas las labores de mantenimiento, revisión e instalación de los equipos usados durante las pruebas.

El CIM debe estar equipado con los equipos necesarios para realizar todos los tipos de ensayos a los motores (dinamómetro, medidores de combustible, sensores de presión, sensores de temperatura del aire de entrada y salida), además de elementos que sirvan de apoyo a los técnicos y al personal del laboratorio de manera que estos faciliten su trabajo (mesas, sillas, anaqueles etc.).

Las Figuras 26, 27 y 28 muestra la distribución final del CIM, se decidió usar esta distribución pues satisface todos los requerimientos propuestos, la sala principal se encuentra frente al taller de manera que agilice las labores de mantenimiento y puesta a punto, y está junto a la entrada del CIM y del pasillo del sótano, haciendo más fácil el trazado de las tuberías de gases de escape.

Figura 26. Vista de la entrada del CIM.



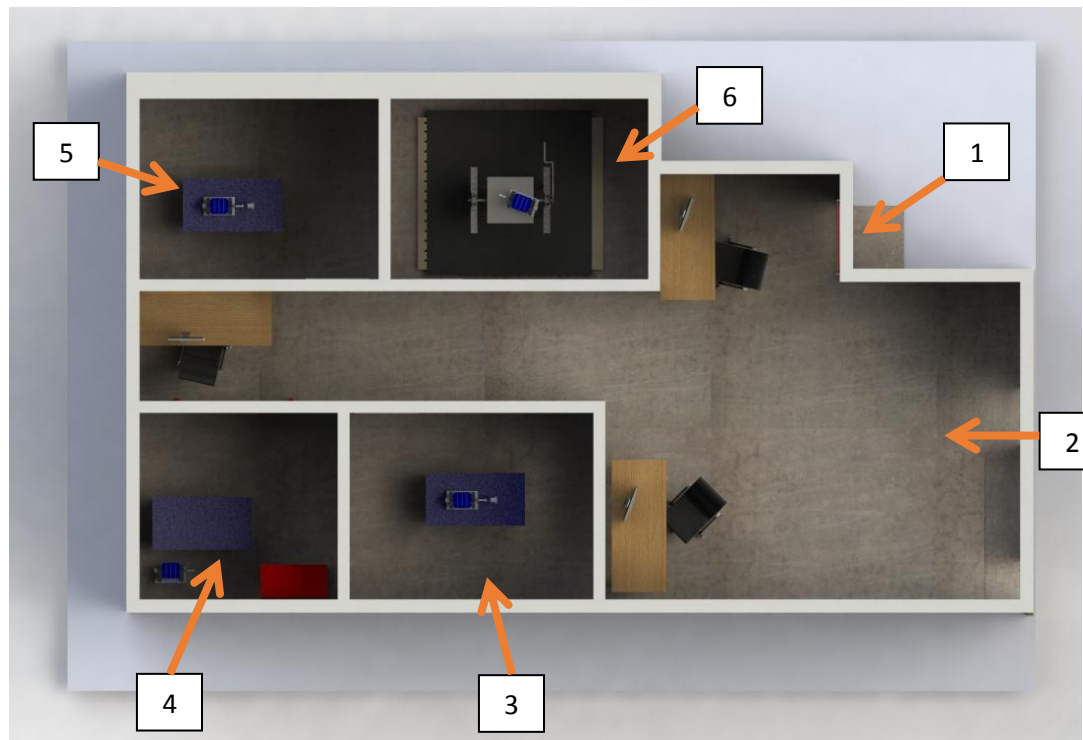
El espacio del portón de entrada y de los pasillos, permite el ingreso de equipos y motores de grandes dimensiones. Hay suficiente espacio para cada una de las

salas de control, además de una pequeña zona libre que puede ser usada para juntas o reuniones del personal que labore en el CIM.

En la Figura 27 se puede apreciar el CIM2T donde se encuentra:

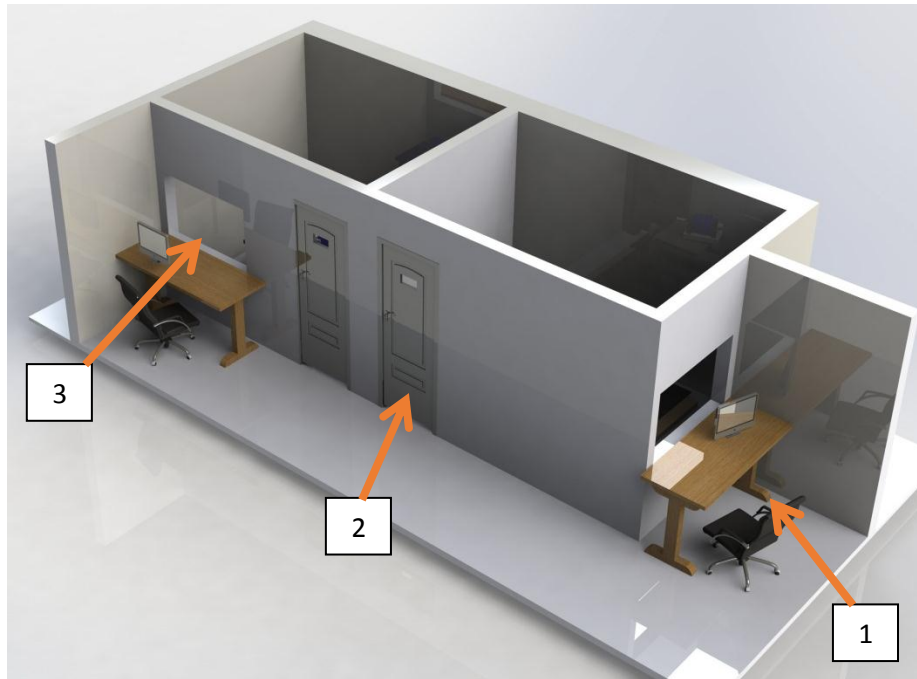
- 1 Puerta de Entrada
- 2 Zona de Reuniones
- 3 Sala de Motores Auxiliares 2
- 4 Taller de Apoyo
- 5 Sala de Motores Auxiliares 1
- 6 Sala Principal de Motores de 2T

Figura 27. Vista Superior CIM



En la Figura 28 se puede observar con más detalle la sala de ensayos donde se aprecia la puerta contra incendios por donde ingresan los motores y la ventana de doble cristal para conseguir el aislamiento acústico.

Figura 28: Vista de la Entrada a la sala de motores 2T.



Donde:

1 Sala de control.

2 Puerta de entrada a la sala de ensayos.

3 Ventana de observacion.

#### 4. DISEÑO Y ESPECIFICACIONES DEL BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES 2T DEL CIM

Bajo la dirección del Ph.D. Jorge Chacón Velasco y con la colaboración del Ph.D. Jens Jensen, profesor de la Hochschule Bremen University of Applied Sciences, se establecieron los requisitos básicos con los que debía cumplir el banco de pruebas de motores, de modo que tratara de emular el comportamiento posicional de los motores de 2T donados por la empresa DOLMAR (ver Figura 29 y 30).

Figura 29. Motor 2T DOLMAR 115 2.7KW



Figura 30. Motor 2T DOLMAR PC-7414 3.8KW



Este banco debe cumplir con los siguientes requisitos:

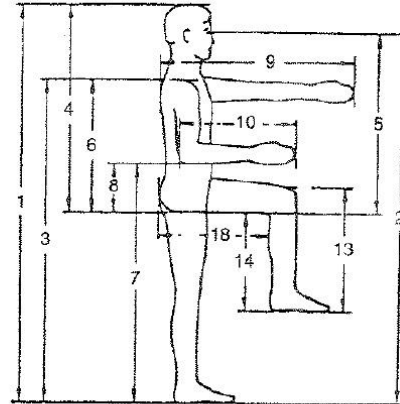
- Mecanismo de rotación, que pueda girar de 0°-90° en los ejes X e Y.
- Debe ser mecánicamente robusto para que sea capaz de soportar un peso máximo de 300 kgf sin que ninguno de sus elementos falle por pandeo o flexión.
- El banco debe tener un mecanismo que permita la fácil instalación de los equipos con los que se realizan los ensayos y un mecanismo de nivelación y alineación de diferentes tipos de motores que se encuentre en el rango de 0-30 kW.
- Contar con algún sistema que absorba las vibraciones producidas por el motor de manera que estas no se propaguen a la estructura del edificio y causen problemas estructurales, o algún tipo movimiento excesivo que pueda comprometer al trabajo de los laboratorios cercanos.

#### **4.1. RECOMENDACIONES ERGONÓMICAS**

Debido a que el trabajo de los operarios en el banco va a ser erguido, el diseño de la estructura de soporte debe permitir el acceso a todos ellos, por eso se deben tener en cuenta las dimensiones antropométricas generales de la población laboral que se observan en la Figura 31.

Figura 31. Variables antropométricas

- 1 Altura
- 3 Altura a nivel de los ojos
- 4 Altura a nivel de los hombros
- 5 Altura de la cabeza al asiento
- 6 Altura de los ojos respecto al asiento
- 7 Altura de hombros respecto al asiento
- 8 Altura a nivel de los codos
- 9 Altura de los codos respecto al asiento
- 10 Alcance de la mano hacia delante (dedos en posición de aprehender)
- 11 Longitud del antebrazo (desde el codo a la punta de los dedos)
- 12 Envergadura de los brazos
- 13 Distancia nalgas-rodilla
- 14 Distancia planta de pie-rodilla
- 15 Distancia planta de pie-pliegue de rodilla
- 16 Anchura de espalda
- 17 Anchura de caderas
- 18 Grosor de los muslos
- 19 Distancia espalda-pliegue de las rodillas



Fuente: Manual de Ergonomía Mapfre. Farrer, F. Minaya, G.

De modo que basados en los resultados de un estudio hecho por la universidad de Antioquia en 1995 (parámetros antropométricos de la población laboral colombiana 1995, acopla 1995), la estructura del banco se realiza basados en los resultados arrojados por ese estudio presentes en la Tabla 10.

Tabla 10. Variables antropométricas de la población laboral colombiana

MEDIDA	PERCENTIL 5	PERCENTIL 50	PERCENTIL 95
alcance vertical máximo	198	213.1	229.4
alcance vertical asimiento	183.7	198.3	213.2
alcance horizontal máximo	71.5	76.9	82.9
estatura	158	168	179
altura a nivel de los codos	98.7	106.5	114.3

Fuente: Manual de Ergonomía Mapfre. Farrer, F. Minaya, G.

Los rango de medidas que se van a usar en el diseño del banco se ajustan al percentil 50, para un promedio de operarios de 1.68 m (el promedio nacional es de 1.70).

#### 4.2. COMPONENTES DEL BANCO

- **Mesa:** tiene como función soportar a todos los elementos necesarios para realizar los ensayos, además de facilitar el montaje y desmontaje de los mismos.
- **Ejes principales:** soporta a la mesa, y transmite el movimiento rotacional necesario para graduar la posición del conjunto dinamómetro-motor.
- **Cojinetes:** se encargan de soportar a los ejes por medio del uso de rodamientos.
- **Engranajes:** transmiten al eje principal y a la mesa la potencia necesaria para hacerlos rotar en los ejes X y Y.
- **Manivela:** es el elemento de unión entre los engranajes y el operario, permite graduar la posición del banco mediante accionamiento mecánico directo del operario.
- **Acople:** se encarga de transmitir la potencia generada por el motor al dinamómetro, esto con el propósito de medir y generar las curvas de desempeño del motor (torque, potencia, consumo).
- **Freno:** es el mismo dinamómetro, se encarga de simular una carga, de modo que pueda censar el comportamiento del motor ante ella.
- **Motor:** es la fuente de potencia, la cual genera las variables que se van a medir respecto a la carga simulada.

### **4.3. DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO DE PRUEBAS**

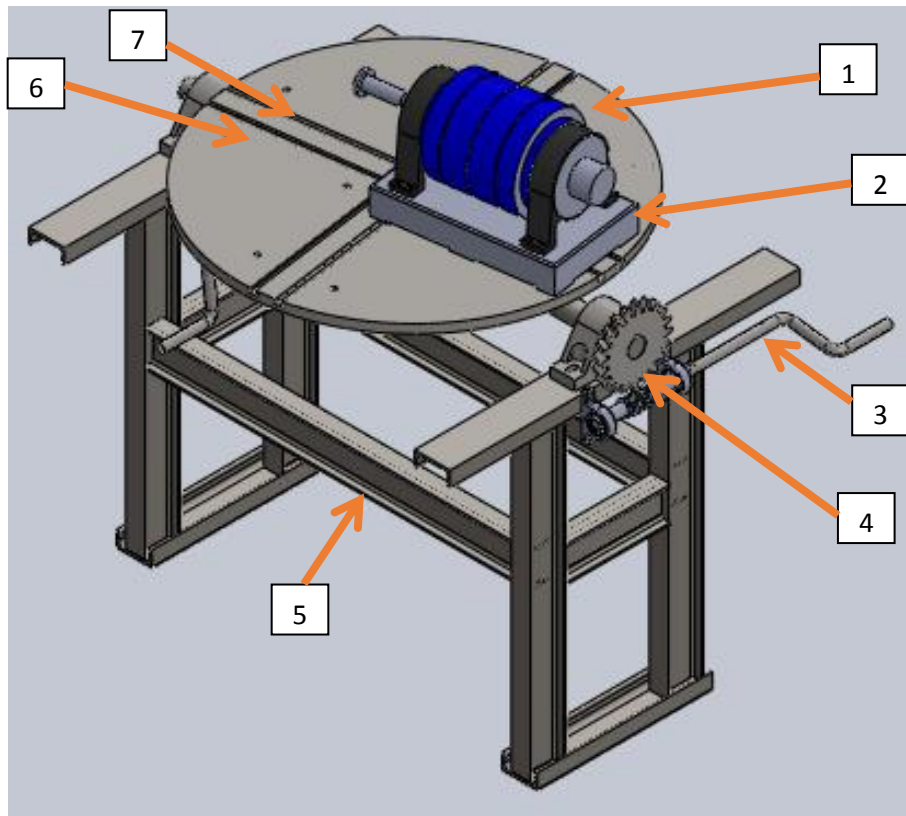
Este banco es diseñado pensando en diferentes factores que son vitales para garantizar el mejor desempeño durante las pruebas, algunos de estos factores vienen dados por los directores de este proyecto y otros por las autoridades de la sede UIS Guatiguará, siempre teniendo en cuenta que cada decisión tomada busca basarse en una norma, un recurso bibliográfico o cumplir con un estándar internacional.

Todo esto con el fin de obtener ensayos certificados y hacer que el CIM se convierta en un referente en Colombia en cuanto a la investigación y desarrollo de los motores de combustión interna, afianzando así el vínculo Industria-Academia.

Buscando la experiencia y la facilidad para la construcción, uso y mantenimiento del banco de pruebas que se observa en la Figura 32, se genera un modelo sometido a simulaciones por computadora y ajustes y cálculo de sus elementos. Los principales componentes del banco se nombran a continuación:

- 1 Dinamómetro
- 2 Base del Dinamómetro
- 3 Manivela Principal de Rotación
- 4 Engranaje Principal de Rotación
- 5 Base Estructural
- 6 Mesa principal
- 7 Ranuras Guía

Figura 32. Banco de pruebas

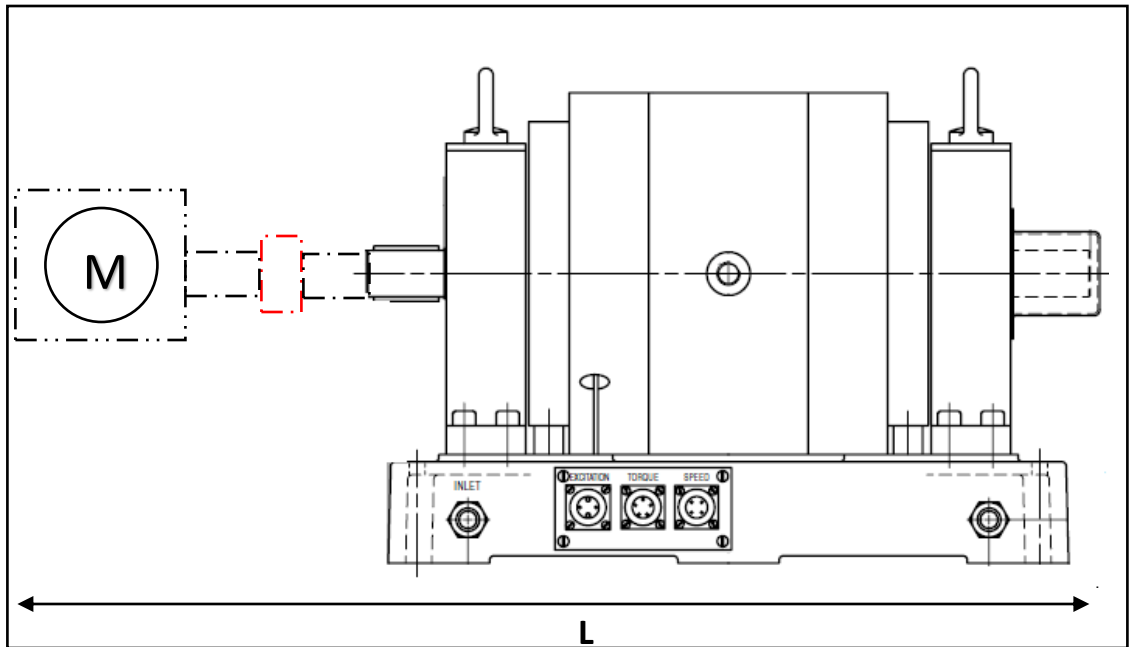


#### 4.4. DIMENSIONAMIENTO DE LA MESA

La mesa del banco de prueba debe soportar los equipos de ensayo, es decir debe ser robusta para que soporte la carga, y lo suficientemente grande para que brinde suficiente espacio al conjunto dinamómetro-motor y los demás accesorios de censado, esto para que puedan ser instalados o desmontados fácilmente según sea necesario.

El tamaño de la mesa se asumió basados en las dimensiones del dinamómetro seleccionado por los encargados del CIM, este es un equipo de la empresa MAGTROL referencia 2WB 115 30KW, es el equipo de mayor tamaño usado en las pruebas, además de sus dimensiones se tuvo en cuenta un factor de ajuste que simula el acople entre el motor 2T con su respectivo eje (ver Figura 33).

Figura 33. Dimensionamiento de la mesa, esquema de acople Dinamómetro-motor



Disponible en Internet: <[http://www.magtrol.com/motortest/wb\\_specifications.html](http://www.magtrol.com/motortest/wb_specifications.html)>

La forma de calcular la longitud  $L$  de la mesa fue:

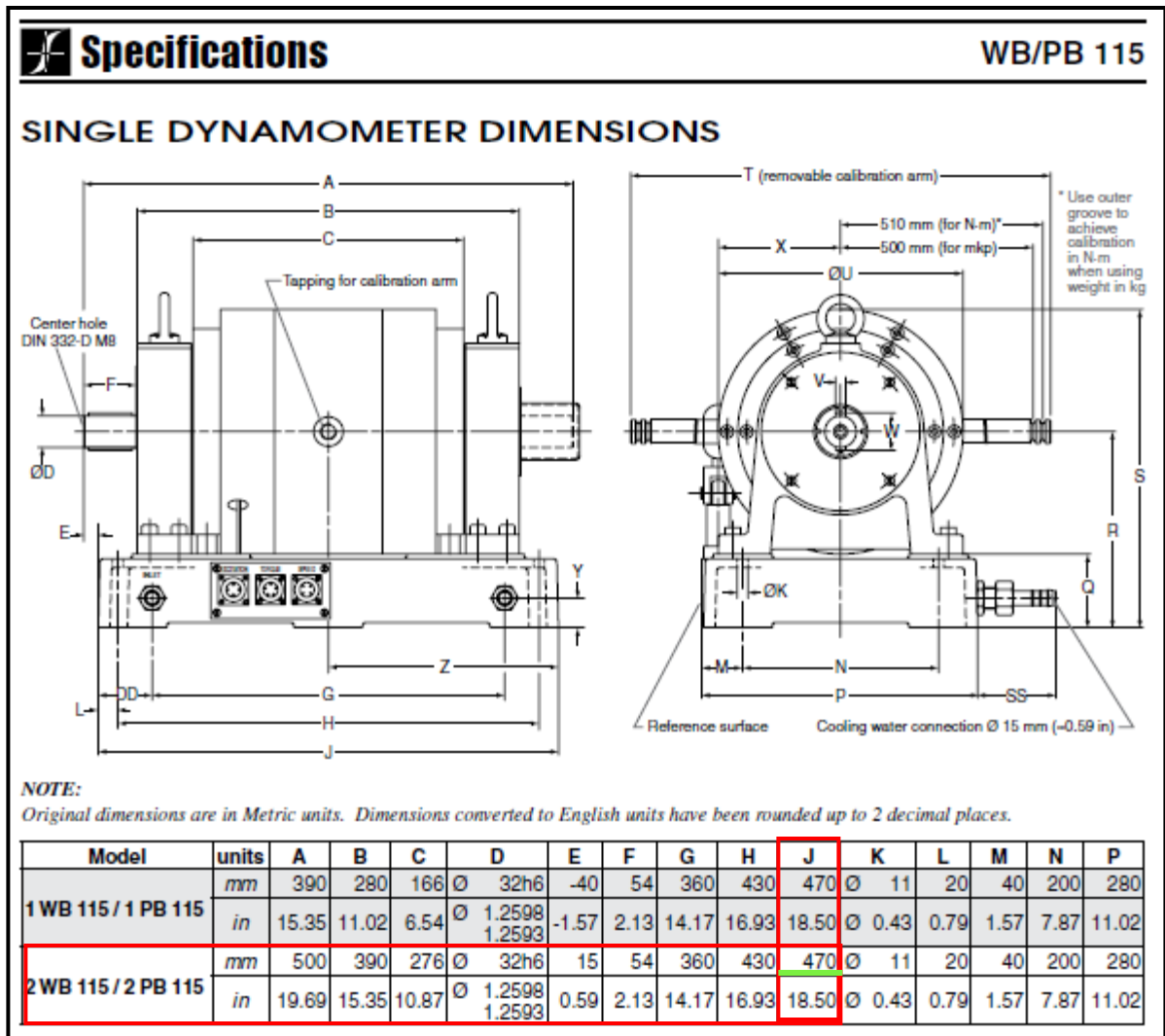
$$L = 2.1 J \quad (16)$$

Donde  $J$  es la longitud total del dinamómetro (ver Figura 46), el factor de 2.1 es para hacer que el acople-dinamómetro pueda ser instalado en cualquier dirección.

$$L = 987 \text{ mm} \approx 1000 \text{ mm}$$

Se aproxima la longitud (diámetro) de la mesa a  $1 \text{ m}$  y en la Figura 34 se muestran las dimensiones del dinamómetro a emplear.

Figura 34. Especificaciones de tamaño del Dinamómetro 2wb-115.

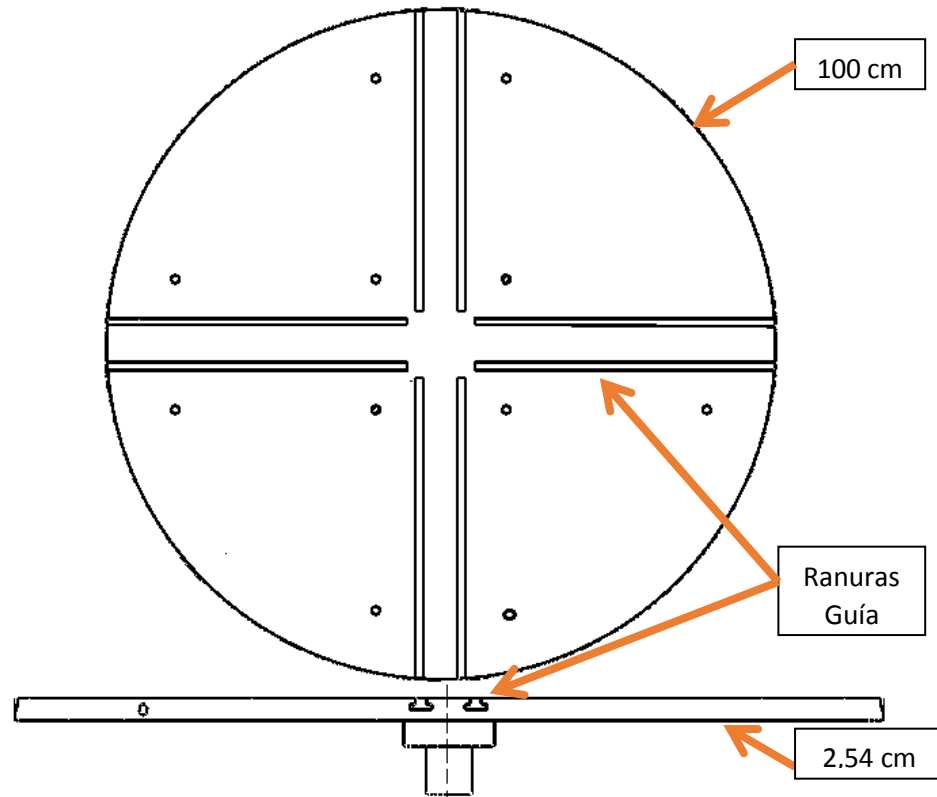


Disponible en Internet: <[http://www.magtrol.com/motortest/wb\\_specifications.html](http://www.magtrol.com/motortest/wb_specifications.html)>

Las dimensiones de la mesa del banco de pruebas se establecieron en 1 metro de diámetro y 2.54 cm de espesor, cuenta con ranuras guía para la instalación de los equipos y agujeros para anclar el dinamómetro durante las pruebas.

Ademas en su base tiene un pequeño eje, en él se va a montar el mecanismo de rotación inferior de la mesa que le permitira hacer el cambio de eje y así variar las posiciones de trabajo como se puede apreciar en la Figura 35.

Figura 35. Esquema de la mesa



**4.4.1. Análisis CAD-CAE de la mesa:** Para confirmar la resistencia de la mesa a las condiciones de operación, se hizo el análisis de la pieza simulando la condición máxima de carga de 300 kgf, el material con el cual se presume se fabrique, fue un acero AISI 1020 de bajo carbono y de fácil maquinabilidad, este material fue escogido luego de hacer simulaciones y pruebas con otros materiales, y ya que la mayoría arrojaron resultados favorables se decidió realizar esta selección basados en el bajo costo y una gran disponibilidad del material.

Los resultados arrojados en el análisis CAD-CAE hechos con SolidWorks fueron los siguientes:

Figura 36. Análisis de desplazamientos de la mesa

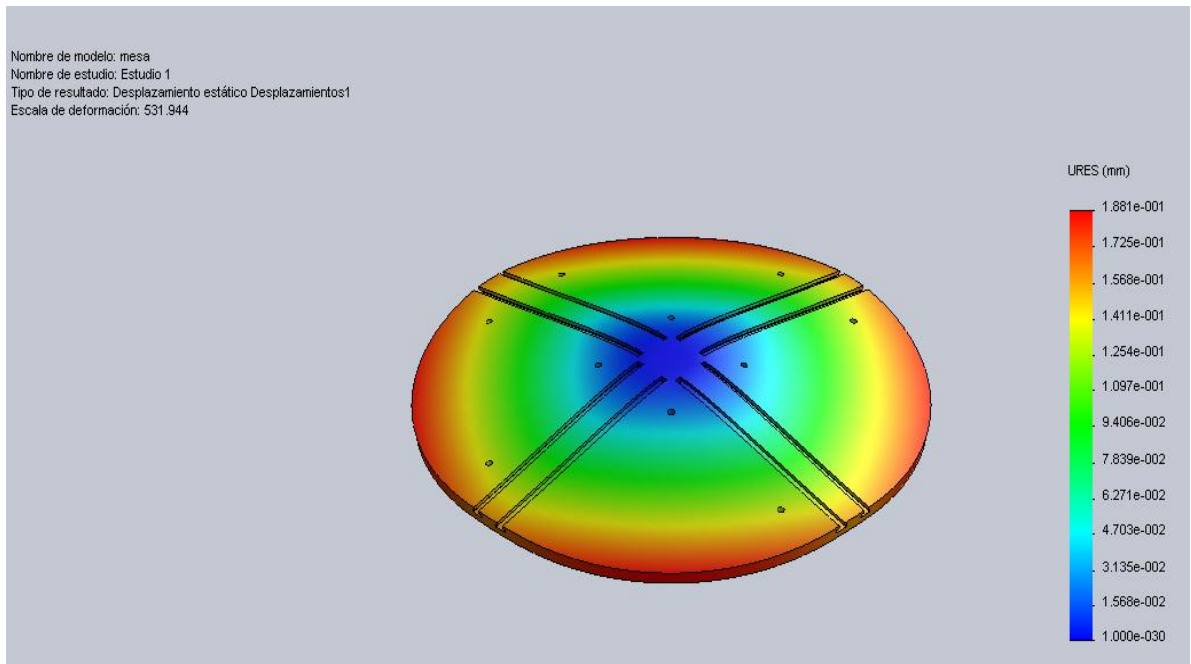


Figura 37. Análisis de deformaciones de la mesa

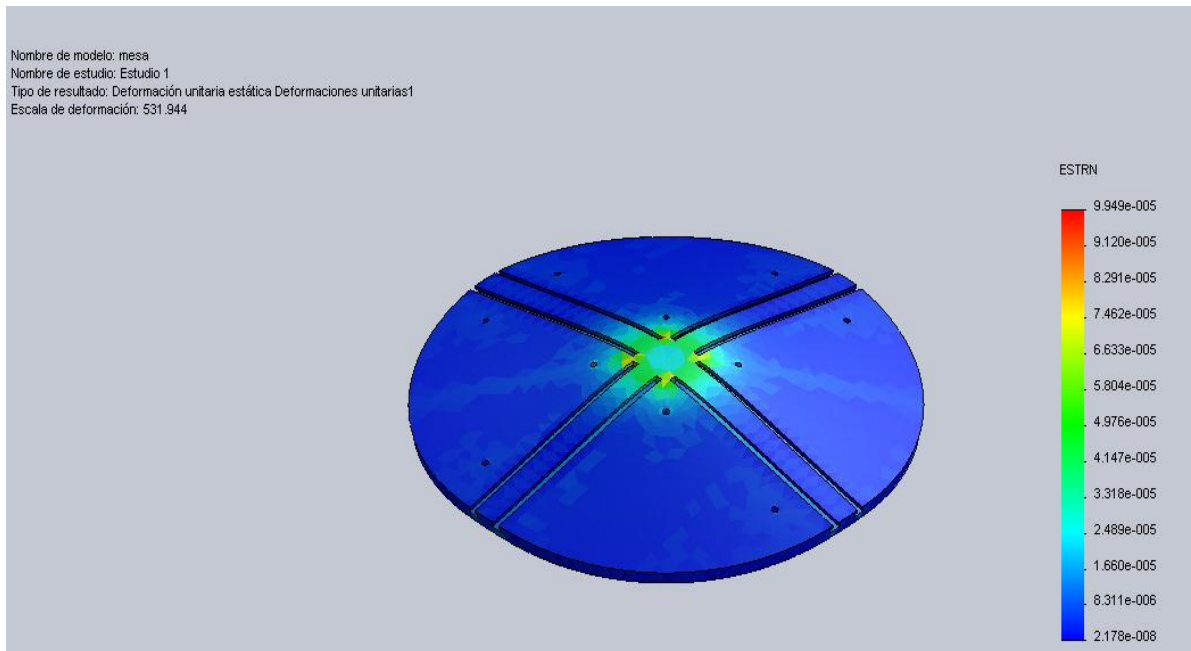
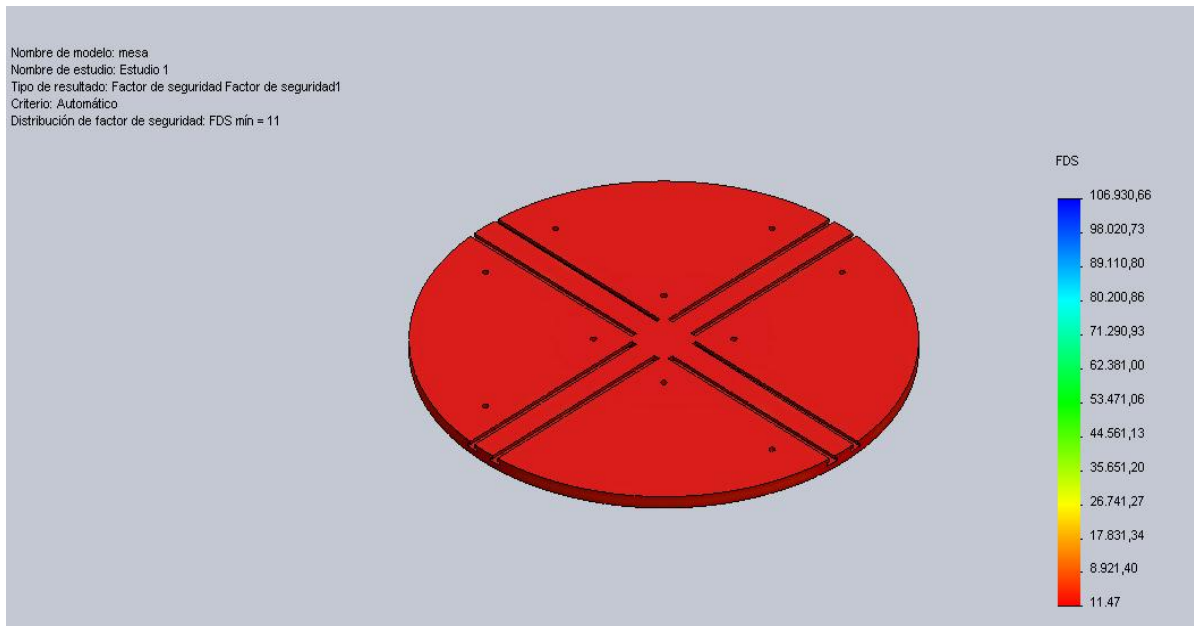


Figura 38. Factor de seguridad de la mesa



De las Figuras 36, 37 y 38 se puede concluir, que en general la mesa se encuentra sobredimensionada para las cargas a las que se va a someter, el factor de seguridad ( $N=11$ ) es bastante conservador lo que garantiza la robustez de la pieza, esto se ve reflejado en los bajos niveles de deformaciones y desplazamientos.

#### 4.5. MECANISMOS DE ROTACIÓN

El banco de pruebas de motores de 2T del CIM, debe contar con un mecanismo de rotación con el fin de evaluar el comportamiento posicional del motor en los ejes X e Y, este mecanismo debe ser de fácil operación, mantenimiento y sobre todo de bajo costo.

De esta manera se propone hacer esta tarea mediante 2 transmisiones de mecanismo sin fin corona, uno de ellos para lograr la rotación sobre el eje X, y el

otro que realice un cambio de eje que garantice la variación de la posición en el eje Y como se observa en la Figura 39 y 40.

Figura 39. Esquema de los mecanismos de rotación

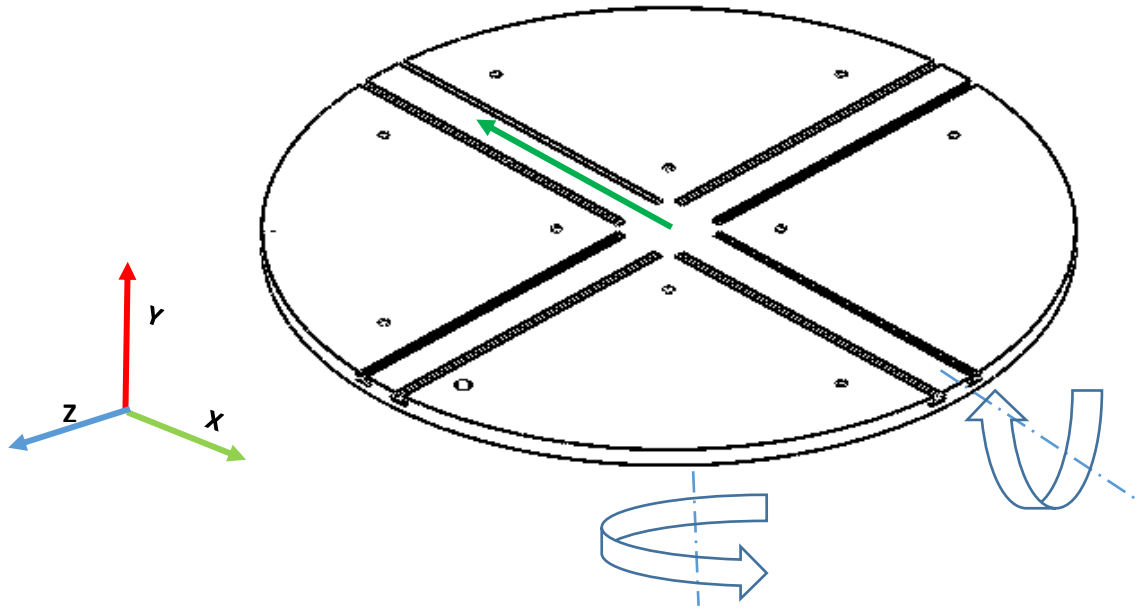
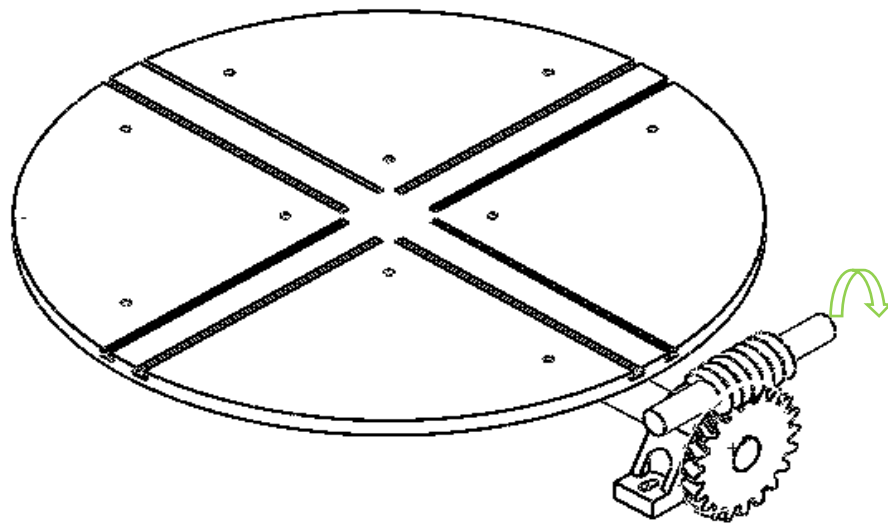


Figura 40. Mecanismo de rotación en el eje X

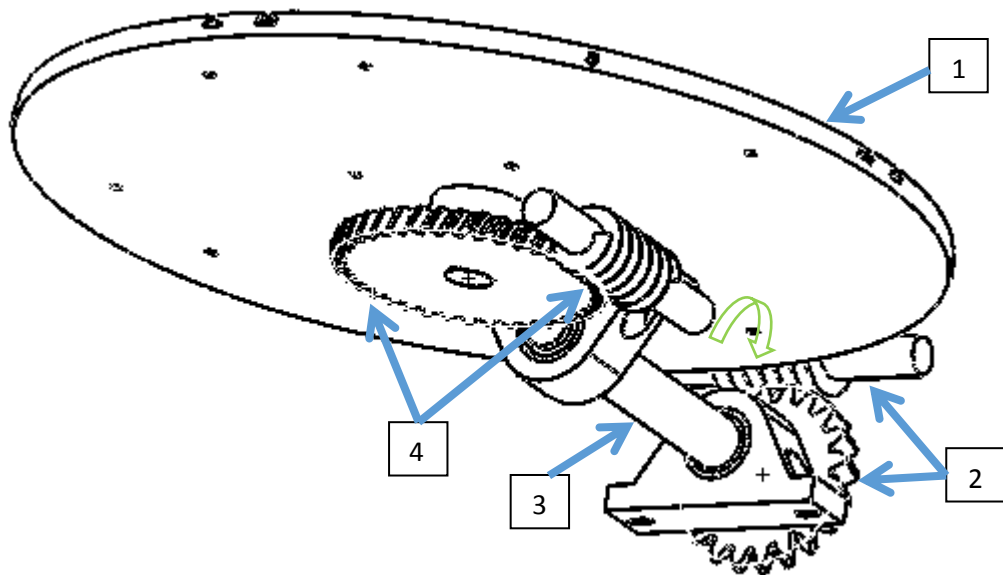


En la figura 40 se muestra la ubicación de los mecanismos de rotación, el que está ubicado en el extremo permite realizar giros de  $0^{\circ}$ - $90^{\circ}$  sobre el eje X, mientras que el mecanismo inferior (ver Figura 41) hace girar a la mesa sobre su eje, esto permite que haya un “cambio de eje” y al ser accionado junto al primer mecanismo logra la variación de la posición de trabajo del conjunto dinamómetro – motor en el eje Y.

En la Figura 41 se aprecian los elementos necesarios para el mecanismo de rotación:

- 1 Mesa Principal
- 2 Sistema sin fin-corona para la rotación en el eje X
- 3 Eje principal
- 4 Sistema sin fin-corona para la rotación en el eje Y

Figura 41. Mecanismo de rotación en el eje Y.



El eje del sin fin se prolonga hasta convertirse en un manivela, la cual será accionada manualmente para proveer el torque necesario para hacer rotar el mecanismo.

Figura 42. Rotación pura sobre el eje X.

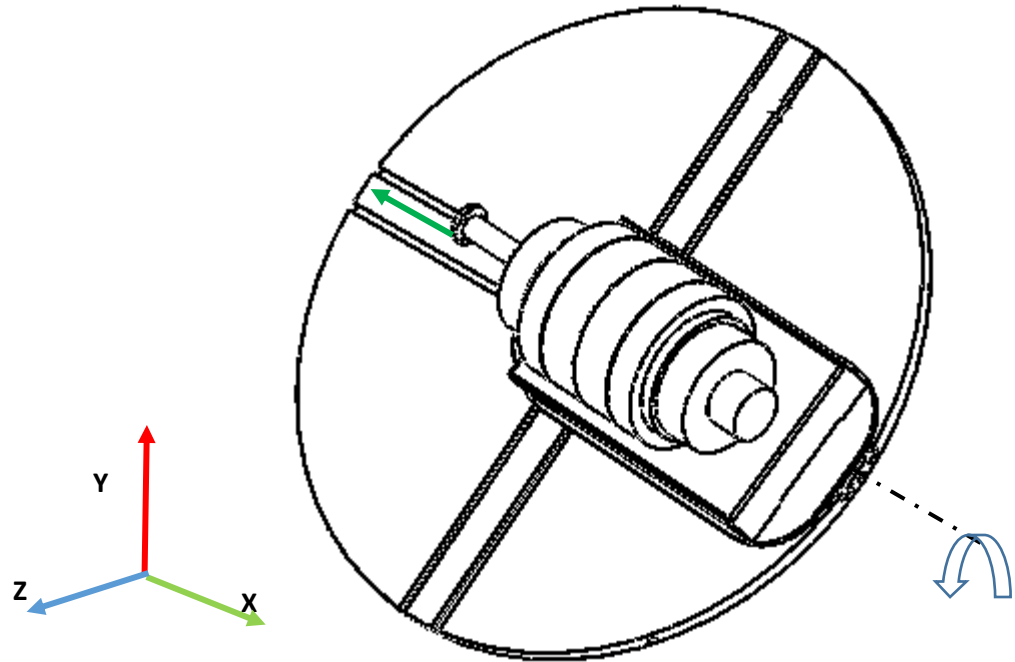
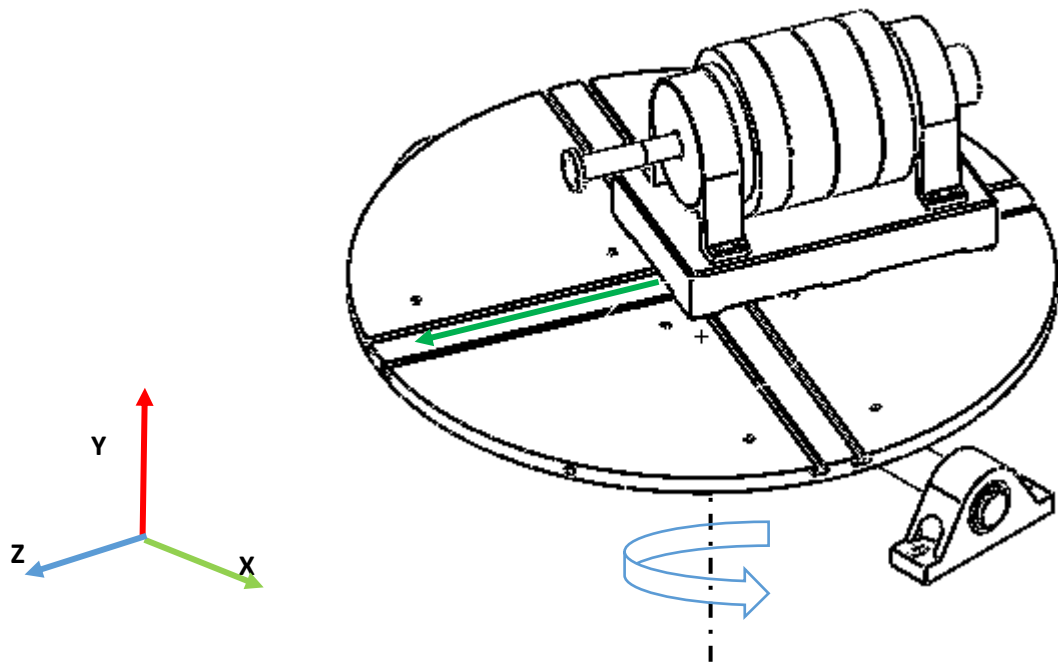


Figura 43. Rotación pura sobre el eje Y.



En la figura 42 se muestra la rotación únicamente sobre el eje X manteniendo a  $0^\circ$  respecto a Y, mientras en la figura 43 la rotación es sobre el eje Y únicamente dejando el ángulo formado con la horizontal en  $0^\circ$ , una combinación de estos dos movimientos simultáneamente da como resultado la variación de la posición de trabajo del conjunto dinamometro-motor, simulando diferentes condiciones de operación.

## 5. CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DEL BANCO DE MOTORES 2T

A continuación se describe de manera detallada el cálculo de los diferentes elementos del banco de motores de 2T para el CIM.

### 5.1. DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

El estudio del eje principal es de vital importancia para este banco de pruebas, pues es el sostén de la estructura que contiene todos los componentes necesarios para los ensayos, además que es el encargado de hacer variar la posición del conjunto dinamómetro-motor.

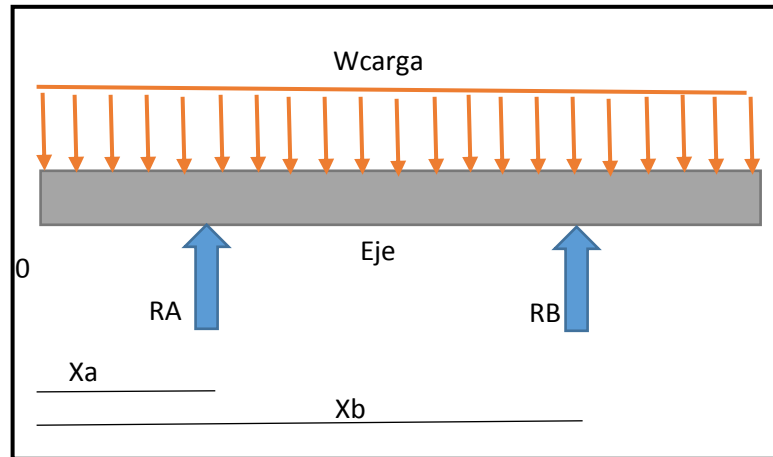
**5.1.1. Cálculo del Diámetro del Eje por Resistencia:** Como parte del diseño del banco de pruebas de motores de 2 tiempos del CIM, se propone usar un par de ejes como sostén principal de la mesa y de los equipos que ella sostiene, son dos ejes gemelos ubicados en los extremos de la mesa y la estructura de soporte.

La longitud del eje se asume en base a la longitud del dinamómetro y un factor de compensación que daría la unión del eje del motor con el acople al dinamómetro. El material propuesto para la construcción del eje es acero AISI 4140, es un acero de medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad, y buena resistencia a la abrasión, fatiga e impacto.

Se simuló la fuerza sobre los ejes principales como una carga distribuida debido al peso del dinamómetro, del motor, de los accesorios necesarios en los ensayos y del peso de la mesa circular como se observa en la Figura 44.

Además al no tener un torque actuando sobre ellos constantemente, los cojinetes sirven únicamente como apoyo y no ejercen una fuerza considerable en el eje z ( $F_z \approx 0$ ).

Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eje



Donde:

$$W_{carga} = 300[kg] * 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] = 2943 [N] = 661.61 lb$$

$$L_{eje} = 0.45 m$$

$$x_a = 10 cm$$

$$x_b = 40 cm$$

**5.1.2. Análisis del eje, diagramas cortante y flector:** Con el apoyo del software **MDsolids 4.0** se hace el análisis del eje y se trazan los diagramas de cortante y flector, los cuales se aprecian en la Figura 45, esto con el propósito de hallar el momento flector máximo y la fuerza cortante en el punto crítico del eje.

Datos de la sección crítica obtenidos de la Figura 45:

$$M_{max} = 625.15 N - m = 5532.7 lb - in$$

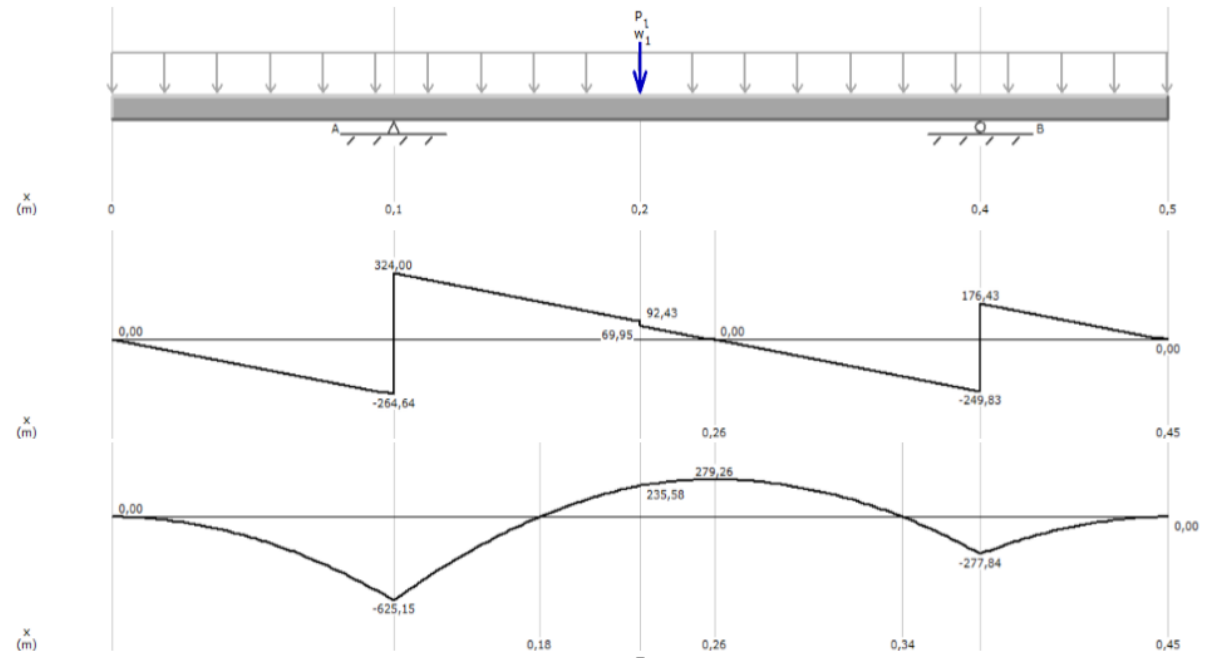
$$V_{max} = 324 N = 72.73 lb$$

$$S_y = 100 ksi$$

$$N = 2, \text{Factor de Seguridad}$$

$$T = 34 lb - in$$

Figura 45. Diagrama de cortante y flector



- Criterio de falla por resistencia de materiales:

$$\sigma_{1-2} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (17)$$

Donde:

$$\sigma_x = \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (18)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} + \frac{2V_{max}}{A} \quad (19)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (20)$$

$$\sigma_{1-2} = \frac{S_y}{N} \quad (21)$$

Con la ayuda del software **EES** resolvemos el sistema de ecuaciones con los datos dados anteriormente para un acero AISI 4140 con un factor de seguridad de 2, y tenemos:

$$d = 1.042 \text{ in}$$

- **Criterio de falla por fatiga:**

Basados en el modelo de cálculo planteado en libro de diseño de máquinas de Hamrock, definimos para el acero AISI 4140:

$$S_y = 100 \text{ ksi}$$

$$S_{ut} = 152 \text{ ksi}$$

Calculamos el límite de resistencia a la fatiga como:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (22)$$

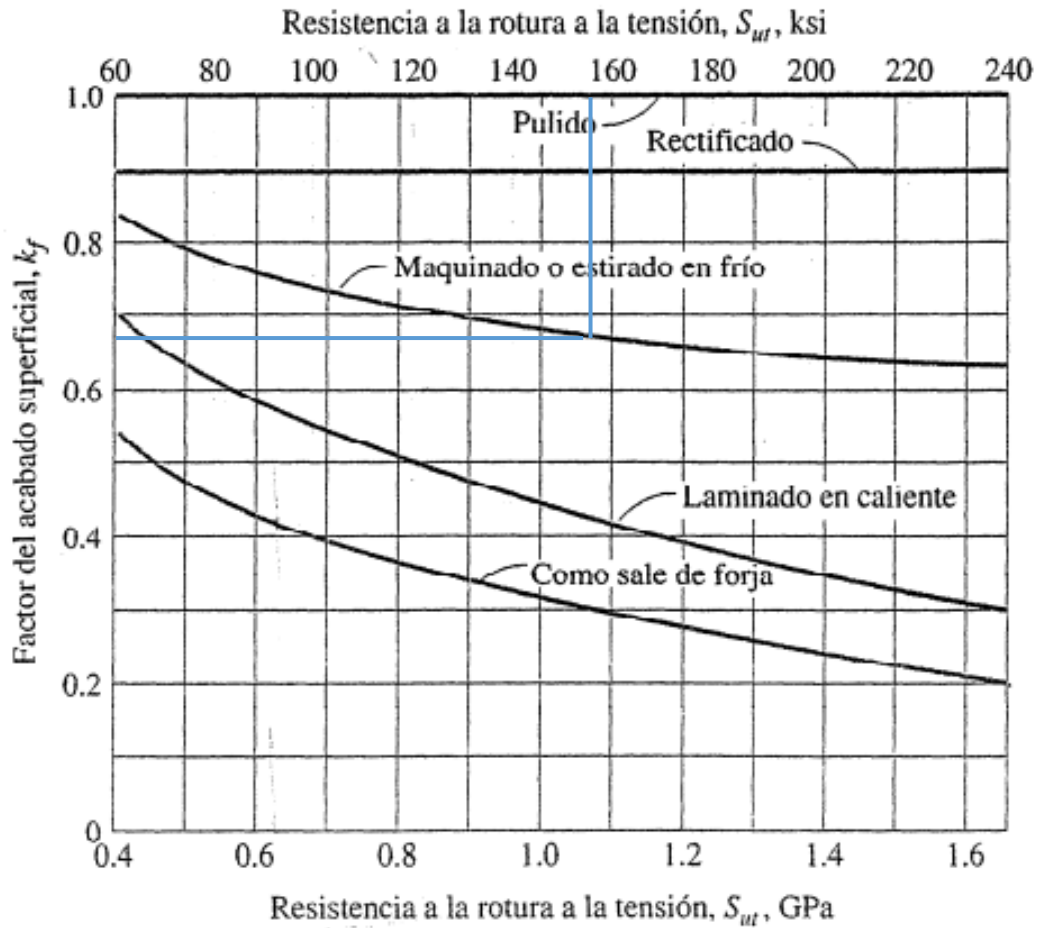
Los factores para el cálculo del límite a la fatiga modificada ( $S_e$ ) son tomados del libro de Hamrock.

$$S_e = S_e' * K_f * K_s * K_r * K_{tem} * K_m \quad (23)$$

A continuación se realiza el cálculo de estos factores:

- Factor de acabado superficial ( $K_f$ ): 0,68. Este valor es sacado de la Figura 46 mediante la resistencia a la rotura del material y considerando un maquinado o estirado en frío

Figura 46. Factor de acabado de la superficie



Fuente: HAMROCK, Jacobson y SCHMID. Ed. ELEMENTOS DE MAQUINAS. México: Mc Graw-Hill, 2000.

- Factor de tamaño ( $K_s$ ) Para un rango de 0.3 a 10 pulgadas de diámetro.

$$(K_s) = 0,886 * d_{fat}^{-0.112} \quad (24).$$

- Factor de confiabilidad ( $K_r$ ) = 0,89 para una confiabilidad del 90% de acuerdo a la Tabla 11.

Tabla 11. Factores de Confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_c$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: HAMROCK, Jacobson y SCHMID. Ed. ELEMENTOS DE MAQUINAS. México: Mc Graw-Hill, 2000.

- Factor de temperatura ( $K_{tem}$ )=1, debido a que se trabajara a temperatura ambiente.
- Factor diverso ( $K_m$ )=1, debido a que no existe ninguna condición en especial.
- Mediante la siguiente ecuación es posible calcular el diámetro del eje mediante los valores anteriores.

$$d_{fat} = \left( \frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{M_{max}}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right)^{1/3} \quad (25)$$

Calculando con **EES** para  $M_{max} = 5532.7 \text{ lb} - \text{in}$ ,  $T = 34 \text{ lb} - \text{in}$  y un factor de seguridad de 2 tenemos:

$$d_{fat} = 1,422 \text{ in}$$

Con un factor de seguridad propuesto que es igual 2, se estableció el diámetro mínimo del eje principal, el cual responde al criterio de falla por resistencia del material, sin embargo, para poder garantizar el funcionamiento seguro del equipo y evitar cualquier tipo de riesgo de falla y además facilitar el proceso de manufactura del mismo, se optó por usar un eje con un diámetro mayor, el cual le da mayor robustez mecánica al diseño, el diámetro nominal del eje que se sugiere usar es de 2 pulgadas con lo cual se obtiene un factor de seguridad de 5,4.

**5.1.3. Resultados del Análisis CAD-CAE en SOLIDWORKS:** Para validar esta decisión se realizó un modelo CAD en solidworks, con el propósito de realizar una simulación bajo condiciones de operación reales y ver su comportamiento (deformaciones, desplazamientos, y el nuevo factor de seguridad).

En las Figuras 47 a la 49 se pueden observar los resultados obtenidos, los cuales son satisfactorios, ya que de la figura 49 se puede apreciar un factor de seguridad de 6,86 el cual es un poco mayor al calculado previamente.

Figura 47. Análisis de desplazamientos

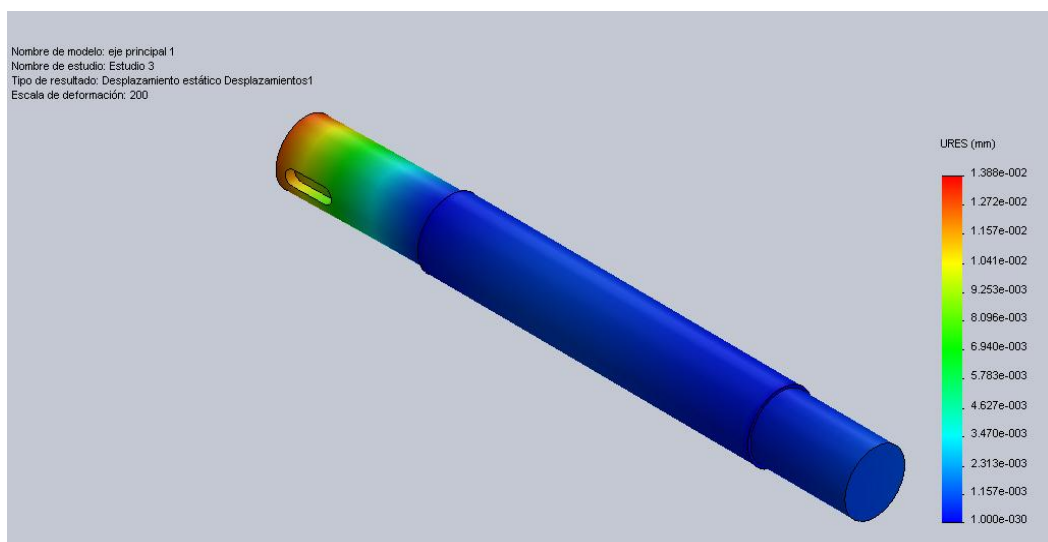


Figura 48: deformaciones unitarias

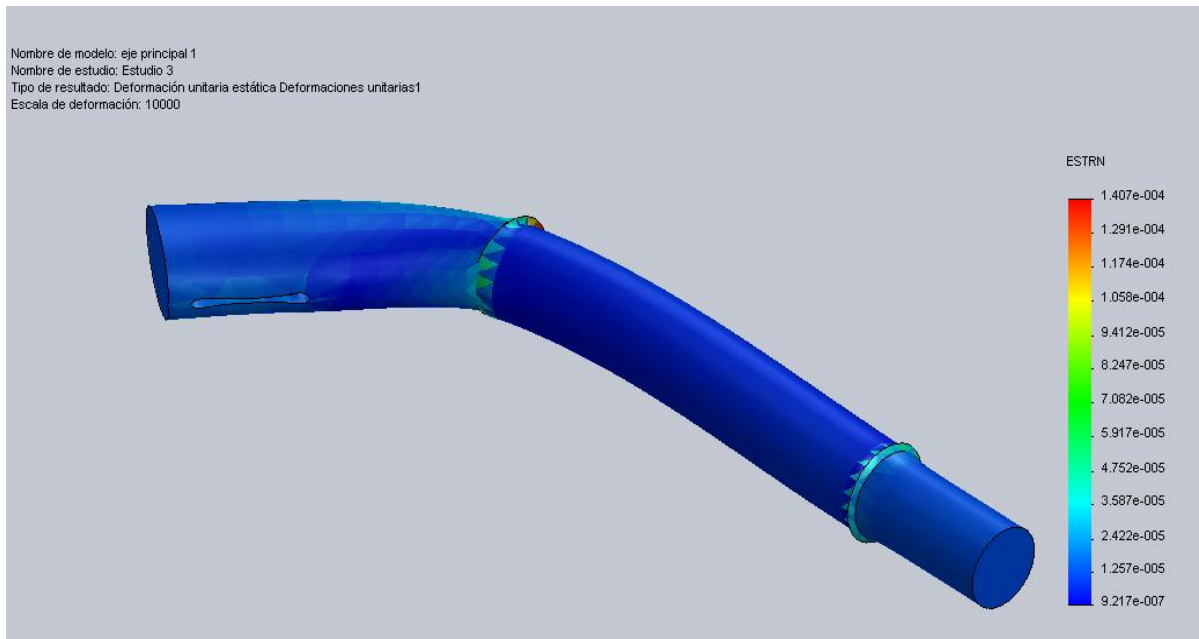
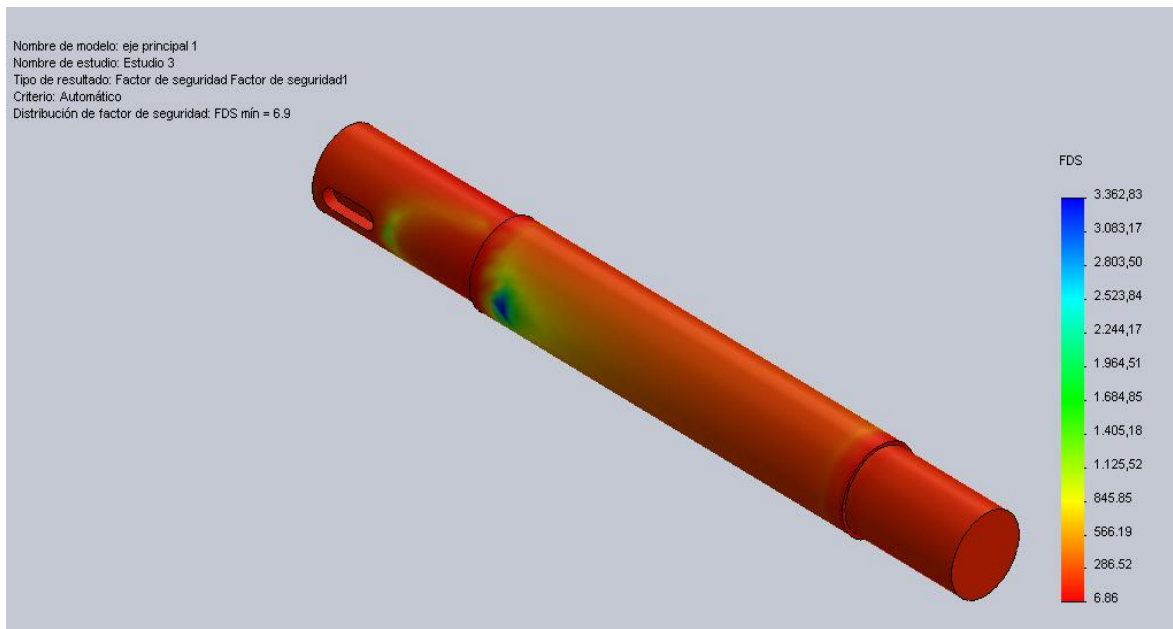


Figura 49: Factor de seguridad



## 5.2. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS DEL EJE PRINCIPAL

Para este diseño se asume un acero con un límite elástico de 3600 kgf/cm<sup>2</sup>, y para un diámetro de eje de 2 in, y según los datos de la Tabla 12 las dimensiones para una cuña cuadrada son ½ x ½ in.

Tabla 12. Dimensiones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Fuente: BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, México D.F, McGraw-Hill, 2008.

**5.2.1. Cálculo de la Longitud Mínima:** Debido a que las cuñas fallan principalmente por corte o por compresión, es necesario considerar ambos casos para los siguientes datos:

$$T = 39.17 \text{ kgf} - \text{cm}$$

$$S_y = 3600 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$d = 5.08 \text{ cm}$$

$$t = 1.27 \text{ cm}$$

$$N = 2$$

- La longitud mínima requerida de la chaveta para que soporte la compresión es calculada mediante la siguiente fórmula extraída de Elementos de Maquinas, de Hamrock:

$$l_c = \frac{4TN}{S_y * d * t} = 0.6 \text{ cm} \quad (26)$$

- La longitud mínima requerida de la chaveta para que soporte el esfuerzo de corte es calculada mediante la siguiente fórmula extraída de Elementos de Maquinas, de Hamrock:

$$l_c = \frac{2TN}{S_y * d * t} = 0.302 \text{ cm} \quad (27)$$

Como las longitudes son tan pequeñas, se decide sobredimensionar el diseño de la chaveta dejando la longitud igual al ancho de cara del engranaje que transmite el movimiento de rotación con la manivela.

### **5.3. CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE UN MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN- CORONA.**

Estos mecanismos, como el observado en la Figura 50, se utilizan para transmitir potencia entre ejes que no se intersecan, en este caso, entre una manivela impulsada manualmente al eje principal para graduar la posición del banco de pruebas.

El engranaje que va en el eje principal se escoge basado en la disposición en el mercado.

Figura 50. Sistema Tornillo sin fin corona



Disponible en Internet: <[http://3.bp.blogspot.com/\\_L9x7rDIS6I4/TAzfgZ2DcdI/AAAAAAAAABk/WGYaoq1ytz8/s1600/Worm-Gear.jpg](http://3.bp.blogspot.com/_L9x7rDIS6I4/TAzfgZ2DcdI/AAAAAAAAABk/WGYaoq1ytz8/s1600/Worm-Gear.jpg)>

**5.3.1. Diseño del Tornillo sin fin:** Partiendo de los datos mecánicos del engranaje y de las condiciones de operación se tiene:

$$dg = 3 \text{ in}$$

$$Ng = 30$$

$$pd = 10 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$T = 28.94 \text{ lb} - \text{ft}$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$\phi = 14.5^\circ$$

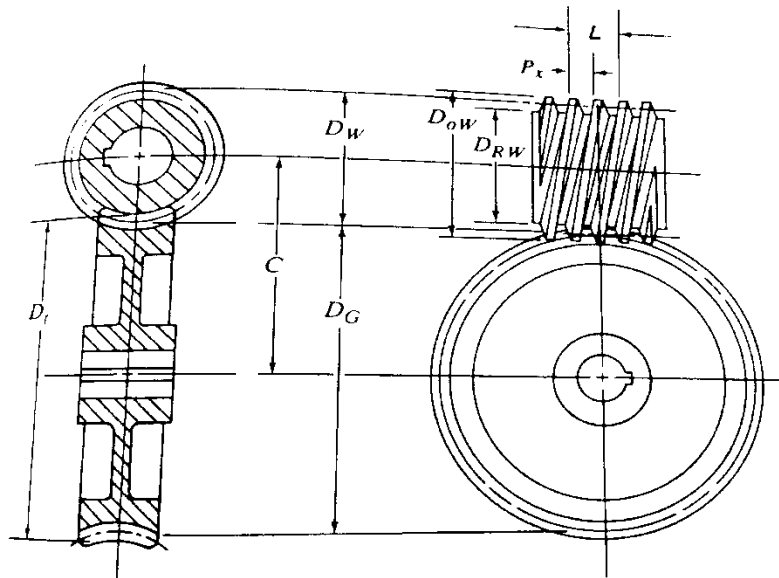
$$pd * p = \pi$$

$$p = px$$

$$p = 0.3142 \frac{\text{in}}{\text{dientes}}$$

Un requisito básico del mecanismo de tornillo sin fin-corona, es que el paso axial del sin fin debe ser igual al paso circular de la corona para que enlacen debidamente como se aprecia en la Figura 51.

Figura 51. Diagrama de enlace sin fin- corona



Fuente: MOTT Robert, diseño de elementos de máquinas, México D.F, Prentice Hall, 1992.

**5.3.2. Cálculo del Desplazamiento y del Ángulo de Desplazamiento:** El desplazamiento es la distancia axial que se moverá un punto del sin fin conforme se de una revolución completa. Y el ángulo de desplazamiento es aquel que se forma entre la tangente hacia la cuerda del sin fin y la línea perpendicular al eje del sin fin como se aprecia en la Figura 52.

Para garantizar la seguridad durante los ensayos, es necesario diseñar el sistema de transmisión con una condición de autobloqueo, en este diseño el sin fin impulsa a la corona de manera que se pueda graduar la posición del equipo, no obstante, si se aplica un torque al eje del engranaje, el tornillo sin fin no gira, se asegura.



#### 5.4. CÁLCULO DE LOS DEMÁS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL MECANISMO SIN FIN – CORONA

Según el modelo de cálculo planteado en el libro de diseño de elementos de máquinas, de Robert L Mott, se realiza el cálculo de los demás parámetros geométricos del mecanismo sin fin-corona.

$$a = 0.3183p_x \quad (30)$$

$$b = \frac{1.157}{p_d} \quad (31)$$

$$f_g = 2 * p \quad (32)$$

$$d_{ow} = d_w + h_k \quad (33)$$

$$h_k = \frac{2}{p_d} \quad (34)$$

$$fw = 2 * \sqrt{\left(\frac{d_t}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_g}{2} - a\right)^2} \quad (35)$$

Resolviendo por **EES** tenemos:

$$a = 0.1 \text{ in}$$

$$b = 0.1157 \text{ in}$$

$$f_g = 0.6283 \text{ in}$$

$$d_{ow} = 1.3 \text{ in}$$

$$h_k = 0.2 \text{ in}$$

$$fw = 1.59 \text{ in}$$

#### 5.5. CÁLCULO DE LAS FUERZAS PRESENTES EN EL SISTEMA.

El sistema de fuerzas que actúa sobre este tipo de mecanismo, por lo regular se considera que está compuesta por tres componentes perpendiculares, existe una fuerza tangencial, una fuerza radial y una carga axial que actúan tanto en el

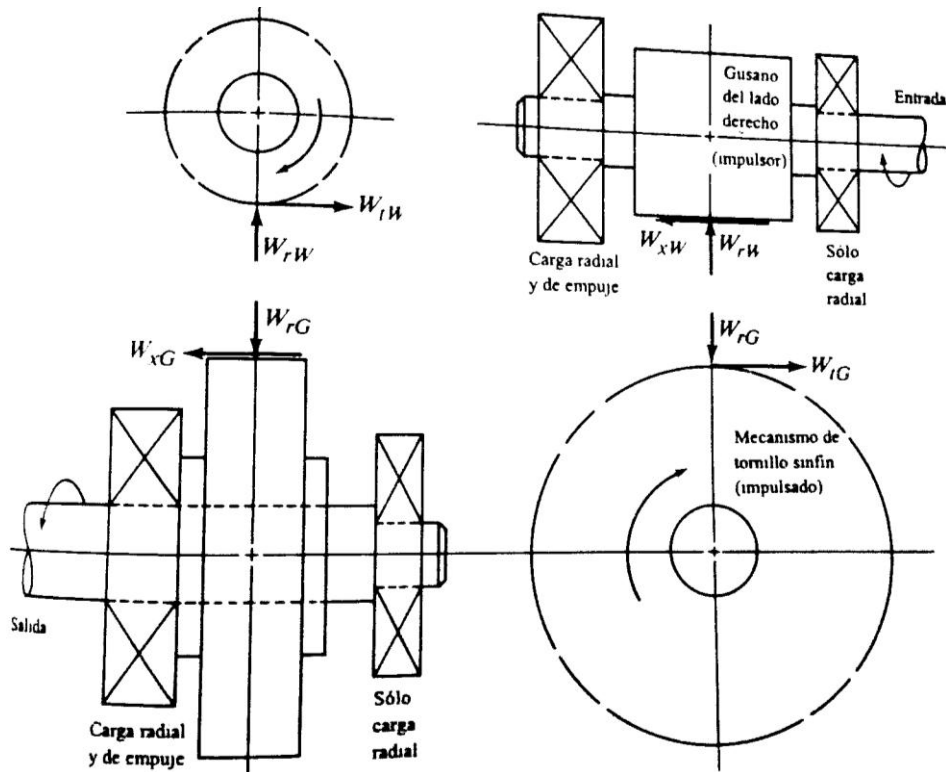
tornillo sin fin como en el engranaje como se observa en la Figura 53, numéricamente estas fuerzas tienen el mismo valor tanto en el tornillo como en el engranaje pero actúan en diferentes direcciones.

$$wrad_g = wrad_w \quad (36)$$

$$wtan_g = wax_w \quad (37)$$

$$wax_g = wtan_w \quad (38)$$

Figura 53. Fuerzas en el mecanismo sin fin- corona.



Fuente: MOTT Robert, diseño de elementos de máquinas, México D.F, Prentice Hall, 1992.

Donde:

$$wtan_g = \frac{T}{2d_g} \quad (39)$$

$$wax_g = wtan_g * \tan(\phi) \quad (40)$$

$$wrad_g = wtan_g * \tan(\theta) * \cos(\phi) \quad (41)$$

Resolviendo por **EES** tenemos que:

$$wrad_g = wrad_w = 6.5 \text{ lb}$$

$$wtan_g = wax_w = 18.09 \text{ lb}$$

$$wax_g = wtan_w = 4.678 \text{ lb}$$

## 5.6. CÁLCULO DEL SISTEMA DE ROTACIÓN DE LA MESA MEDIANTE UN MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN- CORONA.

Para el sistema de rotación y cambio de eje de la mesa, se usa el mismo procedimiento de cálculo descrito anteriormente, la nomenclatura permanece igual, lo que varía son los valores de los parámetros de operación y tamaño del engranaje, este sistema sin fin-corona también será autobloqueante.

Partiendo de los datos mecánicos del engranaje y de las condiciones de operación.

$$dg = 4 \text{ in}$$

$$Ng = 40$$

$$pd = 10 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$T = 72.41 \text{ lb} - \text{ft}$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$\phi = 14.5^\circ$$

Reemplazando estos valores en el sistema de ecuaciones propuestos anteriormente, y con la ayuda de **EES** resolvemos el sistema teniendo como resultado:

$$p = 0.3142 \frac{\text{in}}{\text{dientes}}$$

$$a = 0.12 \text{ in}$$

$$b = 0.1157 \text{ in}$$

$$f_g = 0.6393 \text{ in}$$

$$d_{ow} = 1.3 \text{ in}$$

$$h_k = 0.2 \text{ in}$$

$$fw = 1.793 \text{ in}$$

$$l = 0.3142 \text{ in}$$

$$dw = 1.143 \text{ in}$$

$$wrad_g = wrad_w = 17.75 \text{ lb}$$

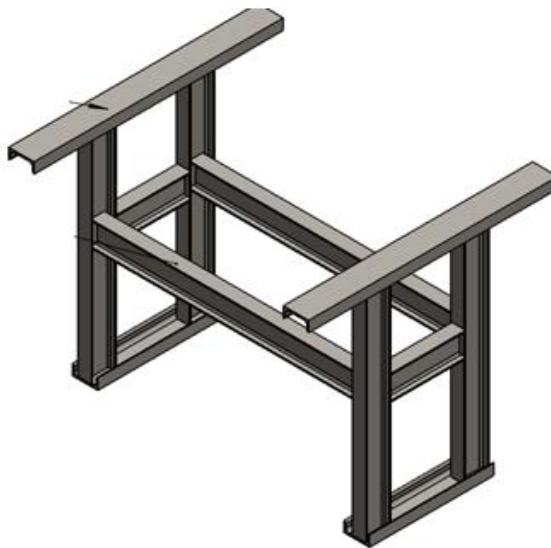
$$wtan_g = wax_w = 25.89 \text{ lb}$$

$$wax_g = wtan_w = 15.89 \text{ lb}$$

## 5.7. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA BASE

En la figura 54 se observa la estructura de la base donde se van a instalar el eje principal, la mesa giratoria, y los equipos necesarios para realizar los ensayos, es decir, es el esqueleto del banco de pruebas.

Figura 54. Estructura de la Base



El diseño de la estructura es sencillo, 4 patas de soporte con refuerzos soldados en el medio para evitar pandeo y darle robustez a la estructura, además cuenta en la parte superior 2 perfiles en c que sirven como base de apoyo a las chumaceras que soportan al eje principal.

Las patas y los refuerzos son vigas IPE 100 hechas de acero estructural A36, los perfiles superiores también son hechos de acero A36 referenciados según el catálogo de A. STECKERL HIERROS Y ACEROS S.A, como vigas UPE 100

**5.7.1. Análisis CAD-CAE de la Estructura:** Para validar el diseño de la estructura se realizó un modelo CAD en SolidWorks, con el propósito de realizar una simulación bajo condiciones de operación reales y observar su comportamiento.

Figura 55. Estructura base, modelo de carga

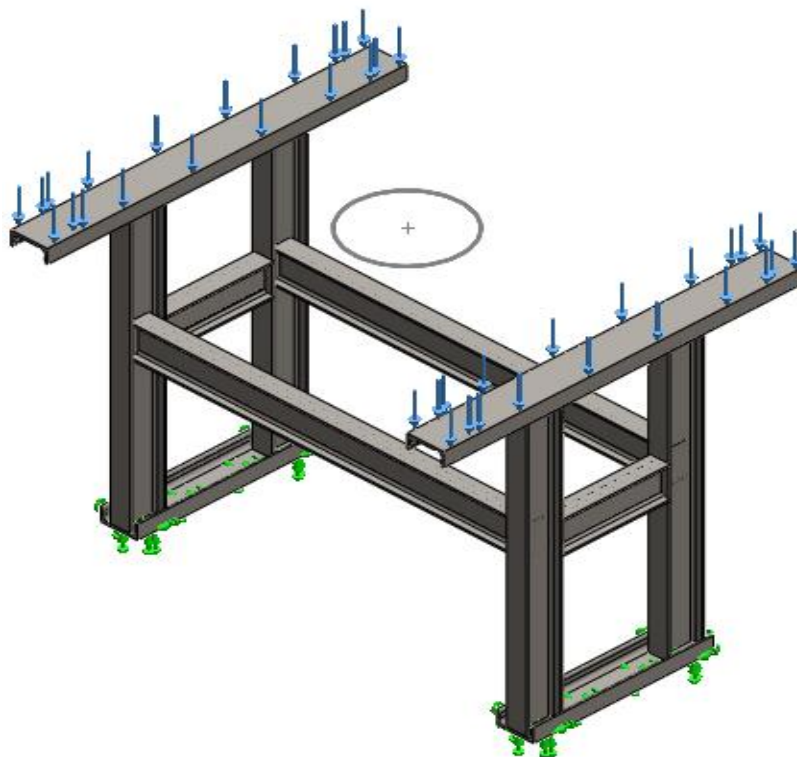


Figura 56. Mallado de la estructura base

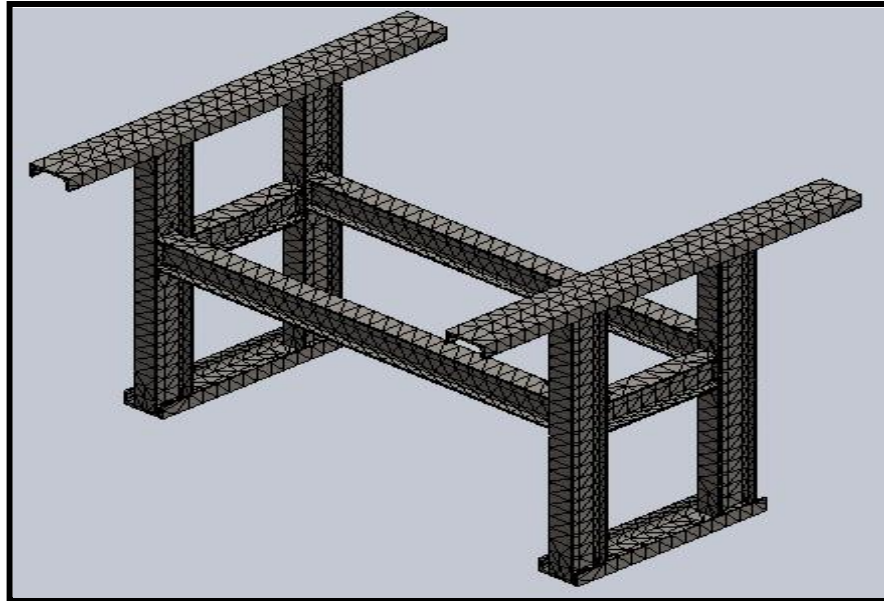
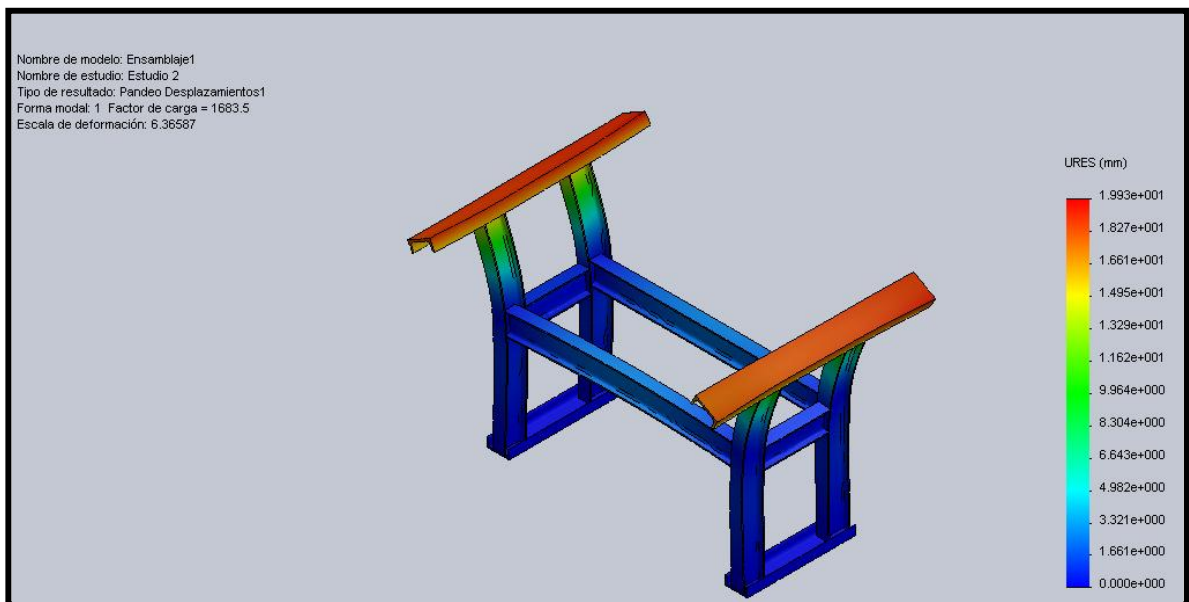


Figura 57. Análisis de Pandeo



De las Figuras 55-57 se puede observar que la mayor deformación es de 1.9 mm, este valor de deformación no es de gran preocupación de manera que podemos concluir que para las condiciones de operación para las cuales se simuló (450 kgf

peso de la mesa y de los equipos) la estructura se sobredimensionó de una forma conservativa para darle mayor robustez mecánica.

## 5.8. ANÁLISIS DE LAS FRECUENCIAS DE VIBRACIÓN DEL BANCO

A continuación se muestra el análisis de frecuencias al banco de prueba de motores de 2 tiempos, este estudio se realiza con el software SolidWorks y en él se muestran los posibles 5 modos de vibración con sus respectivas frecuencias.

Figura 58. Primer modo de vibración

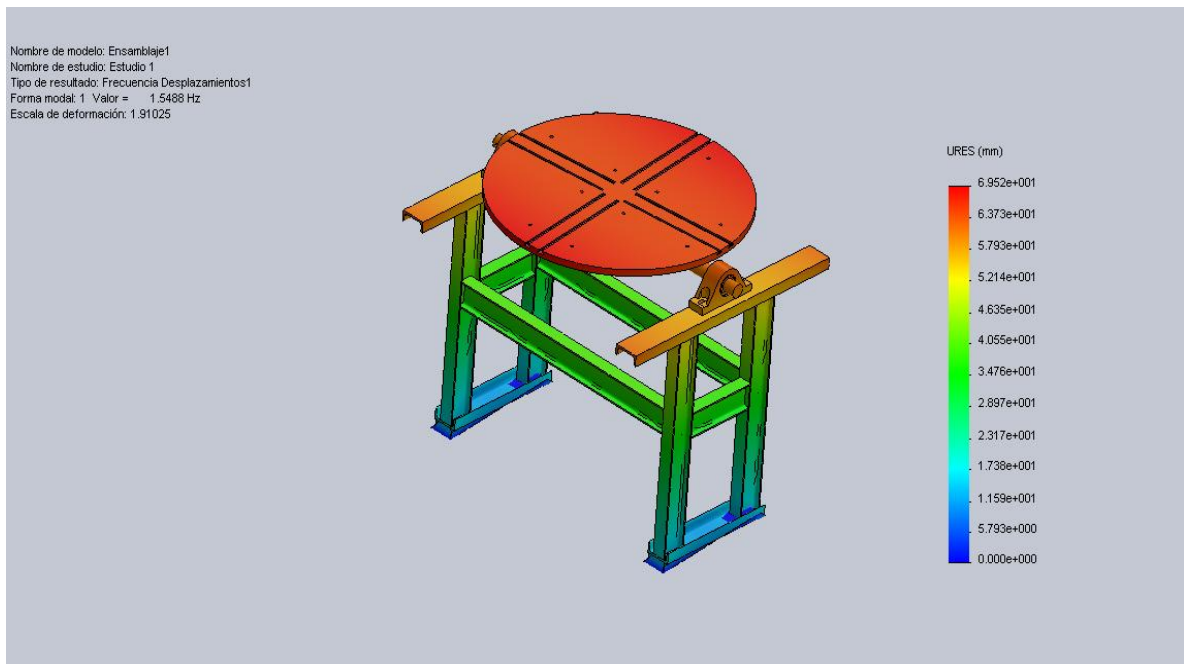


Figura 59. Segundo modo de vibración.

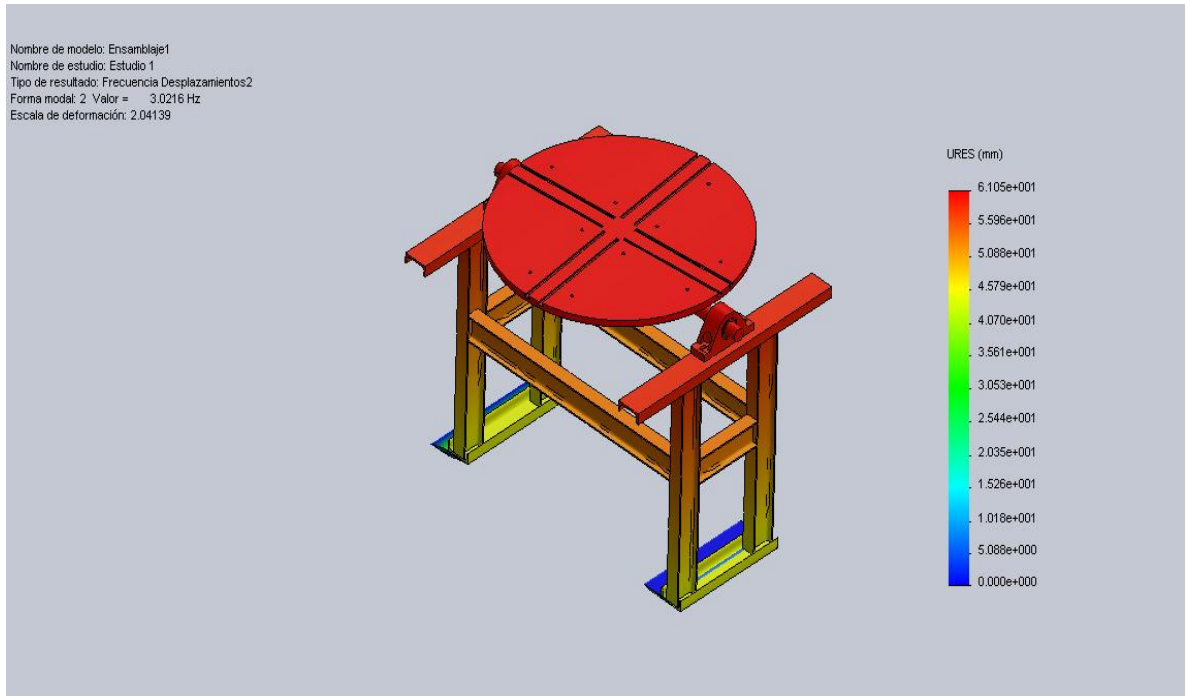


Figura 60. Tercer modo de vibración.

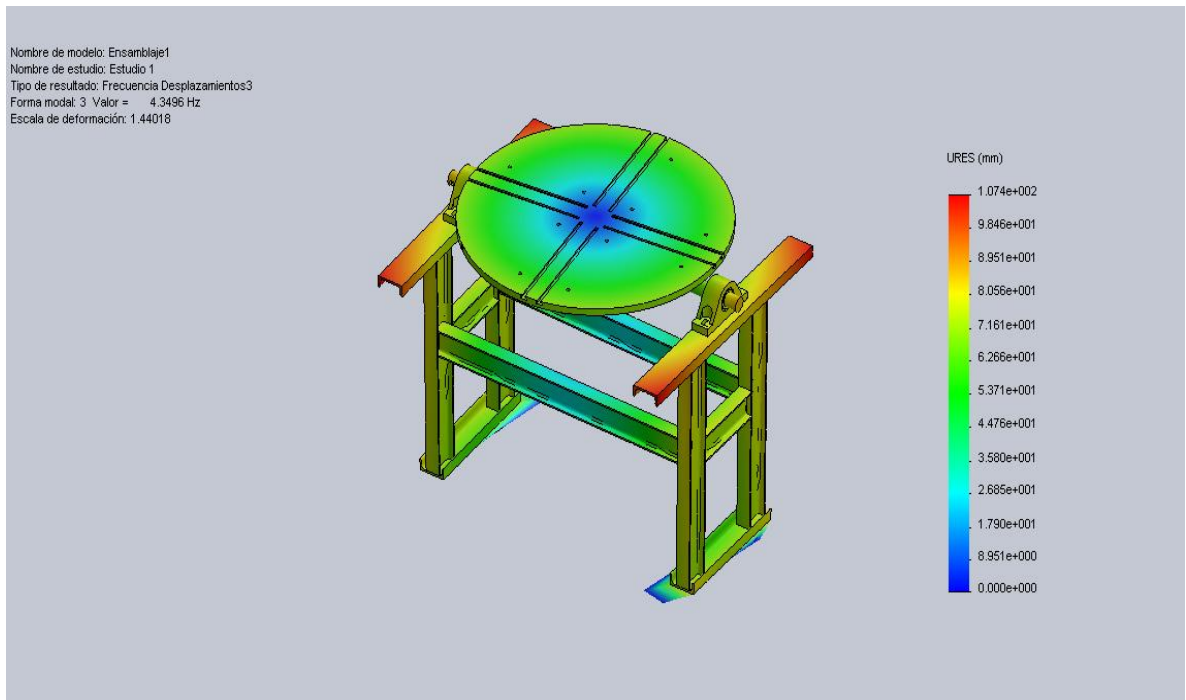


Figura 61. Cuarto modo de vibración.

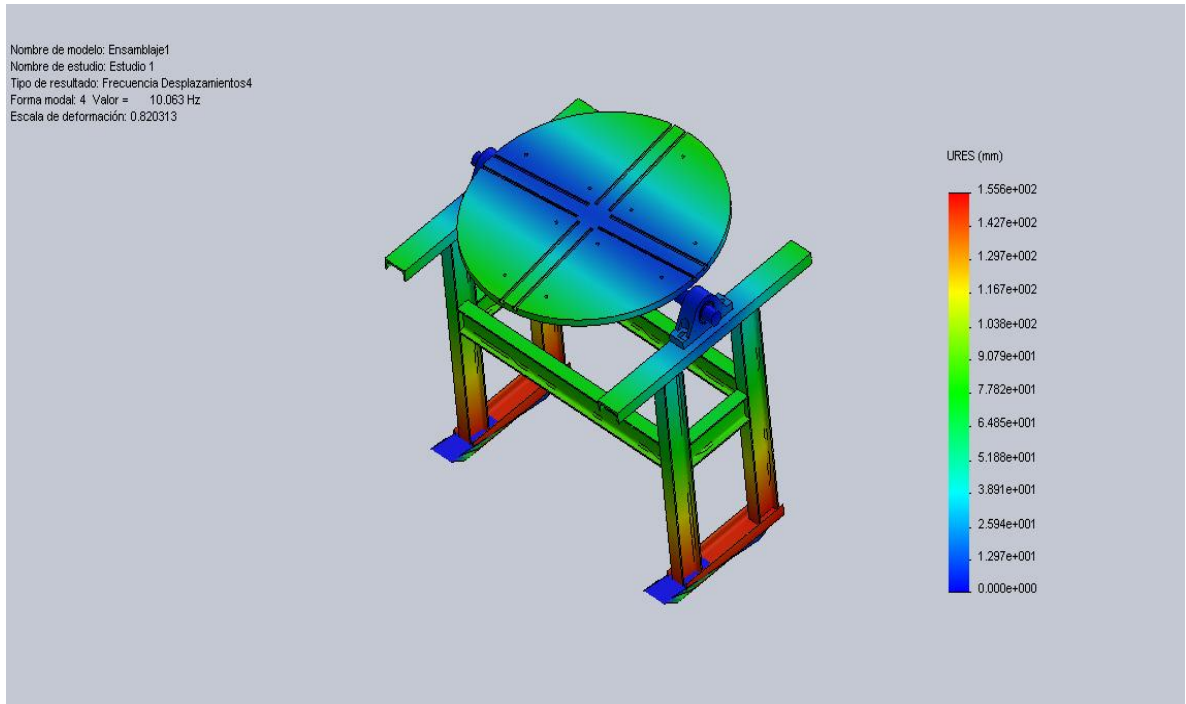


Figura 62. Quinto modo de vibración

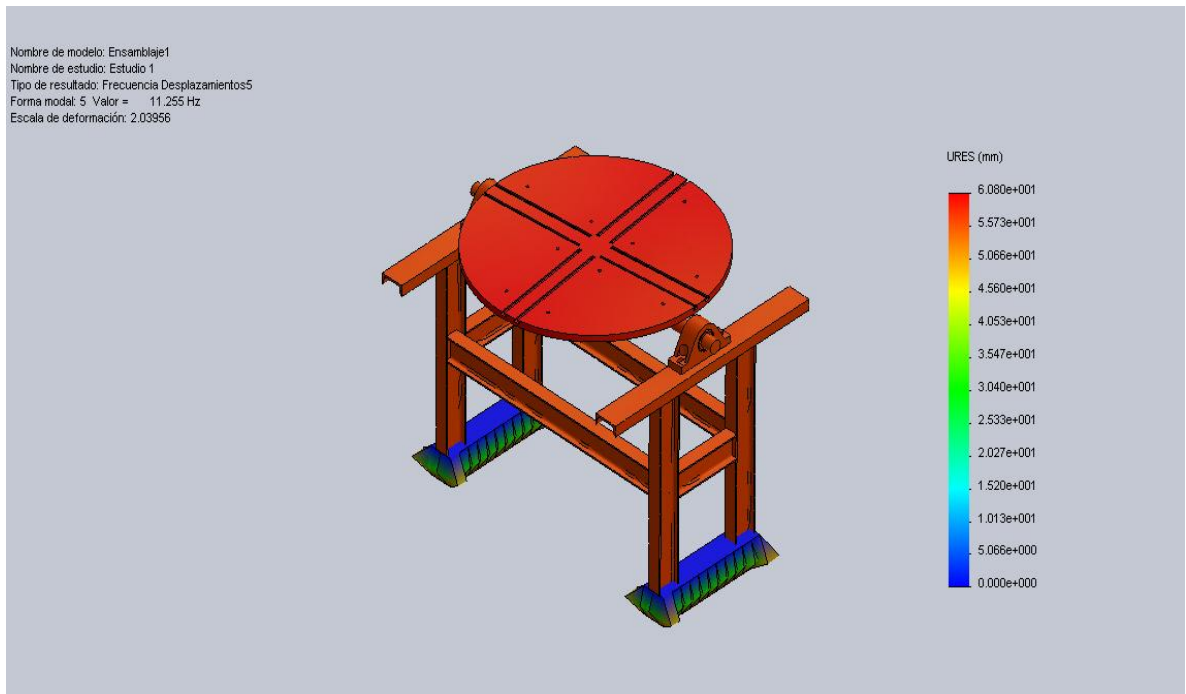


Tabla 13. Modos de vibración.

Número de frecuencias	Rad/seg	Hertz	Segundos
1	<b>9.7316</b>	<b>1.5488</b>	<b>0.64565</b>
2	<b>18.985</b>	<b>3.0216</b>	<b>0.33095</b>
3	<b>27.329</b>	<b>4.3496</b>	<b>0.22991</b>
4	<b>63.23</b>	<b>10.063</b>	<b>0.099371</b>
5	<b>70.72</b>	<b>11.255</b>	<b>0.088846</b>

De la Tabla 13 se puede concluir que los modos de vibraciones son muy bajos respecto a la velocidad de operación del motor (71.7 Hz), pues el mayor de ellos es de 11.26 Hz manteniendo una diferencia bastante grande respecto a los motores. Sin embargo, durante el arranque del motor este va a pasar por la zona de resonancia al igualar momentáneamente la frecuencia natural del banco, es por esto que el arranque del equipo se debe hacer de manera rápida, de manera que se minimicen los riesgos de entrar en resonancia y los problemas que esta acarrea.

## 6. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS

### 6.1. ACOPLÉ DINAMÓMETRO-MOTOR

El acople del dinamómetro al motor es de vital importancia para el desarrollo de una sala de pruebas, pues de lejos, esta es la operación que puede causar más problemas que cualquier otro aspecto a la hora de realizar los ensayos. Es por esto que es necesario tener claro todos los factores involucrados a la hora de seleccionar un acople.

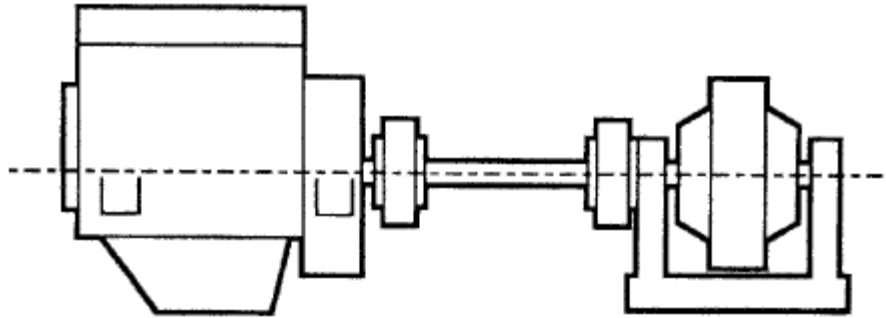
La selección o el diseño incorrecto del acople pueden llegar a aumentar un gran número de problemas como:

- Oscilaciones torsionales.
- Vibración del motor o del dinamómetro.
- Daño en los rodamientos del motor o del dinamómetro.
- Desgaste excesivo.
- Fallas catastróficas en los ejes.
- Problemas con el arranque del motor.

La característica especial de esta operación es que se debe pensar y tener en cuenta cada vez que un nuevo motor es instalado. Además que se debe reconocer que un comportamiento torsional poco satisfactorio, es asociado con todo el sistema (motor-acople-dinamómetro) y no con cada elemento por separado.

En la Figura 63 se muestra un esquema para realizar un acople de manera simple entre un dinamómetro y un motor.

Figura 63. Forma simple de acople dinamómetro-motor.



Fuente: Engine Testing Theory And Practice. A.J. Martir, M. A. Plint. London, England. Butterworth Heinemann.

De esta manera se decide seleccionar un acople flexible, estos tipos de acoples tienen una gran ventaja al ser amortiguadores de efectos torsionales y vibratorios, la cual es una característica deseada para este tipos de prácticas, también puede proteger al equipo de sobrecargas por fallas en el sistema y puede trabajar bajo condiciones de desalineamiento ya sea angular o paralelo.

El acople que se va a seleccionar es de la empresa REXNORD<sup>2</sup>, a continuación se muestra el proceso de selección según el catálogo:

- Se debe determinar el HP/100RPM, que depende de la potencia que se transmite, es decir del tipo de motor, teniendo en cuenta que la sala de ensayos se diseñó para motores de hasta 30kW, se hace la selección según la condición más crítica (hp=40,≈30kW).

$$\frac{HP}{100RPM} = 40 * \frac{100}{4300} = 0.93$$

- Este valor se debe multiplicar por el factor de servicio dado por la empresa, estos factores se proponen dependiendo del tipo de equipo para dar una


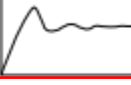

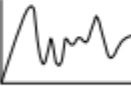
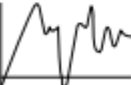
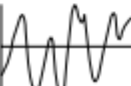
---

<sup>2</sup>Disponible en Internet:

<[http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp\\_Omega%20Elastomeric%20Couplings\\_Catalog.pdf](http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp_Omega%20Elastomeric%20Couplings_Catalog.pdf)>

clasificación dependiendo del tipo de carga como se observa en la Tabla 14.

Tabla 14. Factor de servicio

	Load Classifications	Service Factors
	Continuous service and running loads vary only slightly.	1.0
	Torque loading varies during operation of the equipment.	1.5
	Torque loading varies during operation, frequent stop/start cycles are encountered.	2.0
	For shock loading and substantial torque variations.	2.5
	For heavy shock loading or light reversing drives.	3.0
	Reversing torque loads do not necessarily mean reversal of rotation. Depending upon severity of torque reversal, such loads must be classified between "medium" and "extreme."	Consult Rexnord

Disponible en Internet: <[http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp\\_Omega%20Elastomeric%20Couplings\\_Catalog.pdf](http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp_Omega%20Elastomeric%20Couplings_Catalog.pdf)>

- Seleccionado el factor de servicio, se multiplica por el HP/100RPM, para hallar el factor equivalente.

$$equi \frac{HP}{100RPM} = 0.93 * 1.5 = 1.39$$

- Con el factor equivalente se selecciona de la Tabla 15 el tamaño del acople, esto se hace tomando la casilla con el número igual o aproximándolo al mayor más cercano.

Tabla 15. Tamaño del acople

Size		Equivalent HP/100 RPM
Standard	Spacer	
E2	ES2	0.3
E3	ES3	0.58
E4	ES4	0.88
E5	ES5	1.48
E10	ES10	2.3
E20	ES20	3.65
E30	ES30	5.79
E40	ES40	8.85
E50	ES50	12.14
E60	ES60	19.84
E70	ES70	35.12
E80	ES80	62.7

Disponible en Internet: <[http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp\\_Omega%20Elastomeric%20Couplings\\_Catalog.pdf](http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp_Omega%20Elastomeric%20Couplings_Catalog.pdf)>

Con un acople estándar E5 se comprueban las condiciones de operación que soporta de acuerdo a la Tabla 16.

Tabla 16. Condiciones de Operación

Coupling Size	Recom. Max. Bore (in) ①	Continuous HP/100 RPM	Continuous Torque (lb-in)	Max. RPM
E2	1.13	0.30	190	7500
E3	1.38	0.58	365	7500
E4	1.63	0.88	550	7500
E5	1.88	1.48	925	7500
E10	2.13	2.30	1450	7500
E20	2.38	3.65	2300	6600
E30	2.88	5.79	3650	5800
E40	3.38	8.85	5500	5000
E50	3.63	12.14	7650	4200
E60	4	19.84	12,500	3800
E70	4.5	35.12	22,125	3600
E80	6	62.7	39,500	2000

Disponible en Internet: <[http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp\\_Omega%20Elastomeric%20Couplings\\_Catalog.pdf](http://www.rexnord.com/sites/Process/TechLibrary/LiteratureLibrary/4000sp_Omega%20Elastomeric%20Couplings_Catalog.pdf)>

- Se comprueba que el rango de diámetros admisibles por el acople no sea menor al diámetro del eje del dinamómetro de acuerdo a la Tabla 17.

Tabla 17. Tamaños admisibles.

Hub Size	Straight Bore	
	Min. Bore ②	Max. Bore ③
2	No Min.	1-3/16
3	3/8	1-3/8
4	3/8	1-3/4
5	3/8	1-15/16
10	3/8	2-1/4
20	3/4	2-3/4
30	3/4	3-1/4
40	3/4	3-3/4
50	1-1/8	4
60	1-1/8	4-1/2
70	1-3/8	4-7/8
80	1-7/8	6-3/4
100	1-7/8	7-1/4
120	1-7/8	8-1/4
140	1-7/8	9-1/4

Fuente: catalogo REXNORD, omega elastomeric couplings.

- Con esto se concluye que el acople E5 (ver Figura 64) cumple con las condiciones de operación y de tamaño admisible del eje (4300 RPM y 1.5 in).

Figura 64. Acople Omega E5



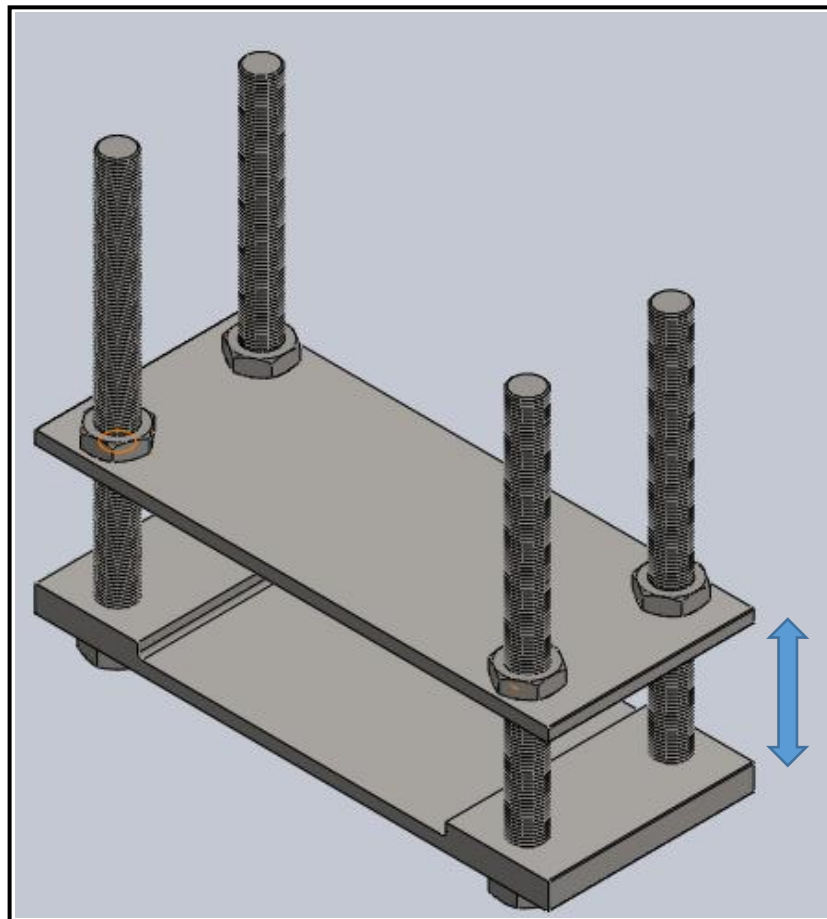
Fuente: catalogo REXNORD, omega elastomeric couplings.

## 6.2. SOPORTE DEL MOTOR

Para el montaje del motor y garantizar la alineación de ejes con el dinamómetro, es necesario la implementación de un soporte graduable en altura que se pueda ajustar dependiendo de las dimensiones del motor al que se le realicen las pruebas.

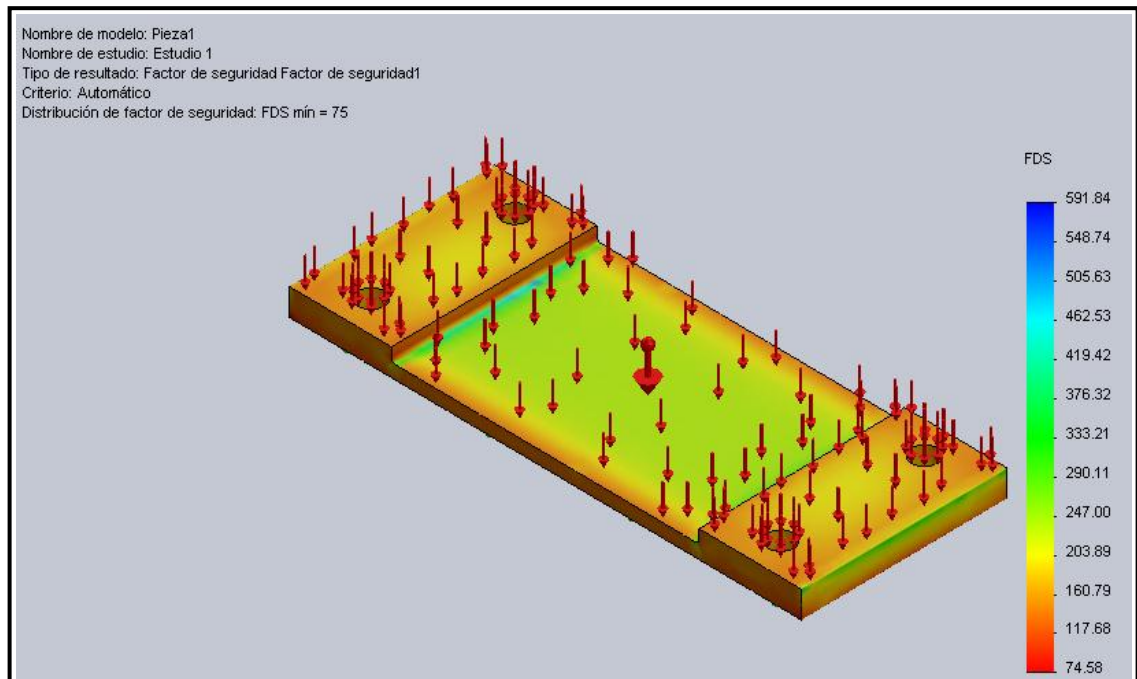
Se diseñó un soporte (ver Figura 65) hecho con láminas de acero AISI 1020 de  $\frac{1}{2}$  [in] para la mordaza inferior y lamina de  $\frac{3}{4}$  [in] para la mordaza superior, cuenta con tornillos de rosca fina para graduar la altura y poder alinearlos con el dinamómetro sin importar las dimensiones del motor que se vaya a usar.

Figura 65. Soporte del motor



Para confirmar la resistencia del soporte se hizo una simulación en SolidWorks a la mordaza inferior (ver Figura 66), pues es esta en la que se va a apoyar el motor, las fuerzas usadas en la simulación son el propio peso de la lámina (gravedad) y el peso del motor más robusto con el que cuenta el laboratorio (Motor 2T DOLMAR PC-7414 3.8KW  $m=10$  kg).

Figura 66. Simulación Mordaza Inferior



Basados en los resultados obtenidos en la simulación, de la Figura 66 podemos concluir que el soporte del motor es capaz de soportar la carga de una manera confiable, es más el factor de seguridad es bastante conservador mostrando que la pieza está sobredimensionada, pero es preferible esto a que se pueda ver comprometida la integridad del motor y la veracidad de las pruebas.

### 6.3. SELECCIÓN DE LOS APOYOS PARA LOS EJES

Basados en las medidas finales del par de ejes principales y de las manivelas que hacen parte del mecanismo de rotación, se seleccionan las chumaceras que van a servir de apoyo de estos elementos.

Para los ejes principales, el diámetro nominal del eje es de 2 in, del catálogo SKF ConCentra roller bearings units se selecciona la chumacera SKF SYNT 50 F la cual se observa en la Figura 67.

Figura 67. Chumacera SKF SYNT 50 F



Disponible en Internet: <<http://comserprorodamientos.com>>

Figura 68. Chumacera FAG P76205.2RSR



Disponible en Internet: <<http://www.weiku.com>>

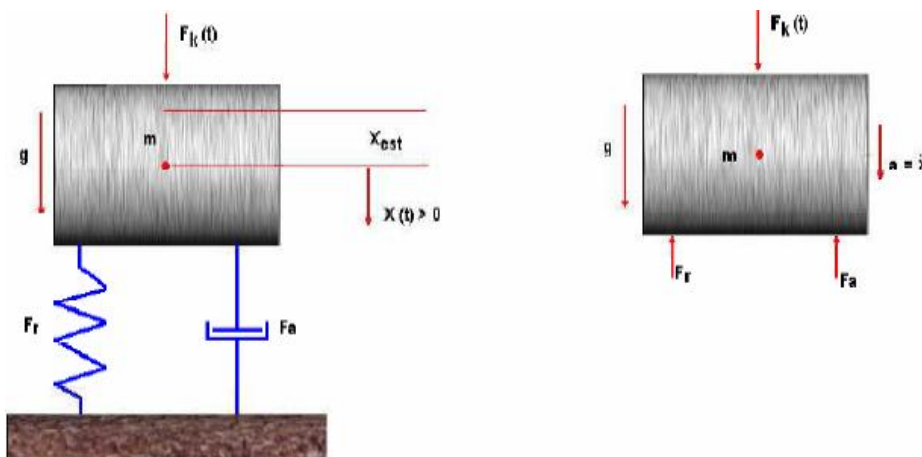
La chumacera seleccionada como apoyo para la manivela del mecanismo de rotación es del fabricante FAG referencia P76205.2RSR (ver Figura 68) para eje de 1 in de diámetro nominal.

#### 6.4. SELECCIÓN DE LOS AISLADORES DE VIBRACIÓN

La principal función de un aislador es disipar la energía de la vibración, la capacidad de carga y la cantidad de energía que es capaz de disipar son las principales propiedades de este tipo de elementos, y en base a estas funciones es que se hace la selección de ellos de manera que mantengan controlados los niveles de vibración transmitidos a un recinto.

Para la selección de los aisladores es necesario tener cierta información del sistema (ver Figura 69) a aislar y de la eficiencia que se espera tenga el sistema de aislamiento. Algunos de estos datos son la transmisibilidad, que es el porcentaje de vibración que se transmite, la frecuencia de la fuerza que excita al sistema, la frecuencia natural del sistema aislado, la masa del sistema y la rigidez del aislante que por lo general es lo que se busca hallar para hacer la selección.

Figura 69. Esquema simplificado del sistema con las fuerzas que actúan en él



Fuente: Engine Testing Theory And Practice. A.J. Martir, M. A. Plint. London, England. Butterworth Heinemann.

Para comenzar con la selección de aislante debemos proponer una eficiencia del sistema en general, por lo normal lograr aislamientos del 70-95% es posible, de modo que suponemos una eficiencia del 90%.

De acuerdo a la Figura 70 para el 90% es necesaria una transmisibilidad de 0.1, y la relación de frecuencias necesarias es de 3.32.

Figura 70. Relación de frecuencias por eficiencia dada

Isolation efficiency, %	Maximum transmissibility	Required $f/f_n$
90	0.1	3.32
80	0.2	2.45
70	0.3	2.08
60	0.4	1.87
50	0.5	1.73
40	0.6	1.63
30	0.7	1.56
20	0.8	1.50
10	0.9	1.45
0	1.0	1.41

Fuente: PIERSOL, Allan. Harris' shock and vibration handbook. 5ed. New York, Mcgraw Hill, 2002.

Con el rango mínimo de giro del motor de 1300rpm, podemos calcular la frecuencia natural del sistema aislado de modo que garantice el 90% de eficiencia propuesto.

$$\frac{f}{f_n} = 3.32 \quad (42)$$

$$f_n = 6.52 \text{ hz} \quad (43)$$

Con esta frecuencia se calcula la K necesaria del sistema, teniendo en cuenta que la masa del sistema cargado es de 450kg aproximadamente, tenemos que:

$$fn = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (44)$$

Remplazando los valores en la ecuación, hallamos que el valor necesario de k de todo el sistema.

$$k = 755.2 \frac{N}{mm}$$

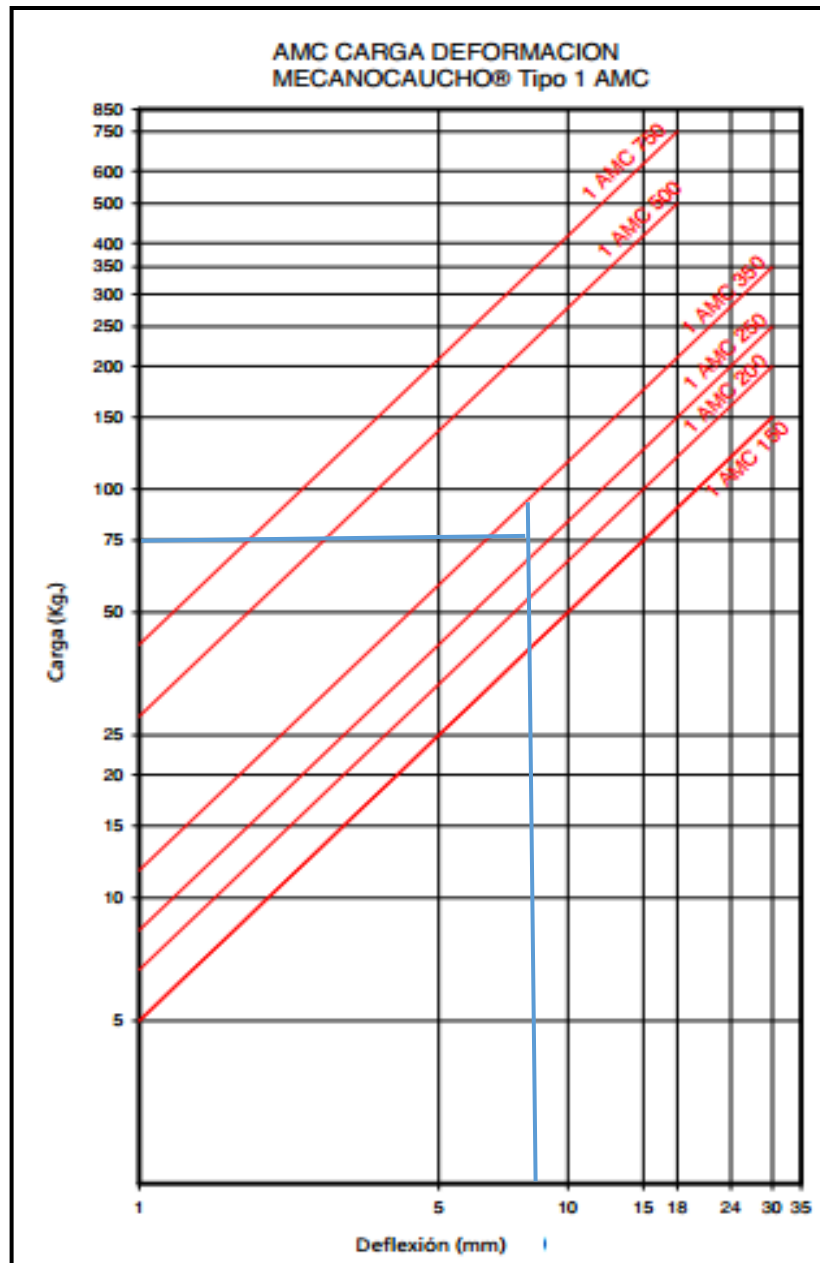
Se propone usar 6 aisladores en paralelo, de manera que se necesita una k individual de 125.86 N/mm. Y la carga soportada es el peso de la estructura más el peso de los quipos, esta carga equivale a 450kg, haciendo que cada aislador soporte 75kg.

Conociendo los parámetros básicos necesarios de los aisladores, debemos seleccionar de un catálogo el aislador que mejor se adapte a nuestros requerimientos. Del catálogo de Mecanocaucho podemos hacer la selección del aislador cilíndrico que cumpla con estos requerimientos.

Para cumplir con la rigidez necesaria, el aislante sometido a una carga de 735.75 N debe ser menor o igual a 8 mm.

Para la carga exacta de 75 kg no hay una referencia específica en la Figura 71, de modo que aproximamos a la referencia que se acerque por arriba. Esta referencia es el aislador AMC 350. Se debe confirmar que este aislante cumpla con la frecuencia hallada anteriormente.

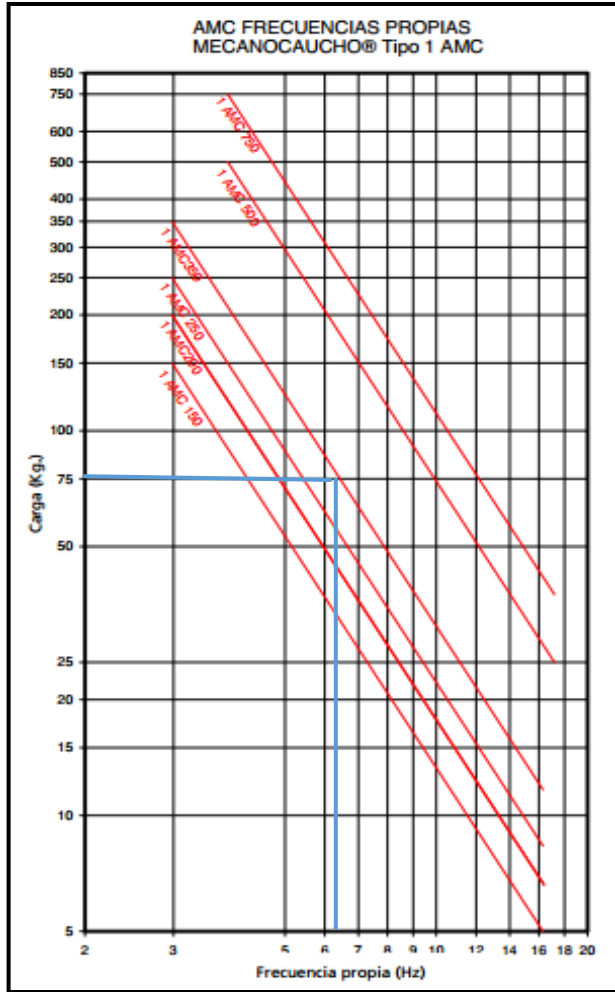
Figura 71. Deformación del aislante según la carga



Fuente: Catalogo Vibrabsorber Mecanocaucho.

El aislador AMC 350 cumple con la frecuencia necesaria para la carga individual que debe soportar como se observa en la Figura 72, de modo que se valida la selección de este elemento.

Figura 72. Frecuencias respecto a la carga



Fuente: Catalogo Vibrabsorber Mecanocaucho.

Este aislador tiene en su base una capa de un material elástico llamado sylomer que aumentan la capacidad de amortiguación, pues aíslan las vibraciones de frecuencias medio-altas que se transmiten por las espiras de los muelles metálicos. Estas frecuencias medias y altas, si no son aisladas, se propagan a la estructura del edificio o de otros equipos generando focos de daño y ruido. En la Figura 73 se aprecia el aislador seleccionado y en la Figura 74 se aprecian sus principales dimensiones en milímetros.

Figura 73. Aislador AMC 350+sylomer

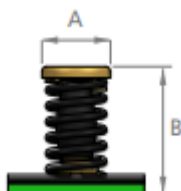
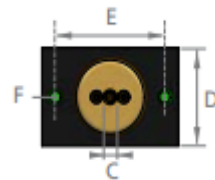


Fuente: Catalogo Vibrabsorber Mecanocaucho.

Figura 74. Dimensiones aislador AMC 350

**Vibrabsorber + Sylomer**

TIPO	A	B	C	D	E	F	CÓDIGO
1 AMC 150+Sylomer®	75	132	M-12	75	87	10	20371
1 AMC 200+Sylomer®	75	132	M-12	75	87	10	20372
1 AMC 250+Sylomer®	75	132	M-12	75	87	10	20373
1 AMC 350+Sylomer®	75	132	M-12	75	87	10	20374
1 AMC 500+Sylomer®	90	132	M-14	100	120	12	20375
1 AMC 750+Sylomer®	90	132	M-14	100	120	12	20376

Fuente: Catalogo Vibrabsorber Mecanocaucho.

## 7. CONSIDERACIONES Y DISEÑO BÁSICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

En este capítulo se harán las consideraciones iniciales para el proceso de diseño del sistema de aire acondicionado, donde se tendrá en cuenta todo lo correspondiente a materiales de construcción, dimensiones de las paredes y áreas a acondicionar, ubicación espacial del Centro de Investigación de Motores CIM, orientación espacial del edificio.

También se analizarán las condiciones climáticas del municipio de Piedecuesta, para determinar cuáles serán la fecha y horas a tomar como fechas de diseño, y lo correspondiente a las consideraciones internas del diseño: iluminación, ocupantes, equipo interno, procesos, horarios de operación, entre otros.

### 7.1. CARACTERÍSTICAS ESTRUCTURALES DEL RECINTO

**7.1.1. Materiales de construcción:** Según los datos proporcionados por el proyecto de grado de MONCADA ROJAS, Cesar Augusto y CALDERON GOMEZ, Marlo Jahir, los materiales de construcción a utilizar en las paredes del centro de investigación están en la Tabla 18.

Tabla 18. Materiales de los componentes

Componentes	Materiales	Observaciones
<b>Paredes</b>	1. Placa de yeso laminado (13mm)	Los muros fueron diseñados para
	2. Lámina visco elástica de alta densidad (4mm).	aislamiento térmico y acústico del recinto.
	3. Placa de yeso laminado (13mm)	En la mitad de la pared, se encuentra una capa de
	4. Lana mineral (40mm)	aire de 40mm.

	5. Lámina visco elástica de alta densidad (4mm).	
<b>Techo</b>	Concreto ligero de 8 pulgadas, con cielo raso y sin ventilación entre el cielo raso y el techo	Como es un sótano, la carga térmica que recibe no es muy alta debido a que recibe radiación temporalmente y en un área limitada
<b>Puertas y ventanas</b>	Vidrio templado de 8 mm de espesor, con marco metálico, construcción media.	Estos vidrios corresponden a la puerta principal y el portón de entrada de los motores.

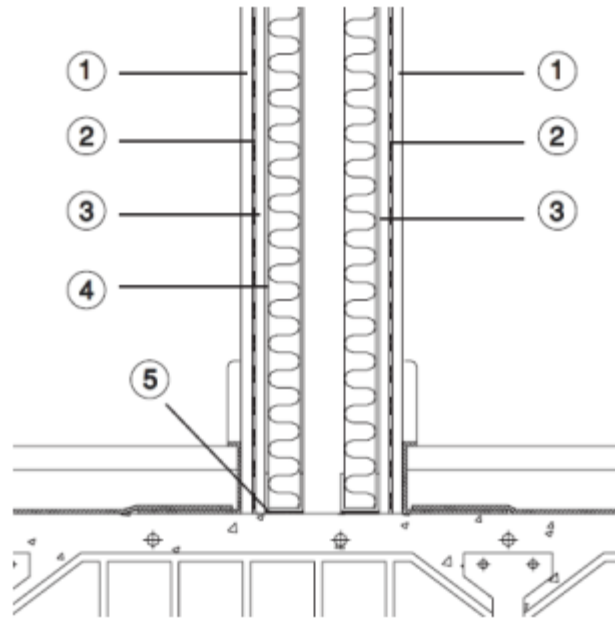
### 7.1.2. Dimensiones de los componentes

- **Muros:** la altura del sótano donde se ubicará el CIM tiene una cota de 3 metros, la configuración de las paredes se detalla en la Figura 75, en total los muros aislantes, incluyendo la capa de aire interna tienen 114mm. En total son 3 muros las que tienen únicamente la configuración antes mostrada, la última pared, que limita con la tierra del subsuelo, aparte de la pared aislante, también está compuesta por concreto pesado de 20cm.

Donde:

1. Placa de yeso laminado (13mm)
2. Lámina visco elástica de alta densidad (4mm).
3. Placa de yeso laminado (13mm)
4. Lana mineral (40mm)
5. Lámina visco elástica de alta densidad (4mm)

Figura 75. Composición de los muros aislantes del CIM, ver Tabla 18



Fuente: Proyecto de grado MONCADA ROJAS, Cesar Augusto y CALDERON GOMEZ, Marlo Jahir.

- **Estructura:** El área total del Centro de Investigación de Motores comprende  $98.56 m^2$  de área construida.
- **Techo:** Todo el sótano correspondiente al CIM tiene como techo una placa de concreto ligero de 40 cm, la cual corresponde al piso del laboratorio 106 del edificio de investigaciones.
- **Ventanas y puertas:** No existirán ventanas sobre las paredes que dan al exterior, únicamente los vidrios que comprenden el portón y la puerta de acceso principal como la observada en la Figura 76.

Figura 76. Portón cortafuegos del CIM



Disponible en Internet: <<http://www.puertasgrases.com/es/prod/30-puertas-cortafuegos-abatibles-ei1-ei2-60-90-120-180-c5-caracteristicas-tecnicas.html>>

## **7.2. UBICACIÓN ESPACIAL**

**7.2.1. Localización del Parque Tecnológico de Guatiguará:** El CIM se ubicará en el edificio de investigaciones del Parque Tecnológico Guatiguará. Primero se debe tomar la autopista que de Bucaramanga conduce hacia Piedecuesta, 500 metros más adelante del Instituto Colombiano del Petróleo se debe tomar una salida hacia la derecha (Sentido Norte-Sur) y seguir aproximadamente 2 km por esa vía hasta que se encuentra el PTG como se aprecia en la Figura 77.

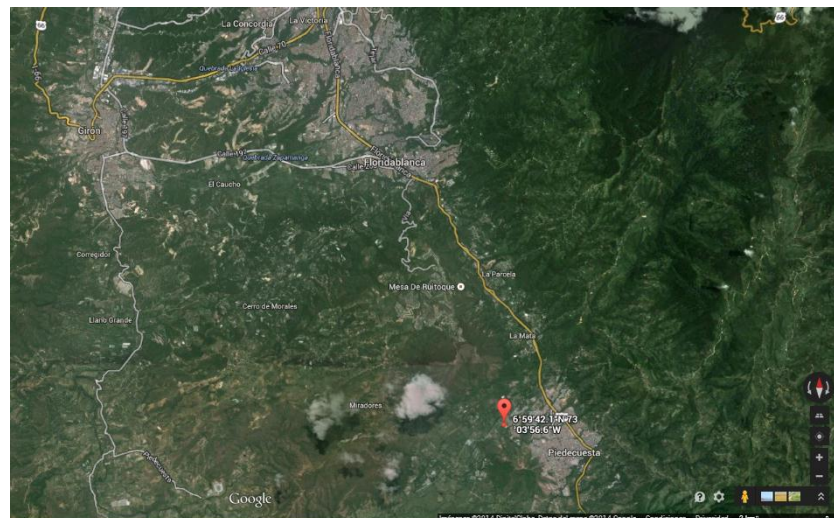
Figura 77. Localización del CIM



Disponible en: Google maps.

**7.2.2. Orientación:** Las coordenadas geográficas de donde estará ubicado el CIM se obtuvieron mediante Google Maps como se parecía en la Figura 78,

Figura 78. Ubicación mediante coordenadas geográficas del CIM



Disponible en: Google maps.

**Latitud: 6°59'42.1"N**

**Longitud: 73°03'56.6"W**

**Altitud: 1005 Metros Sobre el Nivel del Mar (M.S.N.M)**

### 7.3. CONSIDERACIONES EXTERIORES DE DISEÑO

**7.3.1. Información meteorológica municipio de Piedecuesta:** La siguiente información fue tomada de datos promedios anuales para las ciudades Colombianas, suministrados por el IDEAM.

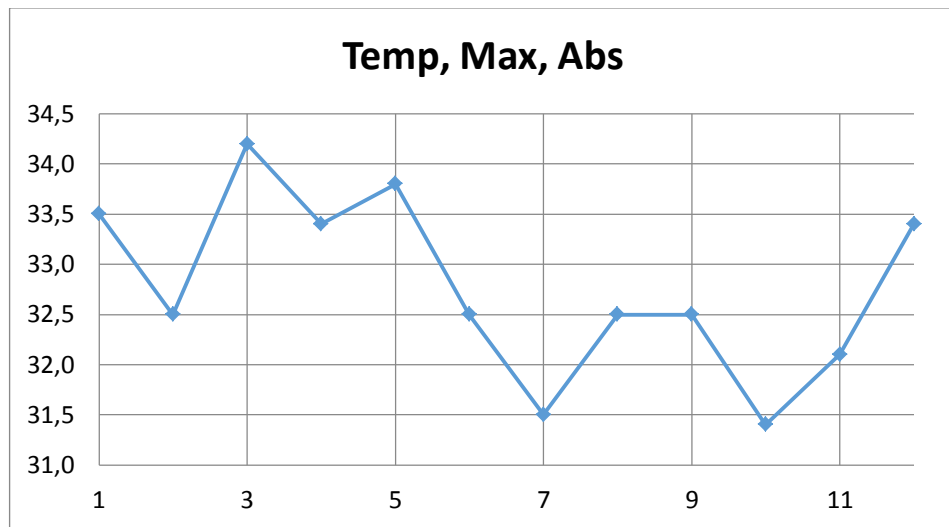
Tabla 19. Principales condiciones meteorológicas cuenca del río de oro.

Piedecuesta

CONDICIÓN	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
PRECIPITACIÓN mm	44	54	97	98	100	69	78	76	93	123	80	34
No, Días con Lluvia	6	8	12	15	16	15	16	16	17	17	12	6
Temperatura Media	24,9	25,0	25,3	25,1	25,0	25,0	24,9	24,8	24,9	24,7	24,7	24,7
Temp, Media Max,	30,7	30,5	30,7	30,4	30,6	30,7	30,9	30,9	30,9	30,1	30,1	30,3
Temp, Media Min,	18,9	19,4	19,7	19,9	19,9	19,5	19,0	19,3	19,5	19,6	19,5	19,0
Temp, Max, Abs	33,5	32,5	34,2	33,4	33,8	32,5	31,5	32,5	32,5	31,4	32,1	33,4
Temp, Min Abs	14,4	13,6	13,4	14,0	12,4	12,8	11,6	16,5	14,0	16,0	14,5	14,2
Brillo Solar Hrs/mes	174	107	98	100	115	88	112	111	101	104	125	156
Humedad Relativa %	76	76	77	78	80	79	78	77	78	79	79	78

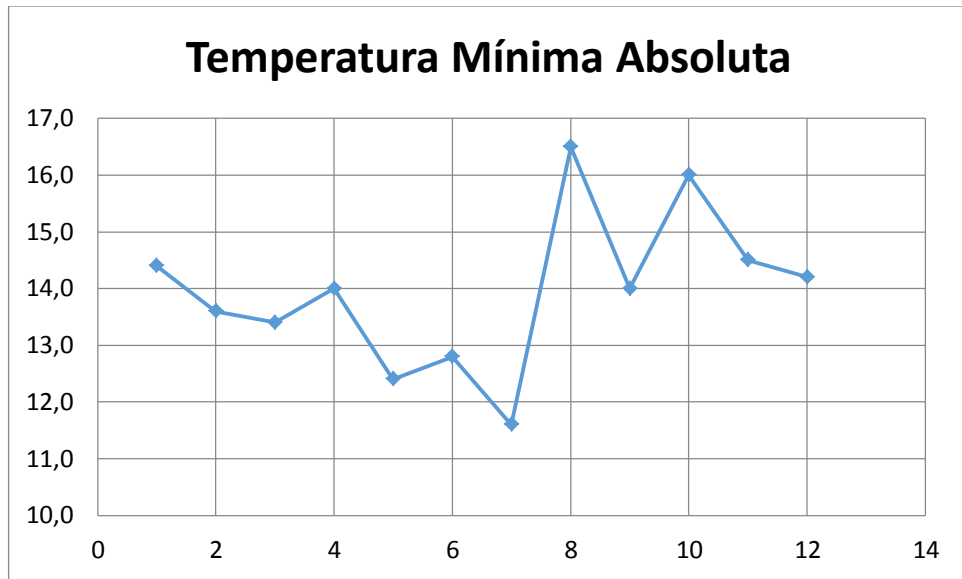
Fuente: IDEAM

Figura 79. Temperaturas Máximas Absolutas Piedecuesta



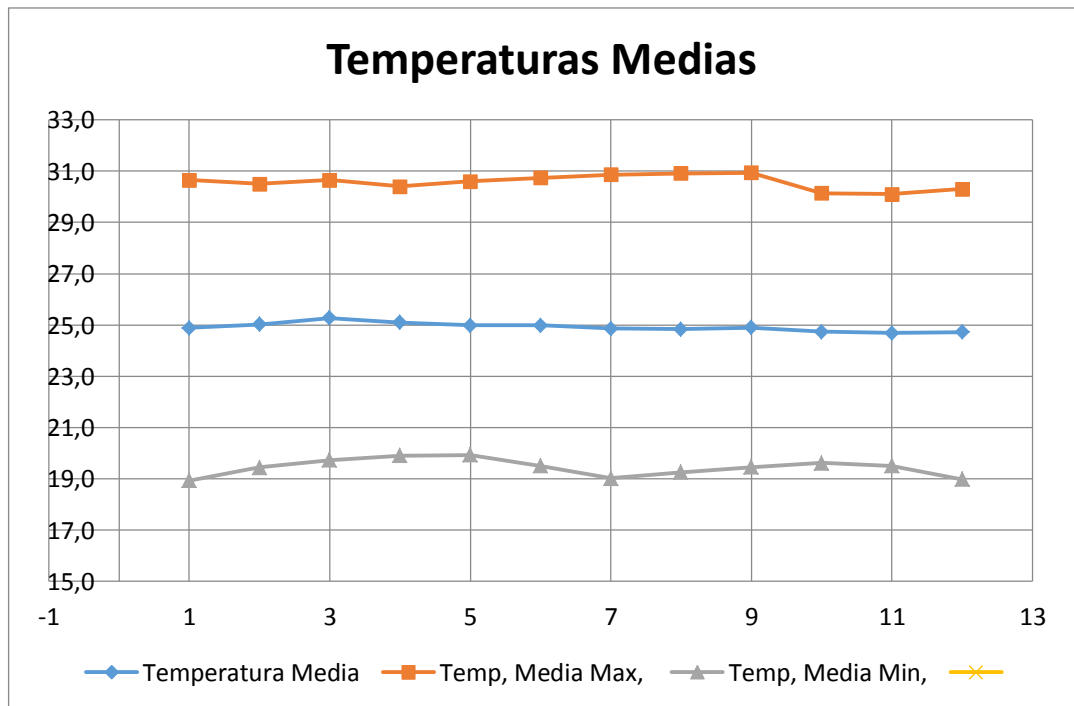
Fuente: IDEAM

Figura 80. Temperaturas Mínimas Absolutas Piedecuesta



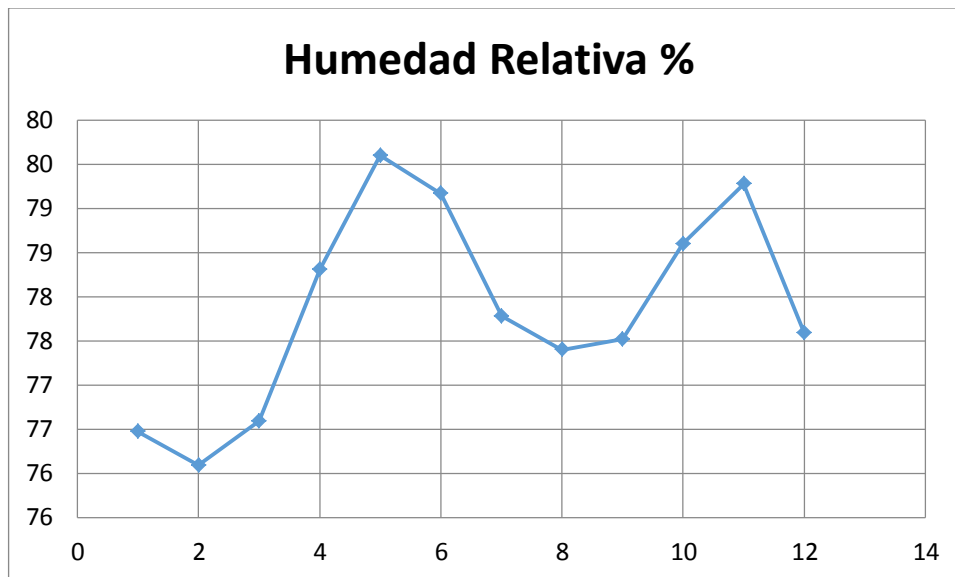
Fuente: IDEAM

Figura 81. Temperaturas Media, Media Máxima y Media Mínima Piedecuesta



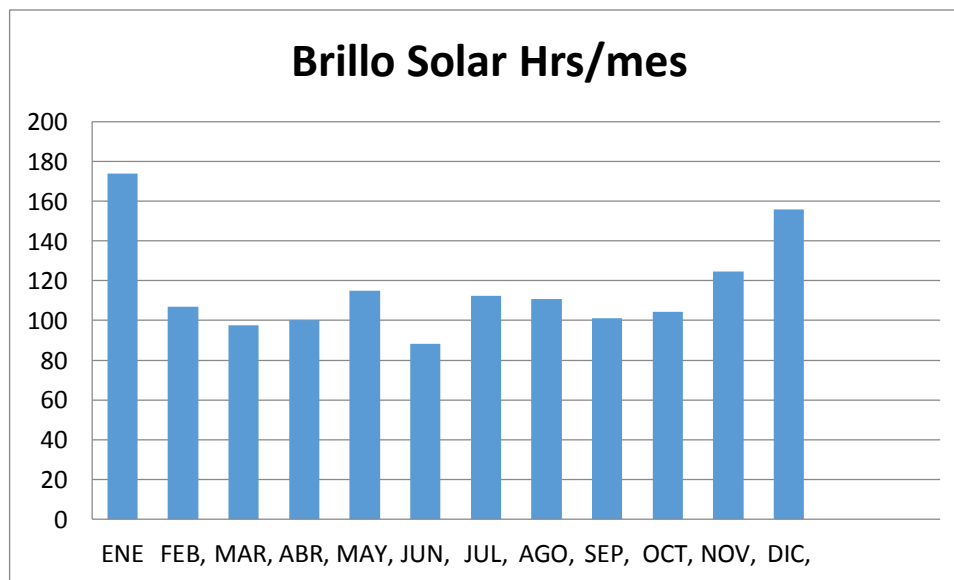
Fuente: IDEAM

Figura 82. Humedad Relativa Piedecuesta



Fuente: IDEAM

Figura 83. Brillo Solar Mensual Acumulado, Piedecuesta



Fuente: IDEAM

**7.3.2. Selección condiciones de diseño exterior:** Para esta selección, se utilizó la Tabla 19 “Principales condiciones meteorológicas cuenca del río de oro, Piedecuesta”, donde se muestran los históricos de temperaturas y humedades relativas para la ciudad de Piedecuesta. Es importante aclarar que de esa tabla no se tomaron los valores absolutos más grandes, sino que se analizó en conjunto los mayores valores entre humedad relativa y temperatura absoluta mayor de bulbo seco, con lo cual se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 20. Selección condiciones exteriores

CONDICIÓN	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
PRECIPITACIÓN mm	44	54	97	98	100	69	78	76	93	123	80	34
No, Días con Lluvia	6	8	12	15	16	15	16	16	17	17	12	6
Temperatura Media	24,9	25,0	25,3	25,1	25,0	25,0	24,9	24,8	24,9	24,7	24,7	24,7
Temp, Media Max,	30,7	30,5	30,7	30,4	30,6	30,7	30,9	30,9	30,9	30,1	30,1	30,3
Temp, Media Min,	18,9	19,4	19,7	19,9	19,9	19,5	19,0	19,3	19,5	19,6	19,5	19,0
Temp, Max, Abs	33,5	32,5	34,2	33,4	33,8	32,5	31,5	32,5	32,5	31,4	32,1	33,4
Temp, Min Abs	14,4	13,6	13,4	14,0	12,4	12,8	11,6	16,5	14,0	16,0	14,5	14,2
Brillo Solar Hrs/mes	174	107	98	100	115	88	112	111	101	104	125	156
Humedad Relativa %	76	76	77	78	80	79	78	77	78	79	79	78

Fecha de Diseño: Mayo

Temperatura Máxima absoluta de diseño: 33.8 °C

Humedad: 80%

#### 7.4. CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO

Este numeral contiene un análisis sobre las cargas internas de los recintos dentro del laboratorio (ver figura 27) y las condiciones a mantener en cada uno de los mismos así que se hace un listado con las condiciones a mantener en cada una de las celdas.

Para reducir costos en el funcionamiento de los equipos, y además permitir una mayor seguridad de todos los trabajadores del CIM, se procede a dividir el proceso de diseño del sistema de aire acondicionado en dos zonas como se observa en la

Figura 21, una zona que contemplará exclusivamente la sala de control y donde estará todo el personal, y una segunda zona que incluye todas las salas de ensayos, y el taller.

Tabla 21. Zonificación de los sistemas de aire acondicionado

ZONA 1		ZONA 2	
Sala de Control	Taller		
		Sala de motores de 2 tiempos: hasta 30 kW	
		Sala auxiliar 1 de motores de hasta 30 kW	
		Sala auxiliar 2 de motores de hasta 30 kW	

Debido a que los equipos que mayor carga térmica ofrecen al sistema de aire acondicionado son los motores de combustión interna, a continuación se realizará un análisis de los motores y conocer cuál es su carga térmica al sistema de aire acondicionado. El análisis de carga térmica de los motores se hará tomando en cuenta dos planteamientos.

Por recomendaciones del libro “Engine Testing Theory and Practice” se pueden usar desde 5 renovaciones/hora para las salas de pruebas de motores, siempre y cuando este aire no esté en contacto con áreas donde allá presencia de seres vivos.

Tabla 22. Condiciones interiores para el CIM

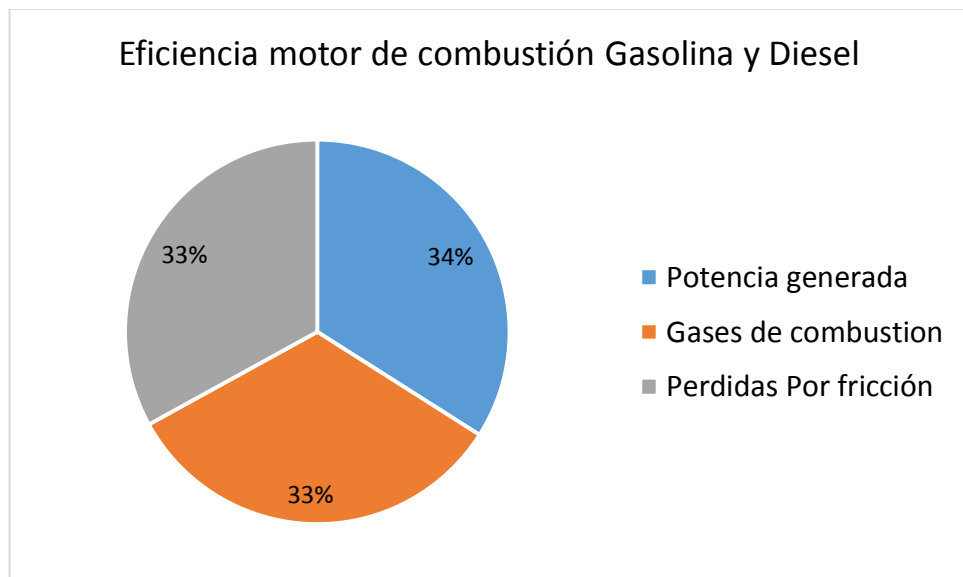
RECINTO	CONDICIÓN	VALORES
<b>SALA DE CONTROL</b>	Temp. Bulbo seco	22-24°C
	Humedad Relativa	50%
	Renovación de aire	20%
<b>SALA DE MOTORES 2 TIEMPOS</b>	Temp. Bulbo seco	22-25°C
	Humedad Relativa	50%
	Renovación de aire	5 renov./ hora

<b>SALA AUXILIAR 1 DE MOTORES DE HASTA 30 KW</b>	Temp. Bulbo seco	22-25°C
	Humedad Relativa	50%
	Renovación de aire	5 renov./ hora
<b>SALA AUXILIAR 2 DE MOTORES DE HASTA 30 KW</b>	Temp. Bulbo seco	22-25°C
	Humedad Relativa	50%
	Renovación de aire	5 renov./ hora
<b>TALLER</b>	Temp. Bulbo seco	22-24°C
	Humedad Relativa	50%
	Renovación de aire	5 renov./ hora

## 7.5. CARGAS INTERNAS Y RUTINAS DE OPERACIÓN

**7.5.1. Carga Térmica de los Motores:** El primer enunciado consiste en que en un motor de combustión interna, toda la energía producto de la combustión se divide en tres partes casi iguales, siendo éstas: potencia generada, pérdidas por gases de combustión y por fricción como se aprecia en la Figura 84.

Figura 84. Eficiencia motores de combustión interna



Basados en este principio básico producto de la experiencia de diferentes autores, podemos encontrar que para un motor que genera hasta 30kW de potencia, también se generan otros 30kW por fricción y calor, y otros 30kW que se van por los gases de combustión. Este planteamiento no se tendrá en cuenta debido al alto grado de error que plantea.

El segundo planteamiento consiste en una tabla de valores estimados para laboratorios de motores (ver Tabla 23), propuesta por A.J. MARTYR y M.A. PLINT en Engine Testing: Theory and Practice, la cual da unos valores estimados para transferencias de calor de motores al sistema de enfriamiento en un laboratorio. Adicional a lo anterior, es necesario realizar el cálculo de la carga térmica que la tubería de escape entrega al sistema de enfriamiento.

Tabla 23. Transferencia de calor al aire de enfriamiento

Fuente de carga térmica	kW/KW de salida
<b>Motor, enfriado por agua</b>	0.1
<b>Motor, enfriado por aire</b>	0.7-0.9
<b>Sistema de escape (Manifold y silenciador sin aislamiento térmico)</b>	0.3
<b>Dinamómetro hidráulico</b>	0.05
<b>Dinamómetro de corrientes de Eddy</b>	0.05
<b>Dinamómetro a.c/d.c.</b>	0.15

Fuente: PLINT y MARTYR.

### **Transferencia del sistema de Escape**

Para el cálculo de la carga térmica del sistema de escape, se hizo el análisis para determinar el calor transferido por el manifold, silenciador y tubería de escape, por tanto no se tiene en cuenta los valores recomendados por PLINT y MARTYR y se decide realizar el cálculo como se muestra a continuación:

De acuerdo al proyecto de grado de MONCADA ROJAS, Cesar Augusto y CALDERON GOMEZ, Marlo Jahir, la temperatura de la superficie del tubo de escape es de 40°C con un diámetro de 21,7 cm debido al aislamiento. Se calcula la perdida de calor por unidad de longitud.

- Convección:

$$Q_c = 1,9 * (T_s - T_{amb})^{1,25} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (45)$$

$$Q_c = 33,8 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Donde:

$T_s = 40^\circ C$  , Temperatura de la superficie del tubo

$T_{amb} = 30^\circ C$  , Temperatura del ambiente dentro de la celda

- Radiación:

$$Q_r = 5,77 * \varepsilon * \left( \left( \frac{T_s + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_w + 273}{100} \right)^4 \right) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (46)$$

$$Q_r = 88,9 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Donde:

$T_s = 40^\circ C$  , Temperatura de la superficie del tubo

$T_w = 25^\circ C$  , Temperatura del muro dentro de la celda

$\varepsilon = 0,9$  , Coeficiente de emisividad.

- Calor perdido por unidad de longitud

$$Q_t = \pi * D * (33,8 + 88,9) \left[ \frac{W}{m} \right] \quad (47)$$

$$Q_t = 83,7 \left[ \frac{W}{m} \right]$$

Se supone que existirán 4 metros de tubería en cada celda lo cual equivale a una transferencia de 335 W.

### **Cálculo de carga para el sistema motor-dinamómetro de 30kW**

El motor es enfriado por aire, con aislamiento en el sistema de escape a excepción del silenciador y el manifold, y el dinamómetro es de corrientes de Eddy. Los resultados de la carga térmica se presentan en la Tabla 24.

Tabla 24. Carga térmica motor-dinamómetro 30kW

<b>Fuente de carga térmica</b>	<b>kW/KW de salida</b>	<b>Carga térmica en kW</b>
<b>Motor 30kW enfriado por Agua o Motor 5 kW enfriado por aire.</b>	0.7-0.9	3.5
<b>Dinamómetro de corrientes de Eddy</b>	0.05	1.5
<b>Tubería de escape (incluyendo manifold y silenciador con aislamiento térmico)</b>	CALCULO	0,34
<b>Carga térmica TOTAL</b>		<b>5,34</b>

### **7.5.2. Cargas por iluminación**

En la Tabla 25 se aprecian los resultados de cargas térmicas por iluminación.

Tabla 25. Listado de cargas por iluminación

<b>RECINTO</b>	<b>ILUMINACIÓN</b>
<b>Sala de Control</b>	6 Lámparas de balastro (con dos tubos)
<b>Sala de Motores 2 tiempos</b>	2 Lámparas de balastro (con dos tubos)
<b>Sala auxiliar 1 de motores de hasta 30 kW</b>	2 Lámparas de balastro (con dos tubos)
<b>Sala auxiliar 2 de motores de hasta 30 kW</b>	2 Lámparas de balastro (con dos tubos)
<b>Taller</b>	2 Lámparas de balastro (con dos tubos)

**7.5.3. Cargas por ocupantes:** En la Tabla 26 se aprecia la cantidad de ocupantes en el laboratorio.

Tabla 26. Personal en el Laboratorio

ÁREA	PERSONAS/ÁREA
Sala de control	8
Sala de Motores 2 tiempos	2
Sala auxiliar 1 de motores de hasta 30 kW	2
Sala auxiliar 2 de motores de hasta 30 kW	2
Taller	2

**7.5.4. Equipo interno:** Con el fin de independizar las zonas donde habrá personal de las zonas donde estarán los motores de combustión interna, se decide distribuir el espacio del CIM en dos zonas, una estará compuesta únicamente por la sala de control, la segunda por todas las salas de pruebas de motores y el taller.

Otro motivo por el cual se decide hacer esta independización de las salas es con el fin de ahorrar costos de funcionamiento e instalación, ya que al independizarse las zonas donde habrá personal de las que no, se puede recircular aire en ambas zonas, sin perjudicar la salud del personal y permitiendo una realización óptima de los ensayos. En la Tabla 27 se observan las cargas térmicas que se deben remover del laboratorio de motores del CIM.

Tabla 27. Área de influencia, recinto, equipos, cantidad y consumo de potencia para el CIM

RECINTO	EQUIPO	CANTIDAD	POTENCIA
			Total (Watts)
Taller	Motor eléctrico 2 HP	1	1500

<b>Sala de Control</b>	Tubería de escape	10	836
	Computador de escritorio	4	1000
	Monitores	4	600
	Video Beam	1	200
	Portátiles	4	480
	Nevera pequeña	1	60
<b>Sala de motores 2 tiempos (hasta 30 kW)</b>	Motor 5kW enfriado por Aire	1	3500
	Dinamómetro de corrientes de Eddy	1	1500
	Tubería de escape incluyendo manifold y silenciador aislados	1	335
<b>Sala auxiliar 1 de motores de hasta 30 kW</b>	Motor de 30kW enfriado por Agua	1	3000
	Dinamómetro de corrientes de Eddy	1	1500
	Tubería de escape incluyendo manifold y silenciador aislados	1	335
<b>Sala auxiliar 2 de motores de hasta 30 kW</b>	Motor 30kW enfriado por Agua	1	3000
	Dinamómetro de corrientes de Eddy	1	1500
	Tubería de escape incluyendo manifold y silenciador aislados	1	335

## 7.6. APLICACIONES Y PROCESOS

- Puesta a punto de los motores y las celdas de ensayos para las pruebas, mediante la utilización de herramientas (llaves, destornilladores, etc.)
- Encendido de motores y realización de ensayos mediante la utilización del dinamómetro, equipo de control y analizadores de gases.
- Control de la correcta realización de los ensayos en cada una de las celdas, desde la sala de control.
- Visitas técnicas ocasionales por parte de entidades evaluadores, y estudiantes, las cuales no podrán ser mayores de 10 personas, incluyendo el guía de laboratorio.
- Preparación de ensayos y análisis de resultados de los ensayos.
- Almacenamiento de aditivos, motores, lubricantes entre otros.

**7.6.1. Horarios de Operación:** En la Tabla 28 se aprecian los horarios de operación del laboratorio para ensayo de motores del CIM.

Tabla 28. Horarios de operación del CIM

RECINTOS	HORARIO	HORARIO DE REFERENCIA	DIAS
<b>Sala de Control</b>	24 horas	24 horas	Lunes-Sábado
<b>Sala de motores de dos tiempos</b>	24 horas	24 horas	Lunes-Sábado
<b>Taller</b>	8 am- 6 pm	8 am – 6 pm	Lunes- Sábado
<b>Sala auxiliar 1</b>	24 horas	24 horas	Lunes- Sábado
<b>Sala auxiliar 2</b>	24 horas	24 horas	Lunes- Sábado

## 7.7. FECHA Y TIEMPO DE CÁLCULO

Teniendo en cuenta la selección de las condiciones exteriores de diseño, se determina que para realizar el cálculo de las cargas térmicas es Mayo, por otra

parte, la hora de diseño se determina entre las 12:00 horas (12: P.M.) y las 14:00 horas (2:00 P.M.).

## **7.8. DISEÑO BÁSICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

En el proceso de diseño básico del sistema de aire acondicionado, es importante tener en cuenta todo lo descrito en este anterior.

Todas las áreas del CIM se tuvieron en cuenta en el desarrollo de este proyecto. Se hizo una recopilación de datos de las cargas térmicas presentes en los recintos: cargas de iluminación , de equipos, de personas, motores, dinamómetros, gases de escape, flujos de aire, horarios de funcionamiento, cargas por infiltración, e incidencia de los rayos solares. Para los requerimientos de ventilación se siguieron las recomendaciones dispuestas en el Standard 62.1 de la ASHRAE.

**7.8.1. Calculo de Cargas Térmicas de la Sala de Control y Taller:** Para el proceso de cálculo de cargas térmicas fue necesario la cuantificación de criterios y consideraciones mencionadas anteriormente, lo cual se detalla en la siguiente tabla, donde se contienen los datos necesarios para el cálculo de la carga térmica de refrigeración de cada recinto, necesarios para la realización del proyecto.

Para el proceso de cálculo, se utilizó el software “Herramienta Computacional Pedagógica Para el Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado” desarrollado por los ingenieros NAVARRO BAUTISTA Diego Elías y NAVARRO BAUTISTA Hector Javier en la Universidad Industrial de Santander, el cual realiza algunos cálculos involucrados en el proceso de diseño de un sistema de Aire Acondicionado, ofreciendo un entorno amigable y una fácil maniobrabilidad.

En la Tabla 29 se encuentran los resultados arrojados por este software para la sala de control y el taller

Tabla 29. Cargas Térmicas

<b>SALA DE CONTROL Y TALLER</b>				
	<b>SALA CONTROL</b>		<b>TALLER</b>	
	Q sensible	Q latente	Q sensible	Q latente
<b>Paredes</b>	0	0	0	0
<b>Vidrios</b>	0	0	0	0
<b>Techo</b>	2671	0	0	0
<b>Q Externas</b>	2671	0		0
<b>Alumbrado</b>	1269	0	407	0
<b>Personas</b>	2022	1877	415	955
<b>Equipos</b>	2218	0	2327	0
<b>Q Internas</b>	5509	1877	3149	955
<b>Ventilación</b>	1030	4757	210	944
<b>Infiltración</b>	0	0	0	0
<b>Q Otras</b>	1030	4757	210	944
<b>SUBTOTAL</b>	9210	6634	3359	1899
<b>Carga Ductos</b>	718	0	157,45	0
<b>Carga Ventilador</b>	718	0	157,45	0
<b>Carga Factor de Seguridad</b>	309	93.85	214,9	95,5
<b>CARGAS TOTALES</b>	10855	6727.85	3688,8	1994,5

Total Cargas Térmicas: 23266 Btu/Hr

Total Toneladas de Refrigeración: 1,93 Ton

**7.8.2. Calculo de las Cargas Térmicas para las Salas de Motores:** Para el proceso de cálculo, se utilizó el software “Herramienta Computacional Pedagógica Para el Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado” desarrollado por los ingenieros NAVARRO BAUTISTA Diego Elías y NAVARRO BAUTISTA Hector Javier en la Universidad Industrial de Santander, el cual realiza algunos cálculos involucrados en el proceso de diseño de un sistema de Aire Acondicionado, ofreciendo un entorno amigable y una fácil maniobrabilidad.

La carga térmica producto de los motores se considera como carga interna y es un dato de entrada en el programa y los resultados obtenidos se encuentran en la Tabla 30.

Tabla 30. Cargas Térmicas, Sala de Motores

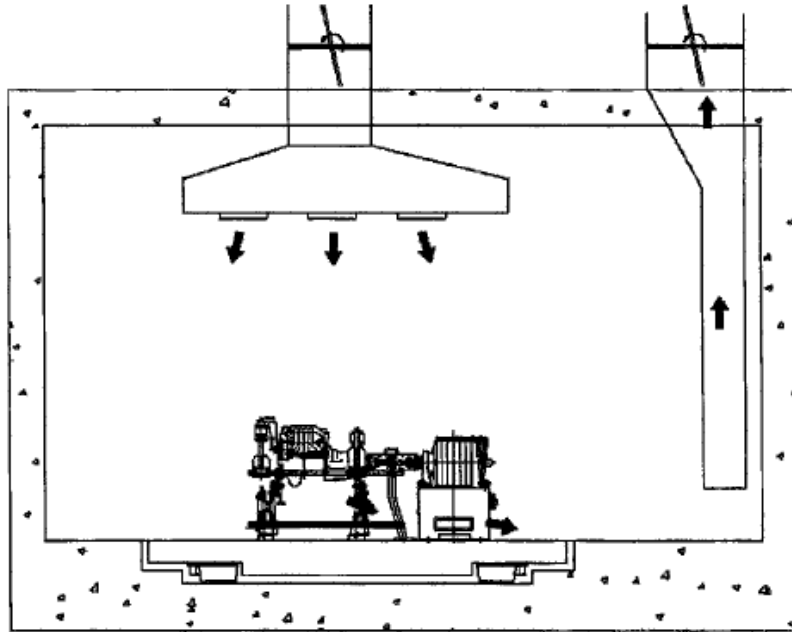
<b>SALA DE MOTORES DE 2T</b>		
<b>FUENTE</b>	<b>Q_sen</b>	<b>Q_lat</b>
<b>Paredes</b>	0	-
<b>Vidrios</b>	0	-
<b>Techo</b>	0	-
<b>Q Externas</b>	0	-
<b>Alumbrado</b>	464	0
<b>Personas</b>	863	1911
<b>Equipos</b>	18220	0
<b>Q Internas</b>	19547	1911
<b>Ventilación</b>	864	2550
<b>Infiltración</b>	0	0
<b>Q Otras</b>	864	2550
<b>SUBTOTAL</b>	20411	4461
<b>Carga Ductos</b>	0	0
<b>Carga Ventilador</b>	0	0
<b>Carga Factor de Seguridad</b>	1020,55	223,05
<b>CARGAS TOTALES</b>	21431,55	4684,05

Total Cargas Térmicas: 26115,6 Btu/Hr

Total Toneladas de Refrigeración: 2,18 Ton

**7.8.3. Calculo del Flujo de Aire las Salas de Motores:** Teniendo en cuenta el diseño de la sala, se decide escoger un diseño para la distribución del aire dentro de la sala, de manera incida directamente sobre la superficie del motor, como se aprecia en la Figura 85, extrayendo todo el calor generado y que, según los cálculos anteriores se necesitan extraer, y permita una adecuada temperatura del motor.

Figura 85. Sistema de impulsión y extracción de aire para las celdas



Fuente: Engine Testing: Theory and Practice; MARTYR A.J. y PLINT M.A., p 84. Tercera edición.

El siguiente paso consiste en el cálculo del flujo de aire necesario para remover el calor generado por el motor, mantener las condiciones ambientales alrededor del motor bajo norma.

Se tiene entonces una fórmula general para el cálculo del flujo de aire necesario para transportar el calor generado con cualquier cambio de temperatura así:

$$Q_A = \frac{H_L}{1.01 * 1.185 * \Delta T} = 0.84 \frac{H_L}{\Delta T} \left( \frac{m^3}{S} \right) \quad (48)$$

Se puede resaltar de la anterior ecuación, que a medida que el  $\Delta T$  aumenta, disminuye el flujo de aire, sin embargo, una disminución en el flujo de aire tiene dos consecuencias, la primera es que al ser menor el flujo de aire, la temperatura de salida del aire de la celda también aumenta, además menores flujos de aire

conlleven a menores velocidades de aire dentro de la celda, lo cual provoca un aumento de la temperatura dentro de la sala de ensayos.

### **Sala de motores de 2 tiempos**

Para el caso del motor de 5 kW enfriado por aire, junto con su dinamómetro y parte de la tubería de escape que cruza por este recinto, según cálculos anteriores, el calor total a retirar de este recinto es de **5.34 KW**, por recomendaciones de diferentes autores, se supone un cambio de temperatura de 10°C, por tanto el flujo de aire mínimo necesario para retirar solo el calor del motor es de:

$$Q_A = 0.84 * \left(\frac{5.34}{10}\right) = 0.448 \frac{m^3}{s} = \mathbf{872 CFM}$$

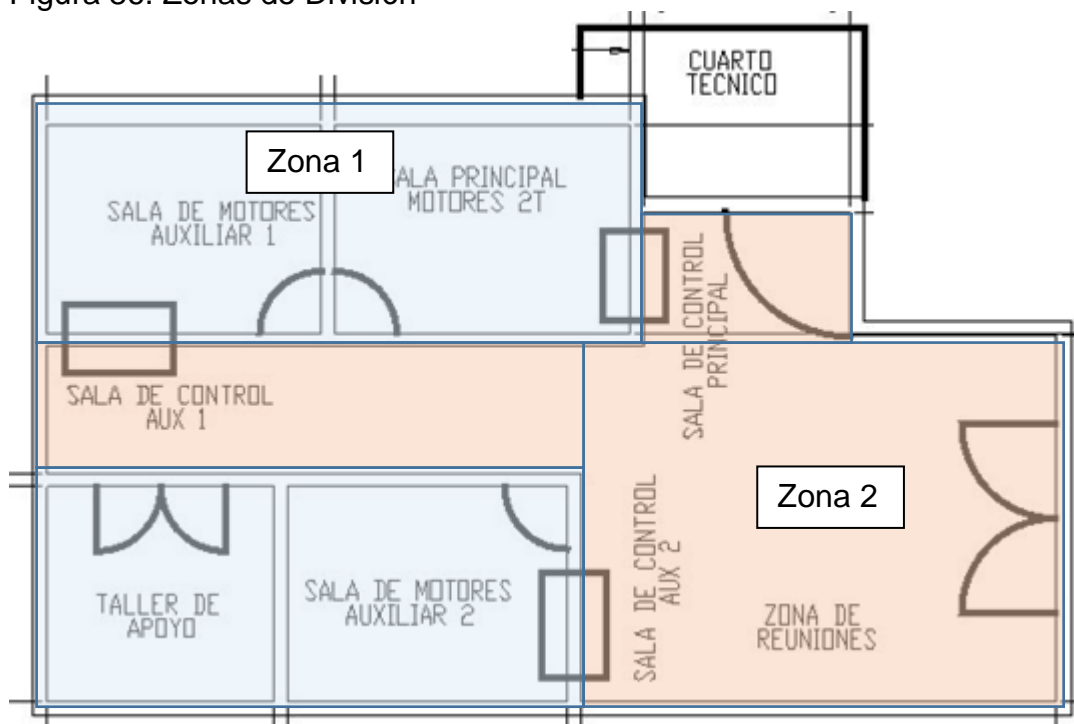
Para las salas de motores AUXILIAR 1 Y 2 como son para motores de máximo 30kW si son refrigerados por agua o 5kW si son refrigerados por aire, los cálculos realizados anteriormente son idénticos.

## 8. DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y EXTRACCIÓN

### 8.1 UNIDADES ACONDICIONADORAS

En este capítulo se encuentra todo lo relacionado a la selección de los equipos, diseño de ductos y distribución del aire. Para comenzar, se debe tener en cuenta la importancia del análisis individual de cada uno de los recintos que conforman el diseño del sistema y la división en dos zonas como se observa en la Figura 86.

Figura 86. Zonas de División



Debe también tenerse en cuenta que para la zonificación se tomó como criterio más crítico la presencia de seres vivos, por tanto para la sala de control se dispondrá de un equipo acondicionador exclusivo (Zona 2), las demás salas como la sala de motores de dos tiempos y el taller de motores conformaran la Zona 1

dispondrán de un segundo sistema acondicionador mucho más robusto como se aprecia en la Figura 86 y la Tabla 31.

Tabla 31. Requerimientos por Zonas

Zona 1			Zona 2		
Recintos	CFM	Ton. Ref.	Recintos	CFM	Ton. Ref.
Sala de Motores 2T	872	2,18	Sala de Control y Sala de Reuniones	560	1,4
Sala de Motores Auxiliar 1	872	2,18			
Sala de Motores Auxiliar 2	872	2,18			
Taller	200	0,5			
<b>Total</b>	<b>2816</b>	<b>7,04</b>			

**8.1.1 SELECCIÓN DE EQUIPOS:** Para este sistema, debido a su carga térmica media-alta, se seleccionará un sistema de acondicionamiento de aire tipo central para la zona 1, y un sistema Split para la zona 2.

**Zona 1:**

Para el proceso de selección de los equipos de la zona 1, son necesarios los siguientes datos:

- CAPACIDAD: 7.04 TR= 84.48 MBTU
- Temperatura Exterior: 87.08 °F (30.6 °C)
- Flujo de aire: 2816 CFM

Los anteriores valores fueron obtenidos de los datos del software “Herramienta Computacional Pedagógica Para el Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado”. Mediante los valores anteriormente calculados se selecciono la condensadora y manejadora de la marca TRANE (ver Figura 87).

Figura 87. Unidad Condensadora y Manejadora

Table 13. Gross cooling capacities (MBH) 7.5 tons TTA090D condensing unit with 7.5 tons TWE090D standard air handler (IP)

CFM	Ent DB (°F)	Ambient Temperature (°F)						Ambient Temperature (°F)						Ambient Temperature (°F)					
		85						95						105					
		Entering Wet Bulb (°F)						Entering Wet Bulb (°F)						Entering Wet Bulb (°F)					
		61		67		73		61		67		73		61		67		73	
		MBH	SHC	MBH	SHC	MBH	SHC	MBH	SHC	MBH	SHC	MBH	SHC	MBH	SHC	MBH	SHC	MBH	SHC
2700	75	89.1	74.8	96.9	58.0	105.8	38.9	84.6	72.6	92.5	56.2	101.0	37.2	80.3	70.6	87.8	54.3	95.8	35.5
	80	89.8	88.5	97.1	70.7	105.9	52.8	85.9	85.9	92.7	68.8	101.1	51.0	82.2	82.2	88.0	66.9	96.0	49.2
	85	93.9	93.9	97.5	84.2	106.0	66.3	90.3	90.3	93.2	82.3	101.2	64.6	86.5	86.5	88.6	80.3	96.1	62.7
	90	98.4	98.4	98.9	97.9	106.1	79.8	94.7	94.7	94.7	94.7	101.4	78.1	90.7	90.7	90.7	90.7	96.3	76.2
3000	75	90.6	78.7	98.3	60.6	107.1	39.6	85.9	76.4	93.8	58.8	102.1	37.9	81.6	74.4	88.9	56.9	96.9	36.1
	80	91.8	91.8	98.5	74.2	107.2	54.7	88.2	88.2	94.8	72.7	102.3	52.9	84.4	84.4	89.1	70.4	97.1	51.0
	85	96.5	96.5	99.1	88.9	107.3	69.5	92.8	92.8	95.5	87.4	102.4	67.7	88.8	88.8	90.0	85.0	97.2	65.9
	90	101.2	101.2	101.1	101.1	107.5	84.3	97.3	97.3	97.3	97.3	102.7	82.5	93.2	93.2	93.1	93.1	97.5	80.4
3300	75	91.9	82.3	99.4	63.3	108.1	40.2	87.2	80.1	94.8	61.4	103.1	38.5	82.8	78.1	89.9	59.5	97.8	36.7
	80	94.0	94.0	99.6	77.6	108.3	56.5	90.2	90.2	94.9	75.5	103.3	54.7	86.2	86.2	90.1	73.5	98.0	52.9
	85	98.8	98.8	100.5	93.5	108.5	72.6	94.9	94.9	96.0	91.6	103.5	70.8	90.7	90.7	91.3	89.6	98.1	68.9
	90	103.6	103.6	103.5	103.5	108.7	88.4	99.5	99.5	99.5	99.5	103.8	86.5	95.2	95.2	95.2	95.2	98.6	84.6
3600	75	93.1	85.9	100.4	65.8	109.0	40.9	88.3	83.7	95.7	64.0	103.9	39.2	83.8	81.6	90.7	62.1	98.5	37.4
	80	95.9	95.9	100.6	80.6	109.2	58.3	92.0	92.0	95.9	78.7	104.2	56.5	87.8	87.8	91.0	76.7	98.8	54.6
	85	100.8	100.8	101.8	97.9	109.4	75.6	96.8	96.8	97.3	96.1	104.3	73.8	92.5	92.5	92.4	92.4	98.9	71.9
	90	105.7	105.7	105.6	105.6	109.8	92.5	101.5	101.5	101.5	101.5	104.8	90.6	97.1	97.1	97.1	97.1	99.5	88.6

Se selecciona por tanto el conjunto de unidad condensadora-manejadora TT1090D Y TWE090D para unas condiciones de entrada de aire de 75°FDB (temperatura de bulbo seco) y 61°FWB (temperatura de bulbo húmedo).

**Zona 2:**

Para el proceso de selección de la unidad split de la zona 1, es necesario el siguiente dato:

- CAPACIDAD: 1.4 TR= 16,8 MBTU

Se opto por el equipo VA183CI de la marca LG ya que cumplia con los requerimientos como se observa en la Figura 97.

Figura 88. Aire Acondicionado VA183CI LG

Modelo			VA123CL	VA183CL
Capacidad de Enfriamiento	Btu/h.		3,070 ~11,000~14,660	3,070 ~18,000~19,500
Capacidad Calefacción	Btu/h.		-	-
Consumo de energía	Enfriamiento/Calefacción	W	840 / -	1510 / -
Consumo de corriente	Enfriamiento/Calefacción	A	4.0 / -	6.6 / -
Corriente al arranque	Enfriamiento/Calefacción	A	4.0 / -	6.6 / -
REE		W/W	3.85	3.49
		Btu/h.W	13.1	11.9
COP		W/W	-	-
REEE			19.6	17
Suministro energía		Ø / V / Hz	1/220/60	1/220/60
Caudal de aire	Evaporador, Max	m <sup>3</sup> /min(CFM)	11.0(388)	19.5(689)
	Condensador, Max	m <sup>3</sup> /min(CFM)	33(1,165)	60(2,119)
Remoción de humedad		l/h	1.3	1.9
Nivel de Ruido	Evaporador, (A/M/B)	dB(A)±3	39 / 33 / 24 / 19	42 / 38 / 34 / 30
	Condensador, Max.	dB(A)±3	47	53
Refrigerante y Carga		g	R410A, 950 (33.5)	R410A, 1,350(47.62)
Carga adicional de refrigerante		g/m(oz/ft)	20(0.22)	20(0.21)
Calibre de cable de fuerza		No.*mm <sup>2</sup>	3*1.0	3*1.5
Calibre de cable de fuerza y control		No.*mm <sup>2</sup>	4*1.0 (Including Earth)	4*1.0 (Including Earth)
Conexiones Tubería	Línea de Líquido	mm(inch)	6.35(1/4)	6.35(1/4)
	Línea de Gas	mm(inch)	9.52(3/8)	12.70(1/2)
Conexión Dren		mm(inch)	21.5 / 16.0(0.85 / 0.63)	21.5 / 16.0(0.85 / 0.63)
Dimensiones (Producto)	Evaporador (Ancho*Alto*Fondo)	mm(inch)	895*285*195(35.2*11.2*7.7)	1,030*325*250(40.6*12.8*9.84)
	Condensador(A*A*F)	mm(inch)	770*545*245(30.3*21.5*9.6)	870*655*320(34.3*25.79*12.6)
Peso Neto	Evaporador	kg(lbs)	11(24.5)	17(37.5)
	Condensador	kg(lbs)	30(66.1)	46(101.4)
Rango de Operación	Enfriamiento (Condensador)	°C(°F)	10~48 (50~118.4)	10~48(50~118.4)
	Calefacción (Condensador)	°C(°F)	-	-
Longitud de tubería (Min / Max)		m(ft)	7.5(24.6) / 15(49.2)	7.5(24.6) / 20(65.6)

Fuente: Catalogo LG

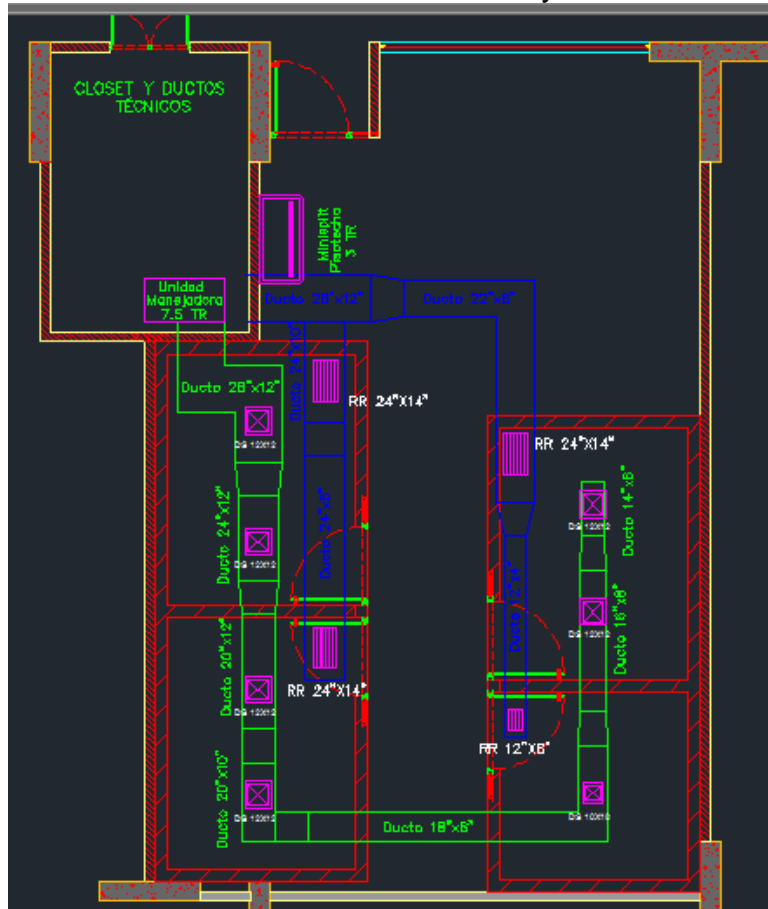
## 8.2 TRAZADO DE DUCTOS

En este trazado se incluyeron las líneas de suministro y retorno, en el diseño de estos trazados fueron tenidos en cuenta diferentes parámetros como la ubicación de los recintos, el trazado de los ductos lo más corto posible de tal manera que se ahorraran costos en ductos y pérdidas por accesorios, ubicación espacial que impidiera cualquiera tipo de interferencia entre ellas, vigas o cualquier otro accesorio que pudiera entrecruzarse en el trazado, y una altura mínima de cielo raso que permitiera la correcta circulación de aire por las salas.

El plano final resultante se encuentra en el Anexo A: Distribución en Planta de Ductos de Suministro y Ductos de Retorno. En la Figura 89 se observa la

distribución final, donde el ducto de color verde es el ducto de suministro y el ducto azul es el ducto de retorno.

Figura 89. Distribución de los Ductos de Suministro y retorno



### 8.3 DISEÑO DE DUCTOS

Los sistemas de distribución de aire mediante ductos se diseñan con la finalidad de poder transportar un caudal de aire desde la unidad manejadora hasta cada uno de los lugares a acondicionar, estos sistemas están formados por los ductos de impulsión y de retorno.

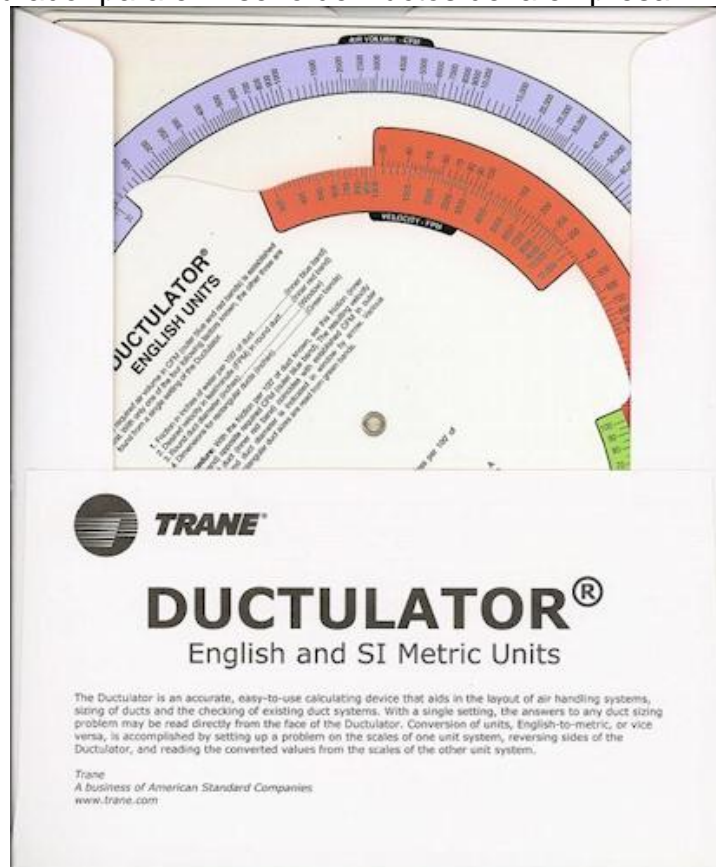
Para el diseño de ductos de sistemas de aire acondicionado, comercialmente se utilizan tres métodos, los cuales tienen como único fin determinar la sección

transversal de los ductos, rejillas y demás accesorios de la instalación. Los tres métodos son:

- Método de reducción de velocidad
- Método de pérdida por fricción constante
- Método de recuperación estática

El método de pérdida por fricción constante es el más utilizado en la industria debido a su facilidad de cálculo, además se puede aplicar para los ductos de suministro, retorno y extracción, el cual consiste en implementar un factor de pérdida por fricción constante por unidad de longitud de ducto a lo largo de toda la red.

Figura 90. Ducturador para el Diseño de Ductos de la empresa TRANE.



En este proyecto se utilizará un factor de pérdida de 0.15 pulgadas de agua por 100ft de ducto y la herramienta de diseño denominada “DUCTULATOR” suministrada por la empresa TRANE, subsidiaria de INGERSOLL-RAND Y THERMO-KING que se puede apreciar en la Figura 90.

Los resultados obtenidos mediante el uso del Ducturador para el ducto de suministro se encuentran en la Tabla 32 y los resultados para los ductos de retorno en la Tabla 33.

Tabla 32. Tamaño de los Ductos de Suministro

<b>Línea principal [CFM]</b>	<b>AnchoxAlto [in]</b>	<b>Derivacion</b>	<b>Caudal [CFM]</b>
<b>2816</b>	28x12	Sala 2T	436
<b>2380</b>	24x12	Sala 2T	436
<b>1944</b>	20x12	Sala auxiliar 1	436
<b>1508</b>	20x10	Sala auxiliar 1	436
<b>1072</b>	18x8	Taller	200
<b>872</b>	16x8	Sala auxiliar 2	436
<b>436</b>	14x6	Sala auxiliar 2	436

Tabla 33. Tamaño de los Ductos de Retorno

<b>Derivación</b>	<b>Caudal [CFM]</b>	<b>Caudal Total [CFM]</b>	<b>AnchoxAlto [in]</b>
<b>Línea principal</b>	0	2816	28x12
<b>Sala 2T</b>	872	1744	24x10
<b>Sala auxiliar 1</b>	872	872	24x6
<b>Sala auxiliar 2</b>	872	1072	22x8
<b>Taller</b>	200	200	12x4

## 8.4 REJILLAS Y DIFUSORES

**8.4.1 Suministro:** Las rejillas de suministro se seleccionan mediante el uso del catalogo de LAMINAIRE S.A., una empresa colombiana. Se decide usar un difusor de techo con elemento central removible y damper (L-AV-OB) como se observa en la Figura 91. Las rejillas seleccionadas son de 4 vías con una velocidad de cuello de 500 fpm y los resultados se muestran en la Tabla 34.

Figura 91. Difusor de Techo



**Descripción:**

1. Acabado final en pintura blanca electrostática de alta resistencia o color aluminio
2. Construido en aluminio extruido
3. Disponible en 1,2,3,4 vías
4. Dimensiones múltiplos de 3"
5. Actuador del damper por Palanca (P) o por Piñon (G)
6. Disponible con:  
L-AVF-OB = Marco plano (Estandar)  
L-AVS-OB = Marco descolgado
7. La medida es Ancho por Alto (A X B)

**Información Adicional de Precios:**

8. 1,2,4 vías igual precio
9. Incrementar 10% para 2 & 3 vías esquina (Estilos 4,5,6,7,8,9 páginas 11 & 12)
10. Incrementar 10% para marco descolgado L-AVS-OB
11. Para Cadena de Seguridad consultar en fábrica
12. Elemento central sin marco 80% del precio de lista
13. Para medidas y acabados diferentes consultar en fábrica

Fuente: Catalogo LAMINAIRE S.A.

Tabla 34. Rejillas de Suministro

Lugar	Caudal [CFM]	Tamaño de rejilla [in]	Cantidad
Sala 2T	872	12x12	2
Sala auxiliar 1	872	12x12	2
Sala auxiliar 2	872	12x12	2
Taller	200	10x10	1

**8.4.2 Retorno:** Las rejillas de retorno se seleccionan mediante el uso del catalogo de LAMINAIRE S.A. Se decide usar una rejilla de retorno de aleta fija sin damper (L-RA) como se observa en la Figura 92. Las rejillas se seleccionan con una velocidad de cuello de 500 fpm y los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 35.

Figura 92. Rejilla de Retorno



**Descripción:**

1. Acabado final en pintura blanca electrostática de alta resistencia o color aluminio
2. Construido en aluminio extruido
3. La medida es Ancho por Alto (A X B)
4. Para medidas y acabados diferentes consultar en fábrica

Fuente: Catalogo LAMINAIRE S.A.

Tabla 35. Rejillas de Retorno

Lugar	Caudal [CFM]	Tamaño de rejilla [in]	Cantidad
Sala 2T	872	24x14	1
Sala auxiliar 1	872	24x14	1
Sala auxiliar 2	872	24x14	1
Taller	200	12x8	1

## 9. PRESUPUESTO

En la tabla 36 se muestra el presupuesto necesario para el desarrollo de este proyecto de grado.

Tabla 36. Presupuesto

<b>COMPONENTE</b>						
<b>CATEGORÍA</b>	<b>DETALLE</b>	<b>UNID AD</b>	<b>CANTI DAD</b>	<b>VLR UNIDAD (Miles de pesos)</b>	<b>VLR PARCIAL (miles de pesos)</b>	<b>Observ acione s</b>
<b>construcción</b>	Eje 4140 diámetro=5 cm longitud= 50 cm	NA	2	103.316	206.632	
<b>construcción</b>	Viga IPE 100	NA	2	224.000	448.000	
<b>Construcción</b>	Viga UPN 100	NA	1	224.000	448.000	
<b>construcción</b>	Lamina 1020 redonda 12mmx1000mm	NA	1	498.368	498.368	
<b>construcción</b>	Tornillo diametro 31.75 mm	NA	2	120.000	240.000	
<b>construccion</b>	Engranaje de rotación principal M=10 z=80	NA	1	578.074	578.074	
<b>Construccion</b>	Engranaje de rotación inferior M=10 z=115	NA	1	640.050	640.050	
<b>construcción</b>	difusor de suministro 4vias 10"X10" con damper	NA	1	42.969	42.969	
<b>Construccion</b>	Difusor de suministro de 4 vias 12"x12" con damper	NA	6	72.969	437.818	
<b>Construccion</b>	Rejilla de retorno L-RA de 24"x14" sin damper	NA	3	82.969	284.907	
<b>Construccion</b>	Rejilla de retorno L-RA de 12"x8" sin damper	NA	1	72.969	72.969	
<b>Construccion</b>	Tuberia cobre rigida de 1 1/8"	ml	15	215.002	215.002	
<b>Construccion</b>	Tuberia cobre rigida de 1/2"	ml	15	212.780	212.780	

<b>Construccion</b>	Manguera rubatex para aislamiento de la succion de 1 1/18	ml	15	9.730	145.950
<b>Construccion</b>	Cable encauchetado de 4"x16"	ml	18	5.000	90.000
<b>Construccion</b>	Cable encauchetado de 3x12"	ml	18	2.000	36.000
<b>Construccion</b>	Refrigerante 410A	Lb	23	516.000	516.000
<b>Construccion</b>	Filtro secador	NA	1	102.980	102.980
<b>Construccion</b>	Indicador liquido	NA	1	17.992	17.992
<b>Construccion</b>	Accesorios generales	NA	1	135.780	135.780
<b>Construccion</b>	Base metalica unidad manejadora	NA	1	381.181	381.181
<b>Construccion</b>	Soportes neopreno	NA	4	46.445	185.780
<b>Construccion</b>	Termostato digital	NA	1	75.000	75.000
<b>Construcción</b>	Ductos en lamina de fibra de vidrio con foil por las dos caras	M <sup>2</sup>	60	3.200.652	3.200.652
<b>construccion</b>	Mano de obra	NA	1	2.548.034	2.548.034
<b>Equipo de acondicionamiento</b>	Equipo de aire acondicionado Split de 7.5TR marca TRANE	NA	1	10.819.400	10.819.400
<b>TOTAL</b>					<b>27.980.649</b>

## 10. CONCLUSIONES

- Las condiciones de diseño interior están sustentadas por un buen cálculo de cargas térmicas de los recintos (ver Tabla 31), además se tiene en cuenta un análisis de los factores que inciden en el aumento o disminución de la carga de enfriamiento.
- Para una buena selección de los equipos de acondicionamiento de aire se determinaron las condiciones técnicas mínimas que permiten controlar de manera más completa y segura los ambientes críticos y sus fuentes de contaminación.
- El sistema de aire acondicionado diseñado permite la realización de las pruebas de motores bajo la normatividad establecida en la norma ISO 1585 y a su vez permite que las personas que se encuentren en el CIM trabajen en unas condiciones de confort.
- Parte de este libro se referencia como el documento principal para la validación del diseño que se realizó; en este, se consignan datos importantes como memorias de cálculo y especificaciones técnicas mínimas para el desarrollo.
- Se diseñó un banco de pruebas de motores idóneo para la realización de ensayos con diferentes orientaciones, con el objetivo de conocer el comportamiento del motor.
- En el desarrollo del modelo del banco de pruebas y su respectiva simulación no se evidencian fallas en los elementos de las maquinas.

- Mediante el análisis de vibraciones del banco se puede observar que este operara de manera segura ya que las frecuencias naturales de vibración son muy bajas en comparación con la frecuencia de operación del motor.
- Se diseño un sistema tornillo sin fin-corona autobloqueante que permitirá variar la orientación del motor de una manera practica y sencilla por parte del operario.
- Se diligenciaron de forma parcial los formatos para la presentación de proyecto de inversión en el banco de programas y proyectos de inversión de la UIS (BPPI-UIS); esto como una primera iniciativa en su proceso de concepción.
- Es realmente necesario que la universidad industrial de Santander cuente con un centro de las características del CIM, que permita a estudiantes de pregrado y postgrado de diversos programas de la UIS y de otras universidades tanto nacionales como internacionales, así como también a la industria, trabajar en verdaderas líneas de investigación que generen desarrollo y autonomía tecnológica en las áreas de los motores de combustión interna.
- El resultado final de este proyecto fue el diseño de los sistemas de aire acondicionado para el Centro de Investigación de Motores, y el diseño del banco de pruebas para la sala de Motores 2T, el cual permitirá implementar unas condiciones de operaciones y funcionamiento óptimo de los equipos, que además cumplirá con los requisitos de las normas ISO en cuanto a los ensayos a realizar en el CIM, además de permitir trabajar en confort al personal de planta.

## 11. RECOMENDACIONES

- Las condiciones generales presentadas en este proyecto, pueden ser tomadas como punto de referencia para la generación de los términos de referencia definitivos para la fase de ejecución, montaje y puesta en marcha del proyecto. Las especificaciones técnicas son las estrictamente necesarias para la ejecución del mismo.
- Se recomienda que ante cualquier cambio o modificación que se proponga deba ser revisado por personal especializado, y aprobado por las directivas del CIM.
- Se debe buscar la manera de garantizar un flujo de energía eléctrica estable para el buen funcionamiento normal de los equipos.
- Se puede implementar un sistema de control más especializado que regule el encendido y apagado de los equipos, manteniendo un índice mayor de personas en estado de confort, además de mejorar el desempeño de los equipos, conservarlos y permitir un consumo eficiente de energía eléctrica.
- Para el momento de construcción del banco se recomienda tener en cuenta que los materiales y las dimensiones se mantengan dentro de las dimensiones especificadas en el diseño, pues debido a la fácil generación de vibraciones por desajustes y juegos excesivos entre las partes.
- Las dimensiones y funciones del banco fueron establecidas según la necesidad de operación del laboratorio (evaluación posicional del motor 2T, y fácil instalación del dinamómetro desde cualquier punto de la mesa), pero se deja abierta la posibilidad para la implementación y modificación de las dimensiones dependiendo del cambio en las necesidades del laboratorio.

- La selección de los elementos amortiguadores se hizo en base a modelos de cálculos teóricos basados en las condiciones de operación deseadas, pero se sugiere que en el momento de puesta en marcha del banco, se realicen mediciones con un analizador de vibraciones, de manera que se puedan conocer las verdaderas frecuencias naturales y demás parámetros vibracionales.

## BIBLIOGRAFÍA

- CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Handbook of Air Conditioning System Design. Barcelona, Marcombo: 1970.858p
- GÓMEZ ROJAS, José Armando y NIETO BUSTAMANTE, Ricardo José. Diseño de los sistemas de aire acondicionado y extracción de olores para el departamento de patología y morgue de la escuela de medicina de la Universidad Industrial de Santander.
- GROOVER, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. 3ed. MEXICO: MCGRAW-HILL, 2007. 1064p.
- HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Fundamentals of machine elements. 2ed. NEW YORK: MCGRAW-HILL HIGHER EDUCATION, 2005. 980p.
- IRIBE TAPIA José Mario, RÍOS BECERRIL José Alfredo. Mantenimiento de cámaras frigoríficas con capacidad hasta 20 HP. Primera edición: 2007.240p
- MAKHULT, Mihaly. Machine Support Design Based On Vibration Calculus. Budapest, Hungria. Collet's ltd: 1977.136p.
- MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ed. MEXICO: PEARSON EDUCACIÓN, 2006. 930p.
- NIÑO, Luis Alfredo. Banco de Pruebas de Motores para el Laboratorio de Máquinas Térmicas Alternativas, Diseño del Puesto de Trabajo y Propuesta de Modernización del Laboratorio. Proyecto de grado ingeniero mecánico.

Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 2006. 229p

- NORTON, Robert L. diseño de máquinas: un enfoque integrado. 4ed. MEXICO: PEARSON EDUCACION, 2011. 855p.
- PLINT, Michael y Martyr, Anthony. Engine Testing Theory and Practice. Oxford, Inglaterra. 3 ed. Butterworth-Heinemann: 1995. 459p.
- SINGIRESU S. Rao. Vibraciones Mecánicas. Mexico. Pearson: 2012.p.
- TOVAR ANGEL, Juan José y PEREZ GUZMAN, Alirio José. Estudio y Análisis de Vibraciones en un Banco de Formadoras, en una Secadora Centrífuga y en una Máquina de Pines de la Empresa Fantaxias LTDA. Proyecto de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 2010. 140p.

# **ANEXOS**

# **ANEXO A. PLANOS**

(VER ARCHIVO ADJUNTO)

# **ANEXO B. FORMATOS DE PLANEACIÓN**

(VER ARCHIVO ADJUNTO)

# **ANEXO C. COTIZACIÓN**

(VER ARCHIVO ADJUNTO)