

**ESTUDIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN
MÁQUINAS RECIPROCANTES**

GUILLERMO ROSSAS SARMIENTO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.004

**ESTUDIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN
MÁQUINAS RECIPROCANES**

GUILLERMO ROSSAS SARMIENTO

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

ALFONSO GARCIA CASTRO

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.004

Con la bendición de Dios dedico este logro

A mis padres

A mis hermanos

A mi novia

A mis amigos

*Quienes de una u otra forma contribuyeron
en la transformación de este sueño en realidad.*

Guillermo.

AGRADECIMIENTOS

Al ingeniero ALFONSO GARCÍA CASTRO, por el aporte de sus conocimientos, experiencia y profesionalismo en el desarrollo de este proyecto.

A la familia GONZÁLEZ MANOSALVA, por haberme recibido como un miembro más de ella.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
<u>INTRODUCCIÓN</u>	1
1. <u>FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECÁNICAS</u>	4
1.1 <u>CARACTERÍSTICAS DE LA VIBRACIÓN</u>	5
1.1.1 <u>La amplitud.</u>	5
1.1.1.1 <u>Pico-Pico.</u>	5
1.1.1.2 <u>Pico</u>	5
1.1.1.3 <u>Valor medio.</u>	6
1.1.1.4 <u>Valor rms.</u>	6
1.1.2 <u>La frecuencia.</u>	6
1.1.3 <u>Fase.</u>	6
1.2 <u>VIBRACIÓN COMPUESTA</u>	6
1.3 <u>VIBRACIÓN ALEATORIA Y GOLPETEOS</u>	8
1.4 <u>DOMINIOS DE TIEMPO Y DE FRECUENCIA</u>	9
1.5 <u>ESPECTROS CARACTERÍSTICOS DE FALLAS EN MAQUINAS</u>	11
1.5.1 <u>Balaceo.</u>	12
1.5.1.1 <u>En un plano.</u>	12
1.5.1.2 <u>Dinámico.</u>	12
1.5.1.3 <u>Rotor Colgante.</u>	13
1.5.2 <u>Rotor Excéntrico.</u>	13
1.5.3 <u>Pandeo en el Eje.</u>	14
1.5.4 <u>Desalineación.</u>	14
1.5.4.1 <u>Angular.</u>	15

1.5.4.2	<u>Paralela.</u>	15
1.5.4.3	<u>De rodamiento.</u>	16
1.5.5	<u>Holgura mecánica.</u>	17
1.5.5.1	<u>Holgura eje-agujero.</u>	17
1.5.5.2	<u>En sujeción.</u>	17
1.5.5.3	<u>Fatiga estructural.</u>	18
1.5.6	<u>Problemas de lubricación.</u>	18
1.5.6.1	<u>Contacto metal-metal.</u>	19
1.5.6.2	<u>Rozamiento del rotor.</u>	19
1.5.7	<u>Resonancia.</u>	20
1.5.8	<u>Pulsaciones.</u>	20
1.5.9	<u>Fallas en engranajes.</u>	21
1.5.9.1	<u>Estado normal.</u>	21
1.5.9.2	<u>Desgaste en diente.</u>	22
1.5.9.3	<u>Sobrecarga en el Engranaje.</u>	23
1.5.9.4	<u>Excentricidad y/o Backlash.</u>	23
1.5.9.5	<u>Engranaje desalineado.</u>	24
1.5.9.6	<u>Problemas de Hunting.</u>	24
1.5.10	<u>Bandas.</u>	25
1.5.10.1	<u>Distensión.</u>	25
1.5.10.2	<u>Desalineación en poleas.</u>	26
1.5.10.3	<u>Excentricidad de Poleas.</u>	26
1.5.10.4	<u>Resonancia de la banda.</u>	27
1.5.11	<u>Chumaceras.</u>	27
1.5.11.1	<u>Desgaste o Juego.</u>	27
1.5.11.2	<u>Remolino de aceite.</u>	28
1.5.11.3	<u>Latigazo de aceite.</u>	28

1.5.12	<u>Flujo de líquidos.</u>	29
1.5.12.1	<u>Frecuencia de aspas.</u>	29
1.5.12.2	<u>Cavitación.</u>	30
1.5.13	<u>Flujo de gases.</u>	30
1.5.13.1	<u>Frecuencia de Aspas (G).</u>	30
1.5.13.2	<u>Turbulencia Anómala.</u>	31
1.5.14	<u>Fallas en rodamientos.</u>	31
1.5.14.1	<u>Falla en la pista interna.</u>	32
1.5.14.2	<u>Falla en la Pista Externa.</u>	32
1.5.14.3	<u>Falla en Elementos Rodantes.</u>	33
1.5.14.4	<u>Deterioro de Jaula.</u>	34
1.6	<u>FRECUENCIA NATURAL Y RESONANCIAS</u>	35
1.7	<u>NIVELES DE ALARMA Y TENDENCIA</u>	36
1.7.1	<u>Niveles de tendencia.</u>	39
1.8	<u>ESTUDIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS</u>	40
1.8.1	<u>Pasos a seguir en la adquisición de datos.</u>	42
1.8.2	<u>Interpretación de datos.</u>	45
1.9	<u>SEVERIDAD DE VIBRACIÓN EN MÁQUINAS RECIPROCANTES</u>	46
1.9.1	<u>Severidad de vibración según norma BS 7854-6/ISO 10816-6.</u>	49
1.9.2	<u>Rasgos característicos de máquinas reciprocantes.</u>	49
1.9.3	<u>Alcance norma BS 7854-6/ISO 10816-6.</u>	50
1.9.4	<u>Mediciones de vibración en máquinas reciprocantes según norma BS 7854-6/ISO 10816-6.</u>	51
1.9.5	<u>Parámetros para la medida de vibración en máquinas reciprocantes.</u>	51
1.9.6	<u>Instrucciones para la medida de vibración en máquinas reciprocantes.</u>	52
1.9.7	<u>Condiciones de operación durante la medición.</u>	54
1.9.8	<u>Criterio de severidad de vibración según norma BS 7854-6/ISO 10816-6.</u>	55

2.	<u>MAQUINAS RECIPROCANTES</u>	59
2.1	<u>MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA</u>	59
2.1.1	<u>Campos de aplicación.</u>	60
2.1.2	<u>Partes de un motor de Combustión Interna.</u>	61
2.1.2.1	<u>El pistón.</u>	61
2.1.2.2	<u>El cilindro.</u>	62
2.1.2.3	<u>La culata.</u>	62
2.1.2.4	<u>Mecanismo biela-manivela.</u>	62
2.1.2.5	<u>Colectores de admisión y de escape.</u>	62
2.1.2.6	<u>Válvulas de aspiración y de escape.</u>	62
2.1.3	<u>Clasificación general de los motores de Combustión Interna.</u>	63
2.1.3.1	<u>Ignición o encendido.</u>	63
2.1.3.2	<u>Según el sistema de alimentación empleado.</u>	64
2.1.3.3	<u>Formación de la mezcla aire- combustible.</u>	64
2.1.3.4	<u>En función del sistema de refrigeración.</u>	64
2.1.3.5	<u>Según el número y disposición de sus cilindros.</u>	64
2.1.3.6	<u>Según el ciclo termodinámico.</u>	65
2.1.3.7	<u>Motores de combustión interna de dos tiempos.</u>	66
2.1.3.8	<u>Motores de combustión interna de cuatro tiempos.</u>	71
2.1.3.9	<u>Motor de combustión interna encendido por chispa.</u>	71
2.1.3.10	<u>Motor de cuatro tiempos encendido por compresión.</u>	72
2.1.3.11	<u>Motor radial.</u>	73
2.1.4	<u>Ciclo Otto teórico.</u>	75
2.1.4.1	<u>Admisión.</u>	76
2.1.4.2	<u>Compresión.</u>	76
2.1.4.3	<u>Trabajo.</u>	77
2.1.4.4	<u>Escape.</u>	77

2.1.5	<u>Ciclo diesel teórico.</u>	79
2.1.5.1	<u>Admisión.</u>	79
2.1.5.2	<u>Compresión.</u>	80
2.1.5.3	<u>Trabajo.</u>	80
2.1.5.4	<u>Escape.</u>	81
2.2	<u>COMPRESORES RECIPROCANTES</u>	82
2.2.1	<u>Partes de un compresor recíprocante.</u>	83
2.2.2	<u>Clasificación de los compresores alternativos.</u>	84
2.2.2.1	<u>Según el número de etapas.</u>	84
2.2.2.2	<u>Por el modo de operación.</u>	85
2.2.2.3	<u>Por el número y disposición de los cilindros.</u>	86
2.2.3	<u>Ruido en un compresor alternativo.</u>	87
2.2.4	<u>Puesta en marcha de los compresores alternativos.</u>	89
2.2.5	<u>Parada de compresores alternativos.</u>	89
2.3	<u>BOMBAS RECIPROCANTES</u>	90
2.3.1	<u>Clasificación de las bombas recíprocantes.</u>	92
2.3.1.1	<u>Según configuración del elemento de bombeo.</u>	92
2.3.1.2	<u>Orientación del elemento de bombeo.</u>	94
2.3.1.3	<u>Número de carreras.</u>	94
2.3.1.4	<u>Número de bielas de mando.</u>	95
2.3.1.5	<u>Extremo de impulsión.</u>	95
2.3.2	<u>Curva característica.</u>	98
2.3.3	<u>Aplicaciones.</u>	98
3.	<u>DINÁMICA DE MAQUINAS RECIPROCANTES</u>	100
3.1	<u>DINÁMICA DEL PISTÓN</u>	103
3.2	<u>DINÁMICA DEL MECANISMO BIELA MANIVELA</u>	107
3.3	<u>FUERZAS DEBIDO A LA PRESIÓN DE GAS EN MAQUINAS RECIPROCANTES</u>	114
3.4	<u>FUERZAS DESEQUILIBRADAS EN UNA MÁQUINA DE UN</u>	115

	<u>SOLO CILINDRO</u>	
3.5	<u>FUERZAS DE DESQUILIBRIO EN MÁQUINAS EN LÍNEA CON VARIOS CILINDROS</u>	119
3.6	<u>FUERZAS DESEQUILIBRADAS EN MÁQUINAS RECIPROCANTES EN V CON BIELA SIMPLE</u>	122
3.7	<u>TORQUE EN EL CIGÜEÑAL DEBIDO A LA PRESIÓN DE GAS</u>	125
3.8	<u>TORQUE EN EL CIGÜEÑAL DEBIDO A LA INERCIA DE PIEZAS MÓVILES</u>	127
3.9	<u>ADICIÓN DE CONTRAPESOS</u>	131
3.10	<u>BALANCE DE MÁQUINAS TÍPICAS</u>	132
4.	<u>VIBRACIONES TORSIONALES EN MAQUINAS RECIPROCANTES</u>	135
4.1	<u>CAUSAS DE LA VIBRACIÓN TORSIONAL</u>	138
4.1.1	<u>Presión de gas en el cilindro.</u>	138
4.1.2	<u>Par motor debido a las fuerzas de inercia de masas alternativas.</u>	140
4.2	<u>EFECTOS DE LAS VIBRACIONES TORSIONALES</u>	141
4.3	<u>CÁLCULO DE FRECUENCIAS NATURALES Y CURVAS DE AMPLITUD RELATIVA</u>	142
4.4	<u>SISTEMAS SIMPLES</u>	142
4.5	<u>SISTEMAS EQUIVALENTES</u>	146
4.6	<u>CÁLCULO DE LA RIGIDEZ DEL EJE</u>	148
4.7	<u>CALCULO DEL MOMENTO DE INERCIA</u>	152
4.8	<u>CÁLCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL</u>	154
4.8.1	<u>Cálculo de frecuencias naturales por el método de inercia.</u>	157
4.9	<u>SISTEMA DE FUERZAS EXCITATRICES</u>	162
4.10	<u>CALCULO DE LAS TENSIONES TORSIONALES</u>	171
4.11	<u>MEDIDAS DE CONTROL</u>	183
4.11.1	<u>Cambio en el valor de las velocidades críticas.</u>	183
4.11.2	<u>Selección del arreglo de las manivelas y orden de encendido.</u>	184
4.11.3	<u>Cancelación por cambio de nodo.</u>	187

4.11.4	<u>Amortiguadores de vibraciones torsionales.</u>	188
4.11.4.1	<u>Amortiguador de vibración de Lanchester.</u>	190
4.11.4.2	<u>Amortiguador de caucho tipo histéresis.</u>	190
4.11.4.3	<u>Amortiguador de vibración Integral.</u>	191
4.11.4.4	<u>Amortiguador de siliconas.</u>	191
4.11.4.5	<u>Amortiguador de torsión dinámico.</u>	192
4.11.4.6	<u>Amortiguador tipo paleta.</u>	195
4.12	<u>CRITERIOS DE DISEÑO Y APLICACIÓN</u>	195
5.	<u>CONTROL DE VIBRACIONES MECÁNICAS</u>	199
5.1	<u>FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS APOYOS ELÁSTICOS</u>	203
5.1.1	<u>Frecuencia propia.</u>	203
5.1.2	<u>Frecuencia Forzada y Resonancia.</u>	205
5.1.3	Sistemas de excitación por inercia.	210
5.2	<u>FUERZA TRANSMITIDA A LA FUNDACIÓN POR MOTORES ALTERNATIVOS</u>	215
5.3	<u>MATERIALES Y SISTEMAS AISLANTES</u>	220
5.3.1	<u>Constantes elásticas.</u>	221
5.3.2	<u>Módulos dinámicos.</u>	223
5.4	<u>AMORTIGUAMIENTO</u>	224
5.5	<u>FUNDACIONES MASICAS.</u>	226
5.5.1	<u>Teoría de los bloques de fundación.</u>	233
5.5.2	<u>Datos prácticos.</u>	238
6.	<u>MONITOREO DE SEÑALES E INSTRUMENTACIÓN EN MAQUINAS RECIPROCANTES</u>	239
6.1	<u>MONITOREO DE SEÑALES</u>	240
6.1.1	<u>Monitoreo on-line.</u>	241
6.1.2	<u>Monitoreo off-line.</u>	241
6.1.3	<u>Cadena de medición.</u>	242
6.1.4	<u>VARIABLES A MONITOREAR.</u>	242

6.1.4.1	<u>Temperatura.</u>	242
6.1.4.2	<u>Presión.</u>	244
6.1.4.3	<u>Flujo.</u>	245
6.1.4.4	<u>Nivel de líquido.</u>	245
6.1.4.5	<u>Vibraciones mecánicas.</u>	246
6.1.4.6	<u>Fase.</u>	247
6.1.4.7	<u>Emisiones acústicas de ultrasonido.</u>	248
6.1.4.8	<u>Voltaje.</u>	248
6.1.5	<u>Monitoreo de holguras en compresores alternativos.</u>	249
6.1.5.1	<u>Monitorización de caída de vástago (“Rod Drop”).</u>	250
6.1.5.2	<u>Monitorización de Vibraciones.</u>	250
6.1.5.3	<u>Monitorización de impactos.</u>	251
6.1.5.4	<u>Análisis de vibraciones e impactos.</u>	252
6.1.5.5	<u>Criterios de Valoración de Impactos.</u>	252
6.1.5.6	<u>Otras Medidas Importantes en Compresores.</u>	254
6.2	<u>INSTRUMENTACIÓN</u>	256
6.2.1	<u>Analizador y/o Computador.</u>	257
6.2.2	<u>Software para el análisis de datos.</u>	257
6.2.3	<u>Instrumentación para el monitoreo de temperaturas.</u>	258
6.2.3.1	<u>Fijos.</u>	258
6.2.3.2	<u>Portátiles.</u>	260
6.2.4	<u>Sensores de Presión.</u>	260
6.2.5	<u>Instrumentación para la medición de fase.</u>	261
6.2.5.1	<u>Pick up, encoder o contador de revoluciones.</u>	261
6.2.6	<u>Lámpara Estroboscópica.</u>	262
6.2.7	<u>Tecnología Avanzada para Medida de Impactos</u>	263
6.2.7.1	<u>Elemento Sensor.</u>	264

6.2.7.2	<u>Detector Valor Pico.</u>	264
6.2.7.3	<u>Contador de Picos.</u>	264
6.2.7.4	<u>Memoria de Recuento.</u>	264
6.2.7.5	<u>Generador 4-20 mA.</u>	264
6.2.7	<u>Montaje y ajuste del Transmisor de impactos.</u>	265
7.	<u>TÉCNICAS DE DIAGNOSTICO</u>	267
7.1	<u>TÉCNICAS DE MONITOREO DE CONDICIÓN DE MAQUINARIA</u>	269
7.1.1	<u>Análisis de vibraciones.</u>	269
7.1.1.1	<u>Ventajas.</u>	270
7.1.1.2	<u>Desventajas.</u>	270
7.1.1.3	<u>Campos de aplicación.</u>	271
7.1.2	<u>Análisis PV.</u>	272
7.1.2.1	<u>Campos de aplicación.</u>	272
7.1.3	<u>Análisis termográfico.</u>	275
7.1.3.1	<u>Ventajas.</u>	277
7.1.3.2	<u>Desventajas.</u>	278
7.1.3.3	<u>Campos de aplicación.</u>	278
7.1.4	<u>Ultrasonido.</u>	279
7.1.4.1	<u>Ventajas.</u>	279
7.1.4.2	<u>Campos de aplicación.</u>	279
7.1.5	<u>Análisis de corriente eléctrica.</u>	282
7.1.6	<u>Ensayos no destructivos (END).</u>	282
7.1.7	<u>Análisis de aceite.</u>	282
7.1.7.1	<u>Ventajas.</u>	283
7.1.7.2	<u>Desventajas.</u>	283
7.1.7.3	<u>Campos de aplicación.</u>	283
7.1.8	<u>Análisis de Partículas de desgaste.</u>	285

7.1.8.1	<u>Ventajas.</u>	286
7.1.8.2	<u>Desventajas.</u>	287
7.1.8.3	<u>Campos de aplicación.</u>	288
7.1.8.4	<u>Límites de desgaste normal.</u>	288
7.1.9	<u>Análisis de Rendimiento Operacional.</u>	293
7.2	<u>FALLAS COMUNES EN MAQUINAS RECIPROCANTES</u>	294
7.2.1	<u>Obstrucciones en la línea de succión o de descarga.</u>	294
7.2.2	<u>Adelanto o atraso en el encendido (motores).</u>	295
7.2.3	<u>Retraso en la de abertura de válvulas.</u>	297
7.2.4	<u>Fallas en pistones, bielas, anillos y camisas.</u>	298
7.2.4.1	<u>Fugas a través de anillos de sellado y sobre las válvulas.</u>	298
7.2.4.2	<u>Golpe lateral del pistón.</u>	300
7.2.4.3	<u>Fallas en el tren de válvulas.</u>	300
7.2.4.4	<u>Tolerancia incorrecta del elevador de la válvula.</u>	301
7.2.4.5	<u>Colapso de levantadores hidráulicos.</u>	301
7.2.4.6	<u>Fugas a través de válvulas.</u>	301
7.2.4.7	<u>Balancín desgastado.</u>	302
7.2.4.8	<u>Cierres fuertes de válvulas.</u>	302
7.2.4.9	<u>Golpe en pin de biela y/o cojinete de biela.</u>	302
7.2.4.10	<u>Ranura en la camisa.</u>	302
	<u>CONCLUSIONES</u>	302
	<u>BIBLIOGRAFÍA</u>	304
	<u>ANEXO A</u>	309

LISTA DE FIGURAS

pág.

<u>Figura 1. Parámetros característicos de una vibración.</u>	<u>6</u>
<u>Figura 2 – Angulo de fase para dos ondas sinusoidales</u>	<u>7</u>
<u>Figura 3. Vibración compuesta.</u>	<u>8</u>
<u>Figura 4. Vibración aleatoria.</u>	<u>9</u>
<u>Figura 5. Vibración típica del golpeteo.</u>	<u>9</u>
<u>Figura 6. Vibración compleja, suma de vibraciones simples.</u>	<u>11</u>
<u>Figura 7. Señales en el dominio de tiempo y frecuencia.</u>	<u>11</u>
<u>Figura 8. Espectro característico del desbalanceo en un plano.</u>	<u>12</u>
<u>Figura 9. Espectro característico del desbalanceo dinámico.</u>	<u>13</u>
<u>Figura 10. Espectro característico del desbalanceo por rotor colgante.</u>	<u>13</u>
<u>Figura 11. Espectro característico rotor excéntrico.</u>	<u>14</u>
<u>Figura 12. Espectro característico de pandeo en el eje.</u>	<u>14</u>
<u>Figura 13. Espectro característico para la desalineación angular.</u>	<u>15</u>
<u>Figura 14. Espectro característico para la desalineación paralela.</u>	<u>16</u>
<u>Figura 15. Espectro característico para el desalineamiento de rodamientos.</u>	<u>16</u>
<u>Figura 16. Espectro característico de la holgura mecánica eje-agujero.</u>	<u>17</u>
<u>Figura 17. Espectro característico para la holgura mecánica en sujeción.</u>	<u>18</u>
<u>Figura 18. Espectro característico de holgura mecánica por fatiga</u> <u>estructural.</u>	<u>18</u>
<u>Figura 19. Espectro característico para problemas de lubricación</u> <u>por contacto metal-metal.</u>	<u>19</u>
<u>Figura 20. Espectro característico para problemas de</u> <u>lubricación por rozamiento del rotor.</u>	<u>20</u>
<u>Figura 21. Espectro característico para condición de resonancia</u>	<u>21</u>

<u>Figura 22. Espectro característico generado por pulsaciones.</u>	<u>21</u>
<u>Figura 23. Espectro característico de engranaje en estado normal.</u>	<u>22</u>
<u>Figura 24. Espectro característico para engranaje con desgaste en diente.</u>	<u>22</u>
<u>Figura 25. Espectro característico para engranaje sobrecargado.</u>	<u>23</u>
<u>Figura 26. Espectro característico para excentricidad en engranajes.</u>	<u>24</u>
<u>Figura 27. Espectro característico para desalineación entre engranajes.</u>	<u>24</u>
<u>Figura 28. Espectro característico de engranajes con</u> <u>problemas de Hunting.</u>	<u>25</u>
<u>Figura 29. Espectro característico para banda distensionada.</u>	<u>25</u>
<u>Figura 30. Espectro característico por desalineamiento de poleas.</u>	<u>26</u>
<u>Figura 31. Espectro característico por excentricidad en poleas.</u>	<u>26</u>
<u>Figura 32. Espectro característico para banda en resonancia.</u>	<u>27</u>
<u>Figura 33. Espectro característico para desgaste en chumaceras.</u>	<u>28</u>
<u>Figura 34. Espectro característico generado por</u> <u>remolino de aceite en chumaceras.</u>	<u>28</u>
<u>Figura 35. Espectro característico generado por remolino</u> <u>de aceite en chumaceras.</u>	<u>29</u>
<u>Figura 36. Espectro característico generado por la frecuencia de aspas.</u>	<u>29</u>
<u>Figura 37. Espectro característico para problemas de cavitación.</u>	<u>30</u>
<u>Figura 38. Espectro característico para frecuencia de aspas, con gases.</u>	<u>31</u>
<u>Figura 39. Espectro característico generado por turbulencia anormal.</u>	<u>31</u>
<u>Figura 40. Espectro característico para fallas en la pista interna.</u>	<u>32</u>
<u>Figura 41. Espectro característico de fallas en la pista externa.</u>	<u>33</u>
<u>Figura 42. Espectro característico de fallas en los elementos rodantes.</u>	<u>34</u>
<u>Figura 43. Espectro característico de fallas por deterioro de la jaula.</u>	<u>34</u>
<u>Figura 44. Frecuencias naturales en el motor y la estructura.</u>	<u>35</u>
<u>Figura 45. Sentido de toma de datos.</u>	<u>45</u>
<u>Figura 46 – Puntos y direcciones de medida.</u>	<u>54</u>

<u>Figura 47 - Nomograma de Grado de Severidad de Vibración.</u>	<u>57</u>
<u>Figura 48 - Partes de un motor de combustión interna.</u>	<u>61</u>
<u>Figura 49 - Diferentes disposiciones de los cilindros</u>	<u>65</u>
<u>Figura 50 - Motor de dos tiempos.</u>	<u>66</u>
<u>Figura 51 - Primer tiempo.</u>	<u>68</u>
<u>Figura 52 - Segundo tiempo.</u>	<u>69</u>
<u>Figura 53 - Motor de cuatro tiempos.</u>	<u>71</u>
<u>Figura 54 - Esquema de un motor diesel.</u>	<u>73</u>
<u>Figura 55 - Disposición de cilindros para un motor radial de 9 cilindros.</u>	<u>74</u>
<u>Figura 56 - Fases del ciclo de cuatro tiempos.</u>	<u>78</u>
<u>Figura 57 - Diagrama P-V de un ciclo Otto teórico.</u>	<u>79</u>
<u>Figura 58 - Tiempos en el motor Diesel.</u>	<u>80</u>
<u>Figura 59 - Diagrama P-V del ciclo Diesel teórico.</u>	<u>81</u>
<u>Figura 60 - Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo.</u>	<u>83</u>
<u>Figura 61. Componentes de un compresor recíprocante.</u>	<u>84</u>
<u>Figura 62 - Modo de operación del pistón.</u>	<u>86</u>
<u>Figura 63 - Nivel de Presión sonora Vs. Frecuencia.</u>	<u>88</u>
<u>Figura 64 - Bomba de diafragma.</u>	<u>94</u>
<u>Figura 65 - Esquema de bomba de émbolo de simple efecto.</u>	<u>95</u>
<u>Figura 66 - Esquema de cuerpo de bomba de émbolo de doble efecto.</u>	<u>95</u>
<u>Figura 67 - Curvas de descarga para bombas de potencia.</u>	<u>97</u>
<u>Figura 68 - Curvas de descarga para bombas de acción directa.</u>	<u>98</u>
<u>Figura 69 - Curvas características (a) teórica y (b) real.</u>	<u>99</u>
<u>Figura 70 - Campos de aplicación.</u>	<u>99</u>
<u>Figura 71 - Diagrama esquemático de un cilindro.</u>	<u>100</u>
<u>Figura 72 - Aceleración del pistón en función del ángulo</u>	<u>108</u>
<u>de la manivela para $r/l = 4$.</u>	

<u>Figura 73 – Fuerza debido a la presión de gas en un cilindro.</u>	<u>111</u>
<u>Figura 74 - Fuerza y torque debido a la presión de gas.</u>	<u>116</u>
<u>Figura 75 - Contrapeso para la masa rotativa.</u>	<u>118</u>
<u>Figura 76 - Vectores de primer y segundo orden.</u>	<u>119</u>
<u>Figura 77 - Manivelas con los pesos de contrabalance.</u>	<u>120</u>
<u>Figura 78 - Cigüeñal simétrico y contra-simétrico de 4 cilindros.</u>	<u>123</u>
<u>Figura 79 - Diagrama de balance en una maquina en V a 90^a.</u>	<u>124</u>
<u>Figura 80 - Presión de gas y torque resultante en el</u>	<u>127</u>
<u>cigüeñal Vs. Angulo de la manivela para un motor 4 tiempos.</u>	
<u>Figura 81 - Coeficientes armónicos de torque debido a la presión</u>	<u>128</u>
<u>de gas para un motor 4 tiempos, con relación de compresión de 0.60.</u>	
<u>Figura 82 - Coeficientes de primer, segundo, tercer y cuarto</u>	<u>130</u>
<u>orden del torque de inercia.</u>	
<u>Figura 83 - Coeficiente de corrección del torque de inercia en el</u>	<u>131</u>
<u>cigüeñal para el momento de inercia efectivo de la biela.</u>	
<u>Figura 84 – Momentos y fuerzas para varias configuraciones de motores.</u>	<u>134</u>
<u>Figura 85 – Diagrama de la presión del gas para el análisis de</u>	<u>140</u>
<u>vibraciones torsionales.</u>	
<u>Figura 86 – Diagrama del esfuerzo sobre la manivela.</u>	<u>140</u>
<u>Figura 87 – Sistema de dos discos en su modo natural de</u>	<u>144</u>
<u>vibraciones de torsión.</u>	
<u>Figura 88 – Sistema elástico elemental de un disco con un solo</u>	<u>145</u>
<u>modo natural de vibración de torsión.</u>	
<u>Figura 89 – Sistema real de cigüeñal, masas alternativas</u>	<u>148</u>
<u>y volante; sistema equivalente y ondas de amplitudes angulares</u>	
<u>para el primer modo natural de vibración.</u>	
<u>Figura 90 – Diagrama esquemático de la manivela.</u>	<u>150</u>
<u>Figura 91 - Reducción en la rigidez debido al cambio de diámetros</u>	<u>152</u>

en el eje.

<u>Figura 92 – Diagrama esquemático del mecanismo biela – manivela.</u>	<u>153</u>
<u>Figura 93 – Brazo de la manivela.</u>	<u>155</u>
<u>Figura 94 - Diagrama esquemático del eje con tres rotores.</u>	<u>157</u>
<u>Figura 95 – Sistemas equivalentes natural y reducido.</u>	<u>162</u>
<u>Figura 96 –Elástica normal para el primer y segundo modo natural en un motor diesel de propulsión marina.</u>	<u>163</u>
<u>Figura 97 – Análisis armónico del esfuerzo tangencial de la presión del gas para distintos tipos de motores.</u>	<u>166</u>
<u>Figura 98 – Determinación de los diagramas de fases para un motor radial de 5 cilindros, con orden de encendido 1-3-5-2-4.</u>	<u>169</u>
<u>Figura 99 – Variación del factor de magnificación con y sin amortiguamiento.</u>	<u>176</u>
<u>Figura 100 – Curvas para el cálculo de las tensiones de vibración.</u>	<u>179</u>
<u>Figura 101 – Espectro de resonancias para un motor de 4 cilindros.</u>	<u>180</u>
<u>Figura 102 – Espectro de resonancias para un motor de 6 cilindros.</u>	<u>180</u>
<u>Figura 103 – Espectro de resonancias característicos para varios tipos de motores diesel estacionarios.</u>	<u>182</u>
<u>Figura 104 – Espectros de resonancias para motores diesel de propulsión marina.</u>	<u>183</u>
<u>Figura 105 – Esquema del amortiguador dinámico.</u>	<u>190</u>
<u>Figura 106 – Amortiguadores de vibraciones torsionales de Lanchester y de caucho tipo histéresis.</u>	<u>191</u>
<u>Figura 107 – Amortiguador de silicona.</u>	<u>193</u>
<u>Figura 108 (a) Amortiguador tipo péndulo. (b) Esquema de la construcción de Chilton.</u>	<u>194</u>
<u>Figura 109 – Resultados de un amortiguador de péndulo en un motor de 9 cilindros radiales.</u>	<u>195</u>

<u>Figura 110 – Diagrama esquemático de un amortiguador tipo paletas.</u>	<u>196</u>
<u>Figura 111 – Espectros de resonancia con diferente orden de encendido en un motor diesel de 8 cilindros.</u>	<u>199</u>
<u>Figura 112 - Frecuencias propias en ciclos por minutos (c.p.m) de sistemas elásticos de un grado de libertad.</u>	<u>205</u>
<u>Figura 113- Sistemas elásticos de excitación constante (a) y excitación por inercia (b).</u>	<u>206</u>
<u>Figura 114 - Factores de magnificación relativa M.R. y transmisibilidad relativa T.R., en función de la relación de frecuencias.</u>	<u>208</u>
<u>Figura 115- Diagrama de amplitudes de oscilación para un motor de velocidad variable sobre base elástica.</u>	<u>209</u>
<u>Figura 116 - Factor de transmisibilidad absoluta, T.A., sin amortiguamiento, en función de la relación de frecuencias.</u>	<u>211</u>
<u>Figura 117 – Sistema ilustrativo del montaje elástico de un motor alternativo.</u>	<u>212</u>
<u>Figura 118 - Factor de transmisibilidad absoluta, T.A., en función de la relación de frecuencias.</u>	<u>218</u>
<u>Figura 119 - Factor de Magnificación absoluta, M.A., en función de la relación de frecuencias.</u>	<u>219</u>
<u>Figura 120 - Constantes elásticas y frecuencias mínimas de vibraciones naturales obtenidas en diferentes materiales aislantes.</u>	<u>222</u>
<u>Figura 121 – Reacciones en la fundación.</u>	<u>227</u>
<u>Figura 122 - Sistemas amortiguadores de Vibraciones mecánicas.</u>	<u>229</u>
<u>Figura 123 - Uso de la felpa para amortiguar vibraciones.</u>	<u>229</u>
<u>Figura 124 - Montaje tubular y plano en elemento Goma – Metal.</u>	<u>231</u>
<u>Figura 125 - Dos tipos de aisladores Goma-metal en el montaje de motores de combustión fijos.</u>	<u>231</u>
<u>Figura 126 - Aplicación de aislantes Goma-metal</u>	<u>231</u>

<u>Figura 127 - Motor mono-cilindrico con fuerza primaria</u>	<u>235</u>
<u>no equilibrada. El centro de gravedad permanece estacionario.</u>	
<u>Figura 128 - Motor de dos cilindros y manivelas a 180°, con par</u>	<u>236</u>
<u>primario no equilibrado. El eje S es el eje de rotación.</u>	
<u>Figura 129 - Diagrama para determinar masa estabilizadora.</u>	<u>237</u>
<u>Figura 130. Cadena de medición.</u>	<u>242</u>
<u>Figura 131 - Analizador de vibraciones.</u>	<u>257</u>
<u>Figura 132 - Principio de operación de un termopar.</u>	<u>259</u>
<u>Figura 133 - Principio de operación de un termopar.</u>	<u>259</u>
<u>Figura 134 - Sensor de presión.</u>	<u>261</u>
<u>Figura 135 - Medidores de fase.</u>	<u>262</u>
<u>Figura 136 - Lampara electroboscópica.</u>	<u>263</u>
<u>Figura 137 - Diagrama de bloques del transmisor de impactos.</u>	<u>265</u>
<u>Figura 138 - montaje del detector de impactos.</u>	<u>266</u>
<u>Figura 139 - Espectro de vibración para un compresor G.D Folax H4.</u>	<u>270</u>
<u>Figura 140 - Diagrama característico motor de 4 tiempos.</u>	<u>272</u>
<u>Figura 141 - Cámara para el análisis termográfico.</u>	<u>275</u>
<u>Figura 142. Monitoreo con ultrasonido</u>	<u>278</u>
<u>Figura 143 - Falla en un rodamiento</u>	<u>280</u>
<u>Figura 144 - Diagrama PV para línea obstruida.</u>	<u>293</u>
<u>Figura 145 - Diagramas para encendido normal y encendido adelantado.</u>	<u>295</u>
<u>Figura 146 - Diagrama PV para retraso en la apertura de la válvula.</u>	<u>296</u>

LISTA DE TABLAS

	Pág.
<u>Tabla 1. Rangos de severidad de vibración.</u>	37
<u>Tabla 2 - Normas relacionadas con el monitoreo de vibración</u>	48
<u>Tabla 3 - Nomenclatura de mediciones.</u>	53
<u>Tabla 4. Grados de Severidad.</u>	55
<u>Tabla 5 - Carta de condición de máquinas recíprocantes según valores de severidad de vibración.</u>	58
<u>Tabla 6. Componentes armónicos del esfuerzo tangencial para un cilindro.</u>	167
<u>Tabla 7 - Diagramas de fases para un motor de 4 cilindros.</u>	170
<u>Tabla 8 - Diagramas de fases para un motor de 6 cilindros.</u>	171
<u>Tabla 9 - Amplitudes para primer y segundo modo natural de vibración.</u>	178
<u>Tabla 10 - Propiedades físicas de materiales considerados en el control de vibraciones mecánicas.</u>	201
<u>Tabla 11 - Características aislantes del corcho.</u>	222
<u>Tabla 12 - Módulos estáticos y dinámicos de materiales aislantes.</u>	223
<u>Tabla 13 - Constantes de amortiguamiento para varios materiales.</u>	224
<u>Tabla 14 - Detalles técnicos de montajes elásticos con goma.</u>	231
<u>Tabla 15 Valores medios de volúmenes de fundación para motores.</u>	239
<u>Tabla 16. Rangos comunes de las variables de monitoreo de máquinas recíprocantes.</u>	249
<u>Tabla 17 - Parámetros de monitoreo, ubicación de sondas y defecto relacionado en un compresor recíprocante.</u>	255
<u>Tabla 18 – Limite de desgaste para lubricantes.</u>	288

LISTA DE ANEXOS

	pág.
<u>Anexo A</u>	<u>309</u>
<u>Anexo B</u>	<u>317</u>
<u>Anexo C</u>	<u>320</u>
<u>Anexo D</u>	<u>356</u>
<u>Anexo E</u>	<u>363</u>

RESUMEN

TÍTULO:
ESTUDIO DE VIBRACIONES MECANICAS EN MAQUINAS RECIPROCANTES *

AUTOR:
Guillermo Rossas Sarmiento. **

PALABRAS CLAVES:
Vibraciones mecánicas, Máquinas, Reciprocantes, Alternativas, Torsional

DESCRIPCIÓN:
El objetivo de este trabajo de grado es brindarle a los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, un documento que describa los principales factores y parámetros que intervienen en el análisis de vibraciones mecánicas en máquinas reciprocantes, teniendo en cuenta que esta es una técnica de diagnóstico de un alto grado de confiabilidad y gran aceptación.

El documento presentado está compuesto por siete capítulos distribuidos de tal forma que le permiten al usuario lograr una mayor comprensión en lo referente al análisis de vibraciones mecánicas en máquinas reciprocantes.

Inicialmente se describen los fundamentos de vibraciones mecánicas, y máquinas reciprocantes, brindando los conceptos básicos y los parámetros influyentes en el análisis de vibraciones mecánicas en este tipo de máquinas.

Posteriormente se presentan los conceptos relacionados con la dinámica de este tipo de máquinas, teniendo en cuenta la importancia de un adecuado balanceo ellas como medio para prevenir las vibraciones. De igual forma se presenta la parte referente a vibraciones torsionales siendo este una de las vibraciones de mayor efectos en máquinas alternativas.

Teniendo en cuenta la presencia inevitable de vibraciones en este tipo de máquinas se introduce el tema correspondiente al control de vibraciones y los conceptos relacionados con la teoría de las fundaciones.

Finalmente se describe la teoría correspondiente al monitoreo de variables como herramienta para el diagnóstico de posibles fallas en la máquina, así como de la instrumentación requerida para dicho monitoreo. La parte final del documento está dedicada a describir las principales técnicas de diagnóstico y las fallas mecánicas más comunes en una máquina alternativa detectables a través de cada una de estas técnicas.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Alfonso García Castro.

SUMMARY

TITLE:

STUDY OF MECHANICAL VIBRATIONS IN MACHINES RECIPROCATING*.

AUTHOR:

Guillermo Rossas Sarmiento. **

KEY WORDS:

Vibrations mechanical, Machines, Reciprocating, Alternatives, Torsional

DESCRIPTION:

The objective of this work of degree is to offer the students of the School of Mechanical Engineering of the Industrial University of Santander, a document that describes the main factors and parameters that take part in the mechanical analysis of vibrations in reciprocating machines, considering that this is a technique of diagnosis of a high degree of trustworthiness and great acceptance.

The presented document is made up of seven distributed chapters of such form that allow the user to obtain a greater understanding in the referring thing to the mechanical analysis of vibrations in reciprocating machines.

Initially the foundations of mechanical vibrations, and reciprocating machines are described, offering to the basic concepts and the influential parameters in the analysis of mechanical vibrations in this type of machines.

Later they appear the concepts related to the dynamics of this type of machines, considering the importance of an adapted average balance they like preventing the vibrations. Similarly the part referring to torsional vibrations appears being this one of the vibrations of greater effects in alternative machines.

Considering the obligatory presence of vibrations in this type of machines one introduces the subject corresponding to the control of vibrations and the concepts related to the theory of the foundations.

Finally the theory corresponding to the monitoring of variables like tool for the diagnosis of possible faults in the machine, as well as of the instrumentation required for monitoring is described. The final part of the document is dedicated to describe the main techniques of diagnosis and the mechanical faults more common in an alternative machine detectable through each one of these techniques.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Alfonso García Castro.

INTRODUCCIÓN

En el campo industrial, uno de los problemas más frecuentes es la interrupción en la producción debido a los inconvenientes técnicos no considerados previamente por medio de un monitoreo de condiciones de las máquinas. En la actualidad un alto porcentaje de las empresas colombianas no cuenta con un programa de diagnóstico de fallas de elementos mecánicos en máquinas reciprocantes, debido en gran parte al alto costo de inversión lo cual limita a la mediana y pequeña empresa, obligando a que estas se decidan por otras alternativas.

Por lo tanto, hablar en nuestro medio de la implementación de un sistema de monitoreo de máquinas a partir del análisis de vibraciones mecánicas es referirse a un campo exclusivo de empresas de alto desarrollo tecnológico. Sin embargo, la industria colombiana considera vital la implementación de este tipo de programas, puesto que son generadores de grandes cambios en términos de disminución de costos y aumento de productividad, permitiendo mantener a la industria en un nivel competitivo y con productos de alta calidad.

Teniendo en cuenta que la Universidad Industrial de Santander ha sido pionera en el estudio de las vibraciones mecánicas en el ámbito nacional, y buscando darle solución a una necesidad detectada gracias a la experiencia en este campo, se toma la decisión de realizar el presente proyecto.

Este proyecto consiste en la elaboración de un documento que presente al usuario la información correspondiente al tema de las vibraciones mecánicas en maquinas reciprocantes a partir de la recopilación, análisis y selección del material disponible sobre dicho tema en el ámbito nacional e internacional.

La información seleccionada es presentada en el documento en siete capítulos organizados teniendo en cuenta la importancia de los temas expuestos en cada uno de ellos.

El capítulo uno contiene los conceptos fundamentales de vibraciones mecánicas, las principales fallas y los espectros de vibración asociados a cada una de ellas. De igual forma, en este capítulo se presentan los niveles de severidad de vibración para máquinas reciprocantes según las normas internacionales correspondientes.

El segundo capítulo es una descripción general de las máquinas reciprocantes, sus características, clasificación y parámetros operacionales más importantes.

En el capítulo tres se presenta un estudio de la dinámica asociada a las máquinas anteriormente mencionadas, haciendo énfasis en lo referente al balanceo dinámico de las mismas, por ser éste una gran fuente de vibraciones mecánicas.

El capítulo cuatro presenta el tema referente a las vibraciones torsionales en máquinas alternativas, causas y efectos de éstas, como también los medios disponibles para eliminar o amortiguar dichos efectos.

En el capítulo cinco se desarrolla la teoría correspondiente al control de las vibraciones mecánicas, especialmente la teoría asociada a las fundaciones sobre las cuales son apoyados sistemas de excitación por inercia como lo es el caso de las máquinas reciprocantes.

El sexto capítulo se hace un estudio del monitoreo de condición en una máquina reciprocante, presentándose las principales variables a monitorear y la instrumentación relacionada para tal fin.

El capítulo siete corresponde al diagnóstico de fallas en una máquina reciprocante, describiendo las técnicas más empleadas y las fallas características en este tipo de máquinas.

1. FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECÁNICAS

Todas las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes. La base principal de las señales de vibración en el dominio de tiempo son las ondas sinusoidales. Estas representan la forma más simple de las oscilaciones puras.

En un sistema de ingeniería las vibraciones pueden ocurrir de forma espontánea y ser representativas de su libre y natural comportamiento dinámico, de igual forma pueden ser forzadas en un sistema mediante alguna forma de excitación. Las fuerzas de excitación pueden ser generadas internamente dentro del sistema dinámico o transmitidas al sistema desde una fuente externa.

La ingeniería de vibraciones presenta objetivos bien definidos, en primera instancia la eliminación de vibraciones no deseadas y por otra parte la generación de las formas y cantidades necesarias de vibraciones útiles. Los tipos de vibración perjudicial e indeseable incluyen movimiento en estructuras y construcciones ocasionadas por movimientos sísmicos, interacciones dinámicas entre vehículos y puentes o avenidas, ruido generado por equipo de construcción, vibración transmitida por maquinaria a sus soportes o al ambiente externo, mal funcionamiento o fallas debidas a cargas dinámicas, movimientos no permisibles o fatiga causada por vibración.

El monitoreo de vibraciones, la realización de pruebas y obtención de datos experimentales revisten gran importancia tanto en el campo del diseño como en la implementación, mantenimiento y reparación de sistemas de ingeniería.

1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA VIBRACIÓN

Las características de una vibración simple o parámetros característicos son aquellas magnitudes mediante las cuales la vibración queda completamente definida o determinada y son amplitud, frecuencia y fase¹.

1.1.1 La amplitud. Es un indicativo de la intensidad de la vibración y puede ser expresada en unidades de desplazamiento, velocidad, o aceleración, la amplitud se mide generalmente en valores pico-pico para desplazamiento y valores pico y RMS para velocidad y aceleración, véase la figura 1.

1.1.1.1 Pico-Pico Indica el recorrido o desplazamiento total de la pieza. Es útil cuando el desplazamiento es crítico por los esfuerzos generados o por el espacio disponible.

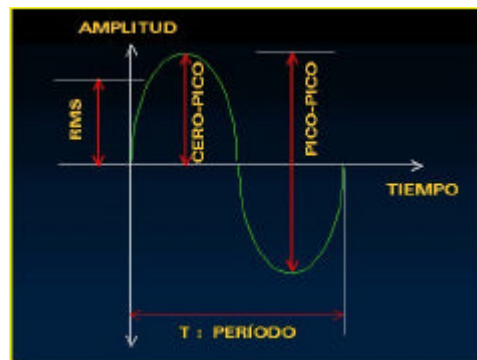
1.1.1.2 Pico: Es la amplitud máxima de la vibración a partir de la posición de equilibrio. Es útil para indicar niveles de choque de corta duración, pero no considera la historia de la vibración en el tiempo.

¹ GARCIA CASTRO, Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Bucaramanga: Ediciones UIS, 1992.

1.1.1.3 Valor medio. (Rectificado) Hace intervenir la historia de la vibración en el tiempo, pero es de poco interés práctico porque no está relacionado directamente con alguna magnitud física.

1.1.1.4 Valor rms. (*Root Mean Square*). Es el valor más significativo de la amplitud de vibración porque además de tener en cuenta la historia de la vibración en el tiempo da un valor de amplitud relacionado directamente con la energía, es decir, con la capacidad destructora de la vibración.

Figura 1. Parámetros característicos de una vibración.



A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

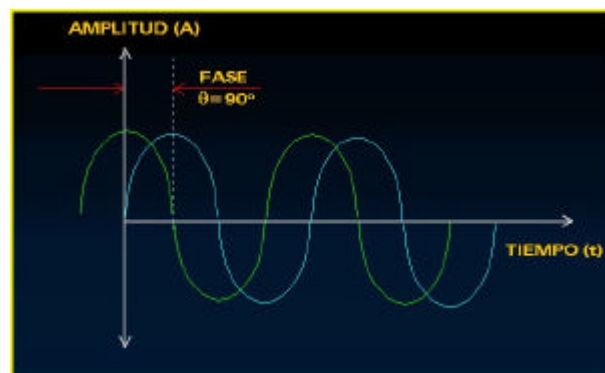
1.1.2 La frecuencia. Este parámetro muestra el ritmo de la vibración, es decir, con qué rapidez se repite ésta en la unidad tiempo. Puede ser dada en Hertz (*RPS*) o también Revoluciones por minuto (*RPM*).

1.1.3 Fase. Esta realmente es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Por lo general es dada en grados. La figura 2, muestra dos señales sinusoidales de igual amplitud y

período, pero separadas 90 grados, lo cual indica que ambas curvas están desfasadas 90 grados.

Si bien en el análisis de vibraciones frecuentemente se realiza únicamente medición de amplitud y frecuencia, para otras aplicaciones y para que la vibración sea totalmente caracterizada es necesario determinar también su fase.

Figura 2 – Angulo de fase para dos ondas sinusoidales



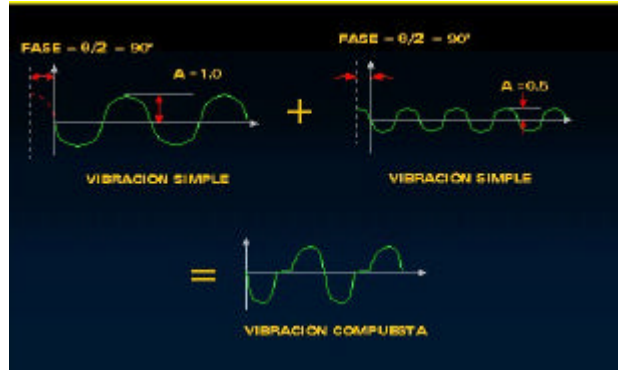
Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.2 VIBRACIÓN COMPUESTA

Una señal compuesta es una sumatoria de varias señales sinusoidales que comprenden cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias². El resultado es una señal como la ilustrada en la figura 3.

² A-MAQ. S.A (Análisis de maquinaria) [online]. Medellín. 2001- [citado 8 Sept, 2004]. <http://www.apredictor.com/TUTORIAL/TUTORIAL.html>

Figura 3. Vibración compuesta.

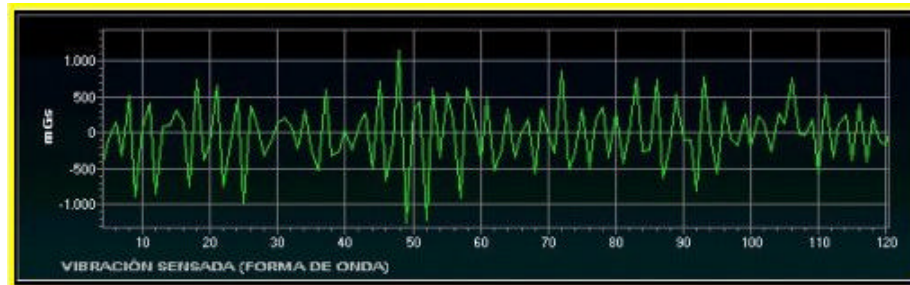


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.3 VIBRACIÓN ALEATORIA Y GOLPETEOS

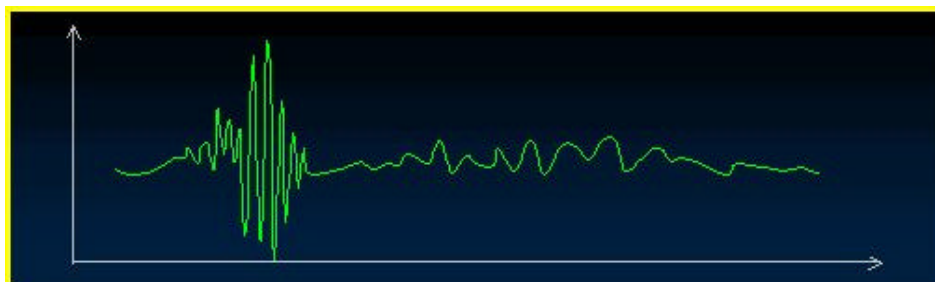
Además de las vibraciones simples, también existen otros tipos de vibraciones como son la vibración aleatoria y los golpeteos. La vibración aleatoria no cumple con patrones especiales que se repiten constantemente o es demasiado difícil detectar donde comienza el ciclo y donde termina. Estas vibraciones están asociadas generalmente a turbulencia en ventiladores o bombas, defectos de lubricación o cavitación en bombas, véase la figura 4. Los golpeteos están asociados a golpes continuos y aunque crean una señal repetitiva, ésta tiende a morir debido a la amortiguación del medio, véase la figura 5.

Figura 4. Vibración aleatoria.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

Figura 5. Vibración típica del golpeo.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

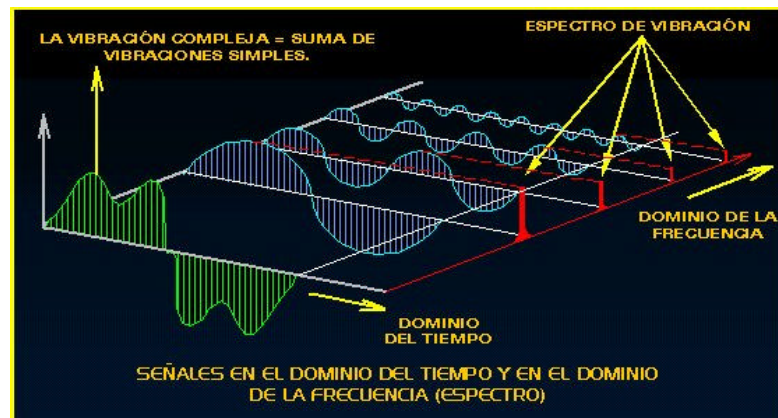
1.4 DOMINIOS DE TIEMPO Y DE FRECUENCIA

Hasta este momento sólo han sido tratadas vibraciones en el dominio de tiempo, que son señales directas de la máquina. Como se dijo anteriormente, en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Sin embargo, a la hora de realizar un diagnóstico se presenta el problema de que estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, la cual comprende las señales características de cada parte, por lo cual resulta imposible distinguir a simple vista los diferentes componentes.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de Amplitud contra Frecuencia, conocida con el nombre de *espectro*. Esta es la mejor herramienta que se tiene actualmente para el análisis de maquinaria. Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 - 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio de tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos.

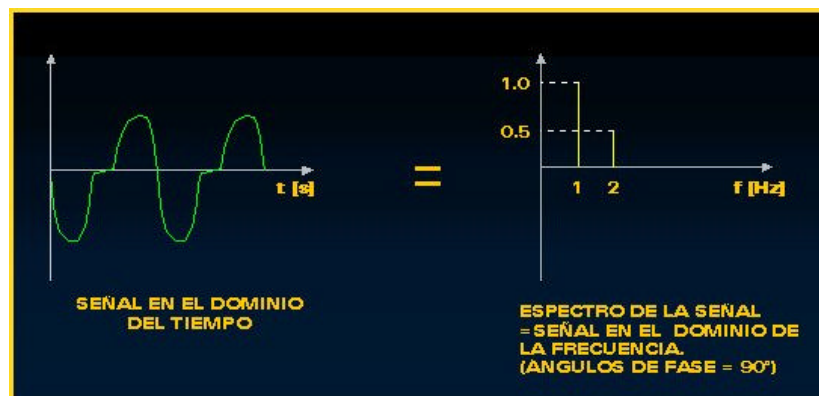
De esta forma lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje x de la frecuencia. En la figura 6, puede notarse claramente en forma tridimensional la señal compleja (*color verde*), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio de tiempo (*azul*) y por último se muestra cada una en el dominio de frecuencia (*rojo*). La figura 7 muestra una señal en el dominio de tiempo y su correspondiente en el dominio de la frecuencia.

Figura 6. Vibración compleja, suma de vibraciones simples.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

Figura 7. Señales en el dominio de tiempo y frecuencia.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

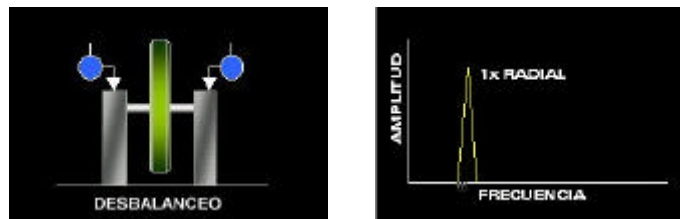
1.5 ESPECTROS CARACTERÍSTICOS DE FALLAS EN MAQUINAS

En esta sección se presentan las fallas más comunes y los espectros característicos asociados a las mismas. Estos espectros han sido el fruto de muchos estudios y se convierten en herramientas de gran utilidad en la detección de problemas que pueden suceder en una máquina.

1.5.1 Balanceo. El desbalance es una de las causas más comunes de la vibraciones mecánicas en las maquinas.

1.5.1.1 En un plano. Generalmente producido por desgaste radial superficial no uniforme en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con el diámetro. El espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a **1 X RPS** del rotor. Se recomienda para corregir la falla balancear el rotor en un sólo plano (en el centro de gravedad del rotor) con la masa adecuada y en la posición angular calculada con un equipo de balanceo.

Figura 8. Espectro característico del desbalanceo en un plano.

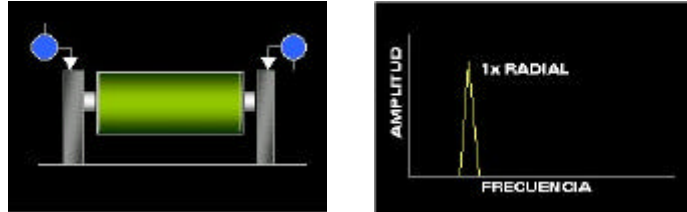


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.1.2 Dinámico. El desbalanceo dinámico ocurre en rotores medianos y largos. Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor. El espectro presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia igual a **1 X RPS** del rotor.

Se recomienda para corregir la falla balancear el rotor en **DOS PLANOS** con las masas adecuadas y en las posiciones angulares calculadas con un equipo de balanceo dinámico.

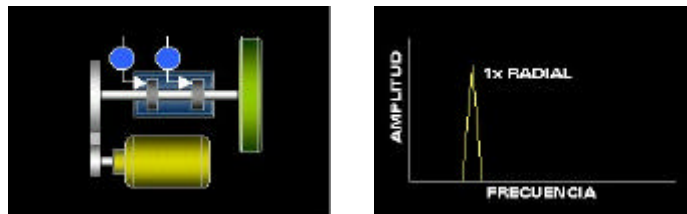
Figura 9. Espectro característico del desbalanceo dinámico.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.1.3 Rotor Colgante. Ocurre en rotores que se encuentran en el extremo de un eje. Es producido por desgaste en la superficie del rotor y doblamiento del eje. El espectro presenta vibración dominante a **1X RPS** del rotor, muy notoria en dirección *AXIAL* y *RADIAL*. Para corregir la falla, primero debe verificarse que el rotor no tenga excentricidad ni que el eje esté doblado. Luego debe realizarse el balanceo adecuado.

Figura 10. Espectro característico del desbalanceo por rotor colgante.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.2 Rotor Excéntrico. Fácilmente confundible con desbalanceo. Ocurre cuando el centro de rotación no coincide con el centro geométrico en una polea o engranaje. La mayor vibración ocurre a **1 X RPS** del elemento con excentricidad, en dirección de la línea que cruza por los centros de los dos rotores. Para corregir la falla, el rotor debe ser ensamblado nuevamente o reemplazado. (Tratar de balancear el rotor excéntrico resulta en una

disminución del nivel de vibración, en una dirección, y un aumento considerable en la otra).

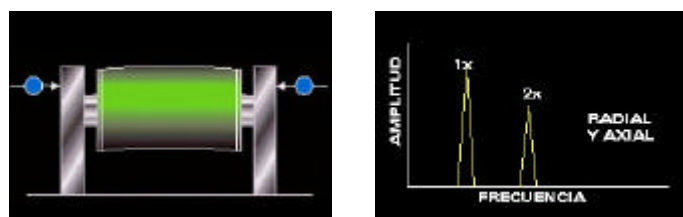
Figura 11. Espectro característico rotor excéntrico.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.3 Pandeo en el Eje. Más común en ejes largos. Se produce por esfuerzos excesivos en el eje. Genera Vibración *AXIAL* alta con diferencia de fase de 180 grados medida en los dos soportes del rotor. La vibración dominante es de **1X RPS** si el pandeo está cercano al centro del eje, y es de **2X RPS** si el pandeo está cerca del rodamiento. Para corregir la falla, el eje debe rectificarse o cambiarse.

Figura 12. Espectro característico de pandeo en el eje.



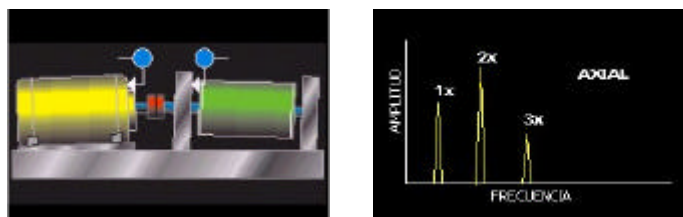
Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.4 Desalineación. Uno de los indicios más importantes de problemas debidos a falta de alineación y a ejes torcidos es la presencia de una elevada vibración en ambos sentidos, radial y axial. En general, cada vez que la

amplitud de la vibración axial sea mayor que la mitad de la lectura radial más alta, hay un buen motivo de sospechar la existencia de un problema de alineamiento o eje torcido. A continuación se enumeran los principales tipos de falta de alineación:

1.5.4.1 Angular. Ocurre cuando el eje del motor y el eje conducido unidos por acople, no son paralelos. Caracterizado por altas vibraciones axiales. **1 X RPS** y **2 X RPS** son las más comunes, con desfase de 180 grados a través del acople. También se presenta **3 X RPS**. Estos síntomas también indican problemas en el acople. Para corregirlo, el motor y el rotor conducido deben alinearse.

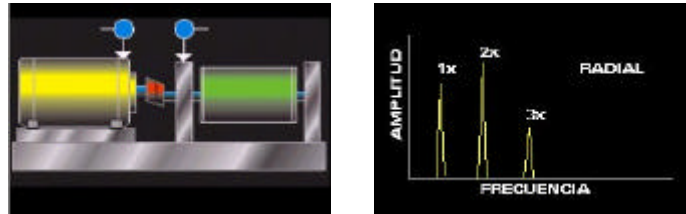
Figura 13. Espectro característico para la desalineación angular.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.4.2 Paralela. Los ejes del motor y del rotor conducido están paralelos, pero no son colineales. Se pueden detectar altas vibraciones radiales a **2 X RPS**, predominante, y a **1 X RPS** con desfase de 180 grados a través del acople. Al incrementarse la severidad, genera picos en armónicos superiores (**4X**, **8X**). El acople debe alinearse para corregir el daño.

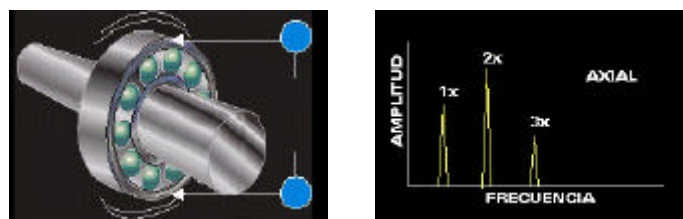
Figura 14. Espectro característico para la desalineación paralela.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.4.3 De rodamiento. El rodamiento ha sido ensamblado torcido, respecto de su alojamiento y/o de su eje interior. Genera armónicos a **1 X, 2 X y 3X RPS** con **2X** predominante en dirección axial. Frecuentemente se observa un fenómeno de cambio de fase, en mediciones axiales, a lo largo de la circunferencia del sello. Para corregir el daño se recomienda reinstalar el rodamiento. Debe verificarse con cuidado, si el rodamiento aún se encuentra en buen estado, de lo contrario, debe reemplazarse. (Tratar de alinear el acople no resolverá el problema).

Figura 15. Espectro característico para el desalineamiento de rodamientos.

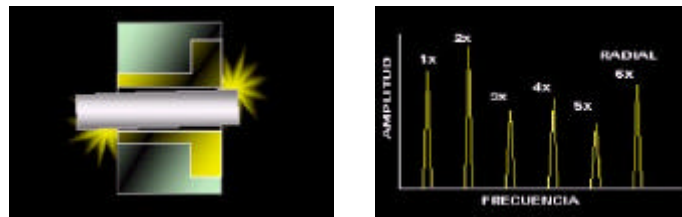


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.5 Holgura mecánica.

1.5.5.1 Holgura eje-agujero. Aflojamiento de manguitos, tolerancias de manufactura inadecuadas, y holgura entre el impulsor y su eje en bombas. Causa un truncamiento en la forma de onda en el dominio del tiempo. La falla genera múltiples armónicos y subarmónicos de **1 X RPS**, destacándose los armónicos fraccionarios **1/2 X, 1/3 X, 1.5 X, 2.5 X,...** Frecuentemente la fase es inestable y el nivel máximo tiende a una dirección notable realizando lecturas radiales espaciadas 30 grados entre sí. Se recomienda verificar la colocación de los manguitos y los juegos eje-agujero cercanos al punto de medición y los ajustes de rotor-eje.

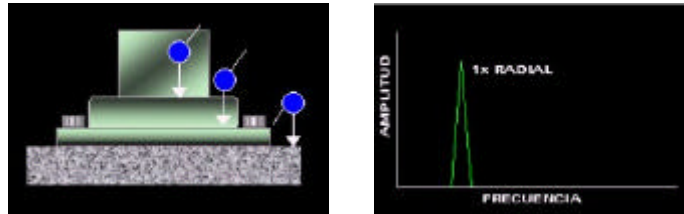
Figura 16. Espectro característico de la holgura mecánica eje-agujero.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.5.2 En sujeción. Aflojamiento o pérdida de tuercas o fracturas en la estructura de soporte. Armónicos a **0.5X, 1X, 2X, y 3X** con predominante **2 X RPS**, en dirección de la falla. Altamente direccional en la dirección de sujeción. Se recomienda, revisar el estado de desgaste de la estructura de soporte (presencia de fracturas). Luego debe verificarse el torque de apriete de los sujetadores.

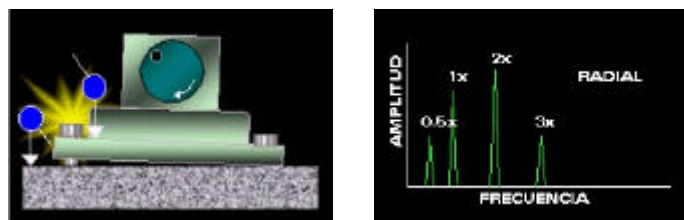
Figura 17. Espectro característico para la holgura mecánica en sujeción.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.5.3 Fatiga estructural. Ablandamiento o sobre desplazamiento del pie de la máquina, por holgura en los pernos de la base o por deterioro de los componentes de la sujeción. El espectro presenta vibración a **1X** en la base de la máquina con desfase de 180 grados entre los elementos sujetos en el anclaje. Se recomienda primero revisar el estado de fatiga del pie de máquina (rajaduras, corrosión). Luego debe verificarse el estado de los sujetadores y por último el estado de la cimentación.

Figura 18. Espectro característico de holgura mecánica por fatiga estructural.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.6 Problemas de lubricación. Una inadecuada lubricación, incluyendo la falta de lubricación y el uso de lubricantes incorrectos, puede ocasionar problemas de vibración en un rodamiento de chumacera. En semejantes casos la lubricación inadecuada causa excesiva fricción entre el rodamiento

estacionario y el eje rodante, y dicha fricción induce vibración en el rodamiento y en las demás piezas relacionadas.

1.5.6.1 Contacto metal-metal. Se produce por falta de lubricante, por contaminación de agua o polvo que no deja trabajar correctamente el lubricante o por exceso de velocidad. El espectro muestra presencia de vibración aleatoria en rangos específicos del espectro, localizada en altas frecuencias por encima de **1 KHz**. Si el contacto es primitivo y alrededor de los **400** a los **900 Hz** cuando es avanzado. Se recomienda revisar el número de horas de los rodamientos y el programa de lubricación. Inspeccionar posibles fallas en los rodamientos.

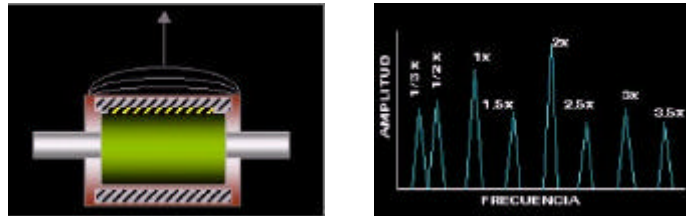
Figura 19. Espectro característico para problemas de lubricación por contacto metal-metal.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.6.2 Rozamiento del rotor. Puede ser muy serio y de poca duración si es causada por el eje en contacto con el metal antifricción del rodamiento; y menos serio cuando el eje está rozando un sello o un acople está presionado contra el eje. El espectro es similar al de holgura mecánica entre eje y agujero. Se genera una serie de frecuencias excitando una o más resonancias. También excita subarmónicos de fracciones enteras a velocidad nominal (**$1/2X, 1/3X, \dots, 1/nX$**). Para corregirlo, debe procurar que el espacio entre el rotor y el estator siempre sea constante.

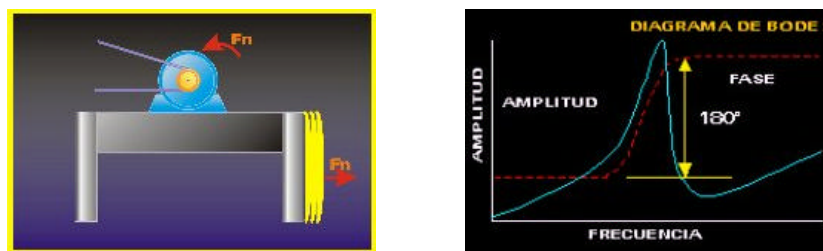
Figura 20. Espectro característico para problemas de lubricación por rozamiento del rotor.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.7 Resonancia. Ocurre cuando la frecuencia de la fuerza excitante es igual a la frecuencia natural de una estructura o una parte de ella. Puede causar dramáticas amplificaciones de la amplitud lo que puede terminar en fallas prematuras y posiblemente catastróficas. Presenta un cambio de fase de 90° por resonancia y 180° cuando lo sobrepasa. Se requieren cambios periódicos de localización de la frecuencia natural.

Figura 21. Espectro característico para condición de resonancia

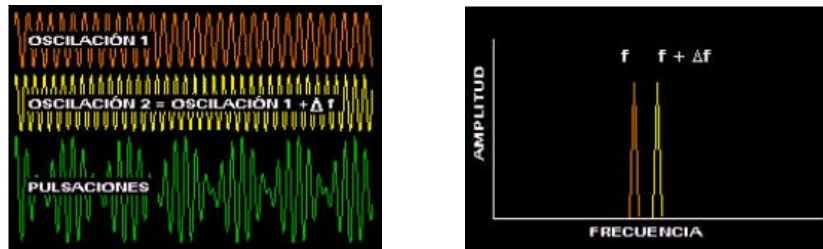


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.8 Pulsaciones. Sucede cuando una fuente de vibración interfiere con otra. Generalmente se produce por dos máquinas cercanas que trabajan casi a la misma velocidad. El espectro muestra dos picos con frecuencias similares. La diferencia de estas da como resultado una pulsación. La ilustración izquierda representa estas frecuencias en el dominio del tiempo y la suma de

ambas. Para solucionar el problema se deben **aislar** estructuralmente las máquinas en conflicto.

Figura 22. Espectro característico generado por pulsaciones.

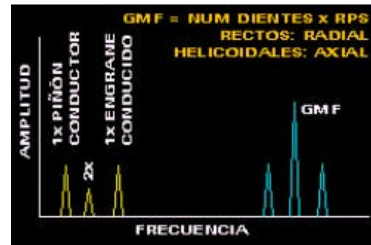


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.9 Fallas en engranajes. La vibración que resulta de problemas de engranaje es de fácil identificación porque normalmente ocurre a una frecuencia igual a la frecuencia de engrane de los engranajes – es decir, la cantidad de dientes del engranaje multiplicada por las rpm del engranaje que falla.

1.5.9.1 Estado normal. El espectro característico de un engranaje en estado normal mostrará armónicos **1X y 2X RPS** del piñón conductor y de la rueda conducida. Adicionalmente, mostrará bandas laterales alrededor de la Frecuencia de Engrane GMF (Gear Mesh Frequency). El engranaje se encuentra en buen estado si estos picos de vibración se encuentran en niveles relativamente bajos.

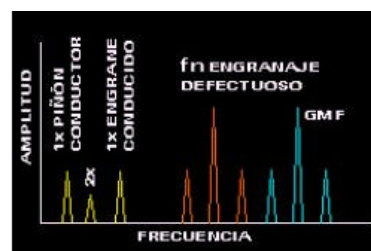
Figura 23. Espectro característico de engranaje en estado normal.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.9.2 Desgaste en diente. Ocurre por operación más allá del tiempo de vida del engranaje, contaminación de la grasa lubricante, elementos extraños circulando en la caja del engrane o montaje erróneo. Su espectro se caracteriza por la aparición de bandas laterales alrededor de la frecuencia natural de vibración del engrane defectuoso. El espaciamiento de las bandas laterales es **1XRPS** del engrane defectuoso. Si el desgaste es avanzado, hay sobreexcitación de la GMF. Para solucionar el problema debe cambiar o rectificar el engranaje (sólo si este no está sometido a grandes cargas y la urgencia lo amerita). Si el desgaste es prematuro inspeccione desalineación en el eje o excentricidad en el engranaje.

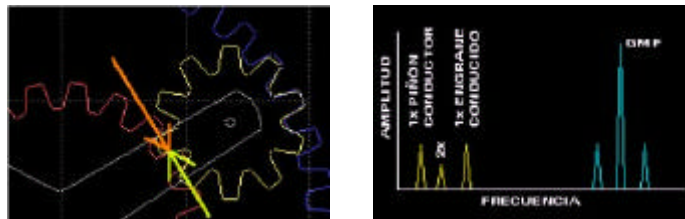
Figura 24. Espectro característico para engranaje con desgaste en diente.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.9.3 Sobrecarga en el Engranaje. Todos los dientes están recibiendo sobrecarga continúa. La amplitud de la GMF es altamente excitada, pero esto no suele representar un problema si las bandas a su alrededor se mantienen bajas. Este análisis es efectivo si se realiza siempre a la máxima carga de operación de la máquina. Debe buscarse algún elemento que esté aumentando el torque transmitido más allá de lo normal (rodamiento o buje defectuoso, fallas en lubricación y anomalías en general en el rotor conducido que dificulten el movimiento).

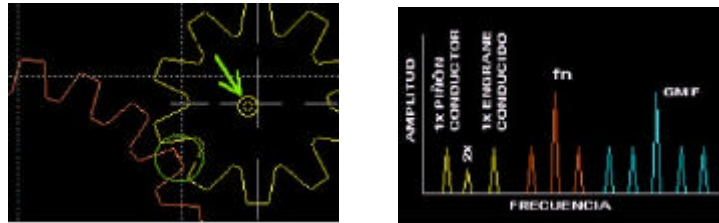
Figura 25. Espectro característico para engranaje sobrecargado.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.9.4 Excentricidad y/o Backlash. La excentricidad ocurre cuando el centro de simetría no coincide con el centro de rotación. El backlash se produce cuando, al terminar el contacto entre dos dientes, los dos siguientes no entran inmediatamente en contacto. El espectro muestra aumento considerable de las bandas laterales alrededor del la GMF y frecuencia natural. El engranaje con problemas es indicado por el espaciado de las bandas laterales.

Figura 26. Espectro característico para excentricidad en engranajes.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.9.5 Engranaje desalineado. Se presenta cuando las ruedas dentadas fueron ensambladas con errores de alineación o cuando sus ejes no están paralelos. Casi siempre se excitan los armónicos de segundo o mayor orden de la GMF, con bandas laterales a la **1XRPS** del piñón o la rueda. **2X GMF** y **3X GMF** dominan el espectro. El conjunto debe ser realineado para corregir el problema.

Figura 27. Espectro característico para desalineación entre engranajes.

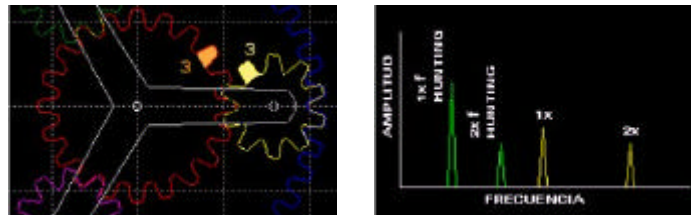


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.9.6 Problemas de Hunting. Problemas leves en la manufactura o manipulación indebida producen que, cuando dos dientes específicos del piñón y el engranaje conducido se encuentren, generen vibraciones de choque. Esta falla genera altas vibraciones a bajas frecuencias por debajo de los **10 Hz**. La máxima vibración ocurre cada 10 o 20 revoluciones del piñón dependiendo de la fórmula de fHT (y suele escucharse como un gruñido). Si

se determina que el problema es severo, deben reemplazarse el par de engranajes y debe tenerse más precaución en la manipulación.

Figura 28. Espectro característico de engranajes con problemas de Hunting.

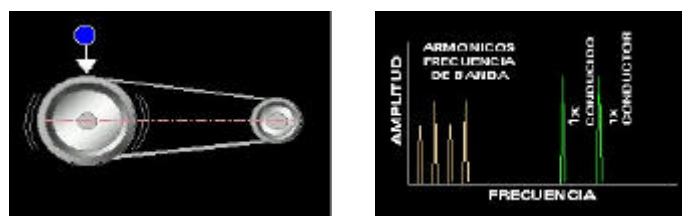


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.10 Bandas.

1.5.10.1 Distensión. Ocurre por sobrepaso de la vida útil de la banda, o por desgaste excesivo de la misma. Las frecuencias de bandas siempre están por debajo de la frecuencia del motor o máquina conducida. Normalmente se encuentran cuatro picos y generalmente predomina el de **2X** frecuencia de banda. Tienen amplitudes inestables. Para corregir el problema, si la banda no presenta demasiado desgaste intente tensionarla, de lo contrario reemplácela.

Figura 29. Espectro característico para banda distensionada.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.10.2 Desalineación en poleas. Puede ocurrir porque los ejes de las poleas no están alineados o porque las poleas no están paralelas. También pueden ocurrir ambos casos simultáneamente. Produce alta vibración axial a **1XRPS** de la conductora o la conducida, generalmente la conducida. La buena medida de las amplitudes de las vibraciones depende de donde sean tomados los datos. Para solucionar el problema deben alinearse las poleas tanto angular como paralelamente.

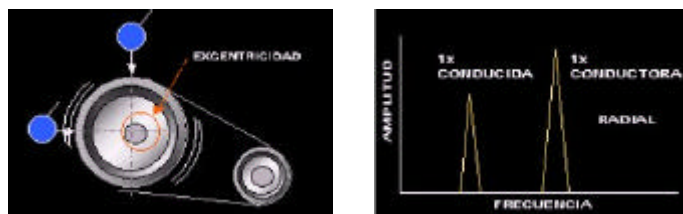
Figura 30. Espectro característico por desalineamiento de poleas.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.10.3 Excentricidad de Poleas. Ocurre cuando el centro de rotación no coincide con el centro geométrico en una polea. Produce alta vibración a 1x RPS de la polea excéntrica. Su amplitud está por encima de las amplitudes de las frecuencias de las bandas. Aunque es posible balancear poleas gracias a la adición de pesas, la excentricidad seguirá induciendo vibración y esfuerzos de fatiga reversible. Se recomienda cambiarse la polea excéntrica.

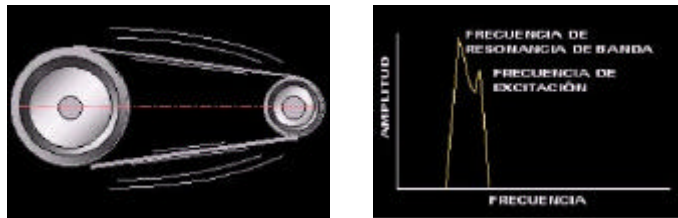
Figura 31. Espectro característico por excentricidad en poleas.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.10.4 Resonancia de la banda. Sucede si la frecuencia natural de la banda coincide o se aproxima a las RPS del motor o de la máquina conducida. El espectro muestra altas amplitudes de la frecuencia de resonancia y la frecuencia de excitación de banda, siendo la frecuencia de resonancia la predominante. La frecuencia natural puede ser alterada cambiando la tensión de la banda o su longitud.

Figura 32. Espectro característico para banda en resonancia.

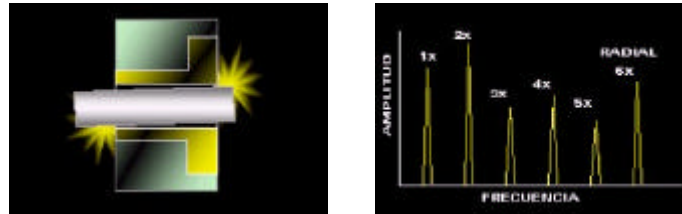


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.11 Chumaceras. Elevados niveles de vibración, ocasionados por rodamientos de chumacera defectuosos, son generalmente el resultado de una holgura excesiva (causada por desgaste debido a una acción de barrido o por erosión química), aflojamientos mecánicos (metal blanco suelto en el alojamiento), o problemas de lubricación.

1.5.11.1 Desgaste o Juego. Producido frecuentemente por desgaste de bujes o aflojamiento de manguitos. El espectro muestra presencia de armónicos a velocidad nominal. Para corregir el problema debe reemplazarse el buje o manguito.

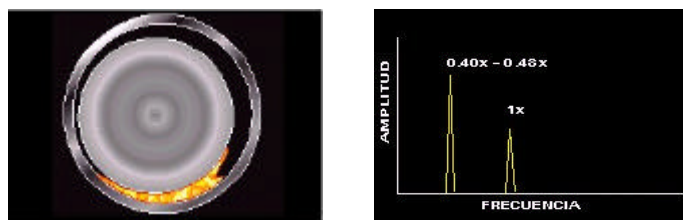
Figura 33. Espectro característico para desgaste en chumaceras.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.11.2 Remolino de aceite. Normal en chumaceras y crítico si el desplazamiento supera 0.5 veces la holgura eje-agujero. Ocurre entre **0.4X y 0.48X RPS** y es muy grave si supera 0.5 veces la holgura eje-agujero. El fenómeno es excesivo si sobrepasa el 50% del juego. Se recomienda volver a seleccionar el lubricante o modificar las especificaciones de la chumacera para corregir el problema.

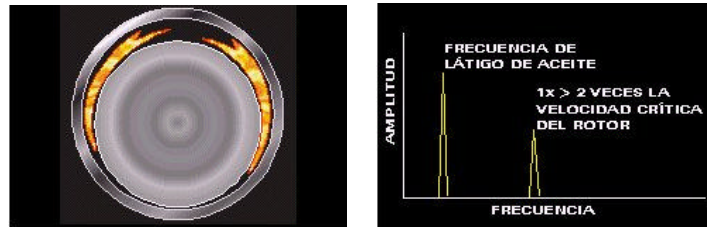
Figura 34. Espectro característico generado por remolino de aceite en chumaceras.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.11.3 Latigazo de aceite. Es el remolino de aceite, presente al superar el doble de la velocidad crítica del rotor. El nivel de vibración fatiga y desgasta aceleradamente la película de aceite. Ocurre si una máquina opera a **2X RPS** la frecuencia crítica del rotor o superior. En caso de ocurrir esta falla, deben emplearse lubricantes especiales para estas condiciones de carga y velocidad.

Figura 35. Espectro característico generado por remolino de aceite en chumaceras.

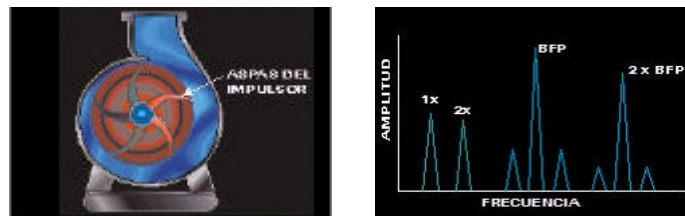


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.12 Flujo de líquidos.

1.5.12.1 Frecuencia de aspas. Frecuencia a la cual, cada aspa pasa por un punto de la carcasa. Producida por obstrucciones, cambios abruptos de direcciones o desgastes de juntas. La BFP (frecuencia de paso de aspas) es excitada en sus primeros dos armónicos con bandas laterales. La BFP es igual al número de aspas por la frecuencia. La BFP algunas veces coincide con la frecuencia natural lo cual causa altas vibraciones. En caso de aumentos en la BFP deben revisarse cambios abruptos de dirección del fluido y posibles obstrucciones parciales en la descarga de la bomba.

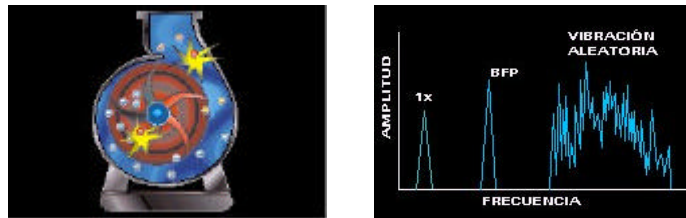
Figura 36. Espectro característico generado por la frecuencia de aspas.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.12.2 Cavitación. Es la entrada de aire o vaporización de un fluido dentro de la bomba. Ocurre cuando la presión de fluido es menor que la presión de vapor a esta temperatura. La cavitación causará erosión a las partes internas de la bomba. El espectro muestra una vibración caótica que se presenta a altas frecuencias (del orden de 2000 Hz).

Figura 37. Espectro característico para problemas de cavitacion.

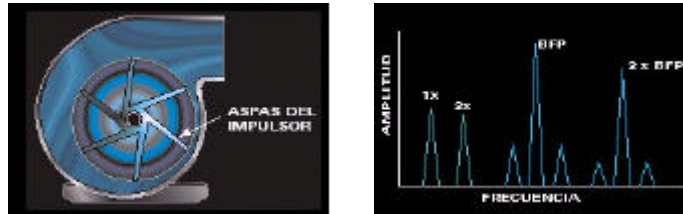


Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.13 Flujo de gases.

1.5.13.1 Frecuencia de Aspas (G). Frecuencia a la cual, cada aspa pasa por un punto de la cubierta. Producida por obstrucciones o cambios abruptos de direcciones. La BPF (frecuencia de paso de aspas) es excitada en sus primeros dos armónicos con bandas laterales. La BFP es igual al número de aspas por la frecuencia. La BPF algunas veces coincide con la frecuencia natural lo cual causa altas vibraciones. En caso de aumentos en la BFP deben revisarse cambios abruptos de dirección del fluido y posibles obstrucciones parciales cerca del ventilador.

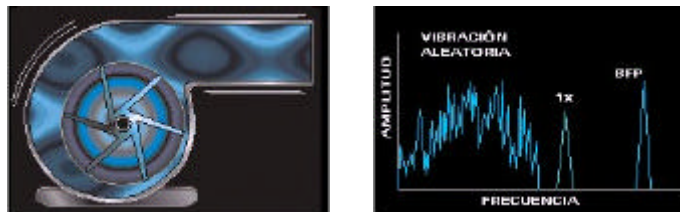
Figura 38. Espectro característico para frecuencia de aspas, con gases.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.13.2 Turbulencia Anómala. Se crea por las variaciones de velocidad o presión del aire pasando a través de un ventilador o red de ventilación. El espectro muestra una vibración anómala a baja frecuencia que generalmente está entre **0.3** y **30 Hz**, siempre por debajo de la velocidad nominal. Debe revisarse la construcción y el ensamblaje de los ductos. Puede ser necesaria la instalación de rejillas o cambios de área o geometría de sección.

Figura 39. Espectro característico generado por turbulencia anormal.



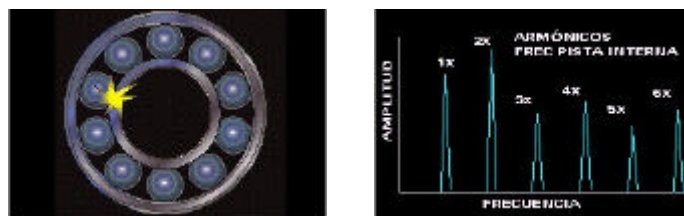
Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.14 Fallas en rodamientos. Defectos en las pistas, en las esferas o en los rodillos de rodamientos de elementos rodantes ocasionan vibración de alta frecuencia; aun más, la frecuencia no es necesariamente un múltiplo integral de la velocidad de rotación del eje. La amplitud de la vibración dependerá de la gravedad de la falla del rodamiento.

La vibración generada por el rodamiento normalmente no es transmitida a otros puntos de la máquina, por lo tanto, el rodamiento defectuoso es generalmente el que se encuentra más cerca del punto donde ocurre el mayor nivel de vibración de este tipo.

1.5.14.1 Falla en la pista interna. Fractura del material en la pista interna, a causa de montajes erróneos, esfuerzos anormales, corrosión, partículas externas o lubricación deficiente. Se produce una serie de armónicos siendo los picos predominantes **1X** y **2X RPS** la frecuencia de falla de la pista interna, en dirección radial. Además el contacto metal-metal entre los elementos rodantes y las pistas producen pulsos en el dominio del tiempo del orden de **1-10 KHz***. El rodamiento debe ser reemplazado, debido a que la falla seguirá incrementándose. Antes revise el estado de lubricación del rodamiento.

Figura 40. Espectro característico para fallas en la pista interna.



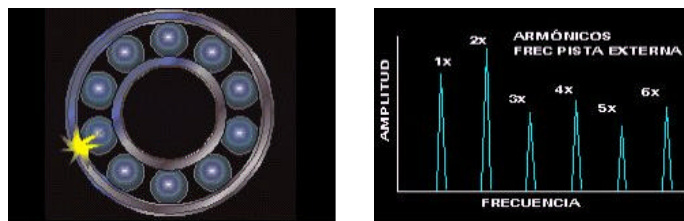
Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.14.2 Falla en la Pista Externa. Agrietamiento del material en la pista externa, producido por errores de ensamble, esfuerzos anormales, corrosión, partículas externas o lubricación deficiente. Se produce una serie de

* Generalmente la medida más confiable es en dirección de la carga.

armónicos siendo los picos predominantes **1X** y **2X RPS** la frecuencia de falla de la pista externa, en dirección radial. Además el contacto metal - metal entre los elementos rodantes y las pistas producen pulsos en el dominio del tiempo del orden de **1-10 KHz***. El rodamiento debe ser reemplazado, debido a que la falla seguirá incrementándose. Antes revise el estado de lubricación del rodamiento.

Figura 41. Espectro característico de fallas en la pista externa.



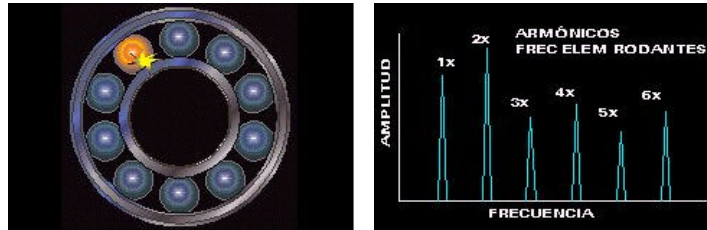
Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.14.3 Falla en Elementos Rodantes. Se presenta grietas en el material de los elementos rodantes, debido a malos ensambles, esfuerzos anormales, corrosión, partículas externas o una lubricación inadecuada. Se produce una serie de armónicos siendo los picos predominantes **1X** y **2X RPS** la frecuencia de falla de los elementos rodantes, en dirección radial. Además el contacto metal-metal entre los elementos rodantes y las pistas producen pulsos en el dominio del tiempo del orden de **1-10 KHz****. El rodamiento debe ser reemplazado, debido a que la falla seguirá incrementándose. Antes revise el estado de lubricación del rodamiento.

* La mayor confiabilidad en la medición se da en la dirección de la carga.

** Se recomienda la medición en la dirección paralela a la carga.

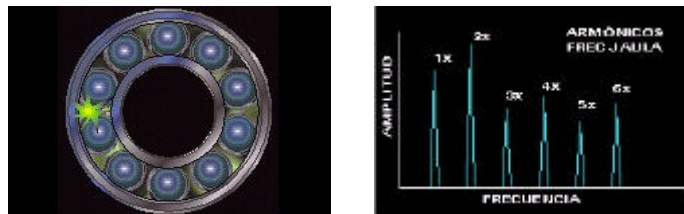
Figura 42. Espectro característico de fallas en los elementos rodantes.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.5.14.4 Deterioro de Jaula. Deformación de la jaula, caja o cubierta que mantiene en su posición a los elementos rodantes. Se produce una serie de armónicos de la frecuencia de la jaula siendo los picos predominantes **1X** y **2X RPS** de la frecuencia de falla en jaula, en dirección radial o axial. El rodamiento debe ser reemplazado, debido a que la falla seguirá incrementándose. Revise la posible causa que está dando origen a la falla.

Figura 43. Espectro característico de fallas por deterioro de la jaula.



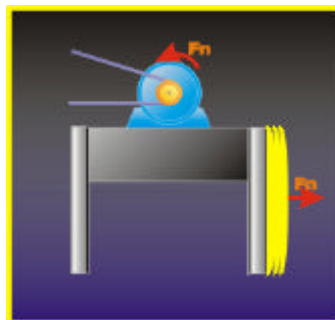
Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.6 FRECUENCIA NATURAL Y RESONANCIAS

La frecuencia natural presenta un carácter muy diferente a las fallas anteriormente nombradas, debido a que depende de las características estructurales de la máquina, tales como su masa, su rigidez y su amortiguación, incluyendo los soportes y tuberías adjuntas a ella. Y no depende de la operación de la máquina, a no ser que la rigidez sea función de la velocidad.

Si esta frecuencia natural es excitada por un agente externo, la amplitud de vibración de la máquina se incrementará enormemente causando perjuicios que en algún momento pueden llegar a ser catastróficos. Esto es lo que se conoce con el nombre de resonancia. Cuando una resonancia es detectada, se hace necesario identificar el agente externo que la está produciendo e inmediatamente debe aislarse estructuralmente o cambiar su velocidad de operación. La figura 8 muestra un motor que gira a una velocidad muy cercana a la frecuencia natural de una estructura.

Figura 44. Frecuencias naturales en el motor y la estructura.



Fuente: A-MAQ S.A. Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones mecánicas.

1.7 NIVELES DE ALARMA Y TENDENCIA

Antes de entrar a realizar un diagnóstico, es necesario observar los niveles de vibración que presenta cada uno de los puntos de la máquina. Muchas veces los espectros de vibración pueden tener picos característicos de fallas, pero esto no significa que haya un problema, ya que la máquina puede estar operando a condiciones normales. El problema se presenta cuando estos picos comienzan a aumentar su nivel. Existen algunas normas internacionales que proponen unos estándares generales para varios tipos de máquinas y niveles de alarma. Estos niveles pueden aplicarse a una gran cantidad de máquinas, pero hay excepciones que exigen estudiar otras herramientas para poder llegar a una conclusión del estado de máquina.

Existe una gráfica logarítmica que encarna valores de aceleración, velocidad y desplazamiento frente a una frecuencia específica. Dicha gráfica contiene unos niveles generalizados de alarma. Para aplicarlos a diferentes máquinas, se hace necesario revisar varias características presentadas en ellas, como son su tamaño y su cimentación y de acuerdo a ello, se escoge un factor de servicio, en la tabla mostrada mas adelante, se presentan unos valores tentativos de los factores de servicio de estas máquinas.

La norma *ISO 2372* presenta los rangos de severidad de vibración de los diferentes niveles de alarma, y los factores de servicio para cuatro tipos de máquina, véase la tabla 1. Como ya se dijo anteriormente, la mayoría de las máquinas están contenidas en estos rangos de clasificación, pero existe un resto que depende de otras variables, lo que hace necesario la utilización de otras herramientas tales como los niveles de tendencia de la propia máquina.

El valor de severidad de la vibración asociada a un rango de clasificación en particular, depende del tamaño y masa del cuerpo vibrante, las características del montaje del sistema, la salida y el uso que se le da a la máquina. De esta forma es necesario tomar cuenta de varios propósitos y circunstancias concernientes a los diferentes rangos.

TABLA 1. Rangos de severidad de vibración.

RANGO DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN		CLASES DE MAQUINAS			
VELOCIDAD RMS (mm/s)	VELOCIDAD (mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	0.3960	A	A	A	A
0.45	0.6364				
0.71	1.0041				
1.12	1.5839	B	B	B	B
1.8	2.5456				
2.8	3.9598	C	C	C	C
4.5	6.3640				
7.1	10.0409				
11.2	15.8392	D	D	D	D
18	25.4548				
28	39.5980				
45	63.6396				
71	100.4092				
FSM* para las maquinas		1.57020	1	0.62608	0.39625
FSN** para los niveles (1/FSM)		0.63686	1	1.59725	2.52364

Fuente: ISO.International Standards Organization). ISO 2372-1974. "Vibración mecánica de máquinas rotativas. Bases para la especificación de estándares de evaluación".

La anterior es una de las clasificaciones recomendadas para la escogencia del factor de servicio de una máquina. Pero como se ha dicho no está dada para

* FSM: factor de servicio para las clases de máquinas.

** FSN: factor de servicio para los niveles.

todas las aplicaciones y por lo tanto puede sustituirse de acuerdo a situaciones particulares que se presenten. El significado de estas clases se presenta a continuación:

CLASE I Partes individuales que se conectan a una máquina en operación normal. (Los motores eléctricos que no pasan de *15 kW* son ejemplos típicos de esta categoría).

CLASE II: Máquinas de tamaño medio (generalmente motores de *15 a 75 kW* de salida), sin cimientos especiales, o máquinas rígidas (por encima de *300 kW*) montadas sobre cimientos especiales.

CLASE III: Grandes motores y otras máquinas con grandes masas rotativas montadas sobre cimientos rígidos y pesados, los cuales son relativamente duros en la dirección de medida de vibración.

CLASE IV: Grandes motores y otras máquinas con grandes masas rotativas montadas en cimientos relativamente flexibles en la dirección de la medida de vibración (por ejemplo, un turbogenerador, especialmente aquellos con subestructuras ligeras).

Fuera de éstas clases, también existen otras dos que se dan para maquinaria extremadamente robusta o especial que necesita factores de servicio aun más grandes.

CLASE V: Máquinas y sistemas de conducción mecánica con esfuerzos de desbalanceo inerciales (*debido a partes reciprocantes*) montadas sobre cimientos, los cuales son relativamente rígidos en la dirección de la medida de vibración.

CLASE VI: Máquinas y sistemas de conducción mecánica con esfuerzos de desbalanceo inerciales (*debido a partes reciprocantes*) montadas sobre cimientos, los cuales son relativamente suaves en la dirección de la medida de vibración; también pertenecen máquinas con rotación de masas flojas acopladas, tal como golpeteo de eje en un molino; máquinas centrífugas con desbalanceo variable capaces de operar sin componentes conectados; pantallas de vibración, máquinas de prueba de fatiga dinámica y excitadores de vibración usados en plantas de proceso.

1.7.1 Niveles de tendencia. La tendencia se puede definir como una representación gráfica de alguna variable respecto al tiempo. Para nuestro caso, la variable es el nivel general de vibración de los puntos de una máquina.

En esta gráfica permite observar la pendiente de los puntos a través de su historia. Siempre y cuando la pendiente sea suave, la tendencia permanecerá relativamente constante. Pero si llega a haber un crecimiento grande, acercándose a una elevación exponencial, generalmente es porque se acerca una falla.

Los niveles de vibración a través de la historia de la máquina variarán entre períodos. Esto se debe a que el nivel de vibración es inferido a través de promedios.

Esto será normal siempre y cuando no haya un cambio abrupto en el nivel de vibración de manera que la pendiente se incremente considerablemente. A través del monitoreo de vibraciones se puede predecir una falla en forma anticipada y evitar daños más graves.

1.8 ESTUDIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS

Hoy por hoy, uno de los grandes objetivos en la ingeniería es lograr un alto nivel de desempeño y eficiencia de la producción, y uno de los pasos esenciales es llevar a cabo un adecuado diseño y control del sistema, prolongar la vida útil de la maquinaria, las estructuras y los procesos industriales.

Para lograr el buen desempeño vibratorio de un sistema de ingeniería, es conveniente en las etapas previas al diseño y/o control de dicho sistema lograr el entendimiento, representación y análisis de las características vibratorias del mismo. Existen diversas posibilidades para lograrlo, bien sea a través de medios netamente analíticos, análisis computacional o modelos analíticos, de manera experimental o por medio de una combinación de estas aproximaciones. Por lo tanto el modelamiento, análisis, experimentación, diseño y control son aspectos de gran importancia en el estudio de vibraciones mecánicas.

Hay diversas formas de representar el comportamiento de un sistema vibratorio, puede ser representado en dominio de tiempo o en dominio de frecuencia. En dominio de tiempo, la variable independiente de la señal de vibración es el tiempo y se denomina descripción temporal u oscilograma. En

este caso, el sistema en sí puede ser modelado como un conjunto de ecuaciones diferenciales con respecto al tiempo. Un modelo de un sistema vibratorio puede ser formulado mediante la aplicación de la tasa de cambio de las fuerzas o momentos (segunda ley de Newton) o los conceptos de energía cinética y potencial (Lagrange).

En dominio de frecuencia, la variable independiente de la señal de vibración, es la frecuencia esta presentación es conocida como el “espectro” de la vibración. En este caso, el sistema puede ser modelado a través de funciones de transferencia entrada - salida, las cuales son modelos algebraicos en lugar de diferenciales. Los dos dominios, tiempo y frecuencia, están conectados por la transformada de Fourier, que es un caso particular de la transformada de Laplace. También se puede representar la vibración en dominio modal, diagramas de Bodé, Nyquist o Campbell. Esta técnica de transformación se estudia inicialmente en la situación puramente analítica y análoga de la medición de señal en tiempo continuo. En la práctica, sin embargo, se utiliza la electrónica digital y los computadores para la captación, monitoreo, análisis y control de las vibraciones. En esta situación es necesario aplicar conceptos de discretización temporal, muestreo de datos y análisis digital de señales en dominio de tiempo. Correspondientemente, luego deben ser aplicados conceptos de transformación de Fourier discreta (digital) y técnicas de transformada rápida de Fourier (FFT), para el análisis en dominio de frecuencia.

La esencia del estudio de vibraciones es realizar el análisis de las mismas. El objetivo es determinar las condiciones mecánicas del equipo y detectar posibles fallos específicos, de índole mecánico o funcional. Para llevar a cabo un análisis de vibraciones mecánicas en forma adecuada, han de tomarse y

analizarse una serie de datos que posteriormente serán evaluados y comparados con otros que nos permitan establecer el estado de la maquina en estudio.

La adquisición de datos es un paso de gran importancia para llevar a cabo un análisis de vibraciones, debido a esta importancia a continuación se recomienda una secuencia a seguir en la toma de datos en forma correcta. Los datos a tomar, desplazamiento, velocidad o aceleración dependerán de la velocidad de la máquina.

1.8.1 Pasos a seguir en la adquisición de datos. Para llevar cabo la adquisición de datos, resulta de gran utilidad seguir la secuencia que establecen los siguientes pasos:

1. Determinar las características de diseño y funcionamiento de la máquina, como son: velocidad de rotación de la máquina, tipo de rodamiento, engranaje y condiciones del entorno en que esté situada como es el tipo de apoyo, acoplamientos, ruido, etc. También ha de ser tenidas en cuenta las condiciones de funcionamiento como velocidad y cargas entre otras que normalmente afectarán a las mediciones de vibración.
2. Determinación de la finalidad de la vibración que podrá incluir: Medidas de rutina para detectar en un momento determinado un posible fallo y determinar las causas que lo originan.
3. Realizar las medidas para crear un registro histórico de datos y con él obtener un valor base, sobre el que estará el valor de vibración que deba tener la máquina cuando sus condiciones de trabajo sean normales.

4. Toma de datos antes y después de una reparación, la medida de antes pondrá de manifiesto el problema, elemento defectuoso y será más eficaz así su reparación. Después de la reparación se tomarán medidas que indiquen la evolución del elemento sustituido o la corrección del defecto existente.
5. Selección de los parámetros de medición: desplazamiento, velocidad, aceleración, *spike energy*. Ellos determinarán el transductor a utilizar.
6. Definir posición y dirección de las medidas con los transductores, la vibración se tomará generalmente en rodamientos de la máquina o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias.
7. Los tres sentidos principales en una medición son horizontal, vertical y axial. Sentidos radiales son horizontal y vertical, y se toman con eje del transductor a 90° respecto al eje de rotación, véase la figura 45.
8. Selección del instrumento de medición y transductores
9. Definir tipo específico de datos requeridos para la interpretación de las medidas realizadas. Así se ahorrará tiempo a la hora de realizar las medidas y se obtendrá de estas, información más útil en el análisis. Los datos obtenidos pueden ser: valores de magnitud total, espectro de frecuencias amplitud-frecuencia que indica el tipo de problema existente, amplitud-tiempo para vibraciones transitorias rápidas o vibraciones muy lentas, *spike-energy* en rodamientos, engranajes y problemas de cavitación.

10. Adquisición de datos. Paso esencial en el análisis, precisa de atención y fiabilidad de las medidas tomadas.

A la hora de la adquisición de datos es importante tener en cuenta:

Secuencias de medición, tomar datos correctos y lo más rápido posible, evitan tiempo perdido.

Lugar de toma de datos siempre será el mismo, con el transductor unido de una forma firme, para la veracidad de los datos.

Seguimiento de la máquina, es decir, mantener un contacto con los operarios que trabajan con ella y los de mantenimiento, ellos serán las personas que conocen de cerca la máquina.

Controlar el entorno exterior de la máquina, aspecto, ruido, etc.

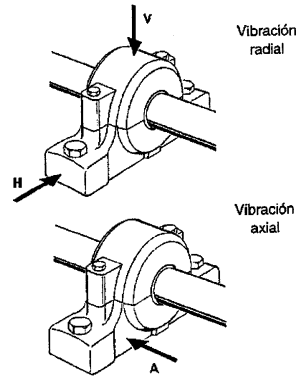
Atender tendencias inesperadas. Estar preparado para tomar mas datos, medidas cuando pueda haber signos de algún problema.

Mantener sólo datos coherentes, tomados con precisión.

Comparar con máquinas similares y las mismas condiciones de trabajo.

Por tanto, la toma de datos es un paso esencial para un buen análisis de vibraciones. Para una buena interpretación de los datos es necesario tener unos datos fiables que hayan sido tomados de una forma metódica y precisa. Así podrá hacerse un diagnóstico de algún problema lo más exacto posible.

Figura 45. Sentido de toma de datos.



1.8.2 Interpretación de datos. Una vez obtenidos de una forma metódica y precisa los datos de vibraciones de una máquina donde se ha detectado un problema, es necesario identificar cual ha sido su causa y así buscar la forma y momento de reparación más eficiente, es decir, que elimine el fallo y su costo económico sea el mínimo posible.

Un defecto puede localizarse al comparar las amplitudes de las vibraciones tomadas. Normalmente una máquina que funciona correctamente tiene valores que suelen seguir una línea con tendencia ligeramente ascendente o constante. Cuando en algún momento los valores aumentan o la tendencia asciende de una forma inesperada, se puede pensar en la presencia de algún problema.

Generalmente los valores de amplitud que se comparan son los de velocidad, una vez observado que esta ha aumentado de una forma inesperada, es importante comparar los valores de la energía de impulsos (g), estos valores indicarán la gravedad del problema. Así un fallo puede detectarse al

encontrar una tendencia de velocidad ascendente de forma imprevista y unos valores del parámetro g altos.

Frecuentemente la máxima amplitud de vibración se da en los puntos donde se localiza el problema, aunque muchas veces la vibración es transmitida a otros puntos de la máquina aunque en ellos no se encuentre el problema. El análisis de las gráficas puede indicar el tipo de defecto existente, pero muy pocas veces aparecen problemas únicos y por tanto espectros donde se refleje un defecto claramente. La experiencia y el conocimiento de la máquina son dos factores fundamentales a la hora de identificar la causa que produce una vibración importante.

Es esencial una vez corregido el problema seguir la evolución de la reparación, de esta forma se conocerá si realmente existía el defecto, si estaba situado en el punto con máxima vibración y lo que es más importante, seguir la evolución tras la reparación y asegurarse que el problema ha desaparecido. El estudio de los datos de vibraciones, de sus espectros es la base para encontrar las causas y la forma de corregir el defecto que ellas indican. Sólo es importante prestar especial atención a las vibraciones que vayan acompañadas de otros efectos como ruido, pérdida de aceite o cualquier fallo, o bien los valores de amplitudes que sean excesivos comparados con otros en funcionamiento correcto, en esos casos se analizará la forma de los espectros que identificarán las causas de los problemas.

1.9 SEVERIDAD DE VIBRACIÓN EN MAQUINAS RECIPROCANTES

Reviste gran importancia a la hora de hablar de vibraciones mecánicas conocer la severidad de estas, ella indica la gravedad que puede tener un

defecto. La amplitud de la vibración expresa la gravedad del problema, pero es difícil establecer valores límites de la vibración que detecten un fallo.

La finalidad del análisis de vibraciones es encontrar un aviso con suficiente anterioridad que nos permita poder analizar las causas y formas de resolver el problema ocasionando el paro lo menos traumático posible en la máquina. Una vez obtenido un registro histórico de datos para cada elemento de las máquinas estudiadas, el valor medio refleja la normalidad en su funcionamiento. Desviaciones continuas o excesivas indicarán un posible fallo que será identificado después, teniendo en cuenta la frecuencia a la que se producen las mayores vibraciones. Cuando no se posee este registro histórico de datos para una máquina, puede analizarse la severidad de vibración teniendo en cuenta siguientes gráficas existentes.

En la actualidad hay diversas organizaciones en el ámbito internacional que han establecido los parámetros para la estandarización de las máquinas reciprocantes en lo referente a evaluar los niveles permisibles de vibración. Sin embargo, dos de ellas han marcado la pauta y por ende hoy día gozan de la mayor aceptación, son estas la International Standard Organization, (ISO) y la British & International Standard, (BS).

La tabla 2 cita las normas emitidas por ambas organizaciones en cuanto a este tipo de máquinas.

Tabla 2 - Normas relacionadas con el monitoreo de vibración en partes no rotativas de máquinas.

British & International Standard BS	International Standard Organization ISO	TITULO	FECHA PUBLICACION
BS 7854-1:1996	ISO 10816-1:1995 Idéntica	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. General guidelines	15 May 1996
BS 7854-2:1996	ISO 10816-2:1996 Idéntica	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Large land-based steam turbine generator sets in excess of 50 MW	15 Jul 1996
BS 7854-3:1998	ISO 10816-3:1998 Idéntica	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ	15 Sep 1998
BS 7854-4:1998	ISO 10816-4:1998 Idéntica	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Gas turbine driven sets excluding aircraft derivatives	15 Sep1998
BS 7854-6:1996	ISO 10816-6:1995 Idéntica	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Reciprocating machines with power ratings above 100 kW	15 Jun 1996

Cabe aclarar que de las normas citadas en la tabla 2 es de particular interés la norma ISO 10816-6 de 1995 o su equivalente BS 7854-6 de 1996 que contiene la

estandarización de Máquinas con movimientos alternativos: compresores alternativos, motores Diesel, especificando

Particularmente la norma ISO 10816-6 de 1995, especifica las condiciones generales y los procedimientos para la medida y evaluación de la vibración, usando las medidas hechas en las piezas no rotativas de máquinas (reciprocantes) con potencias sobre 100 kilovatios. Los ejemplos típicos del uso son motores marinas de la propulsión, motores en sistemas de generador diesel, compresores del gas y motores para las locomotoras diesel.

Teniendo en cuenta lo anterior, a continuación se hará especial énfasis en dicha norma, destacando la severidad y los rasgos característicos de la vibración de una máquina reciprocante en el dominio de la frecuencia, y los alcances de esta modalidades de presentación de la vibración.

1.9.1 Severidad de vibración según norma BS 7854-6/ISO 10816-6. Las condiciones operacionales de un punto determinado de la maquina es posible determinarlas a partir de la medición de los valores globales de vibración en ese punto. La dificultad radica en establecer la severidad de la condición de acuerdo a este valor. Sin embargo, como se mencionó anteriormente se cuenta con la disponibilidad de una serie de gráficas o cartas de severidad que atreves de la experimentación e investigación han sido técnicamente elaboradas para los diferentes tipos de maquinarias.

1.9.2 Rasgos característicos de máquinas reciprocantes. Toda máquina reciprocante está enmarcada en su operación por una serie de masa con movimiento alternativo, fuerzas pulsantes debido a la presión de gas, lo que conlleva a la presencia de torque oscilantes, fuerzas variables en tubería etc.

Las amplitudes de vibración son generalmente más grandes en máquinas reciprocantes que en máquinas rotativas pero, estas son más dependientes de las características de diseño de la máquina y tienden a permanecer más constantes a través del tiempo que en sus homólogas rotativas.

En el caso de máquinas reciprocantes, la vibración medida en la estructura principal de la máquina, y cuantificada de acuerdo a la norma BS 7854-6 de 1996/ISO 10816-6 de 1995, puede dar sólo una idea vaga de los esfuerzos y estados vibratorios de los componentes en la máquina misma. Por ejemplo, la vibración torsional de las partes rotativas (como el caso del cigüeñal) generalmente no puede ser determinada por las mediciones en las partes estructurales de la máquina. Además, los valores de vibración de máquinas de pistones reciprocantes son no solamente afectados por las propiedades de las máquinas, sino en gran medida por su cimentación³.

Debido a que una máquina reciprocante puede actuar como un generador de vibración, el aislamiento de la vibración entre la máquina y la cimentación es importante. Por eso, la respuesta de vibratoria de la cimentación puede tener un efecto considerable en la vibración de la máquina misma, y debe ser tomada en cuenta en la clasificación de la máquina.

1.9.3 Alcance norma BS 7854-6/ISO 10816-6. La norma BS 7854-6/ISO 10816-6, especifica las condiciones y procedimientos generales para la evaluación y medición de la vibración, usando señales vibratorias tomadas en partes no rotativas y no reciprocantes de la máquina completa. La vibración

³ MORENO, Fabián. Documentación sobre el análisis de señales de deterioro y falla en motores y compresores reciprocantes mayores. Bucaramanga, 2004, 50 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). UIS. Facultad de ingenierías físico mecánicas.

del eje y las vibraciones torsionales están por fuera del alcance de esta norma. La norma es aplicable a máquinas de pistones recíprocantes montadas en apoyos rígidos o elásticos, y con potencia superiores a 100 Kw.

Los criterios generales de esta norma puede ser usados para el monitoreo operacional de la máquina, para pruebas de aceptación y también, para asegurar que la vibración de la máquina no afecta adversamente a los equipos directamente montados en ella misma (turbocargadores, intercambiadores de calor, bombas etc.).

Es importante tener en cuenta que, el presente criterio de evaluación de vibración puede tener limitada aplicación cuando se consideran los efectos de los componentes internos de la máquina, por ejemplo, problemas asociados con válvulas, pistones sueltos, anillos de pistón desgastados etc. porque improbablemente se reflejarán en la vibración de la estructura.

1.9.4 Mediciones de vibración en máquinas recíprocantes según norma BS 7854-6/ISO 10816-6. Como en toda norma, ésta establece la manera como debe ser tomadas realizadas las mediciones de vibración, los puntos y direcciones y las condiciones de la máquina en el momento del monitoreo.

1.9.5 Parámetros para la medida de vibración en máquinas recíprocantes. Para analizar la severidad de vibración en máquinas recíprocantes las mediciones de valores promedio o globales de vibración deben hacerse en los parámetros cinemáticas de desplazamiento, velocidad y aceleración en un rango de frecuencia de 2 a 1000 Hz. Es sabido que las principales frecuencias excitadas por máquinas recíprocantes son generalmente encontradas en el rango de frecuencias de 2 a 300 Hz. Sin embargo, cuando se considera la

máquina completa incluyendo el equipo auxiliar, que es parte funcional de la máquina, un rango de al menos 2 a 1000 Hz es requerido para caracterizar la vibración.

Debido a que el valor de vibración promedio contiene muchas frecuencias componentes, no hay una relación matemática simple entre las mediciones de valor promedio de los niveles de vibración RMS, pico o pico-pico. Por lo tanto, el sistema de medición preferido, debe proveer los valores promedio de **RMS** de los parámetros cinemáticos de desplazamiento, velocidad y aceleración con una precisión de 10% para el rango de 10 a 1000 Hz y una precisión de +10 -20% en el rango de 2 a 10 Hz. Estos valores de precisión pueden ser obtenidos por un sensor simple cuya señal sea procesada integrativamente sin requerir la medición directa (por ejemplo, un acelerómetro cuya señal de salida es integrada una vez para obtener el parámetro de velocidad y dos veces para obtener el parámetro de desplazamiento). Debe tenerse cuidado para garantizar que el proceso no afecta negativamente los requerimientos de precisión del sistema de medida ya nombrados.

La frecuencia de medida y la amplitud de la vibración medida son afectadas entre otros, por la forma de fijación del transductor. Dependiendo de la forma de fijación, es posible que el rango de operación normal del transductor sea desviado por la disminución de su frecuencia de resonancia.

1.9.6 Instrucciones para la medida de vibración en máquinas reciprocantes. Para asegurar que las mediciones de vibración son lo más uniformes posibles y que las comparaciones entre máquinas se hacen de la manera más congruente, las posiciones y direcciones de medición de la

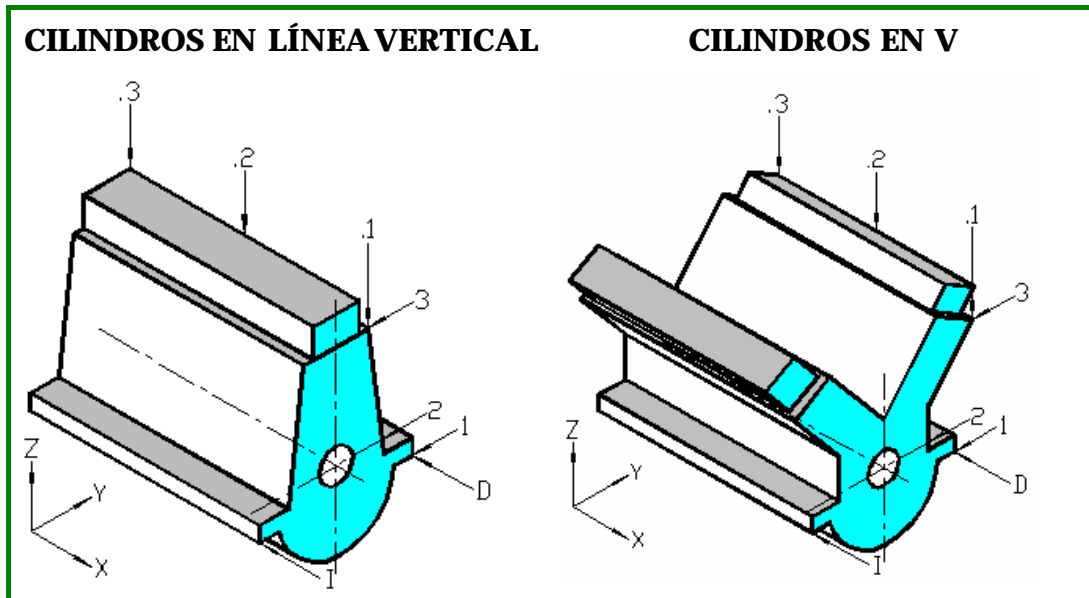
vibración se han estandarizado; estas especifican en la figura 46, en tanto que en la tabla 3 se define la nomenclatura.

Tabla 3 - Nomenclatura de mediciones.

NOMENCLATURA DE LAS DIRECCIONES Y PUNTOS DE MEDIDA		
LADO DE MEDIDA	L	Mano izquierda de frente al acople.
	R	Mano derecha de frente al acople.
NIVELES DE MEDIDA	1	Borde inferior de la Bancada.
	2	Nivel del cigüeñal.
	3	Borde Superior de la bancada.
PUNTOS DE MEDIDA RELACIONADOS A LA LONGITUD DE LA MAQUINA	.1	Lado Acople
	.2	Mitad de la Máquina
	.3	Lado Libre

Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating Machines with power ratings above 100kW. p 3.

Figura 46 – Puntos y direcciones de medida.



Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating Machines with power ratings above 100kW. p 3.

De acuerdo a la nomenclatura sugerida, el punto R3.1y corresponde a la parte superior de la bancada a mano derecha en la dirección horizontal.

1.9.7 Condiciones de operación durante la medición. Las mediciones deben ser tomadas cuando la máquina ha alcanzado condiciones de operación estables (temperatura, carga, presión etc.). La determinación de la severidad de vibración de la máquina puede basarse en la máxima vibración que ocurre sobre todo el rango de potencia y velocidad correspondiente a la operación normal.

1.9.8 Criterio de severidad de vibración según norma BS 7854-6/ISO 10816-6. La norma ISO 10816-6 establece los valores o rangos permisibles de vibración para una maquina reciprocante tal como se ha mencionado anteriormente, la tabla 4 cita estos niveles de severidad, complementada con la figura 47.

Tabla 4. Grados de Severidad.

GRADO DE SEVERIDAD DE VIBRACION	VALORES LIMITES DE VIBRACION PROMEDIO EN LA ESTRUCTURA DE LA MAQUINA		
	Desplazamiento	Velocidad	Aceleración
	μm (RMS)	mm/s (RMS)	m/s ² (RMS)
1.1	=17.8	=1.12	=1.76
1.8	=28.3	=1.78	=2.79
2.8	=44.8	=2.82	=4.42
4.5	=71.0	=4.46	=7.01
7.1	=113	=7.07	=11.1
11	=178	=11.2	=17.6
18	=283	=17.8	=27.9
28	=448	=28.2	=44.2
45	=710	=44.6	=70.1
71	=1125	=70.7	=111
112	=1784	=112	=176
180	<1784	<112	<176

NOTA: Los valores son derivados de desplazamiento constante en el rango de 2 a 10 Hz, velocidad constante de 10 a 250 Hz y aceleración constante de 250 a 1000 Hz.

Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating Machines with power ratings above 100kW. Página 4.

Es por consiguiente necesario tener en cuenta las respectivas circunstancias cuando se apliquen los grados de severidad de vibración para establecer la condición de la máquina. Por ello existen unas categorías para la clasificación

(con números de 1 a 7) de máquinas reciprocantes según su respuesta vibratoria con los cuales se puede establecer si la severidad de vibración de la máquina representa un código de estado de condición A, B, C o D mediante la Carta de Condición de Máquinas Reciprocantes (**Véase Tabla 5**) según valores de severidad de vibración. El significado de los códigos de estado de condición son⁴:

CODIGO A: La vibración de máquinas nuevas debería caer en esta zona.

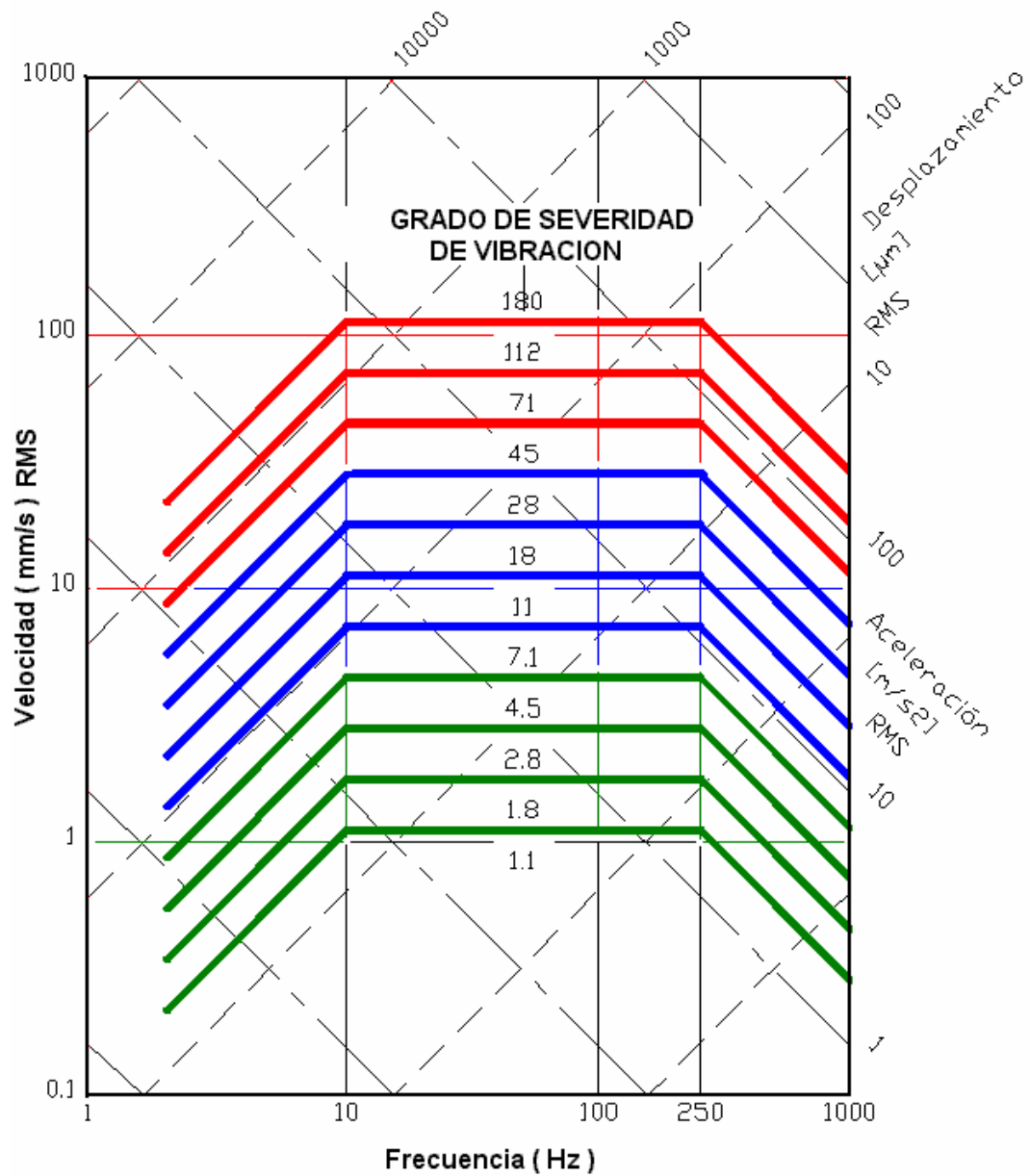
CODIGO B: Las máquinas con vibración en esta zona son consideradas normalmente aceptables para largos periodos de operación.

CODIGO C: Las máquinas con vibración en esta zona son consideradas normalmente insatisfactorias para largos periodos de operación continua. La máquina puede ser operada por un periodo de tiempo limitado en esta condición hasta una oportunidad conveniente para una acción remedial.

CODIGO D: Los valores de vibración en esta zona son considerados lo suficientemente severos para producir daño en la máquina.

⁴ Ibid., p. 58.

Figura 47 - Nomograma de Grado de Severidad de Vibración.



Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating Machines with power ratings above 100kW. Anexo C.

Tabla 5 - Carta de condición de máquinas recíprocas según valores de severidad de vibración.

GRADO DE SEVERIDAD DE VIBRACION	VALORES MAXIMOS DE VIBRACION PROMEDIO MEDIDA EN LA ESTRUCTURA DE LA MAQUINA			NUMERO DE CLASIFICACION DE LA MAQUINA						
	X	V	A	1	2	3	4	5	6	7
	μm [RMS]	mm/s [RMS]	m/s ² [RMS]	ZONAS DE EVALUACION DE CONDICION						
1.1	17.8	1.12	1.76	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B
1.8	28.3	1.78	2.79							
2.8										
4.5										
4.5	44.8	2.82	4.42	C	C	C	C	C	C	
7.1	71.0	4.46	7.01							
7.1	113	7.07	11.1	D	D	D	D	D	D	D
11	178	11.2	17.6							
18	283	17.8	27.9	D	D	D	D	D	D	D
28										
28	448	28.2	44.2	D	D	D	D	D	D	D
45	710	44.6	70.1							
45	710	44.6	70.1	D	D	D	D	D	D	D
71										
71	1125	70.7	111	D	D	D	D	D	D	D
112	1784	112	176							
112				1784	112	176	D	D	D	D
180	1784	112	176							

Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Anexo A.

2. MAQUINAS RECIPROCANTES

Se define como máquina recíproca, aquellas que transforman un movimiento netamente lineal en un movimiento rotacional, su operación está basada en el mecanismo biela manivela. En estas el movimiento lineal corresponde al pistón quien se mueve en el interior de un cilindro que lo limita a este tipo de movimiento, a su vez este está conectado por medio de una biela a una manivela que le imprime el movimiento rotacional al eje o cigüeñal.

Las máquinas recíprocas, también conocidas como alternativas, realizan una amplia gama de servicios. Son empleados como motores de combustión interna para transporte de personal y materiales, así como bombas y compresores en todo el campo industrial.

Una variedad increíblemente grande de este tipo de máquinas está en operación en el mundo de hoy. Por lo tanto, resulta imposible centrarse específicamente en cada tipo de máquina. Teniendo en cuenta lo anterior, a continuación se presentan las características básicas de los tres tipos de máquinas recíprocas más empleadas en la actualidad, como lo son los motores de combustión interna, compresores y bombas recíprocas.

2.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los motores son los mecanismos que transforman la energía química presente en el combustible en energía mecánica. En el motor esta energía mecánica se

manifiesta en la rotación de un eje del motor, al que se une el mecanismo que se quiere mover por ejemplo una hélice.

El motor alternativo esta formado por una serie de cilindros donde se comprime la mezcla aire-combustible y se inflama. La mezcla se prepara previamente en un dispositivo denominado carburador, o en un sistema de inyección. La combustión de la mezcla produce un incremento de la presión del gas en el interior del cilindro, aplicándose esta sobre el émbolo. El movimiento lineal del émbolo (pistón), ascendente y descendente en el cilindro, se transforma finalmente, en otro movimiento circular mediante un sistema articulado, que hace girar el eje del motor.

2.1.1 Campos de aplicación⁵. Son los motores comúnmente utilizados en aplicaciones autónomas (independientes de la red eléctrica) empleándose en los automóviles, motos y ciclomotores, camiones, y demás vehículos terrestres, incluyendo maquinaria de obras públicas, maquinaria agrícola y ferrocarril; también son de este tipo los motores marinos, incluidos los pequeños motores fuera borda. Igualmente fueron empleados en los albores de la aviación, si bien con posterioridad han sido sustituidos por turbinas, con mejor relación potencia/peso, manteniéndose sólo en pequeños motores.

En aplicaciones estacionarias, se emplean en grupos generadores de energía eléctrica, normalmente de emergencia, entrando en funcionamiento cuando falla el suministro eléctrico, y para el accionamiento de máquinas diversas en los ámbitos industrial (bombas, compresores, etc.) y rural (cortacésped,

⁵ MUÑOZ, F. Payri. Motores de combustión interna alternativos, Sección de publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales (Universidad Politécnica de Madrid), 1989.

sierras mecánicas, etc.) generalmente cuando no se dispone de alimentación eléctrica

2.1.2 Partes de un motor de Combustión Interna. La figura 48, muestra la sección longitudinal en un plano vertical de un motor alternativo, en esta se aprecian sus diferentes partes, cuyo conocimiento es necesario para una mejor comprensión de su funcionamiento. Éstas, en términos generales son:

2.1.2.1 El pistón. Es el elemento más representativo del movimiento recíprocante, su movimiento es completamente lineal a lo largo del eje de los cilindros, su función es la de comprimir el gas y transmitir el empuje de este a través del *perno o bulón*, a la *biela*, y de ésta, a la *manivela del cigüeñal*. Esta dotado de *anillos* que impiden la fuga del gas entre él y el cilindro.

Figura 48 - Partes de un motor de combustión interna.



Fuente: MUÑOZ, F. Payri. Motores de combustión interna alternativos, Sección de publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales (Universidad Politécnica de Madrid), 1989.

2.1.2.2 El cilindro. Determina movimiento rectilíneo alternativo del pistón, forma parte, en los motores pluricilíndricos, del *bloque de cilindros*. Generalmente este, es fabricado unido a la bancada, es considerado como la estructura soporte del motor. En algunos modelos de motores el bloque de cilindros se fabrica separado de la bancada, a la cual se une mediante espárragos.

2.1.2.3 La culata. Constituye la parte superior del cilindro, al cual cierra dejando un volumen comprendido entre ella y el pistón que se denomina cámara de combustión o de compresión en la cual se quema el fluido activo.

2.1.2.4 Mecanismo biela-manivela. Constituye un sistema mecánico que transforma el movimiento lineal alternativo del pistón en movimiento de giro del cigüeñal, transmitiendo la fuerza generada por el gas en la combustión, el cual para reducir el rozamiento gira sobre los *cojinetes de bancada*.

2.1.2.5 Colectores de admisión y de escape. Son los conductos a través de los cuales se carga y se descarga el fluido operante hacia y desde el interior del cilindro.

2.1.2.6 Válvulas de aspiración y de escape. Estas son accionadas por un sistema mecánico denominado *distribución*, y mantenidas en su asiento por la acción de su correspondiente muelle, abren y cierran el cilindro permitiendo que los gases frescos y quemados entren y salgan de él en los momentos oportunos.

Anteriormente, en el motor de encendido por bujía, esta mezcla se formaba en el *carburador* y entraba al cilindro a través del *conducto de admisión* y de la

válvula de aspiración La *válvula de mariposa* del carburador servía para regular la cantidad de mezcla entrante. Hoy el combustible es inyectado a baja presión en el conducto de admisión, y recientemente, algunas marcas inyectan a baja presión en el interior del cilindro.

En el motor de encendido por compresión, el combustible se introduce en el cilindro por medio de un *inyector*. La cantidad de combustible se regula por la *bomba de inyección*, mientras que no hay ninguna regulación para la cantidad de aire que entra en el cilindro. La combustión es consecuencia de la alta temperatura del aire, intensamente comprimido en el cilindro, por lo que no es necesaria la bujía.

En los motores de encendido por chispa se inicia la combustión al saltar la chispa entre los electrodos de la bujía, mientras que en los motores de encendido por compresión el encendido es espontáneo al entrar combustible finamente pulverizado por el *inyector* en el interior del cilindro cuando su presión es elevada.

2.1.3 Clasificación general de los motores de Combustión Interna. Los motores de combustión interna pueden ser clasificados de acuerdo a diversos factores operacionales y de diseño, destacándose:

2.1.3.1 Ignición o encendido. De acuerdo a este parámetro, los motores alternativos se dividen en dos grandes grupos: motores de *ciclo Otto o de encendido por chispa* y motores de *ciclo Diesel o de encendido por compresión*. Aunque sus principios de funcionamiento son diferentes, su esquema y la nomenclatura de sus partes esenciales son semejantes.

2.1.3.2 Según el sistema de alimentación empleado. Este parámetro permite clasificar los motores como Atmosféricos y Sobrealimentados

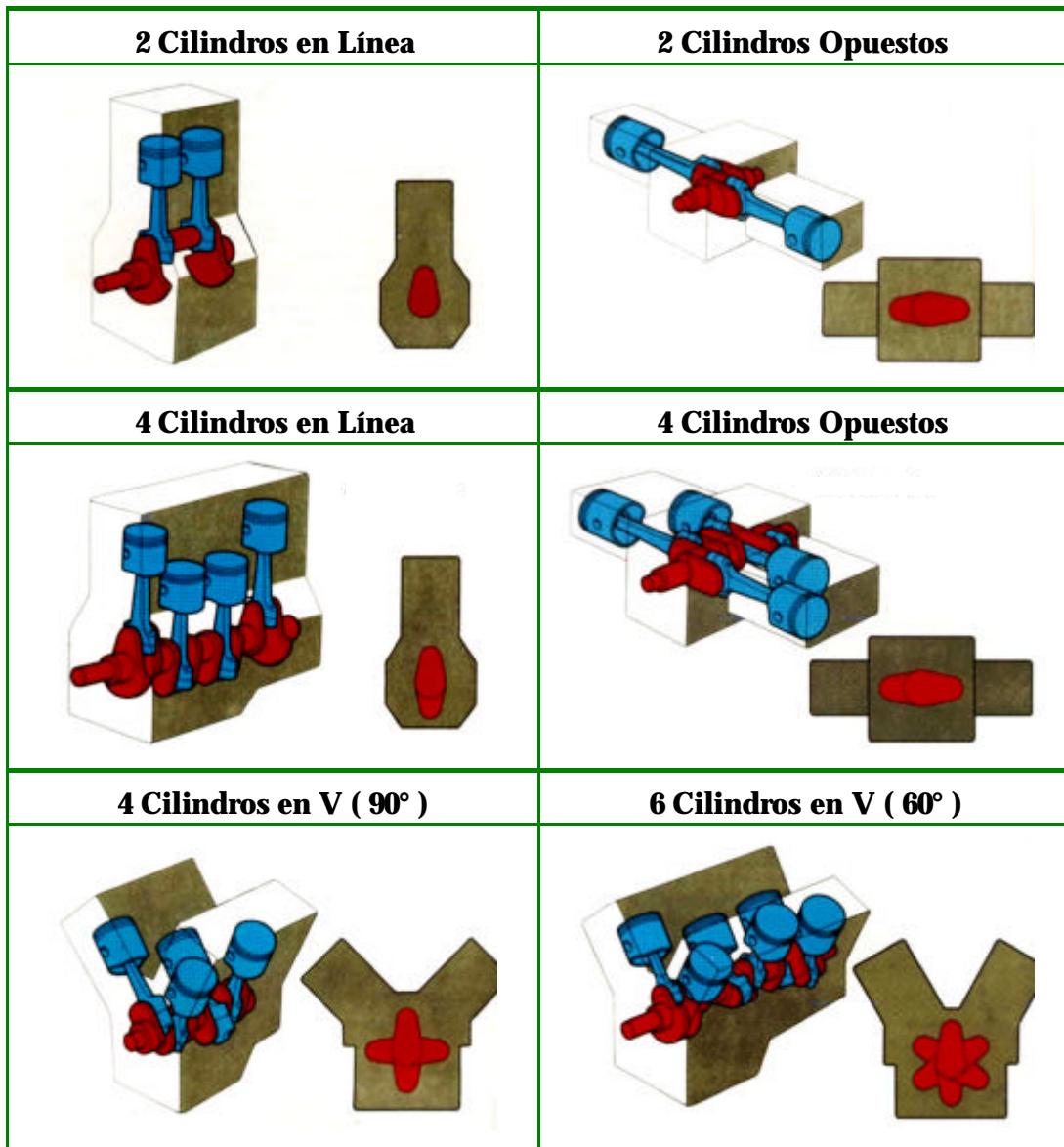
2.1.3.3 Formación de la mezcla aire- combustible. Se destacan los motores de carburación y los motores de inyección.

2.1.3.4 En función del sistema de refrigeración. En los motores de combustión interna el sistema de refrigeración es de gran importancia, por lo tanto este se convierte en otro parámetro de clasificación de estos, y se tienen motores refrigerados por aire y los refrigerados por líquido.

2.1.3.5 Según el número y disposición de sus cilindros. Este es uno de los factores de clasificación más conocido para los motores de combustión interna, por la forma de construcción y ordenación de sus cilindros, los motores alternativos pueden ser: motores en línea y motores en V, los que a su vez pueden ser normales o invertidos; motores en W, opuestos o contrapuestos, motores en H, en estrella (simple, doble o cuádruples). La figura 49 muestra la representación esquemática para distintas configuraciones de los cilindros.

Los motores de cilindros horizontales y opuestos constituyen la solución actual en la gama de baja potencia.

Figura 49 - Diferentes disposiciones de los cilindros

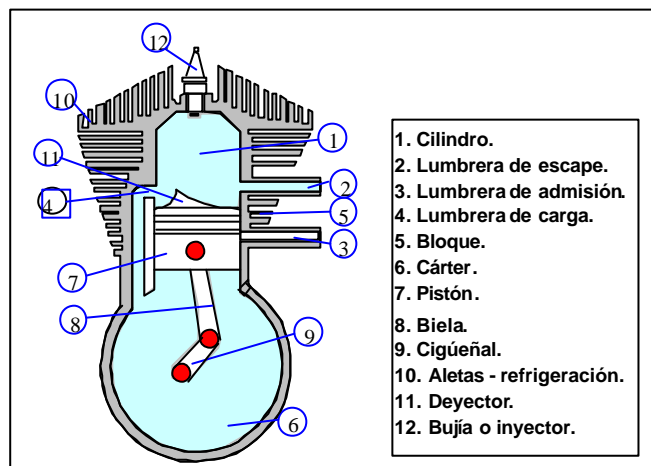


2.1.3.6 Según el ciclo termodinámico. De acuerdo al ciclo termodinámico en el cual opere el motor, estos pueden ser clasificados como motores de cuatro y de dos tiempos.

2.1.3.7 Motores de combustión interna de dos tiempos. Funciona con un ciclo durante el cual el pistón efectúa dos carreras y el cigüeñal da sólo una vuelta o giro de **360°**.

La característica principal de este tipo de motor es que no lleva válvulas, sino que es el propio pistón el que, en su desplazamiento en el interior del cilindro, hace que el fluido operante entre y salga a través de las denominadas *lumbreras* u *orificios* tallados en el cilindro. La figura 50 muestra las partes principales de un motor de este tipo.

Figura 50 - Motor de dos tiempos.



En este motor, se realiza una pre-admisión de los gases frescos en el cárter, el cual con respecto al de los motores de cuatro tiempos es más reducido y estanco. En él son sometidos a una pre-compresión, pasando luego al interior del cilindro por una conducción denominada conducto de carga que lo comunica con el cárter.

Se refrigeran generalmente por aire a través de una serie de aletas que rodean todo el cilindro y cámara de combustión, y como tampoco llevan circuito de engrase, el cual se realiza por mezcla de aceite con el combustible en una proporción del 3-5%, son ligeros, resistentes y necesitan muy poco mantenimiento.

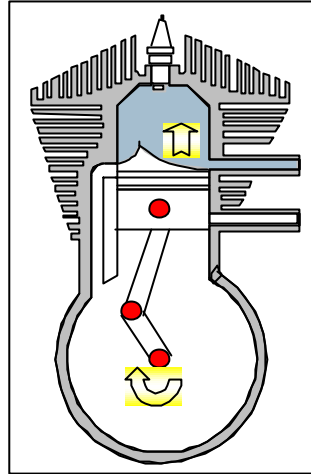
El funcionamiento de este tipo de motores consta de las etapas expuestas a continuación:

Durante su carrera desde el **PMI** al **PMS** el pistón hace salir a la atmósfera los gases quemados que ocupan el cilindro y abre la lumbrera de admisión por lo que los gases frescos de la atmósfera pasan al interior del cárter, aspirados por la depresión creada al desplazarse. Desde este momento hasta el final de su recorrido se produce la compresión del aire o de la mezcla en el interior del cilindro, mientras continúa la pre-admisión de gases frescos en el interior del cárter.

Durante esta carrera la muñequilla del cigüeñal ha girado **180°** y se han realizado las siguientes fases:

1. Barrido de gases residuales.
2. Compresión de la mezcla.
3. Pre-admisión o llenado del cárter.

Figura 51 - Primer tiempo.



Durante la segunda carrera, que comienza cuando el pistón llega al **PMS** al final de la compresión, instante en el cual salta la chispa eléctrica o se inyecta el combustible, se inicia la combustión y se elevan la presión y la temperatura en el interior del cilindro, generándose una fuerza que empuja al pistón con lo que se produce trabajo útil.

Durante el descenso del pistón, se cierra en primer lugar la lumbrera de admisión y se comprime el aire o la mezcla en el interior del cárter (pre-compresión).

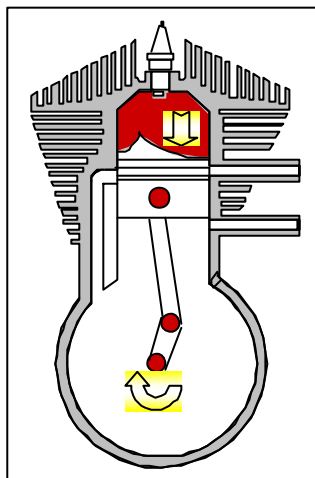
Poco antes de llegar al **PMI** el pistón abre las lumbreras de carga y escape, a través de las cuales se produce el escape de gases quemados y el llenado del cilindro con los gases frescos que a cierta presión ocupan el cárter, los cuales, por el conducto de carga, favorecidos por la presión a que se encuentran sometidos, entran en el cilindro incidiendo en la superficie del deyector con lo que se impide al desviar su trayectoria que salgan sin quemarse directamente

por la lumbrera de escape. A la vez empujan a los gases quemados que quedan a la presión atmosférica en el interior del cilindro y los hacen salir a la atmósfera.

En esta segunda carrera la muñequilla del cigüeñal ha girado otros **180°**, completando una vuelta del cigüeñal y se han realizado las siguientes fases:

1. Combustión y trabajo.
2. Pre-compresión de la mezcla en el cárter.
3. Escape.
4. Admisión.

Figura 52 - Segundo tiempo.



Como se puede observar, el ciclo completo se realiza en estos motores en tan sólo dos carreras del pistón y una vuelta del cigüeñal.

En la práctica el trabajo producido por estos motores, resulta inferior al previsto, debido a la forma de llenado y barrido de los gases en el cilindro, ya que si en los motores de cuatro tiempos, la admisión y el escape se realizan durante dos carreras completas del pistón y el trabajo durante toda la carrera útil del mismo, en los de dos tiempos, la admisión y el escape de gases se realizan durante un corto recorrido del pistón que depende de la posición de las lumbreras. De tal forma que su posición es fundamental en el funcionamiento de estos motores, ya que cuanto más próximas estén del **PMI**, el trabajo teórico desarrollado será mayor, si bien el llenado y vaciado de gases es insuficiente, obteniéndose una menor potencia real del motor. Por el contrario, si las lumbreras se sitúan muy alejadas del **PMI**, aunque el llenado y evacuado de gases se efectúa en mejores condiciones, se acorta la carrera de trabajo y se obtiene un trabajo desarrollado inferior dando lugar, además, a una mayor pérdida de gases frescos que aumenta el consumo del motor.

Comparando los motores de dos con los de cuatro tiempos, se pueden considerar las siguientes ventajas e inconvenientes de los motores de dos tiempos, con respecto a los de cuatro:

Más reducidos y con menor peso.

Menor coste de fabricación.

Mayor rendimiento mecánico.

Menor coste de mantenimiento.

Mayor número de revoluciones.

Menor rendimiento térmico.

Menor potencia efectiva.

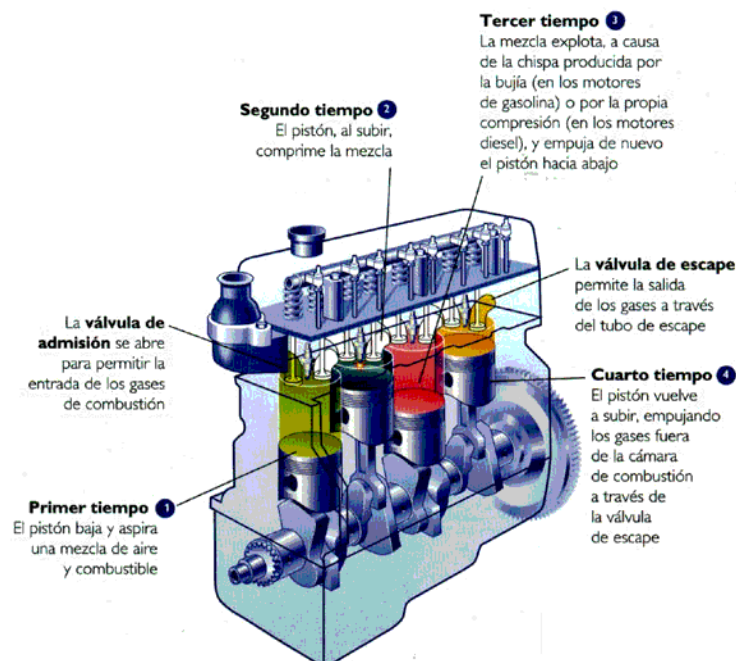
Mayor consumo específico.

Todo esto hace que los motores de dos tiempos sean particularmente interesantes cuando se requieren pequeñas cilindradas.

2.1.3.8 Motores de combustión interna de cuatro tiempos. En este tipo de motores, el ciclo termodinámico se completa en cuatro carreras del émbolo y dos vueltas del cigüeñal. En estos motores, la renovación de la carga es controlada por medio de la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape.

Para los motores de cuatro tiempos también se puede llevar a cabo una clasificación de acuerdo a la forma como es encendida la mezcla en el interior de los cilindros, según a esto se tiene *motores de encendido por chispa* y los de *encendido por compresión*.

Figura 53 - Motor de cuatro tiempos.

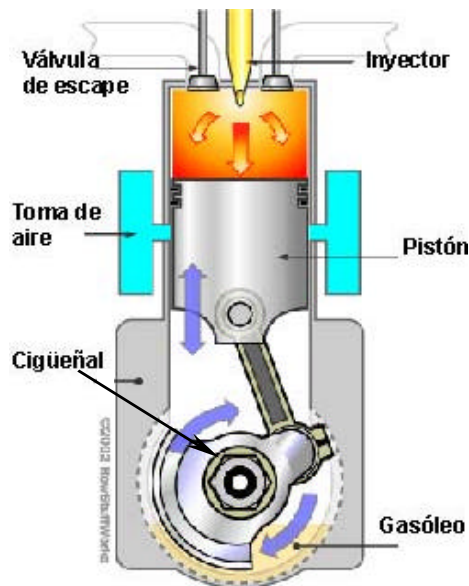


Fuente: MUÑOZ, F. Payri. Motores de combustión interna alternativos, Sección de publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales (Universidad Politécnica de Madrid), 1989.

2.1.3.9 Motor de combustión interna encendido por chispa. Los primeros motores incorporaban una llama externa para el encendido, sin embargo este sistema quedó pronto obsoleto siendo sustituido por un tubo caliente que se empleó hasta la primera Guerra Mundial. Desde entonces, la ignición es eléctrica (bujía) ya que permite controlar la ignición (el momento en el que se ha de producir) y subsana los problemas de reducida vida útil y riesgo de explosión de los sistemas anteriores. Para evitar la explosión espontánea de la mezcla, estos motores no pueden alcanzar grandes presiones, limitándose en la práctica hasta relaciones de compresión de 8, mientras que los motores diesel pueden alcanzar valores de hasta 20.

2.1.3.10 Motor de cuatro tiempos encendido por compresión. Su creación se le atribuye a Rudolph Diesel. El ciclo diesel presenta cierta similitud con el ciclo de Otto, excepto que se debe disponer de una alta relación de compresión, admitiendo solamente aire, en lugar de una mezcla de combustible, en la carrera de admisión. La rápida compresión del aire hasta presiones elevadas, eleva su temperatura hasta un valor tal, que si se surte dentro de la cámara de combustión un combustible, se produce su ignición espontánea sin depender de una chispa para iniciar la combustión o de una mezcla homogénea para propagar la llama.

Figura 54 – Esquema de un motor diesel.

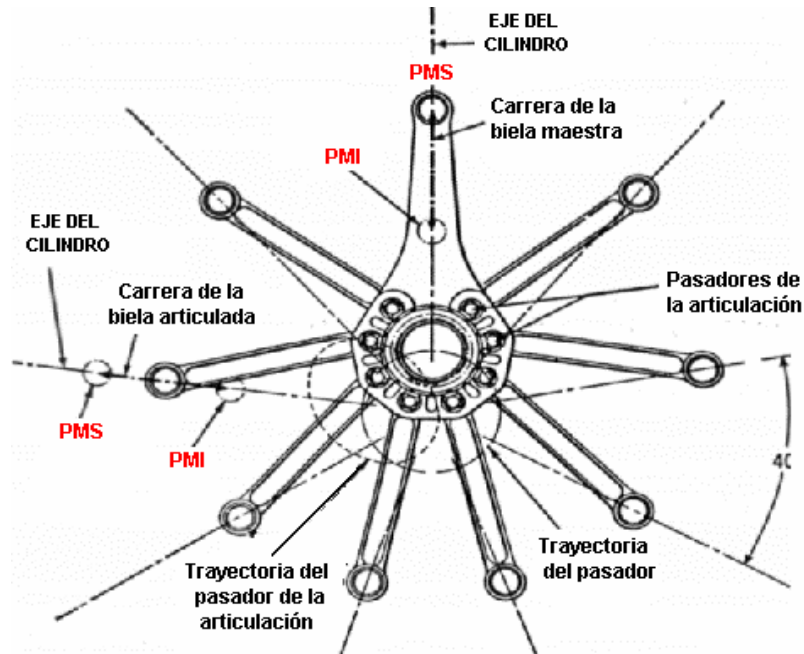


Fuente: MUÑOZ, F. Payri. Motores de combustión interna alternativos, Sección de publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales (Universidad Politécnica de Madrid), 1989.

2.1.3.11 Motor radial⁶. Este es un motor de combustión interna con una disposición particular de sus cilindros, estos sus ejes están en la dirección radial formando especie de estrella. Este tipo de motores es empleado básicamente en la industria de la aviación, La diferencia fundamental entre un motor radial respecto de un motor en línea (como el de un automóvil, por ejemplo) radica en la disposición de los cilindros y de la manera en que éstos se mueven y transmiten el movimiento. La figura 55 muestra la esquematización de este tipo de motores.

⁶ MORALES, Luis y PACHECO Andrés. Motores radiales. Chile. 2002.

Figura 55 - Disposición de cilindros para un motor radial de 9 cilindros.



Fuente: MORALES, Luis y PACHECO Andrés. Motores radiales.

Estos motores necesitan un cigüeñal corto, de uno o dos codos, donde se aprovecha bien el metal. Pero ello lleva consigo complicaciones constructivas bastante serias. En cuanto al número de cilindros, los hay de 3, 5, 7, 9 en un plano. Pueden tener incluso hasta 18 cilindros, pero éstos deben estar organizados en dos planos (de 9 pistones cada uno).

El motor radial presenta el problema de sujetar 3,5,7 o 9 bielas en un solo muñón. Se emplea para ello una biela principal para un cilindro, siendo acopladas a ella otras bielas articuladas. Debe notarse que la biela principal ejecuta el mismo movimiento que el que ejecuta la biela en la mayoría de los motores, en tanto que una biela articulada sigue una trayectoria ligeramente

diferente, debido a que el punto de fijación no queda en el centro de fijación del cigüeñal.

El sistema de enfriamiento puede ser por aire o por agua, pero dada que la aplicación principal de este motor (la aviación) requiere poco peso, lo usual es que sea enfriado por aire.

En cuanto a la combustión, se usa preferentemente el principio de **compresión previa y ciclo de 4 tiempos**, dado que el combustible es más liviano y fluido (gasolina de alta calidad). Sin embargo, se han desarrollado motores Diesel con cilindros en disposición radial.

Entonces, se tiene un motor que opera en un ciclo de 4 tiempos (**admisión, compresión, combustión y escape**) y cuyos cilindros están dispuestos en forma radial en torno a un cigüeñal con uno o dos codos.

2.1.4 Ciclo Otto teórico. Este motor, también conocido como motor Otto, es el más empleado en la actualidad, y realiza la transformación de energía calorífica en mecánica fácilmente utilizable en cuatro fases, durante las cuales un pistón que se desplaza en el interior de un cilindro efectúa cuatro desplazamientos o carreras alternativas y, gracias a un sistema biela-manivela, transforma el movimiento lineal del pistón en movimiento de rotación del árbol cigüeñal, realizando este dos vueltas completas en cada ciclo de funcionamiento.

Como se ha dicho la entrada y salida de gases en el cilindro es controlada por dos válvulas situadas en la cámara de combustión, las cuales su apertura y

cierre la realizan por el denominado sistema de distribución, sincronizado con el movimiento de giro del árbol.

El funcionamiento teórico de este tipo de motor, durante sus cuatro fases o tiempos de trabajo, es el siguiente:

2.1.4.1 Admisión. Corresponde al primer tiempo del ciclo, durante este tiempo el pistón se desplaza desde el punto muerto superior (**PMS**) al punto muerto inferior (**PMI**) y efectúa su primera carrera o desplazamiento lineal. Durante este desplazamiento el cigüeñal realiza un giro de **180°**.

Cuando comienza esta fase se supone que instantáneamente se abre la válvula de admisión y mientras se realiza este recorrido, la válvula de admisión permanece abierta y, debido a la depresión o vacío interno que crea el pistón en su desplazamiento, se aspira una mezcla de aire y combustible, que pasa a través del espacio libre que deja la válvula de aspiración para llenar, en teoría, la totalidad del cilindro. Tal como lo muestra la figura **56 (a)**.

El recorrido **L** que efectúa el pistón entre el **PMS** y el **PMI** definido como carrera, multiplicada por la superficie **S** del pistón determina el volumen o cilindrada unitaria del motor $V_1 - V_2$ y corresponde al volumen de mezcla teórica aspirada durante la admisión.

$$V_1 - V_2 = S * L = \frac{pf^2}{4} L$$

Se supone que la válvula de admisión se abre instantáneamente al comienzo de la carrera y que se cierra también, de forma instantánea, al final de dicho recorrido. Total girado por el cigüeñal **180°**.

2.1.4.2 Compresión. Segundo tiempo del ciclo, en este tiempo el pistón efectúa su segunda carrera y se desplaza desde el punto muerto inferior **PMI** al punto muerto superior **PMS**. Durante este recorrido la muñequilla del cigüeñal efectúa otro giro de 180°. Durante esta fase las válvulas permanecen cerradas. El pistón comprime la mezcla, la cual queda alojada en el volumen de la *cámara de combustión*, también llamada de compresión, situada por encima del **PMS**, ocupando un volumen V_2 . Según lo apreciado en la figura **56 (b)**. Total girado por el cigüeñal **360°**.

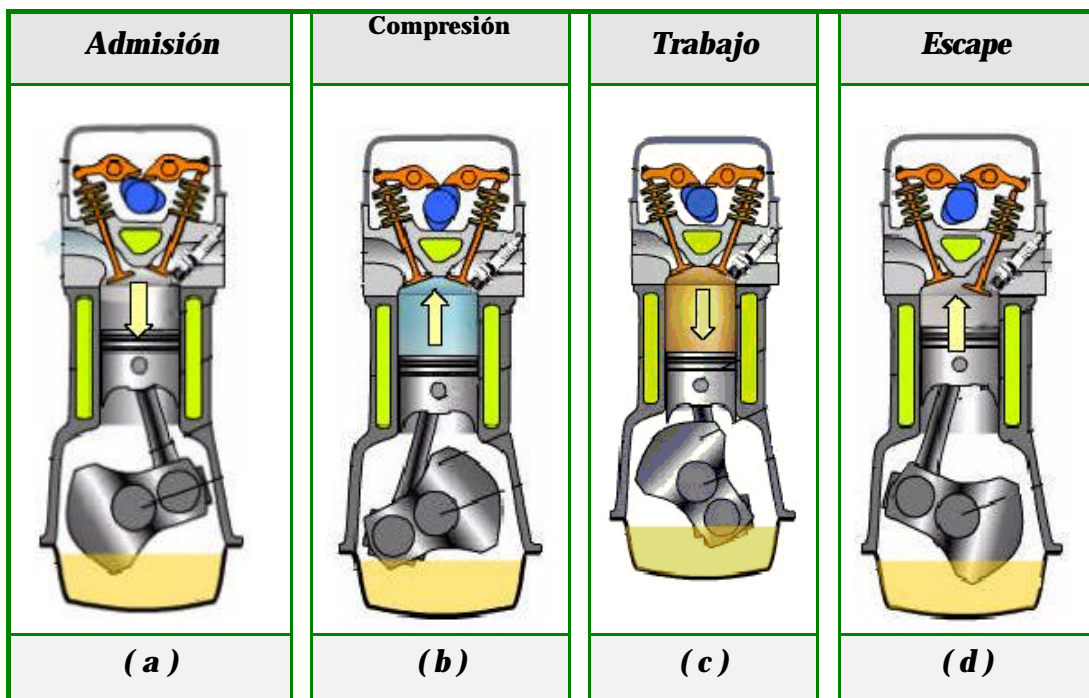
2.1.4.3 Trabajo. Equivale al tercer tiempo en el ciclo, cuando el pistón llega al final de la compresión, entre los electrodos de una bujía, salta una chispa eléctrica en el interior de la cámara de combustión que produce la ignición de la mezcla, con lo cual se origina la inflamación y combustión de la misma. Durante este proceso se libera la energía calorífica del combustible, lo que produce una elevada temperatura en el interior del cilindro, con lo que la energía cinética de las moléculas aumenta considerablemente y, al chocar éstas contra la cabeza del pistón, generan la fuerza de empuje que hace que el pistón se desplace hacia el **P.M.I**. Véase la figura **56 (c)**.

Durante esta carrera, que es la única que realiza trabajo, se produce la buscada transformación de energía. La presión baja rápidamente por efecto del aumento de volumen y disminuye la temperatura interna debido a la expansión. Al llegar el pistón al **PMI** se supone que instantáneamente se abre la válvula de escape. Total girado por el cigüeñal **540°**.

2.1.4.4 Escape. En este tiempo (*cuarto*) el pistón realiza su cuarta carrera o desplazamiento desde el **PMI** al **PMS** y el cigüeñal gira otros 180. Durante este recorrido del pistón, la válvula de escape permanece abierta. A través de

ella, los gases quemados procedentes de la combustión salen a la atmósfera, al principio en "estampida" por estar a elevada presión en el interior del cilindro, y el resto empujado por el pistón en su desplazamiento hacia el *PMS*. Figura 56 (d).

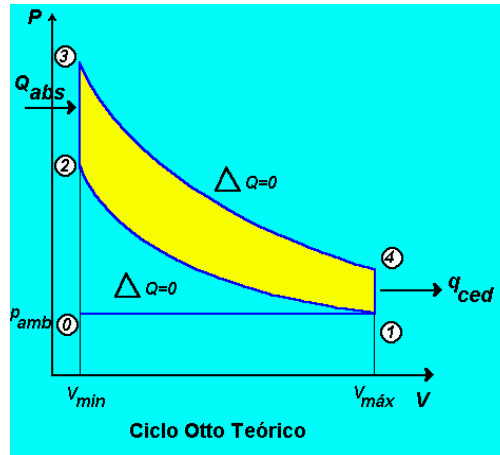
Figura 56 - Fases del ciclo de cuatro tiempos.



Fuente: MUÑOZ, F. Payri. Motores de combustión interna alternativos, Sección de publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales (Universidad Politécnica de Madrid), 1989.

En la figura 57 se aprecia el ciclo teórico de un motor Otto representado en un diagrama *PV*.

Figura 57 - Diagrama P-V de un ciclo Otto teórico.



Fuente: ROMAN; Roberto. Motores de combustión interna. Universidad de Chile. 1998.

2.1.5 Ciclo diesel teórico. El motor Diesel de cuatro tiempos tiene una estructura semejante a los motores de explosión, salvo ciertas características particulares. El pistón desarrolla cuatro carreras alternativas mientras el cigüeñal gira 720° . Como el motor de ciclo Otto realiza el llenado y evacuación de gases a través de dos válvulas situadas en la culata, cuyo movimiento de apertura y cierre está sincronizado con el cigüeñal a través del sistema de distribución por el árbol de levas.

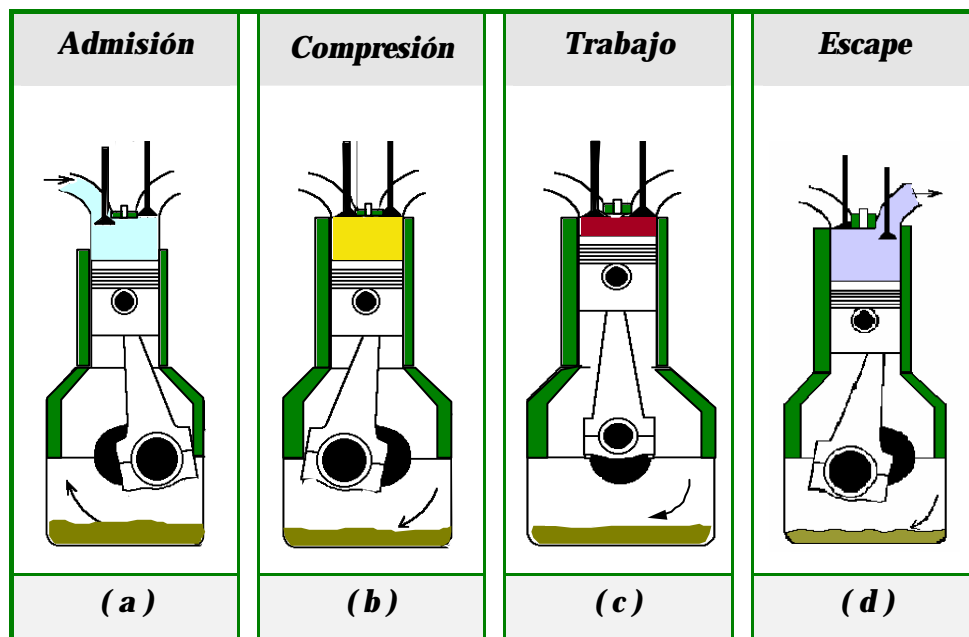
El funcionamiento de este motor durante su ciclo es el siguiente:

2.1.5.1 Admisión. En este primer tiempo el pistón efectúa su primera carrera o desplazamiento desde el *PMS* al *PMI*, aspirando sólo aire de la atmósfera, debidamente purificado a través del filtro. El aire pasa por el colector y la válvula de admisión, que se supone se abre instantáneamente y que permanece abierta, con objeto de llenar todo el volumen del cilindro. Durante este tiempo, la muñequilla del cigüeñal gira 180° . Al llegar al *PMI* se supone que la válvula de admisión se cierra instantáneamente. Véase la figura 58 (a).

2.1.5.2 Compresión. En este segundo tiempo y con las dos válvulas completamente cerradas el pistón comprime el aire a gran presión, quedando sólo aire alojado en la cámara de combustión. La muñequilla del cigüeñal gira otros 180° y completa la primera vuelta del árbol motor.

La presión alcanzada en el interior de la cámara de combustión mantiene la temperatura del aire por encima de los 600°C , superior al punto de inflamación del combustible, para lo cual la relación de compresión tiene que ser del orden de 22. Figura 58 (b).

Figura 58 - Tiempos en el motor Diesel.



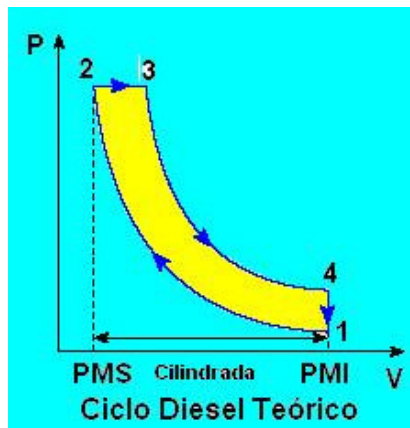
2.1.5.3 Trabajo. El combustible, que debido a la alta presión de inyección sale finalmente pulverizado, se inflama en contacto con el aire caliente, produciéndose la combustión del mismo. Se eleva entonces la temperatura interna, la presión mientras dura la inyección o aportación de calor se supone

constante y, a continuación, se realiza la expansión y desplazamiento del pistón hacia el PMI. Durante este tiempo, o carrera de trabajo, el pistón efectúa su tercer recorrido y la muñequilla del cigüeñal gira otros 180° . La figura 58 (c) muestra dicha etapa.

2.1.5.4 Escape. Durante este cuarto tiempo se supone que la válvula de escape se abre instantáneamente permanece abierta. El pistón, durante su recorrido ascendente, expulsa a la atmósfera los gases remanentes que no han salido, efectuando el barrido de gases quemados lanzándolos al exterior.

La muñequilla del cigüeñal efectúa otro giro de 180° , completando las dos vueltas del árbol motor que corresponde al ciclo completo de trabajo. El diagrama de distribución correspondiente a esta carrera se presenta en la figura 58 (d).

Figura 59 - Diagrama P-V del ciclo Diesel teórico.



Fuente: ROMAN; Roberto. Motores de combustión interna. Universidad de Chile. 1998.

Como se puede observar, este ciclo difiere del ciclo Otto en que la aportación de calor se realiza a presión constante, con una carrera de trabajo menos efectiva debido al retraso de la combustión.

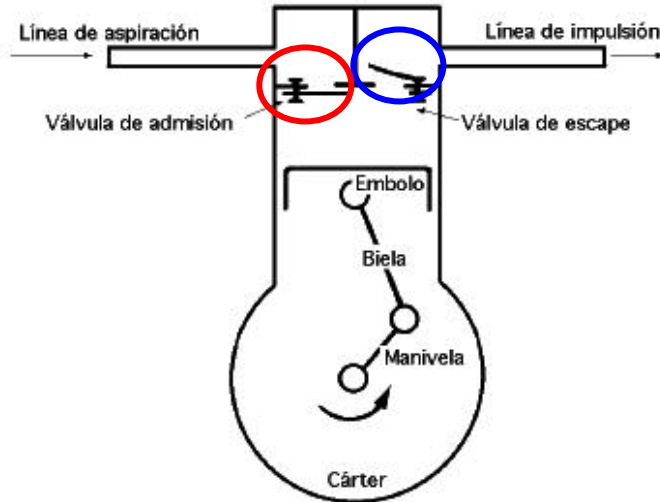
2.2 COMPRESORES RECIPROCANES

Los compresores son máquinas cuya finalidad es la de aportar energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para de esta manera hacerlos fluir aumentando simultáneamente su presión.

En esta última característica precisamente, se distinguen de los ventiladores en los cuales se manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire por ejemplo) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a las bombas de fluidos incompresibles.

Un compresor recíprocante es un dispositivo de desplazamiento positivo, el cual durante su operación normal admitirá una cantidad de gas o vapor de su línea de succión a una presión P_1 dada, y lo comprimirá por medio de un pistón que se mueve alternativamente en el interior del cilindro, según las necesidades del sistema para moverlo a través de su línea de descarga a una presión P_2 superior, véase la figura 60 . Por medio de un motor eléctrico o en su efecto una turbina de vapor le es suministrada la energía necesaria para efectuar este trabajo.

Figura 60 - Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo.



Fuente: FERNANDEZ, Pedro. Compresores. Universidad de Cantabria. España. p. I-2

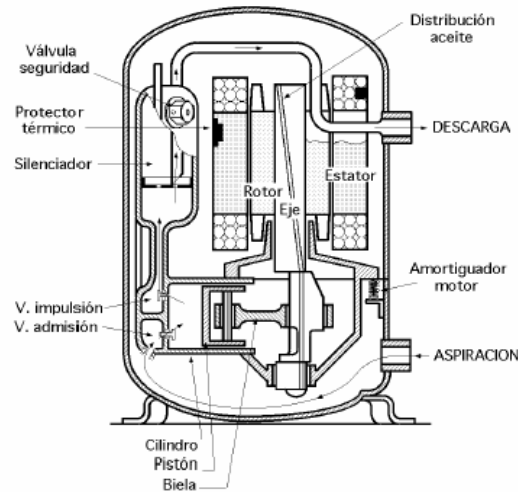
Este tipo de compresores es de gran versatilidad debido a que permiten comprimir con relativa facilidad una amplia gama de densidades de gases y que pueden ajustarse rápidamente a condiciones variantes de presión.

2.2.1 Partes de un compresor recíprocante. Entre sus componentes básicos de un compresor recíprocante se puede destacar:

1. Mecanismo motor (cigüeñal y biela)
2. Cruceta o mecanismo de deslizamiento
3. Pistón y anillos de pistón
4. Cilindro o cabezal
5. Sistema de enfriamiento
6. Válvulas (admisión, escape, seguridad).

La figura 61, muestra los componentes básicos de un compresor recíprocante.

Figura 61. Componentes de un compresor recíprocante*.



Fuente: FERNANDEZ, Pedro. Compresores. Universidad de Cantabria. España. p. I-3

2.2.2 Clasificación de los compresores alternativos. Los compresores alternativos a su vez pueden ser clasificados de acuerdo a diversos parámetros de diseño y operación a continuación se muestra una clasificación de acuerdo a estos parámetros, resaltando que esta puede variar de acuerdo a las consideraciones de los fabricantes y del autor.

2.2.2.1 Según el número de etapas. Dependiendo el numero de etapas los compresores alternativos se clasifican como:

Compresores de una etapa. Se componen básicamente de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Para su refrigeración llevan, en la parte exterior, aletas que evacuan el calor por radiación y convección; se utilizan en aplicaciones en donde el caudal está limitado y en condiciones de servicio intermitente, ya que son compresores de pequeñas potencias.

* Compresor recíprocante hermético.

En estos compresores, la temperatura de salida del aire comprimido se sitúa alrededor de los **180 °C** con una posible variación de **± 20 °C**.

Compresores de dos etapas. El aire se comprime en dos etapas; en la primera (de baja presión BP) se comprime hasta una presión intermedia $P = 2$ a 3 bares, y en la segunda (de alta presión AP), se comprime aproximadamente hasta una presión de 8 bares.

Estos compresores son los más empleados en la industria cubriendo sus caudales una extensa gama de necesidades. Pueden ser refrigerados por aire o por agua, es decir, el refrigerador intermedio (entre etapas) puede actuar a base de un ventilador o una corriente de agua a través del mismo. El aire comprimido sale a unos **130 °C** con una variación de **± 15 °C**.

De etapas múltiples. Un pistón es de etapas múltiples, si tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes, que se desplazan en cilindros concéntricos. El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble efecto, no así los otros pistones, que lo harán en simple efecto. Esta disposición es muy utilizada por los compresores en los cuales se requiere el manejo de alta presión, una disposición típica se aprecia en la figura. **62 (c)**.

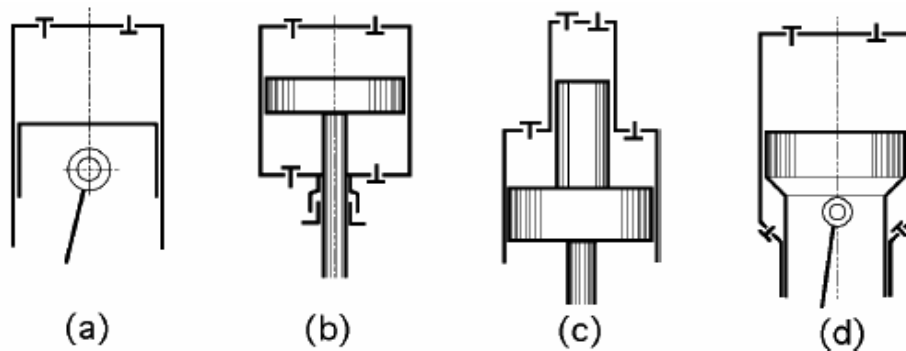
2.2.2.2 Por el modo de operación. La forma en que opera el pistón es otra forma de clasificar los compresores alternativos, de acuerdo a esto se tiene:

De simple efecto. Cuando un pistón es de simple efecto como se ilustra en la figura **62 (a)**, trabaja sobre una sola cara del mismo, la cual está dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.

De doble efecto. El pistón de doble efecto realiza su trabajo sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro, figura 62 (b). El volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por su carrera restándole el área del vástago multiplicada por la carrera.

De pistón diferencial. El pistón diferencial es aquel que trabaja a doble efecto, pero con diámetros diferentes, con el fin de conseguir la compresión en dos etapas, véase figura 62 (d). Su utilidad viene limitada y dada por la posición de los pistones, este tipo de compresores está quedando obsoleto.

Figura 62 – Modo de operación del pistón.



Fuente: FERNANDEZ, Pedro. Compresores. Universidad de Cantabria. España. p. I-19

2.2.2.3 Por el número y disposición de los cilindros. En los compresores de cilindros, o a pistón, generalmente los fabricantes utilizan diversas formas de montaje para éstos, siendo las más frecuentes la disposición vertical, la horizontal, en *L* ó en ángulo a 90° , y de dos cilindros opuestos, debiendo también incluir la colocación en *V* muy adoptada para los compresores pequeños.

Los compresores verticales. Sólo se utilizan para potencias pequeñas, ya que los efectos de machaqueo, relativamente importantes producidos por esta disposición, conducen al empleo de fundaciones pesadas y voluminosas, en contraposición de las disposiciones horizontales o en ángulo, que presentan otras cualidades de equilibrio tales que, el volumen de las fundaciones, se reduce considerablemente.

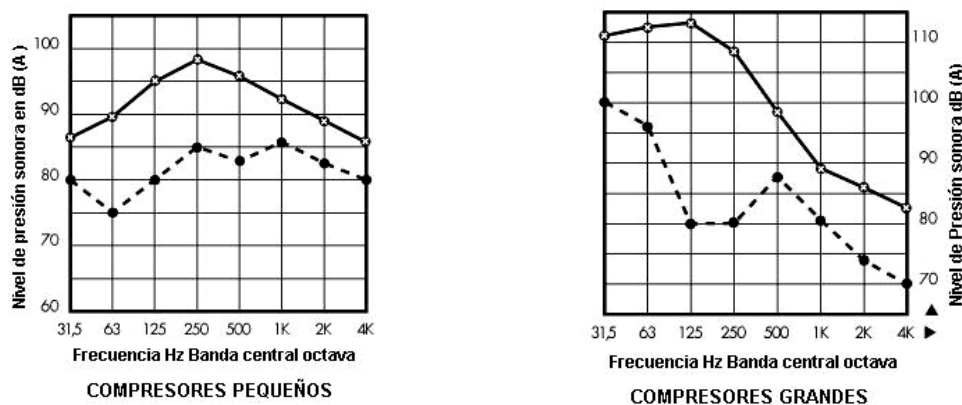
Compresores en V. Son los más empleados para compresores pequeños.

Compresores en L o en ángulo. Se recurre a estos para compresores grandes de doble efecto, con el cilindro de baja presión vertical y el de alta presión horizontal. Estos compresores deben trabajar a una presión comprendida entre 6 y 7 bar, inferior a la presión máxima establecida del orden de (8-10) bar, que indica la presión límite a la que puede trabajar, no siendo recomendable el que un compresor trabaje constantemente a su presión máxima.

2.2.3 Ruido en un compresor alternativo. La reducción de las pulsaciones de baja frecuencia de un compresor alternativo, presenta un problema particular. La protección auditiva resulta pocas veces eficaz a niveles de baja frecuencia (*menos de 50 Hz.*), por lo que el ruido debe ser reducido en origen. Los mecanismos de absorción, como los silenciadores, eficaces para reducir los ruidos de alta frecuencia de ventiladores y compresores de flujo axial, se muestran inútiles en frecuencias tan bajas. Sin embargo, se ha conseguido una considerable reducción en estos ruidos con silenciadores amortiguadores de inercia acústica. La reducción de ruido de esta serie de amortiguadores se consigue íntegramente corrigiendo el diseño de los resonadores integrales y de las cámaras de expansión, sin recurrir a materiales de absorción. Esto

minimiza el riesgo de que se introduzcan materias extrañas en el compresor. Los amortiguadores están diseñados aerodinámicamente con el fin de poder admitir eficazmente el flujo de aire en dos direcciones a la entrada de los compresores alternativos, y eliminan la caída de la alta presión asociada. Estos amortiguadores están instalados directamente en una entrada del compresor o al final de una tubería. Se han conseguido así reducciones *de 10 a 20 dB* para las frecuencias más bajas.

Figura 63 – Nivel de Presión sonora Vs. Frecuencia.



- - - - - Silenciados	————— No Silenciados
Reducción de ruido supuesta	10 dB(A) en compresores pequeños
	B(A) en compresores grandes

2.2.4 Puesta en marcha de los compresores alternativos. En las instrucciones suministradas por el fabricante, se suele detallar esta operación; no obstante, en términos generales se puede decir:

1. Comprobar líneas, válvulas, juntas, etc.

2. Comprobar sistemas de lubricación y niveles de aceite. Algo de aceite debe ir al cilindro directamente, pero excesivo aceite puede ensuciar las válvulas (hollín) y cuesta dinero por el aceite gastado. Poco aceite puede ser causa de un desgaste prematuro de los anillos del pistón. Poner en marcha el sistema. Esto en caso de cilindros lubricados.
3. Comprobar el sistema de refrigeración de agua del cilindro y hacer circular el agua antes de ponerlo en marcha, para prevenir un sobrecalentamiento y pérdida de engrase.
4. Girar el volante lentamente para dar algunas emboladas y desalojar cualquier líquido que pudiera haber en el cilindro, y repartir bien el aceite.
5. Arrancar el compresor en descarga y con las válvulas de admisión y escape cerradas y el by-pass abierto. Después abrir la impulsión y cerrar el by-pass. A continuación ir abriendo la válvula de aspiración lentamente, de esta manera se da tiempo a evaporar todo el líquido. Durante todo el arranque el compresor debe tener las válvulas 2 y 3 de succión abiertas del todo (bloqueadas a tope). Así tenemos la seguridad de que el compresor no trabaja en carga.
6. Poner en carga el compresor, primero al 25%, después 50% y por último al 100%.

2.2.5 Parada de compresores alternativos. De acuerdo a las instrucciones suministradas por el fabricante, para llevar acabo la detención de un compresor alternativo es recomendable llevar a cabo el siguiente procedimiento:

1. Poner el compresor en descarga. Dejarle funcionando un poco sin carga para enfriar el pistón y asegurar la retención de una capa de aceite protector sobre todas las superficies metálicas. El agua de refrigeración debe seguir fluyendo hasta después de parar el compresor.
2. Cerrar la válvula de la línea de aspiración, abrir el by-pass y después cerrar la línea de impulsión.
3. Parar el motor o turbina que mueve el compresor.
4. Si el compresor va a estar parado unos días, el eje del pistón se debe proteger con una capa de aceite contra la corrosión.
5. Antes de la nueva puesta en marcha se debe sacar el aceite del cárter y poner uno nuevo.

2.3 BOMBAS RECIPROCANTES

Las bombas reciprocantes son unidades de desplazamiento positivo, recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. En este tipo de bombas se logra por el movimiento alternativo de un pistón, embolo o diafragma.

Las bombas reciprocantes, son empleadas en aquellas situaciones en las que una bomba centrífuga o rotativa no alcanza a cumplir con los requerimientos del sistema. Si bien algunos servicios se podrían efectuar con una bomba

rotativa o centrífuga, esto implicaría un incremento en los requisitos de potencia y mantenimiento. Debido a estos costos, la bomba de potencia, gracias a su elevada potencia mecánica, es empleada cada vez más en numerosas aplicaciones.

Una de las ventajas de las bombas reciprocantes es que debido a que no son cinéticas como la centrífuga, lo que le permite alcanzar grandes presiones a bajas velocidades, logrando de esta manera el manejo de pastas aguadas y líquidos muy viscosos.

En la bomba de potencia se hace alternar el elemento de bombeo con una manivela o cigüeñal. Teniendo como propulsor con eje rotatorio, motor eléctrico, combustión interna o turbina.

La bomba de acción directa se impulsa por medio de un fluido-motor basándose en el diferencial de presión. Inicialmente a este tipo de bombas se le conocía como bombas de vapor por ser impulsadas con vapor, mas no por bombear vapor.

Las bombas reciprocantes tienen una eficiencia mecánica intrínsecamente alta, con la eficiencia total extendiéndose a partir de la 85% hasta el 95%. Son sencillas en su operación y mantenimiento, pues las camisas, pistones y válvulas pueden ser cambiadas fácilmente. Con el solo cambio de camisas y pistones de mayor diámetro se pueden obtener mayores caudales y variedad de presiones

2.3.1 Clasificación de las bombas reciprocantes. La clasificación más divulgada para este tipo de bombas es de acuerdo a sus características, y de acuerdo a esto se tiene:

2.3.1.1 Según configuración del elemento de bombeo. De acuerdo a este parámetro se pueden clasificar como bombas de *pistón, embolo* o *diafragma*.

Bombas de émbolo. En las bombas de émbolo el líquido es desalojado de las cámaras de trabajo por el movimiento alternativo de un pistón, mediante un mecanismo biela manivela, aunque también se pueden utilizar otros mecanismos, como levas, excéntricas, etc.

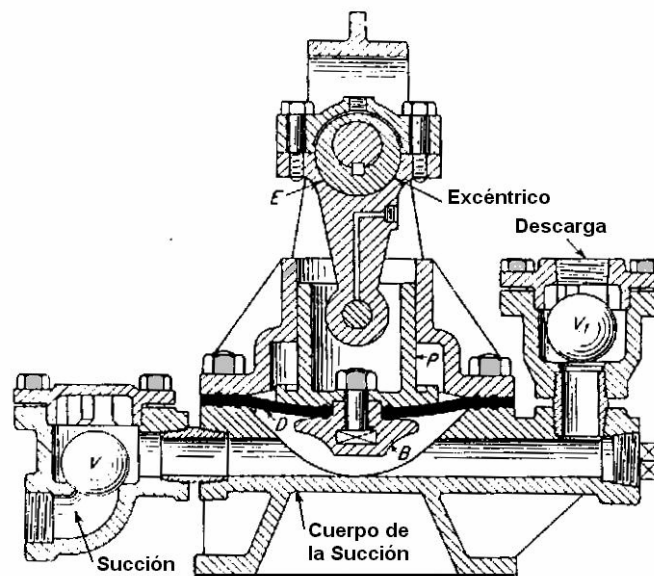
En las bombas de émbolo más usuales existen válvulas de aspiración y de impulsión que regulan el movimiento del líquido a través de la cámara de trabajo que, mientras se está llenando, la válvula de aspiración permanece abierta y la de impulsión cerrada, invirtiéndose la posición de las válvulas durante el desalojo o impulsión del líquido; estas válvulas sólo se abren por la acción del gradiente de presiones, y se cierran por su propio peso o por la acción de algún mecanismo con muelle.

Este tipo de bombas es recomendado para el manejo de grandes presiones y bajos caudales, ya que estas bombas presentan la ventaja de que practicante no tienen límite de presiones, normalmente funcionan con números de revoluciones bajos, del orden de 300 a 500 r.p.m. Además, tienen una mayor eficiencia mecánica y una mayor altura de succión.

Bombas tipo diafragma. Las bombas de diafragmas son apropiadas para el transporte de pulpas, lodos, soluciones ácidas y alcalinas, así como mezclas

de aguas con sólidos que puedan ocasionar erosión. Un diafragma de material flexible no metálico, puede soportar mejor la acción corrosiva o erosiva que las partes metálicas de algunas bombas reciprocantes. La figura 64 muestra el corte de una bomba de diafragma.

Figura 64 – Bomba de diafragma.



Fuente: TYLER, Hicks. Bombas, su selección y aplicación. España. p. 65.

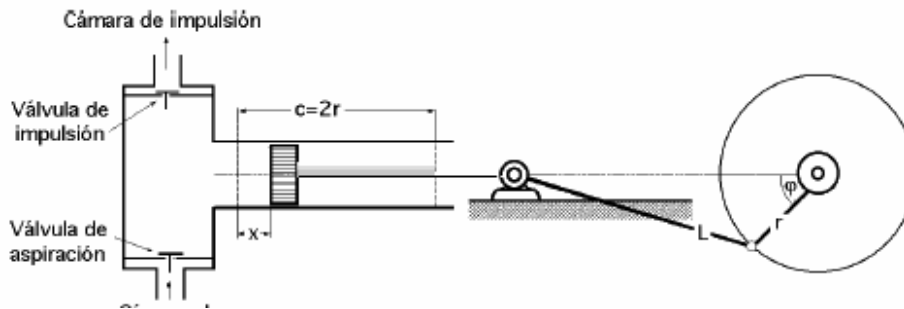
2.3.1.2 Orientación del elemento de bombeo. Dependiendo la orientación de la línea de centros del elemento de bombeo se clasifican en bombas horizontal o vertical.

2.3.1.3 Número de carreras. Teniendo en cuenta el número de carreras de descarga por ciclo de cada biela este tipo de bombas se pueden clasificar como bombas de *simple efecto* o *doble efecto*.

Bomba de simple efecto, el líquido se impulsa únicamente durante media vuelta de la manivela, por cuanto, en la segunda media vuelta, el líquido se

aspira, existiendo en consecuencia una gran irregularidad en el suministro, véase la figura 65.

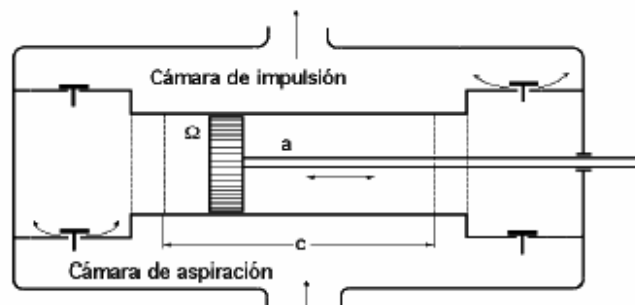
Figura 65 - Esquema de bomba de émbolo de simple efecto.



Fuente: ZUBICARAY, MANUEL. Bombas: teoría, diseño y aplicación. p. 133

Bomba de doble efecto. Este tipo de bombas se representa esquemáticamente en la figura 66, el suministro durante una vuelta se reduce por dos veces a cero, y también, por dos veces, alcanza el valor máximo, siendo su irregularidad menor que para el caso de simple efecto, pero aún así es demasiado grande, por cuanto la presión del líquido junto al émbolo varía fuertemente debido a la corriente irregular en las tuberías.

Figura 66 - Esquema de cuerpo de bomba de émbolo de doble efecto.



Fuente: ZUBICARAY, MANUEL. Bombas: teoría, diseño y aplicación. p. 133

2.3.1.4 Número de bielas de mando. De acuerdo a esto se tienen bombas *simplex, dúplex, o múltiplex*.

2.3.1.5 Extremo de impulsión. Se tienen bombas de potencia o de acción directa.

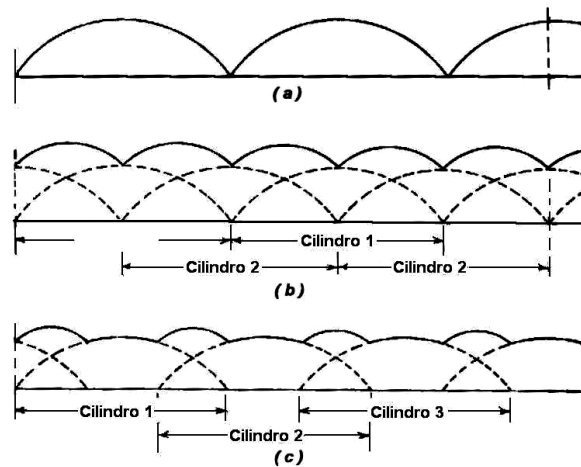
Bombas de Potencia. Este tipo de bombas tiene un cigüeñal accionado por una fuente externa, generalmente un motor eléctrico, banda o cadena. Por lo general son empleados reductores de velocidad.

Las curvas de descarga para las bombas de potencia toman la forma de ondas senoidales, como se aprecia en la figura 67, debido a que los pistones o émbolos están movidos por manivela. El flujo de descarga no cambia en forma tan pronunciada como en las bombas de acción directa. Las bombas de potencia *simplex* de doble acción, correspondientes a las curvas de la figura 67 (a), tiene un gasto máximo de **60%** mayor que su gasto medio. El flujo mínimo se encuentra **100%** abajo del flujo medio. Esto significa que en algún punto durante cada ciclo de bombeo, el flujo de la bomba es cero. Pero el flujo de la línea de descarga puede ser prácticamente constante, dependiendo del diseño de la tubería y de la cantidad y clase de capacidad de colchón que se usa.

La bomba *dúplex*, de doble acción, cuya curva está mostrada en la figura 67 (b) tiene un gasto máximo de **26.7%** arriba de su flujo medio; el mínimo es **21.6%** abajo del medio. Luego, siempre hay flujo en el tubo de descarga cuando la bomba está operando. Una bomba *triplex* de acción simple contribuye aun más a suavizar la curva de descarga como se aprecia en la figura 67 (c). el gasto máximo para esta unidad es de **6.64%** arriba del medio;

el mínimo es de **18.4%** abajo. Con cualquier bomba reciprocante, la diferencia entre la descarga máxima y la media se almacena en una cámara de colchón hasta que la descarga es menor que la media.

Figura 67 – Curvas de descarga para bombas de potencia. (a) simple de doble acción (b) dúplex de doble acción (c) triplex de simple acción.



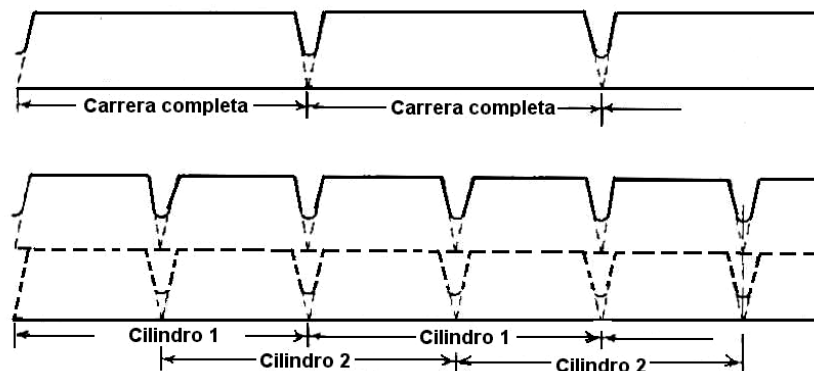
Fuente: Terry L. Henshaw, Unión Pump Co. Bombas. Selección, uso y mantenimiento. Mc Graw Hill.

Bombas de acción directa. En este tipo, una varilla común de pistón conecta un pistón de vapor y uno de líquido o émbolo. Las bombas de acción directa se encuentran en las configuraciones *simplex*, *dúplex*, y *horizontales*.

Las bombas de acción directa que operan a velocidad normal tienen una curva de descarga como la que se muestra en la Figura 68 (a). El flujo es constante hasta el final de la carrera, en donde el pistón del líquido se detiene y regresa. Sin una cámara de colchón, el flujo teóricamente cesa cuando el pistón se detiene. Sin embargo, una cámara de aire evita esto, dando las características mostradas. Las bombas de acción directa dúplex de vapor tienen generalmente la descarga de un cilindro desplazada media carrera con

respecto a la del otro. Los dos se juntan para dar la línea continua en la figura 68 (b) tiene el doble de depresiones que la bomba simple, pero los puntos de las depresiones nunca se encuentran más abajo que los de una bomba de acción directa Simplex.

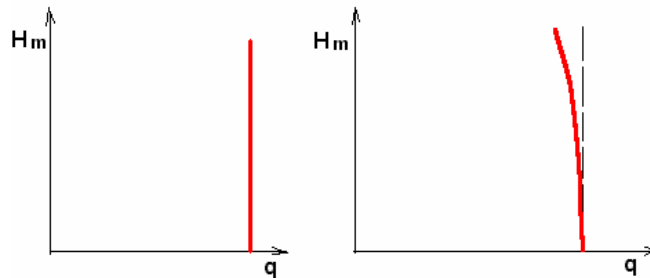
Figura 68 – Curvas de descarga para bombas de acción directa. (a) Simplex (b) Dúplex.



Fuente: Terry L. Henshaw, Unión Pump Co. Bombas. Selección, uso y mantenimiento.

2.3.2 Curva característica. Puesto que la bomba alternativa proporciona un caudal fijo a una presión teóricamente ilimitada, esto es, el suministro teórico de la bomba no depende de la altura de carga creada por ella, su curva característica teórica en un diagrama (Hm, q) para una determinada velocidad de rotación, es una línea vertical, paralela al eje de ordenadas, tal como se aprecia en la figura 69 (a). No obstante, a medida que aumenta la presión proporcionada por la bomba se producen más fugas, tanto por ejes, como en el mismo cilindro de un lado al otro del pistón, que hacen caer la capacidad de la bomba y, por encima de una cierta presión, la curva se separa de la vertical hacia la izquierda, véase la figura 69 (b).

Figura 69 - Curvas características (a) teórica y (b) real.



2.3.3 Aplicaciones.⁷ las bombas reciprocantes presentan un sin número de usos, la figura 70, muestra los rangos en los cuales están bombas se desempeñan, comparadas con las centrífugas y rotativas, de acuerdo a las alturas y caudales de operación, los servicios típicos incluyen:

Inyección de glicoles. Se bombea etilenglicol (*5gpm @ 1000 psig*) a un absorbedor para eliminar la humedad del gas natural.

Carga de aminas. La monoetanolamina, otras aminas y los absorbentes patentados eliminan el sulfuro de hidrogeno y el dióxido de carbono del gas natural. Para esto se bombea el absorbente al absorbedor a unas *1000 psig* y produce efectos similares a los glicoles.

Limpieza con agua alta presión. El agua es enviada a razón de (*20gpm @ 1000 psig*) aproximadamente, con el fin de limpiar equipos y estructuras.

Petróleo pobre. El aceite para absorción es utilizado con el mismo fin que los glicoles y las aminas, pero este absorbe los hidrocarburos como butano, propano y etano del gas natural.

⁷ Terry L. Henshaw, Unión Pump Co. Bombas. Selección, uso y mantenimiento. Mc Graw Hill.

Inyección de agua salada. Un método utilizado para la recuperación secundaria de petróleo y gas en campos casi agotados.

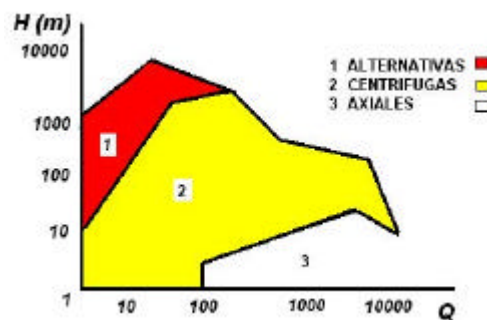
Eliminación de agua salada. Se emplean bombas de potencia para el bombeo de agua salada de un pozo para eliminarla.

Sistemas de oleoductos y gasoductos. Se emplean este tipo de bombas para la inyección de amoniaco o hidrocarburos ligeros a la tubería (40gpm @ 4000 psig). Se envían diversas pastas aguadas y petróleo crudo en las tuberías con bombas de potencia de pistón y émbolo.

Pruebas hidrostática. Se emplean bombas de potencia y de acción directa para las pruebas hidrostática de equipos y sistemas.

Pastas aguadas. Se emplean bombas de potencia y de acción directa para el manejo de pasta aguadas como detergentes, plásticos, carbón y minerales pulverizado en procesos y tuberías. Las presiones pueden llegar alrededor de unos 10000 psig y temperaturas de 700°F.

Figura 70- Campos de aplicación.



3. DINÁMICA DE MÁQUINAS RECIPROCANTES

En las máquinas reciprocantes, lograr un equilibrio dinámico con el mayor grado de perfección posible entre sus distintas partes móviles es de gran importancia sea cual sea la aplicación de estas. Lo anterior teniendo en cuenta que en la dinámica de este tipo de máquinas se ha de buscar una compensación mutua de las fuerzas y los pares de inercia de orden vario para los diferentes cilindros, mediante el balance de partes rotatorias, de las fuerzas de masas inerciales y de la presión del fluido de trabajo. Puesto que logrando dicha compensación se eliminan las principales fuentes de vibraciones y las consecuencias que estas conllevan en una maquina.

La cantidad de cilindros, y la disposición de las manivelas en determinadas ocasiones permiten una compensación automática de dichos efectos, con lo cual estos no llegan a repercutir en los apoyos y fundaciones de la maquina; existen casos en los cuales se ha de implementar en los apoyos algún mecanismo para absorber o amortiguar estos efectos dinámicos descompensados.

En una máquina reciprocante se presentan fundamentalmente tres causas de vibración, las cuales han de ser tenidas en cuenta por parte de los diferentes fabricantes en sus procesos de diseño, e incluir una serie de dispositivos de balanceo o equilibrio para reducirlas al máximo o simplemente para llevarlas a límites permisibles.

Un tipo de vibraciones mecánicas presente en una maquina reciprocante, es aquel producto del desequilibrio o desbalance de las partes rotatorias. Todas

aquellas piezas en rotación están sometidas a fuerzas centrífugas que deben ser balanceadas con el mayor grado de exactitud posible; entre las piezas a tener en cuenta se puede destacar el *cigüeñal*, *el volante*, y *el embrague*.

Vibraciones generadas por los impulsos de potencia de los pistones que permiten la rotación del cigüeñal; esto debido a que este elemento no gira a una velocidad constante sino que está sujeto a los impulsos de potencia. Este factor ocasiona una vibración de carácter rotatorio, más conocido como ***vibraciones torsionales***.

Vibraciones mecánicas producto de las fuerzas inerciales de las piezas que presentan un movimiento alternativo o recíproco. Para el caso particular, los pistones generan una fuerza de inercia en los puntos muertos de su carrera, tratando de continuar su movimiento. Esto trae consigo la presencia de vibraciones verticales del cigüeñal y del motor

Una característica única de toda maquinaria recíproca es el movimiento particular de la biela que liga el perno del pistón a la manivela en el cigüeñal. Analizando el movimiento cinemático del sistema, el pistón ejecuta un movimiento puramente de traslación, mientras que el perno de la manivela se mueve en una trayectoria totalmente circular. Esto puede ser logrado solamente cuando un extremo de la biela también se mueve a lo largo de una trayectoria lineal y el otro extremo de la barra viaja a lo largo de una trayectoria circular. Es decir, la biela presenta un tipo de movimiento de balanceo para satisfacer las trayectorias de ambos extremos. En compresores grandes, bombas, motores de vapor y de gas, las fuerzas perpendiculares a la línea del movimiento del pistón son considerables y el contorno del pistón y las paredes del cilindro no son capaces de soportar las cargas en esta

dirección vástago de embolo, una cruceta y una barra guía son utilizadas para absorber estas cargas laterales. La cruceta es conectada con la biela a través del perno de la cruceta.

Puesto que el pistón se mueve en una línea recta y el perno de la manivela viaja a lo largo de una trayectoria circular, es relativamente fácil calcular las fuerzas de la inercia que actúan en ellas. Una vez que la expresión para el desplazamiento es obtenida, y derivarla dos veces respecto al tiempo se obtendrá la aceleración, de la cual se obtienen las fuerzas de la inercia. En la biela, además de los dos puntos finales el resto de los puntos viajan en una trayectoria elíptica, y éste requiere una cantidad considerable de cálculos algebraicos para determinar el desplazamiento, la aceleración, las fuerzas de la inercia y la integración subsecuente.

Las expresiones matemáticas para el desplazamiento, la velocidad y la aceleración para ambos extremos que la biela serán desarrolladas para calcular las fuerzas de inercia, el esfuerzo torsión producto de las fuerzas de inercia y la presión del gas que actúan en ella, esta última que proviene del pistón. Las cargas de la biela entonces actuarán transversalmente en el cigüeñal y descargarán al tren conducido. En una máquina reciprocante de un solo cilindro, una biela transmitirá las cargas al cigüeñal, en cambio para una máquina con varios cilindros donde hay más de una masa reciprocante y una biela actuando a un ángulo de fase diferente. A primera vista los sistemas reciprocantes con varios cilindros pueden aparecer muy complejos, pero un acercamiento sistemático que usa relaciones del ángulo de fase entre el sistema individual puede ser desarrollado. Como se ha dicho anteriormente, las máquinas con varios cilindros se encuentran disponibles en diversas configuraciones, la configuración más común es en línea y las

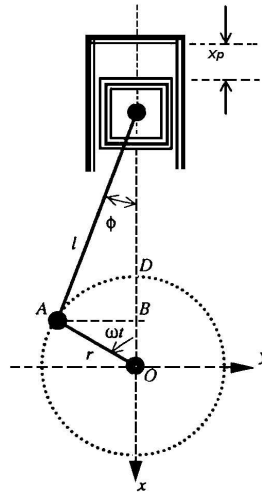
tipo V. En muchas máquinas, el tamaño del pistón y de la biela es idéntico para todos los cilindros, significando esto, que el valor de las masas reciprocantes para todos los cilindros es igual. En el caso de los compresores tipo V de dos etapas con un intercooler, los tamaños del cilindro son diferentes, resultando un modelo matemático más elaborado para calcular las cargas de la presión de aire y de inercia que actúan en los componentes del sistema durante un ciclo completo.

Teniendo en cuenta la gran variedad de configuraciones de las máquinas reciprocantes, se debe destacar que cada uno de estas se puede simular y analizar matemáticamente usando pautas similares. A continuación se presenta la dinámica del de los elementos fundamentales de una maquina reciprocante, como lo son el pistón, la manivela y la biela. Para el caso de un motor radial su estudio es llevado a acabo en forma individual gracias a las marcadas diferencias en el arreglo de sus pistones.

3.1 DINÁMICA DEL PISTÓN

Para llevar a cabo el estudio dinámico del pistón, considérese la figura 71, en la cual se muestra el diagrama esquemático de un pistón y su respectivo mecanismo biela - manivela. Cabe anotar que este puede ser generalizado a los diferentes tipos de máquinas alternativas.

Figura 71 – Diagrama esquemático de un cilindro.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 193.

Donde:

x_p : Desplazamiento hacia abajo del pistón.

ωt : Ángulo de la manivela.

r : Radio de la manivela.

l : Longitud de la biela.

Asuma que ωt es constante, de esta forma el cigüeñal presenta una velocidad angular uniforme. El primer objetivo es calcular la posición del pistón en términos del ángulo ωt . Como la manivela rota este ángulo, la distancia x_p es igual a la longitud DB más un factor de corrección debido a que la biela ha asumido una posición de inclinación según lo dado por el ángulo f . La distancia DB está dada por $r(1 - \cos \omega t)$. El factor de corrección es dado por $AC-BC$, el cual es igual a $l(1 - \cos f)$. El ángulo f puede ser dado en términos de ωt por el hecho de que $AB = l \sin f = r \sin \omega t$, o a su vez:

$$\text{Sen } f = \frac{r}{l} \text{Sen } \omega t \quad (3.1)$$

Y por lo tanto,

$$\text{Cos } f = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \text{Sen}^2 \omega t} \quad (3.2)$$

Así, la expresión exacta para el desplazamiento x_p del pistón en términos del ángulo ωt de la manivela es dado por la expresión:

$$x_p = r(1 - \text{Cos } \omega t) + l \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \text{Sen}^2 \omega t} \right\} \quad (3.3)$$

Debido a la raíz cuadrada esta expresión no es conveniente para el cálculo adicional. Puede ser simplificado observando que para la mayoría de las máquinas reciprocantes la relación r/l es del orden de $1/4$, y $(r/l)^2$ es $1/16$, así que el segundo término bajo el radical es pequeño en comparación a la unidad. Expandiendo una serie de potencias y conservando solamente el primer término, la ecuación 3.3 se transforma en:

$$x_p = r\{1 - \text{Cos } \omega t\} + \frac{r^2}{2l} \text{Sen}^2 \omega t \quad (3.4)$$

Una simplificación adicional se obtiene con el uso de las identidades trigonométricas para $\text{Cos } 2\omega t$ y $\text{Sen}^2 \omega t$, tras las cuales el desplazamiento del pistón se convierte:

$$x_p = \left(r + \frac{r^2}{4l} \right) - r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \quad (3.5)$$

La velocidad y la aceleración del pistón resultan de la diferenciación del desplazamiento:

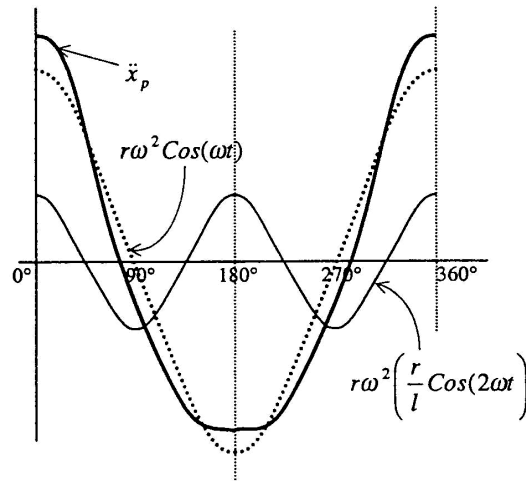
$$\frac{dx_p}{dt} = r\omega \left(\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t \right) \quad (3.6)$$

$$\frac{d^2x_p}{dt^2} = r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \quad (3.7)$$

Tras la multiplicación por las masas reciprocantes, estas expresiones determinarán las componentes verticales para el momento y la fuerza de inercia. Está compuesta de dos términos, donde cada uno de estos términos da lugar a una senoide, el primer término varía con la misma velocidad de rotación de la manivela y es conocido como la fuerza de inercia *primaria*, y el otro que varía con frecuencia doble y se conoce como la fuerza *secundaria*, originada por la oblicuidad de la biela. Si la biela es infinitamente larga el término secundario se convierte en cero y el pistón ejecuta un movimiento armónico. Con una biela corta el movimiento, y particularmente la aceleración, se desvía substancialmente de una senoide⁸. La figura 72 muestra gráficamente la aceleración del pistón, o la fuerza de inercia, de una máquina reciprocante en la cual $r/l = 4$.

⁸ ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 192.

Figura 72 - Aceleración del pistón en función del ángulo de la manivela para $r/l = 4$.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 194.

3.2 DINÁMICA DEL MECANISMO BIELA - MANIVELA

El estudio presentado a continuación se puede hacer extensivo a motores de combustión interna convencionales, compresores y bombas reciprocantes que presentan configuraciones semejantes, excluyendo al motor radial por razones expuestas anteriormente.

La fuerza de inercia debido a la masa rotativa de la manivela es igual a la resultante de todas las pequeñas fuerzas de inercia producto de todas las partes que conforman la manivela. El problema es simplificado concentrando la masa rotativa total de la manivela en su centro de gravedad. Posteriormente la masa es trasladada del centro de gravedad al perno de la manivela **A**, pero en este proceso es disminuido inversamente proporcional a

la distancia del centro del eje, así la fuerza de inercia, la cual en este caso es centrípeta en naturaleza, permanece sin cambios. Además, se tiene la masa de la porción de la biela que rota actuando en el perno de la manivela, mencionada anteriormente. La manivela entera es substituida así por una sola masa m_c en el perno de la manivela, y el desplazamiento vertical se puede encontrar directamente de la figura 71.

$$x_c = r(1 - \text{Cos} \omega t) \quad (3.8)$$

Así las componentes verticales de la velocidad y aceleración se transforman en:

$$\frac{dx_c}{dt} = r\omega \text{Sen} \omega t \quad (3.9)$$

$$\frac{d^2 x_c}{dt^2} = r\omega^2 \text{Cos} \omega t \quad (3.10)$$

Las componentes horizontales son para el desplazamiento, la velocidad y la aceleración están dadas respectivamente por:

$$y_c = -r \text{Sen} \omega t \quad (3.11)$$

$$\frac{dy_c}{dt} = -r\omega \text{Cos} \omega t \quad (3.12)$$

$$\frac{d^2 y_c}{dt^2} = r\omega^2 \text{Sen} \omega t \quad (3.13)$$

El momento (o la fuerza de inercia), es obtenido a partir de la velocidad (o de la aceleración), multiplicando las expresiones 3.12 o 3.13 por la masa rotativa de la manivela m_c .

Considérese ahora la biela. Teniendo dividida la masa de la biela en la parte que se mueve con el pistón (reciprocante) y una parte que se mueve con el perno de la manivela (rotativa), las masas reciprocantes y rotativas se puede representar por m_{rec} y m_{rot} . Así m_{rec} es la masa total del pistón y de la porción de la biela y m_{rot} representa la masa equivalente total que rota de la manivela, el perno y la otra parte de la biela. Para un cilindro orientado tal que el pistón ejecuta una trayectoria a lo largo de la dirección vertical, la componente vertical de la fuerza de inercia para todas las piezas móviles esta dada por:

$$X = m_{rec} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + m_{rot} \frac{d^2 x_c}{dt^2}$$

$$X = (m_{rec} + m_{rot}) r \omega^2 \text{Cos} \omega t + m_{rec} \frac{r^2}{l} \omega^2 \text{Cos} 2\omega t \quad (3.14)$$

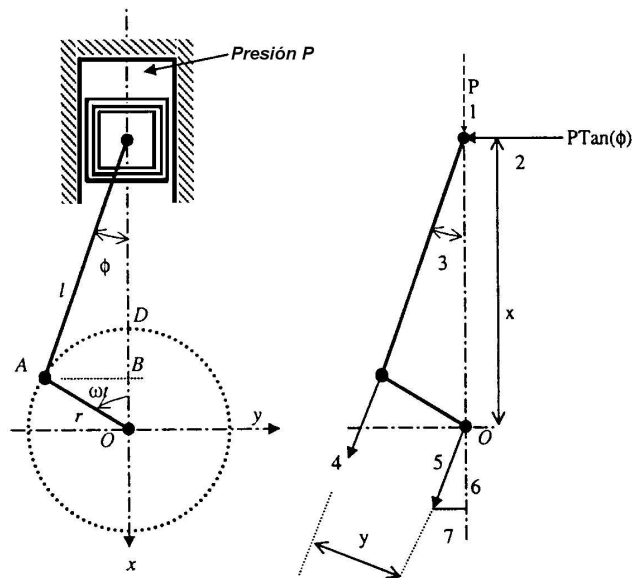
Y la componente horizontal de la fuerza de inercia es:

$$Y = m_{rot} \frac{d^2 y_c}{dt^2} = m_{rot} r \omega^2 \text{Sen} \omega t \quad (3.15)$$

Por lo tanto se puede afirmar que la componente vertical de la fuerza de inercia consta de dos componentes, una parte primaria igual a la acción de la inercia de la combinación de las masas reciprocantes y rotativas como si se movieran armónicamente hacia arriba y hacia abajo con la frecuencia del cigüeñal y la amplitud r , y una parte secundaria igual a la acción de la inercia de una masa $m_{rec} (r/4l)$ moviéndose hacia arriba y hacia abajo con dos veces la frecuencia del cigüeñal con la misma amplitud r . La fuerza horizontal, o lateral, tiene solamente una parte primaria debido a la masa rotativa.

El torque debido a estas fuerzas de inercia sobre el eje longitudinal O también necesita ser calculado. Cabe recordar que para determinar las fuerzas verticales y horizontales, la biela era substituida por dos masas en el pistón y el perno de la manivela brindaba resultados bastante exactos, pero para el torque debido a la inercia los resultados obtenidos así no cuentan con la misma exactitud. No obstante presentará un grado aceptable de aproximación. Así, el vástago del embolo y el mecanismo de la manivela es substituida por una masa reciprocante total m_{rec} y una masa que rota uniformemente alrededor de O , de modo que no tenga ningún torque alrededor de O . El torque de inercia es causado totalmente por la masa reciprocante, y su magnitud se puede deducir de la figura 73, donde el torque es igual a la fuerza hacia abajo del pistón multiplicada por $x \text{Tang} \phi$.

Figura 73 – Fuerza debido a la presión de gas en un cilindro.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 25.

Obsérvese que en la figura 73 (b) la fuerza de la presión de gas se utiliza en vez de la fuerza de la inercia debido a la masa reciprocante del pistón, pero el resto de argumentos permanece igual. Multiplicando la masa reciprocante por la expresión para la aceleración del pistón, e ignorando todos los términos proporcionales a las segundas o más altas potencias de r/l (que implica un error de misma orden al incurrido en el cálculo de la aceleración del pistón), el esfuerzo de torsión de la inercia se transforma en:

$$M = \frac{1}{2} m_{rec} \mathbf{w}^2 r^2 \left(\frac{r}{2l} \text{Sen} \mathbf{w}t - \text{Sen} 2\mathbf{w}t - \frac{3r}{2l} \text{Sen} 3\mathbf{w}t \right) \quad (3.16)$$

Esta ecuación para el torque inercial, actuando en el eje en la dirección de su rotación, y en la estructura alrededor de O en la dirección opuesta, es exacto para la máquina reciprocante generalmente donde el diseño de la biela requiere dos cojinetes fuertes en sus extremos unidos por un vástago relativamente ligero⁹.

La figura 73 muestra la manivela rotando en una dirección contraria a las manecillas del reloj y con velocidad angular uniforme \mathbf{w} , moviendo con ella la biela. Puesto que la fuerza de inercia del pistón ha sido calculada anteriormente, este se considera sin masa. Por otra parte, el pistón será asumido con un movimiento libre de fricción, así que la fuerza de reacción de la pared del cilindro en el vástago debe ser F_3 . Además, las fuerzas F_1 y F_2 representan las fuerzas ejercidas por el perno de la manivela en el vástago, las cuales viajan de una manera prescrita bajo influencia de tres fuerzas.

⁹ Ibid., p 194.

Puesto que la biela se mueve en un plano, su movimiento es gobernado por las tres ecuaciones Newton:

$$\text{En la dirección } x : \quad F_1 = m \frac{d^2 x_G}{dt^2}$$

$$\text{En la dirección } y : \quad F_2 + F_3 = m \frac{d^2 y_G}{dt^2}$$

$$\text{Momento sobre CG:} \quad -aF_1 \text{Sen} \mathbf{f} + aF_2 \text{Cos} \mathbf{f} - bF_3 \text{Cos} \mathbf{f} = I_G \frac{d^2 \mathbf{f}}{dt^2}$$

La geometría del movimiento es conocida; particularmente el centro de gravedad presenta un movimiento definido por:

$$x_G = x_p + (x_c + x_p)(b/l) = (x_p a/l) + (x_c b/l) \quad \mathbf{(3.17)}$$

$$y_G = y_c b/l \quad \mathbf{(3.18)}$$

Donde los subíndices c y p denotan la manivela y el pistón respectivamente, a y el b son las distancias al centro de gravedad G . Las aceleraciones del pistón y del perno de la manivela en ambas las direcciones son dadas por las ecuaciones (3.6), (3.8) y (3.9). También la expresión para \mathbf{f} y sus funciones son conocidas. Así, las ecuaciones de Newton se pueden solucionar para las tres fuerzas desconocidas. Para calcular el torque en dirección de las manecillas del reloj (*derecha*) ejercido en el eje por la inercia del vástago, todos los términos que contienen potencias de r/l superiores a 2 se pueden omitir, conduciendo a la ecuación siguiente:

$$M_{EJE} = \frac{1}{2} m_{rec} \omega^2 r^2 \left[\frac{r}{2l} \text{Sen}\omega t - \left(1 + \frac{ab - k^2}{al} \right) \text{Sen}2\omega t - \frac{3r}{2l} \text{Sen}3\omega t \right] \quad (3.19)$$

Donde cuál k es el radio del giro de la barra o vástago, definido por $I_G = mk^2$. Exceptuando la omisión de las potencias superiores de r/l el resultado es bastante exacto, proporcionando la expresión para el torque inercial en el eje de una biela de dos masas concentradas ma/l y mb/l en las distancias b y a desde el centro de gravedad. Tal barra tiene un radio del giro $k^2 = ab$.

Obsérvese como la ecuación (3.19) difiere numéricamente con la ecuación (3.16), dos casos de barras que no tengan ninguna concentración son consideradas. Primero tome la barra uniforme con $a = b = l/2$ y $k^2 = l^2/12$. En este caso el término de la doble frecuencia de (3.15) es un tercio mayor que el término aproximado en la fórmula (3.16). Considere luego una barra con $m_{rec} = 0$, ($b = l$), teniendo su centro de gravedad en el perno de la manivela y cierta dimensión alrededor de ella, que es una imagen aproximada de la biela principal de un motor radial de avión. Asumiendo $k^2 = l^2/10$, puede ser hallada la diferencia de ambas ecuaciones, específicamente en el término de la doble frecuencia, haciendo las sustituciones de adecuadas.

La barra principal del avión de la práctica real es una combinación de ambos casos apenas discutidos, Así, de la misma forma para una biela inusual como la de un motor recíprocante radial, el resultado aproximado de (3.20) es razonablemente acertado.

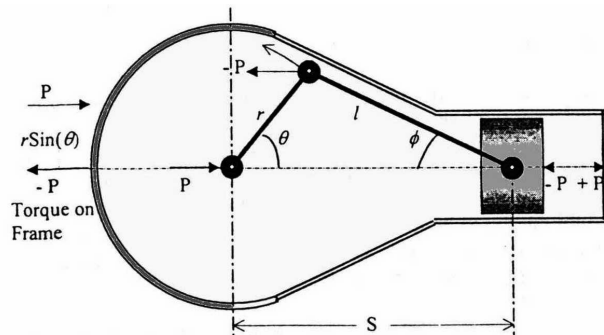
El torque que actúa en la estructura del motor en el centro del eje O del eje es obtenido multiplicando la fuerza F_3 por el brazo correspondiente y solucionando para F_3 de la ecuación de Newton. Omitiendo las potencias más altas de r/l , el resultado es:

$$M_{EST} = \frac{1}{2} m_{rec} \omega^2 r^2 \left[\begin{aligned} & \left[\frac{(r^2 + 8l^2)(k^2 - ab)}{4ral^2} + \frac{r}{2l} \right] Sen\omega t \\ & - \left[\frac{ab - k^2}{al} + 1 \right] Sen2\omega t - \left[\frac{3r(k^2 - ab)}{4al^2} + \frac{3r}{2l} \right] Sen3\omega t \end{aligned} \right] \quad (3.20)$$

3.3 FUERZAS DEBIDO A LA PRESIÓN DE GAS EN UNA MAQUINA RECIPROCANTE

Bajo la consideración de que los componentes mostrados en la figura 74 son todos cuerpos rígidos, las fuerzas debido a la presión de gas en el cilindro se pueden tomar como una fuerza \mathbf{P} en el pistón, la cual es variable con tiempo, o con el ángulo de la manivela ωt . La presión de gas empuja no sólo el pistón hacia abajo sino que también actúa hacia arriba contra culata, mostrada como fuerza \mathbf{P} . La fuerza del pistón se transmite a través de la biela al perno de la manivela, y es balanceada por una fuerza igual y opuesta provista por la estructura a los cojinetes principales. La fuerza resultante en la estructura de la máquina es cero, pero hay un torque en la estructura debido a los pares $P r sen\omega t$, que balancean el esfuerzo de torsión útil del eje y que se deben absorber por los elementos fuera de la estructura de la máquina. Este torque será analizado en la sección 3.7.

Figura 74 - Fuerza y torque debido a la presión de gas.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 247.

3.4 FUERZAS DESEQUILBRADAS EN UNA MÁQUINA DE UN SOLO CILINDRO

Las fuerzas y los momentos de inercia que surgían de las características del pistón, la biela y del perno de la manivela fueron determinados en la sección 3.1, movimiento dinámico del pistón y en la sección 3.2 movimiento rotativo de la manivela. Las ecuaciones 3.1 a 3.7 establecieron el desplazamiento, velocidad y la aceleración de las masas reciprocantes, en tanto que en las ecuaciones 3.8 a 3.13 se calcula los mismos parámetros en el extremo de la biela que rota. Las fuerzas de inercia y los momentos de torsión a lo largo de la línea del movimiento del pistón y perpendiculares a él fueron determinados después por las ecuaciones 3.14 a 3.16. En el análisis fue asumido que la máquina reciprocante está orientada de tal forma que el eje del movimiento del pistón es vertical, dando lugar a la fuerza vertical X y a la fuerza horizontal Y . La selección de la orientación de los ejes de coordenadas fue netamente por conveniencia, puesto a que facilita la comprensión del procedimiento. Sin embargo, esto es correcto en el caso de motores en línea,

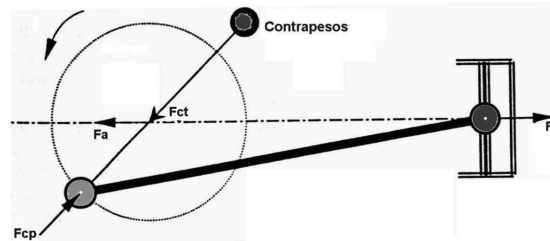
mas no así es del todo aplicable en el caso de **V**, **W**, **T** y de otras configuraciones con varios cilindros en máquinas reciprocantes.

Para una mejor definición, F_p será utilizado en adelante para describir las fuerzas a lo largo del eje del movimiento del pistón, F_{cp} describe la fuerza que actúa en el perno de la manivela dirigido radialmente hacia fuera, F_a describe la reacción en la estructura de la máquina debido a F_p , y F_{ct} da la reacción igual y opuesta a F_{cp} (véase la figura 75). De este análisis se puede ver que un mecanismo de biela-manivela y que funciona a una velocidad rotativa constante produce las fuerzas que se enuncian a continuación:

1. Una fuerza F_p a lo largo del eje del cilindro, actuando en el pistón para producir la aceleración del montaje del pistón (pistón, anillos de pistón, perno del pistón y masa equivalente de la biela). Para las máquinas reciprocantes de doble acción que llevan una cruceta adicional, su masa también se incluye.
2. Una fuerza F_{cp} que actúa en el perno de la manivela y el extremo inferior la biela, dirigida radialmente hacia el centro del cigüeñal, produciendo la aceleración centrípeta de las piezas que giran con el perno de la manivela.

La fuerza F_{ct} es balanceada por contrapesos adecuados en el cigüeñal, según se muestra en la figura 75. Esta fuerza es equilibrada, la única fuerza desequilibrada que actúa en la máquina es F_a , y la reacción en los soportes es F_a .

Figura 75 - Contrapeso para la masa rotativa.



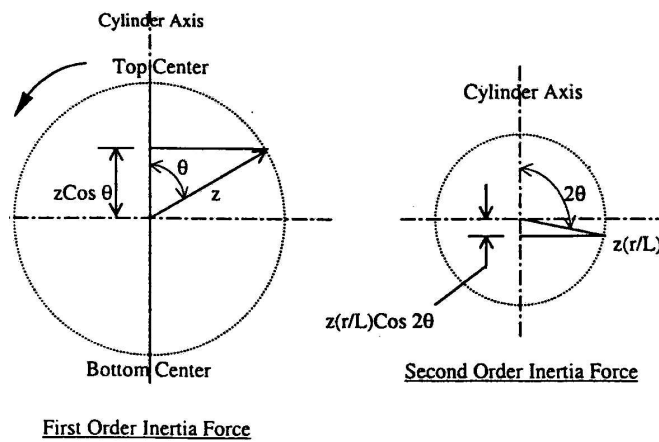
Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p250.

La fuerza de inercia en desequilibrio actúa a lo largo del eje del cilindro solamente. Es debido a la inercia del conjunto reciprocante y no tiene ningún componente lateral. Puede ser expresada como sigue:

$$F_a = -F_p \cong Z(\cos q + \frac{r}{l} \cos 2q) \quad (3.21)$$

donde $Z = m_{rec} \omega^2 r$ y $q = \omega t$, utilizado en 3.14. El coeficiente de q será mencionado como orden del armónico. De esta manera, el primer término en 3.21 representa el primer orden de la fuerza, variable periódicamente por cada revolución del eje. La fuerza total es la suma de dos fuerzas sinusoidales de amplitudes y frecuencias diferentes, ambas tienen amplitud máxima en $q = 0$. La figura 76 muestra los vectores de primer y segundo orden de la fuerza de inercia para un motor de un solo cilindro. El vector de primer orden tiene su proyección en el eje del cilindro, y es el primer orden de la fuerza de inercia $Z \cos q$. El de segundo orden tiene una longitud representada por $Z(r/l)$ y rota con una velocidad dos veces la de la manivela, en la dirección de la manivela. Su proyección en el eje del cilindro es $Z(r/l) \cos 2q$, que es una segunda fuerza de inercia. En ambos casos solamente la componente axial del vector representa la fuerza en cuestión.

Figura 76 - Vectores de primer y segundo orden.



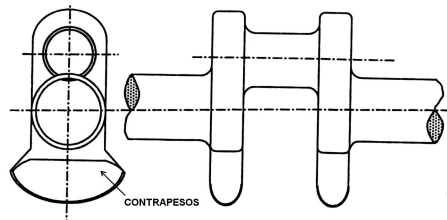
Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 251.

En este tipo de motores la fuerza de inercia primaria se puede equilibrar parcialmente por medio de contrapesos giratorios unidos a los brazos de la manivela, tal como se aprecia en la figura 77. La fuerza de inercia primaria actúa en línea recta, mientras que la fuerza centrífuga es una fuerza es uniformemente giratoria. No obstante, una fuerza giratoria puede ser descompuesta en dos fuerzas alternativas armónicas, que actúan en ángulo recto. Por lo tanto, mediante la adición de contrapesos al cigüeñal se puede obtener una fuerza vertical y otra horizontal alternativas, y haciendo una de estas iguales a la fuerza de inercia primaria se podría equilibrar dicha fuerza primaria. Sin embargo, podría haberse introducido al mismo tiempo, una fuerza alternativa horizontal de igual magnitud, y por lo tanto, no haber ganado nada. Pero al hacer los contrapesos de tal manera que cada componente de la fuerza giratoria sea igual a la mitad de la fuerza de inercia primaria, se logrará la eliminación completa de la fuerza alternativa, y la introducción de una fuerza giratoria con la mitad de la amplitud. Esto reduciría la amplitud de la vibración. El contrapeso necesario para producir

este efecto sería adicional al necesario para compensar los brazos de la manivela y el botón de la misma.

En la práctica, los contrapesos se proyectan de manera que la mayor parte de su masa esté relativamente lejos del eje de rotación, para obtener el momento equilibrador necesario con un peso mínimo.

Figura 77 - Manivelas con los pesos de contrabalance.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p.245.

3.5 FUERZAS DE DESEQUILIBRIO EN MÁQUINAS EN LÍNEA CON VARIOS CILINDROS

En estas máquinas alternativas la reacción de la fuerza desequilibrada, es la suma algebraica de la de los pistones individuales, puesto que sus líneas de acción son paralelas. Así la reacción de la fuerza desequilibrada resultante en la estructura de la máquina es:

$$\sum F_a = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + \dots \quad (3.22)$$

Donde F_{a1}, F_{a2}, \dots representa la reacción individual de los cilindros. Estas fuerzas individuales se pueden obtener a partir de la ecuación 3.21 usando el

valor q apropiado para cada cilindro. Generalmente el movimiento, masas reciprocantes, longitudes de la manivela y de la biela será igual para los cilindros individuales. Sin embargo, bs compresores, las bombas y motores de combustión interna no presentan siempre diseños idénticos para todos los cilindros, particularmente si un inter-cooler se utiliza entre las etapas para mejorar la eficiencia, en el último caso, los valores apropiados para los parámetros componentes necesitan ser utilizados para todos los cilindros, en 3.21 se obtenían $F_{a1}, F_{a2}, F_{a3}, \dots$. Por lo tanto:

$$\sum F_a = Z \left[(\text{Cos}q_1 + \text{Cos}q_2 + \text{Cos}q_3 + \dots) + \frac{r}{l} (\text{Cos}2q_1 + \text{Cos}2q_2 + \text{Cos}2q_3 \dots) \right] \quad (3.23)$$

Los ángulos q_1, q_2, q_3, \dots para todos los cilindros se pueden expresar en términos de q_1 . Si las manivelas están espaciadas uniformemente, y ∞ es el ángulo más pequeño entre dos manivelas, entonces:

$$\infty = 2p / N_{cp} \quad (3.24)$$

donde N_{cp} = número total de posiciones de la manivela.

La fuerza F_{ct} mencionada en el caso de máquinas de un solo cilindro es balanceada generalmente por el arreglo de manivelas en máquinas con varios cilindros, especialmente si los cilindros, las masas reciprocantes y rotativas correspondientes son de diseño idéntico. Si esta forma de balance no puede ser alcanzada, puede ser necesario la adición de contrapesos al cigüeñal.

Para una máquina de 3 cilindros, si la distancia entre los ejes del cilindro es uniforme e igual a d , lleve los momentos sobre un eje normal al eje del primer cilindro. Entonces el momento resultante de primer orden se puede calcular de la expresión:

$$M_I = Z(d\cos q_2 + 2d\cos q_3) \quad (3.25)$$

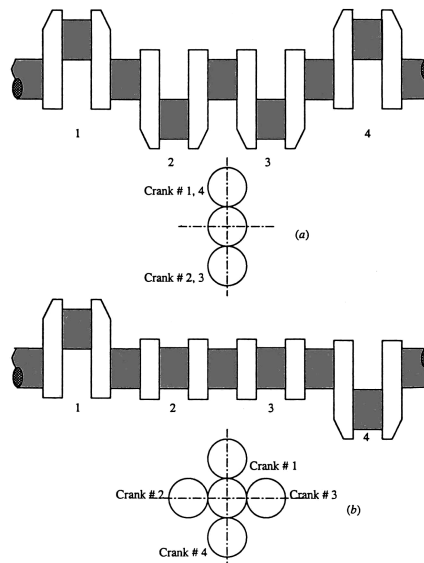
De igual forma los momentos de segundo orden estarán dados por:

$$M_{II} = \frac{Zr}{l} [d\cos(2q_1 + 2\infty) + 2d\cos(2q_1 + 4\infty)] \quad (3.26)$$

Para eliminar todos los momentos, las máquinas en línea (y como será visto más adelante, en configuraciones de V también) se pueden hacer con el número par de cilindros y con las manivelas dispuestas simétricamente sobre un plano perpendicular al eje del cigüeñal.

Las figuras 78 (a) muestra un eje simétrico para un motor de cuatro cilindros. La fuerza desequilibrada en cada manivela es balanceada por una fuerza igual y opuesta en otra colocada manivela a 180° , tal que los brazos del momento alrededor del plano de la simetría son iguales. Los motores de combustión interna convencionales de 4 tiempos de 4, 6 y 8 cilindros tienen cigüeñales simétricos. Para motores de dos tiempos, el arreglo simétrico de manivelas se utiliza raramente aquí.

Figura 78 - Cigüeñal simétrico y contra-simétrico de 4 cilindros.



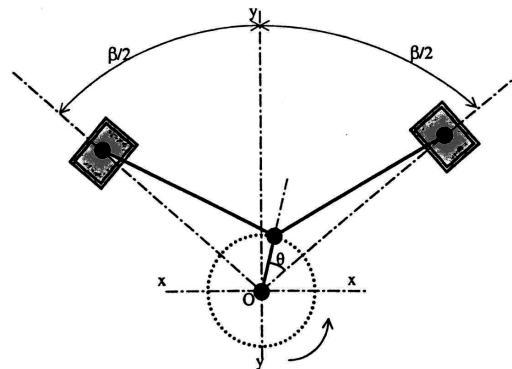
Con cigüeñales contra-simétricos el momento sobre el centro del motor debido a las fuerzas secundarias es cero. En los casos donde el momento primario se puede compensar por los contrapesos, todos los momentos importantes se eliminan así, si las masas rotativas se contrabalancean convenientemente.

3.6 FUERZAS DESEQUILBRADAS EN MÁQUINAS RECIPROCANTES EN V CON BIELA SIMPLE

En muchas máquinas reciprocantes de configuración en **V**, las fuerzas debido a la aceleración del pistón y los momentos resultantes son equilibrados para cada banco de cilindros. Éste es el caso de los motores de combustión interna de cuatro carreras de 12 y 16 cilindros. En muchos casos, especialmente en máquinas de 90° en V, es posible obtener un equilibrio excelente, aunque los bancos individuales de cilindros pueden ellos mismos no estar equilibrados.

Para analizar esta situación, considere los cilindros que actúan en la misma manivela (figura 79). Si **YOY** es el eje de simetría y **XOX** es perpendicular a él a través del centro del cigüeñal, las fuerzas desequilibradas de cada cilindro se pueden proyectar en los ejes de **XY** y sumar para encontrar las fuerzas desequilibradas de la unidad.

Figura 79 - Diagrama de balance en una maquina en V a 90°.



Con el ángulo b de V, el ángulo de la manivela para el cilindro del banco derecho es q ; por tanto para el cilindro del banco izquierdo será $2p - b + q$, trigonométricamente equivalente a $q - b$. Para la fuerza de inercia del cilindro de la derecha en estructura, opuesta a la fuerza del pistón es:

$$F_{aR} = Z \left(\cos q + \frac{r}{l} \cos 2q \right) \quad (3.27)$$

y para el cilindro izquierdo:

$$F_{aL} = Z \left[\cos(q - b) + \frac{r}{l} \cos 2(q - b) \right] \quad (3.28)$$

La proyección de estas fuerzas en los ejes **X** y **Y**, tras el uso de identidades trigonométricas y posterior simplificación produce los siguientes términos de primer orden:

$$F_{ay1} = 2Z \{ \text{Cos}^2(\mathbf{b}/2) [\text{Cos}(\mathbf{q} - \mathbf{b}/2)] \} \quad (3.29)$$

$$F_{ax1} = 2Z \{ \text{Sen}^2(\mathbf{b}/2) [\text{Sen}(\mathbf{q} - \mathbf{b}/2)] \} \quad (3.30)$$

Para una máquina 90°, se tiene que $\mathbf{b} = \mathbf{p} / 2$ de modo que:

$$F_{ay1} = Z \text{Cos}(\mathbf{q} - \mathbf{b}/2) \quad (3.31)$$

$$F_{ax1} = -Z \text{Sen}(\mathbf{q} - \mathbf{b}/2) \quad (3.32)$$

Estas fuerzas son iguales a la producida por una masa reciprocante \mathbf{m}_{rec} total concentrada en el perno de la manivela. Por lo tanto, pueden ser eliminadas por un contrapeso adecuado enfrente de la manivela.

Debido a esta posibilidad las manivelas de una máquina reciprocante y configuración en V a 90° se pueden arreglar sin considerar las fuerzas primarias. Los términos de segundo orden luego de la simplificación respectiva son:

$$F_{ay11} = \frac{2Zr}{l} [\text{Cos}(\mathbf{b}/2)] \{ \text{Cos} \mathbf{b} \text{Cos} 2(\mathbf{q} - \mathbf{b}/2) \} \quad (3.33)$$

$$F_{ax11} = -\frac{2Zr}{l} [\text{Sen}(\mathbf{b}/2)] \{ \text{Sen} \mathbf{b} \text{Sen} 2(\mathbf{q} - \mathbf{b}/2) \} \quad (3.34)$$

Para las maquina de 90° en V, $F_{ay11} = 0$ y $F_{ax11} = -\sqrt{\frac{2Zr}{l}} \text{Sen}2(\mathbf{q} - \mathbf{b} / 2)$. El balance del segundo orden está por lo tanto en un plano horizontal solamente.

Los motores de combustión interna convencionales V-8 utilizan el cigüeñal contra-simétrico (figura 78b) con cuatro posiciones de manivelas ($\infty = 90^\circ$). Este arreglo balancea las fuerzas primarias y secundarias en cada banco y, por lo tanto, en el motor. El eje contra-simétrico elimina los momentos secundarios. Los momentos primarios que el cigüeñal contra-simétrico produciría ordinariamente son eliminados cancelando las fuerzas primarias de cada par de cilindros en V, por medio de contrapesos enfrente de las manivelas. El motor de 12 cilindros en V a 90° con un eje contra-simétrico (manivelas a 60°) está semejantemente exento de fuerzas y de momentos desequilibrados primarios y secundarios y es adaptable a los motores 2 tiempos puesto que cada pistón llega a la parte superior 30° después del pistón anterior.

3.7 TORQUE EN EL CIGÜEÑAL DEBIDO A LA PRESIÓN DE GAS

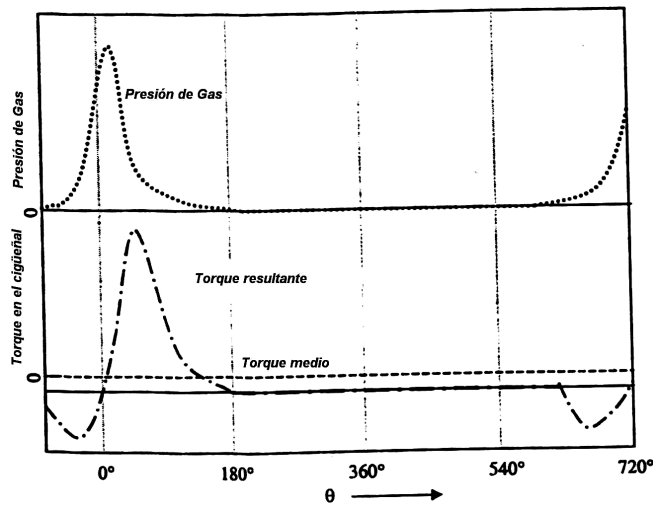
Los momentos alrededor del eje del cigüeñal se clasifican como torque de la máquina. El torque instantáneo T_p que actúa en la manivela debido a la presión de gas puede ser encontrado observando que, sin la fricción, el trabajo hecho en el pistón es igual que el trabajo hecho en el cigüeñal:

$$pdV = pA_p dS = T_p dq$$

donde p es la presión en el pistón, A_p el área del pistón, S la longitud del movimiento y V el volumen del cilindro. Reordenando los términos:

$$T_p = pA_p \frac{dS}{dq} \quad (3.35)$$

Figura 80 - Presión de gas y torque resultante en el cigüeñal Vs. Angulo de la manivela para un motor 4 tiempos.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p.258.

Puesto que:

$$\frac{dS}{dq} = \frac{dS/dt}{dq/dt} = \dot{S}/\Omega$$

Por lo tanto,

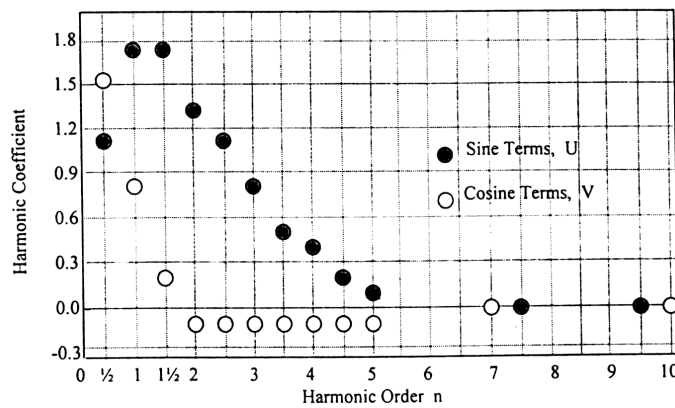
$$T_p = pA_p \dot{S}/\Omega$$

Usando, $q = \omega t$ y $\Omega = \omega$ en 4.6 y 4.7 da los valores de \dot{S}/Ω :

$$\dot{S}/\Omega = r[\text{Sen}q + 2a_2\text{Sen}2q + 4a_4\text{Sen}4q + \dots] \quad (3.36)$$

Los valores de p deben ser obtenidos a partir del diagrama. El producto de la presión instantánea, el área del pistón y la relación de la velocidad del pistón a la velocidad de la manivela da T_p . Un diagrama típico de la presión contra ángulo de la manivela y un diagrama del esfuerzo de torsión resultante contra ángulo de manivela se muestran en la figura 80 para un motor de combustión interna 4-ciclos.

Figura 81 - Coeficientes armónicos de torque debido a la presión de gas para un motor 4 tiempos, con relación de compresión de 0.60.



Fuente: Taylor y Morris.

El torque instantáneo para cada cilindro puede ser analizado y expresado como una serie de Fourier, Como sigue:

$$\begin{aligned}
 T_p / T_m = & 1 + U_{1/2} \text{Sen } \mathbf{q} / 2 + U_1 \text{Sen } \mathbf{q} + U_{3/2} \text{Sen } 3\mathbf{q} / 2 + U_2 \dots \\
 & + V_{1/2} \text{Cos } \mathbf{q} / 2 + V_1 \text{Cos } \mathbf{q} + V_{3/2} \text{Cos } 3\mathbf{q} / 2 + V_2 \dots
 \end{aligned}
 \tag{3.37}$$

donde T_m es el torque medio, U_n y V_n son los coeficientes del seno y del coseno para el torque generado por el gas y \mathbf{q} es el ángulo de la manivela. Para un motor de 4 tiempos la expresión para el trabajo realizado es:

$(4p)T_m = \text{Trabajo realizado}/2 \text{ revoluciones.}$

y:

$$T_m = (m_{ep} * \text{Desplazamiento del Piston})/4p$$

Los valores de los coeficientes U_n y V_n para un motor de 4-ciclos, de ignición por chispa se trazan en la figura 81. En este caso la presión eficaz media indicada es 155, relación $r/l = 0.291$ y la relación de compresión es 0.6.

3.8 TORQUE EN EL CIGÜEÑAL DEBIDO A LA INERCIA DE PIEZAS MÓVILES

El torque instantáneo puede ser encontrado observando que el cambio en la energía cinética del pistón debe ser igual al trabajo realizado por el cigüeñal en la biela; por lo tanto:

$$d\left(\frac{m_{rec}}{2} \dot{S}^2\right) = -T_t dq \quad (3.38)$$

Dividiendo por dt y puesto que $dq/dt = \Omega$, la expresión para el torque es:

$$T_t = -m_{rec} \ddot{S} \frac{\dot{S}}{\Omega} \quad (3.39)$$

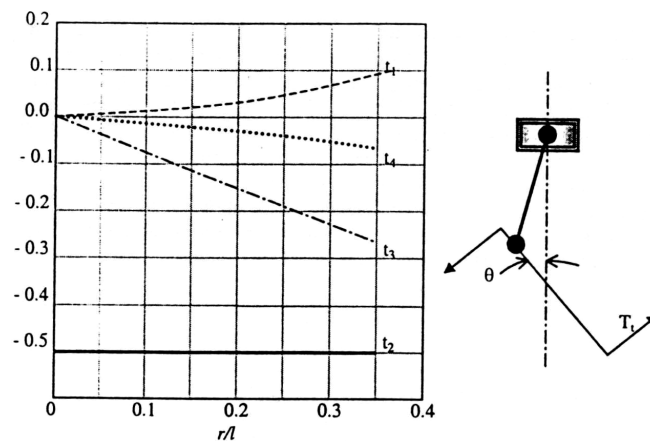
Como S es una serie de Fourier en términos de q , y \dot{S}/Ω es también una serie de Fourier como se demostró en 3.36, el torque será el producto de las dos series. Combinando términos, y usando identidades trigonométricas, puede ser demostrado:

$$T_t = m_{rec} \Omega^2 r^2 \{t_1 [\text{Sen}q_1 + \text{Sen}q_2 + \dots] + t_2 [\text{Sen}2q_1 + \text{Sen}2q_2 + \dots] + t_3 [\text{Sen}3q_1 + \text{Sen}3q_2 + \dots]\} \quad (3.40)$$

donde $t_n = f(a_1, a_2, a_3, \dots)$.

Comoquiera que t_n es una función de $a(dS/dt)$, debe también ser por lo tanto una función de r/l . La figura 82 es un diagrama de t_1, t_2, t_3 y t_4 contra r/l . Otros términos son demasiado pequeños. Observe que q_1, q_2, q_3, \dots son los ángulos medidos de la posición central superior de cada cilindro bajo consideración. El torque aplicado por la inercia de las piezas rotativas al eje depende solamente de q para los cilindros individuales; es dependiente del ángulo entre ejes de los cilindros.

Figura 82 - Coeficientes de primer, segundo, tercer y cuarto orden del torque de inercia.

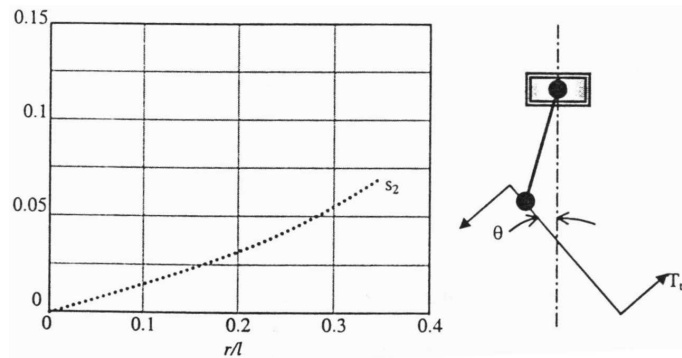


Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p.261.

$$T_t = M_{rec} \Omega^2 r^2 \sum_{n=1}^{\infty} t_n \text{Sen}(nq)$$

T_t = Torque en el cigüeñal producto de la aceleración de las piezas reciprocantes.

Figura 83 - Coeficiente de corrección del torque de inercia en el cigüeñal para el momento de inercia efectivo de la biela.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p.261.

Ahora considere la aceleración angular de la biela. Las fuerzas y los torques que actúan en una biela que es equivalente a dos masas concentradas en sus extremos se han considerado anteriormente. El movimiento del centro de gravedad de una barra tan ficticia es igual. Sin embargo, el momento de inercia de la biela ficticia no es en el general igual al de la biela real.

Si es el momento de inercia real de la biela es I_L , el torque que debe actuar en el cigüeñal para impartir la aceleración angular a la barra se puede establecer en un proceso similar al usado para encontrar la serie representativa de la aceleración del pistón. Esta expresión para el torque en el cigüeñal es:

$$I_L \Omega^2 (s_2 \text{Sen} 2q + s_4 \text{Sen} 4q + \dots) \quad (3.41)$$

donde:

$$s_2 = + \left[\frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \right)^2 - \frac{1}{32} \left(\frac{r}{l} \right)^6 + \dots \right]$$

$$s_4 = - \left[\frac{1}{4} \left(\frac{r}{l} \right)^4 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \right)^6 + \dots \right]$$

Un diagrama de s_2 se muestra en la figura 83. La cantidad s_4 es de muy pequeña de importancia. Sin embargo, un torque de corrección debido a las diferencias de fuerzas entre la barra real y ficticia necesita ser aplicado, el cual está dado por:

$$hjm_L\Omega^2\{s_2\text{Sen}2q + s_4\text{Sen}4q + \dots\} \quad (3.42)$$

donde h y j son las distancias del centro de gravedad de la barra a sus centros en los extremos pequeños y grandes y m_L es la masa de la biela. El torque en el cigüeñal debido a la inercia de las piezas móviles es entonces:

$$T_i + T_L = m_{rec}\Omega^2 r^2 \sum_1^{\infty} t_n \text{Sen}(nq) + (I_L - hjm_L)\Omega^2 \sum_1^{\infty} s_{2n} \text{Sen}(2nq) \quad (3.43)$$

3.9 ADICIÓN DE CONTRAPESOS

La rotación de gorriones y manivelas del cigüeñal genera fuerzas centrífugas que, además de tender a deformar elásticamente dicho elemento en forma continua, tienden a hacer saltar verticalmente la bancada, efecto que resulta acentuado por la acción de la masa al pie de la biela. Con el fin de corregir esto, algunos cigüeñales van provistos de contrapesos, de manera que su acción se oponga al efecto centrífugo desarrollado en los gorriones de la biela. Resulta imposible compensar en esa forma el efecto de inercia del pistón y otras masas alternativas; debido a que sí el peso adicional es lo suficientemente grande para equilibrar la fuerza de inercia en la posición en la cual la manivela estuviese a 90° , posición en la cual la componente lateral

de las fuerzas de inercia es muy reducida, se presentaría un exceso de masa que determinaría una tendencia al vuelco lateral del motor¹⁰.

En el caso particular de los motores de aviación, en los que es muy reducido el espacio para la colocación de contrapesos, se recurre al uso de aleaciones metálicas de gran densidad.

Otras consideraciones importantes deben ser tenidas en cuenta, al considerar la adición de contrapesos al cigüeñal. Ellos aumentan el momento inercia polar del sistema y como tal determinan una reducción –que puede ser importante- de la frecuencia natural del cigüeñal, condición que, en caso de ser necesario, deberá ser compensada por un aumento del diámetro de los gorriones y muñones.

Por otra parte, la adición de contrapesos, cuando no complica el problema de las vibraciones torsionales del cigüeñal, será siempre recomendable desde el punto de vista de una distribución mas uniforme de carga en los cojinetes y disminución de tensiones en el cárter.

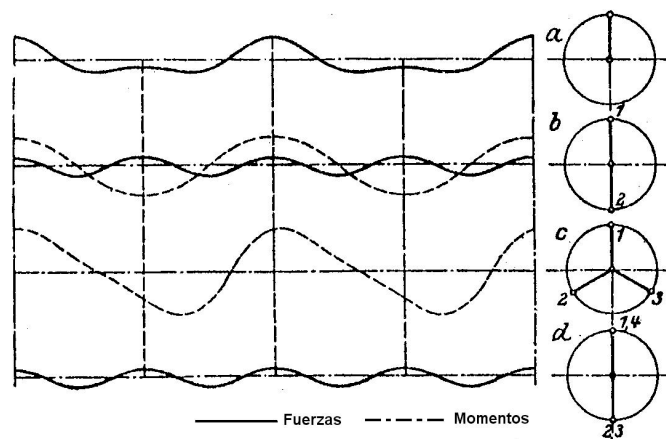
3.10 BALANCE DE MÁQUINAS TÍPICAS

La tabla 5.2 (anexo A) proporciona las características del balance para los motores de combustión interna de 4 tiempos de varias configuraciones de cilindros, y la tabla 5.3 (anexo I) enumera los datos similares para los motores de 2 tiempos.

¹⁰ MARTINEZ DE VEDIA, R. Motores térmicos. Buenos Aires. p.424.

La figura 84 representa las fuerzas y los momentos por composición de líneas cosenoidales¹¹. Para el motor de dos cilindros con émbolos de igual carrera, sucesión de encendido 360° con cuatro tiempos, (figura 84 (a)), **no** se presentan momentos. Para los motores de dos cilindros con manivelas a 180° , sucesión de encendido 180° con dos tiempos, además de los momentos de primer orden, se producen fuerzas de inercia de segundo orden, mientras que los de primer orden quedan compensados (véase figura 84 (b)).

Figura 84 – Momentos y fuerzas para varias configuraciones de motores.



Fuente: DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. Vol II. Barcelona. p.1154.

En la figura 84 (c) se observa que para un motor de tres cilindros con manivelas a 120° , sucesión de encendido 240° con cuatro tiempos, 120° con dos tiempos, las fuerzas de inercia de primer y segundo orden están compensadas, pero no así sus momentos. Para un motor de cuatro cilindros con manivelas próximas de sentido contrario, sucesión de encendido 180° con cuatro tiempos como, las fuerzas de inercia de segundo orden son las únicas activas, tal como se aprecia en la figura 84 (d).

¹¹ DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. Vol II. Barcelona. p.1154.

Motores de seis cilindros cuyas manivelas están en dos grupos de tres a 120° , dispuestas de manera que cada grupo es simétrico del otro; hay una completa compensación de fuerzas y de momentos, con cuatro tiempos puede arrancar el motor en cualquier posición del cigüeñal. Estas mismas propiedades presentan los motores de seis y diez cilindros de construcción simétrica.

4 VIBRACIONES TORSIONALES EN MÁQUINAS RECIPROCANTES

La vibración torsional es el movimiento angular oscilatorio que causa esfuerzos de torsión en secciones del eje y acoples de la máquina. Los altos niveles de vibración torsional suelen ser destructivos y esta generalmente no es detectada por los acelerómetros y las puntas de prueba de proximidad usados comúnmente para medir la vibración lateral.

Los análisis computarizados pueden ayudar a prevenir problemas de vibración torsional. Por tanto, es muy importante que las características torsionales de las máquinas reciprocantes sean analizadas en la etapa del diseño para asegurar la confiabilidad del sistema. Si el equipo existente está experimentando problemas de vibración torsional, las medidas se pueden realizar para determinar la causa y los análisis computarizados usados para evaluar soluciones potenciales.

El cigüeñal de un motor reciprocante y todas las piezas móviles conducidas por él abarcan un sistema elástico torsional. Tal sistema tiene varios modos de oscilación torsional libre. Cada modo es caracterizado por una frecuencia natural y un patrón de amplitudes relativas de las partes del sistema. Los componentes armónicos del torque motriz excitan la vibración del sistema en sus modos fundamentales. Si la frecuencia de cualquier componente armónico del esfuerzo de torsión de un solo cilindro es igual o cercano a la frecuencia de cualquier modo fundamental de la vibración, una condición de resonancia existe y el motor se dice para funcionar en una velocidad crítica.

La operación a tales velocidades críticas resulta ser muy peligrosa, dando por resultado la fractura del eje; la operación a otras velocidades críticas puede dar lugar al desgaste rápido de cojinetes, del engranaje, y de otras piezas, y puede dar lugar a la vibración indeseable del motor y de la maquinaria asociada.

Aquellos elementos de las máquinas reciprocantes que son sometidos a esfuerzos periódicos deben tener altas frecuencias naturales de vibración, con fin de que estas se encuentren lo más distante que sea posible de las frecuencias armónicas inferiores de la fuerza actuante.

Para el caso de un motor de combustión interna, cuyas fuerzas de inercia actúan en el plano de los ejes de los cilindros, estas fuerzas generan momentos o pares que tienden a hacer vibrar el motor en este plano.

Generalmente, la estructura del motor –con los cilindros, canisas y la mayor parte del cárter fundido en una sola pieza– tiene una frecuencia natural elevada, lo que elimina prácticamente las vibraciones. El cárter por otra parte deberá ser diseñado para una elevada frecuencia natural en un plano perpendicular al de los ejes de los cilindros, debido a la acción de las componentes horizontales de la presión del gas. HELDT ha determinado que para un motor convencional de 6 cilindros, la frecuencia natural de vibración del cárter en un plano horizontal debe estar por encima de la mitad del producto del número de cilindros por la velocidad máxima¹².

¹² MARTINEZ DE VEDIA, R. Motores térmicos. Buenos Aires. p.493.

La teoría matemática de las vibraciones aplicada al cálculo de los cigüeñales de motores multicilíndricos ha ocupado la atención de los ingenieros durante los últimos años, llegando a la presentación de técnicas de cálculo que permiten determinar las condiciones en que habrá riesgos de rotura de cigüeñales producto de la fatiga torsional, evitando estos efectos con criterio de diseños cuando ello no sea posible, o por medio de elementos correctivos de amortiguamiento.

El número de oscilaciones completas del sistema elástico por revolución de la unidad del cigüeñal se llama la orden de una velocidad crítica.

El análisis dinámico de un motor consiste en¹³:

1. Cálculo de las frecuencias naturales de los modos probablemente a ser de importancia. Generalmente, el cálculo se puede limitar al modo más bajo o a los dos modos más bajos, pero en algunos arreglos complicados más modos pueden ser necesarios.
2. Estimaciones de la amplitud de la vibración a las velocidades críticas que están adentro o acercan al rango de operación.
3. Un estudio de medidas remediadoras si cualesquiera son necesarios.

¹³ M. LEWIS, Frank. Massachusetts Institute of Technology, citado por CREDE, Charles. Shock and vibration handbook. p. 38-1,38-2.

4.1 CAUSAS DE LA VIBRACIÓN TORSIONAL

Las vibraciones torsionales en los cigüeñales son inducidas por las variaciones en el par motor sobre ellos. Este par motor es fundamentalmente producto de dos fuerzas:

1. Presión del gas en el cilindro.
2. Fuerza de inercia de las masas alternativas.

Estas dos fuerzas son de carácter periódico y variables. Vale la pena resaltar que, el cigüeñal es afectado por una combinación de estas; sin embargo al tratar los problemas de vibraciones torsionales se suele considerar las dos fuerzas en forma independiente, debido a que las dos tienen frecuencias diferentes, el par motor de inercia pasa por un ciclo completo durante una revolución del cigüeñal, mientras que el par motor de la presión del gas de un motor de cuatro cilindros, pasa por un ciclo cada dos revoluciones¹⁴.

4.1.1 Presión de gas en el cilindro. En términos generales las máquinas reciprocantes están sometidas a una presión ***P*** actuando sobre el émbolo, presión que como se dijo anteriormente es de carácter variable, y su variación es función de la posición angular de la manivela durante un ciclo de trabajo¹⁵.

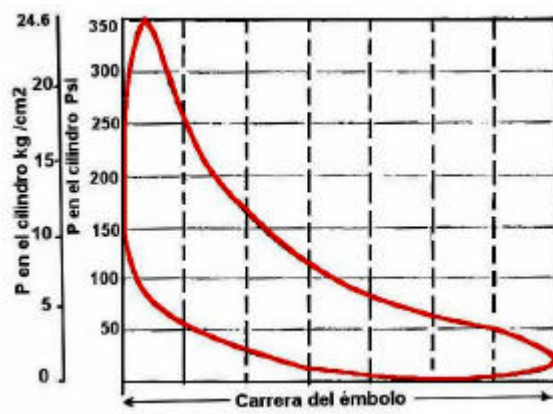
El par motor debido a la presión del gas imprime al cigüeñal no solo una serie de fuerzas armónicas (alternativas) con la misma frecuencia suya, sino

¹⁴ HELDT, Peter Martin. Motores rápidos de combustión. Diseño, fabricación y pruebas. 2 Ed. Madrid. p. 292.

¹⁵ CASTRO, Alfonso. Análisis de vibración torsional en maquinas. Bucaramanga. 1995. p. 18.

también series de fuerzas armónicas de dos, tres, cuatro veces, etc., esta frecuencia.

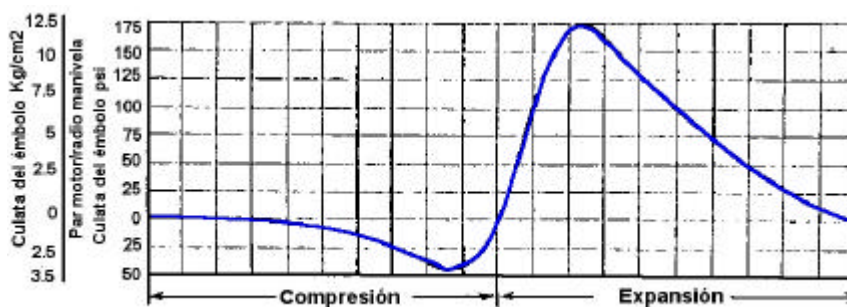
Figura 85 – Diagrama de la presión del gas para el análisis de vibraciones torsionales.



Fuente: HELDT, P. Motores rápidos de combustión. España. p. 293.

La figura 85, muestra un diagrama $P-V$ del gas en un motor de automóvil. En tanto que en la figura 86 se aprecia la curva del par motor de la presión de gas para el caso representado en la figura 85.

Figura 86 – Diagrama del esfuerzo sobre la manivela.



Fuente: HELDT, P. Motores rápidos de combustión. España. p.294.

La curva representa solo el par motor durante dos fases del ciclo, debido a que durante las otras dos fases (*escape y admisión*) el par motor producto presión es prácticamente nulo. Puede verse claramente como en la fase de compresión el par es negativo y que en el curso de la fase motriz siguiente toma valores positivos. Posteriormente, tras un intervalo de dos fases sin par motor de presión del gas, el ciclo se repite.

4.1.2 Par motor debido a las fuerzas de inercia de masas alternativas. La transformación del movimiento lineal alternativo en un movimiento rotativo, es el principio fundamental de operación de las máquinas reciprocantes, esto conlleva a que se genere un par inercial oscilatorio sobre el cigüeñal, causando aceleraciones angulares en su giro.

Tal como la fuerza de inercia se puede representar por una serie cuyos términos comprenden los senos de múltiplos sucesivos del ángulo de la manivela, es evidente que el par motor de inercia también ha de estar compuesto de una serie de armónicas y, en este caso, las amplitudes de las armónicas sucesivas decrecen rápidamente. Por razones semejantes a las expuestas en anteriormente con relación al par motor de la presión del gas en un motor de cuatro cilindros, las primeras armónicas del par motor de inercia se anulan en cuanto se refiere a la generación de vibraciones de primer orden, en cambio que las segundas armónicas permanecen, y están en fase; en un motor de seis cilindros las terceras armónicas son las más bajas entre las que producen vibraciones de primer orden, y como su amplitud es solo $1/16$ de las primeras armónicas, el par motor de inercia no es un factor de importancia representativa en la producción de vibraciones en motores multicilíndricos.

4.2 EFECTOS DE LAS VIBRACIONES TORSIONALES

El efecto más importante de las vibraciones torsionales es la generación de esfuerzos adicionales en el cigüeñal, estos esfuerzos son variables en intensidad a lo largo del eje, y alcanzan su valor máximo en el punto nodal, estos esfuerzos son reiterativos y causan fatiga.

La manivela más cercana al punto nodal es la más propensa a la falla por vibración del extremo, caso muy rara vez presentado en motores de automóvil pero muy frecuente en motores de aviación y diesel multicilíndricos, por ser generalmente mínima la resistencia a la torsión de una manivela en el cambio de sección entre el brazo de manivela y el muñón.

Otro efecto de la vibración es que las velocidades angulares de todas las manivelas varían constantemente, pero no en las mismas proporciones, afectando en mayor grado a la manivela más alejada del punto nodal. Esto perturba el equilibrio de las partes móviles, produciendo vibración y funcionamiento ruidoso.

Un efecto de cuidado en estas vibraciones es que si se sitúan los órganos de impulsión de los árboles de levas y accesorios en el extremo del motor opuesto al punto nodal (parte delantera del un motor de automóvil) están sometidos a esfuerzos crecientes y, como consecuencia, un desgaste acelerado.

4.3 CÁLCULO DE FRECUENCIAS NATURALES Y CURVAS DE AMPLITUD RELATIVA

El sistema elástico torsional de un motor y de la maquinaria asociada a él, es un arreglo bastante complicado. Con el fin de hacer el sistema favorable al tratamiento matemático, es necesario representarlo por un sistema más simple que sea substancialmente equivalente dinámicamente.

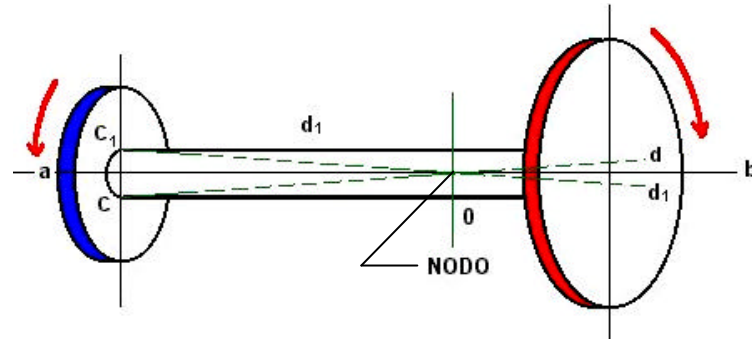
El sistema equivalente usado generalmente consiste en rotores concentrados conectados por resortes sin masa, torsionalmente elásticos. Los rotores se colocan en cada centro de manivela y en el centro de los planos de ruedas volantes, de rotores, de propulsores reales, etc. En una variación de este procedimiento, la parte del motor del sistema es substituida por una distribución uniforme de masa y elasticidad.

4.4 SISTEMAS SIMPLES

Un árbol elástico, arrastrando masas en su rotación y sometido a variaciones periódicas del par actuante es susceptible a sufrir vibraciones torsionales. En la figura 87 se muestran sistemas simples de arboles con dos y tres masas. Estos sistemas se deformarán elásticamente por torsión al ser sometidos a momentos exteriores, una vez desaparece la acción de dichos momentos quede en los sistemas un efecto de carácter vibratorio con su respectiva frecuencia natural, la cual irá progresivamente amortiguando.

Los sistemas de dos masas, como el apreciado en la figura 87 contienen un punto o sección, que no es afectado por la deformación torsional, este punto o sección es conocido como un nodo.

Figura 87 – Sistema de dos discos en su modo natural de vibraciones de torsión.

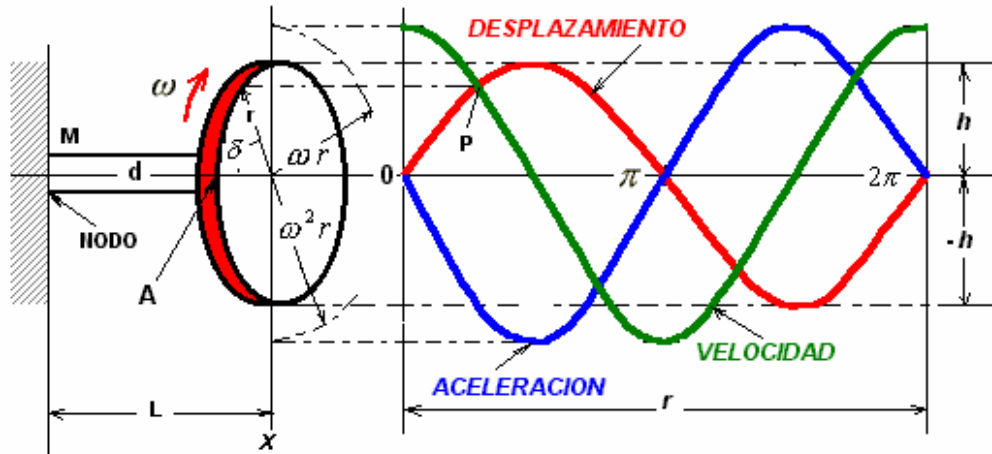


Los sistemas con tres masas conllevan a la existencia de dos nodos, aun cuando el sistema también puede vibrar con un solo nodo. La frecuencia natural del sistema con dos nodos es más elevada que para un solo nodo. Ejes con cuatro, cinco o seis masas, presentan modos de vibración natural con tres, cuatro o hasta cinco nodos, respectivamente. En general, para un sistema de n masas, habrá $n-1$ formas o modos naturales de vibración¹⁶.

En la figura 88 se ha representado el sistema de una masa con un nodo, o sea la primera y única forma natural de vibración para este sistema. Cuando este sistema es sometido a un par exterior y posteriormente se libera, vibrará con amplitudes gradualmente decrecientes. Este es la forma más simple de movimiento armónico.

¹⁶ MARTINEZ DE VEDIA. Op cit. p. 493-494.

Figura 88 – Sistema elástico elemental de un disco con un solo modo natural de vibración de torsión.



La frecuencia natural de este sistema en ciclos por minuto es igual a:

$$f_n = \frac{60}{2p} \sqrt{\frac{k}{I}} \text{ cpm} \quad (4.1)$$

y la del sistema de dos masas con un nodo, esto es, en su primera forma o modo natural de vibración:

$$f_n = \frac{60}{2p} \sqrt{\frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}} \text{ cpm} \quad (4.2)$$

Expresiones en las cuales k es la constante elástica torsional del eje, I es el momento de inercia del disco. Además se tiene que:

$$k = \frac{G^* I_p}{L} = \frac{G p d^4}{32L} \quad (4.3)$$

Siendo:

G : Modulo de rigidez dado en kg/cm^2 .

I_P : Momento polar de inercia.

L : longitud del eje entre discos.

En el sistema de la figura 87, la posición del nodo queda determinada por el hecho de que este ha de dividir el eje que pasa por el centro de los discos en dos segmentos inversamente proporcionales a los momentos de inercia de los rotores. El nodo se encuentra en el centro de gravedad de las dos masas*.

Cuando la inercia del eje sea comparable con la de las masas agregadas, debe ser tomada en cuenta, haciéndolo equivalente a una serie infinita de rotores infinitamente pequeños. La línea elástica normal es realmente una curva.

Las amplitudes máximas de la elástica en el caso considerado, llamadas q_1 y q_2 , se pueden relacionar con la expresión para la condición de equilibrio general:

$$I_1 \omega_n^2 q_1 = I_2 \omega_n^2 q_2$$

por tanto

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{q_2}{q_1} \quad (44)$$

* En una máquina fija, para el primer modo natural de vibración, el nodo se encuentra cerca del volante, cuya inercia es predominante. En una máquina marina el nodo se desplazará hacia la mitad del cigüeñal.

Es posible plantear expresiones para el cálculo de la frecuencia natural para un sistema con cualquier número de discos, sin embargo, dichas expresiones serán de solución matemática mucho más complicada cuanto más elevado sea el número de discos.

Para el caso de tres discos tiene la expresión:

$$(I_1 + I_2 + I_3) - w_n^2 \left[\frac{I_1 I_2}{k_1} + \frac{I_1 I_3}{k_1} + \frac{I_1 I_3}{k_2} + \frac{I_2 I_3}{k_2} \right] + w_n^4 \frac{I_1 I_2 I_3}{k_1 k_2} = 0 \quad (4.5)$$

Esta ecuación presenta dos raíces reales negativas, de las cuales se obtienen los dos valores reales positivos de w_n , para el primero y segundo modo natural de vibración.

Es clara la complicación que resultaría tratar de encontrar por este método la frecuencia natural para un sistema con 6 o más inercias acopladas. Sin embargo esto puede simplificarse sustancialmente con los sistemas reducidos, entendiendo por estos los sistemas de solo dos masas, o discos, equivalentes a un sistema de masas múltiples.

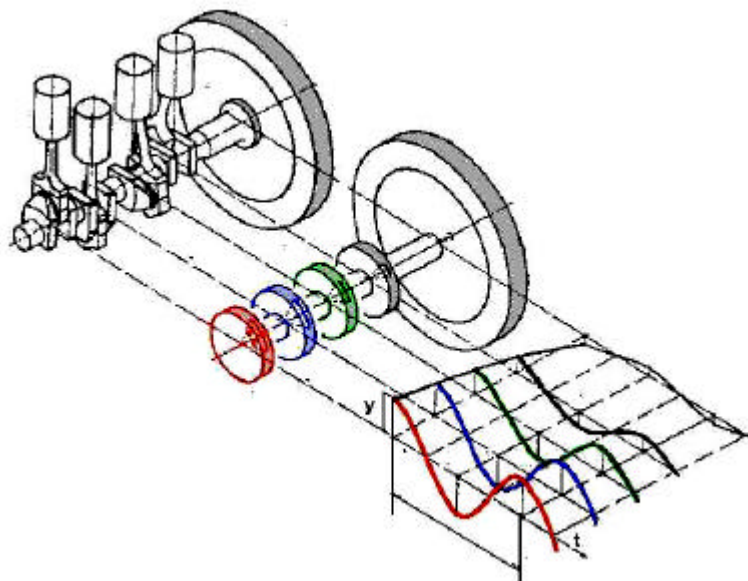
4.5 SISTEMAS EQUIVALENTES

El cigüeñal de un motor presenta una geometría bastante compleja con masas reciprocantes acopladas a él, por tanto las expresiones para la frecuencia natural anteriormente mencionadas, correspondientes a ejes cilíndricos con discos rígidos, no son aplicables. No obstante, tras la consideración de un sistema equivalente al del cigüeñal, estas pueden ser aplicadas.

Este sistema, ha de tener longitudes y rigidez equivalentes a las del sistema real, con discos rotativos que tengan una inercia equivalente a la del sistema de cada manivela ¹⁷.

En forma detallada se puede reemplazar todas las manivelas por longitudes equivalentes, y todas las masas móviles por discos equivalentes, reduciendo así el problema a un sistema simple. Este método permite aproximaciones del orden del 2 al 3% en la determinación de la frecuencia natural del árbol del cigüeñal.

Figura 89 – Sistema real de cigüeñal, masas alternativas y volante; sistema equivalente y ondas de amplitudes angulares para el primer modo natural de vibración.



¹⁷ MARTINEZ DE VEDIA, Op. cit., p. 496.

4.6 CÁLCULO DE LA RIGIDEZ DEL EJE

La rigidez del cigüeñal es el elemento más incierto en los cálculos de vibración torsional. La rigidez del eje se puede medir experimentalmente sometándolo a un momento torsor conocido o de los valores observados de las velocidades críticas en un motor funcionando. De igual forma, puede ser calculado por fórmulas semi-empíricas que han sido propuestas. A continuación se muestran las tres ecuaciones más recomendadas para este fin.

Teniendo en cuenta las figuras 90 y 93, donde l_e es la longitud de un eje sólido de diámetro D_s con rigidez torsional igual a la de la sección del cigüeñal entre los centros de las manivelas¹⁸. Por tanto se tiene que:

Fórmula de Wilson:

$$\frac{l_e}{D_s^4} = \frac{b + 0.4D_s}{D_s^4 - d_s^4} + \frac{a + 0.4D_c}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{r - 0.2(D_s + D_c)}{hW^3} \quad (4.6)$$

Fórmula de Ziamanenko:

$$\frac{l_e}{D_s^4} = \frac{b + 0.6hD_s/b}{D_s^4 - d_s^4} + \frac{0.8a + 0.2(W/r)D_s}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{r^{1/2}}{hW^3 D_c^{1/2}} \quad (4.7)$$

Fórmula de la Constante:

$$\frac{l_e}{D_s^4} = \frac{1}{\infty_1 \infty_2 \infty_3 \infty_4} \left(\frac{b}{D_s^4 - d_s^4} + \frac{a}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{0.94}{hW^3} \right) \quad (4.8)$$

¹⁸ ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 304.

Donde las otras variables son definidas de acuerdo a lo mostrado en la figura 90 y $\infty_1, \infty_2, \infty_3, \infty_4$ son factores, determinados por:

$$\infty_1 = 1 - \frac{0.0825}{\sqrt{\frac{W_s - d_s}{2W_s} + \frac{W_c - d_c}{2W_c} - 0.32}} \quad (4.9)$$

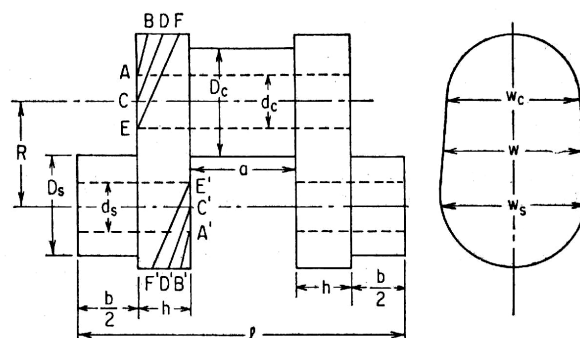
Si el eje es sólido, asuma $\infty_1 = 0.9$ en vez de aplicar la ecuación 4.9.

El factor ∞_2 es una modificación del espesor del alma, determinado como se muestra a continuación:

1. Si $4h/l$ es mayor que, $2/3$, entonces $\infty_2 = 1.666 - 4h/l$. Si $4h/l < 2/3$, asuma $\infty_2 = 1$.

El factor ∞_3 es una modificación para los ángulos de chaflán del alma o viga de la manivela: Si los brazos son chaflanados, la estimación de ∞_3 se recomienda por la comparación con los cortes mostrados en la figura 90.

Figura 90 – Diagrama esquemático de la manivela.



Cortes AB y $A'B'$, $\infty_3 = 1.00$; corte CD solamente, $\infty_3 = 0.965$; cortes CD y $C'D'$, $\infty_3 = 0.930$; corte EF solamente, $\infty_3 = 0.950$; corte EF y $E'F'$, $\infty_3 = 0.900$; si los extremos son cuadrado, $\infty_3 = 1.010$.

El factor ∞_4 es una modificación para el soporte de rodadura dado por:

$$\infty_4 = \frac{Al^3 w}{D_c^4 - d_c^4} + B \quad (4.10)$$

Para el motor marina y los ejes inmóviles grandes del motor: $A = 0.0029$, $B = 0.91$ Para los ejes del motor del automóvil y de avión: $A = 0.0100$, $B = 0.84$.

Si ∞_4 según lo dado por la ecuación 4.10 es menor que 1,0 asuma un valor de 1,0. La fórmula de la constante, ecuación 4.8, se recomienda para los ejes con los chaflanes grandes.

Por otra parte, el cigüeñal y los brazos de las manivelas en sus diseños pueden contener elementos tales como cambios de sección, cuellos etc., de las cuales se requiere analizar su contribución en la rigidez. Su contribución en la rigidez puede determinarse solamente por experiencia en diseños de elementos similares.

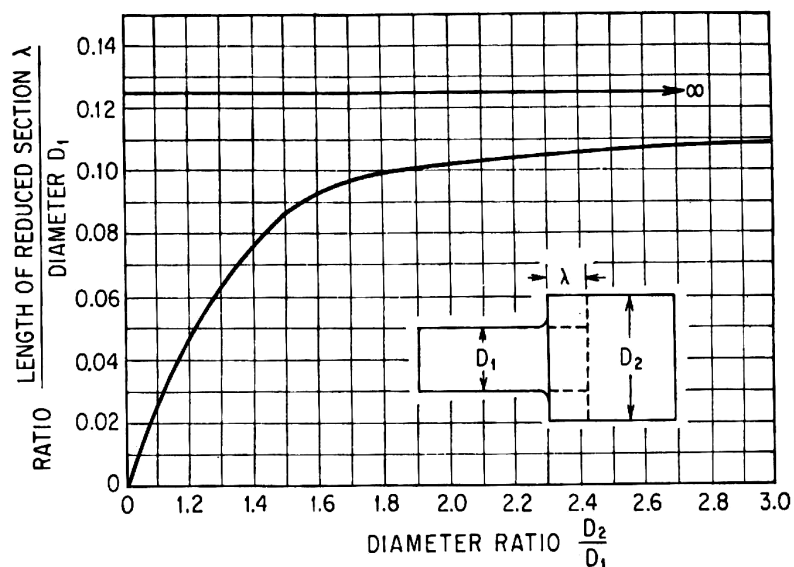
Para un cambio de sección que tiene un radio de filete igual a 10% del diámetro más pequeño, la rigidez puede ser estimada asumiendo que el eje

más pequeño es alargado y el eje más grande es acortado por una longitud I obtenidos de la curva de figura 91.

La rigidez torsional de un eje afilado de diámetro grande D_2 y de diámetro pequeño D_1 se da por:

$$K_r = \frac{3pG(D_2 - D_1)}{32l\left[\left(\frac{1}{D_1^3}\right) - \left(\frac{1}{D_2^3}\right)\right]} \quad (4.11)$$

Figura 91 - Reducción en la rigidez debido al cambio de diámetros en el eje.



Fuente: Porter F. Trans ASME. 1983.

La figura 91 muestra la variación de la rigidez producto de un cambio en el diámetro del eje. La rigidez del eje combinado es equivalente al caso en que el eje con diámetro D_1 se alargue I y el de diámetro D_2 se acorta I .

4.7 CALCULO DEL MOMENTO DE INERCIA

El otro factor a considerar es el cálculo de la inercia de las masas en movimiento, el pistón y la biela representan un problema cuya solución es compleja. La figura 92 muestra esquemáticamente el mecanismo. La solución exacta demuestra que el efecto de estos, puede ser aproximado representándolos en un rotor concentrado de inercia polar **J** definida por:

$$J = \left[\frac{W_{rec}}{2} + W_{rot} \left(1 - \frac{h}{2} \right) \right] R^2 \quad lb - in^2 \quad (4.12)$$

Donde:

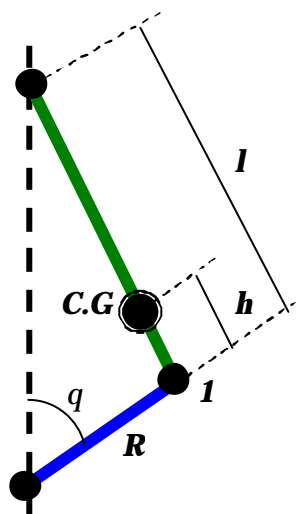
W_{rec} : Peso del conjunto de masas reciprocantes, lbs.

W_{rot} : Peso del conjunto de masas rotativas, lbs.

h : Fracción de la longitud de la barra del centro inferior (**1**) al centro de gravedad (véase figura 92).

R : Radio de la manivela.

Figura 92 – Diagrama esquemático del mecanismo biela – manivela.



Las inercias polares de los brazos de la manivelas (véase figura 93), perno de la manivela, y de las secciones del gorrón, son adicionados a los calculados por la ecuación 4.12. Estas inercias se deben calcular con la mayor exactitud posible. El siguiente procedimiento es recomendado para llevar a cabo el cálculo:

Considere que el brazo de la manivela es interceptado por una serie de círculos concéntricos de radio R sobre el centro de la manivela, como se muestra en la figura 93. El área de la intersección de cada cilindro con el brazo de la manivela se denota S , y una curva de R^2S se traza en función de R .

Entonces la inercia polar del brazo de la manivela se define por:

$$J = \left(g \int_{R_b}^{R_m} R^2 S dr \right) + J_b \quad lb - in^2 \quad (4.13)$$

- Donde g : Densidad del brazo de la manivela.
 R_m : Radio máximo del brazo de la manivela.
 R_b : Radio del cilindro base (véase figura 93)
 J_b : Inercia polar de la porción del brazo de la manivela por debajo de R_b

La integral contenida en la ecuación 4.13, es el área de la curva R^2S entre los valores del R_b de los radios, R_m .

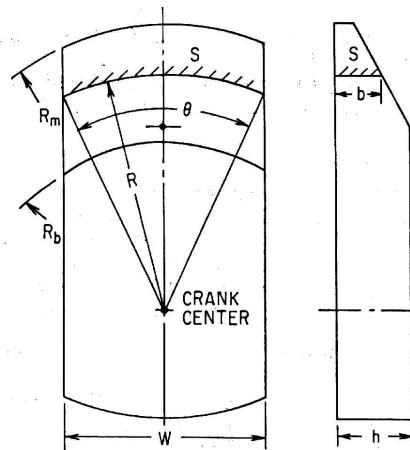
Para el brazo de la manivela mostrado en la figura 93, el área S se puede definir como:

$$S = bRq / 57.3$$

donde q se mide grados. Sustituyendo S en la ecuación 4.13, se tiene que la inercia polar se puede expresar:

$$J = \left(\frac{g}{57.3} \int_{R_b}^{R_m} bR^3 q dR \right) + J_B \quad lb - in - seg^2$$

Figura 93 – Brazo de la manivela.



Fuente: ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York. 2001.p. 305.

4.8 CÁLCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL

Si un sistema puede ser reducido a dos rotores en los extremos opuestos de un eje sin masa, de acuerdo a lo planteado en la sección 4.4, la frecuencia natural está dada por:

$$f_n = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{(I_1 + I_2)k^*}{I_1 I_2}} \quad cps \quad (4.14)$$

El símbolo k es utilizado para denotar la rigidez torsional; los subíndices se utilizan para señalar el eje particular.

Para un sistema de tres rotores según lo mostrado en figura 94, la frecuencia natural está dada por:

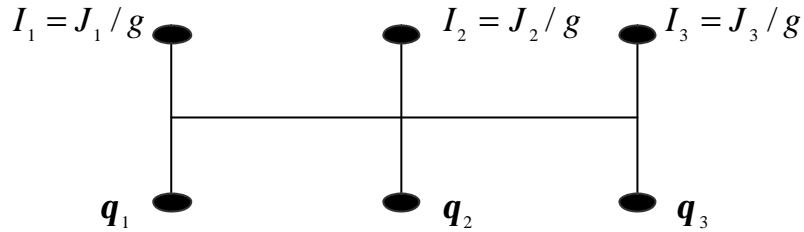
$$f_n = \frac{1}{2p} \sqrt{A \pm \sqrt{A^2 - B^2}} \quad cps \quad (4.15)$$

donde:
$$A = \frac{k_{12}(I_1 + I_2)}{2I_1 I_2} + \frac{k_{23}(I_2 + I_3)}{2I_2 I_3}$$

$$B = \frac{(I_1 + I_2 + I_3)k_{12}K_{23}}{I_1 I_2 I_3}$$

En las ecuaciones 4.14 y 4.15 los valores de k son constantes de rigidez torsional expresadas en $lb - in/rad$. La notación k_{12} indica que la constante se aplica al eje entre los rotores 1 y 2. La inercia polar J tiene unidades de $lb - in^2$. (Frecuentemente escritos como Wr^2 donde W es el peso y r es el radio del giro) y $I = J/g$ es un momento polar de inercia con unidades de $lb - in - sec^2$ donde $g = 386in/sec^2$. Cualquier sistema de unidades, inglesas o métricas, puede ser utilizado teniendo en cuenta que g se exprese en las unidades consistentes con las unidades adoptadas.

Figura 94 - Diagrama esquemático del eje con tres rotores.



Los fórmulas anteriormente expuestas y todas las desarrolladas para los sistemas torsionales multimasas, son aplicables a su vez a los sistemas con movimiento longitudinal, si los momentos polares de inercia $I = J / g$ son substituidos por las masas $m = W / g$ y las rigideces torsionales son substituidos por las rigideces longitudinales.

Si el sistema cuenta con más de tres masas, puede ser empleado el método de Holzer para realizar el cálculo de las frecuencias naturales. Otros métodos alternativos pueden ser empleados, pero este método tiene las ventajas de la simplicidad, y de la facilidad de la programación.

En muchos motores de combustión interna, las inercias polares de los rotores que representan las manivelas y los pistones son iguales, al igual que las constantes de la rigidez entre estos rotores. Este hecho causa una reducción considerable en el trabajo de cómputo. Sea I uno de los momentos polares de inercia, y k una de las constantes del resorte, ambos igual para todos los rotores considerados. Divida todos los momentos polares de inercia por I y todas las constantes del resorte por k . El nuevo sistema es dinámicamente similar al original. Es llamada la unidad del sistema. Entonces si w_n es la

frecuencia angular natural del sistema y w_s la frecuencia real de la unidad del sistema,

$$w_n^2 = w_s^2 \frac{k}{I} \quad (4.16)$$

Este método es una técnica que permite el ahorro de trabajo que es útil solamente cuando hay un número de masas y/o de rigideces iguales en el sistema.

4.8.1 Cálculo de frecuencias naturales por el método de inercia¹⁹.

Cualquier sistema elástico reducido permite una aproximación al cálculo de la frecuencia natural del sistema equivalente al cigüeñal de las máquinas alternativas. Existe un método de fácil aplicación y de un gran valor práctico para efectuar el cálculo en forma exacta, por medio de aproximaciones sucesivas, la frecuencia del sistema equivalente en oscilación libre torsional. Este consiste en calcular los pares de vibración en cada punto para una deflexión de un radian en los extremos libre del sistema.

Un sistema elástico en oscilación torsional libre, o natural, no necesita de ningún par exterior para mantenerse en movimiento. En el estado de máxima deformación elástica, los pares resistentes debido a la elasticidad de los ejes serán iguales y opuestos a los pares debido a la oscilación de las masas. Además, la suma total de los pares a derecha e izquierda deberá ser igual a cero. De esta manera es posible encontrar la frecuencia natural exacta del sistema equivalente sumando los pares de vibración en cada masa, para una

¹⁹ MARTINEZ DE VEDIA, Op. cit., p. 500.

deflexión unitaria en el extremo libre; probando distintos valores de w_n hasta encontrar un valor final igual a cero para el par resultante.

Este método es conocido como el “método de inercia” aplicado en problemas de cigüeñales por Gumbel y Holzer.

Para el caso esquematizado en la figura 95 –motor alternativo de 6 cilindros con volante- se tiene que el sistema reducido permite una aproximación en el valor de w_n , que ha de servir para reducir el número de iteraciones al estudiar el sistema equivalente. Asumiendo una amplitud angular máxima de deformación de la masa I_1 igual a 1 radian ($e_1 = 1$ *radián*), el momento que actúa en el disco 1 estará dado por:

$$I_1 e_1 w_n^2 \quad (4.17)$$

siendo $e_1 w_n^2$ el valor máximo de la aceleración angular, la que produciría en la primera sección de eje la siguiente deformación elástica:

$$e_1 - e_2 = \frac{I_1 e_1 w_n^2}{k_1} \quad (4.18)$$

Luego la amplitud angular máxima de deformación del disco I_2 estará dada por:

$$e_2 = e_1 - \frac{I_1 w_n^2}{k_1} \quad (4.19)$$

para el disco siguiente I_3 se tiene que:

$$\mathbf{e}_2 - \mathbf{e}_3 = \frac{I_1 \mathbf{e}_1 w_n^2}{k_2} + \frac{I_2 \mathbf{e}_2 w_n^2}{k_2} \quad (4.20)$$

o sea que,

$$\mathbf{e}_3 = \mathbf{e}_2 - \frac{w_n^2}{k_2} [I_1 \mathbf{e}_1 + I_2 \mathbf{e}_2]$$

en términos generales se puede escribir que:

$$\mathbf{e}_n = \mathbf{e}_{n-1} - \frac{\sum_0^{n-1} I w_n^2 \mathbf{e}}{k_{n-1}} \quad (4.21)$$

Expresiones en las cuales k es la constante elástica torsional dada en (kg-cm/radian), definida anteriormente.

A continuación del trazado de la elástica normal con los valores de \mathbf{e} obtenidos para cada disco, se calcularán las tensiones de corte correspondientes para la deformación angular supuesta de 1 radian en el extremo libre. Dichas tensiones de corte, conforme a investigaciones SAINT-VENANT, dependen únicamente de la magnitud del par y de las dimensiones del árbol, y se pueden expresar por:

$$s = \frac{T_t}{I_p} r \quad \text{con} \quad I_p = \frac{\mathbf{p} d^4}{32}$$

donde s : Máxima tensión en el corte en el punto considerado.

T_t : Par total de inercia.

r : Radio del eje (cms).

Reemplazado el anterior valor de e en grados,

$$s = \frac{16 \sum I w_n^2 e}{57.3 p d^2} \quad (4.22)$$

El valor correspondiente al $S_{\text{máx}}$ se obtendrá en el nodo para una deformación angular igual a cero.

En la práctica se dispone el cálculo de la elástica normal y de las tensiones de corte correspondiente en la forma siguiente:

1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Masa</i>	<i>Momento de Inercia</i>	<i>Par para deflexión unitaria.</i>	<i>Deflexión en el plano de la masa</i>	<i>Par en el plano de la masa</i>	<i>Par total para cada plano</i>	<i>Constante elástica del árbol</i>	<i>Cambio en deflexión entre masas adyacentes</i>	<i>Tensión de corte.</i>
<i>No</i>	<i>I</i>	<i>$I w_n^2$</i>	<i>e</i>	<i>$I w_n^2 e$</i>	<i>$\sum I w_n^2 e$</i>	<i>$k = \frac{GI_P}{L}$</i>	<i>$\frac{Col(6)}{Col(7)}$</i>	<i>$\frac{Col(6)}{Const}$</i>

Esta tabulación se repetirá en la práctica varias veces hasta encontrar un valor de w_n que haga igual a cero la sumatoria total de la columna 6. Esta tabulación es conocida como “tabla de frecuencias”.

Las figura 95 y 96 representan aplicaciones practicas de este método. En la figura 95 se muestra la línea elástica y diagrama de tensiones para el primer modo natural de vibración de un cigüeñal de un motor de 6 cilindros. En la figura 95 (b) puede apreciarse el sistema equivalente completo, en tanto que en la figura 95(a) se muestra el sistema reducido.

En el caso de la figura 96 (motor marino) se han calculado las elásticas para el primero y segundo modo natural de vibración torsional.

Figura 95 – Sistemas equivalentes natural y reducido.

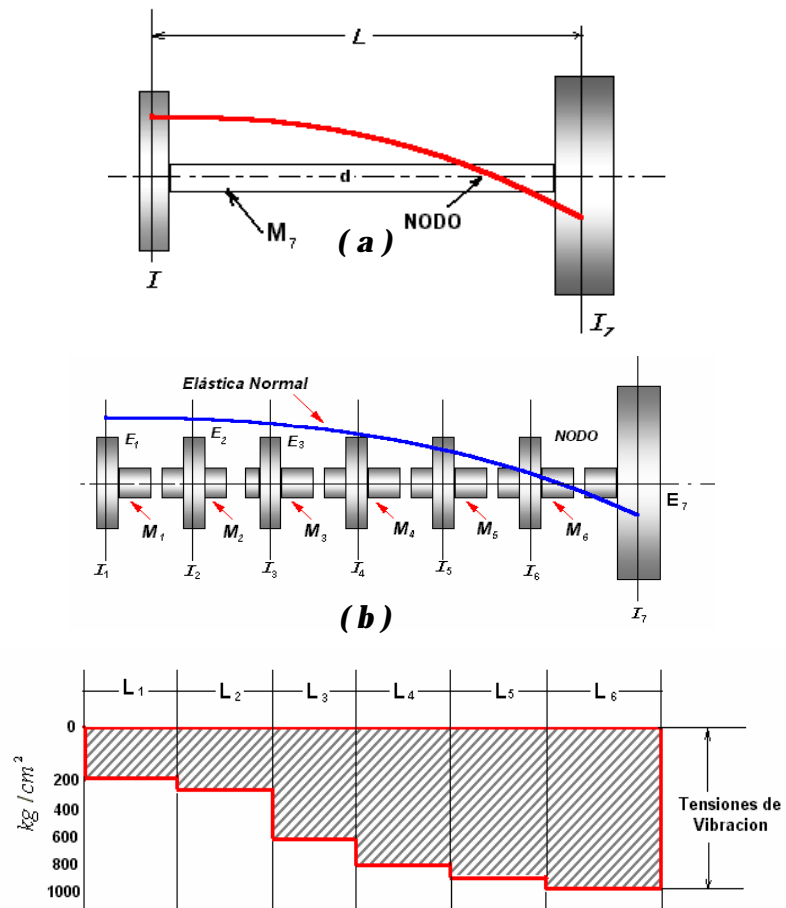
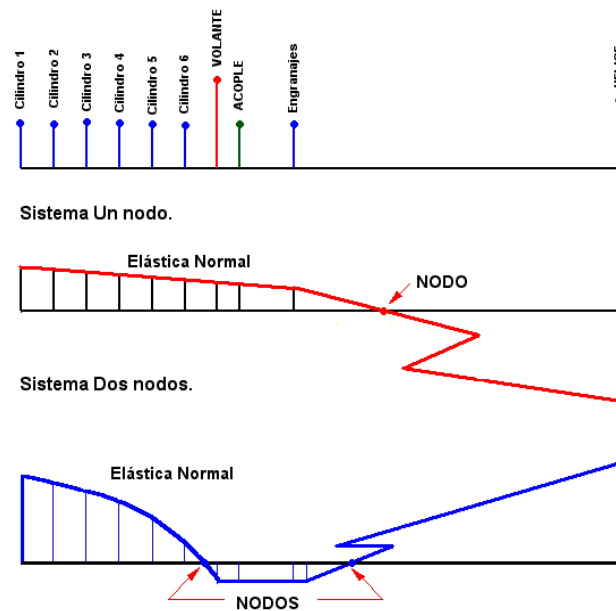


Figura 96 –Elástica normal para el primer y segundo modo natural en un motor diesel de propulsión marina.



4.9 SISTEMA DE FUERZAS EXCITATRICES

Para estudiar el tema de las fuerzas excitatrices en motores policilíndricos, deberá tenerse en cuenta el principio de la superposición lineal, que puede ser enunciado así:

“La deformación producida en cualquier sistema elástico por dos o más fuerzas periódicas que actúan simultáneamente, es igual a la suma de las deformaciones producidas por cada una de las fuerzas como si actuara individualmente; debiendo considerarse siempre las relaciones angulares de fase entre las respectivas componentes del sistema”²⁰.

²⁰ MARTINEZ DE VEDIA. Op cit. p. 503.

Es decir, que la deformación producida en el cigüeñal por el par variable de un solo cilindro es igual a la suma de las deformaciones que producirían las componentes individuales de dicho par si actuaran independientemente; y la deformación producida por varios cilindros es la suma de las deformaciones originadas por cada uno de ellos. Será necesario, en el caso de los motores policilíndricos, separar la curva de los esfuerzos tangenciales en sus distintas componentes armónicas y analizar separadamente cada una de ellas. Posteriormente se construyen los diagramas vectoriales que muestran la relación de fase entre los impulsos de los diferentes cilindros, será posible determinar el impulso resultante para cualquier armónica.

Con la expresión de FOURIER, expuesta a continuación, se puede representar la serie de esfuerzos tangenciales debido a la presión del gas en un motor alternativo:

$$T = T_m + \sum (A_k \text{Sen}k\omega t + B_k \text{Cos}k\omega t) \quad (4.23)$$

la cual puede ser escrita:

$$T = T_m + \sum T_k \text{Sen}(k\omega t + a_k)$$

donde:

T_k : Valor máximo de la componente armónica de orden k .

a_k : Angulo de fase de la armónica de orden k .

Se tiene además que:

$$T_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}$$

Un analizador armónico permitirá calcular A_k y B_k y con ello determinar el coeficiente armónico T_k .

El término constante de la serie de Fourier se llama armónica de orden cero; y constituye la única parte útil de la fuerza tangencial, es la única que produce trabajo. Las otras armónicas no hacen sino generar vibraciones, e incluso consumen energía cuando se busca amortiguarlas.

Sabiendo que el termino constante T_m está ligado con la presión media de los motores por las siguientes relaciones:

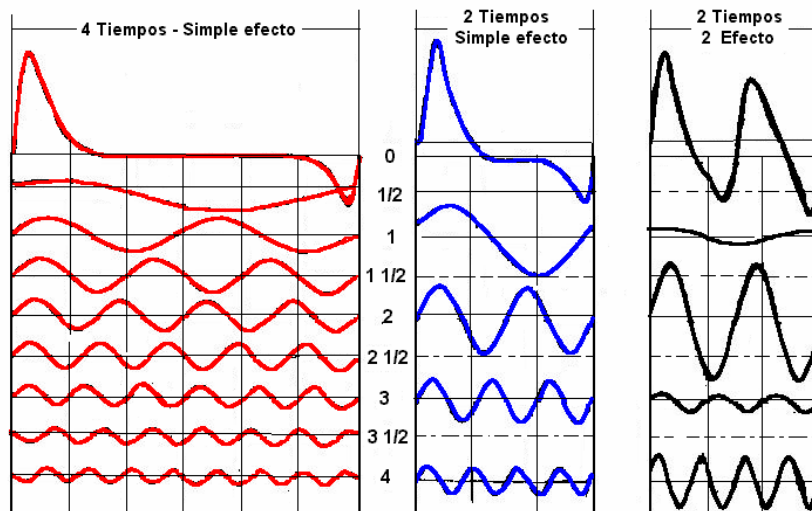
<i>Motor de Cuatro tiempos</i>	$T_m = \frac{P_m}{2p}$
<i>Motor de dos tiempos</i>	$T_m = \frac{P_m}{p}$

La fuerza tangencial y su familia de armónicas dependerán evidentemente de la carga del motor, aunque no varían todas ellas en la misma forma. En vacío, por ejemplo, la armónica de orden cero es mínima. Luego con el incremento de la carga aumentará netamente la armónica cero y también las armónicas inferiores; pero las superiores disminuirán relativamente, con la reducción de la carga, mucho menos cuanto mayor sea su orden. Por ello es que una maquina en vacío puede ser tanto o más peligrosa que en plena carga a los efectos de las vibraciones torsionales.

En la practica, se recurre al uso de tablas de coeficientes armónicos, las cuales presentarán para distintos tipos de motores los valores máximos de las componentes armónicas de distinto orden, en función de la presión media del diagrama de trabajo indicado, esto es, de la potencia indicada de la máquina.

En la figura 97 se representa el análisis armónico del esfuerzo tangencial debido a la presión del gas, para distintos tipos de motores de combustión interna.

Figura 97 – Análisis armónico del esfuerzo tangencial de la presión del gas para distintos tipos de motores.



La tabla 6 contiene las componentes del esfuerzo neto tangencial máximo de las distintas armónicas para diferentes motores. Los valores de la misma podrán ser usados en cualquier caso en que no se desee efectuar el análisis armónico.

Tabla 6. Componentes armónicos del esfuerzo tangencial para un cilindro.

Orden Armónico	4 Tiempos		2 Tiempos		
	Simple Efecto	Doble Efecto	Simple Efecto	Pistones Opuestos	Doble Efecto
½	2.8	3.9	---	---	---
1	2.8	4.2	5.6	11.2	0.8
1½	2.8	3.9	---	---	---
2	2.5	4.9	4.9	9.9	9.9
2½	2.1	2.8	---	---	---
3	1.8	0.7	3.5	7.0	1.4
3½	1.4	1.7	---	---	---
4	1.1	2.1	2.1	4.2	4.2
4½	0.7	1.1	---	---	---
5	0.56	0.49	1.1	2.2	0.9
5½	0.42	0.63	---	---	---
6	0.32	0.63	0.63	1.26	1.26
6½	0.25	0.35	---	---	---
7	0.21	0.14	0.42	0.84	0.28
7½	0.18	0.26	---	---	---
8	0.14	0.28	0.28	0.56	0.56
8½	0.10	0.15	---	---	---
9	0.07	0.07	0.14	0.28	0.28
9½	0.06	0.08	---	---	---
10	0.05	0.10	0.10	0.20	0.20
10½	0.04	0.06	---	---	---
11	0.03	0.03	0.07	0.14	0.07
11½	0.03	0.04	---	---	---
12	0.02	0.04	0.04	0.08	0.08

Fuente: MARTINEZ DE VEDIA. Motores térmico s. p.506.

Hasta el momento solo se han considerado únicamente al fenómeno de variación cíclica de la presión del gas en el cilindro, aun falta considerar el efecto de la inercia de las masas alternativas. La resultante de ambos dará la fuerza tangencial neta. Ahora bien, dado que el efecto de inercia es pequeño comparado con el esfuerzo debido a la presión del gas, en la práctica se corrige por dicho efecto los valores de los esfuerzos tangenciales obtenidos. El cálculo de la corrección de inercia es muy simple y está basado en los parámetros de la maquina y su régimen.

El a_n de la expresión anterior (Fourier) no es de interés para el razonamiento particular de las vibraciones torsionales; si lo es por el contrario, la diferencia de fase entre armónicas del mismo orden en los distintos cilindros del motor.

Definiendo el orden de la armónica, k , por el número de ciclos completos cumplidos por el motor en una vuelta del cigüeñal, se enuncia la siguiente regla práctica que permite determinar relaciones de fase para cualquier grupo de armónicas:

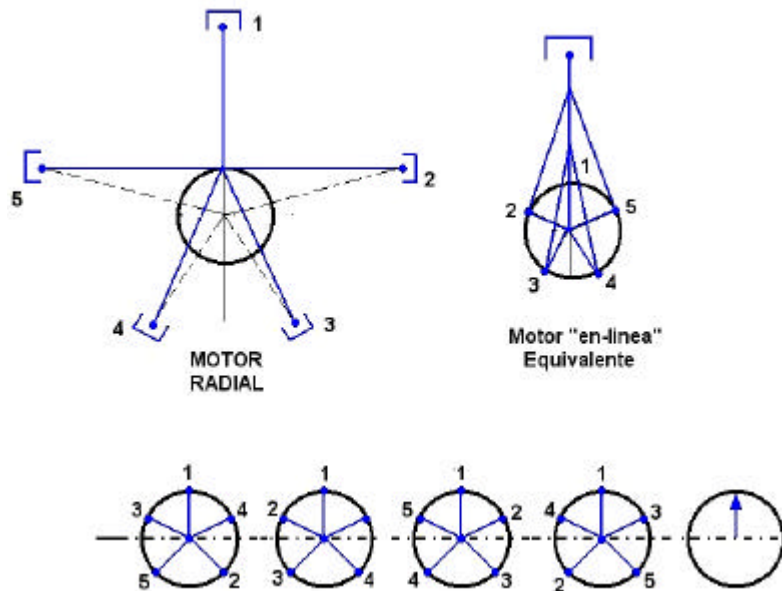
Si un motor da r impulsos de trabajo en una vuelta, la diferencia de fase entre armónicas consecutivas de orden k será:

$$360 \frac{k}{r} \quad (\text{Grados}) \quad (4.24)$$

En la figura 98 se ha aplicado la regla anterior para dibujar los diagramas de fases de los distintos grupos armónicos, en el caso de un motor radial. Otra forma práctica de la regla anterior es que el ángulo de fase para cualquier orden se puede obtener multiplicando el ángulo de encendido por el número de orden de la armónica en consideración, lo que si no es sino una variante de expresión de la forma anterior.

* De la figura 97 se nota la ausencia de armónicas de orden medio para motores de 2 tiempos.

Figura 98 – Determinación de los diagramas de fases para un motor radial de 5 cilindros, con orden de encendido 1-3-5-2-4.



En las tablas 7 y 8 se han representado los diagramas de fases para motores de 4 a 6 cilindros, en disposiciones de manivelas características. En estos casos se han representado también los diagramas vectoriales.

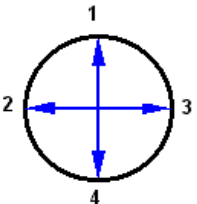
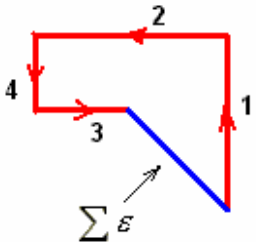
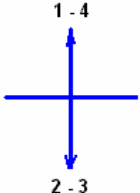
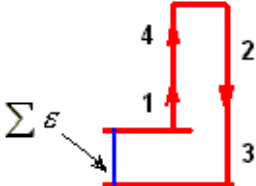
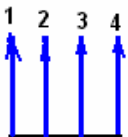
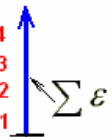
Siendo f_n la frecuencia natural de oscilación torsional del árbol del cigüeñal, es fácil determinar la presencia de resonancia cuando:

$$\frac{f_n}{n} = k = \frac{1}{2}, 1, 1\frac{1}{2}, 2, 2\frac{1}{2}, 3, 3\frac{1}{2}, 4, 4\frac{1}{2}, \text{ etc.} \quad (4.25)$$

Además, cuando el número k sea igual o múltiplo entero del número de impulsos motores por vuelta ($k=3,6,9,12$, etc., para el motor de 6 cilindros 4 tiempos) se tendrá una velocidad crítica mayor; en caso de contrario, se

denominará menor. El sentido de estas denominaciones puede apreciarse en los diagramas de fase de las figuras anteriores.

Tabla 7 - Diagramas de fases para un motor de 4 cilindros.

ORDEN ARMONICO	Orden de encendido 1-2-4-3	
$\frac{1}{2} - 2 \frac{1}{2} - 4 \frac{1}{2} - 6 \frac{1}{2}$ $1 \frac{1}{2} - 3 \frac{1}{2} - 5 \frac{1}{2} - 7 \frac{1}{2}$		
$1 - 3 - 5 - 7$		
$2 - 4 - 6 - 8$		

Conociendo ya la frecuencia natural oscilación del cigüeñal, se puede determinar los puntos en los cuales se producen las velocidades críticas, dentro de la zona de trabajo normal de los motores.

Tabla 8 - Diagramas de fases para un motor de 6 cilindros.

ORDEN ARMONICO	Orden de encendido 1-4-2-6-3-5		Cilindro #	Ángulo de Encendido
	Diagrama de fases	Diagrama vectorial		
$\frac{1}{2} - 2 \frac{1}{2} - 3 \frac{1}{2}$ $5 \frac{1}{2} - 6 \frac{1}{2} - 8 \frac{1}{2}$ $9 \frac{1}{2} - 11 \frac{1}{2}$			1	0°
			4	120°
			2	240°
$1 - 2 - 4 - 5$ $7 - 8 - 10 - 11$			6	360°
			3	480°
			5	600°
$1 \frac{1}{2} - 4 \frac{1}{2}$ $7 \frac{1}{2} - 10 \frac{1}{2}$				
$3 - 6$ $9 - 12$				

Se sabe además que, como criterio constructivo del diseño, la frecuencia propia del cigüeñal deberá ser lo más elevada posible, con el fin de que la relación f_n/n (dentro del campo de velocidades normales) sea un número alto; esto es, para que dentro del régimen normal del motor haya resonancias solo con armónicas superiores; cuanto más elevadas mejor, por su menor amplitud.

No obstante, esto aun no es suficiente. Lo que realmente interesa conocer son las tensiones máximas de corte que produce el fenómeno de resonancia con las distintas armónicas. Es decir, que en la práctica no basta con establecer las condiciones de resonancia para los distintos ordenes, sino que, además, se debe calcular las tensiones de corte para cada uno de ellos.

4.10 CALCULO DE LAS TENSIONES TORSIONALES

La construcción de las elásticas normales por el método de inercia, para una deformación unitaria en el extremo libre del eje, sirve como base para la determinación de la frecuencia natural del sistema. Se debe calcular ahora una elástica real que permita obtener las tensiones de vibración.

El método estático o de la amplitud de equilibrio, es la forma más fácil para llevar a cabo el cálculo de las tensiones de vibración. Este está basado en la suposición teórica de que el trabajo realizado por los pares de inercia de las masas oscilantes es igual al trabajo de los pares impuestos al sistema por las distintas armónicas del trabajo motor (esfuerzos tangenciales).

Imaginando el sistema en un estado de vibración libre, supuestos instantáneamente eliminados los pares aplicados (trabajo motor) y los pares resistentes (accionamiento). El movimiento del sistema podrá ahora ser analizado en una serie de armónicas, correspondiente cada una de ellas a los modos normales de vibración de que el sistema es capaz. Cada nodo dará distintas amplitudes máxima de vibración, que se denominaran en cada caso amplitudes de equilibrio, debido a que son amplitudes obtenidas sin ningún efecto de magnificación por resonancia con el par exterior.

Son de particular interés las amplitudes y las tensiones máximas, se entenderá por amplitud de equilibrio la amplitud en el extremo libre del eje del cigüeñal. A esta amplitud de equilibrio se le llama amplitud estática, y tendrá el mismo significado de la deflexión estática, p/k , tratado en el capítulo 5 de control de vibraciones mecánicas.

Para cualquier modo normal de vibración de un sistema elástico simple con una sola masa I , sometido a la acción de un par exterior M_e , se obtiene la amplitud de equilibrio igualando el trabajo realizado por el par exterior máxima energía potencial de la vibración.

El trabajo realizado por el par exterior a través de la deformación angular correspondiente a la amplitud de equilibrio, deformación denominada q_1 , será, tras la suposición, de que el sistema fijo en un extremo, tiene la inercia concentrada en el otro extremo y el par aplicado en un punto intermedio:

$$T_e = \frac{1}{2} M_e q_1 \quad (4.26)$$

Siendo el par máximo de inercia,

$$M_i = I w_n^2 q \quad (4.27)$$

resulta para la máxima energía potencial de la vibración,

$$T_v = \frac{1}{2} I w_n^2 q^2 \quad (4.28)$$

De la igualdad de T_v y T_e se obtiene:

$$\mathbf{q}^2 = \frac{M_e \mathbf{q}_1}{I \mathbf{w}_n^2}$$

Utilizando las ordenadas de la elástica normal en lugar de las amplitudes angulares reales, \mathbf{q} , directamente proporcionales, es decir que:

$$\frac{\mathbf{e}}{\mathbf{q}} = \frac{\mathbf{e}_1}{\mathbf{q}_1} = \frac{\mathbf{e}_0}{\mathbf{q}_0}$$

se obtiene:

$$\mathbf{q} = \frac{M_e \mathbf{e}_1}{\mathbf{w}_n^2 I \mathbf{e}}$$

Por ultimo, refiriéndose a la amplitud \mathbf{q}_0 en un punto elegido convencionalmente, para la cual la ordenada elástica normal \mathbf{e}_0 es igual a la unidad, se obtiene para la amplitud de equilibrio,

$$\mathbf{q}_0 = \frac{M_e \mathbf{e}_1}{\mathbf{w}_n^2 I \mathbf{e}^2} \quad (4.29)$$

generalizando el razonamiento para el caso de varias masas acopladas, es fácil demostrar que para el problema del cigüeñal la amplitud de equilibrio en el extremo libre resulta:

$$\mathbf{q}_0 = \frac{T_k A R \sum \mathbf{e}}{\mathbf{w}_n^2 \sum I \mathbf{e}^2} \quad (4.30)$$

expresión en la cual:

T_k :	Coficiente armónico de orden k en kg/cm^2 por unidad de radio de la manivela.
A :	Superficie del pistón, cm^2 .
R :	Radio de la manivela, cms .
$\sum e$:	Suma vectorial de las ordenadas de la elástica normal*
p :	Frecuencia propia, cpm .
$\sum Ie^2$:	Momento de inercia efectivo de todo el sistema referido al extremo libre, $kg/m/seg$.

En la expresión anterior, el numerador representa el trabajo resultante para todos los cilindros de la armónica de orden n , siendo $T_k AR$ el par armónico correspondiente.

La tensión correspondiente de corte en el nodo, que también llamamos tensión de equilibrio, será:

$$s_0 = q_0 * s_1 \quad (4.31)$$

Expresión en la cual s_1 es la tensión máxima de corte (nodo) que se obtiene de la tabla de frecuencias para una deformación $e = 1$ radian en el extremo libre.

Para el cálculo de las amplitudes reales máximas de vibración y las correspondientes tensiones máximas de corte, se debe multiplicar la amplitud de equilibrio por el llamado factor de magnificación, definido por la relación:

* Tal como se muestra en las tablas 7 y 8.

$$[FM] = \frac{1}{1 - \left(\frac{nk}{p}\right)^2} \quad (4.32)$$

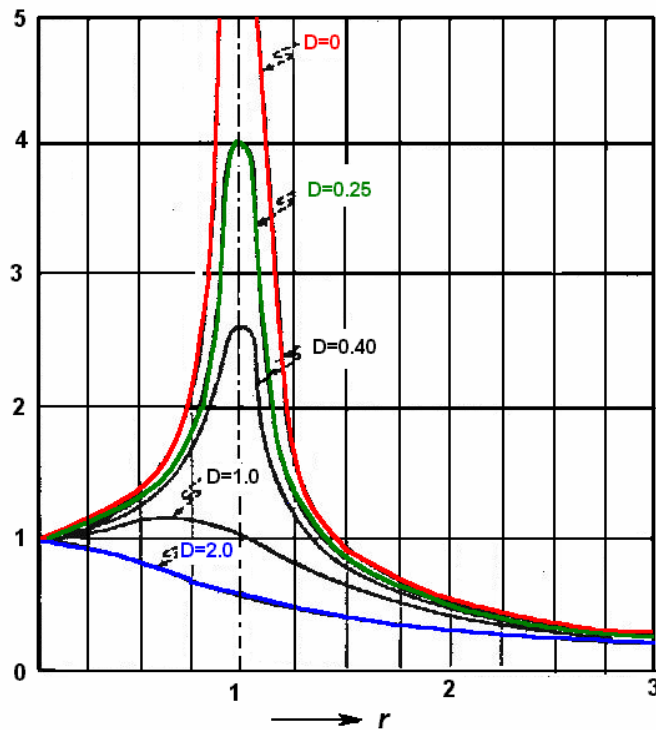
Obteniendo la amplitud máxima torsional y la tensión máxima de corte, respectivamente, con:

$$q_{\text{máx}} = s_0 * [FM]$$

$$s_{\text{máx}} = q_0 * [FM]$$

En la figura 99 se representa la variación de $[FM]$ con la variación de la relación de frecuencias.

Figura 99 - Variación del factor de magnificación con y sin amortiguamiento.



Naturalmente que para velocidades de resonancia ($nk = p$), la expresión anterior daría tensiones teóricas infinitas, siendo que, para determinar las tensiones reales, se debe considerar la influencia de los factores de amortiguamiento. En el cálculo práctico, a velocidades no resonantes, se puede despreciar el amortiguamiento, obteniéndose de esta manera tensiones ligeramente superiores a las tensiones reales; pero para el cálculo a velocidades críticas se debe, forzosamente, considerar el efecto de amortiguamiento. Esto conlleva a una complicación extra del problema.

En términos generales, para un motor de combustión interna se cuenta con distintas fuentes de amortiguamiento, tal como se muestra a continuación:

Amortiguamiento por histéresis o fricción sólida, debido a la energía absorbida por fricción intermolecular en el material sometido a tensiones cíclicas.

Amortiguamiento exterior en el motor mismo, el que incluye la energía absorbida en los cojinetes por el lubricante, las pérdidas de energía por impactos, etc.

Amortiguamiento aparente debido a la variación de la frecuencia natural en diferentes puntos del ciclo de vibración:

- a) A causa de la variación de inercia de los órganos reciprocantes para diferentes posiciones de la manivela.
- b) Debido a la modificación de la rigidez torsional con la amplitud de la oscilación (caso en que se emplean acoples flexibles).

Amortiguamiento aparente a pequeñas velocidades debido a los efectos de las variaciones cíclicas en la velocidad del motor; en otras palabras, a causa de la variación de velocidad, no se produce o es imperfecta la condición de resonancia.

Considerando el caso particular de un motor marino, se tiene el amortiguamiento generado por la hélice, es decir, por los cambios constantes del par debido al resbalamiento variable y velocidad constante de avance. Para este caso se ha encontrado, en la práctica, que el amortiguamiento es proporcional a la velocidad.

La complejidad del problema de la consideración del problema del amortiguamiento se agrava debido a que éste podrá ser muy distinto para diferentes modos de vibración del cigüeñal. En este sentido, se obtendrá una valiosa orientación al estudiar las características de la elástica normal.

Considerando el caso del motor marino cuyas dos primeras elásticas normales han sido representadas en la figura 96, se tiene para el primer y segundo modo natural de vibración las amplitudes mostradas en la tabla 9.

La figura 100 representa las tensiones de vibración en resonancia en función de la tensión de equilibrio, s_0 . La curva a considera solo las pérdidas por histéresis, y la curva b, el amortiguamiento total.

Con los valores de las tensiones de vibración calculados, es posible construir los espectros de resonancias, tal como los ilustrados en las figuras 101 y 102, los cuales corresponden a motores de 4 y 6 cilindros respectivamente. En ellos

puede observarse el grado de peligrosidad de cada resonancia, dentro de una zona normal de velocidades de trabajo y de una tolerancia máxima en la tensión de fatiga.

Tabla 9 - Amplitudes para primer y segundo modo natural de vibración.

Elemento	Amplitud (rad)	
	Primer modo	Segundo modo
<i>Cilindro 1</i>	1,000	1,000
<i>Cilindro 2</i>	0,998	0,932
<i>Cilindro 3</i>	0,99399	0,800
<i>Cilindro 4</i>	0,98798	0,614
<i>Cilindro 5</i>	0,980	0,368
<i>Cilindro 6</i>	0,970	0,132
<i>Volante</i>	0,95942	-0,101
<i>Acople</i>	0,90981	-0,120
<i>Engranajes</i>	0,74482	-0,122
<i>Hélice</i>	-8,365	0,706

Fuente: MARTINEZ DE VEDIA, R. Motores térmicos. p. 514.

Figura 100 – curvas para el calculo de las tensiones de vibración.

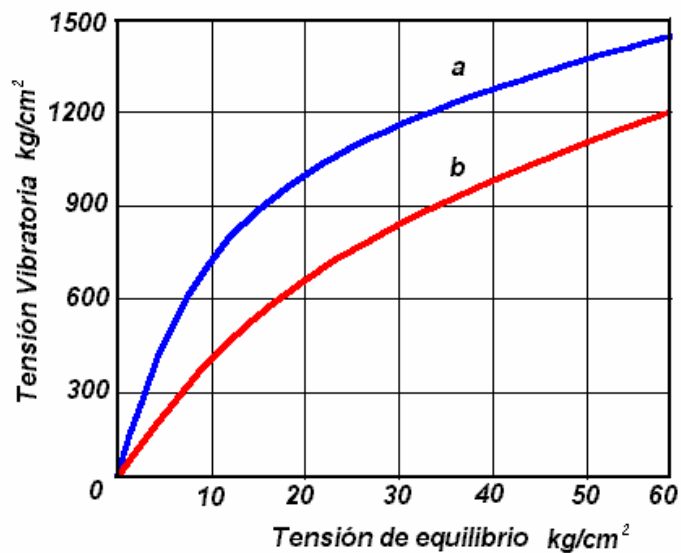


Figura 101 – Espectro de resonancias para un motor de 4 cilindros.

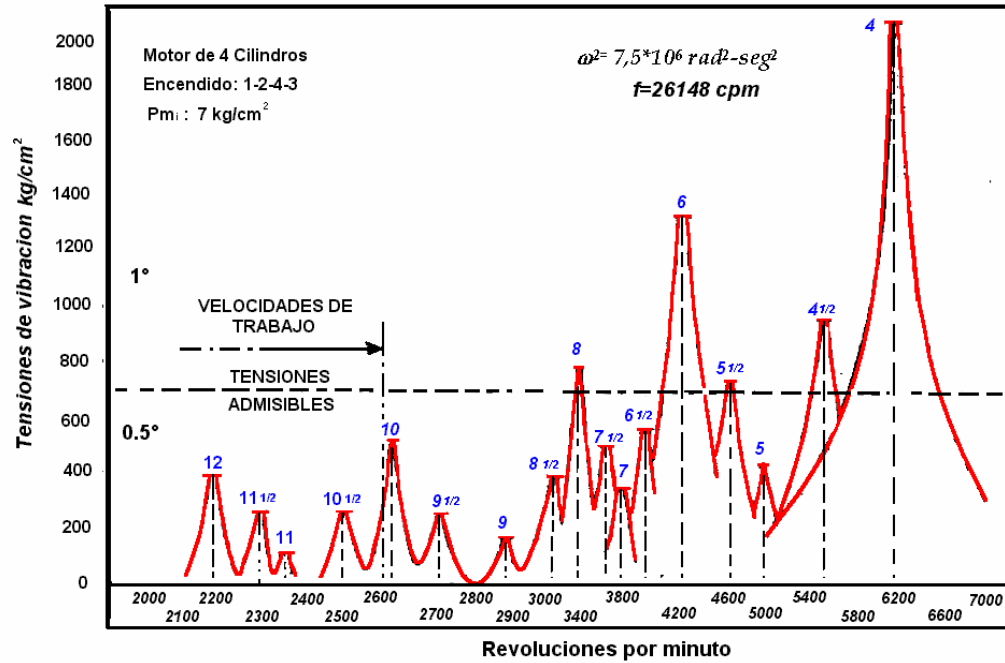
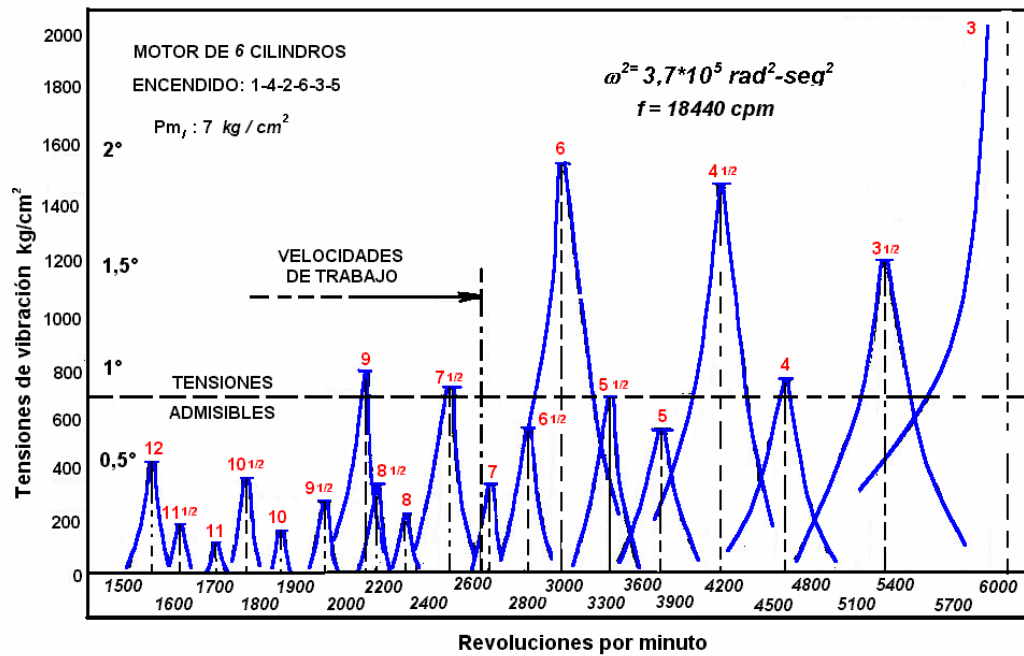


Figura 102 – Espectro de resonancias para un motor de 6 cilindros.



Las expresiones mostradas a continuación, son expresiones determinadas en forma experimental por DOREY y WILSON para el cálculo aproximado de la tensión máxima en resonancia y el factor de magnificación.

$$s_{\text{máx}} = C\sqrt{s_0} \quad [FM] = \frac{C}{\sqrt{s_0}}$$

Expresiones en las cuales C es la constante de histéresis para cada material y s_0 la tensión de equilibrio.

En la figura 103 son mostrados los espectros de resonancias para motores diesel estacionarios de 2 y 4 tiempos. En los motores allí representados de 4, 5 y 6 cilindros, no se presentan problemas críticos de resonancias torsionales, y cualquier problema de este tipo será posible controlarlo con un ligero desplazamiento de la frecuencia propia del cigüeñal. El caso del motor con 7 cilindros es el caso mas complicado, de 2 y 4 tiempos, debido a que aparecen en ambos caso resonancias agudas en el rango de velocidades de servicio.

En máquinas marinas este problema no será tan grave, debido a que estas, están provistas de volantes más pequeños, poseen comparativamente, frecuencias naturales de los cigüeñales mas elevadas.

El motor de 8 cilindros, 4 tiempos, ofrece un valle interesante para velocidades de servicio entre las resonancias de orden 8 y 5. La primera resonancia, tanto en el de 4 como en el de 2 tiempos, podrán detenerse rápidamente, sin mayor peligro²¹. El motor de 10 cilindros, 2 tiempos, es interesante en aplicaciones fijas para zonas de trabajo arriba de las 200 r.p.m.

²¹ MARTINEZ DE VEDIA. Op. Cit. 518.

Figura 103 – Espectro de resonancias característicos para varios tipos de motores diesel estacionarios.

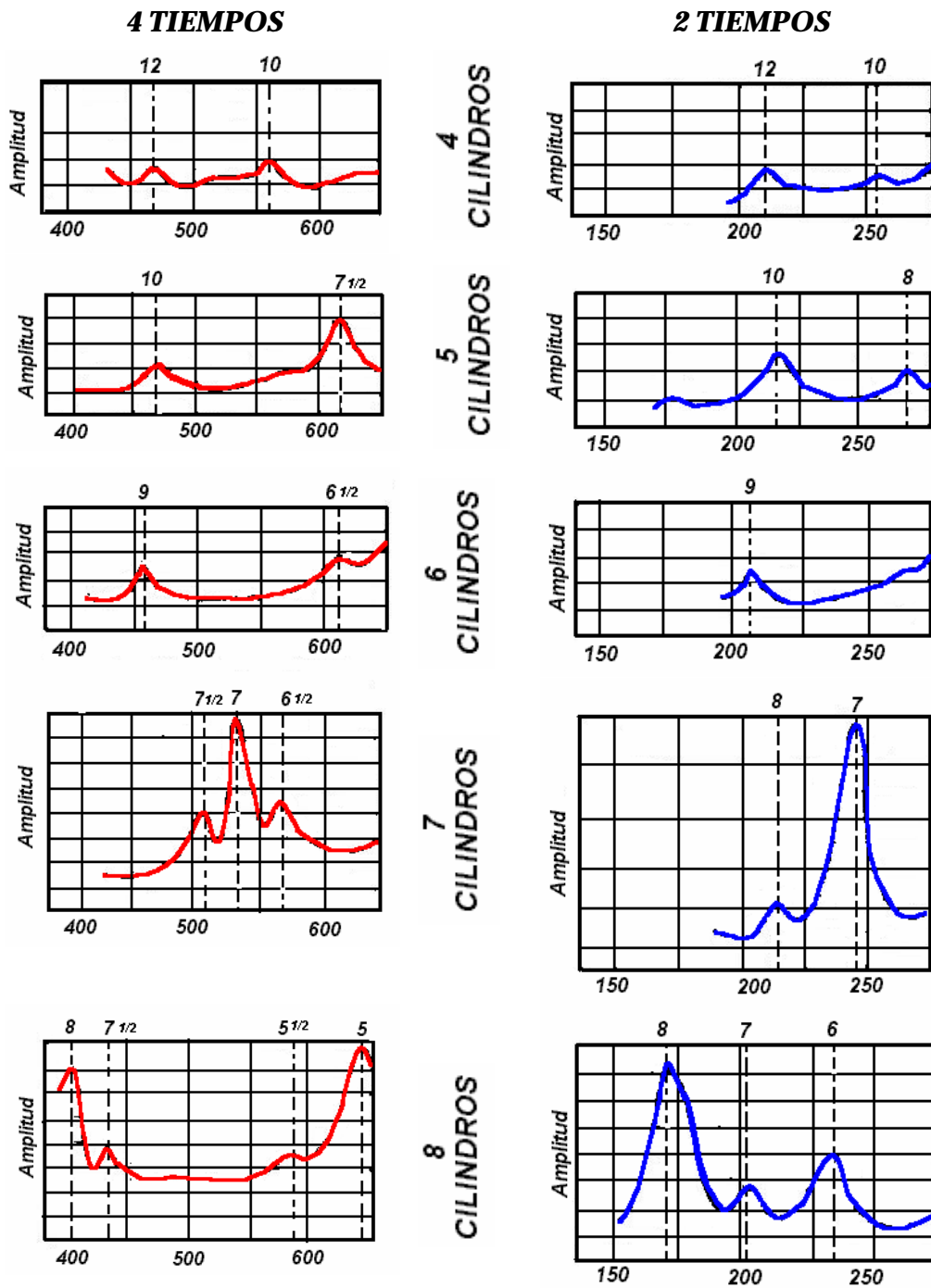
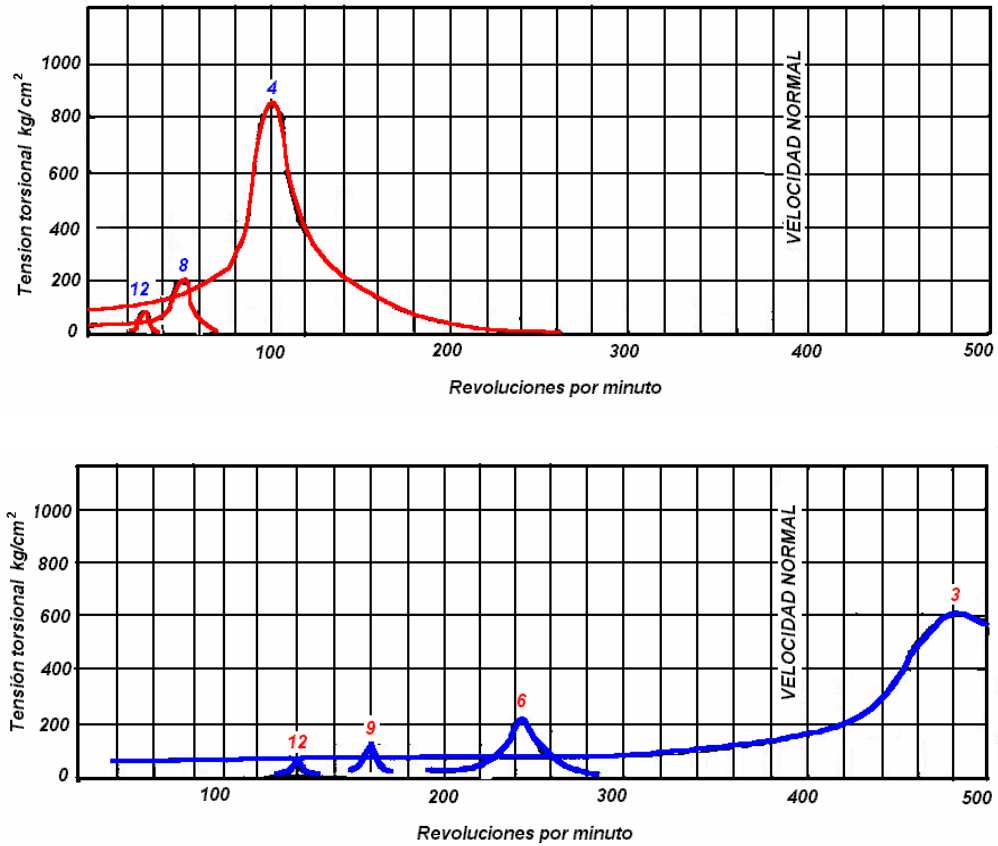


Figura 104 – Espectros de resonancias para motores diesel de propulsión marina.



La figura 104 muestra las condiciones de oscilación torsional en instalaciones marinas típicas, con arboles largos y cortos. Para la zona de trabajo, no se cruza ningún pico de vibración torsional; solo existe uno que presenta condiciones de riesgo, pero operando a baja velocidad que le permite ser detenido rápidamente. En la instalación de cigüeñal corto, característica para remolcadores, dragas, tanques, etc., se tendrá que sacar las velocidades críticas mayores de la zona de trabajo normal, por tanto se ha de incrementar en forma considerable el diámetro del cigüeñal

4.11 MEDIDAS DE CONTROL

Son diversos los métodos disponibles para evitar una velocidad crítica o reducir la amplitud de vibración a esa velocidad, destacándose:

1. Modificar los valores de velocidades críticas por los medio de cambios en las masas y elasticidad del sistema.
2. Métodos del vector cancelación.
3. Cambios en la distribución de la masa, con el fin de utilizar el amortiguador inherente en el sistema.
4. Adición de amortiguadores de vibraciones.

4.11.1 Cambio en el valor de las velocidades críticas. Si la rigidez de todo el eje en un sistema se incrementa en la relación a , entonces todas las frecuencias se incrementarán en la relación \sqrt{a} , siempre que no haya el incremento correspondiente en la inercia. Rara vez es posible aumentar los diámetros del cigüeñal en los motores modernos; para reducir presiones del cojinete, los diámetros de este generalmente se hacen tan grandes como sea posible. Si los diámetros de los rodamientos se incrementan, el incremento en la velocidad crítica serán mucho más pequeños que los indicados por la relación \sqrt{a} , debido a un aumento considerable en la inercia irá acompañado de un aumento en el diámetro. Los cambios en la rigidez en un sistema, hechos cerca de un punto nodal tendrán efecto máximo. Los cambios en la

inercia cerca de un lazo tendrán máximo efecto, mientras que esos cercanos un nodo tendrán poco efecto.

Con el uso de los acopladores elásticos puede ser posible lograr ciertas velocidades críticas por debajo de la velocidad de funcionamiento, valores que serán alcanzados solo en el arranque y detención; esto permite un amplio rango sobre la velocidad crítica. Este procedimiento se debe utilizar con precaución porque algunas velocidades críticas, por ejemplo la cuarta orden en un motor de ocho cilindros, de cuatro tiempos, son tan violentas que puede ser peligroso pasar por ellas.

Si la aceleración a causa de la velocidad crítica es suficientemente alta, una cierta reducción en la amplitud puede ser lograda, pero en la práctica la reducción puede no ser grande. El índice de desaceleración al momento de la detención es igualmente importante. En algunos casos los embragues mecánicos desconectan la maquinaria conducida del motor hasta que el motor ha logrado una velocidad sobre velocidades críticas peligrosas. Los acopladores elásticos pueden tomar diversas formas, incluyendo los resortes helicoidales dispuestos tangencialmente, resortes planos dispuestos longitudinalmente o radialmente, diversos arreglos usando el caucho, o las secciones del eje con diámetro pequeño de acero de alta resistencia.

4.11.2 Selección del arreglo de las manivelas y orden de encendido²². La amplitud en ciertas velocidades críticas de menor importancia se puede reducir algunas veces con una selección conveniente del arreglo de las manivelas y del orden de encendido.

²² M. LEWIS, Op. Cit. p. 38-25.

Éstos dos parámetros fijan el valor del vector suma $\sum \mathbf{b}$ en la ecuación $M_m = \mathfrak{K} M_e \sum \mathbf{b}$. Pero las consideraciones de balance, presiones en los cojinetes, y momentos de flexión internos restringen la libertad de la selección. De igual forma, un arreglo que disminuye la amplitud en una orden de velocidad crítica invariablemente aumenta la amplitud en otras. En motores de cuatro tiempos con un número par de cilindros, la amplitud a las velocidades críticas de orden medio es fijada por la secuencia de encendido, ya que ésta determina el valor de $\sum \mathbf{b}$.

M_m es el máximo torque en condiciones de resonancia en cualquier parte del sistema, \mathbf{b} es la deflexión angular relativa en la sección considerada.

Las tablas 38.11 a 38.16 del Anexos B, muestran las condiciones de balance y características de vibración torsional para distintas configuraciones de manivelas y secuencias de encendido, en motores de 6 a 10 cilindros. Todas las fuerzas de primer y de segundo orden son equilibradas para estos arreglos de manivelas.

Se definen los coeficientes C1 y C2 de los pares desequilibrados como sigue:

Pares desequilibrados de primer orden:

$$M_1 = \frac{C_1 (W_p + hW_c) r a \Omega^2}{g} \quad lb - in \quad (4.33)$$

donde W_p : Es el peso del pistón, perno, y del líquido refrigerante, *libras*.

W_c : Es el peso de la biela, *libras*

Pares desequilibrados de segundo orden:

$$M_2 = \frac{C_2(W_P + hW_C)ra\Omega^2}{gl} \quad lb - in. \quad (4.34)$$

Donde Ω : Velocidad angular del eje (rad/seg)
 a : espaciamento del cilindro (asumido igual), in
 l : longitud de la biela, in

Otros términos son según lo definido con respecto a la ecuación 4.12.

Los valores de $\sum b$ son calculados asumiendo que $b = 1$ para el cilindro más alejado de la rueda volante, $b = 1/n$ para el cilindro adyacente a la rueda volante (donde n es el número de cilindros), y asumiendo una variación lineal de b para los intermedios. En cualquier instalación real $\sum b$ debe ser calculado tomando b de la curva relativa de la amplitud; sin embargo, si $\sum b$ según lo determinado arriba es pequeño, también lo será para la distribución real de b .

Estos arreglos asumen ángulos de manivelas e intervalos de encendido iguales. Los arreglos invertidos tienen las mismas características.

Motores en V. Para este tipo de motores, existe la posibilidad de elegir el ángulo de la V en el cual se cancelarán ciertos ordenes críticos. Siendo f el ángulo de V entre los bancos del cilindro, y q el número de orden del crítico, la fórmula general es:

$$qf = 180^\circ, 540^\circ, \text{ etc.}$$

Por ejemplo, en un motor de ocho cilindros la orden 8 es cancelada a los ángulos de $22\frac{1}{2}$, $67\frac{1}{2}$ etc.

En motores de cuatro tiempos, f , debe ser tomado como el ángulo real del banco si los cilindros del segundo banco encienden inmediatamente después del primer banco y $360^\circ + f$, si los cilindros del segundo banco omiten una revolución antes de encender²³.

Para este último caso la fórmula de la cancelación es:

$$(f + 360^\circ)q = n * 180^\circ$$

Donde $n=1,3,5...$ Por ejemplo, cancelar una orden crítica $4\frac{1}{2}$ el ángulo del banco debe ser:

Para encendido inmediato $f = \frac{180^\circ}{4.5} = 40^\circ$

Con un retraso de 360° $f = \frac{11 * 180^\circ}{4.5} - 360^\circ = 80^\circ$

4.11.3 Cancelación por cambio de nodo. Si una máquina recíproca puede ser arreglada con rueda volante aproximadamente igual en cada extremo de tal forma que el nodo de un modo particular esté en el centro de la máquina, $\sum b$ se cancelará para las órdenes principales de ese modo²⁴.

²³ ABDULLA S, Op cit., p. 328.

²⁴ M. LEWIS, Op. Cit. p. 38-30.

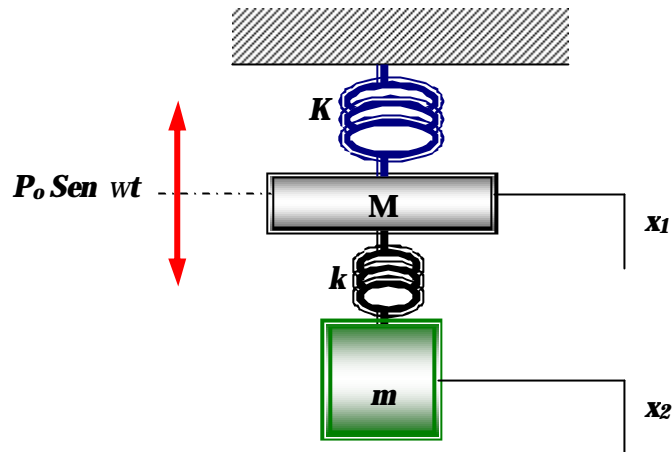
Este procedimiento se debe utilizar con precaución, ya que el arreglo de doble rueda volante puede reducir la frecuencia natural de tal manera que las ordenes más bajas de las velocidades críticas menores de amplitudes grandes tomen el lugar de las velocidades críticas importantes canceladas²⁵.

4.11.4 Amortiguadores de vibraciones torsionales. Aun cuando la función del diseñador puede llegar a ser eficaz en el sentido de eliminar de la zona normal de trabajo de un motor algunas velocidades críticas que representen peligro, se presentarán muchos casos en los cuales ello no será suficiente y será necesario incorporar a la unidad un dispositivo amortiguador de oscilaciones torsionales. Las amplitudes de vibración y los esfuerzos resultantes en el sistema torsional pueden ser modificados y frecuentemente reducidos mediante el uso de dichos dispositivos.

El cigüeñal, como sistema elástico, es equivalente al sistema de masa M y resorte de constante K ; sistema sobre el cual actúa una fuerza pulsativa perturbadora $P_0 \text{ Sen } \omega t$, como el esquematizado en la figura 105. Cuando la frecuencia de la fuerza actuante coincida con la frecuencia natural del sistema, se tendrá la condición de **resonancia**. Al agregar a dicho sistema elemental otro sistema adicional de masa m y resorte k , de características tales que su frecuencia natural esté en resonancia con la perturbación, se eliminará por completo la vibración propia del primero. Cualquier tendencia en el sistema principal a vibrar con su frecuencia natural, causará la vibración de la masa auxiliar, y este efecto balanceará completamente la fuerza que causa la oscilación del primero.

²⁵ ABDULLA S, Op. Cit. p. 329.

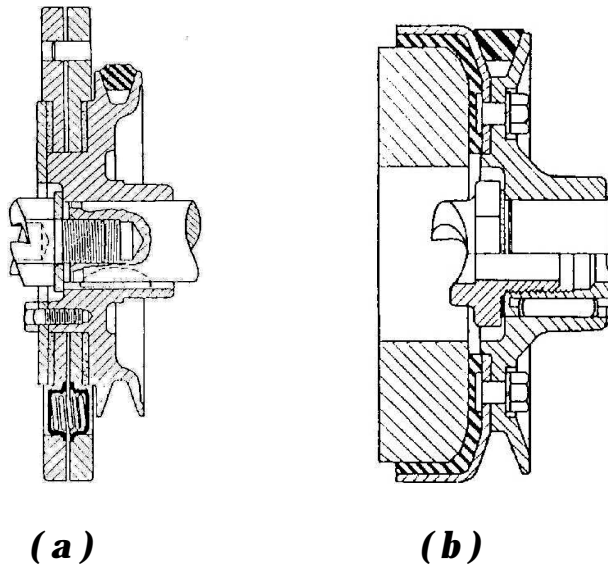
Figura 105 – Esquema del amortiguador dinámico.



4.11.4.1 Amortiguador de vibración de Lanchester. Su nombre es dado en honor a su creador, el ingeniero automovilista inglés Dr. F.W. Lanchester. La figura 106 (a) muestra una vista en sección del amortiguador de un amortiguador de este tipo. Un pequeño volante doble se monta con la polea del ventilador en el extremo delantero del cigüeñal. Cabe anotar que este no va acoplado rigidamente sobre el cigüeñal, sino sostenido en él entre discos de fricción, y la inercia ejercida sobre aquel, en caso de aceleración y desaceleraciones rápidas del cigüeñal tiende a que se deslice angularmente sobre su apoyo, contra la fuerza de fricción. Entonces, la energía absorbida al vencer el rozamiento en las superficies deslizantes se extrae de la energía acumulada en el cigüeñal vibrante. En otras palabras, las fuerzas amortiguadoras naturales aumentan considerablemente y la vibración nunca alcanza una amplitud peligrosa²⁶.

²⁶ HELDT, Op cit., p. 304,306.

Figura 106 – Amortiguadores de vibraciones torsionales de Lanchester y de caucho tipo histéresis.



Fuente: HELDT, Peter Martin. Motores rápidos de combustión. Diseño, fabricación y pruebas. 2 Ed. Madrid. p. 304,306.

4.11.4.2 Amortiguador de caucho tipo histéresis. La deformación del caucho es su principio fundamental, ya que al deformarse una masa de dicho material absorbe energía y genera calor producto de la fricción intermolecular. Este fenómeno se atribuye a la *histéresis*. Generalmente, el amortiguador se combina con la polea de impulsión de la correa del ventilador y existen muchas razones para creer que esta tiene a su vez mucha acción amortiguadora. El espesor de la sección de caucho debe variar con preferencia en proporción directa a la distancia al eje. En la figura 106 (b), se representa una vista de un amortiguador de este tipo.

4.11.4.3 Amortiguador de vibración Integral. Para logra el amortiguamiento de las vibraciones de torsión, la fuerza de los muelles que sostienen a los miembros de fricción del amortiguador en contacto debe ser lo bastante elevada para evitar el deslizamiento durante la aceleración ordinaria del motor. Desgraciadamente, los regímenes de aceleración y desaceleración que corresponden a las diferentes velocidades críticas varían mucho, y un ajuste de los muelles no puede garantizar, por tanto, un amortiguamiento satisfactorio para todas las velocidades críticas.

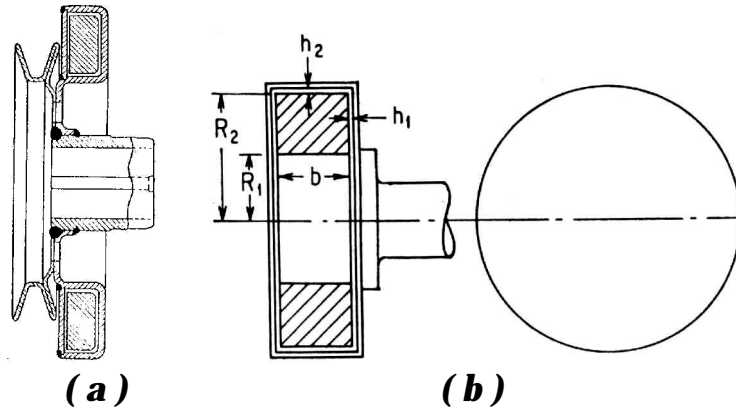
4.11.4.4 Amortiguador de siliconas. Tal como se aprecia en la vista de la figura 107, el amortiguador consta de un casquillo anular de acero estampado con una pestaña interior soledad al cubo, una cubierta para el casquillo y un anillo de inercia que se encuentra encerrado en el casquillo y flota dentro de él sobre una película de siliconas. Al funcionar, si el casquillo se acelera o desacelera fuertemente, la inercia hace que el anillo que está dentro del casquillo se mueva con relación a éste y el corte resultante de la película de silicona produzca la acción amortiguadora necesaria.

La constante de amortiguación está dada por:

$$c = 2\mu m \left[\frac{r_2^3 b}{h} + \frac{1}{2} \frac{(r_2^4 - r_1^4)}{h_1} \right] \text{ lb-in-sec} \quad (4.35)$$

donde μ es la viscosidad del fluido, r_1 , r_2 , b , h_1 y h_2 son las dimensiones indicadas en la figura 107(b).

Figura 107 – Amortiguador de silicona.



Fuente: CREDE, Charles E. Shock and Vibration handbook. New York. P.38-30.

4.11.4.5 Amortiguador de torsión dinámico. La vibración de los cigüeñales puede ser regulada por medio de masas apoyadas flexiblemente en el cigüeñal y, por tanto, capaces de oscilar con respecto a él. No obstante, cada una de estas masas oscilantes solo regulará una frecuencia, y si hay que precaverse contra diversas armónicas, es necesario dotar el cigüeñal de muchos miembros oscilantes de frecuencias diferentes.

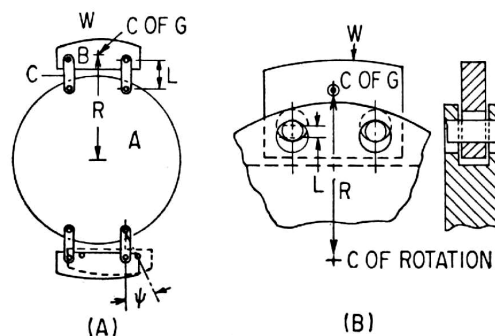
Un amortiguador de torsión dinámico, también conocido como *amortiguador de péndulo*, es esencialmente un amortiguador puesto a punto cuya frecuencia natural varía directamente proporcional a su velocidad de rotación. El principio de un amortiguador de péndulo se muestra en la figura 108 (a).

Para desplazamientos pequeños, un péndulo en un campo de rotación tiene una frecuencia natura dada por:

$$\frac{w}{\Omega} = \sqrt{\frac{r}{L}}$$

donde w es la frecuencia del péndulo, Ω es la frecuencia del campo rotativo, r es la distancia del pivote del péndulo al centro del campo de rotación, y L es la longitud del péndulo. Resulta evidente que la relación de frecuencia natural del péndulo y la frecuencia rotacional es establecida por la relación r/L y es independiente de la frecuencia rotativa Ω . Esta es la relación es muy conveniente para el uso en maquinaria de velocidad variable, porque el amortiguador permite se puesto en cualquier orden de vibración torsional, por ejemplo, si se busca suprimir el orden 4.5 de un motor de 9 cilindros, w/Ω es 4.5 y $r/L = (4.5)^2 = 20.25$. La dificultad aparece al combinar la masa necesaria del péndulo con una longitud equivalente tan pequeña, ya que como en el caso de un motor radial de aviación la distancia del punto de apoyo al cigüeñal apenas se puede hacer de mas 3 pulgadas, la longitud del péndulo ha de ser menor que 0.15 pulgadas. Este problema fue resuelto acertadamente por Robert Chilton de la Wright Aeronautical Co.

Figura 108 (a) Amortiguador tipo péndulo. (b) Esquema de la construcción de Chilton.



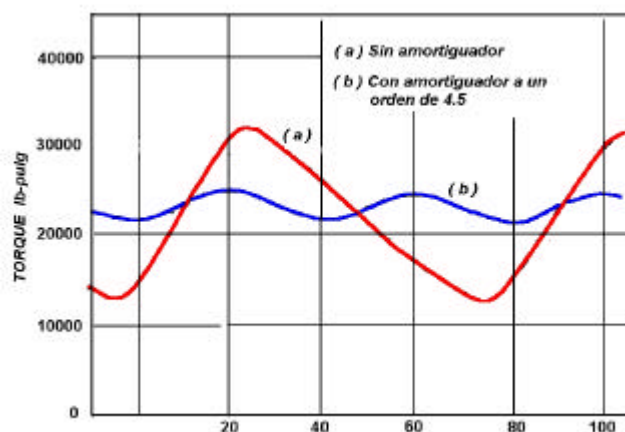
Fuente: CREDE, Charles E. Shock and Vibration handbook. New York. P.38-37.

R. Chilton utiliza uno de los contrapesos empleados en todos lo motores radiales como masa de equilibrio, y en lugar de fijarlos rígidamente al brazo

de la manivela lo apoya en ella mediante dos rodillos, equidistantes del eje del cigüeñal y tan distantes como la práctica lo permita, que están situados en orificios de diámetro un poco mayor que los rodillos en el contrapeso y en el brazo de la manivela, la figura 108 (b). Esto trae consigo que todas las partes del contrapeso se muevan en trayectorias circulares alrededor del brazo de manivela, de radio (igual a radio de orificio menos radio de rodillo) bastante pequeño para dar la frecuencia 4,5 ciclos por revolución del cigüeñal. Debe hacerse énfasis en que la frecuencia de oscilación de un péndulo varía con la raíz cuadrada de su fuerza perturbadora.

Las curvas de la figura 109 muestran el resultado de adicionar un amortiguador de péndulo de orden 4,5 a un motor de 9 cilindros radiales. Una gran componente de orden 4,5 (80° de ángulo de la manivela entre picos) aparece, además el amortiguador suprime esta componente completamente, dejando únicamente el 9° orden como el de importancia. Este a su vez podría ser suprimido fijando uno de los contrapesos en el 9° orden.

Figura 109 – Resultados de un amortiguador de péndulo en un motor de 9 cilindros radiales.

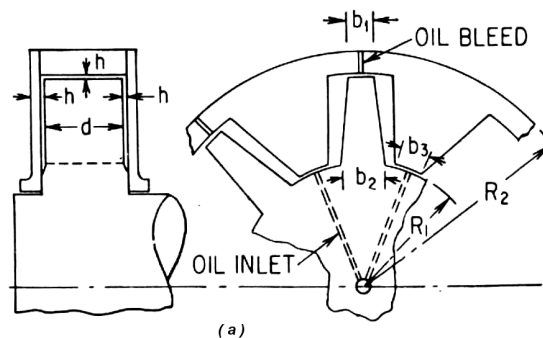


4.11.4.6 Amortiguador tipo paleta. Un amortiguador de este tipo, como el mostrado en la figura 38.20, utiliza el aceite lubricante del motor provisto a través del cigüeñal. Tiene una constante de amortiguación dada por:

$$c = \frac{3\mathbf{m}d^2(r_2^2 - r_1^2)^2 n}{h^3 \left[\frac{d}{b_1} + \frac{d}{b_3} + \frac{4(r_2 - r_1)}{b_1 + b_2} \right]} \quad lb - in - seg \quad (4.36)$$

Donde n es el numero de paletas, \mathbf{m} es la viscosidad del fluido, b_1 , b_2 , b_3 , r_1 , r_2 y d son las dimensiones indicadas en la figura 110.

Figura 110 – Diagrama esquemático de un amortiguador tipo paletas.



Fuente: CREDE, Charles E. Shock and Vibration handbook. New York. P.38-30.

4.12 CRITERIOS DE DISEÑO Y APLICACIÓN

En los problemas de vibración torsional en cigüeñales, no sólo es importante el criterio del diseñador, quien trata de elevar la frecuencia natural con el fin de evitar las condiciones de resonancia con las armónicas inferiores, sino también lo es el criterio con que posteriormente se aplique un motor a determinado servicio. En efecto, la adición de masas acopladas al cigüeñal

con mayor o menor rigidez, tendrá como resultado la modificación de la frecuencia natural de este, y por tanto, anulando los buenos cálculos realizados por el diseñador.

En cuanto al diseño y operación de los motores, las normas expuestas a continuación son aplicables para determinar el comportamiento del cigüeñal frente a las oscilaciones torsionales²⁷:

1. Favorecer las carreras cortas que disminuyen el momento de inercia del gorrón y brazo de la manivela, y el momento de inercia equivalente de las partes alternativas; aumentando, por otra parte, la rigidez torsional del cigüeñal.
2. En la disposición de los cilindros, buscar que estos estén lo más cerca posible el uno del otro, para de esta forma reducir la longitud total del cigüeñal.
3. Reducir al mínimo el peso de las masas alternativas y rotativas.
4. Los brazos de las manivelas circulares se preferirán a los rectangulares, ya que tienen un menor momento de inercia y una mayor rigidez debido que tienen un ancho mayor.
5. Ha de tratarse en definitiva, siempre y cuando sea posible, de que la zona de velocidades de trabajo del motor quede bien por debajo de las velocidades críticas hasta de orden cuarto, debido a que, a dichas

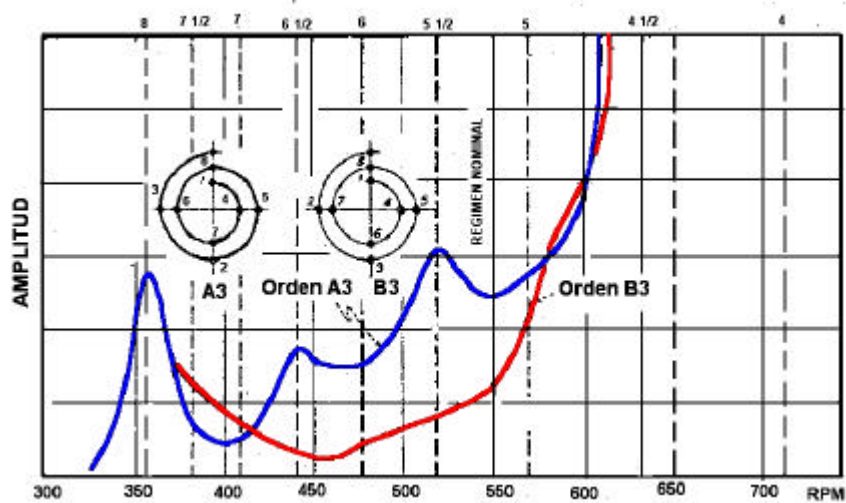
²⁷ MARTINEZ DE VEDIA, Op. Cit., p. 519.

velocidades, el par de inercia contribuye a aumentar considerablemente las tensiones en el cigüeñal. Se reducirá para ello la inercia de los órganos y se aumentará la rigidez de los ejes y acoplamientos.

6. Sin sacrificar las condiciones de equilibrio dinámico, el proyectista elegirá la disposición de las manivelas y el orden de encendido, que le resulte más favorable desde el punto de vista de la vibración torsional. La figura 111 muestra la importancia de una disposición adecuada de las manivelas. Si bien el estado de resonancia con la armónica de orden 8 no es casi modificado por la alteración, para todos los ordenes entre 8 y $4\frac{1}{2}$, la segunda disposición de manivelas permitirá reducir notablemente las tensiones de resonancias.
7. La amplitud de oscilación en el extremo libre del cigüeñal no deberá exceder de $\frac{1}{2}$ grado, para que el mecanismo de las válvulas pueda funcionar en forma correcta. Si la amplitud de vibración es mayor, deberá considerarse la colocación de un amortiguador en el extremo delantero del cigüeñal.
8. Los engranajes de accionamiento de los arboles de levas, que por lo general están en el extremo delantero, podrán trasladarse en forma ventajosa a la parte trasera, donde la amplitud de oscilación es reducida.
9. En motores modernos es común ubicar el accionamiento del árbol de levas en la parte delantera, es recomendable que los engranajes de mando sean provistos de un dispositivo flexible que absorba los choques producto de las vibraciones torsionales del cigüeñal.

10. En el problema del acoplamiento del motor a una maquina determinada, no solo deberá ser muy cuidadosa la verificación de las masas adicionadas al sistema, sino también el grado de rigidez del acoplamiento. Se tendrá, con respecto a lo ultimo, especial cuidado en el uso de los acoples flexibles, ya que estos aumentan el numero e importancia de las velocidades criticas a considerar, y también aumentan el campo de velocidades sobre el que ejerce influencia una determinada velocidad critica.

Figura 111 – Espectros de resonancia con diferente orden de encendido en un motor diesel de 8 cilindros.



5. CONTROL DE VIBRACIONES MECÁNICAS

El control de las vibraciones mecánicas es un campo de la ingeniería que día tras día, cobra mayor importancia. La construcción de modernos edificios complica el problema de la vibración; el acero y el concreto son excelentes conductores de vibración y los diseños livianos facilitan la transmisión de la vibración de la máquina a todas las partes de la estructura. Las vibraciones se pueden también llevar a través del suelo a las estructuras próximas.

Los diseñadores mecánicos procuran balancear las piezas móviles en las maquinas con el fin de reducir la vibración a un mínimo, sin embargo para la maquinaria más moderna el anclaje a las fundaciones rígidas es inadecuado para el propósito de prevenir la transmisión de la vibración. Una solución apropiada es interponer un medio resistente entre el motor y la fundación, de manera que absorba las vibraciones y prevenga la propagación a las estructuras colindantes.

La fundación del motor no debe transmitir las vibraciones desagradables, por tanto debe cumplir con los requisitos siguientes:

El motor debe funcionar sin oscilaciones excesivas. Las fuerzas vibratorias transmitidas a la subestructura deben ser reducidas hasta tal punto que no causarán ninguna perturbación. La frecuencia natural de la subestructura se debe alejar suficientemente de la frecuencia de funcionamiento del motor. Para controlar estas perturbaciones, generalmente el mejor método y más económico es bloquear su progreso en la fuente. Esto se logra aislando la máquina por medio de un material que sea físicamente conveniente para el

propósito y que siga las leyes matemáticas que gobiernan control de la vibración. El ingeniero debe seleccionar el material más apropiado y luego aplicarlo de manera que también funcione lo más eficientemente posible como un amortiguador de vibración.

En la actualidad, y gracias al desarrollo tecnológico en el campo de los materiales, se cuenta con un gran número de medios aislantes de vibraciones mecánicas, como se puede observar en el Anexo **D**, destacándose aun, el corcho natural, corcho comprimido, caucho, las imitaciones gelatinosas del caucho y los dispositivos del resorte de acero. La selección del medio absorbente y su adaptación e instalación apropiadas se debe basar en principios científicos para lograr el aislamiento eficaz. El medio absorbente debe tener elasticidad y un módulo de la elasticidad bajo; su resistencia a la conductividad del sonido, debe ser marcadamente diferente de la de vibración del motor. El material aislante debe ser elástico, lo cual representa su capacidad de recobrar rápidamente su estado original cuando la presión que causa una deformación es suspendida. La función de la elasticidad es absorber las vibraciones convirtiendo la energía del movimiento (energía cinética) en deformación interna (energía latente).

El arreglo de un material orgánico aislante también será influenciado grandemente por su capacidad de conservar su forma bajo compresión. El corcho natural puede ser comprimido a una fracción de su volumen original y mantener de otra manera su forma sin la deformación más leve. Tiene un valor cero del coeficiente de Poisson; véase la tabla 10. El caucho y los materiales parecidos a la goma cambian su forma antes que el volumen y por lo tanto si no se permite expandirse lateralmente actúa como una masa rígida bajo compresión; por lo tanto su uso como aislantes es limitado.

Tabla 10 - Propiedades físicas de materiales considerados en el control de vibraciones mecánicas.

Material	Modulo de elasticidad. <i>Lb/in</i>	Relación de Poisson	Velocidad del sonido, <i>v</i> <i>ft /seg.</i>	Densidad, <i>D Lb/in³</i>	Resistencia a conductividad del sonido V x d
Acero	30000000	0.28 a 0.31	17200	0.283	4860
Hierro fundido	10000000	0.28	12400	0.260	3230
Concreto	-----	-----	16500	0.072	1190
Madera (Pino)	1000000	-----	11000	0.0145	159
Corcho	700	0.00	1600	0.0086	13.9
Caucho	-----	0.50	200	0.0442	8.84

La tabla 10 da los valores para diversos materiales considerados en el control de las vibraciones del motor, en esta el corcho presenta el módulo más bajo de los materiales enumerados. Los muelles en espiral de acero ocupan la posición extraordinaria que, a pesar del módulo de elasticidad alto del material del cual se elaboran, actúan en forma admirable como aisladores debido a su forma y tratamiento térmico.

Una ley fundamental indica que para retardar el progreso de ondas vibratorias es necesario interponer entre la fuente de perturbación y la estructura en la cual esta es montada, un material que tenga una resistencia mecánica a la conductividad del sonido y que varíe grandemente de sus dos materiales colindantes

La resistencia mecánica a la conductividad del sonido, tabla 10, es el producto de la velocidad en la cual el sonido se propaga en un material y su densidad. El motor por lo general es manufacturado en hierro fundido y acero, mientras que la fundación se compone de concreto y de acero, todos que tienen una alta resistencia a la conductividad del sonido, según lo mostrado en la tabla

10. Por lo tanto es obvio que para el uso como medio fonoabsorbente interpuesto, un material se debe seleccionar de esos listados en el fondo de la tabla, como la madera, el corcho, o caucho.

El uso del concreto para las fundaciones de motores estacionarios es práctica casi universal. Una fundación maciza se puede utilizar para eliminar la vibración pero puede poner un esfuerzo excesivo en el motor restringiendo su libertad de operación. Una fundación diseñada en forma incorrecta puede perjudicar las funciones de un arreglo adecuado del aislamiento.

Los nuevos tipos de suspensiones de resorte de acero para absorber las vibraciones del motor marcan el desarrollo más alto de la ingeniería del aislamiento. La eficiencia del muelle de acero en espiral es debido a sus excelentes características elásticas y su extraordinaria adaptabilidad a toda necesidad de aislamiento. En este sentido este tiene una gran ventaja sobre cualquier otro medio aislante. El alcance de su uso es casi ilimitado puesto que las proporciones (tamaño y número de resortes) se pueden variar sobre una amplia gama.

5.1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS APOYOS ELÁSTICOS

5.1.1 Frecuencia propia. Los sistemas elásticos con un grado de libertad, como el mostrado en la figura 112 presentan la capacidad de vibrar con frecuencias naturales determinadas por las características físicas del mismo y en forma independiente de la fuerza perturbadora que generó el desequilibrio. Considerando un resorte de constante elástica k , una carga W actuando sobre el mismo y un desplazamiento alternativo del sistema x , el movimiento está regido de acuerdo a la ecuación:

$$\frac{W}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} = W - (W + kx) \quad (5.1)$$

La frecuencia natural se puede definir como $w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, lo que permite decir, que:

$$w^2 = \frac{kg}{W} = \frac{k}{m} = \frac{g}{W/k} = \frac{g}{d} \quad (5.2)$$

Reduciéndose la ecuación (5.1) a la expresión:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + w_n^2 x = 0 \quad (5.3)$$

Ecuación típica a resolver en la solución de problemas de vibración. Dicha ecuación se satisface haciendo:

$$x_1 = C_1 \cos w_n t \quad x_2 = C_2 \cos w_n t$$

siendo C_1 y C_2 constantes arbitrarias. Por lo tanto la solución general estará dada por la suma:

$$x = C_1 \cos w_n t + C_2 \cos w_n t \quad (5.4)$$

Teniendo el sistema elástico una frecuencia propia p , esto es, la frecuencia natural del mismo, se obtiene:

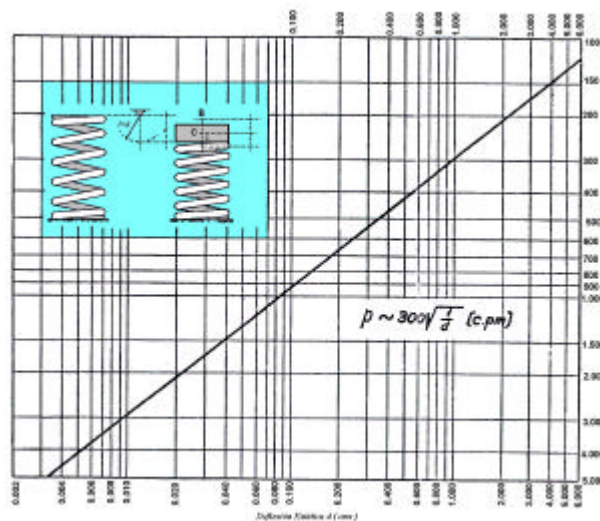
$$w_n = 2pp \therefore p = \frac{1}{2p} w_n = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{g}{d}} \quad (5.5)$$

$$p = 5 \sqrt{\frac{1}{d_{Cms}}} \text{ c.p.s}$$

$$p = 300 \sqrt{\frac{1}{d_{Cms}}} \text{ c.p.m}$$

La figura 112 corresponde al gráfico logarítmico, en el cual se representan los valores de p en función de la deflexión estática d dada en centímetros.

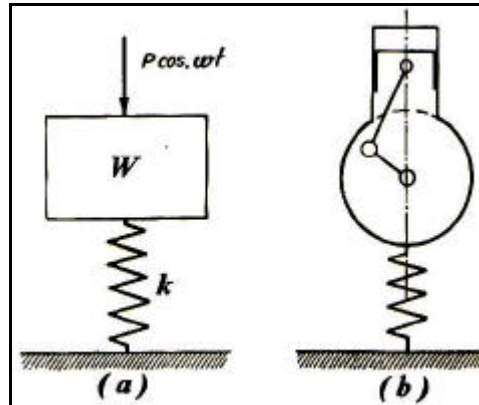
Figura 112 - Frecuencias propias en ciclos por minutos (c.p.m) de sistemas elásticos de un grado de libertad.



Fuente: Martínez de Vedia. Motores Térmicos.p.451.

5.1.2 Frecuencia Forzada y Resonancia. Un sistema elástico sometido a una fuerza perturbadora de pulsación w , en ausencia de amortiguamiento, como uno de los esquematizados en la figura 113, presentará vibraciones forzadas con pulsación w y vibraciones naturales con pulsación w_n . Realmente las vibraciones naturales desaparecen debido a la existencia de las fuerzas amortiguadoras, conservándose solo las vibraciones forzadas con la misma pulsación de la fuerza perturbadora $PCoswt$

Figura 113- Sistemas elásticos de excitación constante (a) y excitación por inercia (b).



Fuente: Martínez de Vedia. Motores Térmicos.p.452.

La ecuación general para el movimiento del sistema mostrado en la figura 113 (a), está dado por:

$$\frac{W}{g} \frac{d^2x}{dt^2} = -kx + PCos\omega t \quad (5.6)$$

siendo:

$$w_n^2 = \frac{kg}{W} = \frac{k}{m}$$

denominando: $q = \frac{Pg}{W} = \frac{w_n^2}{k} P \quad (5.7)$

por lo tanto se tiene para este movimiento la ecuación diferencial:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + w_n^2 x = qCos\omega t \quad (5.8)$$

Ecuación con solución particular en el caso que x sea proporcional a $\text{Cos}\omega t$,
es decir: $x = A\text{Cos}\omega t$

Siendo A la amplitud máxima que satisface la ecuación diferencial y dada
por:

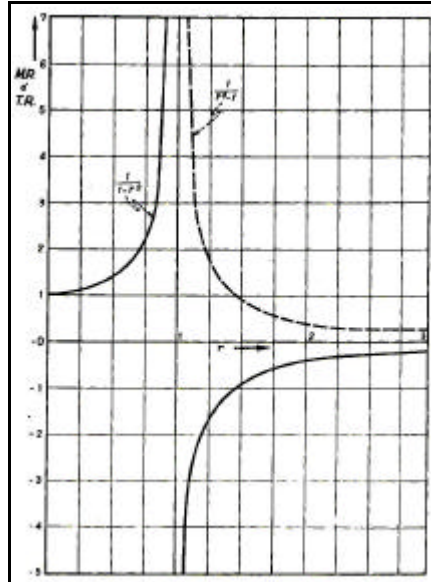
$$A = \frac{q}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (5.9)$$

$$A = \frac{P}{k} \frac{1}{(1 - r^2)} \quad (5.10)$$

donde $r = \frac{\omega}{\omega_n}$.

El factor P/k representa la deflexión estática, por lo que podemos definir el
factor de *magnificación relativa* ($M.R$) como el factor por el cual debemos
multiplicar la deflexión estática para así obtener el máximo de la deflexión
vibratoria. En la figura 114, las dos líneas continuas representan el factor $M.R$
en función de las relaciones de frecuencia r .

Figura 114 - Factores de magnificación relativa M.R. y transmisibilidad relativa T.R., en función de la relación de frecuencias.



Fuente: Martínez de Vedia. Motores Térmicos.p.454.

En la gráfica anterior se puede apreciar que para valores de r menores a la unidad presentan ordenadas positivas, caso contrario para los r mayores a la unidad, donde sus ordenadas presentan valores negativos.

Con el fin de hacer claridad a cerca del significado físico de estas magnitudes negativas, se ha de recurrir a la ecuación (5.6), y a la suposición de $ACos\omega t$ adoptado para la solución de este caso en particular. De esta forma es posible obtener:

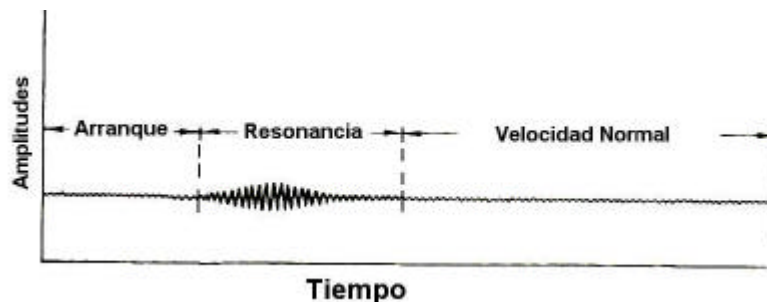
$$-ACos\omega t = ACos(\omega t + 180^{\circ})$$

teniendo en cuenta esta relación se puede afirmar que para aquellos valores de $r > 1$ presenta signos negativos debido a una diferencia de fases de 180°

entre la fuerza y el movimiento. Analizando la curva punteada de la figura 114 se nota que para aquellos valores de $r > \sqrt{2}$, el factor M.R. toma valores por debajo de la unidad, significando esto que a partir de este punto, el apoyo elástico comienza a mostrar su rendimiento, presentándose amplitudes tanto menores que la deflexión estática cuanto mayor se hace r .

En el caso donde $r = 1$, en el cual se presenta la velocidad de resonancia, teóricamente el desplazamiento se hace infinito, sin embargo en los casos reales se presenta un cierto grado de amortiguamiento que limitará las amplitudes máximas de resonancias, como se esquematiza en la figura 11.

Figura 115- Diagrama de amplitudes de oscilación para un motor de velocidad variable sobre base elástica.



Como conclusión importante tras el análisis de la curva de la figura 114, es resaltable el hecho que para obtener rendimiento de aislamiento en los sistemas elásticos se hace necesario conseguir elevadas relaciones de frecuencia forzada a frecuencia natural, teniendo un valor en el límite equivalente a $\sqrt{2}$. Esta situación establece el requerimiento tanto de una adecuada elección del medio aislante así como un correcto dimensionamiento del sistema elástico.

Un criterio adicional para determinar la aptitud de una estructura es el de la *transmisibilidad relativa* $T.R$, definiéndolo como la relación entre la fuerza transmitida a la subestructura y la fuerza perturbadora. Para los sistemas carentes de medios elásticos debajo del motor, por ejemplo, será transmitido un valor máximo de la fuerza perturbadora a la fundación, mientras que tras la presencia de un medio elástico la fuerza transmitida estará dada por kx .

Es decir:

$$T.R. = \frac{kA \cos wt}{P \cos wt} = \frac{kA}{P} \quad (5.11)$$

donde se obtiene a su vez que:

$$T.R. = M.R.$$

Esta relación permite afirmar que en la ausencia de amortiguamiento, la transmisibilidad relativa toma el valor de la magnificación relativa*.

5.1.3 Sistemas de excitación por inercia. Uno de los tipos de excitación que con gran frecuencia se encuentran en los problemas de ingeniería es aquel debido a la acción de las fuerzas centrífugas de masas en desequilibrio, tal como es el caso de los motores *reciprocantes o alternativos*... Véase capítulo 3...

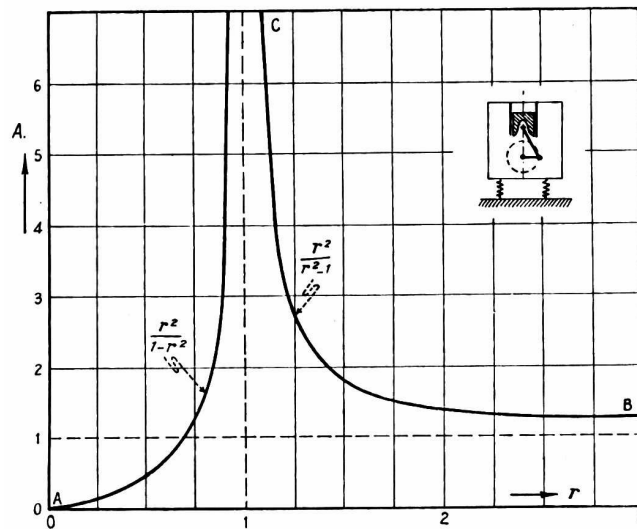
En este caso las fuerzas centrífugas de las masas no equilibradas están relacionadas proporcionalmente al cuadrado de la velocidad, por lo tanto las reacciones en los cojinetes presentaran la forma:

$$P_i = P' w^2 \cos wt$$

* Valido únicamente ante la carencia de acción del amortiguamiento.

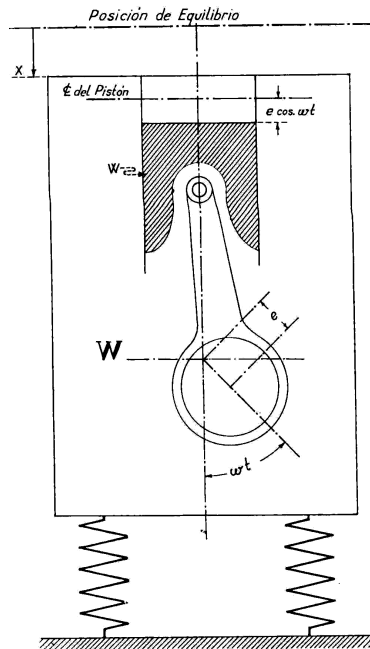
Este comportamiento es el denominado de excitación por inercia, y presenta la forma característica según lo mostrado en la figura 116.

Figura 116 - Factor de transmisibilidad absoluta, T.A., sin amortiguamiento, en función de la relación de frecuencias.



Como elemento particular de nuestro estudio, a continuación se hace consideración del caso de un motor alternativo el cual se encuentra apoyado en un medio elástico, como se puede observar en la figura 117, el movimiento de la masa vibrante regido de acuerdo a la ecuación (5.6), adopta una forma característica.

Figura 117 – Sistema ilustrativo del montaje elástico de un motor alternativo.



Fuente: Martínez de Vedia. Motores Térmicos.p.457.

Si W es la masa total, v la masa alternativa, ω la velocidad angular de la manivela y un radio de la manivela e ; entonces una función armónica definirá en forma aproximada el movimiento relativo de la masa v y se puede expresar como $e \cos \omega t$. Para la masa total W , según caso en estudio el motor, el movimiento está dado por el desplazamiento x medido a partir de la posición de equilibrio.

El pistón y demás componentes del motor generará unas fuerzas inerciales determinadas respectivamente por:

$$\frac{v}{g} \frac{d^2(x + e \cos \omega t)}{dt^2} \quad (5.12)$$

$$\frac{W - \mathbf{v}}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \quad (5.13)$$

Se tiene igualmente la presencia de la fuerza elástica kx . Las fuerza actúan todas hacia arriba, generando la siguiente ecuación diferencial para el movimiento:

$$\frac{W - \mathbf{v}}{g} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{\mathbf{v}}{g} \left(\frac{d^2x}{dt^2} - \mathbf{w}^2 e \cos \mathbf{w}t \right) + kx = 0$$

equivalente a su vez a:

$$\frac{W}{g} \frac{d^2x}{dt^2} + kx = \frac{\mathbf{v}}{g} \mathbf{w}^2 e \cos \mathbf{w}t \quad (5.14)$$

Se puede notar que cuando $P = \frac{\mathbf{v}}{g} \mathbf{w}^2 e$

La ecuación (5.14) es igual a la ecuación (5.6).

La fuerza P variará en magnitud y frecuencia con la velocidad del motor, de tal forma que al llamar P_n y w_n a los valores correspondientes a la magnitud y frecuencia en la condición de resonancia se tiene:

$$P \cos \mathbf{w}t = \left(\frac{\mathbf{v}e}{g} \mathbf{w}_n^2 \right) \frac{\mathbf{w}^2}{\mathbf{w}_n^2} \cos \mathbf{w}t = r^2 P_n \cos \mathbf{w}t \quad (5.15)$$

La fuerza transmitida anteriormente a la fundación estaba dada por:

$$F_T = \frac{1}{1 - r^2} P \quad \text{para} \quad r < 1 \quad (5.16)$$

$$F_T = \frac{1}{r^2 - 1} P \quad \text{para} \quad r > 1 \quad (5.17)$$

ahora empleando la relación $P = P_n r^2$ se obtiene:

$$F_T = \frac{r^2}{r^2 - 1} P_n \quad \text{para} \quad r < 1 \quad (5.18)$$

$$F_T = \frac{r^2}{r^2 - 1} P_n \quad \text{para} \quad r > 1 \quad (5.19)$$

Definiendo el factor de transmisibilidad absoluta (T. A.) como la relación $\frac{r^2}{1-r}$ el cual ha sido representado como una función de r en las curvas mostradas en la figura **116**. En dicha figura se aprecia claramente como al presentarse un incremento en la velocidad del motor y con ello un incremento en las fuerza P , la fuerza transmitida a la fundación disminuye. Cuando la fuerza P se hace extremadamente grande, la fuerza transmitida es igual al valor mínimo P_n , siendo el coeficiente (T. A.) igual a la unidad.

Por tanto se puede decir que:

$$kA = P' w_n^2 \frac{r^2}{1-r^2} = F_T \quad (5.20)$$

Para el caso de un motor reciprocante, si P' es la fuerza centrífuga producida por masas en desequilibrio a la velocidad angular de 1 rad/seg, su componente vertical será $P' w^2 \text{Sen} wt$ y presentará su máximo* $P' w^2$ por lo tanto:

* Esta sería la fuerza vertical máxima transmitida al terreno si no existiera medio elástico intermedio

$$F_T = kA = P'w_n^2 \frac{r^2}{1-r^2} \quad (5.21)$$

5.2 FUERZA TRANSMITIDA A LA FUNDACIÓN POR MOTORES ALTERNATIVOS²⁸

En la consideración de los motores alternativos con montaje elástico; sistemas con excitación por inercia, es factible realizar el cálculo del valor máximo de la fuerza transmitida al terreno de acuerdo a la ecuación 5.14, teniendo en cuenta ahora que se debe considerar, no solo la fuerza elástica, sino incluir la fuerza de amortiguamiento.

En la ecuación 5.22, se revela que estas dos fuerzas tienen una diferencia de fase de 90°.

$$\frac{W}{g} \ddot{x} + c \dot{x} + kx = P \cos \omega t \quad (5.22)$$

donde k : Constante elástica del medio aislante.

C : Fuerza de amortiguamiento cuando la velocidad es igual a la unidad.

La fuerza elástica del sistema, se puede expresar proporcional a la amplitud según:

$$-kx = -kA \cos(\omega t - \infty) \quad (5.23)$$

²⁸ MARTÍNEZ DE VEDIA, Motores térmicos, Buenos Aires: Editorial Reverté. p. 469.

A su vez la fuerza de amortiguamiento, proporcional a la velocidad se expresa mediante:

$$-cx = -cAw\text{Sen}(wt - \infty) \quad (5.24)$$

Por lo tanto los valores máximos de las fuerzas elásticas y de amortiguamiento, serán respectivamente kA y cwA de donde se obtiene su resultante:

$$\sqrt{k^2 + c^2 w^2}$$

es decir se tiene que:

$$F_T = Ak \sqrt{1 + \frac{4n^2 w^2}{w_n^2}} \quad (5.25)$$

siendo $A = c_{EST} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + D^2 r^2}}$ y $P = P' w^2$

produce el valor máximo de la fuerza transmitida a la fundación:

$$F_T = P' w^2 \frac{\sqrt{1 + D^2 r^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + D^2 r^2}} \quad (5.26)$$

Definiendo la *Transmisibilidad Relativa* (T.R.), como el factor de relación entre F_T y $P' \omega^2$ se tiene que:

$$F_T = P' w^2 [T.R.] \quad (5.27)$$

Por simplificar cálculos es posible escribir especialmente para una maquina que presente un amplio rango de variación de velocidad y basándonos en la ecuación 5.15, es sabido que:

$$P'w^2 = P_n r^2$$

De esta manera la fuerza transmitida F_T estará dada por la expresión:

$$F_T = P_n r^2 \frac{\sqrt{1 + D^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + D^2 r^2}} = P_n [T.A.] \quad (5.28)$$

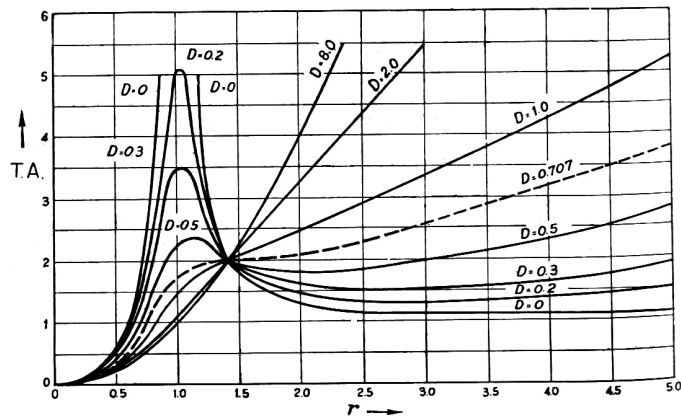
Siendo (T.A) el factor por el cual debemos multiplicar la fuerza constante P_n para obtener F_T ; y de las ecuaciones 5.27 y 5.28, se cumple la relación:

$$[T.A.] = r^2 [T.R.] \quad (5.29)$$

El factor (T.A) ha sido representado en función de r, según se aprecia en la figura 118, de esta podemos resaltar que para valores de $D > 0,707$; el factor T.A y la fuerza transmitida a la fundación aumentan continuamente con r .

De igual forma para $D=0.5$, F_T es mayor a $r = 4$ que en resonancia, siendo que para maquina de gran velocidad r esta por el orden próximo a 10, por lo cual observamos que el amortiguamiento fluido es perjudicial cuando se considera un amplio rango de variación de velocidad.

Figura 118 - Factor de transmisibilidad absoluta, T.A., en función de la relación de frecuencias, para sistemas de excitación por inercia y distintos grados de amortiguamiento.



Ahora es interesante conocer la variación de las amplitudes de oscilación del sistema, para lo cual se introduce el concepto de deflexión estática producida por la fuerza P_n definida de acuerdo a la expresión:

$$x_{n.est} = \frac{P_n}{k}$$

Llamando magnificación absoluta, M.A., a la relación dada por:

$$\frac{X}{x_{n.est}} = M.A.$$

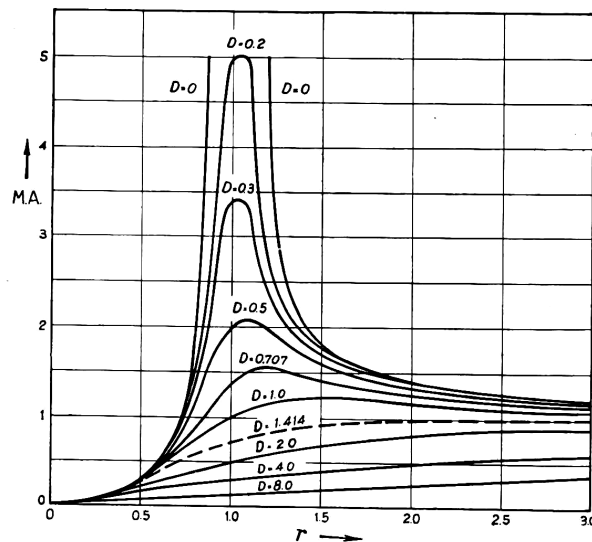
es posible también obtener:

$$[M.A.] = r^2 [M.R.] \quad (5.29 a)$$

$$M.A = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r)^2 + D^2 r^2}} \quad (5.30)$$

Una representación del valor T.A. se puede apreciar en la figura 119, en esta gráfica debido a que $x_{n,est}$ aumenta a medida que aumenta r^2 , las amplitudes no tienden a cero. Las amplitudes gradualmente se aproximarán al valor de $x_{n,est}$ ($M.A.=1$) para valores de r altos, y la efectividad del amortiguamiento (para la reducción de la amplitud) se dará a lo largo de todo el rango de variación de r .

Figura 119 - Factor de Magnificación absoluta, M.A., en función de la relación de frecuencias, para sistemas de excitación por inercia y distintos grados de amortiguamiento.



De las figuras 118, y 119, los valores máximos de T.A. y M.A. se presentan para valores de relación de frecuencias ligeramente superiores a la unidad.

5.3 MATERIALES Y SISTEMAS AISLANTES

La técnica del aislamiento de vibraciones mecánicas, demanda un amplio conocimiento de las leyes físicas básicas. Adicionalmente los datos experimentales relativos al comportamiento de los diferentes materiales aislantes bajo la acción de cargas dinámicas de carácter pulsatorio, brindan al ingeniero la posibilidad de diseñar fundaciones elásticas con un alto rendimiento, lo que significa un mínimo grado de perturbación a las estructuras vecinas y un mínimo de pérdidas de energía.

Lograr que la fuerza transmitida a la subestructura en que descansa un motor sea lo mínimo posible, requiere que la frecuencia forzada sea grande con respecto a la frecuencia natural de la fundación elástica, con amortiguamiento mínimo. Se recomienda que esta relación esté por el orden de 3 a 1, y en ciertos casos considerablemente superior, dependiendo realmente, de las condiciones locales y de la magnitud de las fuerzas no equilibradas.

Para una pequeña fuerza no equilibrada, será suficiente una relación de frecuencias de 2.5 ó 3 a 1 para hacer no notorio el esfuerzo transmitido. Por otra parte, para fuerza considerables, serán insuficientes los rendimientos del orden del 80 a 90% haciéndose necesario recurrir a relaciones hasta de 8 a 1 en algunos casos²⁹.

Aun cuando en la practica resulta imposible lograr rendimientos de aislamiento del orden del 100%, el empleo de resortes de acero que

²⁹ Ibid., p. 477.

proporcionan un amortiguamiento casi nulo, brindan la posibilidad de día tras día acercarse aun más a esa cifra.

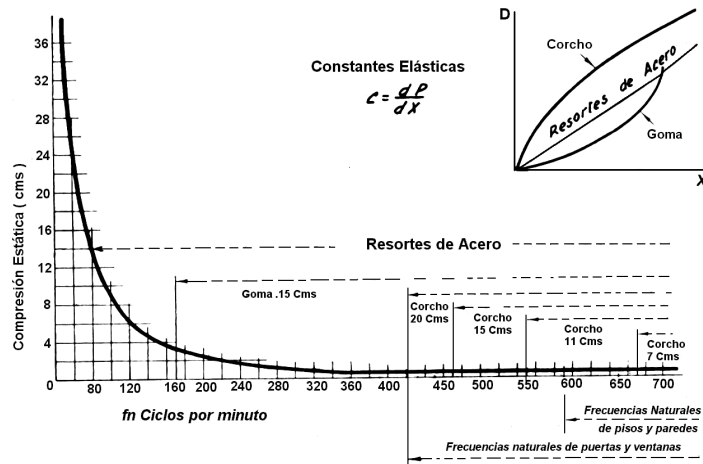
Es de gran importancia, la forma como es aplicado el material elástico, es decir, el diseño del sistema aislante. En los motores de combustión interna, las condiciones de desequilibrio dinámico pueden manifestarse en forma de fuerzas que actúan en dirección lateral, pares que tienden a volcar el motor en sentido transversal y pares que tienden a volcarlo longitudinalmente (fenómeno conocido como cabeceo). Estos efectos pueden actuar sobre la fundación en forma simultánea; de ahí la consideración de un sistema elástico con seis grados de libertad, para absorber seis distintos modos de vibración.

Un sistema elástico ideal de esta clase solo podrá aproximarse con resortes de acero.

5.3.1 Constantes elásticas. Con el fin de determinar el comportamiento de los materiales aislantes, en los diagramas de la figura 120 se esquematizan las propiedades elásticas de estos.

La característica elástica de los resortes helicoidales de acero puede representarse, a los efectos prácticos del cálculo de la fundación de motores, por la expresión lineal de la ley de Hooke. Para otros materiales, como el corcho y la goma, esta expresión es válida solo para pequeñas variaciones de tensión. Si se considera un amplio margen de tensiones y esfuerzos, la mayoría de los aislantes orgánicos (goma, caucho, felpa) tienen características elásticas no lineales.

Figura 120 - Constantes elásticas y frecuencias mínimas de vibraciones naturales obtenidas en diferentes materiales aislantes.



Las propiedades elásticas de los diferentes materiales están definidas por la constante elástica, k , definida como la fuerza requerida para producir una deformación unitaria, sus unidades son fuerza/longitud. En el campo de la ley de Hooke, la constante elástica es independiente de la tensión y el esfuerzo.

Un material en lámina de superficie A y espesor H con modulo de elasticidad E , la constante elástica está definida por:

$$k = \frac{EA}{H}$$

La deformación S de la lámina bajo la acción de una carga P está dada por:

$$S = \frac{P}{k} = \frac{PH}{EA}$$

5.3.2 Módulos dinámicos. En los problemas de fundaciones han de considerarse además de las tensiones estáticas las tensiones dinámicas. Exceptuando los resortes de acero, el comportamiento de todos los materiales es muy diferente cuando están sometido a cargas dinámicas. Es necesario conocer entonces para cada material el modulo de elasticidad *dinámico*. Este módulo debe ser determinado en forma experimental con cargas pulsatorias de intensidad variable. En el cálculo de las frecuencias naturales de vibración de los distintos sistemas elásticos solo debería ser usado el módulo dinámico.

Para los materiales orgánicos este módulo no es constante, es función de la frecuencia, amplitud y valor medio de la carga, por lo general mayor que el módulo estático La deferencia entre ambos módulos puede llegar a ser considerable para materiales orgánicos y altas frecuencias de vibración.

Tabla 11 - Características aislantes del corcho.

Condición y espesor - cms -	Frecuencia natural c.p.m	Carga Kg. / cm²
2.5	1080	3.0
13	600	0.8
15	420	3.0
Comprimido, grano grueso - 5 -	770	0.9
Corcho natural - 3.5 -	1450	1.0

Nota: Coeficiente de amortiguamiento de 0.11 y 0.14, para el corcho comprimido y natural, respectivamente

Tabla 12 - Módulos estáticos y dinámicos de materiales aislantes.

Material	Modulo Estático Kg. / cm ²	Carga Dinámica Kg. / cm ²	Modulo Dinámico Kg. / cm ²
Corcho natural	50 - 70	0.43	10.4
		1.0	114
		2.0	145
		3.0	175
		4.0	250
Corcho aglomerado	50	1.0	150
		2.0	246
		3.0	330
Goma* Dureza			
40	19		21 - 27.5
50	26		38 - 39
60	38		42 - 58

* Las durezas corresponden a lecturas registradas con durómetro Shore. Los datos de los módulos son bastante representativos, aunque en la práctica pueden encontrarse grandes variaciones con diferentes materiales.

El modulo estático de corte para la goma puede tomarse aprox. de 1 a 3.5 veces el modulo de Young.

5.4 AMORTIGUAMIENTO

Al hablar de las fuerzas de amortiguamiento de las vibraciones naturales, la fricción molecular (*histéresis mecánica*) representa una fuerza natural de amortiguamiento propiedad de cada material. La forma usual de representar esta propiedad de amortiguamiento es por medio del decrecimiento logarítmico, δ , el cual por definición es adimensional e igual al logaritmo natural de la relación entre dos amplitudes sucesivas de la vibración amortiguada.

En la tabla 13 se presentan valores de decrecimiento logarítmico para distintos materiales. Esta tabla es basada en los resultados de ensayos de vibración realizados por distintos investigadores.

Tabla 13 - Constantes de amortiguamiento para varios materiales.

Material	d
Goma, 90% pura	0.26
Vigas y lozas de hormigos armado, promedio	0.16 – 0.28
Mezcla de arena fina y gruesa	0.15 – 1.0
Celuloide	0.045
Madera	0.02 – 0.03
Vidrio	0.0064
Acero dulce, laminado en frío	0.0049
Aluminio, laminado en frío	0.0034
Níquel, laminado en frío	0.0032
Bronce fosforoso, laminado en frío a la máxima dureza	0.00037

Los resortes de acero presentan un coeficiente de amortiguamiento inferior a un 0.5%, siendo éste un factor decisivo en el excelente comportamiento de los mismos como amortiguadores de vibraciones. El amortiguamiento de vibraciones conlleva a la disipación de energía en forma de calor, energía perdida para el motor. Cuando la operación de una maquina o motor origina un movimiento vibratorio en una estructura próxima, la energía necesaria está sirviendo un propósito bien distinto a aquel para el cual la maquina ha sido construida. Esto causa una disminución en el rendimiento de la maquina. De esta forma, resulta conveniente recuperar la mayor cantidad posible de dicha energía y el amortiguamiento reduce dicha posibilidad. El diseño adecuado de una suspensión elástica, con un mínimo de amortiguamiento, permitirá recuperar una cantidad considerable de esta

energía que, de otra forma, se perdería. En motores grandes este efecto de energía recuperada se hace evidente bajo la forma de un incremento considerable de potencia cuando la base esta correctamente diseñada*.

5.4.1 Amortiguadores de vibraciones. Aún cuando hay procesos industriales en los cuales se tiene como fin generar choques (martillos de forja) o vibración (zarandas vibratorias), la mayoría de las máquinas y equipos genera estos fenómenos como residuos indeseables de su funcionamiento. En todos los casos, los choques y las vibraciones producen efectos nocivos al equipo y al medio ambiente que deben ser evitados. Existen varias prácticas para controlarlos (balanceo, diseño de avanzada, etc.) no obstante el aislamiento de vibraciones y choques es la manera más eficaz de resolver estos problemas

Como se dijo anteriormente, se debe analizar cada problema para brindar la solución adecuada. Si es necesario se han de realizar mediciones en el lugar para determinar frecuencias y amplitudes de vibraciones, así como las reacciones estáticas y dinámicas en las bases de las máquinas, posteriormente se verifican los resultados obtenidos y se cotejan con parámetros de leyes vigentes o normas de seguridad y mantenimiento.

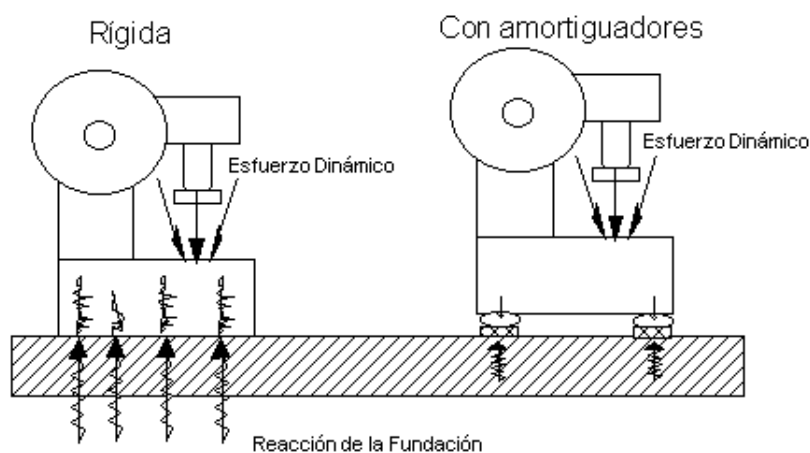
Los esfuerzos dinámicos generados por el funcionamiento de la máquina existen independientemente del tipo de fundación. En el caso de un montaje rígido (sin amortiguadores), la fundación reacciona con fuerzas de igual intensidad - pues el piso no se deforma - haciendo que, en la práctica todos los esfuerzos sean absorbidos por la estructura de la propia máquina.

* En algunos casos, han sido obtenidos aumentos de potencia hasta de un 10% con base elásticas bien diseñadas

En el caso de un montaje sobre amortiguadores, como son elementos flexibles, se deforman y presentan reacciones mucho menores, provocando un movimiento de cuerpo entero sin que ocurran deformaciones perjudiciales de la máquina.

Esa diferencia de comportamiento, ante la solicitud de un mismo esfuerzo dinámico, puede llevar a razonamientos erróneos: Una máquina sobre amortiguadores se mueve más, pero surge el interrogante: *¿Qué tan perjudicial es esto?* La realidad es que anclada rígidamente se mueve menos porque la fundación presenta una mayor reacción, al mismo tiempo los desgastes internos son mucho mayores y perjudiciales. Para ilustrar mejor ese efecto, considérese la figura 121.

Figura 121 – Reacciones en la fundación.



Una de las grandes ventajas del uso de amortiguadores de vibraciones es la de evitar la interferencia entre equipos. Este aspecto se observa principalmente en instalaciones donde una máquina alternativa o de choque está próxima a equipos delicados; una balanza, por ejemplo, perderá gran

parte de su precisión cuando la primera este en funcionamiento. Se tiene el mismo efecto al aproximar una máquina de desbastar a una de acabado. La interferencia entre unas y otras perjudicará el ajuste de las piezas.

Un caso curioso observado es el de dos máquinas rotativas (bombas centrífugas por ejemplo) instaladas en una misma estructura; una funcionaba normalmente y la otra era mantenida como reserva, sin embargo esta última presento mayores problemas de mantenimiento porque las vibraciones generadas por la primera eran transmitidas a la segunda, que se encontraba parada y sin lubricación, provocando marca en las pistas de los rodamientos. Tanto por razones funcionales como por la vida útil es muy importante separar desde el punto de vista dinámico las diversas máquinas y equipos. La manera más sencilla y adecuada es montarla sobre amortiguadores.

Por otra parte varios estudios han mostrado el efecto dañino de las vibraciones sobre el cuerpo humano. Además en la Ley Nacional de Seguridad e Higiene en el trabajo también se fijan límites de exposición en función de las horas trabajadas y las amplitudes de vibración existentes.

El montaje de las máquinas sobre amortiguadores permite disminuir sensiblemente las vibraciones que afectan a personas que trabajan en esas áreas.

Las vibraciones y choques contribuyen al aumento de los niveles de ruido existentes en un local ya que la vibración de las estructuras (paredes, piso, techo) generan y amplifican las ondas sonoras llevando en algunos casos a exceder los niveles permitidos por las reglamentaciones. En salas vecinas la vibración transmitida a través de la misma estructura da origen a ruidos que pueden ser primordiales.

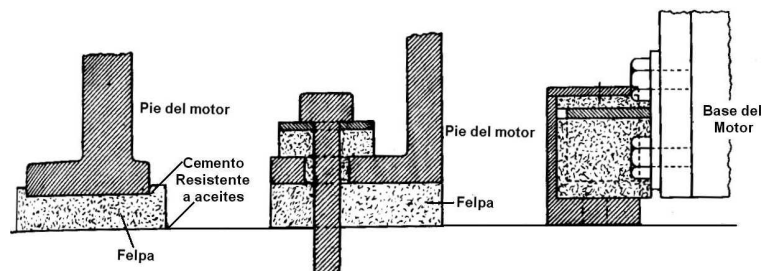
En las figuras 122 y 123 se aprecian distintos tipos de elementos y montajes de aislamiento de vibraciones mecánicas...Véase Anexo D...

Figura 122 - Sistemas amortiguadores de Vibraciones mecánicas.



Fuente: Farrat Isolevel Ltd. Catalogo general.

Figura 123 - Uso de la felpa para amortiguar vibraciones.



Teniendo en cuenta los datos de la tabla 11, resulta evidente que, aunque la frecuencia natural del corcho puede ser reducida por ejemplo hasta 400 c.p.m con espesores considerables y elevadas cargas específicas, no dará este material muy buenos resultados para reducción de vibraciones secundarias en motores de velocidad media (200 a 400 rpm) y con relación a las vibraciones primarias estas podrán ser agravadas. Este material de gran eficiencia en el aislamiento de sonido y vibraciones mecánicas de alta

frecuencia, no es apropiado para vibraciones de baja frecuencia debido a sus altas frecuencias naturales.

La goma es utilizada cada día más en los motores diesel de gran velocidad, ocupando el segundo lugar en lo que respecta a aptitud, después de los resortes de acero. Particularmente interesantes resultan los aislantes de goma constituidos por goma en montajes metálicos. En estos elementos, varios de los cuales se ilustran en las figuras 124, 125 y 126, la goma trabaja al corte en lugar de compresión; con lo cual, si bien se reduce la capacidad de carga, se logran mayores amplitudes. Entre las ventajas de estos aislantes se destacan:

1. Permiten grandes deformaciones elásticas.
2. Trabajan sin resbalamiento, es decir, no hay desgaste.
3. No transmiten ruido.
4. Permiten amortiguar movimientos verticales y limitar los horizontales.
5. La vibración propia cesa rápidamente cuando desaparece el impulso perturbador.
6. Se deforma muy aproximadamente según la ley de Hooke.

Generalmente se prefiere la goma natural ante la sintética, debido a que posee un menor valor de histéresis cuando opera con cargas dinámicas alternativas; se usa sintética cuando está presente el riesgo de presencia de calor, aceite o vapores de aceite. Las especificaciones de los fabricantes limitan la tensión por gravedad a 1.75 kg/cm^2 y la tensión total a 3.5 a 4.0 kg/cm^2 .

Los resortes de acero como aislantes de vibraciones mecánicas tienen la ventaja de las grandes deflexiones posibles, característica que los hace particularmente aptos para absorber vibraciones de baja frecuencia. Ello,

unido a una mínima pérdida por fricción molecular, determina para estos elementos un comportamiento excelente. Presentan, sin embargo, el inconveniente del sonido, lo cual obliga en la práctica a complementarlos con elementos de felpa o goma, que se prestan muy bien para absorber las vibraciones de alta frecuencia.

Figura 124 - Montaje tubular y plano en elemento Goma - Metal.

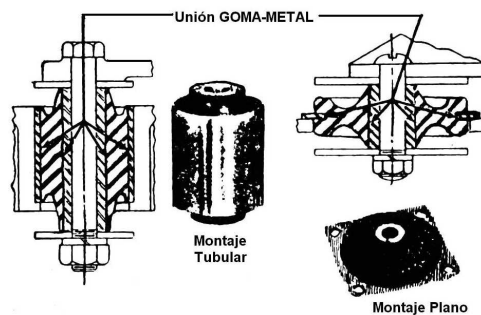


Figura 125 - Dos tipos de aisladores Goma-metal en el montaje de motores de combustión fijos.

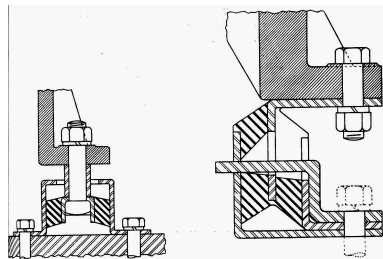


Figura 126 - Aplicación de aislantes Goma-metal

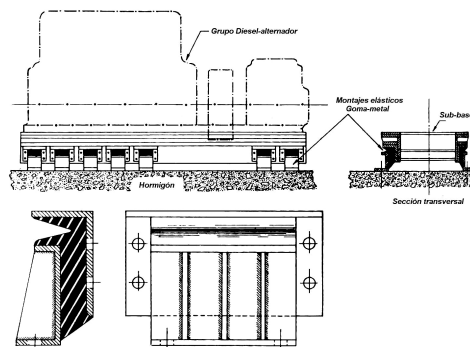


Tabla 14 - Detalles técnicos de montajes elásticos con goma.

Tipo de Aislamiento	A <i>(Fig. 125)</i>	B <i>(Fig. 126)</i>	C
Tipo de motor	4 t	4 t	2 t
Numero de cilindros	2	4	3
Velocidad, rpm	1000	428	500
Peso total, toneladas	1.5	27.1	17.8
Cantidad de aisladores	6	14	14
Carga por aislador, Kg.	243	1935	1270
Superficie adhesiva por aislador, cm ²	165	582	517
Tensión de corte en el aislador, Kg/cm ²	1.5	3.3	2.4
Dureza vertical al corte de la goma, Kg/cm ²	200	770	2000
Frecuencia natural del sistema elástico, c.p.m	300	190	375
Frecuencia de perturbación, c.p.m	1000	856	1500
Relación de frecuencias	3.34	4.5	4.0
Porcentaje de aislamiento obtenido (Fig. n.x)	90	95	93

La mejor estabilidad de los resortes de acero se presenta cuando la altura de trabajo es de 1.0 a 1.5 veces el diámetro exterior. Se encuentran unidades aisladores constituidas por varios resortes de una capacidad hasta de 16 toneladas. En la práctica, han sido aislados elásticamente masas de hasta 450 toneladas.

5.5 FUNDACIONES MASICAS.

Las fuerzas de inercia no equilibradas en un motor de combustión interna tienden a alterar el equilibrio del sistema en movimiento, causando un desplazamiento o giro dependiendo si se trata de fuerzas simples o de pares de fuerzas, respectivamente.

Es posible determinar en forma precisa las fuerzas y pares no equilibrados para cualquier numero de cilindros y disposición de las manivelas de un

motor. En el caso de los motores de 4 tiempos con 6 y 8 cilindros en línea, donde teóricamente se logra un equilibrio perfecto, en la práctica se encuentran condiciones de desequilibrio originadas en el proceso de fabricación, las cuales modifican las condiciones teóricas supuestas.

En las aplicaciones prácticas de fundaciones de motores, particularmente motores diesel, se trata de contrarrestar los efectos perturbadores de dichas fuerzas y momentos no equilibrados. Esto puede lograrse, bien sea con amortiguamiento máximo de dichos efectos, es decir, recurriendo a los pesados bloques de fundación; recurso que, por otra parte es el impuesto para los grandes motores industriales, o bien apelando a los apoyos elásticos, que representa un mínimo de amortiguamiento, es decir, de pérdidas.

En el primer caso se tiene un principio de *destrutivo* de energía utilizable; en el segundo un principio *conservativo*.

Resulta evidente que el criterio lógico a seguir al considerar una instalación de un motor ha de ser tratar, en primer lugar, de que el equilibrio dinámico del mismo sea lo más perfecto posible, y pensar luego en el diseño de la fundación. Ningún método de fundación o aislamiento de vibraciones, por excelente que sea su rendimiento, podrá compensar eficazmente un equilibrio dinámico deficiente.

5.5.1 Teoría de los bloques de fundación. La fundación de un motor de combustión interna sobre un macizo de hormigón significa la aplicación de la teoría del *amortiguamiento másico*, que esta basada en el principio de emplear las pequeñas aceleraciones originadas en una gran masa para equilibrar aceleraciones mayores de una masa pequeña.

Haciendo la fuerza de amortiguamiento, c , y la constante elástica del medio, k , iguales a cero y reemplazando el valor de $\frac{d^2x}{dt^2}$ por su equivalente $w^2 A \cos(wt - a)$ en la ecuación:

$$\frac{W}{g} \frac{d^2x}{dt^2} + kx = P \cos wt$$

se tiene que para la ecuación de movimiento:

$$P \cos wt = \frac{W}{g} w^2 A \cos(wt - \infty)$$

Considerando los valores máximos para $\infty = 180^\circ$, momento en el cual la fuerza llega a un máximo en dirección hacia abajo la masa vibratoria alcanza su posición superior*, la ecuación anterior se reduce a: $P = \frac{W}{g} w^2 A = M w^2 A$

donde M representa la masa total sometida a vibración (motor, bloque de fundación y a su vez, estrictamente parte del terreno. Definiendo a como la máxima aceleración vertical del sistema motor-fundación, es posible escribir:

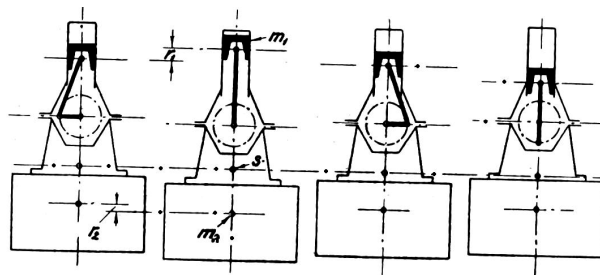
$$M w^2 A = M a$$

Tomando como base esta relación, teóricamente, puede ser determinado el volumen necesario en la fundación a fin de limitar la amplitud a un valor

* Es evidente como condición de equilibrio la necesidad de esta diferencia de fase de 180° en la maquina ideal, para efectos de las masas en movimiento. Solo de esta manera se podrá satisfacer la relación $m_1 x_1 = m_2 x_2$, como condición de equilibrio que surge de las figuras 127 y 128.

tolerable. La dificultad en la aplicación en la práctica de este razonamiento consiste en apreciar que cantidad de masa del terreno debe ser incluida como sujeta a vibración. No obstante, esto es tan variable dependiendo del tipo de terreno, carga específica, y otros factores, que la teoría del amortiguamiento másico no puede ser aplicada con exactitud; debiendo, ya sea basarse en valores experimentales o en consideraciones matemáticas que prescindan del amortiguamiento natural del suelo, como se mostrará mas adelante.

Figura 127- Motor mono-cilíndrico con fuerza primaria no equilibrada. El centro de gravedad permanece estacionario.

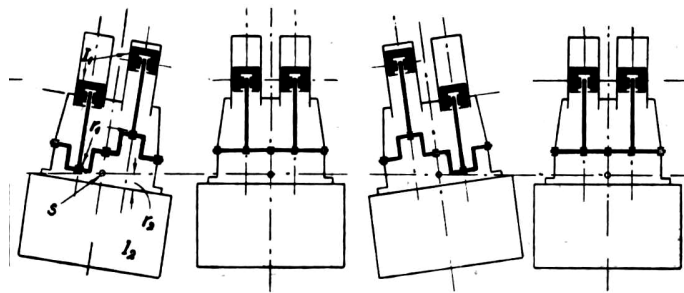


En un planteamiento estrictamente matemático, se debe tener en cuenta el comportamiento elástico del terreno (esto es, su frecuencia natural), porque se sabe que para bajas relaciones de frecuencia el ángulo de fase se aproximará a cero grado, por ende la masa estabilizadora se moverá en la misma dirección de la masa perturbadora y se tendrá en consecuencia un incremento perturbador.

La teoría del amortiguamiento másico nos indica cualitativamente que la amplitud de la vibración variará directamente con el valor máximo de la fuerza de inercia no equilibrada, e inversamente, con el de la masa total sometida a vibración. En el caso de la fundación de grandes motores diesel se trata, de aumentar la masa de terreno sometida a vibración, bien sea por

medio de pilotes o apisonando fuertemente la tierra próxima al bloque de fundación, sin omitir claro está, el concepto de que todo amortiguamiento de vibraciones transmitidas al suelo que rodea la fundación es una pérdida de energía, la cual se resta a la producida por la maquina.

Figura 128 - Motor de dos cilindros y manivelas a 180°, con par primario no equilibrado. El eje S es el eje de rotación.



A fin de aplicar el concepto de amortiguamiento másico, se considera un motor monocilindrico con una fuerza primaria no equilibrada, y un motor de dos cilindros con manivelas a 180° y en momento primario no equilibrado. En las figuras 127 y 128 se indican los movimientos de traslación y rotación provocados por dichos desequilibrios; movimientos que pueden ser expresados matemáticamente. En un sistema ideal de motor y fundación, las masas en movimiento (pistón, pasador, biela y manivela) se mueven relativamente a la bancada y a la fundación, la cual está rígidamente unida.

La dinámica demuestra que en los sistemas de esta clase que cada movimiento de las masas rotativas y alternativas será compensado por un movimiento equivalente de la bancada y la fundación, con el fin de mantener fija la posición del centro de gravedad S.

Puede escribirse:

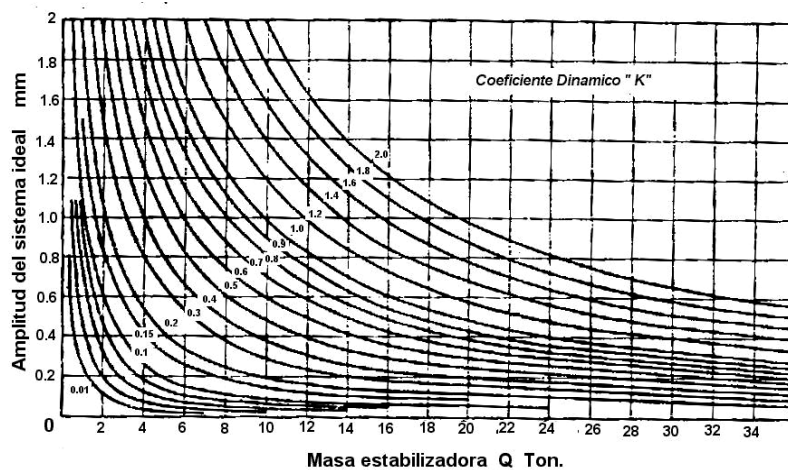
$$\frac{P}{w^2} = MA = K$$

denominando K al Coeficiente de equilibrio dinámico, que brinda una medida de la perfección del equilibrio en cada motor. Dicho coeficiente puede ser calculado con base en datos suministrados por cada fabricante y determina el peso de la fundación necesario para limitar la vibración a una determinada amplitud. La expresión anterior puede ser escrita de la forma:

$$Q = \frac{gK}{A} [kg]$$

La figura 129 representa el valor de Q en función de la amplitud A para distintos valores de coeficiente dinámico K.

Figura 129 - Diagrama para determinar masa estabilizadora.



El cálculo de los movimientos rotatorios presenta un mayor grado de dificultad, ya que no solo se deben considerar los pesos, si no también los momentos de inercia. Es posible, tras un diseño adecuado de la fundación, equilibrar momentos con la obtención de masas estabilizadoras menores que las necesarias para las fuerzas. De ahí la preferencia de tener en las zonas urbanas motores con desequilibrio dinámico de momentos en lugar de fuerzas. El desarrollo es similar al de las fuerzas, debiendo reemplazar inercia I por masa M , desplazamiento angular por amplitud, y momentos por fuerzas. Estos razonamientos son aplicables al motor ideal en el espacio; las amplitudes reales obtenidas para un determinado peso de fundación serán ligeramente mayores.

5.5.2 Datos prácticos.

El bloque convencional de fundación a que está sujeto el motor es una masa voluminosa que absorbe parcialmente la energía libre de éste y así reduce la intensidad de las vibraciones transmitidas. Absorber completamente estos movimientos indeseables resulta prácticamente imposible, ya que al duplicar el volumen de la fundación, solo se logra la reducción de aproximadamente un 50% de dicho movimiento. Por otra parte, en las condiciones consideradas no será fácil proveer el necesario volumen de fundación en forma rectangular. La mejor indicación estará dada en cada caso por el fabricante.

La tabla 15 contiene los valores medios de los volúmenes de fundación recomendados por distintos fabricantes de motores diesel. Todos estos datos se encuentran dentro del 20% de dichos valores medios y la gran mayoría dentro del 10%. Dicha tabla ha sido elaborada con base en catálogos, y cubre un amplio campo de velocidades y dimensiones de cilindros. Para la

elaboración de la tabla se consideraron motores de 2 y cuatro tiempos, desarrollándose en los motores de 4 tiempos potencia del orden de 75 a 130 HP por cilindro, mientras que en los de 2 tiempos estas potencias eran del orden de 75 a 360HP por cilindro.

En la practica no se obtiene ninguna ventaja representativa aumentando el volumen de la fundación por encima de os valores medios dados en la tabla.

Tabla 15 Valores medios de volúmenes de fundación para motores.

VALORES MEDIOS DE VOLUMENES DE FUNDACIÓN PARA MOTORES						
Numero de Cilindros	3	4	5	6	7	8
M³ de fundación por HP del motor	0.108	0.092	0.082	0.076	0.073	0.069
Cantidad de motores considerados	7	10	20	20	14	14

Nota: El manual MARKS, Mechanical Engineering, sugiere una cifra media de 35 HP por metro cúbico de fundación.

6. MONITOREO DE SEÑALES E INSTRUMENTACIÓN EN MAQUINAS RECIPROCANTES

6.1 MONITOREO DE SEÑALES

Un estricto y constante seguimiento de las variables operacionales de las máquinas proporciona un aviso previo a una falla que puede obligar a su paro repentino, con lo que esto puede conllevar desde el punto de vista de producción, paralelo a ello, un adecuado programa de monitoreo conlleva a una disminución de costos en los cambios de elementos programados y que todavía pueden continuar trabajando por más tiempo.

Registros históricos muestran que muchas fallas o daños en algunos de componentes de la máquina eran causados por los cambios de condición en el proceso.

La necesidad de supervisión del desempeño de una maquina reciprocante crítica, tal como lo es el caso de un compresor, ha sido ampliamente reconocida a través del tiempo.

Una de las fallas más comunes y de difícil detección en este tipo de maquinaria son aquellas relacionadas con las válvulas, las cuales, de no ser por el monitoreo de variables, se harían evidentes en el momento en el cual es inminente una detención no programada del equipo, con las consecuencias económicas que esto genera.

La posibilidad de llevar a cabo el monitoreo de variables en este tipo de máquinas permite seguir el comportamiento de éstas, lo cual hace que el mantenimiento se centre específicamente donde los problemas sean detectados, reduciendo de forma eficaz los costos y por ende aumentando la eficiencia de operación de la máquina, tratando de mantenerla cercana a las condiciones óptimas de funcionamiento, ya que estudios han demostrado que el costo por mantenimiento de las máquinas reciprocantes son aproximadamente 3.5 veces el costo de mantenimiento de una máquina centrífuga.

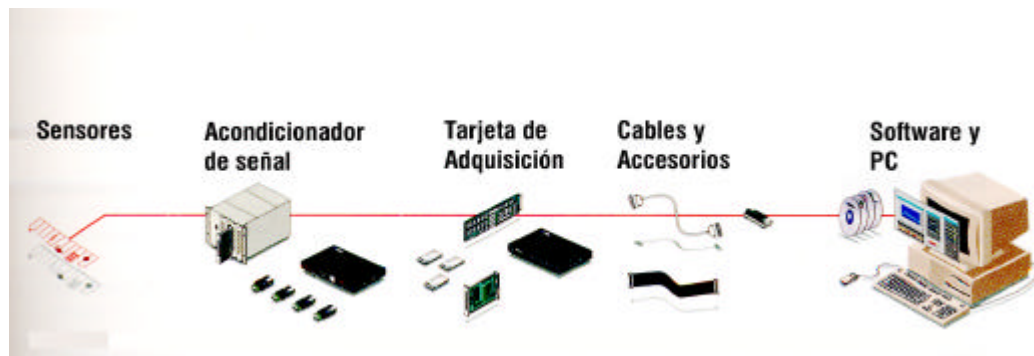
6.1.1 Monitoreo on-line³⁰. Es el monitoreo de datos o señales de las máquinas usando un sistema basado en computador, que analiza y procesa datos adquiridos en tiempo real y da inmediatamente aviso si alguno de los parámetros monitoreados sobrepasa límites o niveles previamente configurados.

6.1.2 Monitoreo off-line. Consiste en la colección y análisis de datos mediante un colector-analizador portátil. Los datos son colectados usando un sensor y un colector, que se van transportando de punto en punto de las máquinas para realizar la medición. Los datos adquiridos en esta forma son analizados directamente en el colector-analizador, o cargados a un computador en el cual se dispone del software para llevar a cabo el análisis de condiciones y diagnóstico de fallas.

³⁰ GARCIA CASTRO, Alfonso. Vibraciones Mecánicas y Mantenimiento Predictivo. Bucaramanga. Ediciones UIS, 1995.

6.1.3 Cadena de medición. Los bloques en que se divide la cadena de medición para la adquisición y procesamiento de la señal son los que se muestran en la figura.

Figura 130. Cadena de medición.



6.1.4 Variables a monitorear. Para decidir qué mediciones y sensores utilizar es necesario tener un conocimiento detallado del funcionamiento del equipo, es decir, sus condiciones de operación, todo esto con el fin de determinar que parámetros y variables necesitan ser medidas y monitoreadas para poder desarrollar un esquema apropiado de detección de fallas.

En la mayoría de los casos, el monitoreo en máquinas reciprocantes comprende los siguientes parámetros

6.1.4.1 Temperatura. En una máquina reciprocante la temperatura es una variable de gran importancia, por tanto, su monitoreo es fundamental a la hora de establecer las condiciones operacionales de la máquina. Es un indicador directo de la condición de operación de cualquier elemento; dado, que al momento de presentarse un deterioro en su composición normal se ve

reflejado en la temperatura, generación de calor, (partiendo del principio que la energía no se crea ni se destruye sino se transforma).

Uno de los métodos más eficaces para llevar a cabo el monitoreo de la temperatura es por medio de termopares o detectores de temperatura por resistencia (RTD resistance temperature detector). Esto permite su monitoreo desde una ubicación remota en un dispositivo de lectura. Por otra parte, los termopares y los RTD suelen ser útiles como sensores para los circuitos de protección. En lugar de monitorear el instrumento o, tal vez, incluido en el instrumento de monitoreo, se encuentra un circuito que compara la entrada real del termopar con un nivel previamente establecido. Al ser alcanzado dicho nivel, el instrumento enviará una señal al circuito de alarma o de detención para alertar a los operarios de la existencia del problema.

Información importante puede ser obtenida del monitoreo de la temperatura en los puertos de succión y de descarga de compresores recíprocos, especialmente del estado de los cilindros y las válvulas, las medidas se obtienen de los sensores de temperatura, termopares por ejemplo, instalados en la cubierta de las válvulas o por medidas adquiridas con termodetectores sin contacto como el caso de los infrarrojos. Temperaturas de cojinetes y rodamientos provee indicaciones de la adecuada lubricación y del desgaste. La temperatura de los empaques provee indicaciones de fugas a través de sellos. En motores, es común medir la temperatura de los gases de escape como una indicación de la condición del motor.

6.1.4.2 Presión. Teniendo en cuenta que en las maquinas reciprocantes se llevan a cabo procesos en los cuales hay variaciones de presión, el monitoreo de esta variable, al igual que la temperatura, será vital para determinar las condiciones de una maquina.

Para propósitos de monitoreo, un indicador sencillo de presión indica en forma fácil, rápida y buen grado de exactitud la información necesaria. Como en todos los instrumentos de presión, los indicadores para la misma, han de contar con válvulas de aislamiento para facilitar su mantenimiento o reemplazo.

Los motores industriales de gran potencia en aplicaciones estáticas de generación eléctrica y en aplicaciones móviles de propulsión (naval, ferrocarril) disponen en culatas de válvulas indicadoras de presión (tipo Kiene) o de racores de purga sobre los cuales pueden instrumentarse las válvulas indicadoras para la adquisición de lecturas de presión dinámica en cilindro. La medida de presiones dinámicas en los cilindros de motor permite hacer una evaluación de la calidad de combustión, incluyendo la detección de problemas específicos que requieren de ajustes o reparaciones en reglajes mecánicos, controladores electrónicos, bombas de presión o inyectores.

Con la lectura de las presiones dinámicas en el cilindro, se obtiene la curva que muestre el comportamiento de la presión con respecto al tiempo. El eje de tiempo es convertido en grados del cigüeñal obteniéndose información de la presión relativa dentro de la cámara de combustión para cada grado del cigüeñal. Algunas de las condiciones que se pueden detectar son la presión pico de encendido, la presión de compresión, la presión de escape etc. En

tanto que para compresores reciprocantes, se conecta a la cámara de compresión para de igual forma obtener la gráfica de presión contra tiempo³¹.

6.1.4.3 Flujo. Con frecuencia resulta ventajoso monitorear el flujo en una maquina reciprocante, especialmente al tratarse de un compresor o una bomba. Los flujos pequeños de gases pueden ser monitoreados mediante el uso de rotámetros sencillos, en tanto que para los flujos de líquido se indican por medio de rotores o indicadores de flujo de visión tipo aleta. Otros flujos importantes, como lo es el caso del flujo de gas de proceso, suelen ser monitoreados por medio de un orificio de flujo calibrado y su instrumentación correspondiente. Estos orificios generalmente son ubicados en la tubería corriente abajo.

La protección es, por lo general, contra las perdidas de flujo de un fluido critico. Los dispositivos de protección se basan en una perdida de presión sobre un orificio calibrado, lo que conlleva a que se dispare un interruptor de presión.

6.1.4.4 Nivel de líquido. El nivel de liquido es otro de los parámetros que han de ser monitoreados en las maquinas alternativas, en este caso se tiene que para pequeños recipientes ventilados hacia la atmósfera, tal como es el caso del cigüeñal o el recipiente de lubricante para los cilindros de un compresor reciprocante, resulta aceptable un visor transparente o un tubo al lado de dicho recipiente, mientras que, para aplicaciones sometidas a presión

³¹ MORENO, Fabián. Documentación sobre el análisis de señales de deterioro y falla en motores y compresores reciprocantes mayores. Bucaramanga, 2004, 66 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). UIS. Facultad de ingenierías físico mecánicas

es necesario un tambor separador o deshidratador con un indicador de mayor capacidad.

Para soportar altas presiones, vibraciones mecánicas y los excesos físicos dados en el ambiente típico de una planta, han sido diseñados vidrios de reflejo con armaduras o vidrios transparentes para medidores de flujo.

6.1.4.5 Vibraciones mecánicas. Una maquina reciprocante debido a su diseño, está sujeta a la presencia de vibraciones mecánicas. Los diferentes elementos y parámetros operacionales presentes en ella, como lo son las masas reciprocantes, las cargas inversas y las corrientes pulsantes de gas, contribuyen a un nivel normal de vibraciones en este tipo de maquinas. Si este nivel es excedido será evidente la existencia de una situación anormal y por ende debe ser investigada.

Los niveles anormales de vibración tienen como sus fuentes más comunes los casos en que los pistones golpean la cabeza de un cilindro producto de un desajuste, la presencia de residuos en el interior del cilindro, la falla de un componente en el tren de impulsión e incluso en algunos casos una vibración acústica transmitida a través del tubo de gas hacia el interior de la maquina. Cualquiera de estas fuentes puede tener efectos negativos y aun catastróficos sobre la maquina.

La instalación de un interruptor de vibraciones... Véase anexo E... mecánicas sobre el bastidor de este tipo de maquinas, es un mecanismo eficaz en la protección de estas unidades contra los daños que se puedan presentar como consecuencia de dichas vibraciones.

Generalmente, este tipo de interruptores ha sido de tipo mecánico (resortes de acero o medios magnéticos) con los cuales se logra que ante un incremento en el nivel de vibración un elemento del interruptor se libere del imán que lo sostiene y de esta manera se active la alarma. Sin embargo, el ajuste de estos interruptores es un tema de gran debate. Aun ante la existencia de una serie de guías que puedan establecer el método para la predicción de cuantas G son aceptables y a que niveles inaceptables, se recomienda para lograr un mayor nivel de protección, llevar a cabo el ajuste de la sensibilidad del interruptor en el campo.

La mayor vibración de operación, normalmente anticipada, suele ser las sacudidas de arranque del motor impulsor principal o los cambios direccionales o de caudal del flujo para el caso de un compresor o una bomba.

En la actualidad se cuenta con una serie de instrumentos como son los acelerómetros, instrumentos sísmicos y sondas de vibración sin contacto con la flecha, que han mejorado en forma ostensible la sensibilidad y de gran adaptabilidad para el diagnostico de las maquinas reciprocantes.

6.1.4.6 Fase. La fase... Véase el [numeral 1.1.3...](#) es otro de los parámetros que pueden ser monitoreados con el fin de determinar las condiciones de una maquina.

Hoy por hoy se cuenta con una gran variedad de sensores que permiten llevar acabo la medición de la misma, de los cuales vale la pena resaltar los pick up magnéticos, sensores tipo óptico, o encoderes.

6.1.4.7 Emisiones acústicas de ultrasonido. Se considera ultrasonido aquella clasificación del sonido en la cual sus ondas tienen una frecuencia superior a *20000 Hz*, niveles imperceptibles al oído humano.

Las máquinas reciprocantes mayores, involucran procesos internos donde el común denominador son los cambios de presión de algún tipo de fluido de trabajo. En los motores, la mezcla aire combustible es comprimida y encendida. En compresores, el gas es comprimido y descargado desde una línea de succión a otra de descarga. Todos estos procesos de aumento de presión, requieren mantener un buen sello mecánico en los cilindros de combustión y de compresión respectivamente, para que puedan suceder eficientemente. La bondad de las señales de ultrasonido esta en la facultad que tienen (por el rango de frecuencia en que opera) de detectar fugas y fricción además de impactos³².

6.1.4.8 Voltaje. Se define el potencial en un punto de un campo eléctrico como el trabajo realizado sobre la unidad de carga positiva para traerla desde el infinito al punto considerado. El potencial de un campo eléctrico en un punto depende exclusivamente de las cargas creadoras del campo³³. La unidad de potencial en el Sistema Internacional de Unidades es el Voltio.

La medición de voltaje como parámetro de monitoreo de máquinas reciprocantes es sólo utilizado en motores reciprocantes de encendido por chispa. Fundamentalmente, los voltajes que deben ser medidos en motores son los del sistema de ignición primario y secundario. La obtención de

³² Ibid., p. 68-69.

³³ Electrónica Básica; Fundamentos eléctricos y electromagnéticos/ Servicio nacional de aprendizaje. Sept. 2003.

señales de voltaje puede lograrse por conexión inductiva o por conexión directa a los terminales de algún elemento en particular.

Tabla 16. Rangos comunes de las variables de monitoreo de máquinas reciprocantes.

TIPO	DESCRIPCIÓN	RANGO
HFV	Vibración de alta frecuencia	5.6 KHz – 40 KHz
MFV	Vibración de frecuencia media	180 Hz – 8 KHz
LFV	Vibración de baja frecuencia	1 Hz – 8 KHz
ULT	Frecuencia de ultrasonido	36 KHz – 44 KHz
EPD	Presión con sensor DC para motores	0 – 1250 psi
EPH	Presión con sensor DC general	0 – 5000 psi
IGN	Voltajes de sistema de ignición	Hasta 40.000 V
TEMP	Temperatura infrarroja	-30 – 1.600 C

Fuente: MORENO, Fabián. Documentación sobre el análisis de señales de deterioro y falla en motores y compresores reciprocantes mayores. p. 70.

6.1.5 Monitoreo de holguras en compresores alternativos³⁴. La monitorización de compresores alternativos ha experimentado una considerable evolución tecnológica con el desarrollo de transmisores de impactos con capacidad para la detección de holguras mecánicas. En compresores de hidrógeno para la desulfuración de hidrocarburos de refinería, la supervisión de parámetros de condición operativa es una herramienta fundamental en la gestión de activos de cara a garantizar la disponibilidad de la capacidad ya instalada, evitando acometer nuevas inversiones en bienes de equipo. Algunos fabricantes de compresores

³⁴ PREDITEC (Técnicas predictivas e instrumentación) [online]. Madrid, Julio 2003-[citado Sept 2004]. Available from internet: www.preditec.com

recomiendan la instalación de sistemas de monitorización para permitir la extensión de los periodos de intervención de mantenimiento preventivo.

6.1.5.1 Monitorización de caída de vástago (“Rod Drop”). Los sistemas de monitorización de caída de vástago “Rod Drop” en compresores de pistón de gran tamaño no han demostrado una total efectividad como sistema de protección de máquina. Cuando los desgastes se producen en los anillos de pistón o incluso en bulón de cruceta, no se acusan desplazamientos significativos sobre el vástago como para que la detección sea fiable.

No obstante, los desgastes de empaquetaduras y patines de teflón son más fácilmente reconocibles por los sistemas de monitorización de caída de vástago por la proximidad existente entre la causa del movimiento y la localización del captador electrónico.

De todas las averías mecánicas que puede sufrir un compresor, el desgaste completo de los segmentos o anillos de cierre del pistón y el consiguiente roce con la camisa del cilindro es la que mayor daño operativo puede provocar. Las holguras producidas por el progresivo desgaste de anillos de cierre no llegan a manifestarse de forma significativa sobre el detector de caída de vástago, ni siquiera en el instante de cambio de sentido de la carga o reversión de cigüeñal.

6.1.5.2 Monitorización de Vibraciones. Los sistemas de monitorización de vibraciones tradicionales basados en la conversión de la señal dinámica de un transductor a valor RMS en velocidad (mm/s) utilizan acelerómetros y monitores dotados de filtros e integradores de señal que ocultan los picos de

amplitud característicos de los impactos mecánicos asociados a las holguras de los distintos componentes del tren del compresor. Aunque el acelerómetro es un elemento detector con una excelente respuesta en frecuencia y con capacidad de reproducir los picos de gran amplitud y muy corta duración asociados a los impactos, la integración a velocidad y posterior filtrado de señal para la detección electrónica del valor RMS hacen que los picos pasen desapercibidos.

Por el contrario, si la señal del acelerómetro no fuese tratada electrónicamente de alguna manera, sería impredecible la fiabilidad resultante de un sistema de protección que a buen seguro estaría produciendo falsas alarmas y disparos de forma casi constante.

6.1.5.3 Monitorización de impactos. Resulta evidente que si la señal primitiva del acelerómetro contiene la información de los impactos mecánicos, se impone un tratamiento electrónico específico de señal que revele la presencia de holguras pero que mantenga al mismo tiempo una alta fiabilidad en el sistema de monitorización, máxime si éste ha sido concebido como sistema de protección efectiva de máquina.

Para propósitos de análisis del compresor, la sincronización del ángulo de cigüeñal es fundamental a la hora de interpretar los fenómenos de impacto y determinar sus causas. Por el contrario, a efectos de protección de máquina, el procesamiento electrónico debe simplificarse y tener capacidad de detección sin necesidad de correlación alguna con la posición del vástago o rotación del cigüeñal.

Se trata, en definitiva, de diseñar una electrónica específica para la clasificación de los impactos mecánicos que permita separar las vibraciones operacionales de base (holguras de bulón de cruceta, líquido condensado en cilindro, etc.) de los impactos asociados a las anomalías severas (desgaste de anillos de cierre, patines y empaquetaduras, e incluso elementos del tren con grietas).

6.1.5.4 Análisis de vibraciones e impactos. Utilizando un registrador transitorio de señal, se observa que el acelerómetro tiene capacidad para reproducir tanto las vibraciones de base como los impactos producidos por la propia operación de la máquina y por cualquier anomalía mecánica existente.

Un compresor en buenas condiciones mecánicas manifiesta unos impactos insignificantes localizados en los puntos de reversión de vástago, propios del bulón de cruceta al pasar de tracción a compresión y viceversa. Estas holguras son propias del ajuste mecánico del tren, y obviamente necesarias para la correcta lubricación de las partes.

Un compresor con excesivas holguras producidas por el desgaste de sus partes manifiesta unos impactos muy significativos en la forma de onda del acelerómetro, aun cuando el valor global de vibración RMS apenas haya podido representar un incremento apreciable.

Del análisis de vibraciones e impactos en la forma de onda del acelerómetro se puede concluir que, en condiciones mecánicas buenas, los impactos propios de operación son de magnitud pequeña, aparecen y desaparecen como consecuencia de las condiciones transitorias propias de operación.

Por el contrario, conforme se desarrollan desgastes y holguras mecánicas, se observa una progresiva permanencia de los impactos asociados con amplitudes cada vez más severas.

6.1.5.5 Criterios de Valoración de Impactos. De todo lo anteriormente expuesto se desprende que no es posible utilizar el valor de vibración global RMS como único criterio de valoración de holguras en compresores, y que es necesario diseñar un método de clasificación de impactos para implementarlo sobre una electrónica sencilla, fácilmente integrable en un monitor, controlador digital o incluso en el sistema de control de proceso (DCS/PLC).

Si la propia operación cíclica de la máquina alternativa supone que el régimen de trabajo es transitorio en carga, cabe pensar que la valoración de la gravedad de los impactos debe de considerar, además de la amplitud, el número de repeticiones de impacto en el ciclo del compresor como criterio básico de clasificación.

Si las condiciones de operación normal ya suponen en sí mismas la presencia de unos niveles de vibración e impactos en la línea base de la señal del acelerómetro, también parece lógico pensar que la clasificación de los impactos característicos de unas condiciones anómalas debe considerar los niveles de línea de base para determinar el umbral de detección, separando así los fenómenos operacionales de los propios del defecto desarrollado.

Considerando la operación cíclica del compresor y los niveles de amplitud de línea base, parece acertado establecer un procedimiento de valoración de los impactos en términos de “recuento de impactos cualificados”. Se trata de determinar sobre un cierto nivel umbral de detección de pico, el número de

impactos cualificados que se producen en un cierto número de ciclos del compresor.

El valor de “amplitud umbral” de detección puede establecerse en 3-4 veces el valor pico de línea base, con el fin de excluir del recuento todos los picos producidos por la operación normal de la máquina. Definiendo nivel umbral de esta forma, se exige que los impactos de anomalía sean significativamente superiores en amplitud a los impactos de operación.

El valor de “tiempo de recuento” establece el número de ciclos en los que el recuento del número de picos o impactos cualificados de amplitud superior al umbral es efectivo.

Podemos también denominarlo “constante de tiempo” por asimilación electrónica o bien “tiempo de reset”, para entender que se trata de una ventana de tiempo de recuento.

También es fácil de comprender que si el recuento persigue obtener el número de impactos cualificados por ciclo de máquina, el tiempo de recuento debe definirse en función de las RPM del compresor de modo inversamente proporcional: $TR = 960 / RPM$.

6.1.5.6 Otras Medidas Importantes en Compresores. La monitorización de impactos no debe reemplazar otras medidas que puedan estar ya implementadas en el compresor, tanto con propósitos de control de operación como de condición operativa (mantenimiento predictivo).

Más bien debe considerarse la medida de impactos mecánicos en conjunción con otros parámetros críticos de la máquina. A continuación se presenta una tabla de los parámetros que pueden ser monitoreo por un sistema de control, la correspondiente localización de sondas y el tipo de defecto principal que es capaz de controlar.

Tabla 17 - Parámetros de monitoreo, ubicación de sondas y defecto relacionado en un compresor recíprocante.

PARAMETRO	LOCALIZACION DE SONDAS	DEFECTO MONITOREADO
Impactos	Cilindro del compresor	Holguras mecánicas
Caída de vástago	Vástago del compresor	Desgaste patines de cruceta
Velocidad vibratoria	Lateral motor Lateral carcasa Cigüeñal Ventiladores Turbocompresor Equipo auxiliar	Condicion operativa
Vibroswitches	Lateral motor Lateral carcasa Cigüeñal	Condición crítica
Impacto o velocidad	Lateral motor Cojinetes principales	Holguras mecánicas Detonación Condicion operativa
Temperatura	Succión y descarga de gas	Condicion de válvulas
Temperatura	Cojinetes Bobinas de motor	Condicion operativa

Fuente: PREDITEC. Técnicas predictivas e instrumentación. Julio 2003.

6.2 INSTRUMENTACIÓN

La instrumentación es el área de diseño que ofrece el mayor grado de libertad y de aportes personales para quien especifica el equipo. Debido a que la instrumentación de una maquina reciprocante no contribuye de manera directa al trabajo de la misma, con frecuencia no es tomada en cuenta o pasada por alto. El nivel de instrumentación en una unidad dada puede ir desde algunos indicadores sencillos de presión y temperatura, hasta sistemas complejos electrónicos o basados en sistemas de computación.

La instrumentación montada en una maquina de este tipo cumple con tres propósitos básicos: monitorear, proteger y diagnosticar. Los instrumentos de monitoreo son los básicos. Ellos son los indicadores o dispositivos de lectura que permiten a los operarios examinar en forma rápida a la maquina y su proceso para determinar las condiciones operacionales de la unidad. Es de gran importancia la instalación de instrumentos de monitoreo para todos los parámetros críticos de su operación.

Los dispositivos de protección son aquellos que sirven para alertar a los operarios sobre una condición anormal de operación o para evitar que la unidad se destruya a sí misma. En caso de presentarse una omisión por parte del operario, dichos dispositivos detendrán la unidad antes de que el problema alcance dimensiones desastrosas.

Los instrumentos de diagnostico son aquellos que monitorean varios parámetros, integran sus hallazgos y hacen un diagnostico para determinar el estado de la máquina. Los diagnósticos determinan no solo si la unidad esta funcionando con eficiencia o ha fallado, sino que también predicen la

aproximación de una falla o problema de operación. Cuando se emplea adecuadamente, la instrumentación de diagnóstico ayuda a programar los paros de mantenimiento en lugar de que el compresor quede fuera de servicio en forma inesperada.

6.2.1 Analizador y/o Computador. Es un Dispositivo electrónico que recibe las señales, ya sea de tipo analógico o digital, enviada por los sensores. Este dispositivo tiene la capacidad de interpretar dichas señales basado en un protocolo de comunicación y enviar la información al computador por medio del puerto RS232 en el caso que no sea una unidad compacta analizador-computador.

Figura 131 – Analizador de vibraciones.



Fuente: Danfoss Compressors, S.A. de C.V. Catalogo general de productos.

6.2.2 Software para el análisis de datos. Es la parte que almacena los datos enviados por el analizador , para hacer los cálculos pertinentes de eficiencias y rendimiento del equipo . También archiva la información obtenida durante el monitoreo para realizar un diagnóstico preciso y certero.

Se puede Obtener Potencia Indicada IHP; Medición de perdidas de energía; Fugas; diagrama de presiones , etc.

6.2.3 Instrumentación para el monitoreo de temperaturas.

6.2.3.1 Fijos. Son aquellos que se instalan de manera permanente sobre el dispositivo a monitorear, otorgando la información para registro visual, gráfico ó de control. Se emplea en equipos críticos como los de gran importancia en la producción, ó en equipos con alto grado de inseguridad, ó en equipos cuya falla progresa rápidamente.

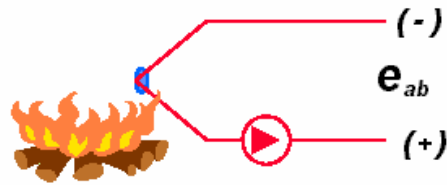
Para lograr esta medición se emplean diversas tecnologías como lo son:

- ✓ **Termopares.** Elementos detectores basados en el efecto *SEEBECK* y consistentes en unir dos (2) metales diferentes en uno de sus extremos, el cual al calentarse crea un flujo de electrones y la aparición de una diferencia de potencial (Voltaje) entre los dos (2) extremos libres de este circuito termoeléctrico, con la característica que la señal es no lineal en su comportamiento. Su señal está dada en mV, se recomienda en cortas distancias para la señal y permite amplios rangos de medida ³⁵.

Para información adicional véase Anexo E.

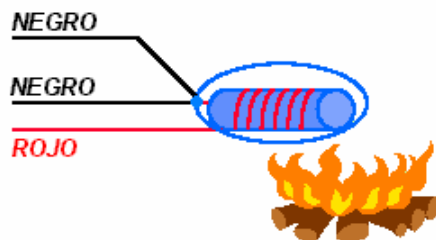
³⁵ MARTINEZ C, Willian. Teoría del diagnostico en mantenimiento predictivo basado en termografía. Bogotá. Postgrado gerencia de mantenimiento. UIS. p. 23.

Figura 132- Principio de operación de un termopar.



- ✓ **Detectores de temperatura por resistencia (RTD).** Este dispositivo se basa en el uso de señal tipo resistiva, cambio de resistencia de los metales ante la temperatura, es recomendado en aplicaciones de distancias medias rangos limitados de temperaturas, ideal en aplicaciones robustas. Además se dispone de otros sistemas para el monitoreo de temperatura, sin embargo en las maquinas reciprocantes no es de gran aplicación, tal como son los pirómetros ópticos y las pinturas térmicas.

Figura 133 - Principio de operación de un termopar.



- ✓ **Termistores.** Es una RTD por ser una resistencia sensible a la temperatura, siendo más estable y sensible; está construido de materiales semiconductores y la mayoría posee coeficiente de temperatura negativo (disminuye la salida eléctrica a mayor temperatura); estos elementos traducen cambios muy rápidos que no se pueden observar con otros sensores.

6.2.3.2 Portátiles. Son de uso frecuente en mediciones periódicas ya sea para mantenimiento, control de calidad ó producción.

- ✓ **Termómetros de contacto.** Elementos tradicionales, como Bimetálico, Termopares ó RTD son los encargados de producir la indicación análoga ó digital. El tiempo de respuesta de estos elementos es lento, generalmente es entre 1 y 2 minutos. La precisión depende de la resolución de la escala que posee el instrumento. Se dificulta la aplicación en sitios de difícil acceso.

- ✓ **Termómetros ópticos por radiación.** Denominados así por que capturan la radiación infrarroja emitida por los cuerpos calientes y calcula la temperatura, para ello existen diferentes modelos en el mercado. Elementos de *FILAMENTO* los cuales compensan con un potenciómetro las corrientes del detector que circulan por un filamento y así establecer el rango de medida.

6.2.4 Sensores de Presión. los dispositivos para la adquisición de datos de presión son bastante diversos, pueden ser de tipo strain gauge, transductor piezoeléctrico o de fibra óptica, que se encarga de medir la presión dentro del cilindro a través del tiempo. Este Sensor puede tener salida señal de salida analógica (5-20 mA) ó (5-10 V). Puede venir en presentación compacta con un sensor de temperatura.

Figura 134 – Sensor de presión.



Fuente: www.metrix.com

6.2.5 Instrumentación para la medición de fase.

6.2.5.1 Pick up, encoder o contador de revoluciones. Es un dispositivo encargado de medir las revoluciones de la máquina así como de registrar la posición del cigüeñal a través del tiempo con el fin de mostrar las señales en función de la posición del cilindro. Encoder o contador de revoluciones con división en grados sexagesimales: sirve para sincronizar la máquina de tal forma que el computador pueda dividir una revolución en 360° y graficar lo que sucede en una vuelta. En este tipo de análisis no se habla de tiempo en segundos sino en grados EJ: Que está pasando en los 65° , donde está el pistón (Para ello se coloca una referencia y un puntero: se coloca uno de los pistones en el PMS-Punto Muerto Superior); el encoder captura una o dos revoluciones de la máquina (según sea 2 tiempos o cuatro tiempos) y la señal te permite saber que en ese momento el pistón de 1 cilindro está en PMS. Los demás quedan determinados por la configuración de la máquina. Si graficas contra la carrera del pistón obtienes el PV.

Normalmente se conecta directamente a un extremo del eje del cigüeñal a través de un eje flexible. Este dispositivo mediante la emisión de una señal da previo aviso al analizador de que el punto de referencia esta pasando por una posición determinada en un instante dado. De esta forma el analizador puede sincronizar la frecuencia de la pistola estroboscópica con la frecuencia del movimiento.

Figura 135 – Medidores de fase.



Fuente: WWW.metrix.com

6.2.6 Lámpara Estroboscópica. Permite captar los desplazamientos de órganos dotados de movimientos periódicos demasiado rápidos para ser observados. El principio base del funcionamiento deriva del hecho de que una imagen muy breve de un cuerpo en movimiento lo para en la posición que ocupa en aquel instante preciso. Así, efectuando una serie de observaciones sincronizada con la frecuencia del movimiento, se tendrá la impresión de que el objeto esta parado. Mediante previo aviso del analizador, la lámpara emite una serie de rayos y toma la foto del punto de referencia en un instante dado. Este dispositivo estroboscopico permite confirmar que la señal esta en línea con el puntero (Esto es una lámpara que manda rayos luminosos intermitentes a cualquier velocidad, si quieres observar el eje de una maquina sincronizas la luz y veras el eje quieto).

Figura 136 – Lámpara electroboscópica.



Fuente: www.enginecompresor.com

6.2.7 Tecnología Avanzada para Medida de Impactos. En la actualidad existe tecnología patentada para la monitorización de impactos en compresores alternativos, que aplica principios de valoración de severidad correspondientes. Además, se trata de transmisores de impactos con tecnología a 2-hilos, que se integran muy fácilmente en cualquier monitor dedicado o sistema de control PLC/DCS existente en planta para alarma y disparo.

El transmisor de impactos consiste en 5 bloques electrónicos funcionales, desde la captación del fenómeno físico hasta la transmisión de señal en formato 4-20 mA.

6.2.7.1 Elemento Sensor. El elemento sensor es un acelerómetro convencional de propósito general con un rango lineal 0-50 G's. Se trata de un componente de costo relativamente bajo y fácil integración, para que el precio de la tecnología se mantenga asequible.

6.2.7.2 Detector Valor Pico. La electrónica inmediata al elemento sensor es el detector de valor pico ("Peak Hold") especialmente desarrollado para esta tecnología. Por una parte, dispone de un "ajuste de nivel umbral" para la clasificación de impactos como filtro previo al paso por el contador. Por otra parte, dispone de un "discriminador de alto impacto" definido en 50 g's para la detección inmediata de una rotura crítica en el tren del compresor sin necesidad de otro tipo de procesamiento.

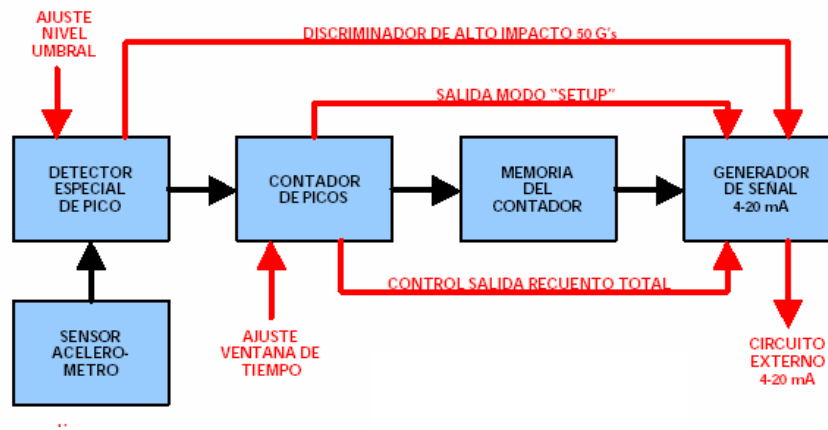
6.2.7.3 Contador de Picos. La electrónica que sigue al detector de valor pico es el contador de impactos clasificados, que incorpora un "ajuste de la ventana del tiempo de recuento".

6.2.7.4 Memoria de Recuento. El número de impactos clasificados en el contador es un valor que queda retenido en memoria hasta que se produce un refresco una vez transcurrida otra ventana de tiempo. De esta forma, un recuento que se produce en el tiempo en forma discreta puede trabajar desde esta memoria como variable continua.

6.2.7.5 Generador 420 mA. El último paso de electrónica integrada en la tecnología del transmisor de impactos es la conversión del valor de recuento en memoria a formato 4-20 mA. La conversión se hace añadiendo 1 mA de señal por cada impacto clasificado de recuento. Así, el máximo número de

impactos del recuento es de 16 picos, que se corresponden con los 20 mA de señal eléctrica saturada en la salida.

Figura 137 – Diagrama de bloques del transmisor de impactos.

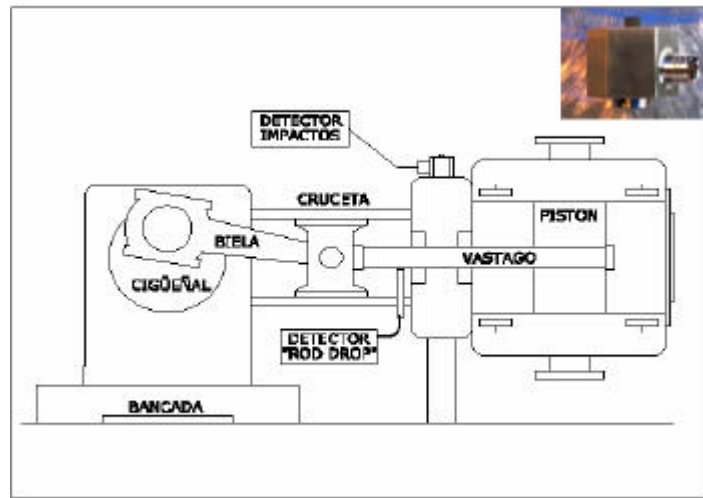


Fuente: www.metrix.com

6.2.7.6 Montaje y ajuste del Transmisor de impactos³⁶. El transmisor de impactos se monta roscado (UNF 1/4"-28) sobre el cuerpo de empaquetadura, entre el cilindro y el cuerpo de la cruceta, y con su eje de sensibilidad en disposición vertical, según muestra la figura:

³⁶ PREDITEC (Técnicas predictivas e instrumentación) [online]. Madrid, Julio 2003-[citado Sept 2004]. Available from internet: www.preditec.com

Figura 138 – montaje del detector de impactos.



Fuente: www.preditec.com

- ✓ **Modo Operación Normal.** En polarización directa (Pin-A = +24 VDC y Pin-B = 0 VDC), el transmisor funciona normalmente, ofreciendo una salida proporcional a la severidad de los impactos. La señal eléctrica alcanzará el valor de saturación en 20 mA únicamente bajo dos condiciones:
1. Que se haya alcanzado un impacto de valor igual o superior a 50 G's y se ha calificado directamente como "rotura crítica" para que el sistema de protección efectiva actúe de forma inmediata.
 2. Que se estén producido más de 16 impactos clasificados, lo que supone que se debe de reajustar el nivel umbral de detección para obtener una discriminación más exigente y evitar así la saturación de señal.

El transmisor de impactos ofrece una salida 4-20 mA en lazo de 2-hilos, con posibilidad de trabajar en dos modos operativos:

- ✓ **Modo Configuración “Setup”**. En polarización *inversa* (*Pin A= -24 VDC* y *Pin B=0 VDC*), el transmisor permite el ajuste de los dos potenciómetros correspondientes al nivel umbral de detección y la ventana de tiempo de recuento. Por ejemplo, para un compresor que trabaja a 300 RPM y que tiene un nivel de vibración de línea base de 2 G's Pico, el ajuste de umbral sería (3,5 veces) del orden de 7 G's Pico, y la ventana de tiempos sería $960/300 = 3,2$ segundos de tiempo de recuento.

Como regla general de ajuste de niveles de protección en el monitor o en el sistema de control (DCS/PLC), se considera que 4 impactos (8 mA) es un nivel adecuado para alarma y 8 impactos (12 mA) para disparo.

7. TECNICAS DE DIAGNOSTICO

Las técnicas de diagnóstico pueden ser definidas, como todas aquellas pruebas, mediciones y tratamientos de la información, que trabajando dentro de una normativa y bajo un sustento teórico y práctico, permiten conocer la condición de una máquina en tiempo presente y prever su estado futuro.

Merece especial atención la experiencia que avala el uso de estas técnicas y cómo ellas son el resultado de largas investigaciones de carácter empírico. De esta forma, es sencillo vislumbrar que su óptima utilización dependerá en forma importante de la experiencia del analista. Su conocimiento de la técnica, más el que posea de la máquina a analizar, serán sin duda el mejor aval que se tenga para asegurar un acertado diagnóstico.

Hoy por hoy, la implementación de estas técnicas en el ámbito nacional no se encuentra plenamente consolidado, y si bien el análisis de vibraciones ha ganado espacios importantes, su estructuración como parte de un sistema de mantenimiento aún posee deficiencias, tanto en los aspectos de carácter teórico como aquellos propios de la ejecución práctica. Sin embargo, la industria colombiana considera vital la implementación de este tipo de técnicas, ya que son generadoras de grandes cambios en términos de disminución de costos y aumento de productividad, permitiendo mantener a la industria en un nivel competitivo y con productos de alta calidad.

7.1 TÉCNICAS DE MONITOREO DE CONDICIÓN DE MAQUINARIA

En la actualidad, hay disponible una gran variedad de técnicas de diagnóstico, sin embargo, entre las más conocidas se pueden destacar el análisis de vibraciones, el análisis de aceite lubricante, análisis PV, termometría, termografía, ultrasonido, rayos X, presiones, flujos y otras variables de proceso.

7.1.1 Análisis de vibraciones. La variable monitoreada es el nivel de vibraciones mecánicas en una maquina, en este una vibración mecánica es convertida en una señal eléctrica por medio de transductores, procesándola hasta su presentación en un formato adecuado para su interpretación y análisis. Puede ser utilizada en maquinarias de tipo rotativo y **alternativo**.

Esta técnica es sin lugar a dudas la que más utilidad ha presentado a los analistas desde sus orígenes. La teoría y experiencia acumulada a través del tiempo han dado como resultado un importante grado de aciertos, mediante lo cual se ha prestigiado la técnica y masificado su uso.

El análisis de vibraciones como una técnica de diagnostico en el área del mantenimiento se basa en dos principios básicos⁷³:

El nivel de vibración producido por una máquina refleja su estado general. Un incremento en el nivel de vibraciones indica que un equipo se está

⁷³ DE SILVA, Clarence W. Vibration. Fundamentals and practice. Florida: CRC Press, 2000. Citado por García, Alfonso. Mantenimiento predictivo. Análisis de vibraciones. UIS.

deteriorando, y permite comparar niveles de varios equipos similares, para establecer cuáles están bien y cuáles presentan problemas.

El análisis de la vibración producida por una máquina permite conocer los problemas de la misma. La representación en los diferentes dominios permite conocer las causas de la falla en la máquina. Así, por ejemplo, un análisis de vibración en dominio de frecuencia permite saber si la vibración es producida por desbalanceo, por desalineamiento, o si los rodamientos están deteriorados.

Por medio del monitoreo y análisis de vibraciones mecánicas, es posible la detección de un sinnúmero de fallas existentes o potenciales... Véase capítulo 1... “El análisis de vibraciones es una método efectivo y no intrusivo para el monitoreo de condición de máquinas durante el arranque, parada y operación normal”⁷⁴.

7.1.1.1 Ventajas. Esta es una herramienta que proporciona una gran cantidad de información sobre la condición operacional de la máquina. También ha de destacarse la rapidez con la cual puede ser aplicada y su alto grado de confiabilidad.

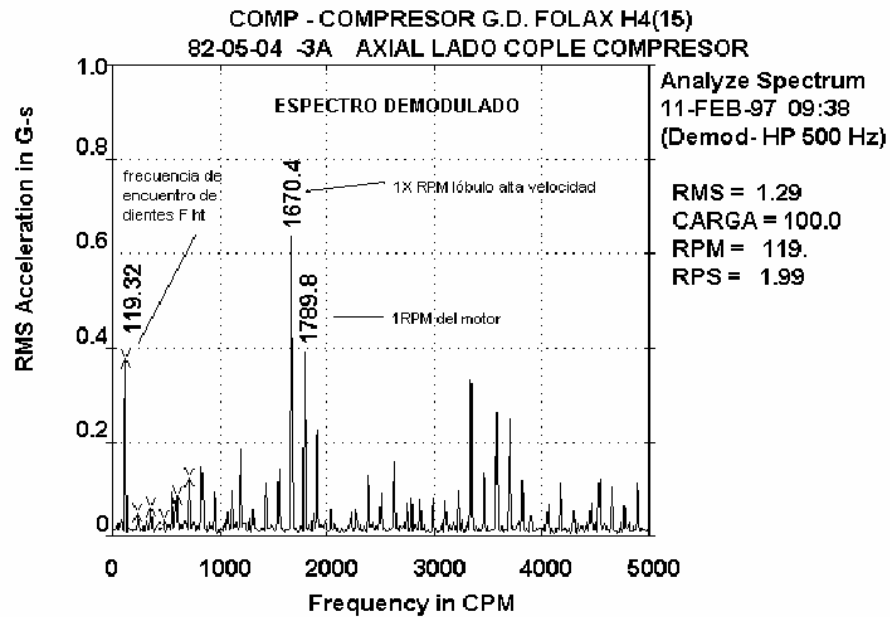
7.1.1.2 Desventajas. La principal desventaja de esta técnica radica en los altos costos de la tecnología necesaria y la complejidad de la misma.

En la figura 139 muestra el espectro de vibración de un compresor operando al 100% de su carga y una velocidad de 119 r.p.m. La adquisición de datos fue

⁷⁴ MORENO, Fabián. Documentación sobre el análisis de señales de deterioro y falla en motores y compresores recíprocos mayores. Bucaramanga, 2004, 34 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). UIS. Facultad de ingenierías físico mecánicas.

realizada en dirección axial utilizando un filtro de paso alto de 500 Hz, con una frecuencia mínima de 0 cpm y una máxima de 5000 cpm⁷⁵.

Figura 139 - Espectro de vibración para un compresor G.D Folax H4.



Fuente: JIMENEZ, Oscar. Casos reales de análisis de vibración. En: 1 CONGRESO MEXICANO DE CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO. (2003: Mexico).

7.1.1.3 Campos de aplicación. Gracias al desarrollo tecnológico, esta técnica ha incursionado considerablemente en maquinaria reciprocante, puesto que hasta hace poco esta era bastante generalizada para la maquinaria rotativa, mas no así, para alternativas.

⁷⁵ JIMENEZ, Oscar. Casos reales de análisis de vibración. En: 1 CONGRESO MEXICANO DE CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO. (2003: México).

En la actualidad se dispone de sistemas avanzados para la colección de datos y procesamiento de los mismos. Los diferentes fabricantes de instrumentación dedicada al ramo de las vibraciones día tras día innovan cada vez mas sus productos de tal forma que el analista cuenta con más herramientas para poder localizar el problema raíz que ocasiona los altos niveles de vibración en la maquinaria. No obstante, con estas herramientas de avanzada, es de primordial importancia que el analista tenga siempre en mente los principios básicos del análisis de vibración y una técnica de aproximación adecuada, dada por la experiencia, al problema para poder obtener los resultados esperados.

7.1.2 Análisis PV. La metodología PV consiste en el diagnóstico de la condición actual de una máquina reciprocante a partir de la elaboración de un diagrama Presión Vs. Volumen real bajo condiciones normales de operación.

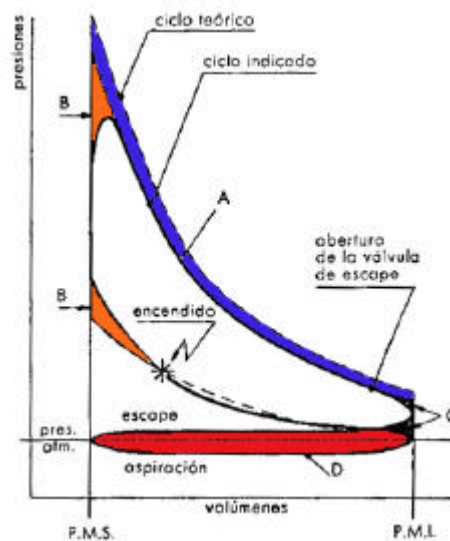
7.1.2.1 Campos de aplicación. Esta metodología es aplicable a máquinas que funcionen con fluido compresible, tales como motores de combustión interna en sus versiones diesel y gasolina, de 2 o 4 tiempos, y a compresores reciprocantes que manejen cualquier tipo de gas o vapor. La diferencia radica en que para motores hay que tener en cuenta que generan potencia producto de la combustión de un combustible determinado, el cual define el comportamiento de las demás variables tales como la temperatura de la mezcla y los reglajes de apertura y cierre de válvulas, mientras que para compresores, el parámetro más importante que define el proceso son las condiciones de estanqueidad dentro de la cámara y de las válvulas, además que en los compresores, el proceso de es menos complejo que para el caso de los motores.

Determinación del Consumo (o aporte) real de potencia y eficiencia del proceso, teóricamente, una máquina reciprocante describe un diagrama de presión volumen muy bien definido tal cual como muestra la figura. Con este diagrama se puede hallar la cantidad de trabajo máximo que puede entregar un motor o el consumo de potencia en el caso de un compresor.

El comportamiento real de una máquina reciprocante muestra la diferencia entre el diagrama real y el ideal. Esta desviación en los diagramas da origen a una pérdida normal en la potencia máxima que se puede obtener de una máquina reciprocante. Para este caso, la figura muestra el diagrama característico de un motor de combustión interna de cuatro tiempos de encendido por chispa.

La parte sombreada representa la pérdida de potencia debido a las irreversibilidades del proceso.

Figura 140 – Diagrama característico motor de 4 tiempos.



Por esta razón, conociendo el diagrama real de la máquina, se puede conocer el trabajo que realmente se está utilizando en el proceso, y si al compararlo con la potencia del diagrama ideal, se puede calcular el valor actual de la eficiencia de la máquina. Esta eficiencia comúnmente se compara con la eficiencia nominal de la máquina, y se convierte en un indicador de desempeño de la máquina.

La construcción del diagrama PV se logra tras el monitoreo de la presión en tiempo real para cada una de las posiciones del pistón dentro del cilindro, el cual a su vez debido a las condiciones constructivas, define el volumen que ocupa el fluido dentro del mismo.

El diagrama PV es un diagrama que muestra el comportamiento de la presión de un fluido sometido a una variación de su volumen bien puede ser, absoluto o específico. Este diagrama también se conoce también con el nombre de Diagrama Indicado.

En este diagrama el área que queda encerrada representa el trabajo utilizado o aportado por la máquina por cada ciclo que realice. Por esta razón (entre otras), este diagrama se convierte en un indicador de desempeño de la máquina; además, el estudio de los diferentes perfiles que se desarrollan o la forma del diagrama respecto al diagrama original o de condiciones normales, revela la existencia de problemas en elementos propios del sistema, que de otro modo no podrían ser detectados en operación. Si el diagrama real se compara con un diagrama ideal de este tipo de máquinas, se puede tener una medida real de la eficiencia absoluta del proceso (comparación de trabajo real contra trabajo ideal).

7.1.3 Análisis termográfico. Es el seguimiento y monitoreo de temperaturas ó estados térmicos presentes en un conjunto de elementos que conforman una imagen del sistema para el evento o proceso productivo evaluado.

Termografía proviene del Latín *TERMO* de *Temperatura* y *GRAFOS* de *Foto*, resumiéndose como *Foto Térmica*; por lo cual se puede decir que *Termografía* es el método para la captura de una foto térmica.

Este método de inspección es de no contacto y no destructivo, generalmente empleado para el diagnóstico de sistemas o procesos productivos; con él es posible obtener la distribución térmica sobre todos los componentes sistema y determinar la temperatura presente en cada punto de la superficie en forma instantánea y representada como una foto.

Se basa en la exploración de los perfiles térmicos con el fin de detectar discontinuidades y cambios con relación a estándares establecidos o registros históricos. De forma adicional la inspección se basa en el hecho que todos los componentes del sistema presentan una diferencia de temperatura entre ellos y a su vez un incremento en la misma ante un mal funcionamiento.

El escáner para la adquisición de las lecturas, similar en apariencia a las cámaras de vídeo, tal como se muestra en la figura 141 detecta diferencias en la temperatura de las superficies y las muestra en una imagen como diferentes tonalidades y mostradas en el monitor. Este tipo de imágenes se les denomina termogramas pueden ser fotografiadas o grabadas para analizar los patrones de pérdida o ganancia de calor.

El análisis termográfico permite detectar grietas o deterioros en recubrimientos aislamientos o refractarios, en donde es común que se incrementen las pérdidas de calor y se reduzca la eficiencia de producción del proceso.

Figura 141 - Cámara para el análisis termográfico.



Fuente: MARTINEZ C, Willian. Teoría del diagnostico en mantenimiento predictivo

Debido a que no es necesario el contacto de los instrumentos con la máquina en evaluación, esta prueba realizarse con la máquina en operación, evitándose de esta manera para la producción para llevarla a cabo.

7.1.3.1 Ventajas. Entre las principales ventajas de la termografía cabe señalar:

1. Los sensores no hacen contacto con el objeto, lo cual permite medir, desde una distancia de seguridad, altas temperaturas o bien registrar las temperaturas de una línea de alta tensión.
2. Los sensores presentan un tiempo de respuesta muy pequeño a la radiación térmica incidente, lo cual permite una medida cuasi-instantánea.

3. El sistema de barrido óptico que incorporan los sistemas de termografía, permite obtener una imagen termográfica (o termograma) en tiempo real, lo cual brinda la posibilidad de inspeccionar grandes extensiones, y grabar en un soporte magnético la imagen de interés.
4. La imagen termográfica registrada puede analizarse a posteriori, para tratarla con un software adecuado. De este modo se puede ver con claridad las zonas anormalmente "calientes" o "frías".
5. La manipulación y operación de la instrumentación requerida no es complicada, no obstante, la evaluación de las lecturas adquiridas requiere de un mayor grado de entrenamiento.

7.1.3.2 Desventajas. La desventaja más representativa de este técnica radica en los altos costos de los equipos y software requeridos para su aplicación. Por lo que debido a la alta "inversión" inicial esta técnica aun no cuenta con una gran masificación en le ámbito nacional.

7.1.3.3 Campos de aplicación. La termografía es un método no destructivo de evaluación y control muy flexible en el sentido de que sus aplicaciones pueden ser muy diversas. El abanico abarca desde campos muy especializados, como las aplicaciones militares, de seguridad, médicas, control de incendios forestales, etc., hasta las más representativas, como son las industrias de procesos y las instalaciones de generación y distribución de energía eléctrica. Sin embargo, el análisis termográfico ha encontrado una aplicación particular en el monitoreo de variaciones de temperatura en superficies grandes, distantes y peligrosas. Estas incluyen techos y paredes,

hornos, o revestimientos refractarios de alta temperatura, líneas o cables de potencia elevados, transformadores de alto voltaje y conexiones eléctricas.

Respecto a componentes mecánicos hay limitadas aplicaciones, por ejemplo, cojinetes o acoples. El escaneo infrarrojo puede medir solamente la temperatura de superficies radiantes, visibles, no puede tomar lecturas a través de cubiertas de vidrio o metal, a menos que la cubierta de metal sea lo suficientemente delgada, para que aparezca un patrón de calor secundario. Las lecturas son también afectadas por la naturaleza reflexiva de la superficie que se está midiendo, y deben ser tenidas en cuenta cuando se miden diferentes objetos de diferentes materiales⁷⁶.

7.1.4 Ultrasonido. Una superficie es expuesta a ondas ultrasónicas, determinándose el espesor de la pared tras la medición del tiempo de retorno del eco.

7.1.4.1 Ventajas. Se pueden destacar entre las ventajas de esta técnica el costo moderado de la instrumentación requerida, paralelo a ello la simplicidad en su manejo y aplicación, véase la figura 141.

7.1.4.2 Campos de aplicación. Se aplica para evaluar el desgaste de tuberías y tanques, así como para detectar fisuras internas u otras discontinuidades en ejes. El mayor campo de aplicación de esta técnica no destructiva en el campo de los elementos mecánicos, es la determinación de fugas en los sistemas que incluyen el manejo de fluidos, la detección y localización de rodamientos en malas condiciones operacionales, como se muestra en la figura 141. A

⁷⁶ MORENO, Op. Cit., p 31.

continuación se exponen algunas de las aplicaciones particulares de esta técnica:

Figura 142. Monitoreo con ultrasonido.



Fuente: UE System. Catalogo general. Ultraprobe.

- 1. Condiciones operacionales de las Válvulas.** La actividad de válvulas tal como el escape o bloqueo pueden verificarse en forma precisa estando la válvula en línea. Las válvulas debidamente asentadas son relativamente silenciosas en tanto que las válvulas con fugas producen un flujo turbulento al moverse el líquido del lado de alta presión a través de la fuga al lado de baja presión. Debido a una amplia sensibilidad y a una gama de selección de frecuencia ultrasónica, todos los tipos de válvulas incluso en ambientes ruidosos pueden probarse en forma exacta.
- 2. Vástagos de válvulas.** Los vástagos de válvulas pueden probarse rápidamente en cuanto a fugas a la atmósfera.

- 3. Fugas de presión y vacío.** Al pasar cualquier gas (aire, oxígeno, nitrógeno, etc.) a través de un agujero de fuga, genera un flujo turbulento con componentes detectables de alta frecuencia. Escaneando el área de prueba, puede escucharse una fuga a través de los audífonos como un sonido de caudal o puede observarse en la pantalla/medidor. Mientras más cercano esté el instrumento a la fuga, más fuerte es el sonido de caudal más alta es la lectura. En caso que sea un problema el ruido ambiental, puede utilizarse una sonda de enfoque de caucho para reducir el campo de recepción de los instrumentos y para protegerlo contra ultrasonidos conflictivos.
- 4. Inspección de la trampa de vapor.** Los fabricantes de trampas de vapor importantes han recomendado la inspección ultrasónica de trampas de vapor como uno de los métodos disponibles más confiables. Convirtiendo los elementos ultrasónicos de una trampa de vapor en funcionamiento al margen audible. Son fáciles de detectar las condiciones de soplido, ametrallado, trampas sobredimensionadas o bloqueo de líneas. La sintonización de frecuencia* permite seleccionar entre condensado y vapor.
- 5. Inspección/Monitoreo de rodamientos.** Por medio del ultrasonido es posible la detección de las primeras señales de la falla de rodamientos. Los estudios de la NASA han demostrado que el monitoreo de rodamientos con ultrasonido ubica fallas potenciales de rodamientos mucho antes de que se detecten con los métodos tradicionales de calor y vibración.

Figura 143 – Falla en un rodamiento.



Fuente: UE System. Catalogo general. Ultraprobe.

- ✓ **El análisis de válvula de compresor alternativo.** Este análisis ha tenido un éxito rotundo con la aplicación del ultrasonido, hasta tal punto que muchas empresas analizadoras de motores ofrecen ahora instrumentos con un puerto de entrada de ultrasonido.

Definiendo los niveles de ondas de ultrasonido emitidos por las maquinas en condiciones de operación normal, y tras el monitoreo de dichos niveles es posible la detección del inicio o la presencia de una falla en la maquina.

7.1.5 Análisis de corriente eléctrica. Se lleva a cabo el monitoreo de la señal de corriente de suministro por medio de una pinza amperimétrica, analizándose mediante software su espectro de frecuencias para evaluar posición y amplitud de las bandas laterales alrededor de la frecuencia de línea, y determinar problemas en motores eléctricos.

7.1.6 Ensayos no destructivos (END). Se destacan los rayos X, las pruebas de impulso, resonancia magnética y dispersión de partículas metálicas.

7.1.7 Análisis de aceite. En primer término es necesario destacar, que los ensayos que se le practican al aceite, en virtud de conocer el estado del mismo, difieren de aquellos efectuados a fin de establecer la condición de operación de la maquinaria y que son los utilizados el programas de mantenimiento predictivo. No obstante lo anterior, es posible y de hecho así sucede, que un mismo test pueda ser utilizado en ambas funciones.

La idea general de esta técnica, es la de controlar las variables más significativas de los ensayos de aceite lubricante. En este sentido, destacan las propias de los ensayos físico químicos, siendo de gran utilidad los parámetros de dilución por combustible y el contenido de agua; y por otro lado los relativos a los ensayos metalográficos, que muestran la acumulación de trazas metálicas producto del desgaste de los componentes internos de la maquinaria.

7.1.7.1 Ventajas. El análisis de aceite, es una técnica bastante simple y fácil de aplicar, lo que le permite relativa economía. Sin embargo, es una técnica que presenta un alto grado de eficiencia.

7.1.7.2 Desventajas. A pesar de dar información a cerca de la existencia de un problema, no da una información concreta sobre la fuente del mismo.

7.1.7.3 Campos de aplicación. El análisis de aceites es usado en máquinas que tienen sistemas de circulación de aceite, como sistemas hidráulicos, turbinas de vapor o gas, generadores, motores a gas diesel o gasolina, prensas, cajas de engranajes, máquinas herramientas etc.

Los parámetros determinantes de la condición de un lubricante pueden resumirse como la viscosidad, número de acidez y la basicidad. No obstante pueden ser aplicadas una serie de pruebas adicionales... Véase [Anexo C](#)... con el fin de determinar la presencia y/o efectividad de aditivos tales como antioxidantes, inhibidores de corrosión, agentes antiespumantes y antidesgaste. El desgaste de componentes puede ser determinado por la medición de la cantidad de metales de desgaste tales como hierro, cobre, cromo, aluminio, plomo, estaño y níquel. Todos los análisis de aceite de un motor usado reportarán elementos de materiales de desgaste. Lo importante es minimizar ese desgaste a través un adecuado programa de mantenimiento. Para reducir el desgaste utilizando el análisis de aceite, se ha de entender de qué partes del motor provienen esas partículas de desgaste. Existen muchos diseños de motores, utilizando variados materiales.

Como es obvio, se deberán controlar los 4 metales que estén presentes en los componentes más susceptibles a desgaste de la máquina; para motores Diesel son de típico interés: el cobre (casquetes eje cigüeñal y balancines, enfriadores), fierro y cromo (anillos y camisas), plomo (casquetes del eje cigüeñal) y níquel (vástagos de válvulas).

El incremento de un metal específico puede indicar que una parte particular de la máquina se está desgastando. En general, los bujes y cojinetes de árbol de levas, martillo, pasadores y pistones son de bronce, mientras que los cojinetes y la bancada que reciben mayores fuerzas son aleaciones de varios metales. La última capa por lo general es de plomo.

El nivel de contaminación en un lubricante es determinado por el contenido de agua, la gravedad específica y el nivel de silicio. Frecuentemente cambios

en la gravedad específica significan que el lubricante ha sido contaminado por otro tipo de aceite o por combustible. La presencia de silicio (usualmente arena) es una indicación de contaminación por suciedad.

En el anexo C, se enuncias los problemas detectados en motores de 2 y 4 tiempos relacionados con lubricación, las principales normas y pruebas que enmarcan el tema de lubricación, a su vez se muestra ejemplos de reportes de análisis espectroquímicos llevados a cabo en compresores. De igual forma los desgastes asociados con la presencia de ciertos elementos en el aceite.

7.1.8 Análisis de Partículas de desgaste. El análisis de partículas de desgaste puede ser usado para determinar el tipo, la localización y la severidad de desgaste de un componente de un sistema hidráulico o de lubricación de una máquina. Esta información puede ser usada para verificar sospechas de problemas en máquinas y proyectar el tiempo estimado hasta la falla.

Esta técnica permite identificar problemas de desgaste antes que se presenten deterioros o fallas serias, de tal manera que la reparación pueda ser planeada durante una parada programada.

En relación, a los valores máximos de aceptación de trazas metálicas en el aceite lubricante, estos se referirán a la razón de desgaste por intervalo de tiempo, de esta forma el estudio de tendencias se hace fundamental para el correcto diagnóstico de la maquinaria. En otras palabras, no serán de relevancia en general los valores puntuales de contenido de trazas metálicas, sino el aumento relativo de ellas a través del tiempo. Por tanto, el determinar las tasas de desgaste aceptables para cada metal y cada maquina en particular

será un trabajo de relevante importancia y que deberá ser abordado en las primeras etapas de la implementación de esta técnica. Es importante señalar, que sólo deberán ser consideradas dentro del estudio de tendencias, aquellas muestras que sean representativas. Atención deberá tenerse con las condiciones de orden operacional a las que estuvo sometido el aceite.

En la actualidad existen variados equipos para determinar la concentración de partículas metálicas en el aceite, siendo importante señalar que ellos se diferencian principalmente por el método de atomización de la muestra.

La espectroscopia atómica se basa fundamentalmente en la absorción u emisión de átomos o iones elementales. Los espectros atómicos se obtienen mediante un adecuado tratamiento térmico que convierte los componentes de una muestra en átomos o iones elementales gaseosos. La emisión u absorción de la mezcla resultante sirve para la determinación cualitativa o cuantitativa de uno o varios de los elementos presentes en la muestra. La precisión y exactitud de los métodos atómicos dependerán en gran medida de la etapa de atomización y por tanto en la elección del equipo se deberán tener presente los requerimientos antes señalados.

No obstante lo anterior, el aspecto que en mayor medida se deberá considerar al momento de adquisición del equipo es el número de muestras que se requiere analizar en un período de tiempo. Los equipos varían su rapidez de proceso, dependiendo del método de atomización con que ellos trabajan y producto de la disposición y forma de trabajo del equipo. No siempre será necesario contar con un equipo de alta rapidez de proceso, el encargado de analizar esta adquisición de alto costo, deberá tener en consideración las

reales necesidades de la organización, teniendo si especial atención en las que se puedan prever a futuro.

7.1.8.1 Ventajas. Tras la aplicación de esta técnica se obtienen diagnósticos de un grado de precisión bastante alto en cuanto a la fuente, severidad localización del problema.

7.1.8.2 Desventajas. La ventaja fundamental de esta técnica es sus altos costos.

7.1.8.3 Campos de aplicación. Este tipo de análisis es de gran aplicación en aquellos sistemas en los cuales hay circulación de aceite como sistemas hidráulicos, motores diesel o a gasolina, cajas de engranajes, molinos, compresores, secadores y prensas etc.

Mediante el análisis de partículas de desgaste es posible determinar el número, tamaño, composición y forma de partículas de desgaste ferrosas y no ferrosas. La presencia de grandes partículas de desgaste ferrosas, puede indicar un problema severo y la presencia en grandes cantidades de pequeñas partículas de desgaste, puede ser indicativo de la corrosión de las superficies de válvulas con pequeñas tolerancias. Un tipo de técnica de análisis de partículas de desgaste calcula la razón entre las partículas pequeñas y las grandes. Cuando esta relación cambia significativamente, un proceso severo de desgaste ha comenzado. Otra calcula el peso total de las partículas de desgaste presente en la muestra; la manera como varía en la tendencia puede ser un indicador de la severidad del proceso de desgaste. Una tercera técnica mide la concentración de las partículas ferrosas de desgaste, un incremento

en la concentración frecuentemente es un indicativo del comienzo de un severo proceso de desgaste⁷⁷.

7.1.8.4 Límites de desgaste normal. La tabla 18 muestra los valores típicos o límites de silicio y desgaste. Niveles por encima de éstos deberían ser investigados y tomar acciones para evitar acortar la vida útil del motor. Mientras se puede decir que estos límites son aceptables, hay que reconocer que entre mas bajo el desgaste, mayor la vida útil del motor.

Estos valores son para el momento del cambio de aceite. teniendo 50 ppm de partículas de hierro en 250 horas de trabajo y es posible mejorar el mantenimiento o el aceite para llegar a 40 ppm en 500 horas de trabajo, teniéndose un doble ahorro.

⁷⁷MORENO, Fabián. Documentación sobre el análisis de señales de deterioro y falla en motores y compresores reciprocantes mayores. Bucaramanga, 2004, 36 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). UIS. Facultad de ingenierías físico mecánicas.

Tabla 18 – Limite de desgaste para lubricantes.

Elemento	ppm	Comentarios
Silicio (Tierra) <i>Silicon</i>	5-20	Niveles en cima de 15 ppm empiezan a mostrarse con un desgaste significativo.
Hierro <i>Iron</i>	5-50	Un motor pequeño debería ser entre 5 y 15 ppm, mientras un motor grande puede ser entre 10 y 50 ppm.
Cromo <i>Chromium</i>	2-8	Depende mucho de la cantidad de piezas cromadas en el motor.
Aluminio <i>Aluminium</i>	2-15	Después de restarlo que entro con la tierra. Esto también depende mucho del diseño del motor. Un bloque de aluminio mostrará mas desgaste de aluminio y menos partículas de hierro.
Cobre <i>Copper</i>	2-10	Aceleración fuerte o enfriador de aceite mostrará valores mas altos. Muchos motores pueden quedar cerca de 5 ppm.
Sodio <i>Sodium</i>	2-20	Depende del combustible y medio ambiente. Valores mayores son contaminaciones por agua.
Plomo <i>Lead</i>	5-10	Aceleración fuerte o largos periodos sin utilizar el motor.
Estaño <i>Tin</i>	5-10	Aceleración fuerte en algunos motores.

Fuente: Widman International S.R.L Representante de CHEVRON Lubricants.

Tabla 19 - Elementos presentes en un análisis de aceite y desgastes asociados.

Elemento presente	Origen	Desgaste asociado
Hierro	<p>Normalmente el hierro proviene de la fricción entre las paredes de los cilindros (sean camisas o el bloque mismo) y los anillos. Pero también puede ser del árbol de levas, el cigüeñal, las válvulas, los cojinetes, la bomba de aceite, los engranajes de la cadenilla, el turbo, las guías de válvulas, o las bielas.</p> <p>El hierro puede provenir del desgaste o herrumbre. Un motor que tiene aceite contaminado por tierra, falta de viscosidad, o alto hollín (entre otros) tendrá desgaste por contacto o falta de lubricación hidrodinámica. Si el aceite está con agua, todas las piezas de hierro son sujetas a herrumbrarse. Si la herrumbre es severa, puede continuar después de corregir el problema hasta que el aceite logra a pararla.</p>	<p>Desgaste de anillos y Cilindros</p> <p>Cada hora que el motor esta encendido, los pistones suben y bajan, raspando los anillos contra las paredes de los cilindros. En un viaje de 10 minutos en un auto normal, cada anillo de cada pistón viajó 6 kilómetros raspando las paredes. Si el aceite pierde su viscosidad, el desgaste es severo. Si el aceite está contaminado, los contaminantes raspan las paredes. Mucha de ésta lubricación es hidrodinámica, dependiendo de la viscosidad para evitar desgaste. Cuando falla la lubricación hidrodinámica los anillos dependen de los aditivos anti-desgaste que proveen lubricación límite. El trabajo del anillo superior es raspar el aceite al bajar en el cilindro, dejando las paredes secas para la combustión. Este anillo depende 100% de la lubricación límite y los aditivos que lo provee.</p> <p>Desgaste de la bomba de aceite</p> <p>La bomba de aceite solamente puede gastarse si existe contaminación del aceite, nivel bajo de aceite (falta de lubricación), o nivel demasiado alto de aceite (causa espuma que se rompe en la bomba provocando cavitación y falta de lubricación).</p> <p>Otras piezas</p> <p>El desgaste del cigüeñal, árbol de levas, válvulas y otras piezas similares no depende tanto de la carga o las presiones, sino la lubricación hidrodinámica y la contaminación. Alto contenido de hollín o tierra causa desgaste severo de estas piezas.</p>

<p>Cobre</p>	<p>El cobre normalmente viene de cojinetes, bujes, enfriador de aceite, arandela de empuje, guías de válvulas y bujes de bielas.</p> <p>Los cojinetes y bujes normalmente son aleaciones y capas de diferentes metales blandos diseñados para absorber impacto y desgaste en lugar del cigüeñal y las bielas. El residuo de estos elementos viene de desgaste o corrosión.</p>	<p>Desgaste de cojinetes y bujes</p> <p>Cuando falta lubricación hidrodinámica por falta de viscosidad o velocidad el motor depende de los aditivos anti-desgaste en el aceite para proveer lubricación límite (también llamado marginal o estática). Si el aceite no puede cumplir con este requerimiento por falta de aditivos, al existir degradación o sobrecarga, el cojinete roza contra su contraparte (el cigüeñal, biela, etc.) y desgasta.</p> <p>Desgaste de arandelas de empuje</p> <p>Las arandelas de empuje siempre están en contacto con el bloque cuando exigimos la máxima fuerza del motor o lo sobrecargamos tratando de acelerar rápidamente o subir las montañas. Este desgaste normalmente aparece como cobre.</p> <p>Desgaste de guías de válvulas</p> <p>Las guías de válvulas deberían durar muchos años. Sin embargo, cuando el aceite es de baja calidad y empieza a carbonizarse en los vástagos, este carbón desgasta las guías, causando cobre en los análisis y alto consumo de aceite.</p> <p>Corrosión</p> <p>El enfriador de aceite (si tiene) es sujeto a corrosión por los ácidos y la humedad en el aceite. Esto es mayor cuando el motor es utilizado en viajes cortos (3 a 5 km) o no tiene termostato, y el motor no tiene tiempo para calentarse. También ocurre cuando el motor queda estacionado varios meses sin usar (invierno, entre cosechas, etc.)</p>
---------------------	--	---

Plomo	El plomo viene de cojinetes, volandas de empuje, bujes de bielas. También puede llegar en la gasolina	La causa más común del plomo en el aceite es la corrosión de los cojinetes en motores que son guardados un mes o más con aceite semi-usado o sucio. Los contaminantes y los ácidos que se forman en el aceite causan corrosión cuando no está circulando para refrescar los aditivos en contacto con los cojinetes. Se observa mucha corrosión de cojinetes en equipo agrícola y equipo de construcción que se utilizan en ciertos periodos del año y se guardan meses sin usar.
Aluminio	<p>Las partículas de desgaste de aluminio (después de eliminar lo que ingresa como tierra) viene de los cojinetes, bujes (varios), pistones, arandelas de empuje y el turbo.</p> <p>Normalmente los cojinetes y bujes trabajan 100% en lubricación hidrodinámica. Solamente cuando falla esta lubricación o se contamina el aceite ocurre contacto entre las piezas y desgaste adhesivo.</p>	Desgaste de aluminio de los pistones ocurre cuando hay falla de lubricación hidrodinámica o se abre mayor espacio entre las paredes de los cilindros y los pistones permitiendo el movimiento lateral de la falda del pistón.
Estaño	El estaño viene de las aleaciones de metales en los cojinetes y bujes (varios) y volandas de empuje. Estos dependen 100% de la lubricación hidrodinámica	

En la tabla mostrada a continuación se puede apreciar los resultados de un Toyota 4Runner que quedo 6 semanas sin usar después de 7 meses y 4000 kilómetros en el aceite, y la próxima vez quedo 4 semanas parado con 6 meses y 5000 kilómetros en el aceite.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
Lab No Condition	Date Taken Tested	Time on Oil Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
241613 Normal	04-NOV-03 10-NOV-03	5400 46481	18	1	24	3	0	7	0	0	19	0	10	12	3251	0	1288	1311	0	0	0	0
16895 Abnormal	26-NOV-02 21-JAN-03	4050 34080	20	2	52 A	4	0	8	0	0	17	1	2	20	3163	0	1009	1102	0	0	0	0
73966 Normal	20-MAR-02 16-APR-02	6000 27600	15	2	4	3	0	6	0	0	12	0	1	16	3431	0	1310	1448	0	0	0	0
148322 Normal	09-AUG-01 14-AUG-01	6000 16500	23	1	11	10	0	7	0	0	19	1	6	15	2792	0	1204	1297	1	0	0	0

Fuente: Widman International S.R.L Representante de CHEVRON Lubricants.

7.1.9 Análisis de Rendimiento Operacional. Debe entenderse como aquella técnica que controla los más representativos parámetros de operación de la maquinaria, ya que éstos son un reflejo indirecto del rendimiento operacional de la misma. Es necesario señalar, que la definición de los parámetros a ser controlados será una tarea prioritaria en este sentido y que su buena elección repercutirá notablemente en la eficiente implementación de esta técnica.

En otro aspecto, es importante que el estudio de tendencias que se efectúe de los parámetros operacionales considere a la máquina en un régimen estable y sin variaciones a través del tiempo. Mediciones en estado transiente y efectuadas a diferentes solicitudes que la previamente determinada no deberán ser considerados en el estudio de tendencias.

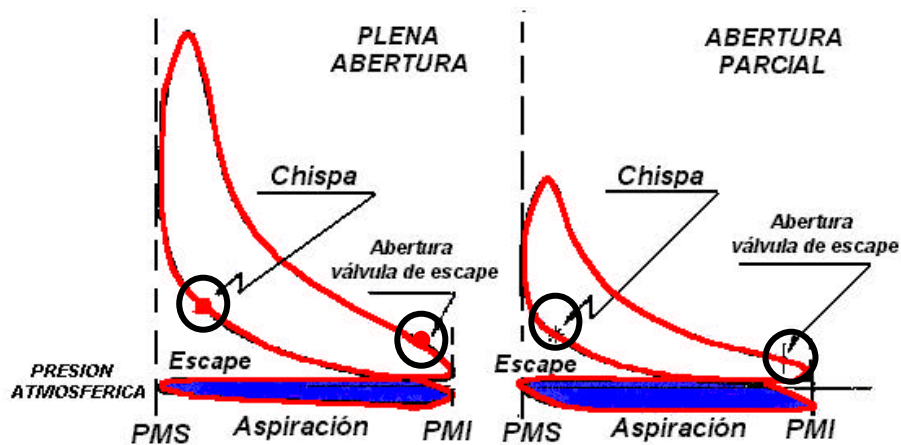
La automatización en el monitoreo de la maquinaria y el uso de software de análisis serán de gran utilidad, sobre todo si se considera el alto número de datos necesarios de ser procesados. En la actualidad, las centrales de control de máquinas existentes en unidades navales poseen sistemas de almacenamiento de información, con la flexibilidad suficiente para que el usuario pueda definir sus procesos de control.

Por último, es necesario destacar que el uso de datos iniciales de operación, cuando la máquina está nueva o recién reacondicionada, prestará una importante utilidad, ya que servirá como referencia para determinar su degradación a través del tiempo.

7.2 FALLAS COMUNES EN MAQUINAS RECIPROCANES

7.2.1 Obstrucciones en la línea de succión o de descarga. Este tipo de fallas consiste en el taponamiento u obstrucción de la línea de succión o de descarga producto de la suciedad excesiva en filtros o alguna otra anomalía. Esta falla se puede detectar mediante la observación de los picos máximos y mínimos de la presión en el diagrama. En la figura 143 se puede observar la influencia de realizar restricciones en la tubería de succión para un motor de combustión interna de cuatro tiempos encendido con chispa.

Figura 144 – Diagrama PV para línea obstruida.



En el diagrama, la superficie en blanco es positiva y la rayada, negativa; esta última representa, de hecho, el trabajo perdido por el bombeo durante las fases de escape y de aspiración.

Cuando existe plena abertura en la succión, la resistencia al paso del aire es mínima y entra la mayor cantidad posible de mezcla. La superficie positiva que representa el trabajo útil es, por tanto, máxima. Cuando, por el contrario, la restricción se hace mayor, entra menos cantidad de mezcla; por

consiguiente, es menor el trabajo realizado por el fluido, y la superficie positiva se reduce.

El efecto de la restricción en la succión es totalmente opuesto en la superficie rayada. La succión esta abierta, la resistencia al paso del aire es mínima, y, si el conducto esta bien diseñado, la presión en el cilindro será muy próxima a la atmosférica. Cuando, por el contrario, la restricción aumenta, la resistencia al paso de la mezcla es considerable; ésta no entra con la rapidez que requiere el aumento de volumen en el cilindro al deslizarse el pistón y, por tanto, se crea una depresión. En el primer caso, el trabajo perdido por bombeo es mínimo, y la superficie negativa muy reducida; en el segundo caso, el trabajo perdido es notable, y la superficie negativa, muy grande.

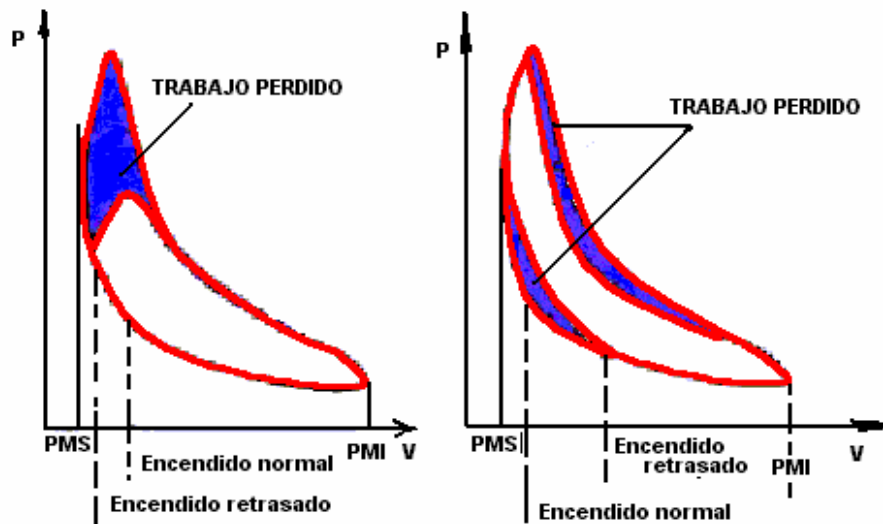
La posición de la mariposa del carburador en el caso de los motores, influye mucho, por consiguiente, en la perdida de trabajo por bombeo, lo cual no ocurre en los motores Diesel, por no existir en ellos esta válvula de mariposa.

En el caso de un compresor, se puede observar de manera similar que a medida que la restricción en la succión aumenta, el consumo de potencia se hace más alto y obviamente, la presión en la succión será más baja.

7.2.2 Adelanto o atraso en el encendido (motores). Para detectar esta falla se requiere la observación detallada del diagrama; como ejemplo se usará el diagrama mostrado en la figura 144 el cual muestra el comportamiento del mismo respecto a la variación del momento del encendido. En éste esta señalado el punto correspondiente al encendido de la carga. Dicho encendido debe efectuarse antes del P.M.S., a fin de que la combustión, que

necesita un cierto tiempo para realizarse, se parezca cuanto sea posible a la fase teórica, esto es, casi a volumen constante.

Figura 145 – Diagramas para encendido normal y encendido adelantado.



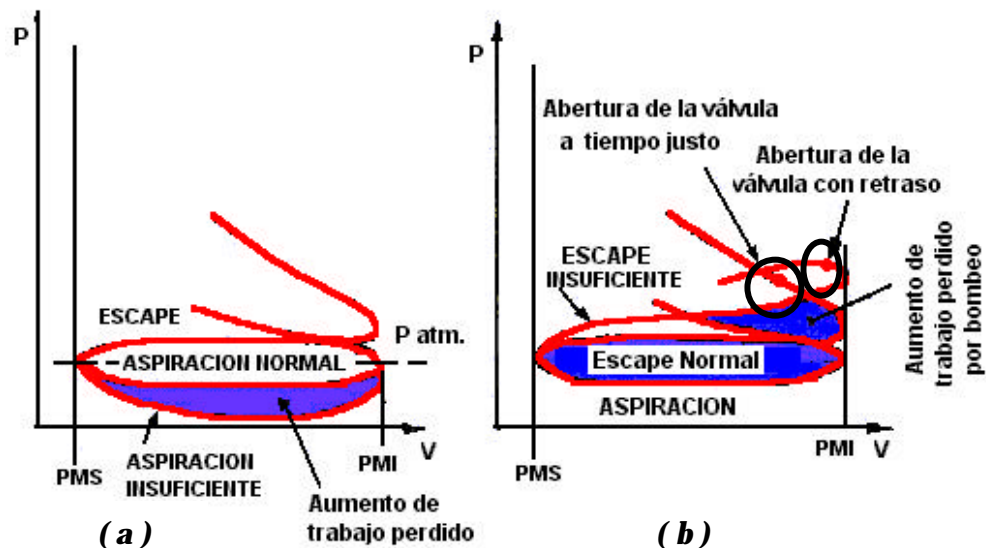
El tiempo de encendido se establece experimentalmente hallando, por medio de pruebas, el valor correspondiente a la potencia máxima que se puede obtener sin llegar a la detonación o funcionamiento violento del motor. Por lo general, el instante en que salta la chispa corresponde al punto en que la presión equivale a la mitad de la que se alcanza en el P.M.S. Si la chispa salta con retraso, casi toda la combustión se desarrolla después del P.M.S. La presión máxima se alcanza cuando el pistón se ha deslizado notablemente hacia el P.M.I y su valor es, por tanto, mas bajo que el normal. La superficie del ciclo se reduce, según se representa en el figura anterior (a).

La misma deformación del diagrama indicado se produce en el caso de una combustión lenta. Cuando, por el contrario, la chispa salta con anticipo, la combustión ocurre en gran parte antes del P.M.S., la presión máxima es

superior a la normal y el ciclo aparece deformado, como puede observarse en la figura 145 (b).

7.2.3 Retraso en la de abertura de válvulas. Del examen del diagrama PV es fácil deducir también si los conductos y las válvulas de aspiración y escape están bien diseñados y son bien proporcionados, y si los tiempos de abertura de las válvulas se han elegido debidamente.

Figura 146 – Diagrama PV para retraso en la apertura de la válvula.



Si los conductos de la mezcla o del aire son insuficientes y ofrecen excesiva resistencia, o bien se ha retardado el principio de la abertura de la válvula de aspiración, la presión en el cilindro durante la carrera de aspiración es inferior a la normal y, por tanto, aumenta el trabajo de bombeo como se muestra en la figura 146 (a).

Si, por el contrario, son los conductos de escape los que ofrecen resistencia anormal al paso de los gases, o bien se atrasa el principio de abertura de la

válvula de escape, la presión en el cilindro es superior a la normal durante la carrera de expulsión; por tal motivo, no solo aumenta el trabajo de bombeo, como se representa en la figura 146 (b), sino que resulta, además, excesiva la cantidad de gases de combustión que permanecen en el cilindro al término de la carrera y, por tanto, excesiva también la dilución de la carga fresca que se introduce durante la siguiente fase de aspiración.

Como consecuencia se tendrá una disminución en el valor de la presión máxima y en los valores de las presiones en toda la fase de trabajo. Este defecto es también causa de reducción en la superficie del diagrama indicado, es decir, de una pérdida de trabajo útil.

7.2.4 Fallas en pistones, bielas, anillos y camisas.

7.2.4.1 Fugas a través de anillos de sellado y sobre las válvulas. Toda anomalía que se presente en el sellado de la cámara se manifiesta en una deformación del diagrama en la línea que corresponde a la compresión. Para realizar un correcto diagnóstico respecto a las fugas es necesario tener disponible el diagrama nominal de la máquina, sobre el cual se puede inferir el estado de estanqueidad. Habitualmente, el fenómeno de fugas se manifiesta como un aplanamiento de la línea de compresión principalmente. La localización de la fuga se basa en la localización del aplanamiento del diagrama: si el aplanamiento se realiza de manera progresiva a través de toda la línea, la fuga se presenta por los anillos; si es localizada en los alrededores de los puntos de apertura o cierre de las válvulas, las fugas son de este origen. Normalmente se encuentra que las fugas provienen como una combinación de estos dos parámetros por lo que se necesita un gran

entrenamiento por parte del ingeniero de diagnóstico para determinar la influencia de cada una de ellas.

En los pistones cada anillo cumple una función específica, destacándose el de potencia, el de compresión, el rascador y el lubricador.

El desgaste en los anillos es sin duda la causa de las fugas a través de ellos, se destacan entre las causas de fuga:

1. Tolerancias muy grandes entre el anillo y el pistón.
2. Excesiva tolerancia entre los anillos y la camisa.
3. Desgaste de anillos o de la camisa.
4. Anillos pegados causados usualmente por acumulación de carbón o lodos.
5. Anillos enfrentados.

Al igual que con las válvulas, el ruido de las fugas a través de los anillos se observa antes del PMS donde la presión en el cilindro es la más alta (**blowby**). La alta presión es también una de las causas que explican el mayor desgaste de las camisas en la parte superior⁴².

Para diferenciar si la fuga es por las válvulas o por anillos se debe observar el sitio de inicio y final del ruido de la fuga. En las fugas por válvulas, el cierre de la válvula nunca es claro y es interferido por el patrón de fuga. Las fugas por anillos siempre comienzan luego del cierre de todas las válvulas y finalizan antes de la apertura de cualquier válvula. Una señal importante de fugas en general es el aumento de la presión en el cárter del motor.

⁴² Ibid., p. 281.

7.2.4.2 Golpe lateral del pistón. El golpe lateral del pistón se produce por el cabeceo del pistón dentro de la camisa. El golpe lateral del pistón ocurre cuando la falda del pistón impacta la camisa. Tiende a ocurrir antes de la presión pico de encendido cuando la presión es alta y hay fuerzas laterales en el pistón. El golpe lateral del pistón llega a ser muy pronunciado cuando la tolerancia en la parte superior del pistón se incrementa debido al desgaste de los anillos y de la camisa. Las causas más comunes del golpe lateral del pistón son el desgaste de la camisa y/o los anillos, los cilindros muy pequeños para el tamaño de la camisa y otras causas relacionadas con la combustión incluyen la detonación, altas presiones pico de encendido (especialmente en motores diesel) y presión desigual en la corona del pistón. El golpe lateral de la falda del pistón ocurre cerca de la presión pico de encendido debido a que en ese punto la biela tiene su mayor ángulo, la presión puede no ser igual en toda la superficie de la corona del pistón y porque el mayor desgaste de la camisa se ubica en la parte superior. El cabeceo del pistón es producto del momento resultante producto de las fuerzas. Cuando el pistón está en la posición opuesta, es decir cuando se está alejando del PMS se presenta una situación dinámica similar pero con las fuerzas contrarias, que también pueden llegar a generar el cabeceo.

7.2.4.3 Fallas en el tren de válvulas. Las partes fundamentales de un tren de válvulas son la leva, el seguidor de la leva, el levantador, el balancín (el buje del balancín), el elevador de la válvula, el resorte de la válvula, el asiento de la válvula y la válvula y su vástago.

En un tren de válvulas, los problemas mecánicos que con mayor frecuencia se presentan en un tren de válvulas son debido a la rotura de los resortes o una

tensión no apropiada, Guía de la válvula desgastada y problemas de sincronización o desgaste en la leva.

De igual forma en el tren de la válvula se pueden presentar problemas que generan fugas entre los que se destaca quema de válvulas, depósitos en asientos de válvulas, daños en el asiento, así como problemas en el vástago.

7.2.4.4 Tolerancia incorrecta del elevador de la válvula. Una tolerancia incorrecta en la válvula causa que la válvula abra y cierre en un tiempo inexacto, es decir, la válvula se retarda al abrir y cierra anticipadamente. Generalmente esto produce que el evento de apertura de la válvula sea ruidoso porque por la tolerancia excesiva, el borde de ataque del lóbulo de la leva esta más levantado, y recibe el seguidor con una mayor aceleración.

7.2.4.5 Colapso de levantadores hidráulicos. Los levantadores hidráulicos mantienen el correcto tiempo de la válvula y minimizan los efectos del desgaste del tren de válvulas para un ancho rango de condiciones de operación. La presión del aceite dentro del levantador la encargada de mantener la correcta tolerancia en el tren de la válvula. Al igual que con el problema de la tolerancia incorrecta de la válvula, un levantador hidráulico colapsado puede producir apertura tardía y cierre temprano de la válvula y patrones de vibración de impacto en las aperturas y cierres de las válvulas.

7.2.4.6 Fugas a través de válvulas. Son diversos los problemas en válvulas que pueden llegar a producir sello pobre y fugas a través de las válvulas, entre ellos es posible contar resortes rotos, desgaste en la guía de la válvula, desgaste del asiento de la válvula, asientos de válvula dañados o combados, vástagos de válvulas doblados o válvulas rotas.

7.2.4.7 Balancín desgastado. Generalmente el desgaste en un balancín es el desgaste en su buje, causando una holgura mecánica un balancín desgastado se refiere al desgaste del buje del balancín, causando que en el momento de la apertura de la válvula o en el cierre incluso en ambos eventos se producen múltiples impactos.

7.2.4.8 Cierres fuertes de válvulas. Los cierres fuertes de válvulas son debidos principalmente al excesivo impacto o latigazo de la leva contra el seguidor o por resortes con incorrecta tensión.

7.2.4.9 Golpe en pin de biela y/o cojinete de biela. El pin o bulón de biela es el “pasador de la articulación” (**wrist pin**) que une la biela con el pistón y el cojinete de biela son el par de casquetes generalmente babitados que unen la biela con el cigüeñal en el muñón de biela.

Las excesivas tolerancias en el pin de biela y en el cojinete de biela producen impactos en ellos en el momento de la reversión de la carga, es decir en el momento donde la biela pasa de tensión a compresión o viceversa o también en el momento de menos carga.

7.2.4.10 Ranura en la camisa. En un motor de dos tiempos, los anillos del pistón pasan dos veces por el mismo punto en un ciclo (uno vez subiendo y la otra bajando), por lo tanto un defecto se verá como dos picos en el diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal.

CONCLUSIONES

Tras el estudio realizado y dando solución a una necesidad detectada, como lo es la carencia de información consolidada referente al tema, se logra la presentación de un documento en el cual se describen los diferentes factores y parámetros que intervienen en el análisis de vibraciones mecánicas en máquinas recíprocas, documento que le permitirá al usuario tener acceso en forma fácil y rápida a uno de los temas de mayor proyección en el campo del mantenimiento.

El análisis de vibraciones mecánicas como herramienta para el diagnóstico de fallas ha demostrado un alto grado de confiabilidad en máquinas rotativas, lo cual ha generado que hoy por hoy y gracias al alto desarrollo tecnológico en la instrumentación y software requeridos para la adquisición y análisis de datos, esté siendo ampliamente difundido su uso para maquinaria recíproca.

En el ámbito internacional la implementación del análisis de vibraciones mecánicas como herramienta para el diagnóstico de fallas en máquinas recíprocas se encuentra en un nivel de desarrollo bastante aceptable, no obstante, a nivel nacional debido a la carencia de información y los altos costos de la instrumentación requerida para la implementación este tipo de programas, aun está limitada a grandes empresas.

La información disponible actualmente sobre el tema es muy fraccionada por lo cual con la presentación de este documento se contribuye a incentivar el

uso masivo de una técnica que a través del tiempo ha demostrado gran efectividad.

Es necesario continuar con el estudio realizado, en pro de una permanente actualización de la información, puesto que la tecnología empleada en las máquinas recíprocas y el análisis de vibraciones mecánicas está en continua evolución.

Debido a su diseño y condiciones de operación de este tipo de máquinas, la presencia de vibraciones en ellas es inevitable, el gran reto para la ingeniería seguirá siendo el de amortiguar sus efectos, disminuirlas y/o mantenerlas en los límites permisibles de acuerdo con las normas vigentes.

BIBLIOGRAFIA

ABDULLA S, Rangwalla. Reciprocating Machinery Dynamics. New York, Marcel Dekker, Inc. 2001.p. 761p.

A-MAQ S.A. ANÁLISIS DE MAQUINARIA. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico. [Online]. Medellín, [citado agosto de 2004]. Disponible en Internet: <<http://www.a-preditecor.com/tutorial.html/>>

AMOROCHO, Francisco y HERREÑO, Fray. Trabajo de grado “Análisis de vibraciones mecánicas para mantenimiento predictivo”. Bucaramanga, UIS. 1996. 203p.

AVALLONE, Eugene, BAUMEISTER, Theodore. Manual del Ingeniero Mecánico. México, Mc Graw Hill. 1995.

BARBOSA, Willian y ARGOTE, Gilberto. Trabajo de grado “Eliminación y amortiguación de vibraciones de torsión en máquinas”. Bucaramanga, UIS. 1991. 240p.

BLOCH, Heinz. Guía práctica para la tecnología de los compresores. México, Mc Graw Hill, 1996. 518p.

BOUTIN, Kathy. Analyzing Reciprocating Compressors. [Online]. Florida, 2001. Disponible en internet < URL: <http://www.dynalco.com/news>>

BOUTIN, Kathy. Basic Engine & Compressor Analysis Techniques. [Online]. Florida, 2001. Disponible en internet < <http://www.dynalco.com/news>>

-----, Condition Monitoring for Diesel Engines. [Online]. Florida, 2001. Disponible en internet <<http://www.dynalco.com/news>>

CRAWFORD, A. y CRAWFORD, S., The Simplified Handbook of Vibration, Analysis, Volume 1, Computational Systems, Inc. 1992.

CREDE, Charles. Concepto sobre choques y vibración en el diseño de ingeniería. México, Herrero. 1970. 173p.

-----, Vibration and Shock Isolation. New York, John Wiley. 1951. 328p.

DEGLER, Howard. Internal-Combustion Engines; Theory, Design, Analysis, Application, Performance and Economics. New York, John Willey. 411p.

DUBBEL, H. Manual de constructor de máquinas. Barcelona, Labor. 1965.

FARRAT. Material antivibratorio. Productos. [online] Disponible en Internet: <<http://www.farrat.com/spanish/products/index.htm>>

GARCIA CASTRO, Alfonso y BORRAS, Carlos. Análisis de vibración torsional en máquinas. Bucaramanga, UIS. 1995. 218p.

GARCIA CASTRO, Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Ediciones UIS, 1992. 285p.

GARCIA CASTRO, Alfonso. Vibraciones Mecánicas y Mantenimiento Predictivo. Bucaramanga. Ediciones UIS, 1995.

HARRIS, Cyril. Handbook of Noise Control. New York, Mc Graw Hill. 1957.

-----, Manual de medidas acústicas y control de ruido. Madrid, Mc Graw Hill. 1991.

-----, Shock and vibration Handbook. New York, Mc Graw Hill. 1961

HELDT, Peter. High-Speed Combustion Engines. Design, Production Tests. Philadelphia, Penn Chilton. 1956. 776p.

HICKS, Tyler. Bombas. Su selección y aplicación. México, CECSA. 1960. 530p.

JENSEN, Jens. Máquinas térmicas alternativas. Bucaramanga, UIS. 1982.

JENSEN, Jens. Vibraciones mecánicas. La medición, el análisis y el control. Bucaramanga, UIS. 1984.

KARASSIK, Igor. Pump Handbook. New York, Mc Graw Hill. 1986. 1280p.

MARTINEZ DE VEDIA, R. Motores térmicos. Análisis completo del motor de Combustion interna en sus distintos aspectos de "Enlace" con la teoría T. Barcelona, Reverté. 1957. 633p.

MAY, Ed. Mecánica para motores diesel. Teoría, mantenimiento y reparación. México, Mc Graw Hill. 1999.

Mc NAUGHTON. Bombas. Selección, uso y mantenimiento. Mexico, Mc Graw Hill. 1999. 373p.

MIRALLES DE IMPERIAL, Juan. Barcelona, Ediciones CEAC. 1985. 263p.

MORENO, Fabián. Documentación sobre el análisis de señales de deterioro y falla en motores y compresores reciprocantes mayores y estudio del software Windrock 6310 PA 2.0. Bucaramanga, UIS.2004. 527p.

NORMA BS 7854-6:1996/ISO 10816-6:1995 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 Kw.

PREDITEC, Técnicas predictivas e instrumentación. Boletines técnicos. [online] Disponible en Internet en: <<http://www.preditec.com>>

SHIGLEY, Joseph E, VICKER, John. Teoría de máquinas y mecanismos. México, Mc Graw Hill. 1999. 613p.

SNOWDON, J. C. Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems. New York, John Wiley, 1968. 486p.

TEFESA. Soportes antivibratorios y de nivelación. Aislamiento de cimentaciones. Productos. [online] Disponible en Internet: <<http://www.suministrostefesa.com/def.htm>>

THOMSON, W. T. Teoría de vibraciones con aplicaciones. Editorial Prentice-Hall, 1993.

URIBE, Daniel y FONQUE, Agustín. Trabajo de grado “Vibración torsional, Sistema de medición y experimentación”. Bucaramanga, UIS. 1995. 173p.

WOWK, Victor. Machinery Vibration. Measurement and Analysis. Mc Graw Hill, Inc., 1991.

ANEXO A

Table 5.2. Four Cycle Engines with Even Cylinder Spacing and Even Firing Intervals

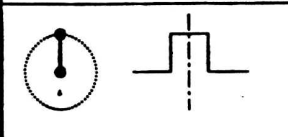
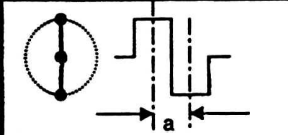
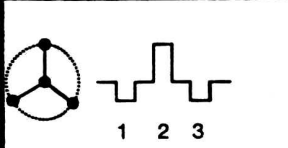
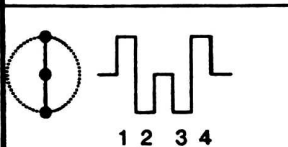
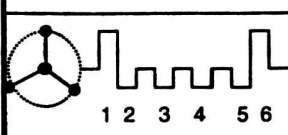
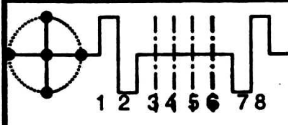
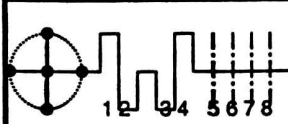
INERTIA BALANCE & FIRING INTERVALS						
Arrangement of Crankshaft and Cylinders	No. of Cyl.	Primary Shaking		Secondary Shaking		Firing Interval
		Force	Moment	Force	Moment	
FOUR CYCLE IN-LINE ENGINES						
	1	$F_c = 0$ $V = Z \cos \theta$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$, $H = 0$ $V = \lambda Z \cos 2\theta$	$M = 0$	720°
	2	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M_v = aZ \cos \theta$	$F_c = 0$, $H = 0$ $V = 2\lambda Z \cos 2\theta$	$M = 0$	180° 540°
	3	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M_v = aZ\sqrt{3} \sin \theta$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M_v = a\sqrt{3}\lambda Z \sin 2\theta$	240°
	4	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$, $H = 0$ $V = 4\lambda Z \cos 2\theta$	$M = 0$	180°
	6	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	120°
	8	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	90°
	8	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M_v = 4a\lambda Z \cos 2\theta$	90°

Table 5.2. Continued

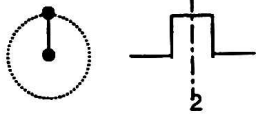
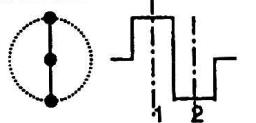
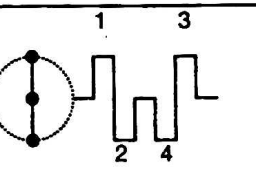
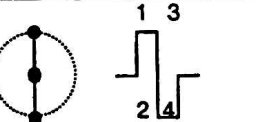
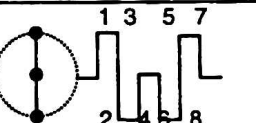
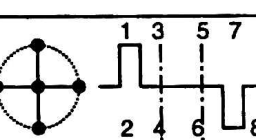
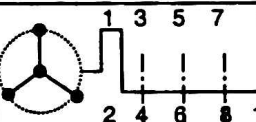
INERTIA BALANCE & FIRING INTERVALS						
Arrangement of Crankshaft and Cylinders	No. of Cyl.	Primary Shaking		Secondary Shaking		Firing Interval
		Force	Moment	Force	Moment	
FOUR CYCLE OPPOSED ENGINES						
	2	$F_c = 0$ $V = 2Z \cos 2\theta$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	180° 540°
	2	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$Mv = aZ \cos \theta$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$Mv = a\lambda Z \cos 2\theta$	360°
	4	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$Mv = aZ \sin \theta$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$Mv = 2a\lambda Z \cos 2\theta$	180°
	4	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	180°
	8	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	180° 2 cys. Simultaneous
	8	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$Mv = 2(2a + b)Z \cos \theta$ $-2bZ \sin \theta$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	90°
	12	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$Mv =$	90°

Table 5.2. Continued

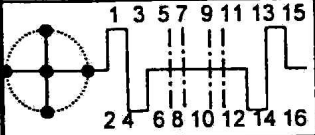
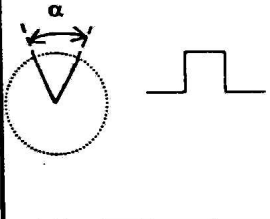
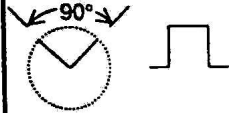
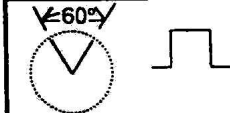
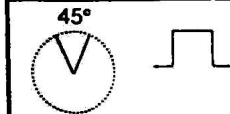
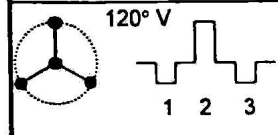
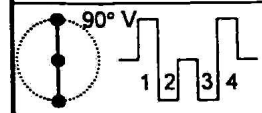
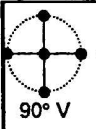
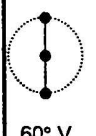
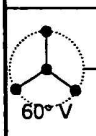
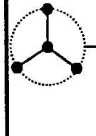
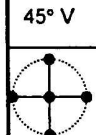
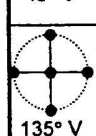
INERTIA BALANCE & FIRING INTERVALS						
Arrangement of Crankshaft and Cylinders	No. of Cyl.	Primary Shaking		Secondary Shaking		Firing Interval
		Force	Moment	Force	Moment	
FOUR CYCLE OPPOSED ENGINES <i>Continue</i>						
	16	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $H = 0$ $V = 0$	$M = 0$	90° 2 Cyls. Simultaneous
FOUR CYCLE V ENGINES						
	2	$F_c = 0$ $V = 2Z \cos \theta \cos^2(\alpha/2)$ $H = 2Z \sin \theta \sin^2(\alpha/2)$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 2\lambda Z \cos \theta \cos(\alpha) \cos(\alpha/2)$ $H = 2\lambda Z \sin \theta \sin \alpha \sin^2(\alpha/2)$	$M = 0$	
	2	$F_c = Z$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = \sqrt{2}\lambda Z \cos 2\theta$	$M = 0$	450° 270°
	2	$F_c = Z/2$ $V = Z \cos \theta$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0.5\sqrt{3}\lambda Z$ $H = 0$ $V = 0$	$M = 0$	420° 300°
	2	$F_c = .293Z$ $V = \sqrt{2}Z \cos \theta$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = .541\lambda Z$ $V = .765\lambda Z \cos 2\theta$ $H = 0$	$M = 0$	405° 315°
	6	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M_v = 0.5a\sqrt{3}Z \sin \theta$ $M_h = 1.5a\sqrt{3}Z \cos \theta$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M_v = 0.5a\sqrt{3}Z \sin 2\theta$ $M_h = 1.5a\sqrt{3}Z \cos 2\theta$	120°
	8	$F_c = Z$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 4\sqrt{2}\lambda Z \cos 2\theta$	$M = 0$	90°

Table 5.2. Continued

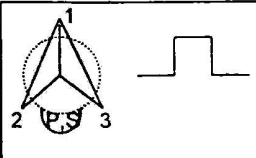
INERTIA BALANCE & FIRING INTERVALS						
Arrangement of Crankshaft and Cylinders	No. of Cyl.	Primary Shaking		Secondary Shaking		Firing Interval
		Force	Moment	Force	Moment	
FOUR-CYCLE V ENGINES						
 90° V 1 2 3 4	8	$F_c = Z^*$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $H = 0$ $V = 0$	$M = 0$	90°
 60° V 1 2 3 4	8	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 2\sqrt{3}\lambda Z$ $H = 0$ $V = 0$	$M = 0$	60° 120° 60° 120° Etc.
 60° V 1 2 3 4 5 6	12	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$Mv =$	60°
 45° V 1 2 3 4 5 6	12	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $H = 0$ $V = 0$	$M = 0$	45° 75° 45° 75° Etc.
 45° V 1 2 3 4 5 6 7 8	16	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	45°
 135° V 1 2 3 4 5 6 7 8	16	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	45°

* Opposite each crank.

Table 5.2. Continued

INERTIA BALANCE & FIRING INTERVALS						
Arrangement of Crankshaft and Cylinders	No. of Cyl.	Primary Shaking		Secondary Shaking		Firing Interval
		Force	Moment	Force	Moment	

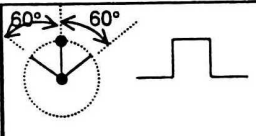
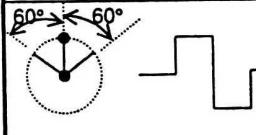
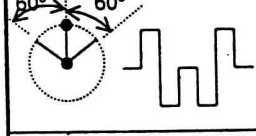
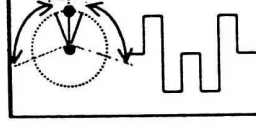
RADIAL ENGINES, COUNTERWEIGHTED, WITH ALL CONNECTING RODS OPERATING AROUND CRANK PIN CENTER

	3	$F_c = 1.5Z$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 1.5\lambda Z$ $H = 0$ $V = 0$	$M = 0$	240°
---	---	------------------------------------	---------	--	---------	------

RADIAL ENGINES OF THIS TYPE WITH MORE THAN 3 CYLINDERS IN EACH ROW HAVE NO PRIMARY OR SECONDARY UNBALANCED FORCES OR MOMENTS. FOUR-CYCLE RADIALS MUST HAVE AN ODD NUMBER OF CYLINDERS IN EACH ROW FOR EVEN FIRING AT INTERVALS OF $720^\circ/N$: RADIAL ENGINES WITH MASTER AND LINK ROD SYSTEMS HAVE A SMALL SECOND ORDER UNBALANCE IN EACH ROW.

FOUR CYCLE RADIAL ENGINES; WITH LINK RODS						
Single Row Single Crank n Cylinders, $n > 3$ l = Distance from crank pin to piston wrist pin Must meet following conditions: $r = \text{constant}$, $L = r + l$ Angle between wrist pins same as angle between cylinders.	n	$F_c = Z \cdot n/2$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	Force on same side as crank pin when Master at TDC $F_c = r\lambda Z/l$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$720^\circ/n$

Table 5.2. Continued

INERTIA BALANCE & FIRING INTERVALS						
Arrangement of Crankshaft and Cylinders	No. of Cyl.	Primary Shaking		Secondary Shaking		Firing Interval
		Force	Moment	Force	Moment	
FOUR CYCLE W ENGINES						
	3	$F_c = 1.5Z$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = .5\lambda Z$ $V = 0$ $H = \lambda Z \sin 2\theta$	$M = 0$	120° 300° 300°
	6	$F_c = 1.5Z^*$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = \lambda Z$ $V = 0$ $H = 2\lambda Z \sin 2\theta$	$M = 0$	120°
	12	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 2\lambda Z$ $V = 0$ $H = 4\lambda Z \cos 2\theta$	$M = 0$	60°
	16	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	$F_c = 0$ $V = 0$ $H = 0$	$M = 0$	45°

* Opposite each crank

$$Z = M_{rec} R \Omega^2$$

F_c = rotating force balanced by counter weights

H = residual horizontal unbalance inertia after balancing

V = residual vertical unbalance inertia after balancing

θ = crank angle measured from clockwise indicated position

a = distance as shown

b = distance as shown



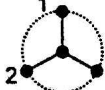




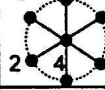
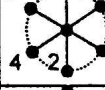
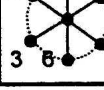
c = distance as shown

M_v = resultant moment in vertical plane, after balancing

M_h = resultant moment in horizontal plane, after balancing

$$\lambda = R/L$$

Table 5.3. Two Cycle Engines with Even Cylinder Spacing and Even Firing, Except as Noted

No. of Cylin.	In-Line Engines		Unbalanced Force Orders*		Unbalanced Moments Order*		
	Crank Diagram	Firing Order	1 st	2 nd	1st Rotate	1st Vert.	2 nd
			Z	ZR/L	dM _R	dZ	dZR/L
1		1	1.0	1.0	0	0	0
2		1 - 2	0	2.0	1.0	1.0	0
3		1 - 2 - 3	0	0	$\sqrt{3}$	$\sqrt{3}$	$\sqrt{3}$
4		1 - 3 - 2 - 4	0	0	$\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$	4
5		1 - 5 - 2 - 3 - 4	0	0	0.449	0.449	4.98
6		1, 6 - 3, 4 - 2, 5 Double Firing	0	0	0	0	0
6		1-5-2-4-3-6 Uneven Firing	0	0	0.89	0.89	1.74
6		1-6-2-4-3-5	0	0	0	0	3.464
6		1-6-4-2-5-3	0	0	2	2	6.928
6		1-5-3-6-2-4	0	0	3.46	3.46	0

* Multiply Z and related quantities by numbers provided.

d = distance between adjacent cylinder axes.

ANEXO B

Tabla 38.11 Características de balance y vibración torsional para motor de 6 cilindros, 4 tiempos y manivelas espaciadas a 120°.

		$\sum b$ Sumatoria de las deflexiones relativas para las ordenes dadas				C₁	C₂
Manivelas a	0°	1/2, 2 1/2,	1 1/2	1,2	3	C₁	C₂
	120°	3 1/2, 5 1/2,	4 1/2	4,5	6		
	240°	6 1/2, 8 1/2	7 1/2	7,8	9		
	12			
	Orden de encendido						
	1,5,3,6,2,4	0.577	1.5	0	3.5	0	0
	1,2,4,6,5,3	1.2	0.166	0	3.5	0	0

Tabla 38.12 Características de balance y vibración torsional para motor de 6 cilindros, 4 tiempos y manivelas espaciadas a 60°.

Orden de encendido	$\sum b$ de ordenes				C₁	C₂
	1,5,7,11	2,4,8,10	3,9	6,12		
1,5,3,4,2,6	0	0.577	1.5	3.5	0	$2\sqrt{3}$
1,5,3,6,2,4	0.577	0	1.5	3.5	$2\sqrt{3}$	0

Tabla 38.13 Características de balance y vibración torsional para motor de 8 cilindros, 4 tiempos y manivelas espaciadas a 90°.

Orden de encendido	$\sum b$ de ordenes.					C_1	C_2
	$\frac{1}{2}, 7\frac{1}{2}, 8\frac{1}{2}, 3\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}, 5\frac{1}{2}, 6\frac{1}{2}$	2, 6, 10	13, 58, 7	4,8		
1, 6, 2, 5, 8, 3, 7, 4	0.745	1.44	0	0	4.5	0	0
1, 6, 2, 4, 8, 3, 7, 5	0.686	1.48	0	0	4.5	0	0
1, 3, 2, 5, 8, 6, 7, 4	1.48	0.686	0	0	4.5	0	0
6, 3, 5, 7, 8, 6, 4, 2	1.74	0.176	0	0	4.5	0	0
1, 7, 4, 3, 8, 2, 5, 6	0.176	1.74	0	0	4.5	0	0

Tabla 38.14 Características de balance y vibración torsional para motor de 8 cilindros, 2 tiempos y manivelas espaciadas a 45°.

Orden de encendido	$\sum b$					C	C_2
	1, 7, 9	2, 6, 10	3, 5, 11	4, 12	8, 16		
1, 8, 2, 6, 4, 5, 3, 7	0.056	0	0.79	2.0	4.5	0.448	0
1, 7, 4, 3, 8, 2, 5, 6	0.175	0	1.61	0	4.5	1.405	0
1, 6, 5, 2, 7, 4, 3, 8	0.112	0	1.58	0.5	4.5	0.897	0

Tabla 38.15 Características de balance y vibración torsional para motor de 7 cilindros, 2 tiempos y manivelas espaciadas a 51.4°.

No	Secuencia de las manivelas	$\sum b$				C_1	C_2
		1, 6, 7 $2\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}, 9\frac{1}{2}$	2, 5, 9 $1\frac{1}{2}, 5\frac{1}{2}, 8\frac{1}{2}$	3, 4, 10 $\frac{1}{2}, 6\frac{1}{2}, 7\frac{1}{2}$	7 $3\frac{1}{2}$		
	1, 6, 3, 4, 5, 2, 7	0.04	0.14	1.4	4	0.27	1.01
	1, 5, 2, 4, 6, 3, 7	0.56	0.04	1.2	4	3.90	0.25
	1, 4, 7, 2, 3, 5, 6	0.01	1.30	0.6	4	0.08	9.10
	1, 5, 4, 3, 6, 2, 7	0.18	0.21	1.4	4	1.30	1.50
	1, 6, 4, 3, 5, 2, 7	0.04	0.33	1.4	4	0.30	230

Tabla 38.16 Características de balance y vibración torsional para motor de 9 cilindros, 2 o 4 tiempos y manivelas espaciadas a 40°.

No	Secuencia de la manivela	$\sum b$					C_1	C_2
		4,8,10 3½, 5½	2,7,11 2½, 6½	3, 6, 12 4½, 7½	4, 5, 13 ½, 8½	9, 4½ 13½		
1	1,9, 2, 7, 4, 5, 6, 3, 8	0.022	0.055	0.049	1.8	5.0	0.2	0.5
2	1,9,2, 5, 7, 6, 3, 4, 8	0.40	0.49	0.94	1.8	5.0	0.8	1.5
3	1, 6, 8, 2, 4, 7, 5, 3, 9	0.40	0.48	1.77	0.91	5.0	0.8	3.8
4	1, 6, 7, 2, 5, 8, 3, 4, 9	0.44	0.44	1.95	0.6	5.0	0.9	1.4
5	1, 9, 2, 7, 5, 3, 6, 4, 8	0.44	0.35	0.54	1.7	5.0	1.1	2.8
6	1, 8, 7, 3, 2, 9, 4, 5, 6						0.028	8.5

$\sum b$ es la sumatoria de las deflexiones relativas en el eje... Véase numeral 4.11.2...
 C_1 y C_2 son los coeficientes para los pares desequilibrados... Véase numera 4.11.2...

ANEXO C

PROBLEMAS, PRUEBAS Y NORMAS REFERENTES A LUBRICACION

PROBLEMAS ENCONTRADOS EN MOTORES DE 4 TIEMPOS RELACIONADOS CON LUBRICACION.

Desgaste intenso en el arranque.

Un lubricante demasiado viscoso en frío puede impedir el arranque, o lo que es peor, en caso de que se pueda arrancar, provocar un funcionamiento del motor sin lubricación (destrucción rápida de los cojinetes, de los rodamientos del árbol de manivela y de los árboles de leva).

1. Punto de congelación demasiado elevado como para garantizar un flujo satisfactorio en temperaturas mínimas de arranque y un buen bombeo del lubricante.
2. Viscosidad muy elevada del aceite en frío como para permitir un aumento de velocidad adecuada al motor.
3. Bombeo y fluidez no compatible con la bomba de aceite como para garantizar una buena aspiración y una buena descarga a través del circuito de distribución del aceite. Dimensionamiento de los conductos y del filtro).

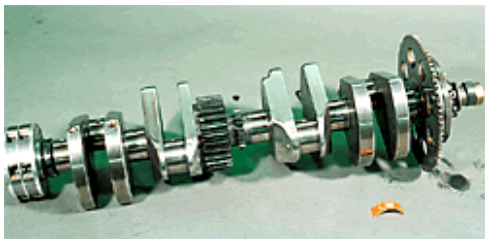
Consumo anormal de aceite.

El consumo de aceite depende de la concepción del motor, de las condiciones de utilización y de las propiedades del lubricante. Si el punto de chispa es bajo y la volatilidad elevada, el intercambio de gases por los segmentos (blow-by) provocan un consumo fuera de lo normal.

1. Mala sustentación de los segmentos en sus gargantas y en las paredes de los cilindros, juegos laterales excesivos, pérdida de presión de apoyo, suciedad en los segmentos raspadores, camisas desgastadas, deformadas, rayadas profundamente o con pulido de espejo.
2. Juego entre la guía y el extremo de las válvulas, fuga en las juntas de estanqueidad del extremo de las válvulas.
3. Cojinetes desgastados pueden llevar a excesivas proyecciones de aceite en las paredes de los cilindros y por consecuencia a un excesivo consumo de lubricante.
4. Fugas de aceite en las diferentes juntas.
5. Nivel de aceite demasiado elevado, que acarrea una proyección de aceite importante en las paredes del cilindro.
6. Viscosidad demasiado baja, produce un aumento de las fugas debido a los juegos anormales de las juntas estropeadas.
7. Gran volatilidad del lubricante, lo que aumenta el consumo de lubricante por evaporación.

Incidentes en la línea del árbol.

1. Defectos de alimentación del aceite (canalización atascada, válvula de descarga abierta o atascada, o falta de aceite en el cárter) llevan a un fuerte agarrotamiento.
2. Viscosidad baja del lubricante (calentamiento excesivo debido a la descarga o disolución del carburante) provoca fallos de lubricación debido a la ruptura de la capa de aceite.
3. Contaminación del aceite por partículas extrañas (polvo de silicio, aire, partículas de residuos) que provocan un agarrotamiento abrasivo, lo que conduce a una mala repartición de las cargas sobre los cojinetes.



4. Demasiada aireación del lubricante, produce la erosión de los cojinetes por de cavitación y el aumento inadmisibles de la compresión.
5. Corrosión de los cojinetes provocado por la presencia de ácidos orgánicos formados por las altas temperaturas del lubricante.

Perforación del pistón.

Los depósitos de cenizas en el pistón y la corona son producidos por compuestos de carbono, productos de la degradación del carburante y cenizas de la descomposición de los aditivos del lubricante.

1. La acumulación de estos depósitos provoca la disminución de los intercambios caloríficos (cámara de combustión- pared) y provocan

fuertes elevaciones de temperatura locales y generales debido a la formación de una pantalla térmica.

2. La incandescencia de estos depósitos puede actuar como fuente de pre-encendido de forma destructiva y perforación del pistón.

3. El autoencendido de la mezcla altera el ciclo del 4- tiempos. El auto-encendido puede entonces comprimir (bloqueo de la segmentación o agarrotamiento de la falta del pistón) o provocar una ruptura de la cabeza de la biela.



4. La acumulación de depósitos reduce también el volumen de la cámara de combustión y aumenta, por ello, el nivel de compresión.

Quemado de la válvula de escape.

Las cabezas de las válvulas de escape se cubren de depósitos (sales metálicas del lubricante, sales de plomo del carburante).

En el momento de la apertura de las válvulas, los depósitos se posan sobre el asiento de la válvula, produciendo una mala estanqueidad de la cámara de combustión.

En el ciclo siguiente, en el momento de la combustión, una proyección de gas caliente a alta presión, quema el asiento de la válvula.

DESGASTE DEL CILINDRO, DE LOS SEGMENTOS Y DE LA CAMISA.

El contacto del segmento en la garganta del pistón

Las altas temperaturas combinadas con los golpes del segmento en la garganta del pistón provocan su desgaste, lo que puede provocar la ruptura del segmento.



El contacto pistón-camisa

El calentamiento anormal (falta de enfriamiento, fenómeno de pre-encendido, funcionamiento con poca mezcla) llevan a la anulación de los juegos funcionales e incluso a la ruptura de la capa de aceite.

Un contacto entre la corona y la falda del pistón puede llevar a un agarrotamiento severo.

El contacto segmento-camisa.

1. Scuffing.
2. Severo estriado adhesivo.
3. Desgaste abrasivo o corrosivo.

Desgaste del árbol de levas y de los empujadores.

El desgaste se ve influido por la concepción del mecanismo, la metalurgia de las piezas en contacto, su geometría, las condiciones de funcionamiento y el lubricante.

El desgaste se manifiesta por el pulimento de los empujadores y los salientes de las levas.

Un fallo en el comando de las válvulas puede producir un agarrotamiento severo (estriado adhesivo) o de un picado (pérdida de materia) sobre los pulsadores.

Deslizamiento del embrague.

Los aceites garantizan, por su estructura molecular, una capa de aceite homogénea entre los discos del embrague, esto permite un deslizamiento controlado que facilita el cambio de velocidades. La adaptación del coeficiente de fricción a las exigencias mecánicas controla el deslizamiento y el desgaste de los discos.

El cambio de velocidades adecuado y el tiempo de vida del embrague dependen de la calidad de esta fricción.

PROBLEMAS ENCONTRADOS EN MOTORES DE 2 TIEMPOS RELACIONADOS CON LUBRICACION.

Suciedad en las lumbreras.

La admisión de la mezcla aire-carburante-aceite, su introducción en la cámara de combustión y la explosión de los gases quemados se efectúan por medio de las lumbreras de admisión. La suciedad de las lumbreras está fuertemente condicionada por la concepción del motor y por su propia forma y dimensión.

Es preferible un número reducido de grandes aperturas que un gran número de aperturas con secciones pequeñas.

Es preferible la utilización de cilindros de aleación de aluminio y con coeficiente de dilatación importantes que la de cilindros de fundición.

Una elevada contra-presión en el escape puede aumentar los depósitos limitando así la explosión. Esta puede ser controlada por las válvulas de escape con apertura variable.

Un mal enfriamiento de la zona pueda causar índices de suciedad importantes en la lumbrera de transferencia.

El funcionamiento con carga constante genera más suciedad que el funcionamiento con carga variable, esto se debe a los efectos de dilatación del cilindro.

Las mezclas demasiado ricas en aceite tienden a acelerar la acumulación de suciedad.

Agarrotamiento del pistón.

Por su concepción, el motor de 2-tiempos es muy sensible al agarrotamiento del pistón. La presencia de las lumbreras genera deformaciones en el cilindro debido a las dilataciones diferenciales que varían según las condiciones de utilización.



Por contacto directo entre los metales debido a una sobrecarga local en condiciones de insuficiencia de lubricación. La ruptura de la capa de aceite se produce principalmente cuando se produce un:

1. Funcionamiento con carga demasiado alta en rodaje.
2. Funcionamiento a gran velocidad con los gases cortados (utilización del freno en bajadas inclinadas).
3. Calentamiento excesivo en una subida abrupta o en un atasco.
4. Una mezcla demasiado pobre.
5. Un carburante mal adaptado.
6. Agarrotamiento del pistón debido a la disminución del juego pistón-camisa como consecuencia de la acumulación de depósitos de carbono y de barnices.
7. Importante producción de blow-by después de un engomado de segmento, causando un calentamiento local excesivo que provoca el rayado en los segmentos y la fusión parcial de la falda del pistón.

Engomado de la segmentación.

El engomado en la garganta del segmento es provocado por la acumulación de carbono o por el depósito de barnices en la garganta, esto es debido a un rayado de la corona o de la falda del pistón que puede "apretar" localmente un segmento. La suciedad de las gargantas del pistón limita la flexibilidad de los segmentos (engomado) y causa fallos de alimentación local de aceite. El roce de los segmentos contra la camisa arranca partículas metálicas, produciendo un rayado adhesivo (scuffing) del segmento, llegando, en condiciones extremas, al pegado.

El bajo rendimiento de la combustión acentúa el engomado de los segmentos. Este fenómeno se ve acelerado por la pérdida de compresión en el cárter y en los cilindros.

1. Disminución de la compresión
2. Disminución del rendimiento de la combustión
3. Aumento del engomado de los segmentos
4. Dificultad de arranque

Anomalías del encendido.

Contacto directo metal con metal debido a la sobrecarga local en condiciones de lubricación insuficientes. La ruptura de la capa de aceite se produce principalmente por:

1. Funcionamiento con carga intensa durante el rodaje

2. Funcionamiento a gran velocidad y con los gases cortados (freno en bajadas prolongadas)
3. Calentamiento excesivo en subidas abruptas o en atascos
4. Una mezcla demasiado pobre
5. Un carburante mal adaptado

Agarrotamiento del pistón causado por la disminución del juego del pistón-camisa, causado a su vez, por la acumulación de depósitos de carbono y de barnices sobre los cordones y la falda.

Importante producción de blow-by después de un engomado del segmento causando un calentamiento local excesivo que provoca el rayado en los segmentos

Corrosión de los cojinetes.

Corrosión de los cojinetes Los fallos se deben a fenómenos de corrosión después de paradas prolongadas o por períodos de funcionamiento muy cortos.

Se forman productos de condensación ácidos en frío, que atacan los rodamientos.

Los depósitos de orín provocan un desgaste.



Suciedad en el escape.

Las emisiones contienen productos carbonosos que son evacuados desde la cámara de combustión hacia el sistema de escape. Cuando entran en contacto con piezas frías se posan y reducen el volumen del circuito de emisión de gases. Como consecuencia, hay una considerable pérdida de la potencia del motor.

Lo que más influye en la limpieza del escape es:

1. Cantidad de aceite en la mezcla
2. Naturaleza del aceite
3. Viscosidad de las bases utilizadas
4. Temperatura a la que se efectúa el escape

La suciedad también puede bloquear las "válvulas" de contrapresión del escape causando una notable pérdida de potencia.

PRUEBAS RELATIVAS A LOS LUBRICANTES.

PRUEBAS DE LABORATORIO

Pruebas de oxidación.

La acción del oxígeno del aire y de la temperatura influyen en el envejecimiento de los lubricantes. Es el fenómeno de la oxidación. En las pruebas de oxidación, las temperaturas son establecidas en función de las temperaturas que pueden ser encontradas en funcionamiento.

Pruebas de corrosión.

Uno de los papeles importantes del lubricante es la protección contra la corrosión. También es indispensable conocer (para eventualmente modificarlos) las reacciones que se producen entre el lubricante y las superficies metálicas de diferentes naturalezas.

Ensayos de compatibilidad química.

Este tipo de pruebas permite determinar el comportamiento de los diferentes materiales cuando están en presencia de un aceite. Se certificará, por ejemplo, por medio de pruebas específicas, la compatibilidad de un lubricante con las juntas de estanqueidad.

Pruebas de estabilidad para el almacenamiento.

Ciertas combinaciones de algunos lubricantes resultan de la combinación de productos que no son totalmente miscibles en el aceite: por lo que se debe controlar la estabilidad durante el almacenamiento.

Pruebas de dispersión.

Estas pruebas tienen por objetivo determinar la capacidad de un aceite de mantener en suspensión las materias sólidas susceptibles de contaminar dicho aceite durante el servicio. Por ejemplo: Los motores de combustión producen residuos (hollín) y parte de dichos residuos se encuentra en el aceite. Este, por lo tanto, debe ser capaz de mantener el hollín en suspensión y evitar la acumulación que podría llegar a producir un taponamiento de los circuitos.

Pruebas de cizalladura.

Estas pruebas tienen por objetivo determinar la máxima o la mínima resistencia de los lubricantes a los esfuerzos mecánicos que tienden a provocar la ruptura de las moléculas de ciertos componentes.

Pruebas de resistencia a la presión.

No existe un aparato que pueda medir directamente la máxima o la mínima resistencia de una capa de aceite a la presión. En laboratorio las diferentes propiedades (untuosidad, resistencia de la capa de aceites, alta presión, presión extrema) solamente pueden ser estudiadas por medio de sus efectos,

esto con la ayuda de los bancos de pruebas que permiten provocar variaciones, una tras otra, en los factores susceptibles de influenciar tal resistencia. Para las grasas se realizan las mismas pruebas que las efectuadas en los aceites; son realizadas con ayuda de aparatos especiales: máquinas de 4 bolas, Timken, etc.

BANCO DE PRUEBAS

Las pruebas de laboratorio son complementadas con pruebas en el banco, en máquinas de estructura muy próxima a la de las máquinas reales. Aquí se establecen condiciones precisas.

Pruebas en motores.

Las pruebas en motores tienen por objetivo observar el comportamiento de los aceites, tanto en motores de gasolina, como en motores diesel.

Cada prueba está orientada para evidenciar una o varias propiedades del lubricante. Ninguna prueba en motor es capaz de evaluar simultáneamente el conjunto de las propiedades.

Las pruebas en banco son efectuadas en motores multi-cilíndricos, de uso corriente en el automóvil, o en motores mono-cilíndricos.

Pruebas en los engranajes.

Estas pruebas tienen por objetivo verificar, en mecanismos reales, las propiedades de cohesión interna y de resistencia a la presión de los lubricantes.

Diferentes métodos son utilizados según los tipos de engranajes empleados y las condiciones de pruebas aplicadas.

Pruebas en funcionamiento.

Las pruebas en laboratorio y en banco son indispensables para la elaboración de un lubricante. Sin embargo estos ensayos tienen resultados bastante aleatorios. Por ello, solamente las pruebas en funcionamiento real, proporcionan resultados fiables para la calificación de un lubricante.

Las pruebas en funcionamiento real presentan una doble ventaja:

1. Permiten seguir la evolución de las necesidades en materia de lubricación de los diferentes tipos de máquinas y el mantenimiento de las fórmulas de los aceites.
2. Suministran información de gran valía con respecto a la orientación de los métodos de pruebas en banco realizadas en una etapa preliminar.

Las pruebas en funcionamiento son generalmente largas y costosas, pues es indispensable que sean realizadas de forma estadística en diferentes tipos de máquinas de una misma categoría e, incluso, repetidamente, con el fin de verificar los fallos, que surgen con frecuencia, de los organismos mecánicos.

Las conclusiones de dichos ensayos se formulan:

1. Con base en las observaciones efectuadas durante todo el periodo de pruebas, cuyo seguimiento debe ser realizado por ingenieros especializados.
2. En base a análisis periódicos de los lubricantes, analizados por muestreo durante su funcionamiento.
3. En base al examen de las piezas mecánicas al final de la prueba.

NORMAS RELATIVAS A LOS LUBRICANTES

Norma A.P.I. (American Petroleum Institute).

El nivel de calidad A.P.I. viene representado por un código generalmente formado por dos letras:

1. La primera designa el tipo de motor (S= gasolina y C= Diesel).
2. La segunda designa el nivel de calidad

Para obtener esta norma, los lubricantes deben superar cuatro pruebas de motor en las que se tiene en cuenta:

1. El aumento de la temperatura de los aceites con los motores en funcionamiento,
2. La prolongación de los intervalos del cambio de aceite preconizado por el constructor,

3. Las prestaciones del motor,
4. Las normas de protección del medio ambiente.

Para determinados aceites:

1. La reducción del consumo de carburantes debido a la escasa viscosidad (categoría "Energie Conserving").

Existe 3 tipos de clasificación:

1. Clasificación API Transmisión
2. Clasificación API Motor Gasolina
3. Clasificación API Motor Diesel

CLASIFICACIÓN API TRANSMISIÓN

API- GL1

Para transmisiones de ejes con engranaje helicoidal, y tornillo sin fin y en determinadas transmisiones manuales. Pueden contener aditivos: antioxidantes, anti-herrumbre, anti-espuma y agentes que rebajen el punto de solidificación.

API- GL2

Para transmisiones con tornillo sin fin en las que un aceite GL-1 no es suficiente.

API-GL-3

Para transmisiones con ejes de engranajes helicoidales que funcionan en servicio y velocidad moderada, y a las que un aceite GL-1 no les es suficiente.

API-GL-4

Para transmisiones con engranaje helicoidal y transmisiones hipoides especiales aplicadas a vehículos que funcionan con velocidad elevada y con par bajo, o con velocidad reducida y par elevado. Los aditivos antidesgaste y extrema presión son utilizados.

API-GL-5

Lo mismo que en el punto anterior pero a velocidad elevada y par extremadamente débil, y velocidad reducida y par elevado. Aditivos contra el desgaste y extrema presión son añadidos.

CLASIFICACIÓN API DE LOS MOTORES A GASOLINA

SD: para los motores a gasolina de turismos y camiones de 1968 a 1970. El aceite SC debe ofrecer una protección contra la formación de depósitos a alta (detergencia) y a baja temperatura (dispersión). Es necesaria una protección suplementaria contra el desgaste y la formación de herrumbre.

SE: Para los motores a gasolina, de turismos y camiones, a partir de 1971. Los aceites SE pueden remplazar a los SC. Con respecto a la categoría anterior, el aceite SC ofrece una mejor resistencia contra la oxidación y la formación de

"cold sluge" bajas temperaturas. Es decir el motor está más protegido contra la herrumbre.

SF: Para los motores de gasolina, turismos y determinados camiones a partir de 1980. Los aceite SF pueden remplazar a los SE y SC. Estos aceites dan mejores resultados que los SE en materia de resistencia a la formación de depósitos, de protección contra el desgaste y de resistencia contra la corrosión.

SG: Para los motores gasolina de turismo y algunos camiones después de 1980 sustituyen a los SF, SG, CC, SE o SE/CC. Los aceites SG tienen mayores prestaciones que los SF en formación de depósitos, protección contra el desgaste y resistencia a la corrosión.

SH: ídem que SG pero con condiciones de pruebas más estrictas.

SJ: Aceite para motor de nivel SH, aunque desarrollado de acuerdo con el sistema de certificación API según los criterios de múltiples pruebas.

CLASIFICACIÓN API DE MOTORES DIESEL

CC: Para motores diesel con una descripción de funcionamiento normal (motor diesel ligeramente sobrealimentado) y motor a gasolina. Los aceites CC son muy detergentes y dispersivos, protegen bastante bien los motores contra el desgaste y la corrosión.

CD: Para motores diesel de uso intensivo, sometido a presiones elevadas, producidas por turbocompresión. Los aceites CD son muy detergentes y

dispersantes y protegiendo bastante bien el motor contra el desgaste y la corrosión

CD II: Para los motores diesel de dos tiempos concebidos para tareas difíciles. Limitación estricta de la formación de depósitos y de desgaste. Los aceites CDII responden a las exigencias de la clase CD presentada anteriormente pero también satisfacen las pruebas de motor GM de dos tiempos normalizados, realizados en un Detroit 6V53T.

CE: Para los motores diesel con uso intensivo con turbocompresión circulando desde 1983. Está dirigido a motores de gran potencia con un régimen elevado, pero también a motores lentos de gran potencia. Los aceites CE pueden reemplazar los aceites CD en todos los motores. A diferencia de las exigencias de la categoría CD, estos aceites poseen mejores propiedades en materia de limitación del consumo de aceite, de formación de depósitos, de desgaste y de espesamiento del aceite.

CF4: Similar a la categoría CE pasando además por una prueba de micro-oxidación. La protección de los pistones y de la garganta de segmento está especialmente reforzada.

CG4: Para los motores diesel con uso intensivo. Reducción de los depósitos en el pistón, del desgaste, de la corrosión, de la formación de espuma, de la oxidación y de la acumulación de hollín a altas temperaturas. Estos aceites responden a las necesidades de motores adaptados a las normas de emisión de 1994.

CH: Para motores diesel adaptados a las normas de emisión de 1998. Estos aceites están destinados a garantizar la vida de los motores en las condiciones más severas. Ellos permiten una extensión de los intervalos de los cambios de aceite.

Clasificación ACEA motor.

Clasificación API es importante sobre todo para los motores americanos. Los motores de origen europeo exigen otros criterios.

En consecuencia, los fabricantes de motores europeos han desarrollado un sistema propio de clasificación. Esta fue establecida por la ACEA, antigua CCMC o "Comité de Constructores del Mercado Común", por lo que las normas empleadas son de la CCMC. Este organismo tiene como principio reflejar la clasificación de la API añadiéndole algunas exigencias.

Las normas ACEA están divididas en tres grupos:

1. A para los motores a gasolina
2. B para los motores diesel turismo
3. E para los motores diesel vehículos utilitarios y camiones

Cada grupo posee varios niveles de calidad indicados por una cifra (1,2,3,...), seguida de las dos últimas cifras del año de introducción de la versión más reciente.

Para los motores a gasolina existen las siguientes normas:

1. A1-96: aceites que economizan energía.
2. A2-96: aceites para uso normal
3. A3-96: aceite para uso severo.

Norma S.A.E.

La norma SAE J 300 definió lo que se denomina "Grado de viscosidad" para cada lubricante Ej.: S.A.E. 40 (grado de viscosidad para el verano). Cuanto más elevado es el número mejor es el mantenimiento de la viscosidad a altas temperaturas.

En el caso de uso urbano o deportivo, o cuando la temperatura del aire es elevada, el motor soporta altas temperaturas que acentuarán dicho fenómeno. También es importante para la protección del motor la utilización de un aceite que se mantenga lo suficientemente viscoso.

En frío, sin embargo, el aceite tiende a espesarse. Por ello, es importante que se mantenga muy fluido, incluso en temperaturas bajas, para que pueda distribuirse por el motor y proteger así las piezas mecánicas que están en movimiento. En este caso, el aceite también debe facilitar el arranque. La viscosidad en frío se caracteriza, según las normas S.A.E por "Un grado de viscosidad invierno". Ej.: S.A.E.10W El número que indica el grado de viscosidad invierno es siempre seguido de la letra W (para "winter" que quiere decir invierno en inglés).

Cuanto menor es el número mayor es la fluidez del aceite a baja temperatura o en el momento del arranque.

Los aceite monogrado son utilizados cuando la temperatura de funcionamiento varia poco (o en aplicaciones específicas).

Los aceites multigrado responden a la vez a una graduación de invierno y una de verano. Ej.: S.A.E. 10W 40 10W= Graduación de invierno 40= Graduación de verano El aceite multigrado es menos sensible a la temperatura. Esto significa que en invierno permite un arranque fácil gracias a su fluidez.

Compresores de Amoniaco para cámaras frigoríficas y procesos alimenticios requieren un buen aceite y mucho cuidado en la selección y colocación del aceite.

El aceite para compresores de amoniaco es muy importante para su desempeño. Este aceite debería ser capaz de trabajar muchas horas con poco desgaste, poco arrastre, y mucha eficiencia.

Los próximos tres compresores están utilizando un aceite de una reconocida marca. El índice de viscosidad es 79. El primer problema encontrado es que la planta no sabe cuantas horas están utilizando el aceite ni cuanto han aumentado en el curso del tiempo.

El segundo problema encontrado es que en los tres compresores el aceite oxidó y aumentó de viscosidad entre 15% y 43%. El resultado es desgaste severo, causando perdidas económicas para la empresa.

Las *tablas 55707-55709-55708*, muestra los datos obtenidos tras el análisis de aceite practicados a estos tres equipos.

Aceite Oxidado y su Desgaste

En estas dos muestras se puede ver otro aceite para compresores de amoníaco. Este aceite es nafténico y tiene un índice de viscosidad muy bajo (45) que limita a protección hidrodinámica en el sector caliente y deja espesar en el lado frío del compresor.

En las primeras dos muestras se aprecia el problema de oxidación. Este aceite aumentó viscosidad 46% y 60% respectivamente. Ambas muestras demuestran desgaste de hierro. Véase las *tablas 198863 y 198862*.

El descuido en el relleno de aceite pue de causar problemas de eficiencia y desgaste.

Esta muestra indica un descuido de parte de mantenimiento. Aparentemente utilizaron otro aceite para sus aumentos durante su periodo de uso. Se nota en las muestras anteriores que este aceite no viene con esta cantidad de Zinc ni Fósforo. Los resultados obtenidos de esta prueba están tabulados en la *tabla 148232*.

El agua causa daños severos en el compresor.

Descuido en mantenimiento u operaciones puede permitir la entrada de agua. Aquí se encontró daño causado por 0.05% de agua.

También se aprecia en la muestra 148230 que se mezcló otro aceite con el aceite para amoníaco en este compresor. Véase *tablas 138985, 148230, 138987*.

La herrumbre se queda cuando se cambia aceite.

Aunque se cambia aceite después de una contaminación por agua, si no hay bastante aditivos anti-herrumbre en el nuevo aceite, o no lleva a cabo una limpieza adecuada herrumbre que quedó en el compresor, generará más problemas. Véase la *tabla 198864*.

Un aceite de Motor no deber ser mezclado con aceite para Compresores de Amoniaco.

En esta empresa utilizan un producto naftenico de una buena marca. El primer compresor solamente tiene 374 horas de trabajo con este aceite, y se ve un poco de contaminación y un poco de desgaste de hierro.

En segundo compresor demuestra que el aceite estaba bien con 24 horas de uso, pero en el curso de las próximas 476 horas alguien usó aceite de motor para el aumento. Esto aumentó la viscosidad y colocó aditivos en el compresor que no deberían estar allí. Los resultados son los tabulados en las *tablas 180139, 252968, 180138*.

Tabla 55707.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
Lab No Condition	Date Taken Tested	Time on Oil Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
55707 Abnormal	05-MAR-02 19-MAR-02	-	122 A	0	0	8	5	1	0	0	2	0	1	7	5	0	0	64	0	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
55707	N/A	86.0 A	N/A	0	<0.1	N/A	

Tabla 55709.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
Lab No Condition	Date Taken Tested	Time on Oil Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
55709 Abnormal	05-MAR-02 19-MAR-02	-	88	0	0	2	1	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	26	0	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
55709	N/A	78.1 A	N/A	0	<0.1	N/A	

Tabla 55708.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
Lab No Condition	Date Taken Tested	Time on Oil Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
55708 Abnormal	05-MAR-02 19-MAR-02	-	84	0	0	5	3	1	0	0	2	0	1	0	0	0	0	68	0	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
55708	N/A	97.2 A	N/A	0	<0.1	N/A	

Tabla 198863.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
<u>Lab No</u> Condition	<u>Date Taken</u> Tested	<u>Time on Oil</u> Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
198863 Normal	<u>21-SEP-02</u> 07-OCT-02	-	20	1	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	4	1	10	1	0	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
198863	N/A	99.3 A	N/A	0	<0.1	N/A	

Tabla 198862.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
<u>Lab No</u> Condition	<u>Date Taken</u> Tested	<u>Time on Oil</u> Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
<u>198862</u> Normal	<u>21-SEP-02</u> 07-OCT-02	<u>3456</u> 8096	28	1	0	1	0	1	0	0	1	0	2	1	5	1	10	1	1	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
198862	N/A	108.7 A	N/A	0	<0.1	N/A	

Tabla 148232.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
<u>Lab No</u> Condition	<u>Date Taken</u> Tested	<u>Time on Oil</u> Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
148232	24-JUL-02	4320	2	0	1	18	1	0	0	0	1	18	3	20	100	1	801	839	0	0	0	0
Normal	30-JUL-02	19309																				

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
148232	N/A	82.5	N/A	0	<0.1	N/A	

Tabla 138985.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
Lab No Condition	Date Taken Tested	Time on Oil Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
138985 Abnormal	<u>12-JUL-02</u> 17-JUL-02	<u>600</u> 12122	776 A	2	6	1	2	5	0	0	1	0	3	1	4	2	27	5	0	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
138985	N/A	108.8 A	N/A	.05	<0.1	N/A	

Tabla 148230.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																				
Lab No	Date Taken	Time on Oil	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium	
Condition	Tested	Time on Unit																					
148230	24-JUL-02	4320	1	0	6	0	1	0	0	0	1	0	35	0	8	716	10	15	0	0	0	0	0
Normal	30-JUL-02	17027																					
138986	12-JUL-02	1500	943	5	7	1	2	3	0	0	1	0	1	0	7	2	40	3	0	0	0	0	0
Abnormal	17-JUL-02	11730	A																				

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/Solids	Glycol	
148230	N/A	61.2	N/A	0	<0.1	N/A	
138986	N/A	82.1 A	N/A	.05 A	<0.1	N/A	

Tabla 138987.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																				
Lab No	Date Taken	Time on Oil	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium	
Condition	Tested	Time on Unit																					
138987	12-JUL-02	900	3252	2	13	5	9	3	0	0	8	1	6	2	8	2	86	11	1	0	0	0	0
Critical	17-JUL-02	26986	C																				

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/Solids	Glycol	
138987	N/A	59.6	N/A	3.0 A	<0.1	N/A	

Tabla 198864.

			SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																			
Lab No Condition	Date Taken Tested	Time on Oil Time on Unit	Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium	Potassium
198864 Critical	21-SEP-02 07-OCT-02	300 12042	458 C	3	0	1	1	5	0	0	2	0	3	1	3	1	20	2	0	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
198864	N/A	72.9	N/A	0	<0.1	N/A	

Tabla 180139.

Lab No Condition	Date Taken Tested	Time on Oil Time on Unit	SPECTROCHEMICAL ANALYSIS (ppm)																		
			Iron	Chromium	Lead	Copper	Tin	Aluminum	Nickel	Silver	Silicon	Boron	Sodium	Magnesium	Calcium	Barium	Phosphorus	Zinc	Molybdenum	Titanium	Vanadium
180139 Normal	07-SEP-02 11-SEP-02	374	6	0	0	1	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	7	0	0	0	0

Lab No	Physical Properties						Additional Tests
	Fuel	Visc40	Visc100	Water	Soot/ Solids	Glycol	
180139	N/A	64.1	N/A	0	<0.1	N/A	

FUENTE: *Widman International S.R.L Representante de CHEVRON Lubricants.*

ANEXO D.

AMORTIGUADORES Y AISLANTES DE VIBRACIONES MECANICAS

AMORTIGUADORES ESPECIALES PARA MAQUINAS Y EQUIPOS QUE NECESITAN FIJACIÓN

AMORTIGUADOR MODELO: DRV01 y DRV402

Amortiguador tipo prisionero enteramente metálico con fijación a la base, trabaja sobre esfuerzos multidireccionales.

Descripción.

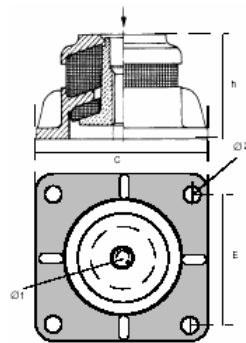
Cuerpo en hierro fundido de alta resistencia, Almohadillas cónicas (para tracción y compresión) en alambre de acero inoxidable, núcleo central en aluminio.

Características mecánicas.

Frecuencia Natural: 15 a 22 Hz ; Rigidez horizontal prácticamente igual a la vertical.

Aplicación.

Aislamiento de máquinas con esfuerzos dinámicos verticales o ligeramente inclinados con relación a la vertical: inyectoras, prensas, impresoras, máquinas rotativas o alternativas con más de 2000 r.p.m.: Ventiladores, compresores, bombas, generadores etc. Máquinas o equipos embarcados y transportados.



Rangos de Carga:

Referencia	Cargas admisibles			Dimensiones (mm.) (±2)						
	Carga Estática Kg.	Dinámica compresión	Dinámica tracción	A	B	C	Ø1	Ø2	E	h
DRV 401	10 - 100	300	200	xx	xx	98	W ½"	13.5	70	56
DRV 402	30 - 700	2000	1000	xx	xx	98	W ½"	13.5	70	56

Consultar por otros modelos de características similares: DRV 5023 - DRV 5025 - DRV 318

Vibroswitches Metrix 5550

El modelo VibrAlert 5500 es el último interruptor de vibración desarrollado por METRIX para la protección de equipos industriales, y aprovecha todo el conocimiento adquirido en los más de 25 años de fabricación de este tipo de producto.

El dispositivo más básico de la serie 5500 dispone de contacto eléctrico SPDT para señalar la condición vibratoria anómala de máquina o comandar la parada, sobre un ajuste de 0-100% de fondo de escala (2, 5 ó 10 G's pico) con un mecanismo de precisión alojado en caja de fundición de aluminio de estanqueidad IP65 (NEMA



4) y rearme manual. Otros modelos más sofisticados ofrecen opciones de rearme remoto, ambientes deflagrantes, etc.

ESPECIFICACIONES SERIE 5550	
Rango de amplitud	2, 5, 10 G's pico
Rango de frecuencia	0-3600 rpm.
Rango de temperatura	-40 a +80 °C
Estanqueidad	Protección IP 65, caja de fundición de aluminio
Ajuste externo de disparo	0-100% de amplitud
Contacto eléctrico	SPDT standard, DPDT opcional
Rearme	Manual standard, eléctrico remoto opcional
Temporización en arranque	20-30 segundos de inhibición tras el rearme eléctrico
Certificaciones	CE standard, CENELEC Eexd IIB opcional para ambientes explosivos

Fuente: **Catalogo Metrix Instruments co.**

AMORTIGUADORES DE VIBRACIÓN TEADIT

Los **Amortiguadores de Vibración Teadit** son empleados para absorber vibraciones mecánicas de tuberías acopladas a bombas, ventiladores, compresores, turbinas y **motores alternativos en general**.

Además de las vibraciones axiales y transversales pueden aún compensar dilataciones térmicas, reduciendo considerablemente los esfuerzos en las boquillas de los equipos acoplados a ellas.

Los bridas son suministrados con orificios obedeciendo a la norma ASME B16.5, y los tubos terminales biselados para soldadura de punta. Según ASME B16.25.



Presiones De Operación Máxima

Juntas Clase 150: 10.5 Bar (150 Psi)

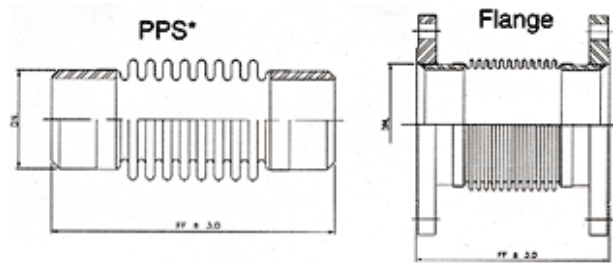
Juntas Clase 300: 21.0 Bar (300 Psi)

Temperatura de Operación Máxima

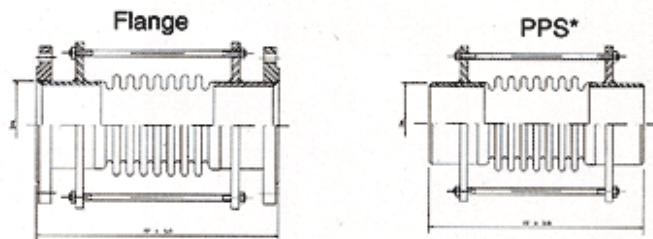
450° C

Tipos Constructivos y Dimensiones Disponibles

Los Amortiguadores de Vibración Teadit son fabricados en dos Tipos Constructivos Básicos para dos Clases de Presión de Operación Máxima. La selección de uno u otro tipo, depende de las condiciones de operación y de las características de la tubería o equipos a ser conectados.



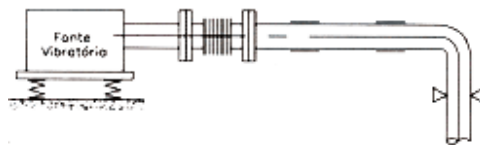
Sin tirantes tensores (AVS)



Con tirantes tensores (AVT)

*PPS: Punta para soldadura

Diámetro Nominal DN. (pol.)	longitud FF (mm) Juntas Clase 150 psi				longitud FF (mm) Juntas Clase 300 psi			
	sin tensores		con tensores		sin tensores		con tensores	
	PPS*	Flange	PPS*	Flange	PPS*	Flange	PPS*	Flange
2"	224	132	320	340	207	121	330	350
2 1/2"	224	139	320	340	216	136	330	350
3"	308	184	335	355	330	229	330	350
4"	314	191	435	460	299	203	425	450
5"	333	213	435	460	298	210	445	470
6"	394	276	450	475	337	260	445	470
8"	356	251	590	615	321	241	580	605
10"	515	288	615	640	410	340	580	605
12"	457	319	640	665	432	381	610	635



Bridas según normas DIN o especiales, pueden ser suministrados bajo consulta.

Fuente:

http://www.teadit.com.br/espanhol/html/produtos/j_amortecedor.php

ANEXO E

TERMOPARES CLÁSICOS

TERMOPARES EN METALES COMUNES

SÍMBOLO	PARES	TEMPERATURAS PERMANENTES
T	COBRE-CONSTANTAN	- 200.....+ 350° C
J	HIERRO - CONSTANTAN	- 200.....+ 500° C
K	NIQUEL CROMO - NIQUEL	- 200.....+ 1.150° C
R	PLATINO-PLATINO Rh 13%	0.....+ 1.700° C
S	PLATINO-PLATINO Rh 10%	0.....+ 1.600° C
E	CROMEL - CONSTANTAN	- 200+ 900° C
B	PLATINO RODIO 6 %- PLATINO Rh. 30 %	+ 800.....+ 1.700° C

Las temperaturas indicadas son las máximas en las que se pueden utilizar, siempre en función del diámetro del hilo y de la protección adecuada en las atmósferas en que se utilizan.

EJECUCIONES DE LOS TERMOPARES SEGÚN NORMAS

DIN 43710 y 43712

TERMOPARES SIN VAINA, AISLAMIENTO SENCILLO

NATURALEZA TERMOPAR	DIÁMETRO HILO m.m.	AISLAMIENTO	TEMPERATURAS EXTREMAS
T, J, E, K, U, L	0.2.....1,38	AISLAMIENTO FIBRA DE VIDRIO TRENZADA Y LACADA	- 25.....+400°C
T, J, E, K, U, L	0.2.....1,38	AISLAMIENTO FIBRA DE VIDRIO TRENZADA CON CUBIERTA FINAL DE SILICONA	- 40.....+200°C
N, J, E, K, L	0,5.....1	AISLAMIENTO FIBRA DE VIDRIO	-

		ESPECIAL TRENZADA Y LACADA	40.....+600°C
N, K	0,8.....1	AISLAMIENTO DE FIBRA DE SILICIO TRENZADA	- 40.....+1.000°C
N, K	0,8.....1	AISLAMIENTO DE FIBRA DE SILICIO ESPECIAL TRENZADA	- 40.....+1.400°C
T, J, E, K, U, L	0.2.....1,38	AISLAMIENTO DE P.V.C.	- 10.....+105°C
T, J, E, K, U, L	0.2.....1,38	AISLAMIENTO DE GOMA SILICONA	- 45.....+.200°C
T, J, E, K, U, L	0.2.....1,38	AISLAMIENTO DE P.T.F.E. (TEFLÓN)	- 200.....+.205°C

EXISTEN OTROS TIPOS DE AISLAMIENTOS Y COMBINACIONES DISTINTAS A LAS DESCRITAS ANTERIORMENTE.

TERMOPARES SEGÚN LAS NORMAS

IEC 584-3	ANSI MC 96.1-1982	NF C42 322-1985	DIN 43710
TIPO T (Cu CuNi)	TIPO T (Cu CuNi)	TIPO T (Cu CuNi)	TIPO U (Cu CuNi)
TIPO E (NiCr CuNi)	TIPO E (NiCr CuNi)	TIPO E (NiCr CuNi)	
TIPO J (Fe CuNi)	TIPO J (Fe CuNi)	TIPO J (Fe CuNi)	TIPO L (Fe CuNi)
TIPO K (NiCr Ni)	TIPO K (NiCr Ni)	TIPO K (NiCr Ni)	
TIPO N (NiCrSi NiSi)			

FUENTE : EPCO SISTEMAS. www.epcosistemas.com