

**DOCUMENTACION SOBRE EL ANALISIS DE  
SEÑALES DE DETERIORO Y FALLA EN MOTORES Y  
COMPRESORES RECIPROCANTES MAYORES  
Y ESTUDIO DEL SOFTWARE WINDROCK 6310 PA 2.0**

**FABIAN OMAR MORENO PACHECO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2.004**

**DOCUMENTACION SOBRE EL ANALISIS DE  
SEÑALES DE DETERIORO Y FALLA EN MOTORES Y  
COMPRESORES RECIPROCANTES MAYORES  
Y ESTUDIO DEL SOFTWARE WINDROCK 6310 PA 2.0**

**FABIAN OMAR MORENO PACHECO**

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

**Director / Codirector  
JORGE LUIS CHACON / ALFONSO GARCIA CASTRO  
Ingenieros Mecánicos**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2.004**

## **DEDICATORIA**

A Dios por su infinito amor.

A mis padres Gilberto Moreno y Aura Pacheco por todo su amor, paciencia, consejo y apoyo incondicional.

A mis hermanos René Fernando, Delsy Patricia, Laura Rocío por ser compañeros de vida, por su apoyo y gran cariño.

## **AGRADECIMIENTOS**

A Alfonso García, Jorge Chacón y Luis Serrano, ingenieros mecánicos, por su respaldo, confianza, enseñanza y colaboración oportuna.

A mis padres y familiares.

A todos mis amigos.

Fabian Omar Moreno Pacheco.

## CONTENIDO

	pá g.
INTRODUCCION .....	1
1. MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICION .....	2
1.1. FILOSOFIAS DE MANTENIMIENTO.....	2
1.1.1. Mantenimiento Correctivo.	2
1.1.2. Mantenimiento Preventivo.	2
1.1.3. Mantenimiento Basado en Condición.	3
1.1.4. Mantenimiento Predictivo.	3
1.1.5. Mantenimiento Proactivo.	4
1.1.6. Mantenimiento Basado en Confiabilidad.	4
1.1.7. Mantenimiento Productivo Total TPM.	4
1.2. MONITOREO DE CONDICION.....	5
1.3. MONITOREO SEGÚN FRECUENCIA .....	5
1.3.1. Monitoreo Periódico.	6
1.3.2. Monitoreo en Línea.	6
1.4. EVOLUCION DEL MONITOREO DE CONDICION AL MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICION .....	7
1.5. IMPLEMENTACION DE UN PROGRAMA DE MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICION.....	7
1.5.1. Metas y Objetivos.	7
1.5.2. Evaluación económica de un programa CBM.	12
1.5.3. Técnicas de monitoreo de condición de maquinaria.	15
1.5.4. Máquinas, rutas y límites de alarma.	33
2. SEVERIDAD DE VIBRACION Y VIBRACION EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA DE MAQUINAS RECIPROCANTES .....	38
2.1. SEVERIDAD DE VIBRACION EN MAQUINAS RECIPROCANTES SEGÚN NORMA BS 7854-6/ISO 10816-6 .....	39
2.1.1. Rasgos característicos de máquinas reciprocantes.	40
2.1.2. Alcance norma BS 7854-6/ISO 10816-6	40
2.1.3. Mediciones de vibración en máquinas reciprocantes según norma BS 7854-6/ISO 10816-6.	41
2.2. ANÁLISIS DE ESPECTROS DE MAQUINAS RECIPROCANTES.....	50
3. GENERALIDADES SOBRE LAS SEÑALES DE MONITOREO DE CONDICION DE MAQUINAS RECIPROCANES .....	53
3.1. VARIABLES DE MONITOREO EN MAQUINAS RECIPROCANTES.....	53
3.1.1. Temperatura	53
3.1.2. Presión	54
3.1.3. Vibración mecánica	54

3.1.4.	Emisiones acústicas de ultrasonido.	56
3.1.5.	Voltaje	56
3.1.6.	Fase	57
3.2.	TIPOS DE DIAGRAMAS PARA ANALISIS DE MAQUINAS RECIPROCANTES .....	58
3.2.1.	Diagramas con fase.	58
3.2.2.	Diagramas sin fase.	59
4.	PATRONES NORMALES DE COMPORTAMIENTO EN MOTORES RECIPROCANTES MAYORES.....	62
4.1.	TEORIA BASICA SOBRE MOTORES RECIPROCANTES MAYORES ..	63
4.1.1.	Componentes de un motor reciprocante.	63
4.1.2.	Clasificación de los Motores Reciprocantes.	64
4.1.3.	Elementos básicos del conjunto de potencia de motores de 2 y 4 tiempos.	68
4.1.4.	Nomenclatura de los cilindros de potencia de un motor reciprocante.	72
4.1.5.	Secuencia de eventos en un motor de combustión interna.	72
4.1.6.	Combustión en motores reciprocantes.	80
4.1.7.	Sistemas de Ignición.	85
4.1.8.	Sistemas de inyección de combustible diesel.	89
4.1.9.	Teoría básica para el análisis del desempeño de motores reciprocantes.	90
4.2.	PATRONES DE SEÑALES NORMALES DE MOTORES RECIPROCANTES .....	94
4.2.1.	Tipos de datos para análisis de motores reciprocantes.	95
4.2.2.	Patrones de señales normales en motores de dos tiempos de ignición por chispa.	101
4.2.3.	Patrones de señales normales en motores de cuatro tiempos de ignición por chispa.	118
4.2.4.	Patrones de señales normales en sistemas de Ignición.	130
4.2.5.	Patrones de señales normales en motores de ignición por compresión.	135
5.	PATRONES NORMALES DE COMPORTAMIENTO EN COMPRESORES RECIPROCANTES MAYORES.....	149
5.1.	TEORIA BASICA SOBRE COMPRESORES RECIPROCANTES .....	149
5.1.1.	Componentes principales de un compresor reciprocante.	150
5.1.2.	Clasificación de compresores reciprocantes.	150
5.1.3.	Nomenclatura de compresores reciprocantes.	154
5.1.4.	Ciclos de Operación de Compresores Reciprocantes.	155
5.1.5.	Fundamentos de las válvulas de compresores reciprocantes.	157
5.1.6.	Teoría preliminar para el análisis desempeño de compresores reciprocantes.	166
5.2.	PATRONES DE SEÑAL NORMALES DE COMPRESORES RECIPROCANTES DE DOBLE EFECTO .....	187

5.2.1.	Tipos de datos para el análisis de compresores reciprocantes.	188
5.2.2.	Patrones normales de comportamiento en el ciclo de compresión PV	
HE CE	192	
5.2.3.	Patrones normales de comportamiento en la secuencia de eventos de las válvulas.	195
5.2.4.	Patrones normales de comportamiento en el ciclo de Compresión PT	
HE CE.	199	
5.2.5.	Patrones normales de vibración de válvulas.	202
6.	PATRONES DE DAÑO EN MOTORES RECIPROCANTES .....	205
6.1.	ANALISIS DE LA COMBUSTION EN MOTORES RECIPROCANTES.	206
6.1.1.	Balaceo de motores reciprocantes de combustión interna.	206
6.1.2.	Detonación	213
6.1.3.	Ignición suave o combustión tardía.	216
6.1.4.	Combustión temprana.	219
6.1.5.	Fallo en la ignición o cilindro muerto.	220
6.1.6.	Pre ignición	225
6.2.	ANALISIS DE LA CONDICION MECANICA DE MOTORES RECIPROCANTES .....	229
6.2.1.	Fallas en el tren de válvulas.	229
6.2.2.	Fallas en pistones, bielas, anillos y camisas.	243
6.2.3.	Fallas de los sistemas de ignición en motores reciprocantes de encendido por chispa.	261
6.2.4.	Fallas en los sistemas de inyección de combustible diesel.	266
7.	PATRONES DE DAÑO EN COMPRESORES RECIPROCANTES .....	293
7.1.	Fugas de presión.....	294
7.1.1.	Fugas a través de válvulas de succión.	294
7.1.2.	Fugas a través de válvulas de descarga.	303
7.1.3.	Fugas por anillos.	306
7.1.4.	Fugas por empaquetadura.	313
7.2.	Fallas mecánicas en válvulas. ....	314
7.2.1.	Múltiples aperturas y cierres de los elementos de las válvulas.	315
7.2.2.	Golpe fuerte durante el cierre de la válvula.	316
7.2.3.	Golpe fuerte (slamming) durante la apertura de la válvula.	317
7.2.4.	Oscilación de la válvula.	318
7.3.	Pérdidas de potencia.....	320
7.4.	Carga en la barra del compresor.....	326
7.4.1.	Fuerzas sobre la barra.	326
7.4.2.	Patrones de falla relacionados con la carga en la barra del compresor.	332
7.5.	Desplazamiento de la barra perpendicular a la carrera. ....	337
7.6.	Desgaste y soldadura mecánica en componentes reciprocantes. ....	340
7.6.1.	Desgaste en la camisa.	340
7.6.2.	Soldadura de la camisa.	341

7.6.3.	Soltura del pistón en la barra.	341
7.6.4.	Juego excesivo en las guías de la cruceta.	341
7.6.5.	Desgaste entre el pasador y el buje de la cruceta.	341
7.6.6.	Soltura en válvulas.	342
7.6.7.	Soltura de cilindros.	342
7.7.	Vibración en cojinetes de biela y de bancada. ....	342
7.8.	Vibración en tuberías y bancadas.....	344
8.	<b>METODOLOGÍA PARA LA OBSERVACIÓN, ANÁLISIS, VALORACIÓN Y DIAGNÓSTICO DE LA CONDICIÓN MECÁNICA Y DESEMPEÑO DINÁMICO DE MOTORES Y COMPRESORES RECIPROCANES.....</b>	<b>347</b>
8.1.	<b>METODOLOGIA CODA.....</b>	<b>347</b>
8.1.1.	CHEQUEAR.	347
8.1.2.	OBSERVAR	352
8.1.3.	DECIDIR	357
8.1.4.	EVALUAR	358
8.2.	<b>PROCEDIMIENTO DE ANALISIS DE COMPRESORES RECIPROCANES. ....</b>	<b>358</b>
8.2.1.	Análisis mediante patrones de presión lado cabeza y cigüeñal usando curvas PV, PT y Log P Log V.	358
8.2.2.	Análisis del reporte de desempeño del compresor.	359
8.2.3.	Análisis de la vibración tomada en válvulas.	359
8.2.4.	Análisis del ultrasonido tomado en válvulas.	359
8.2.5.	Análisis de vibración en otros componentes.	360
8.2.6.	Análisis de la carga de la barra.	360
8.2.7.	Análisis de perfiles de temperatura.	360
8.3.	<b>PROCEDIMIENTO DE ANALISIS DE MOTORES RECIPROCANES.</b>	<b>360</b>
8.3.1.	Análisis mediante patrones de presión usando curvas PV, PT dP/dT. 360	
8.3.2.	Análisis mediante patrones de voltaje usando curvas Volt.	361
8.3.3.	Análisis del reporte de balance del motor.	361
8.3.4.	Análisis del reporte de ignición del motor.	361
8.3.5.	Análisis de la vibración tomada en culatas.	361
8.3.6.	Análisis del ultrasonido tomado en culatas.	361
8.3.7.	Análisis de inyección usando vibración.	362
8.3.8.	Análisis de vibración en otros componentes.	362
8.3.9.	Análisis de temperatura.	362
9.	<b>CASOS HISTORICOS DE FALLA EN MAQUINAS RECIPORCANES</b> 363	
9.1.	<b>CASO 1. DESBALANCE EN LOS CILINDROS DE POTENICA DE UN MOTOR POR RETRASO EN EL TIEMPO DE LA CHISPA .....</b>	<b>363</b>
9.2.	<b>CASO 2. FUGAS EN CARRERA DE COMPRESION DE UN MOTOR POR VALVULA PARTIDA.....</b>	<b>364</b>

9.3.	CASO 3. PATRONES DE VIBRACION Y ULTRASONIDO EXTENDIDO DURANTE LAS CARRERAS DE POTENCIA Y COMPRESION .....	366
9.4.	CASO 4. EVENTOS DE VIBRACION DE IMPACTO Y ULTRASONIDO SIMETRICAMENTE ANTES Y DESPues DEL pms DURANTE CARRERA DE ESCAPE.....	367
9.5.	CASO 5. IMPACTOS DE VIBRACION EN EL PMS DE LA CARRERA DE ESCAPE.....	369
9.6.	CASO 6. VIBRACION EN CASQUETES DE BANCADA EN UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS.....	370
9.7.	CASO 7. ANILLO PARTIDO EN UN MOTOR RECIPROCANTE .....	372
9.8.	CASO 8. SOLTURA DEL PISTON DE UN COMPRESOR .....	374
9.9.	CASO 9. CASQUETE DE BANCADA DE UN COMPRESOR RAYADO	376
10.	SISTEMA DE MONITOREO DE MAQUINARIA RECIPROCANTE WINDROCK 6310 PA.....	378
10.1.	Hardware del Sistema de Monitoreo de Maquinaria Reciprocante Windrock 6310 PA.....	378
10.1.1.	Conexiones al analizador.	379
10.1.2.	Modos de colección de datos del analizador Windrock 6310PA.	381
10.1.3.	Descripción de los sensores.	382
10.2.	Software Win6310 PA versión 2.0 .....	383
10.2.1.	Base de datos del Windrock 6310 PA.	386
10.2.2.	Configuración de las máquinas.	388
10.2.3.	Gráficas.	417
10.2.4.	Reportes.	417
10.2.5.	Conexión del analizador a un PC.	417
	CONCLUSIONES .....	417
	BIBLIOGRAFIA .....	417
	ANEXOS .....	417

## LISTA DE TABLAS

	pá
Tabla 1. Metas y objetivos típicos de un programa de mantenimiento basado en condición.	10
Tabla 2. Técnicas típicas de monitoreo de condición de maquinaria	31
Tabla 3. Frecuencia base de acuerdo con la criticalidad del equipo	35
Tabla 4. Factor de corrección según horas de trabajo al día del equipo	35
Tabla 5. Factor de corrección por potencia del equipo	35
Tabla 6. Normas relacionadas con el monitoreo de vibración en partes no rotativas de máquinas.	39
Tabla 7. Influencia de la técnica de montaje en la frecuencia máxima de respuesta de un acelerómetro.	42
Tabla 8. Nomenclatura de las direcciones y puntos de medida.	43
Tabla 9. Grados de Severidad.	46
Tabla 10. Ejemplo de Valores de Vibración.	47
Tabla 11. Carta de condición de máquinas reciprocantes según valores de severidad de vibración.	49
Tabla 12. Parámetros para análisis de espectros en máquinas reciprocantes.	52
Tabla 13. Rangos comunes de las variables de monitoreo de máquinas reciprocantes	58
Tabla 14. Ejemplos de diagramas con fase directos.	60
Tabla 15. Ejemplos de diagramas con fase indirecta.	61
Tabla 16. Descripción detallada de la secuencia de eventos de motores de 2 y 4 tiempos.	76
Tabla 17. Detalle físico del evento de combustión.	81
Tabla 18. Técnicas y ubicaciones para toma de datos en motores reciprocantes.	98
Tabla 19. Velocidades de válvula para diferentes aplicaciones.	164
Tabla 20. Técnicas y ubicaciones para la toma de datos en compresores reciprocantes.	189
Tabla 21. Rangos normales de presión pico de encendido para diferentes tipos de motores.	207
Tabla 22. Técnicas de balanceo de motores reciprocantes de combustión interna.	209
Tabla 23. Fallas comunes relacionadas con la combustión en motores reciprocantes.	227
Tabla 24. Fallas comunes relacionadas con la condición mecánica de válvulas en motores reciprocantes.	241
Tabla 25. Identificación de problemas de ignición.	266
Tabla 26. Fallas mecánicas en válvulas de compresores reciprocantes.	319

Tabla 27. Análisis de las formas de las señales de desplazamiento transversal de la carrera de la barra.	339
Tabla 28. Resumen para el análisis de bancadas y tuberías.	345
Tabla 29. Modelos de analizadores Windrock 6310.	379
Tabla 30. Botones gráficos de acceso a las ventanas de diálogo principales.	384
Tabla 31. Botones de manipulación de gráficas.	385
Tabla 32. Botones de la ventana de diálogo de selección de máquinas.	387
Tabla 33. Definición de parámetros generales de configuración.	390
Tabla 34. Contenido misceláneo.	395
Tabla 35. Tipos de puntos de medida.	396
Tabla 36. Puntos de medida típicos para motores recíprocos.	398
Tabla 37. Puntos de medida típicos en compresores recíprocos	400
Tabla 38. Botones de la ventana de diálogo del Editor de Puntos de Colección	404
Tabla 39. Botones de la ventana de edición de puntos de colección.	406
Tabla 40. Campos de presentación de gráficas en la ventana de configuración de grupos de gráficos.	407
Tabla 41. Campos de la ventana de diálogo del ajuste de la escala de datos.	409
Tabla 42. Referencias para configurar las escalas de los diferentes tipos de puntos de medida en motores y compresores recíprocos.	409
Tabla 43. Campos de la ventana de diálogo de configuración de software.	415
Tabla 44. Contenido del menú de gráficas.	417
Tabla 45. Campos de la ventana de selección de grupos de gráficos.	417
Tabla 46. Resumen de botones de la ventana de diálogo para la selección de gráficas históricas.	417
Tabla 47. Opciones de tipos de gráficas.	417
Tabla 48. Opciones de escala para las líneas en una gráfica.	417
Tabla 49. Herramientas de manipulación de gráficas.	417
Tabla 50. Abreviaciones de los eventos de válvulas.	417
Tabla 51. Campos en la ventana de diálogo para la selección de reportes de desempeño.	417
Tabla 52. Campos en el reporte de compresor.	417
Tabla 53. Campos en el reporte de motor.	417
Tabla 54. Campos en el reporte de ignición.	417

## LISTA DE FIGURAS

	pá g.
Figura 1. Estructura de un sistema experto.	6
Figura 2. Tendencia de costos de mantenimiento tras el arranque del programa CBM.	12
Figura 3. Devanado de un motor eléctrico.	17
Figura 4. Tendencia en la vibración del cabezal de un compresor.	21
Figura 5. Mosaico de rodamientos.	22
Figura 6. Termograma de una caldera en funcionamiento.	23
Figura 7. Efecto de la cavitación en el impulsor de una bomba centrifuga.	25
Figura 8. Diagrama vibración en cascada de los apoyos de una motobomba de 5000hp.	26
Figura 9. Análisis ferrográfico de las partículas metálicas en el aceite de un motor.	28
Figura 10. Ejemplo de una máquina vertical en línea.	43
Figura 11. Máquina en V multicilindros.	44
Figura 12. Máquina horizontalmente opuesta.	45
Figura 13. Nomograma de Grado de Severidad de Vibración.	48
Figura 14. Espectro del bloque de un motor reciprocante. Vel: 323 rpm.	51
Figura 15. Tendencia del espectro de la fundación de un compresor reciprocante. Vel 330 rpm.	51
Figura 16. Espectro de la bancada de un motor reciprocante de dos tiempos.	55
Figura 17. Vibración de alta frecuencia en el dominio del tiempo de un motor de 4 tiempos.	56
Figura 18. Señal de referencia de la posición del cigüeñal de una máquina reciprocante.	57
Figura 19. Partes principales de un motor reciprocante.	62
Figura 20. Ejemplo de una máquina vertical en línea.	66
Figura 21. Ejemplo de una máquina en V multicilindro.	66
Figura 22. Ejemplo de una máquina horizontalmente opuesta.	67
Figura 23. Ciclo de operación de un motor de 2 tiempos/carreras.	67
Figura 24. Ciclo de operación de un motor de 4 tiempos/carreras.	68
Figura 25. Conjuntos de potencia de un motor de dos tiempos.	71
Figura 26. Conjuntos de potencia de un motor de cuatro tiempos.	71
Figura 27. Nomenclatura de los cilindros de potencia de un motor reciprocante en V.	72
Figura 29. Diagrama de eventos en motor de 2 tiempos/ciclos	74
Figura 30. Diagrama eventos en motor de 4 tiempos/ciclos.	75
Figura 31. Elementos para la combustión.	82
Figura 32 Esquema de un sistema de ignición.	86

Figura 33. Bujía de un motor a gas.	86
Figura 34. Cálculo del trabajo en el pistón.	91
Figura 35. Presión media efectiva indicada y al freno.	92
Figura 36. El área sombreada dentro de la curva representa el trabajo útil del motor.	93
Figura 37. Formas de los patrones de vibración y ultrasonido.	95
Figura 38. Principales técnicas y ubicaciones para el análisis de motores recíprocos.	97
Figura 39. Diagrama de eventos de vibración y presión de un motor de 2 tiempos de ignición por chispa.	102
Figura 40. PT. Inicio del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	104
Figura 41. PT. Combustión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	104
Figura 42. PT. Potencia. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	105
Figura 43. PT. Escape. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	105
Figura 44. PT. Admisión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	106
Figura 45. PT. Barrido. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	106
Figura 46 PT. Entrada de combustible. Motor de dos tiempos de ignición por chispa	107
Figura 47 PT. Compresión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa	107
Figura 48 PT. Ignición. Motor de dos tiempos de ignición por chispa	108
Figura 49 PT. Punto muerto superior. Motor de dos tiempos de ignición por chispa	108
Figura 50. PV. Inicio del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	109
Figura 51. PV. Combustión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	110
Figura 52. PV. Potencia. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	110
Figura 53. PV. Escape. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	111
Figura 54. PV. Admisión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	111
Figura 55. PV. Barrido. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	112
Figura 56. PV. Entrada de combustible. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	112
Figura 57. PV. Compresión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	113
Figura 58. PV. Ignición. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	113
Figura 59. PV. Punto muerto superior. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	114
Figura 60. VT UT. Inicio del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	115
Figura 61. VT UT. Combustión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	115
Figura 62. VT UT. Potencia. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	116
Figura 63. VT UT. Escape. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	116
Figura 64. VT UT. Admisión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	117
Figura 65. VT UT. Entrada de combustible. Motor de dos tiempos. Ignición por chispa.	117
Figura 66. VT UT. Final del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.	118

Figura 67. Diagrama de eventos de vibración y presión de un motor de 2 tiempos de ignición por chispa.	119
Figura 68. PT VT. Inicio del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	121
Figura 69. PT VT. Combustión. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	121
Figura 70. PT VT. Potencia. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	122
Figura 71. PT VT. Escape. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	122
Figura 72. PT VT. Admisión. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	123
Figura 73. PT VT. Entrada de combustible. Motor cuatro tiempos. Ignición por chispa.	123
Figura 74. PT VT. Compresión e ignición. Motor cuatro tiempos. Ignición por chispa.	124
Figura 75. PT VT. Final del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	124
Figura 76. PV. Inicio del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	125
Figura 77. PV. Combustión. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	126
Figura 78. PV. Entrada de combustible y compresión. Motor cuatro tiempos. Ignición chispa	126
Figura 79. PV. Ignición. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	127
Figura 80. PV. Punto muerto superior. Motor de cuatro tiempos ignición chispa.	127
Figura 81. PV. Pico de presión de ignición. Motor cuatro tiempos. Ignición por chispa.	128
Figura 82. PV. Potencia. Motor de cuatro tiempos ignición chispa.	128
Figura 83. PV. Punto muerto inferior. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	129
Figura 84. PV. Escape. Motor de cuatro tiempos ignición chispa.	129
Figura 85. PV. Fin del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.	130
Figura 86. Patrón normal de ignición primaria.	131
Figura 87. Ignición secundaria de descarga inductiva.	132
Figura 88. Ignición secundaria de descarga capacitiva.	133
Figura 89. Esquema del patrón típico de ignición secundaria capacitiva.	134
Figura 90. VolT. Patrones de ignición secundaria capacitiva.	135
Figura 91. PT. Inyección. Motor Diesel de dos tiempos.	136
Figura 92. PT. Punto muerto superior. Motor Diesel de dos tiempos.	137
Figura 93. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.	138
Figura 94. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.	139
Figura 95. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.	140
Figura 96. PT VT. Con vibración de media frecuencia se observa la ignición.	141
Figura 97. Diagrama PT VT para un motor diesel.	141
Figura 98. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.	144
Figura 99. $\delta P/\delta T$ . Motor Reciprocante de 2 tiempos.	146
Figura 100. PT VT. Inyección. Motor Diesel de cuatro tiempos	147
Figura 101. PT VT. Zoom Inyección. Motor Diesel de cuatro tiempos	148

Figura 102. Partes principales de un compresor reciprocante.	149
Figura 103. Clasificación según número de cilindros.	150
Figura 104. Compresores reciprocantes de proceso.	152
Figura 105. Compresores de alta velocidad.	153
Figura 106. Hyper compresor.	153
Figura 107. Compresor reciprocantes vertical.	154
Figura 108. Nomenclatura de los componentes de compresores reciprocantes.	155
Figura 109. PT VT. Eventos básicos de un ciclo de compresión.	157
Figura 110. Clasificación de válvulas según configuración interna.	158
Figura 111. Partes de una válvula de descarga típica de un compresor reciprocante.	159
Figura 112. Partes de una válvula de pistones para compresor reciprocante.	160
Figura 113. Funcionamiento de las válvulas de un compresor.	161
Figura 114. Pérdidas de trabajo por apertura y cierre de válvulas en un diagrama PV.	162
Figura 115. Cálculo del trabajo en el pistón.	166
Figura 116. Presión media efectiva en un diagrama PV de un compresor.	169
Figura 117. Trabajo positivo y trabajo negativo en un diagrama PV.	170
Figura 118. El área sombreada representa el trabajo útil hecho sobre el gas en el lado cabeza HE.	171
Figura 119. Diagrama Pv de procesos de compresión isentrópica, politrópica e isotérmica entre los mismos límites de presión.	172
Figura 120. Esquema de un compresor de dos etapas con interenfriamiento.	175
Figura 121. Diagrama PV de un compresor de etapas múltiples con interenfriamiento.	175
Figura 122. Eficiencias volumétricas de succión y descarga según carta PV.	178
Figura 123. Gráfica Log P Log V normal.	185
Figura 124. Temperaturas normales de las tapas de válvulas en compresores reciprocantes.	187
Figura 125. Principales técnicas y ubicaciones para el análisis de compresores reciprocantes.	188
Figura 126. PV. Ciclo de compresión HE. Compresor reciprocante.	192
Figura 127. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor reciprocante.	193
Figura 128. Patrón “normal real” de presión contra volumen de los lados cabeza y cigüeñal compresor reciprocantes de doble efecto.	195
Figura 129. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor reciprocante.	196
Figura 130. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor reciprocante.	197
Figura 131. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor reciprocante.	198
Figura 132. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor reciprocante.	199
Figura 133. PT. Ciclo de compresión HE. Compresor reciprocante.	201
Figura 134. VT. Vibración de las válvulas Lado Cabeza.	203
Figura 135. VT. Vibración de las válvulas Lado Cigüeñal.	203

Figura 136. Patrón normal real de presión contra ángulo del cigüeñal y de vibración contra ángulo del cigüeñal.	204
Figura 137. Motor Superior Modelo 12 GTL de 1850 hp y 900 rpm en reparación mayor.	205
Figura 138. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos balanceado.	211
Figura 139. Diagrama de rata de elevación de presión del motor de dos tiempos balanceado de la figura anterior.	211
Figura 140. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos desbalanceado.	212
Figura 141. Diagrama de rata de elevación de presión del motor de dos tiempos desbalanceado de la figura anterior.	212
Figura 142. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con detonación.	214
Figura 143. Múltiples ciclos PT para el cilindro de potencia P3 de la <b>Figura 5</b> mostrando detonación.	215
Figura 144. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con ignición suave o combustión tardía.	217
Figura 145. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con ignición suave o combustión tardía.	217
Figura 146. Comparación PT entre un cilindro normal y otro con ignición suave o combustión tardía.	218
Figura 147. Comparación PV entre un cilindro normal y otro con ignición suave o combustión tardía.	218
Figura 148. <b>Diagrama</b> de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con combustión temprana.	220
Figura 149. <b>Diagrama</b> de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con fallo de ignición o cilindro muerto.	221
Figura 150. Superposición de presión contra ángulo del cigüeñal de los cilindros de un motor de dos tiempos con fallo de ignición o cilindro muerto y con ignición suave.	221
Figura 151. Superposición de la derivada presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con fallo de ignición o cilindro muerto.	223
Figura 152. Presión y rata de elevación de la presión en un cilindro con fallo de ignición.	223
Figura 153. Comparación PV entre un cilindro normal y otro con fallo de ignición.	224
Figura 154. Comparación PT de los patrones de detonación, ignición suave y cilindro muerto o falla de ignición.	224
Figura 155. Comparación PV de los patrones de detonación, ignición suave y cilindro muerto o falla de ignición.	225
Figura 156. Comparación PT entre un cilindro normal y otro con pre ignición.	226
Figura 157. Diagrama de un tren de válvula.	229

Figura 158. Tolerancia incorrecta de la válvula.	231
Figura 159. Diagrama de vibración mostrando excesiva tolerancia en el elevador de la válvula de escape en un motor de cuatro tiempos.	232
Figura 160. Diagrama de vibración mostrando fugas a través de una válvula de escape en un motor de cuatro tiempos.	234
Figura 161. Diagrama PT de fugas a través de válvulas.	234
Figura 162. Diagrama PV de fugas a través de válvulas.	234
Figura 163. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste del balancín.	236
Figura 164. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste del balancín.	236
Figura 165. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste de leva.	237
Figura 166. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste de leva.	238
Figura 167. Detalle del cilindro P6 de la Figura 165.	238
Figura 168. Detalle del cilindro P12 de la Figura 166.	238
Figura 169. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón de cierre fuerte de válvula.	240
Figura 170. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón de cierre fuerte de válvula.	240
Figura 171. Detalle del cilindro 8F de la Figura 33.	240
Figura 172. Conjunto anillos, pistón y biela.	243
Figura 173. Golpe de pistón. Diagrama de cuerpo libre del pistón cerca al punto muerto superior.	244
Figura 174. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón golpe del pistón.	245
Figura 175. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón golpe del pistón.	245
Figura 176. Detalle del cilindro P3 de la Figura 174.	246
Figura 177. Diagrama de cuerpo libre del pistón de un motor recíprocante.	247
Figura 178. Carga en el pin de biela en un motor de dos tiempos.	248
Figura 179. Carga en el pin de biela en un motor de cuatro tiempos.	249
Figura 180. Golpe en el pin o cojinete de biela de un motor de cuatro tiempos.	249
Figura 181. Esquema de anillos enfrentados.	251
Figura 182. Muecas en anillos.	252
Figura 183. Patrón de una ranura en la camisa en un motor de cuatro tiempos. Diez muestras.	254
Figura 184. Patrón de una ranura en la camisa en un motor de cuatro tiempos. Diez muestras.	254
Figura 185. Detalle del patrón de vibración de una ranura en la camisa de un motor de cuatro tiempos.	255
Figura 186. Tipos de ahusamiento de la camisa de un motor.	255

Figura 187. Desgaste en una camisa de un motor de cuatro tiempos.	257
Figura 188. Detalle del desgaste en una camisa del cilindro P7 de un motor de cuatro tiempos.	258
Figura 189. Desgaste de la camisa de un motor de cuatro tiempos con patrón simétrico.	258
Figura 190. Detalle del desgaste de la camisa de un motor de cuatro tiempos con patrón simétrico.	259
Figura 191. Trabamiento de los anillos del pistón al paso por la lumbrera de escape.	260
Figura 192. Detalle del trabamiento de los anillos del pistón al paso por la lumbrera de escape.	260
Figura 193. Adelanto y retraso del voltaje de ionización nulo en el sistema de ignición primario.	262
Figura 194. Alto y bajo voltaje de ionización en el sistema de ignición secundario.	263
Figura 195. Bobina invertido en el sistema de ignición secundario.	265
Figura 196. Bobinas averiadas en el sistema de ignición secundario.	265
Figura 197. Adelanto y retraso del tiempo de inyección en un motor diesel de cuatro tiempos.	268
Figura 198. Fallo en el cierre de un inyector en un motor de combustible diesel.	269
Figura 199. Compresor de carga de planta de gas ECP GLL Nuevo Pignone 2HE	293
Figura 200. Diagrama PT esquemático de fugas a través de una válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.	295
Figura 201. Diagrama PT real de fugas a través de una válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.	295
Figura 202. Diagrama PT esquemático de fugas a través de válvula de una succión lado CE en un compresor recíprocante.	296
Figura 203. Diagrama PT real de fugas a través de una válvula de succión lado cigüeñal en un compresor recíprocante.	296
Figura 204. Diagrama PV normal en un compresor recíprocante.	298
Figura 205. Diagrama PV esquemático de fuga en válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.	298
Figura 206. Diagrama PV real de fuga válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.	299
Figura 207. Ejemplo de un reporte de un compresor recíprocante mostrando balance de flujo >1.0.	299
Figura 208. Diagrama Log P Log V normal en un compresor recíprocante.	301
Figura 209. Diagrama Log P Log V esquemático de fuga en válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.	301
Figura 210. Diagrama Log P Log V real de fuga en válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.	302
Figura 211. Aumento de la temperatura de la tapa de una válvula de succión lado cabeza por fugas.	302

Figura 212. Diagrama PT esquemático de fugas a través de válvula de descarga lado cabeza en un compresor reciprocante.	303
Figura 213. Diagrama PT esquemático de fugas a través de válvula de descarga lado cigüeñal en un compresor reciprocante.	304
Figura 214. Diagrama PV esquemático de fuga válvula de descarga lado cabeza en un compresor reciprocante.	305
Figura 215. Diagrama Log P Log V esquemático de fuga en válvula de descarga lado cabeza en un compresor reciprocante.	306
Figura 216. Diagrama PT esquemático de fugas a través de los anillos en un compresor reciprocante.	308
Figura 217. Diagrama PV esquemático de fugas a través de los anillos en un compresor reciprocante.	309
Figura 218. Diagrama PV esquemático de fugas a través de los anillos en un compresor reciprocante mostrando abombamiento posterior a la descarga y redondeamiento en el pie de succión.	310
Figura 219. Diagrama Log P Log V esquemático de fugas a través de anillos en un compresor reciprocante.	311
Figura 220. Diagrama PV esquemático de fugas severas a través de los anillos.	312
Figura 221. Diagrama Log P Log V esquemático de fugas severas a través de anillos en un compresor reciprocante.	312
Figura 222. Imagen del empaque y rascadores del un compresores reciprocante.	313
Figura 223. Patrón de vibración mostrando múltiples cierres y apertura de válvulas en un compresor reciprocante.	316
Figura 224. Golpe fuerte (slamming) en el cierre de una válvula de succión de un compresor reciprocante.	317
Figura 225. Golpe fuerte (slamming) en el cierre de una válvula de succión de un compresor reciprocante.	318
Figura 226. Potencia indicada en un diagrama PT de un compresor reciprocante.	321
Figura 227. Potencia al freno en un diagrama PV de un compresor reciprocante.	321
Figura 228. Presión de pulsación en el cuello de la botella de descarga según un diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal.	323
Figura 229. Trabajo total consumida en el lado cabeza de un compresor reciprocante en un diagrama de presión contra volumen.	324
Figura 230. Potencia indicada en el lado cabeza de un compresor reciprocante en un diagrama de presión contra volumen.	325
Figura 231. Pérdidas totales de potencia en el lado cabeza de un compresor reciprocante en un diagrama de presión contra volumen.	325
Figura 232. Pérdidas de potencia en el lado cabeza de un compresor reciprocante debidas a los pasajes y válvulas de succión y descarga en un diagrama de presión contra volumen.	326
Figura 233. Fuerzas resultante del gas.	327
Figura 234. Fuerza del gas actuando tensionando y comprimiendo la barra.	327

Figura 235. Fuerza resultante del gas en un ciclo actuando sobre la barra de un compresor reciprocante	328
Figura 236. Parámetros cinemáticos del pistón en un compresor reciprocante.	329
Figura 237. Fuerza de inercia en un ciclo actuando sobre la barra de un compresor reciprocante.	330
Figura 238. Fuerza total en un ciclo actuando sobre la barra de un compresor reciprocante.	331
Figura 239. Sobrepasso de la carga máxima de tensión de la barra en un diagrama de fuerzas sobre la barra de pistón.	333
Figura 240. Carga de la barra a tensión durante todo el ciclo.	334
Figura 241. Carga de la barra a compresión durante todo el ciclo.	335
Figura 242. Golpe en el pasador de la cruceta.	336
Figura 243. Golpe en la cruceta.	337
Figura 244. Señales del desplazamiento transversal de la barra durante una carrera.	338
Figura 245. Tendencia del desplazamiento perpendicular en la carrera de la barra.	339
Figura 246. Vibración tomada en el cojinete de bancada de un compresor reciprocante mostrando impactos anormales.	344
Figura 247. Tendencia de vibración en la bancada de un compresor reciprocante.	345
Figura 248. Errores en la marca de fase.	350
Figura 249. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal de un motor reciprocante con los cilindros en fase.	351
Figura 250. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal de un motor reciprocante con los cilindros desfasados.	351
Figura 251. Interferencia de la ignición con patrones en fase.	353
Figura 252. Interferencia de la ignición con patrones desfasados.	354
Figura 253. Diagrama comparativo de ignición secundaria en un motor reciprocante de ignición por chispa.	355
Figura 254. Diagrama comparativo de presión de cilindros en un motor reciprocante.	355
Figura 255. Envolvente de la vibración de los cilindros de un motor reciprocante.	356
Figura 256. Tendencia de avance de un daño en los puentes de la camisa en un motor reciprocante.	357
Figura 257. Diagrama de presión y voltaje secundario contra ángulo del cigüeñal en un motor de dos tiempos de encendido por chispa mostrando ignición suave.	363
Figura 258. Diagrama de presión y voltaje secundario contra ángulo del cigüeñal en un motor de dos tiempos de encendido por chispa luego de la corrección del tiempo de la chispa.	364
Figura 259. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal mostrando fugas en las zonas de alta presión en el cilindro.	365
Figura 260. Válvula de escape partida.	365
Figura 261. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal luego de la corrección de las fugas en las zonas de alta presión en el cilindro.	366

Figura 262. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal mostrando fugas en las zonas de alta presión en el cilindro	367
Figura 263. Desgaste severo de la guía de la válvula de escape.	367
Figura 264. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal mostrando fugas en las zonas de alta presión en el cilindro	368
Figura 265. Daño en el pistón a la altura del primer anillo de compresión.	368
Figura 266. Diagrama de vibración de un motor de dos tiempos mostrando impactos alrededor de 360 grados.	369
Figura 267. Cojinete de biela partido.	370
Figura 268. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal en las bancadas de un motor de cuatro tiempos mostrando variados impactos.	371
Figura 269. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal en las bancadas de un motor de cuatro tiempos mostrando corrección de los impactos.	371
Figura 270. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal del cilindro P8L de un motor de cuatro tiempos mostrando impactos a 360 grados.	372
Figura 271. Anillos de fuego fragmentado.	373
Figura 272. Ranuras del pistón golpeadas.	373
Figura 273. Fuerte crecimiento tendencial en la bancada del cilindro 3 de un compresor Superior.	374
Figura 274. Impactos durante la reversión de la carga de la barra vistas en la cruceta y bancada.	375
Figura 275. Casquete del cilindro 3 de un compresor reciprocante desgastado.	375
Figura 276. Falla en la rosca de la barra del pistón del cilindro 3 de una compresor reciprocante.	376
Figura 277. Diagrama de vibración de baja frecuencia contra ángulo del cigüeñal.	376
Figura 278. Casquetes de la bancada 1 de una compresor reciprocante rayados.	377
Figura 279. Windrock 6310 PA.	378
Figura 280. Zonas de ubicación de puertos canales y compartimientos.	380
Figura 281. Panel trasero del Analizador Windrock 6310 PA.	380
Figura 282. Flanco lateral izquierdo del Analizador Windrock 6310 PA.	381
Figura 283. Flanco lateral derecho del Analizador Windrock 6310 PA.	381
Tabla 284. Tipos de sensores utilizables en cada canal.	383
Figura 285. Ventana principal del Win 6310 PA.	384
Figura 286. Ventana de dialogo para creación de la carpeta EVPORT.	386
Figura 287. Cuadro de dialogo de selección de máquinas.	387
Figura 288. Ventana de diálogo de configuración de máquinas.	389
Figura 289. Configuración de diámetro y carrera del pistón y longitud de la biela	392
Figura 290. Configuración de la fase de los cilindros de un motor reciprocante.	393
Figura 291. Configuración de los ángulos de los eventos de las válvulas en un motor reciprocante.	393
Figura 292. Ventana de diálogo para la configuración del compresor.	394
Figura 293. Configuración del gas de compresión en un compresor reciprocante.	394

Figura 294. Configuración de los volúmenes de juego en un compresor recíprocante.	394
Figura 295. Configuración Misceláneo.	395
Figura 296. Editor de Puntos de Medida.	403
Figura 297. Ventana de dialogo del Editor de Puntos de Colección.	404
Figura 298. Organizador de la lista de puntos de colección.	405
Figura 299. Edición de un punto de colección.	405
Figura 300. Pantalla con puntos de medida que no han sido asignados a ningún punto de colección.	406
Figura 301. Editor de grupos de gráficos.	407
Figura 302. Ventana de diálogo del ajuste de escala de datos.	408
Figura 303. Ventana de diálogo de los nombres y configuración de las mezclas de gases.	410
Figura 304. Ventana de dialogo para configuración de una mezcla de gas específica.	411
Figura 305. Ventana de diálogo para asignación de temperaturas del compresor para calculos de desempeño.	412
Figura 306. Ventana de diálogo para asignación de presiones de boquilla del compresor para calculos de desempeño.	413
Figura 307. Ventana de dialogo para la configuración del software.	414
Figura 308. Ventana de dialogo de selección de los grupos de gráficos.	417
Figura 309. Ventana de dialogo para selección de gráficos históricas.	417
Figura 310. Ejemplo de grafica Log P Log V.	417
Figura 311. Ejemplo de grafica PV.	417
Figura 312. Ejemplo de grafica PT.	417
Figura 313. Ejemplo de grafica de carga de la barra.	417
Figura 314. Ventana de diálogo de la opción de configuración de escalas de gráficos.	417
Figura 315. Ventana de diálogo con los factores de suavizado.	417
Figura 316. Superposición de dos líneas de señales de ultrasonido.	417
Figura 317. Ventana de dialogo para configuración de la superposición de señales de vibración o ultrasonido.	417
Figura 318. Función sobreponer escalas (overlay)	417
Figura 319. Funcion de fase (phasing).	417
Figura 320. Función de cambio de PMS (TDC shift)	417
Figura 321. Función de eventos de válvulas.	417
Figura 322. Postes de potencia.	417
Figura 323. Ventana de diálogo para selección de reportes de desempeño.	417
Figura 324. Ventana de diálogo para configuración de compresores.	417
Figura 325. Ventana de diálogo para configuración de motores.	417
Figura 326. Ventana de diálogo para configuración de ignición.	417
Figura 327. Cuadro de comunicación del analizador con el PC.	417
Figura B1. Poste de potencia.	417

## LISTA DE ANEXOS

	pá
ANEXO A. EJEMPLO DE UN REPORTE DE COMPRESOR GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0	417
ANEXO B. DEFINICION DE LOSPOSTES DE POTENCIA	417
ANEXO C. EJEMPLO DE UN REPORTE DE COMPRESOR GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0	417
ANEXO D. EJEMPLO DE UN REPORTE DE MOTOR GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0	417
ANEXO E. EJEMPLO DE UN REPORTE DE IGNICIÓN DE UN MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0	417
ANEXO F. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS SENSORES DEL WINDROCK 6310 PA 2.0	417
ANEXO G. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ANALIZADOR PARA MAQUINARIA RECIPROCANTE WINDROCK 6310 PA	417
ANEXO H. PARÁMETROS PARA CONFIGURAR MOTORES Y COMPRESORES RECIPROCANTES	417
ANEXO I. CÁLCULO DE LOS ÁNGULOS DE FASE DE CADA CILINDRO EN UN MOTOR RECIPROCANTE	417

## RESUMEN

### **TÍTULO:**

**DOCUMENTACION SOBRE EL ANALISIS DE SEÑALES DE DETERIORO Y FALLA EN MOTORES Y COMPRESORES RECIPROCANTES MAYORES Y ESTUDIO DEL SOFTWARE WINDROCK 6310 PA 2.0<sup>S</sup>**

### **AUTORES:**

Fabian Omar Moreno Pacheco.

### **PALABRAS CLAVES:**

Mantenimiento Basado en Condición, Máquinas Recíprocantes, Condición Mecánica, Desempeño Dinámico, Software Especializado en Máquinas Recíprocantes.

### **DESCRIPCIÓN:**

El objetivo de este trabajo de grado es recopilar información relacionada con el análisis de la condición mecánica y desempeño dinámico en máquinas recíprocantes MR\* (motores y compresores) y presentar el Sistema de Monitoreo Windrock 6310PA especializado en este tipo de máquinas como apoyo a las asignaturas de Máquinas Térmicas Alternativas, Mantenimiento y Montajes y Vibraciones Mecánicas.

Para analizar mecánicamente las MR, las señales que deben ser monitoreadas son la vibración, el ultrasonido, la presión, el voltaje (para motores de ignición por chispa) y la temperatura; con ellas se construyen diagramas de éstas contra el tiempo (ángulo del cigüeñal) o el volumen (excepto con la temperatura). El desempeño dinámico se determina con los tres tipos de señales (al menos dos propiedades intensivas independientes) con los que se puede definir todo proceso termodinámico: La presión, el volumen y la temperatura.

Para facilitar la comprensión del tema, el trabajo está estructurado secuencialmente, mostrando primero las generalidades relacionadas con el mantenimiento basado en condición, para dar una guía de la forma como se maneja la información recopilada de condición de la máquina, luego se muestran los patrones de señales normales en motores y compresores, después los patrones anormales o de falla de la máquina. Seguidamente, se presenta una metodología de la manera como deben ser analizadas las MR con un capítulo posterior dedicado a casos históricos reales donde fue posible detectar fallas antes que afectaran gravemente la condición de la máquina. Por último, se presenta el Sistema de Monitoreo Windrock 6310PA con el objeto de mostrar las

---

<sup>S</sup> Trabajo de Grado.

\* MR: Máquina(s) recíprocante(s).

características tanto de hardware como de software de un analizador especializado en MR.

## SUMMARY

**TITLE:**

**DOCUMENTATION ABOUT DETERIORATION AND FAILURE SIGNALS ANALYSIS IN MAJOR RECIPROCATING COMPRESSORS AND ENGINES AND STUDY OF THE WINDROCK 6310 PA 2.0 SOFTWARE<sup>S</sup>**

**AUTHORS:**

Fabian Omar Moreno Pacheco.

**KEY WORDS:**

Condition Based Maintenance, Reciprocating Machines, Mechanical Condition, Dynamical Performance, Reciprocating Machines Specialized Software.

**DESCRIPTION:**

The objective of this work is to compile information related to the mechanical condition analysis and dynamical performance in reciprocating machines RM\* (engines and compressors) and to present the Windrock 6310 PA monitoring system, specialized in this type of machines as a support to the subjects: Alternative Thermic Machines, Maintenance and Mounting and Mechanical Vibrations

To mechanically analyze the RM, the signals that must be monitorized are; Vibration, ultrasound, pressure, voltage (for spark ignition engines), and temperature; diagrams of them versus time (crankshaft angle) or volume (except for temperature) are built. Dynamical performance is determined with the three types of signals (at least two independent intensive properties) with which any thermodynamical process can be defined: pressure, volume and temperature.

To facilitate the subject compression, the work is secuencially estruturated, first showing the generalities related to the condition based maintenance, to give a guide of the way machine condition recollected information is handled; then, engines and compressor normal signals patters are showed, later, abnormals or machine fault patterns. Next a methodology of the way how RM should be analyzed is presented with a posterior chapter dedicated to real historical cases where it was possible to detect faults before they seriously affected the machine condition. Lastly, the Windrock 6310 PA Monitoring System is presented with the objective of showing the hardware and software characteristics of a RM specialized analyzer.

---

<sup>S</sup> Degree Work

\* RM: Reciprocating Machine

## INTRODUCCION

La estrategia moderna del mantenimiento para maquinaria recíproca tales como motores de combustión interna y compresores alternativos se centra en el análisis de su desempeño y condición mecánica involucrando la ejecución de inspecciones y mediciones periódicas no intrusivas, las cuales proporcionan información sobre los mecanismos que las constituyen y de las variables relacionadas al proceso.

La clave para lograr esto es tecnología y entrenamiento. Tecnología porque generalmente se requiere de analizadores y entrenamiento porque se debe conocer el funcionamiento de la máquina, el significado de los parámetros de desempeño y patrones y el manejo de las tecnologías. Sin embargo, hasta el momento con estos ingredientes sólo se está garantizando calidad de información sobre la condición de máquinas, es decir, hace falta un elemento que se puede llamar gestión con la información. En otras palabras no es suficiente tener los mejores analizadores y asistir a los mejores cursos, siempre un factor clave será que se hace con la información...

Entonces, de acuerdo a lo anterior, el presente trabajo es un esfuerzo por reunir estos tres elementos en un solo proyecto, pues se maneja la gestión de la información de condición con los tópicos fundamentales del Mantenimiento Basado en Condición, el entrenamiento con toda la información sobre análisis de condición y desempeño dinámico de las máquinas recíprocas y por último se integra también la tecnología pues se presenta uno de los sistemas especializados en máquinas recíprocas más completos en la actualidad..

# **1. MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICION**

El mantenimiento como filosofía ha ido evolucionando constantemente y se ha ido construyendo sobre las lecciones aprendidas. Cada nueva filosofía de mantenimiento toma conceptos contemporáneos y los adapta a sus necesidades con el fin de estar a la altura del mundo moderno. El mantenimiento basado en condición es otro más de los peldaños por los que ha escalado el mantenimiento, y hoy día a pesar de los nuevos conceptos y filosofías fue es y será una herramienta vital por la capacidad de generar y transportar la “información”.

## **1.1. FILOSOFIAS DE MANTENIMIENTO**

Antes de entrar a fondo con el Mantenimiento Basado En Condición, es bueno recordar con un breve resumen las diferentes filosofías de mantenimiento vigentes

### **1.1.1. Mantenimiento Correctivo.**

También llamado mantenimiento a falla, o mantenimiento basado en reacción o de “manejo de crisis” debido a que las reparaciones del equipo se programan cuando hay notable deterioro de la condición de la máquina (usualmente audible o visible) y frecuentemente después de la falla de un componente de la máquina. Se caracteriza por un alto porcentaje de actividades de mantenimiento no planeadas, alto reemplazo de partes de inventario e ineficiente utilización del personal de mantenimiento. El gasto en entrenamiento, instrumentación y documentación es mínimo.

### **1.1.2. Mantenimiento Preventivo.**

Llamado “mantenimiento basado en tiempo o calendario”. El mantenimiento preventivo representa un cambio drástico de las actividades de mantenimiento no planeado a planeado.

Las inspecciones y mantenimientos son planeados en intervalos relativamente arbitrarios en un esfuerzo por reducir o eliminar las fallas los de equipos. Dependiendo de la configuración de los intervalos, este puede representar un incremento en las inspecciones y rutinas de mantenimiento, sin embargo, debería reducir también la frecuencia y seriedad de fallas inesperadas de máquinas.

### **1.1.3. Mantenimiento Basado en Condición.**

Es una filosofía de mantenimiento más segura y más atractiva. En muchas plantas el costo del mantenimiento por caballo de potencia en un año disminuye tras la implementación de un programa de mantenimiento basado en condición. Esto es generalmente debido a la reducción en mantenimiento directo, a la extensión de los periodos de **overhauls**, más efectos secundarios como, la reducción de repuestos en el almacén.

El concepto fundamental del mantenimiento basado en condición, es la evaluación de la maquinaria de proceso desde diversos puntos de vista para establecer la actual condición mecánica. Gracias al monitoreo de condición, los planes de mantenimiento y los requerimientos de materiales son dirigidos hacia esas áreas deficientes identificadas. La evaluación de la condición de maquinaria requiere del soporte y compromiso de la gerencia.

Recursos deben ser invertidos para tener acceso a técnicas que permitan evaluar la condición. Además la documentación y los archivos históricos deben ser establecidos y mantenidos. Finalmente el personal debe ser entrenado para implementar y mantener el programa.

Como dato concluyente, un estudio de **EMRI**<sup>1</sup> de 1995 concluyó que el mantenimiento correctivo costaba a una planta industrial un promedio de US\$ 17–18 por caballo de potencia instalado por año, el mantenimiento preventivo US\$ 11–13/Hp/año y el mantenimiento basado en condición US\$ 7-9/Hp/año.

### **1.1.4. Mantenimiento Predictivo.**

Frecuentemente llamado también mantenimiento “basado en condición”. El mantenimiento predictivo busca reemplazar los intervalos de tiempo arbitrario con mantenimientos programados solamente cuando la condición del equipo lo requiere. La diferencia fundamental con el mantenimiento basado en condición es la extrapolación de los parámetros medidos, es decir, el mantenimiento basado en condición trabaja fundamentalmente con la información a tiempo presente, y el mantenimiento predictivo busca establecer la condición a tiempo futuro con la información presente y de tendencia para determinar su evolución utilizando frecuentemente modelamientos estadísticos y matemáticos. El incremento en el costo

---

<sup>1</sup> EMRI Evaluation et Maîtrise des Risques à l'International

por la aplicación de técnicas predictivas es pequeño comparado con la reducción de inspecciones y mantenimientos innecesarios (propios del mantenimiento preventivo). El mantenimiento predictivo continúa también reduciendo el costo y la frecuencia de las fallas inesperadas de máquinas. La información generada de un programa de mantenimiento predictivo puede ser usada para mejorar la eficiencia del personal, ayudar a tomar decisiones de reparación contra mantenimiento y monitorear la calidad de las reparaciones de equipos.

#### **1.1.5. Mantenimiento Proactivo.**

El Mantenimiento Proactivo, es una filosofía de mantenimiento, dirigida fundamentalmente a la detección y corrección de las causas que generan el deterioro y que conducen a la falla de la maquinaria. Una vez que tales causas han sido localizadas, se debe evitar que éstas continúen presentes en la máquina, ya que de hacerlo, su vida y desempeño, se verán reducidos. La longevidad de los componentes del sistema depende de que los parámetros de causas de falla sean mantenidos dentro de límites aceptables, utilizando una práctica de "detección y corrección" de las desviaciones según el programa de Mantenimiento Proactivo. Límites aceptables, significa que los parámetros de causas de falla están dentro del rango de severidad operacional que conducirá a una vida aceptable del componente en servicio.

#### **1.1.6. Mantenimiento Basado en Confiabilidad.**

Este tipo de mantenimiento esta basado en manejo estadístico. Las actividades de mantenimiento están determinadas por la máquina o tipo de máquina específica basado en la meta de mantenerla operando en la manera más confiable posible y a bajo costo. Por ejemplo, una pequeña bomba puede trabajar hasta la falla si no es crítica para la producción y si su costo efectivo permite reemplazarla, en contraste una turbina debe ser monitoreada con sensores en línea. El análisis de modo de falla y patrones históricos de mantenimiento son otros de sus campos característicos.

#### **1.1.7. Mantenimiento Productivo Total TPM.**

Mantenimiento Productivo Total es la traducción de TPM® (**Total Productive Maintenance**). El TPM es el sistema japonés de mantenimiento industrial desarrollado a partir del concepto de mantenimiento preventivo creado en la industria de los Estados Unidos. El TPM es una estrategia compuesta por una serie de actividades ordenadas que una vez implantadas ayudan a mejorar la competitividad de una organización industrial o de servicios. Los objetivos del TPM son:

- Cero averías en los equipos.

- Cero defectos en la producción.
- Cero accidentes laborales.
- Mejorar la producción.
- Minimizar los costos.

Estas acciones deben conducir a la obtención de productos y servicios de alta calidad, mínimos costes de producción, alta moral en el trabajo y una imagen de empresa excelente.

## 1.2. MONITOREO DE CONDICION

La visión tradicional del monitoreo de condición como ayuda al mantenimiento está cambiando radicalmente. Hoy día el mantenimiento según condición se está convirtiendo en una poderosa herramienta de productividad, clave para enfrentar la reciente competitividad de los mercados en expansión. Este cambio es parte de la transformación global que abarca a toda la industria.

A medida que se extiende esta transformación, la estructura de costos de producción cambia radicalmente. En muchos sectores los costos de la mano de obra empiezan a representar menos del 10% de los costos totales. La competitividad en el mercado ya no se puede basar en la mano de obra barata, sino en la velocidad y capacidad de respuesta.

El monitoreo de condición es cada vez más utilizado en la industria, especialmente en aquellas de producción continua.

Por monitoreo se entendió en sus inicios, como la medición de una variable física que se considera representativa de la condición de una máquina y su comparación con valores que indican si la máquina esta en buen estado o deteriorada. Con la actual automatización de estas técnicas, se ha extendido la aceptación de la palabra monitoreo también a la adquisición, procesamiento y almacenamiento de datos.

La finalidad del monitoreo de condición (**condition monitoring**) es obtener una indicación de la condición, estado o salud de la máquina, de manera que pueda ser operada y mantenida con seguridad y economía.

## 1.3. MONITOREO SEGÚN FRECUENCIA

Según la frecuencia con la que se monitorea una máquina, se distinguen dos tipos de monitoreos, el monitoreo periódico y el monitoreo en línea. La necesidad de uno u otro esta determinado principalmente por la criticidad de la máquina.

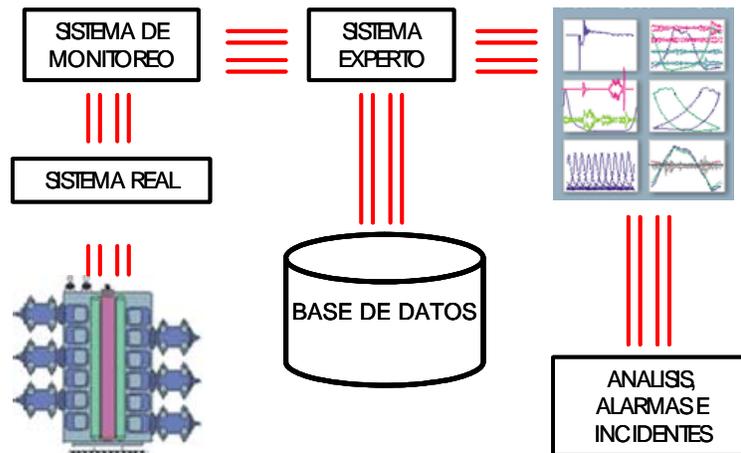
### 1.3.1. Monitoreo Periódico.

El monitoreo periódico consiste en el sensado de una variable específica, con una frecuencia determinada comúnmente por la criticalidad de la máquina y por la disponibilidad del instrumento de medida. Para poder llevar tendencia se requiere de una base de datos que permita almacenar y acceder la información.

### 1.3.2. Monitoreo en Línea.

El monitoreo en línea consiste en la adquisición de datos de parámetros de máquinas o procesos de manera constante; por tal razón los sensores deben permanecer instalados en los sitios de la variable de interés. Los sistemas de monitoreo en línea requieren de una infraestructura de redes de comunicación para hacer llegar la información hasta el escritorio de las personas interesadas. Dependiendo de la criticalidad del equipo se determina la necesidad de un sistema de monitoreo en línea. Normalmente los alcances de un sistema de monitoreo en línea llegan hasta la captación, visualización y almacenamiento de las señales correspondientes parámetros de máquinas y/o procesos. Cuando además de los nombrado se incluye capacidad de diagnóstico y/o de toma de decisiones estamos hablando de un sistema experto.

Figura 1. Estructura de un sistema experto.



Los sistemas expertos son programas que se realizan haciendo explícito el conocimiento en ellos, que tienen información específica de tema concreto y que realizan una tarea relativa a dicho tema. Los sistemas expertos trabajan con inteligencia artificial simbólica, es decir, a nivel de símbolos; como pueden ser ideas, imágenes, conceptos, etc. aunque debido a su naturaleza algorítmica se usen internamente estructuras de datos e instrucciones. Son llamados expertos por que

emulan el comportamiento de un experto en un dominio concreto y en ocasiones son usados por ellos. Véase Figura 1.

En el campo del mantenimiento los sistemas expertos se utilizan como herramientas de diagnóstico. Se trata que el programa pueda determinar en cada momento el estado de funcionamiento de sistemas complejos, anticipándose a los posibles incidentes que pudieran acontecer. Así, usando un modelo computacional del razonamiento de un experto humano, se obtienen los mismos resultados que alcanzaría dicho experto.

#### **1.4. EVOLUCION DEL MONITOREO DE CONDICION AL MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICION**

En la mayoría de los casos, el monitoreo de condición ha sido limitado transmitir información de las alarmas. Su utilización es, en muchos casos, “tecnología manejada” a través de las estrategias comerciales agresivas de las compañías fabricantes de instrumentos de vibración y los software relacionados; finalmente, esto llevaba a la colección de grandes cantidades de datos, los cuales son frecuentemente utilizados solamente para propósitos “**post mortem**” para determinar el ¿por qué? la falla ha ocurrido, opuesta a la proactiva búsqueda para evitarlas o para influenciar las estrategias de mantenimiento de la planta. Sin embargo, de esta manera el verdadero potencial del Mantenimiento Basado en Condición (CBM) permanece sin explotar.

El Monitoreo de Condición evoluciona al Mantenimiento Basado en Condición cuando en la búsqueda del mejoramiento continuo y del incremento del valor agregado para asegurar procesos de trabajo, se llega a integrar totalmente la información de la condición con la planeación de mantenimiento, la operación y los procesos.

#### **1.5. IMPLEMENTACION DE UN PROGRAMA DE MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICION**

La implementación de un programa de mantenimiento basado en condición es un proceso complejo tanto por las tecnologías que maneja como por los cambios de pensamiento que debe producir en la organización. Por ello un programa de este tipo debe ser estructurado y planeado para garantizar el éxito y el retorno de esfuerzo e inversión.

##### **1.5.1. Metas y Objetivos.**

Si una empresa desea adaptarse y sobrevivir en el cambiante y altamente competitivo mundo industrial, debe ser capaz de controlar cada uno de los aspectos fundamentales de su negocio, y no existen aspectos más fundamentales que la operación y

mantenimiento de sus equipos. Es importante reconocer que no se pueden eliminar completamente las fallas de los equipos, sin embargo se debe estar en posición de manejar la confiabilidad de ellos, de tal manera que una falla inesperada no comprometa las metas y objetivos de rentabilidad.

El proceso de implementación de un programa de mantenimiento basado en condición consta de tres pasos que son la motivación, la definición de metas y objetivos y las acciones.

#### **1.5.1.1. Primer Paso. Motivación de la Compañía.**

Informar e interesar a todo el equipo de la empresa relacionado con el mantenimiento y producción en el desarrollo del Programa de Mantenimiento Basado en Condición. Algunas de las razones para captar la atención de la organización con miras en iniciar un programa de Mantenimiento Basado en Condición son:

Reducir costos de mantenimiento.

Evitar fallas inesperadas en las máquinas.

Necesidad de herramientas para solucionar problemas mecánicos.

Alguna de las plantas conocidas utiliza el Monitoreo de Condición con éxito.

Alguno de los competidores ha estado usando con éxito el Monitoreo de Condición.

#### **1.5.1.2. Segundo Paso. Definición de Metas y Objetivos.**

Definir las metas y objetivos del programa de una manera realista y en términos medibles. Realista significa que hay que tener una buena idea de lo que se puede lograr en la organización y que tan rápido. Una meta posible es, por ejemplo, reducir el promedio de costos de mantenimiento en 15% en los siguientes 24 meses o incrementar el mantenimiento planeado de 30% a 60% en 18 meses. Las metas y objetivos comunes de un programa de Mantenimiento Basado en Condición se relacionan en la Tabla 1.

Este paso define la probabilidad de éxito del programa. Si se espera demasiados resultados, el programa podría ser una desilusión, mientras que si se espera muy poco de él, no obtendrá una consideración seria.

Además la meta que se proponga debe ser fácilmente medible, por ejemplo a través de indicadores como producción en unidades por hora, costo por unidad, disponibilidad de equipos, horas de parada de máquinas etc.

#### **1.5.1.3. Tercer paso. Acciones.**

En este paso del proceso es importante determinar las acciones a tomar para lograr los objetivos y metas específicas. Las actividades que corresponden a este paso son:

Determinar el estado presente de la empresa. Colectar información histórica de costos de mantenimiento, sobre tiempos, niveles de inventario, frecuencia de reparación de máquinas y cualquier otra información pertinente a las metas y objetivos.

Determinar si algún tipo de Mantenimiento Basado en Condición se realiza en la planta, tales como inspecciones visuales o de mantenimiento preventivo, análisis de aceite, análisis de ultrasonido, análisis termográfico o pruebas no destructivas. En muchos casos es suficiente con revisar el programa existente, revisar las frecuencias, o adherir algunas rutas o tecnologías al programa.

Identificar las máquinas que tienen una excesiva tasa de falla o un alto histórico de costos de reparación. Estas máquinas deben estar en la mira del programa ya que son las que representan los grandes ahorros y beneficios del programa.

Seleccionar las máquinas que se incluirán en las rutinas de búsqueda de fallas comunes y fáciles de arreglar. Muchas empresas han encontrado que al menos el 80% de los problemas de sus máquinas rotativas se deben a desbalance y desalineamiento<sup>2</sup>.

Determinar los problemas que son fáciles de resolver e identificar las tecnologías que son más prometedoras en la solución de dichos problemas.

Es siempre mejor empezar el programa lo más reducido posible, con unos pocos cientos de puntos de monitoreo y permitir que el programa crezca en tamaño, nivel, experiencia y confianza. El monitoreo de condición de máquinas frecuentemente no es una ciencia exacta y la experiencia práctica provee la información más valiosa de todas.

Aquí es también el momento para determinar las especificaciones de monitoreo tanto en hardware como en software, el entrenamiento requerido y seleccionar los puntos de monitoreo, las rutas de colección de datos, las frecuencias de muestreo y los límites de alarma.

Luego de la definición de las metas y objetivos se debe garantizar que el plan de implementación es económicamente viable y realista. Un programa de mantenimiento basado en condición es un compromiso a término largo, y frecuentemente puede tomar de 6 a 12 meses para el arranque y la colección inicial de datos y tendencia, y de 12 a 18 meses para un retorno significativo de la inversión. Véase Figura 2.

---

<sup>2</sup> Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. "Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995". Página 4-8.

**Tabla 1. Metas y objetivos típicos de un programa de mantenimiento basado en condición.**

### **REDUCIR COSTOS DE MANTENIMIENTO**

**Identificar y corregir problemas de máquinas antes que se vuelvan serios:** El monitoreo de condición de máquinas puede ser muy sensible a sutiles cambios que ocurren en el desempeño de máquinas. Como resultado, más tiempo e información está disponible para planear una repuesta de mantenimiento, y la reparación del equipo es frecuentemente menos larga y costosa.

**Mejora en las actividades de mantenimiento:** Con entrenamiento, práctica y personal con experiencia en el campo, es posible determinar la exacta localización y naturaleza del problema de la máquina, evitando frecuentemente la necesidad de desmantelarla tratando de localizar la causa.

**Mejora en la eficiencia del personal:** Planear las paradas y reparaciones de mantenimiento significa que todos los recursos y partes están disponibles de tal manera que el trabajo puede ser realizado de una forma más eficiente. Esto generalmente reduce la necesidad de sobre tiempos o la contratación externa.

**Reducir el inventario de partes de mantenimiento:** El incremento del porcentaje de mantenimientos planeados, debe reducir el número y valor de partes necesarias en el inventario para reparaciones de emergencia. Puede incluir también reducción de órdenes especiales, y suministros para mantenimientos de rutina.

**Identificar y reemplazar prácticas y procedimientos de mantenimiento deficientes:** Monitorear la frecuencia y tipo de problemas comunes en la máquina puede ayudar a identificar prácticas y procedimientos deficientes de mantenimiento.

**Mejorar el nivel y desempeño del personal:** El rastreo de la historia de problemas y reparaciones de equipos puede ser útil también, en la identificación de las habilidades a desarrollar tales como técnicas de balanceo o alineamiento. Esta mejora de habilidades puede reducir el tiempo requerido para realizar, por ejemplo, un balanceo o alineamiento de precisión o para hacer reparaciones comunes.

**Reducir el mantenimiento basado en calendario o preventivo:** Muchas compañías tienen configurados mantenimientos de equipos basado en calendario, por ejemplo, parada de una bomba crítica una vez por año para inspección, mantenimiento y reparaciones menores. Lo más común, es que estos periodos sean conservativos y sólo problemas menores sean encontrados y el resultado es significativa cantidad de mantenimiento innecesario. Las paradas periódicas también propician la oportunidad para introducir problemas que no existían antes de la inspección debido al reensamblado. Algunas veces, es introducido contaminación o

material abrasivo; otras veces es olvidado instalar un sello o se instala una parte inapropiadamente. El monitoreo de condición de maquinaria puede proveer la información para hacer la parada en el momento adecuado.

### INCREMENTO EN LA PRODUCCIÓN

**Reducción de tiempo no planeado de parada de equipos:** Identificando problemas mientras ellos son aún menores, y planeando repararlos durante las paradas normales programadas, por lo cual habrá un mínimo de fallas inesperadas en equipos. Las paradas inesperadas son especialmente problemáticas si el proceso debe ser interrumpido para hacer reparaciones y luego reiniciar nuevamente. Es usual, que el tiempo de pérdida de producción exceda dos veces el tiempo requerido para la reparación.

**Mejora en la velocidad del proceso:** Un incremento en la velocidad de una línea de proceso de 10 a 30 % puede ser permitida dentro de los límites de diseño de la máquina original, sin embargo, son incrementadas las fuerzas y se acelera el desgaste incrementado también la probabilidad de fallas serias en cojinetes y engranajes. El monitoreo de condición también, puede confirmar que los cálculos de ingeniería son los correctos y que todas las modificaciones de diseño han sido hechas apropiadamente.

**Mejora en la calidad del producto:** Un producto que no cumple las especificaciones es simplemente una forma costosa de pérdida de producción. El monitoreo de condición de máquinas puede ser una parte integral de un programa de mejora de la calidad, identificando las máquinas que están con excesiva vibración. La vibración puede ser una indicación de soltura o desgaste de componentes las cuales puede hacer más difícil cumplir con los requerimientos del producto.

### REDUCCION DE GASTOS DE CAPITAL

**Extensión de vida de equipos:** Todos los equipos serán eventualmente puestos fuera de servicio. Sin embargo, el monitoreo ayuda a maximizar la vida del componente. Además, la reducción de los niveles de vibración, puede reducir significativamente los niveles de desgaste y extender los intervalos de mantenimiento planeado. El uso del monitoreo de condición para verificar la calidad de las reparaciones o reconstrucciones puede evitar el excesivo desgaste. Debido a la extensión de la vida del equipo, la necesidad de reemplazar equipos se disminuye significativamente.

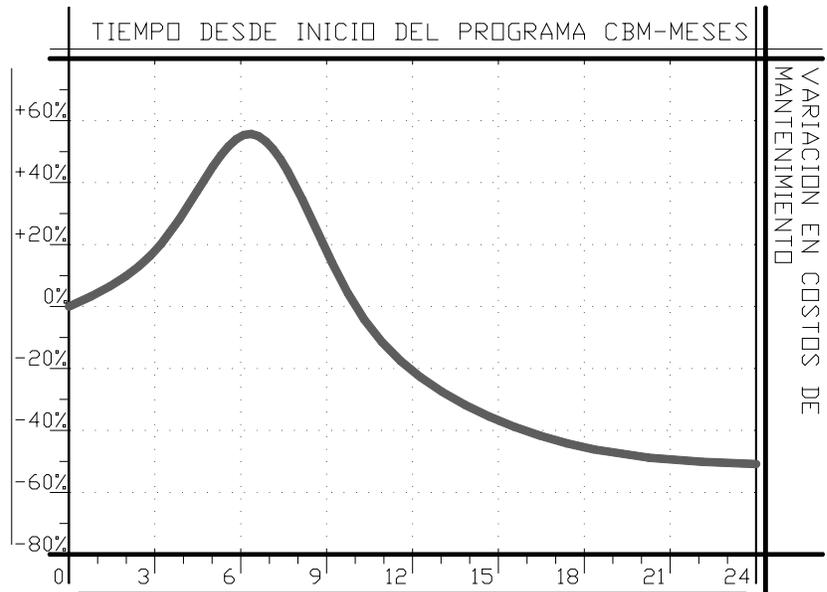
**Toma de decisiones de reparación contra reemplazo:** Rastreando la historia de mantenimiento y la tendencia de desempeño, es posible establecer la mejor decisión costo beneficio entre reemplazar y reparar una pieza de un equipo o un equipo completo. El historial de la máquina puede ayudar a identificar los equipos que tienen pobre diseño.

## MEJORA DE LA SEGURIDAD DEL TRABAJADOR

**Reducir el número de fallas serias o críticas:** El mantenimiento correctivo es no solamente costoso, sino que también puede ser muy peligroso. Fallas severas de cojinetes o ejes de alta velocidad pueden causar serias o fatales lesiones al personal cercano tanto como daños a los equipos adyacentes. También pueden liberar materiales tóxicos o peligrosos, iniciar incendios o causar explosiones.

*Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. "Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring, 1995". Página 4-5.*

**Figura 2. Tendencia de costos de mantenimiento tras el arranque del programa CBM.**



*Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. "Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring, 1995". Página 13.*

### 1.5.2. Evaluación económica de un programa CBM<sup>3</sup>.

Una vez existe un acuerdo general sobre las metas y objetivos del programa de mantenimiento basado en condición, y existe el entendimiento de cuales son las tecnologías que son más probables de ser efectivas en el alcance de tales objetivos, el siguiente paso es detallar aún más el plan incluyendo análisis financiero, análisis de recursos y la implementación.

<sup>3</sup> CBM: Condition Based Maintenance. Mantenimiento Basado en Condición.

Este paso es importante porque da la oportunidad de dirigir las metas y objetivos hacia los problemas a los que el equipo de monitoreo se verá enfrentado, y provee un resumen detallado del programa.

A continuación se reseñan dos ejemplo reales de los resultados de programas de monitoreo de condición.

**Ejemplo 1.** Un analista de una compañía papelera del sur de los Estados Unidos, afirma: “nosotros rastreamos problemas de equipos que eran identificados y reparados durante las paradas normales programadas, y los comparamos con los costos históricos de trabajar el equipo hasta la falla. Usamos un estimado conservativo de los costos involucrados en reparar solo los problemas inmediatos, y no se incluyó los costos relacionados con los daños extensivos o secundarios que algunas veces ocurren. En el informe semestral encontramos que el programa había ahorrado más de US\$ 500.000 durante ese periodo. Este incluye solo los problemas más significantes que fueron identificados y un estimado del número de horas de parada que fueron ahorradas”<sup>\*</sup>.

**Ejemplo 2.** Un reporte semestral de un programa de mantenimiento basado en condición de una empresa canadiense de pulpa de papel resumía que se habían emitido 27 órdenes de trabajo por problemas, los cuales fueron corregidos durante las paradas de equipo programadas. El planeador de mantenimiento estima conservativamente que el programa era el responsable del 25% de la reducción de costos de mantenimiento lo que correspondía a US\$ 230.000 anuales.

### 1.5.2.1. Cuantificación de resultados.

Indiferente de si hay un objetivo específico o un rango, las estadísticas donde se cuantifican los resultados deben estar disponibles rápidamente y deben ser fácilmente medibles. Desde un punto de vista práctico esto significa que probablemente se debería seleccionar alguna estadística o indicador que ya esté siendo colectado, tal como costos de mantenimiento mensual, disponibilidad de unidades, horas de paradas de equipos, trabajos con sobretiempo, costos por mantenimientos externos, rendimiento de producción, **backlog**<sup>♦</sup> etc.

Dos de los indicadores estadísticos de rendimiento de una inversión útiles para cuantificar resultados son el retorno de inversión y el periodo de reembolso.

---

<sup>\*</sup> Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. “Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995”. Página 13.

<sup>♦</sup> El **Backlog** en mantenimiento son el conjunto de órdenes de trabajo retrasadas.

**Retorno de inversión ROI (Return on Investment).** Es el porcentaje de ganancia obtenido mediante una inversión determinada en un periodo de tiempo determinado. Puede ser expresado como se muestra en la Ecuación 1.

**Ecuación 1. Retorno de Inversión. ROI.**

$$ROI = \frac{\text{Costos} \cdot \text{ahorros} - \text{Costos} \cdot \text{del} \cdot \text{programa}}{\text{Costos} \cdot \text{del} \cdot \text{programa}} \times 100\%$$

Por ejemplo, si el costo de un programa es de \$25.000.000 en el primer y los costos ahorrados en ese año fueron \$35.000.000, el retorno de inversión al cabo de un año es del 40%. Si el costo del programa en el segundo año fue de \$10.000.000 y los costos ahorrados se mantienen en \$35.000.000, el retorno de inversión para el segundo año será de 250%.

**Periodo de reembolso (payback period).** Es el tiempo en meses o años que el programa tomará para retornar la inversión inicial. Puede ser expresada como sigue.

**Ecuación 2. Periodo de reembolso.**

$$Payback = \frac{\$invertidos}{\$ahorros.anuales}$$

Por ejemplo, si el costo de un programa fue \$ 25.000.000 y hubo ahorro de \$ 35.000.000 en el primer año, el periodo de reembolso es 0.71 años o 9 meses. La mayoría de los programas tienen un periodo de retorno de no más de 18 meses, algunos de menos de 1 año

**1.5.2.2. Análisis de costo/beneficio del programa de mantenimiento basado en condición.**

La preparación de un análisis estimado de costo/beneficio utiliza información de los costos existentes del programa tradicional de mantenimiento, los costos del programa de Mantenimiento Basado en Condición, y el estimado de los costos ahorrados debido al programa.

Los costos del programa tradicional de mantenimiento incluyen por ejemplo, costos del personal de mantenimiento, costos de reparación o de reemplazo de partes y costos por contratos de mantenimiento externos. Los costos de un programa de monitoreo de condición incluyen costos de dirección y mano de obra, costos de software y hardware, costos de servicios técnicos, costos de entrenamiento y capacitación.

Ahora, los costos ahorrados por el programa de monitoreo de condición pueden ser bastante difíciles de determinar. Desde un punto de vista práctico, las pérdidas ahorradas por la prevención de una parada de un equipo pueden variar de una

empresa a otra, de una planta a otra, o de una máquina a otra. En algunas plantas incluso pueden variar de mes a mes debido a la demanda de producción. Sin embargo, es importante encontrar la manera de cuantificarlas.

Una vez determinados los tres costos mencionados se deben sopesar cada uno de estos valores para determinar el éxito o fracaso del programa de mantenimiento basado en condición. Un ejemplo de un análisis de costo/beneficio de un programa de mantenimiento basado en condición se muestra en el Anexo A.

### **1.5.3. Técnicas de monitoreo de condición de maquinaria.**

Para el logro de las metas y objetivos establecidos en el programa de monitoreo de condición, se requiere determinar las técnicas que serán más útiles y efectivas. Cada técnica está limitada a tipos específicos de maquinaria y es útil en la identificación de tipos específicos de problemas. Cada técnica también provee diferentes beneficios económicos de corto y largo plazo.

Los beneficios a corto plazo incluyen identificación de problemas tales como desalineamiento, desbalance, deterioro de rodamientos, desgaste de engranajes o acoples, falta de lubricación, deterioro o contaminación de lubricante, soltura en conexiones eléctricas, cortocircuito eléctrico y aislamiento pobre. Estos beneficios son los más fáciles de cuantificar y son usados como la principal evidencia que justifica la inversión inicial en software, hardware y entrenamiento.

Los beneficios económicos más significativos, sin embargo, vienen de los cambios o mejoramientos a largo plazo en las prácticas de operación y mantenimiento. Por ejemplo, es importante detectar desalineamiento entre un motor y una bomba; sin embargo, es significativamente más importante que el personal de mantenimiento mejore sus habilidades en la alineación de tal manera que todos los equipos sean bien alineados de una sola vez. Estos cambios en la estructura de los estándares y procedimientos de la operación y mantenimiento, dan la oportunidad de eliminar completamente algunas de las fallas o problemas comunes y son “más útiles” que simplemente dar una alarma de su ocurrencia. Los beneficios económicos de esos cambios estructurales pueden ser difíciles de cuantificar en pesos y aún son más difíciles de relacionar específicamente al programa de monitoreo de condición; sin embargo, los beneficios económicos pueden ser decenas o cientos de veces más grandes que los beneficios a corto plazo ya citados.

A continuación, se describen las once técnicas más comunes de monitoreo de condición de máquinas. Véase también Tabla 2.

### 1.5.3.1. Análisis de Contaminación.

El análisis de contaminación puede ser usado para identificar la presencia de material particulado, agua o gases en un fluido o lubricante; y determinar si es posible continuar el uso de un lubricante o debe ser cambiado. La presencia de contaminación puede llevar a excesivo desgaste o a falla prematura de componentes. Puede también, indicar el deterioro de sellos o empaques. Puede ser usado en máquinas con sistemas de circulación de aceite incluyendo: sistemas hidráulicos, motores de gasolina o diesel, cajas de engranajes, prensas de estampado y máquinas herramientas.

El conteo electrónico de partículas provee información del número y cantidad de partículas. La presencia de grandes partículas puede indicar desgaste severo o fuentes externas de contaminación. La presencia en grandes cantidades de pequeñas partículas puede ser problemática si existen pequeñas tolerancias en válvulas cuyas superficies pueden ser erosionadas.

Determinando la presencia y cantidad de agua, es posible identificar fugas en enfriadores, sellos de vapor o condensación en zonas de alta humedad. Además, el agua puede incrementar el desgaste de componentes o causar corrosión de superficies internas de metal.

Otro tipo de contaminación es la dilución de combustibles, que debe ser corregida inmediatamente por el efecto que tiene sobre el lubricante. La medición de contenido de gas es usualmente importante para compresores de gas o generadores eléctricos, donde la presencia de hidrógeno u otros gases puede ser peligrosa.

Existen normas (**ISO**<sup>4</sup>) que contienen los límites condinatorios que el sistema puede tolerar en cantidad de agua, contaminación con líquido o gases, cantidad de partículas etc. Una vez el fluido ha alcanzado tal valor, debe ser cambiado lo más pronto posible.

**Ventajas y Limitaciones.** Su principal ventaja es ser una de las técnicas de monitoreo de condición más simples y relativamente económicas. Sin embargo, esta técnica está limitada para equipos que tienen sistemas de circulación de aceite. En la mayoría de los casos puede indicar que existe un problema, sin embargo, este no puede indicar la fuente exacta del problema.

---

<sup>4</sup> ISO: International Standards Organization.

### 1.5.3.2. Análisis de Impulsos Eléctricos en Motores.

**Figura 3. Devanado de un motor eléctrico.**



El monitoreo de la condición eléctrica de un motor involucra inevitablemente la determinación de la extensión del deterioro o falla del aislamiento eléctrico. Las pruebas de aislamiento tradicionales se han concentrado en las conexiones a tierra de las paredes de la bobina del motor, con una prueba común de resistencia del aislamiento. Entonces, menor atención es prestada al aislamiento fase a fase y vuelta a vuelta, donde se presentan las principales fallas de motores eléctricos por el deterioro de la delgada película del aislamiento de los conductores. Las pruebas para determinarlas son las de comparación de onda, y adicionalmente esta prueba puede detectar circuitos abiertos y revertidos en la conexión de una o más bobinas o grupos de bobinas.

Las causas del deterioro del aislamiento fase a fase y vuelta a vuelta son las solturas, movimientos o desgastes del aislamiento que se producen como resultado de esfuerzos aplicados a los embobinados del motor. Estos esfuerzos incluyen: tensión por diferencia térmica, diferencia en los coeficientes de expansión, barnices debilitados a altas temperaturas, y fuerzas magnéticas debidas a corrientes en los embobinados.

La prueba de impulsos consiste en aplicar breves impulsos de voltaje a la bobina, lo cual inducirá, según la Ley de Lenz, una diferencia de voltaje o gradiente de potencial entre los circuitos adyacentes del bobinado. Este potencial produce una tensión momentánea de voltaje entre las vueltas. La bobina responde, en los períodos de tiempo entre pulsos, con un patrón de onda sinusoidal redonda o con depresiones. Cada bobina tiene su propia y única firma circular o patrón de ondas que puede ser visualizado en la pantalla del osciloscopio. Si el aislamiento entre los dos circuitos se encuentra dañada o debilitada y si la diferencia de voltaje entre el cableado es suficientemente alta, se producirá un arco entre los cables. El arco se detecta al observar un cambio en el patrón del impulso. Es decir, una prueba de Impulsos

detecta una falla entre vueltas debida a un aislamiento débil porque el embobinado entra en cortocircuito; en efecto, el número de vueltas de la bobina se reduce y al haber menos vueltas trabajando se reducen la inducción de la bobina y se incrementa la frecuencia del patrón de ondas de Impulsos.

Las razones para realizar la prueba de impulsos son variadas. Diariamente los motores son sometidos a transitorios de alto voltaje y/o energía. Estos impulsos pueden dañar el aislamiento del motor y, en un tiempo, pueden provocar una falla catastrófica en el mismo. Las causas de transitorios de alto voltaje y alta energía son las corrientes de irrupción de encendido del motor acompañadas con rebote de contacto en el tablero de control (CCM), rayos en el sistema eléctrico.

**Ventajas y Limitaciones.** La comparación de pulsos es una técnica compleja. El instrumento de prueba aunque es muy versátil, es moderadamente costoso, y requiere entrenamiento y experiencia del operador para resultados más efectivos. Aunque es más usado en devanados de estatores y otras máquinas de inducción o sincrónicas, también es igual de útil en armaduras DC o campos de polos sincrónicos.

El beneficio primario a corto plazo no es reducir el número de fallas en motores eléctricos, sino identificar problemas con antelación para que el mantenimiento pueda ser planeado y programado. Estos beneficios pueden retornar la inversión en menos de un año identificando uno o dos problemas en motores eléctricos críticos.

### **1.5.3.3. Análisis de Señales de Corriente de Motores (MCSA).**

El análisis de señales de corriente de motores eléctricos (**MCSA Motor Current Signal Analysis**) es un método no intrusivo para detectar problemas mecánicos y eléctricos. El método fue desarrollado en el Laboratorio Nacional de Oak Ridge, como parte de un estudio de los efectos de envejecimiento y degradación de los componentes de una planta de energía nuclear. El **MCSA** se basa en el principio según el cual el motor eléctrico conduce una carga mecánica y actúa como un transductor eficiente y continuamente disponible (sea motor AC o DC). El motor sensa las variaciones de carga y las convierte dentro de sí mismo en variaciones de la corriente eléctrica que son transmitidas a través de los cables de potencia del motor. Tales variaciones de corriente, aunque son pequeñas en relación a las amplitudes promedio de la corriente del motor, pueden ser monitoreadas y grabadas en una localización convenientemente lejana del equipo, por ejemplo desde el centro de control del motor. El análisis de esas variaciones puede proveer una indicación de la condición de la máquina, con la cual se puede establecer una tendencia en el tiempo y entregar una alerta temprana del deterioro o de la alteración del proceso.

Aunque el **MCSA** fue desarrollado en la tarea específica de determinar los efectos de envejecimiento y desgaste en los motores que operaban las válvulas usadas en las plantas nucleares, se han encontrado aplicaciones en muchas otras máquinas. Las

señales son obtenidas de forma no intrusiva con una simple pinza sin requerir conexiones eléctricas o cortes de la línea con lo cual se minimiza el peligro de cortocircuitos. La señal captada es amplificada, filtrada y procesada para obtener medidas instantáneas de las variaciones de carga.

Las pruebas en motores que accionan válvulas indican que, **MCSA** es capaz de detectar y hacer seguimiento al progreso de la degradación de empaques del vástago, incorrecta configuración del interruptor de torque, mala lubricación de la caja de engranajes, desgaste de dientes de engranajes, viaje restringido del vástago de la válvula, obstrucciones en el asiento de la válvula y desembrague del acople del motor.

**Ventajas y Limitaciones.** El análisis de señales de corriente de motores eléctricos es una de las técnicas de monitoreo de condición más modernas, complejas y costosas. La complejidad proviene en gran parte de la naturaleza relativamente subjetiva de la interpretación del espectro, y del limitado número de industrias con históricos o espectros comparativos disponibles para aplicaciones específicas. Afortunadamente, en los últimos años la técnica ha sido simplificada por varios fabricantes de analizadores de vibraciones, esto ha mejorado la técnica desde el punto de vista de la colección y análisis, y ha incrementado significativamente la cantidad de experiencia práctica en el campo.

Esta técnica es particularmente útil debido a su naturaleza no intrusiva. Las mediciones pueden ser tomadas sin necesidad de realizar cortes para conexiones o paradas o desarmes en la máquina. Esto elimina el tiempo de parada para inspección, y mejora la seguridad del personal. Además, debido a que las medidas son tomadas remotamente, esta técnica puede ser más conveniente y segura para motores grandes y de alta velocidad y otras máquinas peligrosas.

#### **1.5.3.4. Análisis de Aceite.**

El análisis de aceites puede ser usado para identificar la condición del lubricante y establecer si debe ser o no cambiado. También puede indicar la condición interna de la máquina; el excesivo desgaste y la presencia de contaminación la cual puede llevar a una falla prematura.

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.

La condición del lubricante es determinada por la viscosidad, número de acidez y de basicidad. Aunque pruebas adicionales pueden ser realizadas para 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. El incremento de un metal específico puede indicar que una parte particular de la máquina se está desgastando. Sin embargo los límites no son iguales para todo tipo de máquinas, y son dependientes del volumen de aceite del sistema. Por ejemplo<sup>5</sup>, la revelación de 10 ppm del material de los cojinetes de una bomba de proceso, puede ser causa de preocupación, sin embargo en una turbomáquina grande, donde el tamaño del reservorio puede ser de unos cientos de galones, la presencia de 1 ppm del mismo material puede ser ya indicativo de daño total.

La contaminación es determinada 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.

**Ventajas y Limitaciones.** El análisis de contaminación es una de las técnicas de monitoreo de condición más simples y relativamente económicas. A pesar de su bajo costo y simplicidad, esta técnica puede ser extremadamente efectiva, particularmente cuando se cuenta con un periodo de tendencia de 12 a 24 meses. El análisis de tendencia puede ayudar a identificar prácticas de operación o mantenimiento deficientes y su corrección puede resultar en grandes ahorros.

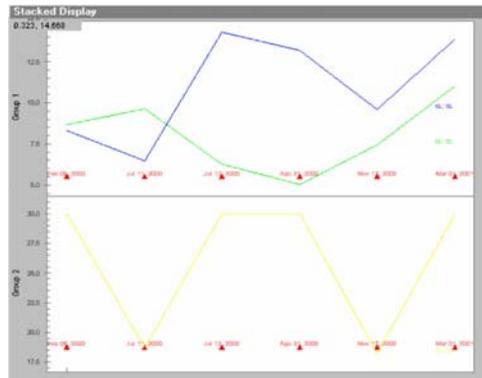
Esta técnica está limitada para equipos que tienen sistemas de circulación de aceite. En la mayoría de los casos, puede indicar que existe un problema, sin embargo, este no puede indicar la fuente exacta del problema.

---

<sup>5</sup> Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. "Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995". Página 29.

### 1.5.3.5. Análisis de Tendencia del Desempeño.

Figura 4. Tendencia en la vibración del cabezal de un compresor.



El análisis de tendencia del desempeño puede ser usado virtualmente en cualquier máquina de una planta. Esta incluye máquinas críticas con instrumentos permanentemente instalados los cuales miden presión, temperatura, flujo, rpm o consumo eléctrico, humedad etc. El valor real de la tendencia de desempeño está en dar la primera alarma de un cambio que debe ser analizado.

**Ventajas y Limitaciones.** Hay dos ventajas principales del monitoreo de la tendencia de desempeño, la primera es que los datos generalmente están disponibles y son relativamente económicos de coleccionar. La segunda es que, contrario a otras técnicas de monitoreo de condición, las variables tienen una relación directa al rendimiento de producción, es decir, indican el impacto directo de un problema en la producción.

Esta técnica está limitada a máquinas que tienen instrumentación permanentemente instalada o que puede ser monitoreada con instrumentos portátiles. También puede tener un uso limitado si los datos son recogidos y las tendencias trazadas manualmente, ya que esto puede incrementar considerablemente el tiempo y costo del análisis de datos así como la utilidad de los datos.

### 1.5.3.6.Método de Impulsos de Choque.

**Figura 5. Mosaico de rodamientos.**



El método de impulsos de choque detecta las ondas de choque mecánicas causadas por el impacto de dos masas. Usado en cojinetes antifricción y rodamientos, este método es una medida de los impactos mecánicos ocurridos durante la rotación por el contacto entre las superficies de la bola o rodillo y la pista. La magnitud de esos pulsos depende de la condición de la superficie y de la velocidad periférica del rodamiento (rpm y tamaño). Como la condición de un rodamiento se incrementa normalmente de bueno a inminente falla, la medición de pulsos de choque requiere amplificar la señal más de 1000 veces.

El instrumento de medida de pulsos de choque es un acelerómetro piezoeléctrico, que mide estos impactos mecánicos, sin demasiada influencia de otros factores como el ruido y vibración de fondo. El transductor está configurado eléctrica y mecánicamente a una frecuencia de resonancia de 32 KHz. El pulso de choque causado por un impacto mecánico, excita la frecuencia de resonancia del transductor.

Para utilizar el método de impulsos de choque en la medición de la película de lubricante de un rodamiento es necesario diferenciar entre nueve tipos de rodamientos que incluyen los de bolas y rodillos. La diferencia principal entre un rodamiento de bolas y uno de rodillos es el área de contacto entre el elemento rodante y la pista (en el de bolas es un punto y en el de rodillos una línea).

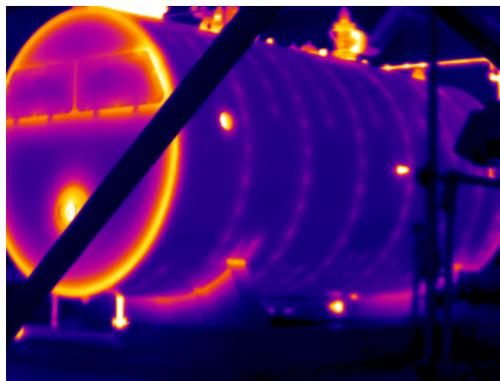
El medidor de pulsos de choque es relativamente fácil de operar. El técnico en mantenimiento debe introducir en el analizador el tipo y tamaño del rodamiento, tomar las lecturas y en segundos tiene el análisis de la condición del rodamiento y de la lubricación. Este análisis comparativo casi instantáneo es posible gracias a que el analizador contiene una base de datos con información de referencia bajo diferentes condiciones de operación y carga.

**Ventajas y Limitaciones.** El método de impulsos de choque es uno de las más modernas, complejas y moderadamente costosas técnicas de monitoreo de condición. La complejidad es debida en gran parte a la necesidad de contar con información precisa de la velocidad y el tamaño del rodamiento antes de tomar las mediciones. El costo es moderado debido al instrumento portátil, al entrenamiento y a la necesidad de almacenamiento de información. Esta técnica tiene limitadas aplicaciones, o sea en aquellas partes donde exista contacto metal-metal.

Las ventajas de esta tecnología son que el instrumento es portátil, fácil de usar y puede ser usado virtualmente en cualquier elemento rodante. Esto hace que el método de impulsos de choque sea particularmente efectivo en equipos que históricamente han tenido problemas de lubricación o problemas menos críticos como desbalance.

### 1.5.3.7. Análisis Termográfico.

**Figura 6. Termograma de una caldera en funcionamiento.**



El análisis termográfico es una técnica de alta resolución y no contacto para el monitoreo de la condición de equipos eléctricos o electromecánicos, aislamientos, refractarios y recubrimientos. El instrumento de escaneo infrarrojo, similar en apariencia a las cámaras de video, detecta diferencias en la temperatura de las superficies y las muestra en una imagen como diferentes tonalidades de grises o color que son visualizadas en una pantalla. Estas imágenes llamadas termogramas pueden ser fotografiadas o grabadas para analizar los patrones de pérdida o ganancia de calor.

El análisis termográfico es una herramienta efectiva de monitoreo de condición debido a que las averías eléctricas o mecánicas son frecuentemente precedidas o acompañadas de cambios en la temperatura de operación. Esta información puede ser particularmente importante en máquinas eléctricas donde los circuitos y las conexiones pueden no presentar señales visibles hasta el momento de una falla. El análisis termográfico también puede 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.

El escaneo infrarrojo es no intrusivo y puede ser efectuado distanciado de la máquina. Esta prueba se realiza con la máquina en funcionamiento, y no requiere paradas en la producción. Además, el análisis termográfico puede usarse para priorizar reparaciones o mantenimientos planeados, para evaluar un trabajo de reparación terminado y para chequear nuevas instalaciones antes de su arranque.

**Ventajas y Limitaciones.** 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 materiales.

El costo del equipo es moderadamente alto, particularmente cuando tiene incluidas opciones sofisticadas. El escaneo infrarrojo varía en exactitud, sensibilidad, rango de temperatura, resolución y portabilidad. Las opciones incluyen una variedad de visualizaciones gráficas, capacidades de video/audio, Zoom, lentes intercambiables, impresora, almacenamiento de imágenes y salidas digitales. Debido a la variedad de aplicaciones industriales, el costo del equipo de escaneo infrarrojo puede ser recuperado en un año o menos.

La operación de escaneo es relativamente fácil, sin embargo, la interpretación de las imágenes escaneadas, requiere una moderada cantidad de entrenamiento y experiencia.

### 1.5.3.8. Análisis de Ultrasonido.

**Figura 7. Efecto de la cavitación en el impulsor de una bomba centrífuga.**



El ultrasonido es definido como las ondas de sonido que tiene niveles de frecuencia por encima de 20Khz, frecuencias que no pueden ser captadas por el oído humano. El ultrasonido, es fácilmente bloqueado por pequeños objetos y no puede penetrar superficies sólidas. Las ondas de ultrasonido viajan en línea recta, y la fuente puede ser relativamente fácil de localizar.

Muchas máquinas emiten patrones de ultrasonido bajo condiciones de operación normales. Estos patrones de ultrasonido pueden ser definidos y reconocidos, y los cambios de estas señales pueden ser identificados o relacionados con el inicio de desgaste o deterioro de componentes. Esta técnica identifica y localiza cojinetes deteriorados, fugas de fluido hidráulico o de aire comprimido, o de vacío, fugas en trampas de vapor o en tanques y cavitación entre otras.

Un gas o fluido comprimido forzado a través de una pequeña abertura, crea turbulencia con grandes componentes de ultrasonido luego de la abertura. Mientras todos los sonidos audibles debidos a fugas de presión pueden ser enmascarados por el ruido del ambiente, el ultrasonido no, y sólo es detectable con un dispositivo de escaneo ultrasónico. El escaneo de ultrasonido es más efectivo cuando el instrumento está cerca de la superficie que esta siendo inspeccionada, sin embargo, también puede ser realizada a distancia incrementando la sensibilidad del instrumento. Esto es particularmente útil cuando el gas comprimido es peligroso, o cuando el técnico debe inspeccionar por encima de tuberías o locaciones que no son adecuadas.

Las fugas de vacío producen un patrón de turbulencia similar al de las fugas de presión, sin embargo, el ultrasonido es generado dentro del sistema y frecuentemente tiene una menor amplitud.

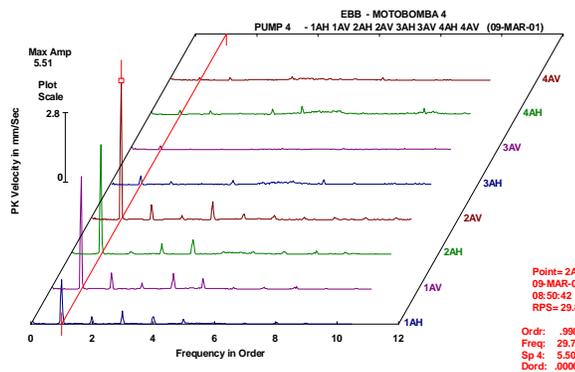
Los instrumentos de detección de ultrasonido también pueden ser usados para monitorear la condición de cojinetes. De acuerdo a una investigación de la NASA, “un incremento de 15 a 20 veces en la amplitud de la frecuencia de ultrasonido (28 – 32 Khz.) provee una indicación temprana del deterioro del rodamiento”.

**Ventajas y Limitaciones.** El análisis de ultrasonido es una de las técnicas de monitoreo de condición menos complejas y costosas. El costo del equipo es moderado, así como el entrenamiento para su manejo. Esta técnica es limitada a aplicaciones donde el ultrasonido es medible como en sistemas hidráulicos, de aire comprimido, de vapor y de vacío.

Algunas compañías han reportado ahorros de miles de dólares en aire comprimido reduciendo o eliminando las fugas relativamente menores. Otras compañías estiman que, “una falla en una trampa de vapor o en posición abierta puede costar más de US\$ 2.000 por año, por costos excesivos de consumo de energía. Con ahorros de esta magnitud, la inversión en análisis de ultrasonido puede tener un periodo de retorno de inversión inferior a un año<sup>6</sup>.

### 1.5.3.9. Análisis de Vibraciones.

**Figura 8. Diagrama vibración en cascada de los apoyos de una motobomba de 5000hp.**



El análisis de vibración puede ser utilizado para determinar las condiciones de operación de todo tipo de equipos identificando el desarrollo de problemas antes que causen fallas serias y paradas de emergencia. El análisis de vibración permite detectar infinidad de fallas y aplica para gran cantidad de máquinas, entre las fallas se cuentan deterioro o defectos en cojinetes, soldaduras mecánicas, desgaste o engranajes rotos, desalineamiento, desbalance etc.

<sup>6</sup> Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. “Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995”. Página 33.

Todas las máquinas rotativas producen vibraciones que son función del alineamiento o desbalance de sus partes rotativas. La medición de la intensidad de vibración a una frecuencia específica provee información invaluable de la precisión del alineamiento y desbalance, condición de engranajes y cojinetes, efectos de resonancia en máquinas, carcazas, tuberías y otras estructuras. El análisis de vibraciones es un método efectivo y no intrusivo para el monitoreo de condición de máquinas durante el arranque, parada y operación normal.

El análisis de vibraciones es usado principalmente en equipos rotativos tales como turbinas de vapor o gas, bombas, motores, compresores, molinos rodantes, máquinas herramientas, cajas de engranajes. Avances tecnológicos recientes permiten el análisis de equipos recíprocos tales como motores y compresores.

Un sistema de análisis de vibraciones consta de cinco partes básicas, una señal vibración, un dispositivo de grabación de señal, un analizador de señal, un software de análisis y un computador para el análisis de datos y almacenamiento. Estas partes básicas pueden ser configuradas en sistemas en línea o en sistemas de análisis portátiles para monitoreo periódico. Los analizadores multicanal permiten captar varias señales al mismo tiempo (por ejemplo, vibración y fase) y son más costosos. Dependiendo de la naturaleza del equipo a monitorear se selecciona el sistema requerido.

Las señales de vibración pueden ser recogidas en cualquiera de los siguientes formatos dependiendo de los sensores e instrumentación disponibles:

- Valor medio de vibración (**overall**).
- Amplitud de vibración a una frecuencia específica o amplitud filtrada.
- Órbita filtrada y no filtrada.
- Forma de onda.
- Gráfica de espectro.

**Ventajas y Limitaciones.** Aunque los costos de esta tecnología han sido reducidos en los últimos años y la facilidad de uso se ha mejorado, el análisis de vibraciones es todavía una de las técnicas más costosa y complejas. La complejidad del sistema es debida principalmente a la dificultad para el análisis de los espectros y para configurar los límites de alarma para la amplia variedad de configuraciones de máquinas rotativas.

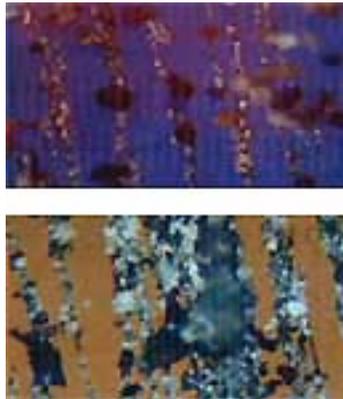
El relativo alto costo por punto medido, es resultado de la necesidad de instrumentos electrónicos sofisticados para coleccionar, analizar y almacenar los datos, por el personal requerido para la colección de datos y por el entrenamiento para interpretar la información.

La técnica esta también limitada en aplicaciones de máquinas rotativas, aunque hay experiencias recientes en equipos recíprocos como motores y compresores.

Debido a su alto costo y complejidad, la inversión en equipos de análisis de vibraciones y técnicos especializados es frecuentemente pagada en los primeros 18 meses o 2 años.

#### 1.5.3.10. Análisis de Partículas de Desgaste.

**Figura 9. Análisis ferrográfico de las partículas metálicas en el aceite de un motor.**



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.

El análisis de partículas de desgaste es usado en máquinas que tienen sistemas de circulación de aceite como turbinas de gas o vapor, generadores, 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 desgaste.

El examen visual también es de ayuda. Bajo el microscopio, las partículas de desgaste formadas por diferentes procesos de desgaste tienen diferentes formas características, por ejemplo el desgaste al corte produce partículas largas y rizadas y el desgaste por frotamiento produce partículas delgadas como platinas. El examen visual permite también, identificar materiales no ferrosos tales como materiales de sellos o empaques, los cuales pueden ayudar a definir la localización de problemas.

**Ventajas y Limitaciones.** El análisis de partículas de desgaste es una técnica moderadamente sofisticada y costosa. Esta técnica puede ser usada sólo en equipos que contengan sistemas de circulación de aceite. En la mayoría de los casos, esta técnica puede proveer diagnósticos precisos de la fuente específica, severidad y localización del problema. Con información de tendencia es posible tener una buena indicación de cuanto tiempo puede la máquina operar antes de la falla.

#### **1.5.3.11. Inspección Visual, Auditiva y Táctil.**

Observar, escuchar y tocar son tal vez las técnicas más comunes y antiguas de monitoreo de condición usadas en la industria de hoy. Es ciertamente la menos costosa y puede ser sorprendentemente efectiva. Por eso, es importante que en cualquier discusión sobre técnicas de monitoreo de condición se tengan en cuenta los sensores humanos.

En muchos casos, la observación ayuda a detectar problemas que no fueron detectados por otras técnicas o por inspecciones de mantenimiento. Estas pueden incluir solturas, desgaste visible, partes rotas, fugas de aceite, engranajes golpeando o cajas de rodamientos calientes. El valor de las observaciones no está limitado a equipos que no son monitoreados por alguna técnica, sino que complementan otras técnicas de monitoreo de condición.

A manera de ejemplo<sup>7</sup>, se presenta el siguiente caso: “una compañía estaba experimentando continuos problemas de sobrecalentamiento en un rodamiento. El análisis de vibración y de aceite fue infructuoso en la determinación de la causa. Fue así hasta que un técnico tocó cerca del acople del eje e identificó la fuente del problema. Un sello en el acople había fallado, permitiendo a todo el aceite lubricante

---

<sup>7</sup> Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. “Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995”. Página 36.

fugar. Sin lubricación apropiada, el acople se sobrecalentaba y el calor era transferido a través de eje al rodamiento. El reemplazo del sello del acople y del lubricante eliminó el problema de sobrecalentamiento”.

**Tabla 2. Técnicas típicas de monitoreo de condición de maquinaria**

<b>TECNICAS TIPICAS DE MONITOREO</b>			
<b>TECNICA DE MONITOREO</b>	<b>EQUIPO MONITOREADO</b>	<b>BENEFICIOS A CORTO PLAZO</b>	<b>BENEFICIOS A LARGO PLAZO</b>
ANÁLISIS DE CONTAMINACIÓN	Sistemas hidráulicos o lubricados como compresores, turbinas, bombas grandes, motores diesel/gasolina.	Identificar excesivo gas, líquido o partículas de contaminación	Identificar manejos o prácticas inapropiadas de fluidos o lubricantes, inapropiada instalación de sellos y empaques; mal diseño de filtros
COMPARACION DE IMPULSOS ELECTRICOS	Motores de inducción o sincrónicos, armaduras DC, campos de polos sincrónicos	Identificar cortocircuitos entre fases y/o vueltas. Bobinas abiertas o invertidas	Identificar inapropiada instalación o reparación de motores, excesivas condición de operación.
ANALISIS DE PATRONES DE CORRIENTE DE MOTORES	Motores y generadores, cajas de engranajes, bombas, equipos de aire acondicionado, sopladores	Identifica desgaste o daño en engranajes, rodamientos, sellos, empaques, desalineamientos y balances imprecisos	Identifica inapropiadas prácticas de instalación de rodamientos y engranajes, prácticas inapropiadas de reemplazo de sellos y empaques y pobres prácticas de alineamiento y balance
ANALISIS DE ACEITES	Sistemas de lubricación e hidráulicos. Compresores, turbinas, grandes bombas y motores diesel a gasolina o gas	Identifica desgaste excesivo de las partes lubricadas, deterioro del fluido o de la condición del lubricante y contaminación	Identifica inapropiada selección de lubricante, inapropiado manejo del lubricantes o de las prácticas de reposición del mismo, excesivas cargas del equipo
METODO DE IMPULSOS DE CHOQUE	Maquinaria rotativa con cojinetes antifricción, motores, bombas grandes, turbinas, compresores	Identifica defectos o deterioro de cojinetes, excesivo desgaste y falta de lubricación.	Identifica inapropiadas prácticas de reparación e instalación de cojinetes y rodamientos e inapropiado manejo del aceite y de operación de la máquina.
ANALISIS TERMOGRAFICO	Hornos, calderas, sistemas de vapor, interruptores eléctricos, tableros de control de motores, líneas de alto voltaje.	Identifica fugas de calor en aislamientos y recubrimientos, deficientes contacto eléctrico, fugas de vapor y deterioro de refractarios.	Identifica pobres procedimientos de reparación eléctrica, sistemas de vapor, recubrimientos, operación excesiva y pobre diseño de equipos.
ANALISIS DE ULTRASONIDO	Sistemas de vapor, plantas de aire, sistemas neumáticos e hidráulicos y de vacío.	Identifica fugas en sellos de sistemas de aire comprimido, hidráulicos, vapor, vacío y desgaste en cojinetes	Identifica prácticas inapropiadas de instalación de sellos y empaques, baja calidad de partes cambiadas, y deficiente operación de equipos o de diseño.
ANALISIS DE VIBRACION	Maquinaria rotativa como compresores, bombas, turbinas, cajas de engranajes y motores diesel y a gasolina	Identifica defectos o deterioros en cojinetes, engranajes, soldaduras, desbalance desalineamiento, etc.	Identifica prácticas inapropiadas de alineación o balanceo, inapropiada instalación de cojinetes o engranajes, condiciones de operación excesiva.
ANALISIS DE PARTICULAS DE DESGASTE	Sistemas hidráulicos y de lubricación de compresores, turbinas, bombas grandes, motores diesel y a gasolina.	Identifica desgaste excesivo de partes lubricadas, presencia de contaminación.	Identifica inapropiadas prácticas de instalación de rodamientos, engranajes, inapropiado manejo de lubricantes y almacenamiento y excesivas condiciones de operación
INSPECCION VISUAL, AUDITIVA Y TACTIL	Virtualmente en cualquier máquina	Identifica soldaduras o partes con desgaste visible, excesivo ruido o vibración, rodamientos o acoples calientes	Identifica inapropiadas prácticas de reparación y mantenimiento, baja calidad de partes, excesiva operación.

*Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. "Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995". Página 25.*

#### **1.5.4. Máquinas, rutas y límites de alarma.**

Una vez se han definido las técnicas a utilizar y los instrumentos de monitoreo de condición adecuados, el siguiente paso es definir las máquinas que serán monitoreadas, el sitio de toma de las lecturas, la frecuencia de muestreo, la rutas de colección de datos más convenientes, los límites de alerta y alarma apropiados y la manera como deben ser colectados analizados y reportados los datos.

Existe consenso de opinión sobre las ventajas de arrancar un programa de monitoreo de condición con un pequeño número de máquinas antes de expandirse a toda la planta. Esto permite que la técnica para colección de datos y los procedimientos puedan ser afinados, así como la localización y número de puntos de medida en cada máquina.

Las rutas de colección de datos deben ser configuradas y modificadas de tal manera que la carga de trabajo sea consistente día a día, semana a semana. Las frecuencias de monitoreo muchas veces comienzan con intervalos de un mes y aumentan o decrecen de acuerdo a la experiencia.

##### **1.5.4.1. Selección de máquinas.**

Es necesario crear un sistema de clasificación de equipos para ayudar en el proceso de selección. Típicamente estas categorías de máquinas, son administrados mediante un programa de monitoreo de condición singular, aunque comparten la misma tecnología. El siguiente es un ejemplo de un sistema de clasificación de máquinas.

**Clase I Equipo Crítico – Criticalidad 1.** Incluye máquinas que deben estar en línea todo o la mayor parte del proceso. Una parada en una de estas máquinas tendría un gran impacto en la productividad y rentabilidad de la planta. También entran en este grupo equipos que tienen altos costos de reparación o tiempo largo para la consecución de repuestos. Estos equipos están comúnmente en el rango de 5.000 a 50.000 Hp y las velocidades de operación varían de 200 a 60.000 rpm.

**Clase II Equipo Esencial – Criticalidad 2.** Incluye máquinas que limitarían la producción de una línea principal, también equipos con alto costo inicial o de reemplazo o con problemas crónicos.

**Clase III Equipos Serios – Criticalidad 3.** Incluye equipos que no son críticos para la producción de la planta, pero requieren monitoreo para asegurar el desempeño aceptable de la planta.

**Clase VI Otros Equipos – Criticalidad 4.** Incluyen máquinas de alta velocidad y gran carga que son propensos a tener fallas prematuras como resultado de su modo de operación severo, pero no son críticos para la operación de la planta.

La asignación de una máquina a una clase particular está relacionada directamente con su aplicación. Por ejemplo, un ventilador podría ser Clase I si su parada causara parada de la planta o pérdidas de producción o sería Clase III si la planta o proceso pudiera continuar la operación completa por un periodo de tiempo extendido sin él.

#### **1.5.4.2. Identificación y localización de puntos de medida.**

Una vez las máquinas son seleccionadas, el siguiente paso es determinar donde van a ser tomadas las lecturas o mediciones, y asegurar que son tomadas en el mismo punto todas las veces.

Máquinas relativamente simples como motores, bombas o ventiladores pequeños necesitarán de 10 a 12 puntos de medida de vibración para detectar el desarrollo de problemas. Estos deberían incluir puntos horizontales, verticales y axiales en los dos apoyos del motor o la bomba. Para máquinas más complejas como turbinas o generadores pueden ser requeridos varios cientos de puntos. Además es necesario prestar especial atención en puntos donde han sido identificados problemas y donde exista buena transmisibilidad de la vibración.

Una buena colección de datos es el resultado del continuo énfasis en la importancia de la calidad de los datos y de la enseñanza sobre como obtenerlos. Se requiere conocer la estructura del componente que se va a medir, para determinar la mejor localización. En algunas máquinas es necesario marcar los puntos donde son tomadas las medidas para asegurar la repetitividad y confiabilidad, debido a que no siempre es la misma persona la encargada de la toma de las lecturas. Además, los datos deberían ser colectados bajo las mismas condiciones. Factores tales como, bombas en recirculación, equipos en condición de carga o descargados afectan bastante la medición y deberían ser evitados. Igualmente, las mediciones deberían ser colectadas en caliente o con el equipo en normal operación.

#### **1.5.4.3. Frecuencia de monitoreo y configuración de rutas.**

La determinación de la frecuencia de medición adecuada es lograda comparando el periodo de tiempo con los tipos comunes de problemas y la naturaleza crítica de la máquina. Por ejemplo, una máquina muy crítica y costosa debería ser monitoreada una vez a la semana o al día o incluso continuamente. Equipos menos críticos podrían ser monitoreados una vez cada mes, tres meses o año. Al principio del programa muchas compañías seleccionan periodos conservativos, frecuentemente de 15 días a un mes. Esto permite construir rápidamente la tendencia de la base de datos y asegurar que incluso los problemas menores serán detectados. Luego de seis meses o un año, la frecuencia puede ser reducida, si no han sido detectados problemas serios. Para máquinas que funcionan intermitentemente, el programa de monitoreo ha de estar basado en las horas de trabajo o en el volumen de producción.

A manera de ejemplo, en **BP**<sup>8</sup> Cusiana - Cupiagua, las frecuencias de inspecciones fueron asignadas de acuerdo con la criticalidad (véase Tabla 3) combinada con información específica de la máquina como promedio de horas de trabajo al día (véase Tabla 4) y potencia (véase Tabla 5).

La frecuencia de monitoreo  $f_i$  es calculada según la **Ecuación 3**

**Ecuación 3**

$$f_i = f_b \times f_{hrs} \times f_{hp} (\text{semanas})$$

Donde

$f_b$  es la frecuencia base de acuerdo con la criticalidad (véase Tabla 3)  
 $f_{hrs}$  es el factor de corrección según horas de trabajo el día (véase Tabla 4)  
 $f_{hp}$  es el factor de corrección por potencia (véase Tabla 5)

**Tabla 3. Frecuencia base de acuerdo con la criticalidad del equipo**

CRITICALIDAD	Fb
Criticalidad 1	Monitoreo on line
Criticalidad 2	cada 5 semanas
Criticalidad 3	cada 10 semanas
Criticalidad 4	cada 17 semanas

**Tabla 4. Factor de corrección según horas de trabajo al día del equipo**

HORAS DE TRABAJO DIA	Fhrs
16 a 24 horas	1.0
8 a 16 horas	1.2
0 a 8 horas	1.4

**Tabla 5. Factor de corrección por potencia del equipo**

POTENCIA	Fhp
> 75 Hp	0.8
15 a 75 Hp	1.0
5 a 15 Hp	1.4
0 a 5 Hp	2.0

---

<sup>8</sup> BP: British Petroleum

El siguiente paso en el proceso de implementación es establecer las rutas que el técnico debe seguir. Es útil tener un mapa de la localización de las máquinas en planta. Las rutas deben ser configuradas como si se estuviera caminando de máquina en máquina.

Una buena recomendación es conseguir que una ruta no supere las tres horas con miras de evitar la obvia fatiga que presupone en el técnico con los respectivos riesgos para su seguridad.

#### **1.5.4.4. Definición de Límites de Alarma.**

La experiencia indica que el monitoreo de condición de máquinas no es una ciencia exacta, por lo que los límites de alarma deben ser construidos poco a poco teniendo en cuenta diversos factores.

Para crear límites de alarma y alerta efectivos, existen cinco pasos básicos.

**Categorización de severidad de condición.** Las máquinas deben ser clasificadas de acuerdo a la criticidad de la condición. A manera de ejemplo, se cita la forma de categorización de máquinas de una compañía de papel en Chillidote, Ohio<sup>9</sup>, según el cual se asignaron códigos de 4 a 1 según la gravedad del problema identificado.

Código 4: denota simplemente que se ha encontrado un problema menor, y que se hará seguimiento.

Código 3: indica que se tratará de monitorear ese punto a una frecuencia igual a la mitad de lo normal.

Código 2: indica que se recomienda un cambio durante la siguiente parada programada, si hay disponibilidad de recurso.

Código 1: significa que los recursos deben hacerse disponibles para hacer el cambio durante la siguiente parada.

**Definición de límites.** Una vez se ha creado un sistema de codificación para categorizar la seriedad de los problemas, el siguiente paso es asignar valores límites específicos para el análisis de datos. Estos límites pueden ser establecidos según la experiencia del analista o apoyándose en la información suministrada por entidades especializadas tales como Vibration Institute, Infraspction Institute, Society of Tribologists and Lubrication Engineers (STLE), American Society for Testing and Materials (ASTM), Electric Power Research Institute (EPRI), e International Standards Organization (ISO).

---

<sup>9</sup> Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee..“Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995”. Página 40.

#### 1.5.4.5.Creación de Reportes.

Los reportes son medios los medios físicos con los que se divulga la información obtenida. Un programa efectivo de monitoreo de condición debería ser capaz de producir los siguientes reportes:

**Reporte de Información Histórica.** Contiene información de las órdenes de trabajo, costos de reparación, **overhauls** y desempeño de una o varias máquinas.

**Reporte Excepcional.** Reporte en el que se listan las máquinas que exceden uno o más de los límites de alerta/alarma o máquinas con fallas que se predice sucederán antes de la siguiente medición programada, con sus respectivas notas y observaciones.

**Reporte de la Última Medición.** Lista la vibración de las componentes de una máquina, notas y observaciones, tiempo de falla proyectado y puntos de medida perdidos. Incluye también la información del reporte de excepción y un completo resumen de todas las máquinas.

**Reporte Histórico de la Máquina.** Recapitula la historia total de la máquina incluyendo componentes con alta vibración (banda estrecha), vibración promedio y patrones de vibración. Este reporte es usado para identificar tendencia de máquinas específicas de diferentes parámetros en el tiempo.

**Reporte Espectral.** Es usado para formar la línea base del equipo, comparaciones en diagramas de cascada de la condición promedio de la máquina y para rastrear cambios en frecuencias específicas.

**Reporte de Acción.** Lista todos los puntos con alarma de cada máquina y establece las recomendaciones de mantenimiento. Estos reportes son distribuidos mensualmente a los supervisores de planta y superintendentes.

**Reporte de Casos Históricos.** Algunas compañías seleccionan un grupo de problemas de máquinas cada año para crear un detallado reporte de caso histórico que puede ser usado como entrenamiento o como soporte de trabajo. Esos reportes incluyen información de placa de la máquina, costos y problemas de mantenimiento, espectros completos, resultados de diagnóstico, acciones tomadas, y costos involucrados en la reparación y reemplazo de partes.

**Reporte de Estado de Impacto Financiero.** Es uno de los reportes en los que es más difícil coleccionar datos, y es uno de los más efectivos para justificar el programa. Estos reportes deben incluir un resumen de los costos de reparación actuales con un estimado de los costos de trabajar la máquina hasta la falla.

## 2. SEVERIDAD DE VIBRACION Y VIBRACION EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA DE MAQUINAS RECIPROCANTES

En los capítulos posteriores, el tema de la vibración en máquinas reciprocantes mayores<sup>10</sup> es desde el abordado el dominio del tiempo, es decir, mediante la instrumentación adecuada (comúnmente acelerómetros), muestra la forma como un parámetro de vibración (comúnmente la aceleración) cambia en el tiempo, pero en el tiempo referenciado con un disparador de fase (**triggering**) de la máquina para poder tener conocimiento de la posición en grados de cigüeñal para una amplitud de señal específica.

Son varias las organizaciones de estandarización internacionales que han querido establecer los parámetros bajo los cuales se evalúa la vibración en máquinas en sus partes no rotativas, entre esas se cuentan la Organización de Estándares Internacionales ISO<sup>S</sup> y Estándares Británicos e Internacionales BS\*. Las normas emitidas por estas dos organizaciones sobre el tema mencionado se citan en la **Tabla 6**.

De las normas mencionadas en la **Tabla 6**, la única que es de interés para el presente trabajo es la BS 7854-6 de 1996/ISO 10816-6 de 1995, porque esta especializada en la evaluación de la vibración en las partes no rotativas de máquinas reciprocantes de más de 100 kW (134 hp), es decir incluye las máquinas reciprocantes mayores.

Por todo esto, en este capítulo el objetivo será mostrar como determinar la severidad y los rasgos característicos de la vibración de una máquina recíproca en el dominio de la frecuencia, teniendo en cuenta la norma BS 7854-6 de 1996/ISO 10816-6 de 1995 y los alcances de esta modalidad de presentación de la vibración.

---

<sup>10</sup> Una máquina Recíproca **Mayor** es aquella cuya potencia supera 400 hp. Fuente: Apuntes del Ingeniero Jorge Chacón-

<sup>S</sup> ISO: International Standard Organization.

\* BS: British & International Standard.

**Tabla 6. Normas relacionadas con el monitoreo de vibración en partes no rotativas de máquinas.**

NUMERO DE LA NORMA	TITULO	FECHA PUBLICACION	OTRAS NORMAS
BS 7854-1:1996	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. General guidelines	15 May 1996	ISO 10816-1:1995 Idéntica
BS 7854-2:1996	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	ISO 10816-2:1996 Idéntica
BS 7854-3:1998	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	ISO 10816-3:1998 Idéntica
BS 7854-4:1998	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Gas turbine driven sets excluding aircraft derivatives	15 Sep 1998	ISO 10816-4:1998 Idéntica
BS 7854-6:1996	Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Reciprocating machines with power ratings above 100 kW	15 Jun 1996	ISO 10816-6:1995 Idéntica

## **2.1. SEVERIDAD DE VIBRACION EN MAQUINAS RECIPROCANTES SEGÚN NORMA BS 7854-6/ISO 10816-6**

A través de los valores globales de vibración se tiene un número representativo de la condición en el punto de la máquina donde se midió la vibración. Sin embargo, el problema es establecer la severidad de la condición de acuerdo a este valor. Esta es la razón de existir de las cartas de severidad de vibración que son modelos gráficos del

conocimiento acumulado con la experimentación e investigación e vibración para los diferentes tipos de máquinas.

### **2.1.1. Rasgos característicos de máquinas reciprocantes.**

Los rasgos característicos de las máquinas reciprocantes, son las masas oscilantes, la variación cíclica de torques y las fuerzas de pulsación de la tuberías asociadas (aplica para compresores). Todos estos rasgos causan fuerzas alternativas considerables en toda la máquina, y se transmiten al bloque principal y a los apoyos principales.

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 cimentación.

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.

### **2.1.2. 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 del eje y las vibraciones torsionales están por fuera del alcance de esta norma. La norma es aplicable a máquinas de pistones reciprocantes montadas en apoyos rígidos o elásticos, y con potencia superiores a 100 Kw. Típicos ejemplos de aplicación son: motores de propulsión marina, motores marinos auxiliares, motores diesel operando generadores o compresores de gas y motores diesel para locomotoras.

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.

### **2.1.3. Mediciones de vibración en máquinas reciprocantes 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.

#### **2.1.3.1. Parámetros para la medida de vibración en máquinas reciprocantes**

Para analizar la severidad de vibración en máquinas reciprocantes las mediciones de valores promedio o globales de vibración deben hacerse en los parámetros cinemáticos de desplazamiento, velocidad y aceleración en un rango de frecuencia de 2 a 1000 Hz. Es sabido que las principales frecuencias excitadas por máquinas reciprocantes 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**<sup>11</sup> 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.

---

<sup>11</sup> RMS: Root Mean Square.

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.

La **Tabla 7** resume la reducción en la máxima frecuencia de medición por disminución de la frecuencia de resonancia del sensor, para diferentes tipos de montaje. Es especialmente importante mantener una buena fijación entre el transductor y la máquina cuando los valores de vibración están en frecuencias altas.

**Tabla 7. Influencia de la técnica de montaje en la frecuencia máxima de respuesta de un acelerómetro.**

TIPO DE MONTAJE DEL ACELEROMETRO	MAXIMA FRECUENCIA DE RESPUESTA DEL ACELEROMETRO
Espárrago	15000 a 20000 Hz
Pegamento epóxico	8000 a 12000 Hz
Base magnética	3000 a 5000 Hz
Sonda	250 a 1000 Hz

Fuente: 1. Machinery Malfunction Diagnosis and Correction. Vibration Analysis and Troubleshooting for the Process Industries. Eisenmann, Robert C., Sr., P.E. Editorial PRT Prentice Hall.1997. Páginas 282-283. 2. Vibraciones Básicas de Máquinas. Ronald Eshleman. Vibration Institute. Página 2.11.

### **2.1.3.2.Puntos y direcciones de medida de vibración en máquinas reciprocantes.**

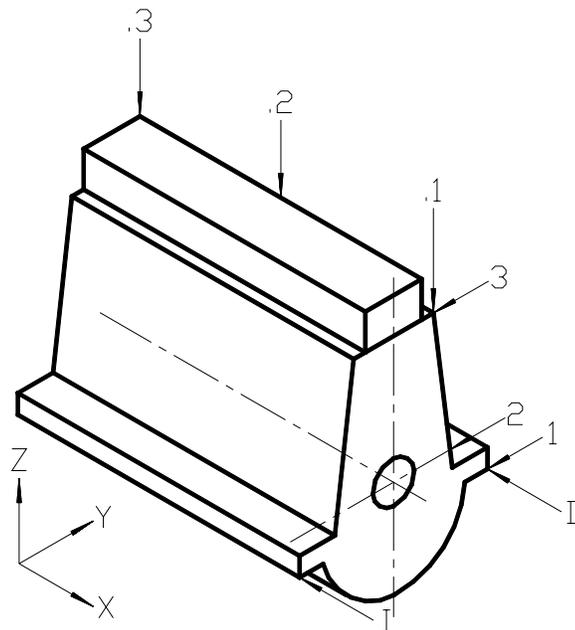
Para asegurar que las mediciones de vibración son lo más uniformes posibles y que las comparaciones entre máquinas se hacen de la manera más congruente, las posiciones y direcciones de medición de la vibración se han estandarizado; estas especifican en la **Figura 10, 11 y 12**, y en la **Tabla 8** se define la nomenclatura.

**Tabla 8. Nomenclatura de las direcciones y puntos de medida.**

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

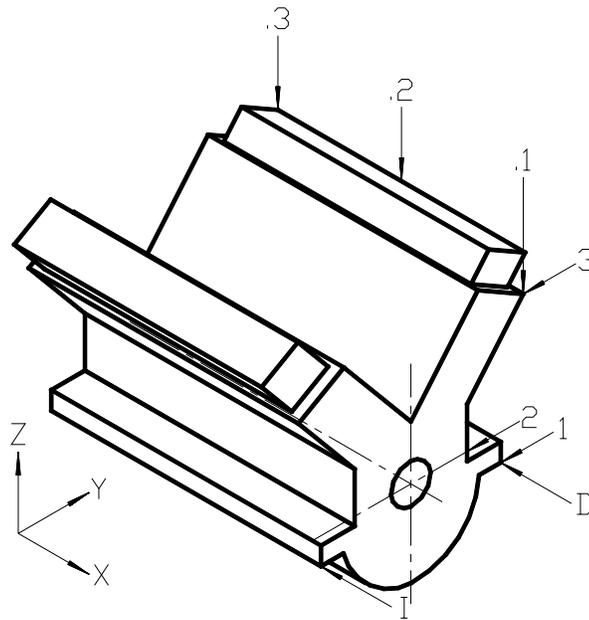
*Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating Machines with power ratings above 100kW. Página 3.*

**Figura 10. Ejemplo de una máquina vertical en línea.**



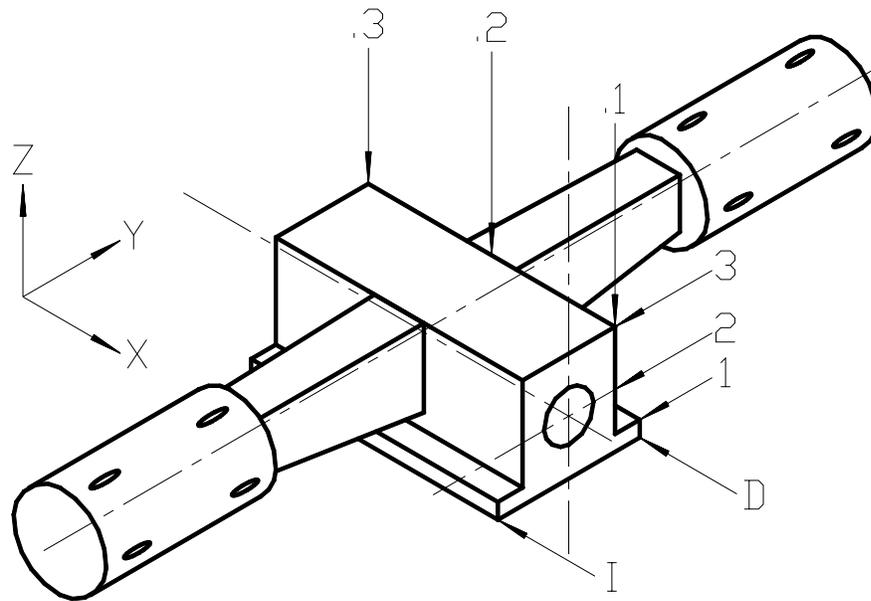
*Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating Machines with power ratings above 100kW. Página 3.*

**Figura 11. Máquina en V multicilindros.**



*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 3.*

**Figura 12. Máquina horizontalmente opuesta.**



*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 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.

### **2.1.3.3. 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.

### **2.1.3.4. Criterio de severidad de vibración según norma BS 7854-6/ISO 10816-6.**

Los grados de severidad de vibración están presenta numéricamente en la **Tabla 9** y gráficamente en la carta o nomograma de la **Figura 13**.

**Tabla 9. Grados de Severidad.**

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

NOTA: Los valores fueron 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.*

El grado de severidad de la máquina es el grado de severidad más alto en toda ella. Por ejemplo, los valores de vibración para la posición R3.1 de la máquina están en la **Tabla 10**. Los correspondientes grados de severidad de vibración se encuentran entre paréntesis. En conclusión, el grado de severidad para ese punto es 28 pues es mayor entre las tres direcciones y los tres parámetros cinemáticos de la vibración global de ese punto. De manera similar, una vez se cuente con el grado severidad de todos los puntos de la máquina, estos deben ser comparados para determinar el máximo, y esta será la severidad de toda la máquina.

Por último, por ejemplo, un valor de severidad de vibración de 28 no se interpreta de la misma manera en todas las máquinas reciprocantes. El valor de severidad de vibración asociado con cada tipo particular de máquina depende del tamaño, masa, características de sistema de montaje, cimentación y condiciones de operación. 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 11**) según valores de severidad de vibración. El significado de los códigos de estado de condición son:

**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.

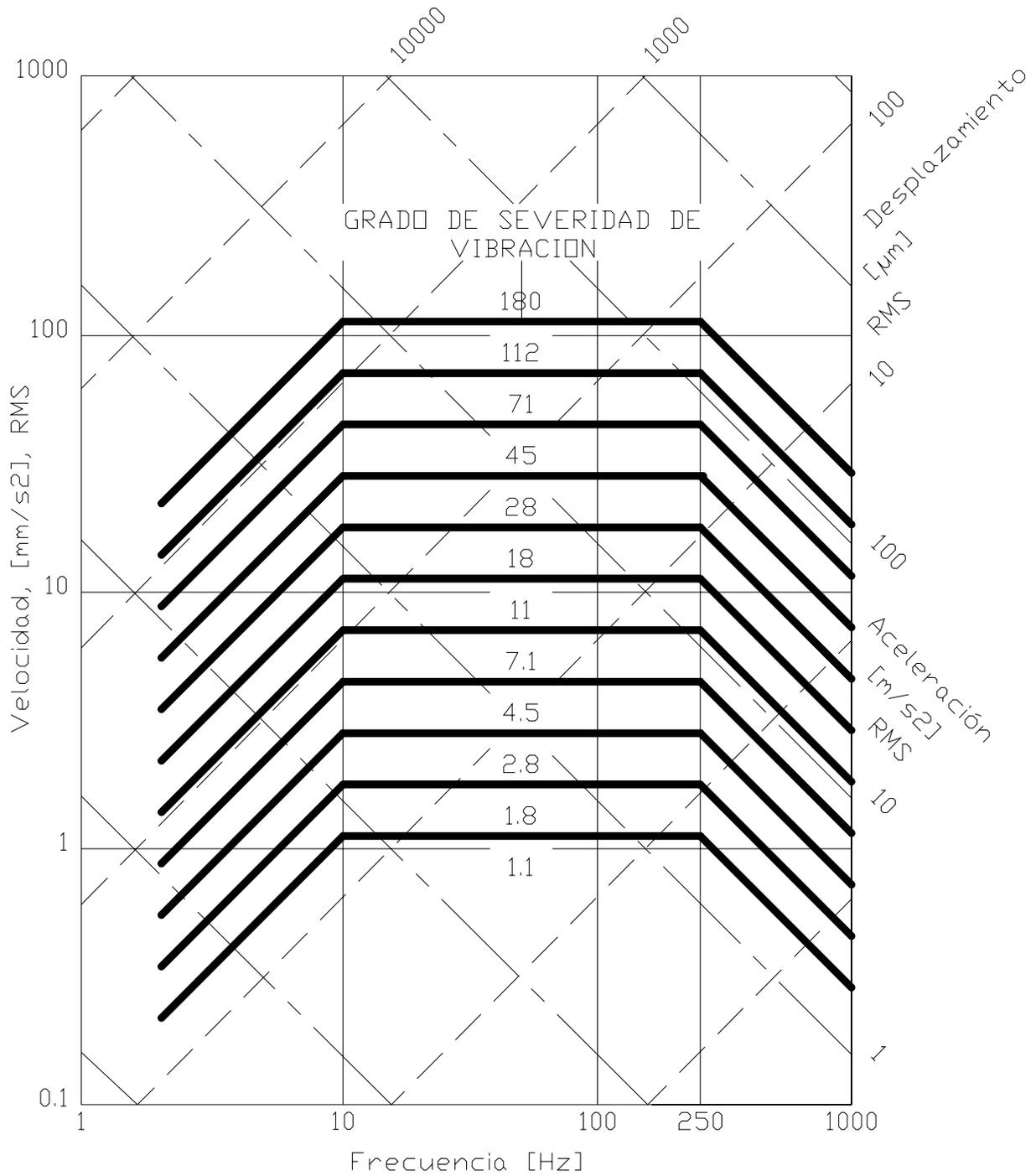
**Tabla 10. Ejemplo de Valores de Vibración.**

VALORES MEDIDOS DE VIBRACION			
POSICION	DESPLAZAMIENTO	VELOCIDAD	ACELERACION
	$\mu\text{m}$ (RMS)	mm/s (RMS)	$\text{mm/s}^2$ (RMS)
R3.1x	100 [grado 7.1]	15 [grado 18]	9 [grado 7.1]
R3.1y	150 [grado 11]	16 [grado 18]	8 [grado 7.1]
R3.1z	250 [grado 18]	22 [grado 28]	10 [grado 7.1]

*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.*

**Figura 13. 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 11. Carta de condición de máquinas reciprocantes 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
	$\mu\text{m}$ [RMS]	mm/s [RMS]	$\text{m/s}^2$ [RMS]	ZONAS DE EVALUACION DE CONDICION						
1.1				A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B
	17.8	1.12	1.76							
1.8										
	28.3	1.78	2.79							
2.8										
	44.8	2.82	4.42	C	C	C	C	C	C	A/B
4.5										
	71.0	4.46	7.01							
7.1				D	D	D	D	D	D	D
	113	7.07	11.1							
11										
	178	11.2	17.6	D	D	D	D	D	D	D
18										
	283	17.8	27.9	D	D	D	D	D	D	D
28										
	448	28.2	44.2							
45				D	D	D	D	D	D	D
	710	44.6	70.1							
71				D	D	D	D	D	D	D
	1125	70.7	111							
112				D	D	D	D	D	D	D
	1784	112	176							
180										

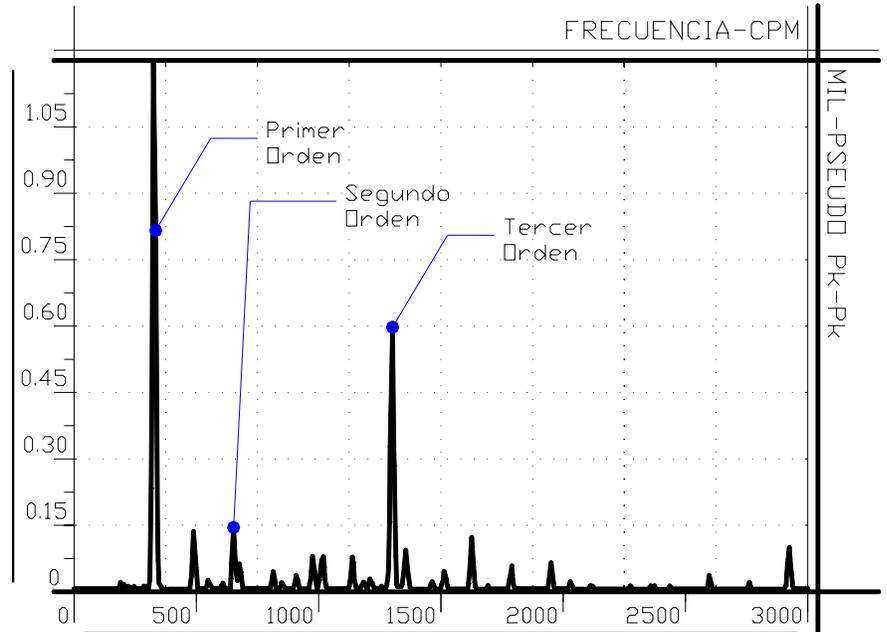
*Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Anexo A.*

## 2.2. ANÁLISIS DE ESPECTROS DE MAQUINAS RECIPROCANTES

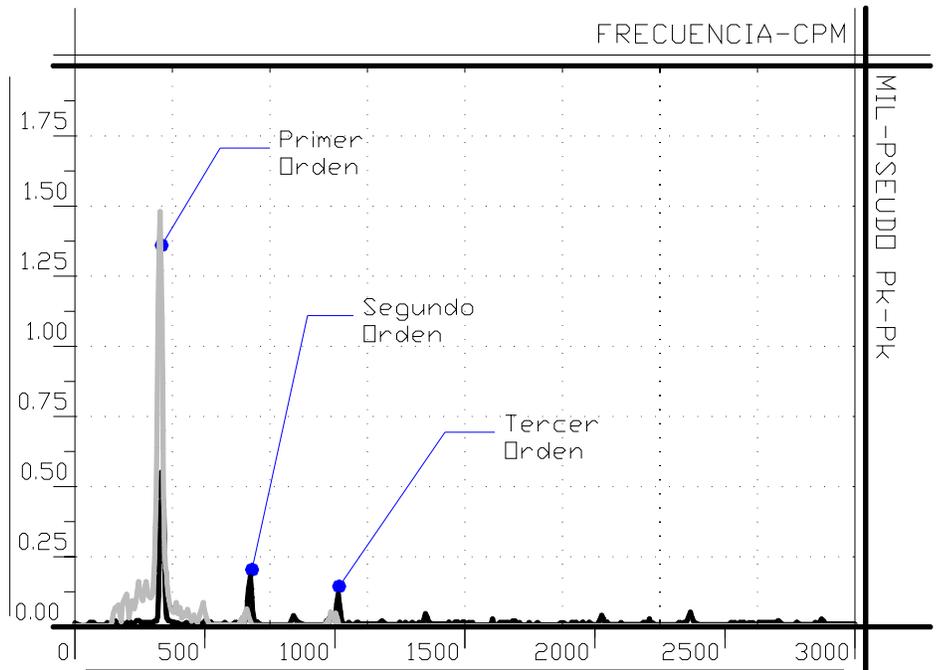
Para el análisis de espectros de máquinas reciprocantes se debe tener en cuenta la presencia de amplitudes anormales a frecuencias específicas relacionadas con la frecuencia de giro de la máquina. Un ejemplo de espectro se muestra en la **Figura 14**, el cual corresponde al bloque de un motor reciprocante cuya velocidad es 323 rpm. El espectro fue configurado con 400 líneas y 5 valores promedio. Como otro ejemplo, en la **Figura 15** se muestra la tendencia en el espectro de la fundación de un compresor reciprocante cuya velocidad es 300 rpm. El espectro fue configurado con 400 líneas y 4 valores promedio.

En la **Tabla 12** se resumen los resultados de los estudios realizados por Phil Livengood de Dynalco Controls sobre las posibles causas de una amplitud anómala en un orden específico en máquinas reciprocantes (motores y compresores).

**Figura 14. Espectro del bloque de un motor recíprocante. Vel: 323 rpm.**



**Figura 15. Tendencia del espectro de la fundación de un compresor recíprocante. Vel 330 rpm.**



**Tabla 12. Parámetros para análisis de espectros en máquinas reciprocantes.**

FRECUENCIA	CAUSA POSIBLE
Alta amplitud a alta frecuencia	
½ Orden*	Juego excesivo entre el muñón de biela y el cojinete de biela. Alto nivel de carga, Golpe lateral de la falda de la camisa, detonación constante y excesivo juego en los cojinetes de bancada. Excesivo juego en el árbol de levas o falla en el seguidor de la leva.
Alta amplitud a baja frecuencia	
Alrededor de ½ Orden	Desalineamiento. Enjuague o lavado de los cojinetes de bancada o de biela por alta presión del aceite o cavitación. Inapropiado aceite o temperatura. Fugas por anillos en cilindro compresores.
1 Orden	Alta Velocidad. Alto nivel de carga o presión de encendido, excesivo juego de los cojinetes de bancada. Inapropiada masa del pistón. Desalineamiento. Gran tensión de correas o carga auxiliar. Inapropiado balanceo.
1-½ Ordenes*	Cilindro débil o cilindros muertos. Golpe lateral de la falda del pistón. Detonación. Excesivo juego en el pin de biela o cojinete de biela. Anomalías en el tren de válvulas.
2 Ordenes	Excesivo juego en el pin de biela o cojinete de biela. Alta Velocidad. Excesivo juego en los cojinetes de bancada. Excesivo desgaste de bandas de soporte ( <b>rider band</b> ) en cilindros de compresores. Inapropiado balance. Golpe lateral de la falda del pistón. Cilindro suelto. Inapropiada alineación.
2-½ Ordenes*	Ocasional fallo de combustión. Cilindros débiles. Anomalías en el tren de válvulas. Detonación ligera. Balance inapropiado. Excesivo juego en el pin de biela o cojinete de biela. Ocasional golpe de la falda del pistón. Anomalías en el tren de válvulas.
3 Ordenes	Alta Velocidad. Alto nivel de carga. Inapropiado balance de componentes reciprocantes conductores y conducidos. Desalineamiento. Inapropiado juego de cojinetes de bancada.
3-½ Ordenes*	Alto nivel de carga. Cilindros débiles. Ocasional fallo de combustión. Inapropiado balance de componentes reciprocantes conductores y conducidos. Detonación muy ligera. Excitación de una frecuencia natural. Anomalías en el tren de válvulas. Desalineamiento. Inapropiado juego de cojinetes de bancada.
4 Ordenes	Excesivo juego en el pin de biela o cojinete de biela. Inapropiado juego de cojinetes de bancada. Excesivo desgaste de bandas de soporte ( <b>rider band</b> ) en cilindros de compresores. Desalineamiento. Inapropiado balance de componentes reciprocantes conductores y conducidos.
4-½ Ordenes*	Inapropiado balance de componentes reciprocantes conductores y conducidos. Detonación muy ligera. Alto nivel de carga. Anomalías en el tren de válvulas.

*Fuente: Estudio realizado por Livengood Phil publicado en Basic Engine Analysis. Dynalco Controls. Anexo A.*

\* Aplican sólo para motores de cuatro tiempos

### **3. GENERALIDADES SOBRE LAS SEÑALES DE MONITOREO DE CONDICION DE MAQUINAS RECIPROCANTES**

Antes de entrar en forma en el análisis de patrones de normales y de falla de motores y compresores recíprocante es importante hacer un repaso del significado físico de cada una de las variables o señales que pueden ser monitoreados. También es importante presentar los tipos de diagramas que serán utilizados en los capítulos posteriores.

#### **3.1. VARIABLES DE MONITOREO EN MAQUINAS RECIPROCANTES.**

Las principales variables de monitoreo de condición de máquinas recíprocantes son las vibraciones mecánicas, emisiones acústicas de ultrasonido, presión, temperatura, voltaje y fase.

##### **3.1.1. Temperatura**

“Propiedad de los sistemas que determina si están en equilibrio térmico” (Fuente: Cengel, Yunus. Termodinámica. Tomo I. Mac Graw Hill. 1996. Página 20).

Es difícil hablar de monitoreo de condición de máquinas recíprocantes sin mencionar la temperatura. La temperatura fue uno de los primeros parámetros monitoreados en forma continua en las máquinas recíprocantes. Por ejemplo, la temperatura de succión y descarga de compresores recíprocantes puede revelar información importante de la operación de cilindros y válvulas. Temperaturas de cojinetes y rodamientos provee indicaciones de la adecuada lubricación y del desgaste. La temperatura de los empaque 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.

### 3.1.2. Presión

“La presión es la fuerza que ejerce un fluido por unidad de área” (Fuente: Cengel, Yunus. Termodinámica. Tomo I. Mac Graw Hill. 1996. Página 17).

Como con la temperatura, es difícil discutir la condición de máquina reciprocante sin mencionarse la presión. Un transductor de presión es usado en una máquina reciprocante de muchas maneras. En motores reciprocantes, el transductor de presión es conectado a través de una válvula **kiene<sub>R</sub><sup>∞</sup>** a cada uno de los cilindros de potencia del motor para obtener la gráfica de presión contra 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, al presión de escape etc. En compresores reciprocantes, se conecta a la cámara de compresión también a través de una válvula **kiene<sub>R</sub>** para obtener la gráfica de presión contra tiempo.

### 3.1.3. Vibración mecánica

“Es la oscilación de un sistema mecánico alrededor de su posición de equilibrio” (Fuente: García Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Modulo I. Ediciones UIS. 1995. Página 2).

El sensor de vibración más usado en la medición de la condición de máquinas reciprocantes es el acelerómetro, sin embargo en casos específicos son muy útiles los sensores sísmicos y de proximidad. Las características de una vibración simple son la amplitud, la frecuencia y la fase y los parámetros cinemáticas que son comúnmente usados para medirla son la aceleración, la velocidad y el desplazamiento. Los niveles o valores en que se puede valorar la intensidad o amplitud de una vibración son el valor pico-pico, el valor pico, el valor medio y el valor eficaz. (Fuente: García Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Modulo I. Ediciones UIS. 1995. Página 8).

Dos de las formas más comunes de presentación de una señal de vibración son, vibración en el dominio de la frecuencia (espectro) y vibración en el dominio del tiempo (forma de onda).

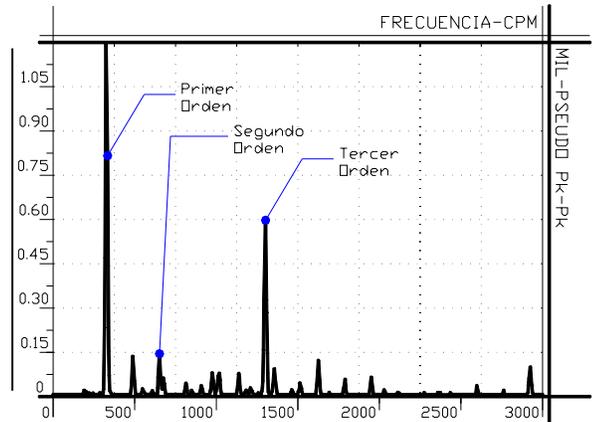
---

<sup>∞</sup> Marca Registrada

### 3.1.3.1. Vibración en el dominio de la frecuencia.

Es la imagen de las magnitudes de las vibraciones en el dominio de la frecuencia. Estas son obtenidas aplicando a la señal de vibración técnicas de análisis de **Fourier** para separar la señal en el dominio del tiempo en sus componentes de frecuencias discretas.

**Figura 16. Espectro de la bancada de un motor recíprocante de dos tiempos.**

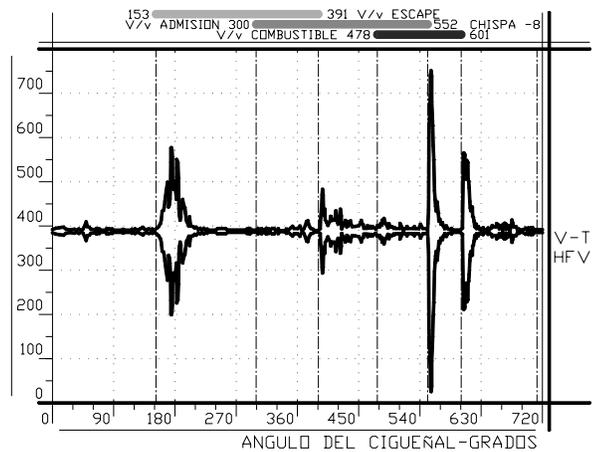


En la **Figura 16**, se muestra el espectro de vibración de un motor recíprocante de dos tiempos tomado en la bancada. Cada orden corresponde a una frecuencia en el espectro de 323 cpm (5.36 hz); el espectro fue configurado con 400 líneas y 5 promedios.

### 3.1.3.2. Vibración en el dominio del tiempo.

La forma de onda es el gráfico de la amplitud contra el tiempo, este refleja el comportamiento físico de la máquina en señal vibratoria. La forma de onda es utilizada para identificar eventos únicos de una máquina y su repetición. El tiempo de presentación de los datos en la forma de onda depende de la información solicitada. En el caso de máquinas recíprocantes, la forma de onda se presentará en un tiempo igual al tiempo transcurrido para una rotación del cigüeñal de un motor de dos tiempo o compresores recíprocantes o en un tiempo igual al tiempo transcurrido para dos rotaciones del cigüeñal de un motor de cuatro tiempos. Ahora, nuevamente para el caso de máquina recíprocantes, el tiempo de presentación de la forma de onda esta dada por el tiempo transcurrido entre dos pulsos consecutivos de la señal de fase dada por el sensor de fase. En la **Figura 17** se muestra la señal de forma de onda para un motor de cuatro tiempos, con un tiempo de presentación equivalente a dos vueltas del cigüeñal.

**Figura 17. Vibración de alta frecuencia en el dominio del tiempo de un motor de 4 tiempos.**



### 3.1.4. Emisiones acústicas de ultrasonido.

“Son las ondas de sonido que tiene niveles de frecuencia por encima de 20Khz, frecuencias que no pueden ser captadas por el oído humano”. (Fuente: Conferencia celebrada en Knoxville Tennessee. Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995. Página 18.)

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 impactos.

### 3.1.5. Voltaje

“El voltaje o diferencia de potencial eléctrico entre dos puntos (uno de ellos de referencia) situados en un campo eléctrico, se define como el trabajo por unidad de carga hecho por un agente externo para mover una carga de prueba pequeña y positiva (lentamente para estar seguros que permanece en equilibrio) entre los dos puntos”. (Fuente Aguilar, Esperanza. Electromagnetismo. 1998. Ediciones UIS. Página 16).

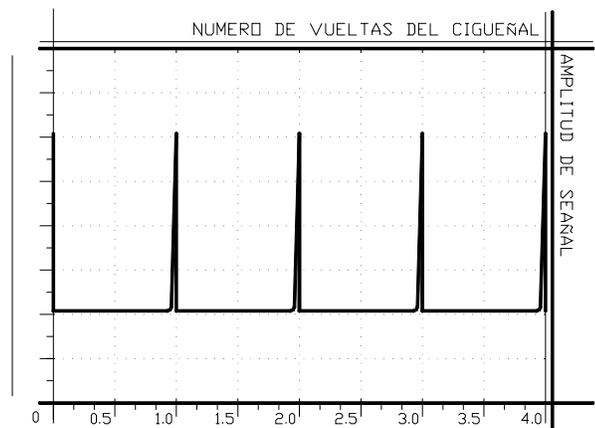
La medición de voltaje como parámetro de monitoreo de máquinas reciprocantes es sólo utilizado en motores reciprocantes de encendido por chispa. Fundamentalmente, los voltajes que deben ser medidos en motores son los del sistema de ignición primario y secundario. La obtención de señales de voltaje puede lograrse por conexión inductiva o por conexión directa a los terminales de algún elemento en particular.

### 3.1.6. Fase

En general, “la fase indica la posición relativa de una señal respecto a otra que se toma como referencia”. (Fuente: García, Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Modulo I.1995. Ediciones UIS. Página 8).

La medición de fase puede ser realizada mediante diferentes tipos de sensores, tales como pick up magnéticos, sensores ópticos o encoders. Como es de esperar, ellos requieren de una marca de referencia que produzca la variación en una propiedad detectable por el sensor, para producir un pulso o señal. Esta marca de referencia debe estar ubicada en una posición del cigüeñal en la cual se conozca la situación de los pistones, por ejemplo, la marca de referencia puede estar en la posición del cigüeñal que corresponde al punto muerto superior del primer cilindro del motor. Estas señales de salida de los sensores de fase que generalmente son de voltaje, son los que el analizador utiliza para referenciar alguna otra señal que este recibiendo a través de otro canal, como por ejemplo una señal de presión o de vibración o de voltaje. Dicho con otras palabras, las señales de fase cumplen dos funciones, ser disparadores (**triggering**) del inicio de la adquisición de datos y ser referencia de la situación de los eventos en la máquina. En la **Figura 18** se muestran los pulsos de un sensor de fase.

**Figura 18. Señal de referencia de la posición del cigüeñal de una máquina reciprocante.**



En la **Tabla 13**, se presentan los rangos comunes de esta variables en el monitoreo de máquinas reciprocantes.

**Tabla 13. Rangos comunes de las variables de monitoreo de máquinas reciprocantes**

TIPO	DESCRIPCION	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

### 3.2. TIPOS DE DIAGRAMAS PARA ANALISIS DE MAQUINAS RECIPROCANTES

Los diagramas utilizados en el análisis de máquinas reciprocantes son de dos tipos, diagramas con fase y sin fase.

#### 3.2.1. Diagramas con fase.

Se refiere a los diagramas donde datos que son recogidos con una referencia directa de fase que corresponde a la posición del cigüeñal. Ejemplos de ellos son los diagramas de vibración-ángulo del cigüeñal (**V-T**), ultrasonido-ángulo del cigüeñal (**ULT-T**), presión-ángulo del cigüeñal (**P-T**), voltaje- ángulo del cigüeñal (**Vol-T**) y fuerza-ángulo del cigüeñal. En la **Tabla 14** se muestran ejemplos de cada uno de estos diagramas.

Existen otro tipo de diagramas que a pesar de no tener en su abcisa el parámetro de fase o de ángulo de cigüeñal, si lo tienen intrínseco. Estos “diagramas de fase indirectos” generalmente, con la señal de fase calculan algún otro parámetro de interés. Ejemplo de ellos son los diagramas de presión-volumen (**P-V**) y Logaritmo de presión-logaritmo volumen (**Log P-Log V**). En la **Tabla 15** se muestran ejemplo de cada uno de estos diagramas. Todos estos diagramas serán tratados a fondo en capítulos posteriores.

### **3.2.2. Diagramas sin fase.**

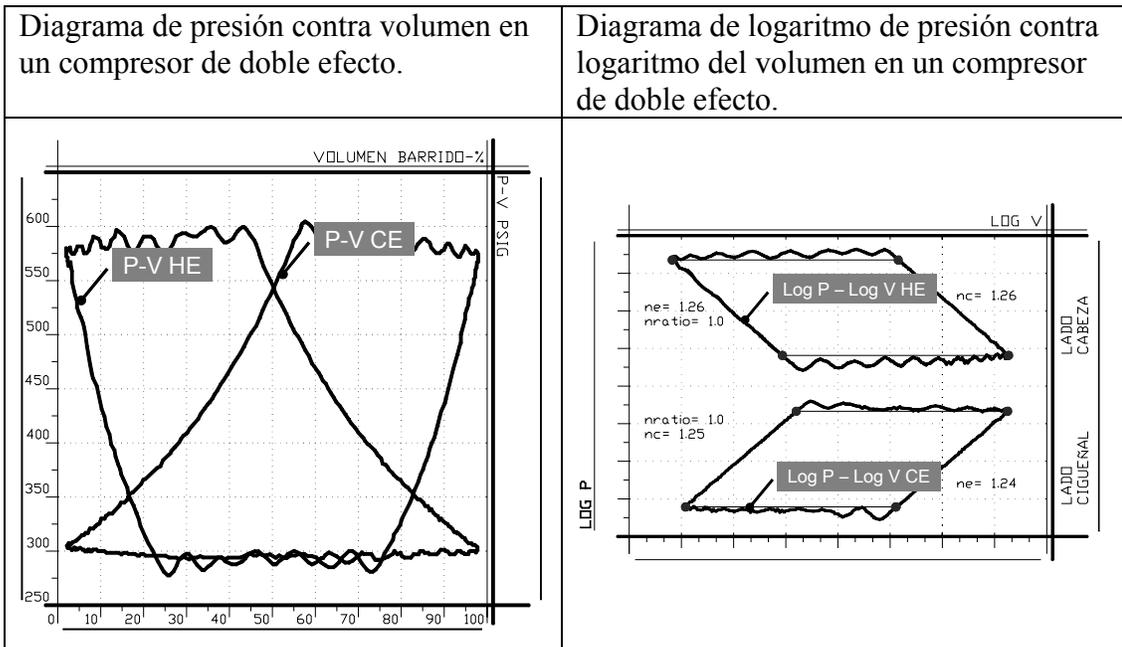
Se refiere a los datos que son tomados como función del tiempo solamente, sin importar la posición del cigüeñal. Por ejemplo, la vibración en aceleración del cojinete de un turbocargador en el dominio del tiempo.

En este grupo también se incluye el nivel de vibración promedio y los espectros (Véase Figura 16). Las aplicaciones comunes de estos últimos en máquinas reciprocantes se refieren al análisis vibración estructural, vibración de fundación, turbocargadores, bombas de agua y aceite y pulsación de presión.

**Tabla 14. Ejemplos de diagramas con fase directos.**

<p>Diagrama Voltaje contra ángulo del cigüeñal en un motor de dos tiempos.</p>	<p>Diagrama de presión, ultrasonido y vibración contra ángulo del cigüeñal en un motor de dos tiempos.</p>
<p>Diagrama de presión y vibración contra ángulo del cigüeñal en un compresor de doble efecto.</p>	<p>Diagrama de fuerza sobre el pistón contra ángulo del cigüeñal en un motor de dos tiempos.</p>

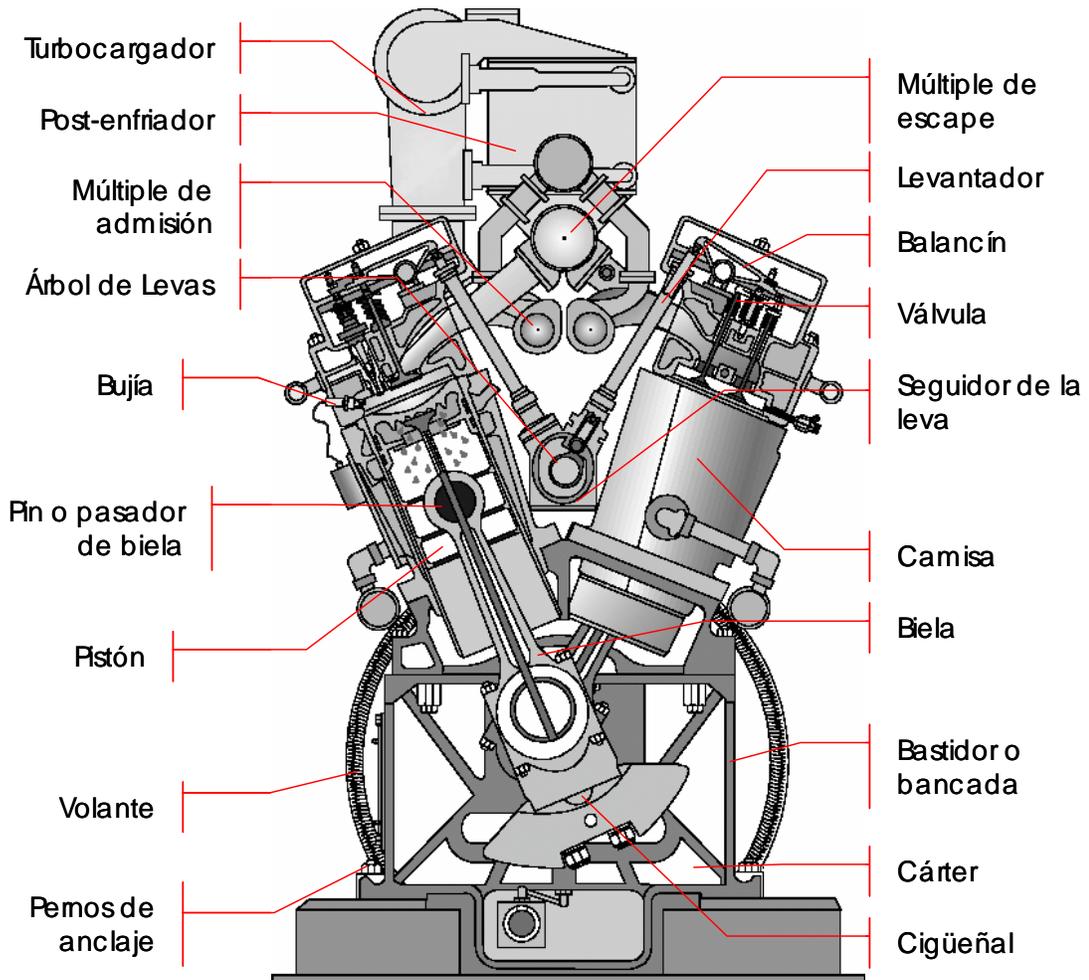
**Tabla 15. Ejemplos de diagramas con fase indirecta.**



#### 4. PATRONES NORMALES DE COMPORTAMIENTO EN MOTORES RECIPROCANTES MAYORES<sup>♦</sup>

Para poder analizar la condición de un motor recíprocante primero se debe conocer cual es su comportamiento normal, de lo contrario nunca se notará una anomalía.

Figura 19. Partes principales de un motor recíprocante.



<sup>♦</sup> Motor recíprocante Mayor es aquel cuya potencia supera 400 hp. Fuente: Apuntes del Ingeniero Jorge Chacón-

## 4.1. TEORIA BASICA SOBRE MOTORES RECIPROCANTES MAYORES♣

### 4.1.1. Componentes de un motor reciprocante.

Un motor reciprocante es una máquina compleja, compuesto por múltiples partes y mecanismos todos interconectados e interrelacionados con el propósito de generar potencia mecánica o de eje. Las partes principales de un motor reciprocante **ICH** se muestran en la **Figura 19**. En el caso de un motor reciprocante **IC** comparten las mismas partes que los motores **ICH** excepto porque todo el sistema de ignición (bujía, bobina etc.) es reemplazado por el sistemas de inyección (bomba inyectora, inyectores etc.)

Los motores reciprocantes se componen de varios subsistemas que son:

**Sistema de potencia:** Esta conformado por los componentes que transmiten la potencia al cigüeñal.

**Sistema de Válvulas:** esta compuesta por todo el mecanismo que controla el flujo de aire, combustible y escape.

**Sistema de ignición:** es el encargado de encender la mezcla de aire combustible en el cilindro. Existen dos tipos de sistemas de ignición, el convencional (magneto) y el de estado sólido. Aplica para motores ICH.

**Sistema de inyección:** es el encargado de llevar el combustible diesel hasta la cámara de combustión bajo ciertas condiciones específicas. Aplica para motores IC.

**Sistema de combustible:** es el encargado de controlar el suministro de combustible de acuerdo a las necesidades de carga.

**Sistemas de aire:** entrega aire fresco y filtrado al cilindro. El aire barre los residuos de la combustión y es uno de los componentes para la combustión. Si se incrementa la cantidad de aire a través de un turbocargador más combustible puede ser quemado y como consecuencia se incrementa la potencia.

**Sistema de Lubricación:** distribuye el lubricante a todas las partes móviles del motor. Su propósito es reducir el desgaste.

---

\* La teoría básica sobre motores reciprocantes que se manejará en este capítulo el sólo la necesaria para garantizar que toda la información sobre patrones normales de motores reciprocantes sea entendida.

**Sistema de enfriamiento:** disipa el calor de desecho producido por el motor.

Estos seis sistemas trabajan en conjunto y son dependientes unos de otros para el correcto funcionamiento del motor.

#### 4.1.2. Clasificación de los Motores Reciprocantes.

A pesar de la variedad de fabricantes de motores reciprocantes de combustión interna, el movimiento final característico que todos producen es rotacional. El movimiento lineal (reciprocante) es convertido en movimiento rotacional en el cigüeñal. Todos los motores reciprocantes tienen elementos comunes, por ejemplo, todos los motores reciprocantes tienen volante, cigüeñal, cilindros, pistones, bielas, válvulas de combustible, etc. Estas grandes similitudes hacen que puedan ser clasificados por muchos parámetros, por ejemplo por la potencia (pequeños, mediano y mayores), por la manera de encender la mezcla (IC e ICH), por los tiempos del ciclo completo (2 tiempos y 4 tiempo) y por la disposición de los cilindros (motores en línea, en V, de pistones opuestos verticalmente y de pistones opuestos horizontalmente).

##### 4.1.2.1. Clasificación según la forma de encender la mezcla.

Los dos tipos principales de motores reciprocantes de combustión interna según la forma de encender la mezcla son los motores encendidos por chispa (**ICH**)<sup>∇</sup> donde la ignición del combustible es debida a una chispa entregada por una bujía y los de ignición por compresión (**IC**)<sup>'</sup> donde la elevación de la temperatura y la presión durante la compresión es suficiente para causar la ignición espontánea (sin fuente externa) del combustible.

##### 4.1.2.2. Clasificación según la disposición de los cilindros.

Este tipo de clasificación se detalla por su importancia a la hora de establecer las diferencias de fase entre los cilindros potencia de un motor. Como se mencionó, los tipos principales de motores según la disposición de los cilindros son en línea, en V, verticalmente opuestos y horizontalmente opuestos.

**Motores en Línea:** Todos los cilindros de potencia están arreglados en una línea y en una sola bancada. Véase Figura 20.

---

<sup>∇</sup> Esta abreviatura será utilizada de ahora en adelante cuando se quiere referir a motores de ignición por chispa

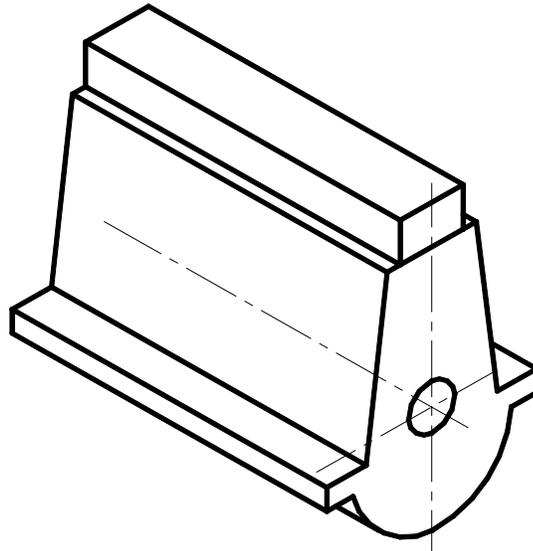
<sup>'</sup> Esta abreviatura será utilizada de ahora en adelante cuando se quiere referir a motores de ignición por compresión

**Motores en V:** Todos los cilindros de potencia están dispuestos en línea en dos bancadas configurados en un ángulo que forma una “V”. Véase Figura 21.

**Motores de Pistones Opuestos Horizontalmente:** Son también llamados motores de piso (**flat engine**). Estos motores tienen sus cilindros de potencia dispuestos horizontalmente, paralelos unos con otros y el cigüeñal en el medio. Véase Figura 22.

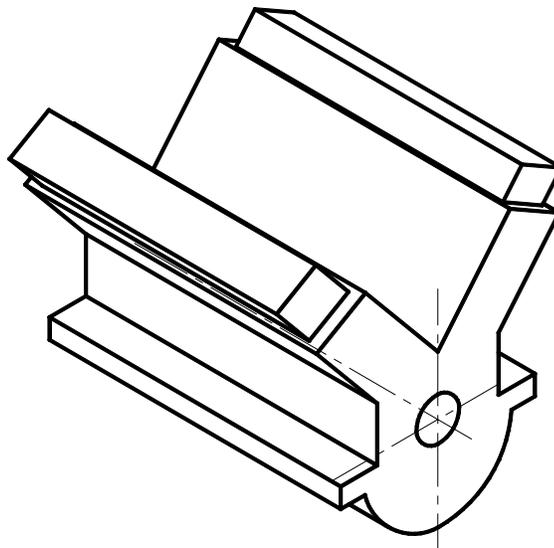
**Motores de Pistones Opuestos Verticalmente:** En estos motores los cilindros de potencia contienen dos pistones. El pistón superior controla la parte de admisión mientras que, el pistón inferior, controla la parte de escape. Tiene dos cigüeñales, uno superior y otro inferior.

**Figura 20. Ejemplo de una máquina vertical en línea.**



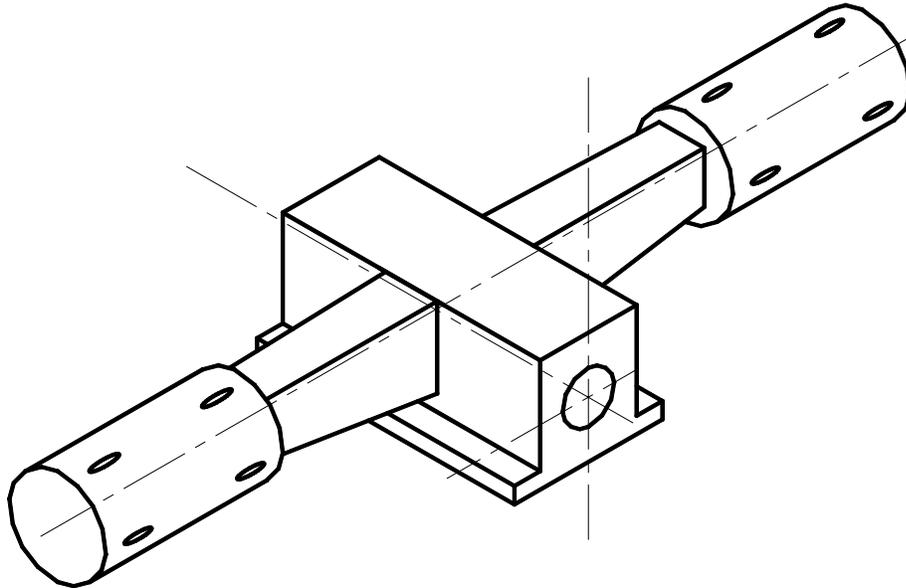
Fuente: Norma BS 7854-6 1996. ISO 10816-6 1995. Mechanical Vibration. Evaluation of Machine Vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating Machines with power ratings above 100kW. Página 3.

**Figura 21. Ejemplo de una máquina en V multicilindro.**



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 3.

**Figura 22. Ejemplo de una máquina horizontalmente opuesta.**



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 3.

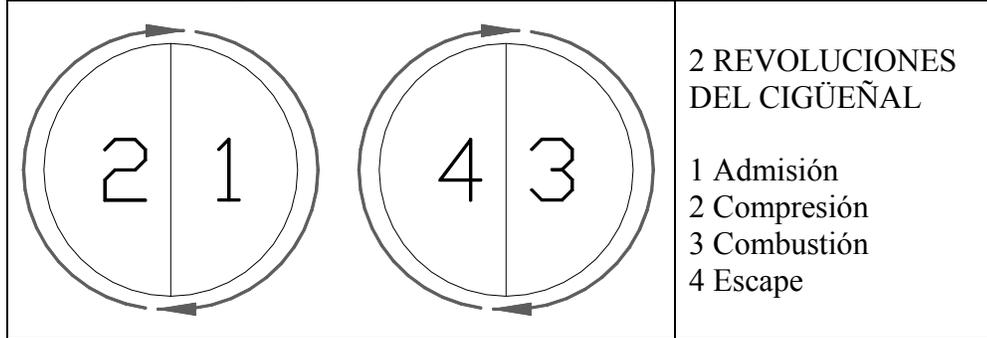
#### 4.1.2.3. Clasificación según el número de carreras por ciclo.

Es una de las forma de clasificación de motores reciprocantes. Durante cada revolución del cigüeñal hay dos carreras del pistón; si el motor realiza el ciclo de combustión en una vuelta del cigüeñal entonces se llama de dos tiempos, y si lo hace en dos vueltas del cigüeñal se le llama de cuatro tiempos. Véase **Figura 23 y 24**.

**Figura 23. Ciclo de operación de un motor de 2 tiempos/carreras.**



**Figura 24. Ciclo de operación de un motor de 4 tiempos/carreras.**



Las diferencias más significativas entre los motores de dos y cuatro tiempos son:

Los motores de dos tiempos tienen unos medios para el ajuste del combustible a cada uno de los cilindros de potencia individuales; sólo algunos motores de cuatro tiempos están equipados con válvulas de combustible balanceadas.

Los motores de dos tiempos deben tener presión positiva de barrido en la admisión de aire (sopladores o turbocargadores); los motores de cuatro tiempos pueden ser naturalmente aspirados o equipados con sopladores o turbocargadores.

Ambos tipos de motores tienen árbol de levas para actuar la válvula de combustible.

Los motores de dos tiempos tienen comúnmente puertos o lumbreras de admisión y escape, sin embargo algunos modelos tienen levas actuadoras de la válvula de escape.

Los motores de cuatro tiempos tienen árbol de levas para actuar las válvulas de admisión, escape y combustible.

Generalmente, los motores de cuatro tiempos pueden operar eficientemente en un amplio rango de carga y velocidad. Son menos propensos a llegar al desbalance debido a que la entrega de aire y combustible es controlada de manera más precisa.

#### **4.1.3. Elementos básicos del conjunto de potencia de motores de 2 y 4 tiempos.**

Se conoce como conjunto de potencia al grupo de elementos que interconectados entre sí permiten que la energía liberada por el combustible en la combustión sea transformada en energía mecánica o de eje en el cigüeñal. La razón para detallar el conjunto de potencia y no otro conjunto en la máquina es la gran cantidad de fallas que pueden producirse justo en este conjunto por las condiciones de operación y los altos ciclos de trabajo.

En las **Figura 25 y 26** se muestran los principales elementos del conjunto de potencia para un motor de 2 tiempos y para un motor de 4 tiempos respectivamente. Para este caso específico, los gráficos corresponden a motores de encendido por chispa, pero a excepción de la bujía (que es reemplazada por el inyector) los motores de encendido por compresión conservan los mismos elementos.

**Lumbrera o Válvula de Admisión:** En motores de 2 tiempos, el aire entra a los cilindros de potencia a través de una serie de puertos abiertos en el cilindro. La forma del pasaje esta diseñada de tal manera que el aire entra al cilindro y se dirige hacia la parte superior, en vez de dirigirse directamente al puerto de escape. En motores de 4 tiempos, el aire entra a los cilindros de potencia a través de la válvula de admisión que es actuada por el árbol de levas el cual esta sincronizado con la rotación del cigüeñal.

**Lumbrera o Válvula de Escape.** En la mayoría de los motores de dos tiempos/carreras, los gases de escape dejan el cilindro a través de una serie de puertos. Como una regla, los puertos de escape son más grandes que los puertos de admisión. En los motores de 4 tiempos, los gases de escape dejan el cilindro a través de la válvula de escape que es actuada por el árbol de levas en cual esta sincronizado con la rotación del cigüeñal. Generalmente, el tamaño de la válvula de escape es mayor que la válvula de admisión.

**Biela:** La biela conecta el pistón (a través del pin de biela - **wrist pin**) con el cigüeñal (en el muñón de biela).

**Bujías:** Las bujías para motores de dos o cuatro tiempos están ubicadas generalmente en la parte superior del cilindro. El número de bujías depende del diámetro del cilindro.

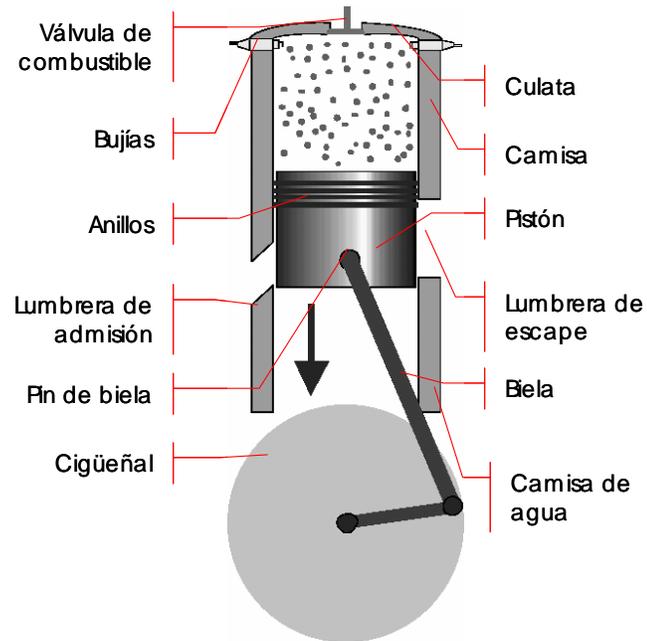
**Válvula de Combustible:** En motores de 2 y 4 tiempos, el combustible entra al cilindro a través de una válvula controlada por una leva en el motor. La leva es conducida por el cigüeñal con una relación específica. Algunos motores tienen válvula de combustible y válvulas de inyección como en los motores de encendido pobre.

**Pistón y Anillos del Pistón:** Los pistones tienen dos tipos de anillos. Los anillos de compresión y los de lubricación de aceite. El propósito de los anillos de compresión es asegurar que el aire y el combustible no fugarán hacia el cárter y permitir que la mezcla de aire/combustible pueda ser comprimida cuando se requiera. El primer anillo de compresión es conocido como anillo de fuego por su contacto directo con la mezcla en combustión. Los anillos de lubricación de aceite, reciben y distribuyen el aceite en la camisa para reducir el desgaste por fricción.

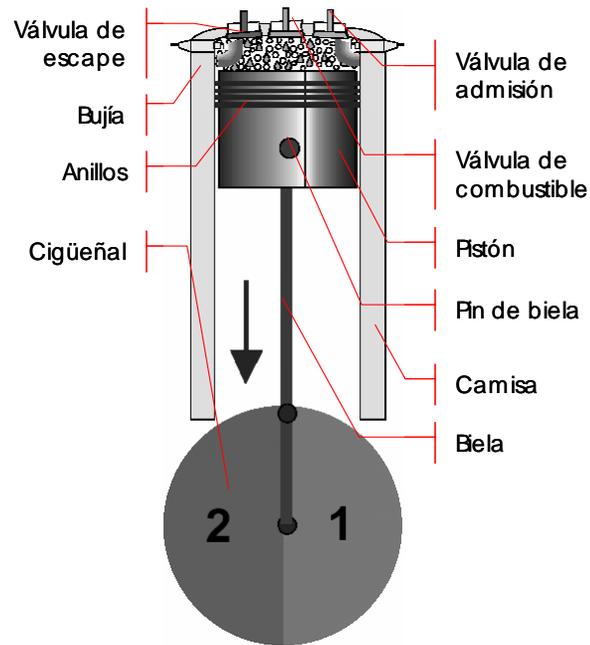
**Camisa:** Una camisa es un tubo de metal que está ubicado dentro del cilindro. Su propósito es prevenir que el pistón desgaste la superficie del cilindro (es más económico reemplazar una camisa, que todo un cilindro de potencia).

**Camisa de Agua:** La camisa de agua es una cavidad alrededor del cilindro en donde el agua fluye a través de él. El objetivo del agua es prevenir que las paredes del cilindro lleguen a sobrecalentarse.

**Figura 25. Conjuntos de potencia de un motor de dos tiempos.**



**Figura 26. Conjuntos de potencia de un motor de cuatro tiempos.**

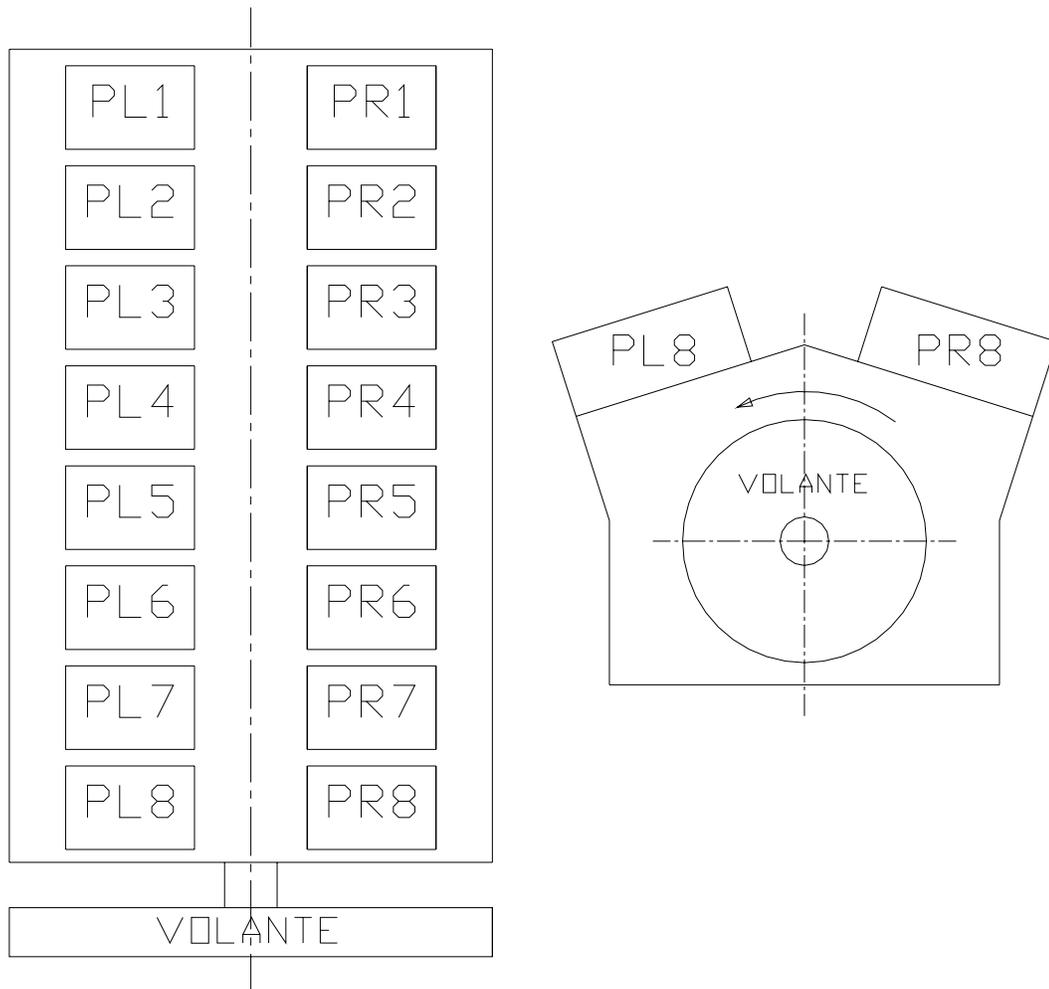


#### 4.1.4. Nomenclatura de los cilindros de potencia de un motor recíprocante.

Los cilindros de potencia en un motor recíprocante en línea son numerados de menor a mayor desde el cilindro más alejado del volante al más cercano. Si el motor es en V, al nombre del cilindro se le agrega la letra L o R (**left right**) según pertenezcan a la bancada derecha o izquierda visto desde el volante del motor. Véase Figura 7.

Aunque ésta es la nomenclatura es la comúnmente aceptada, existen fabricantes que tienen su propia nomenclatura particular.

**Figura 27. Nomenclatura de los cilindros de potencia de un motor recíprocante en V.**



#### 4.1.5. Secuencia de eventos en un motor de combustión interna.

Sin importar su configuración interna, un motor recíprocante de combustión interna produce trabajo quemando una mezcla de aire/combustible dentro de los cilindros de

potencia (cámaras de combustión). Esta definición abarca a los motores recíprocos ICH y IC.

Los cuatro eventos principales ocurren durante un ciclo. Véase Figura 29 y 30.

**Admisión de Aire:** Aire y combustible entran en el cilindro.

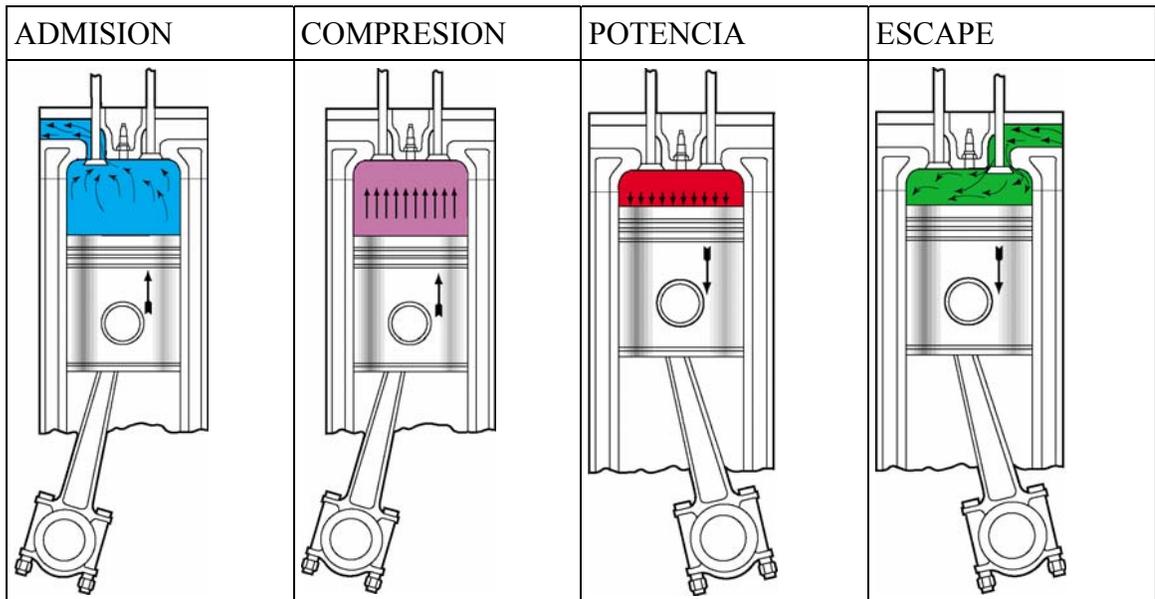
**Compresión:** El movimiento del pistón reduce el volumen del cilindro para comprimir la mezcla e incrementar la temperatura.

**Combustión (Potencia):** La ignición de la mezcla comienza el quemado del combustible y produce potencia mediante la aplicación de fuerza al cigüeñal.

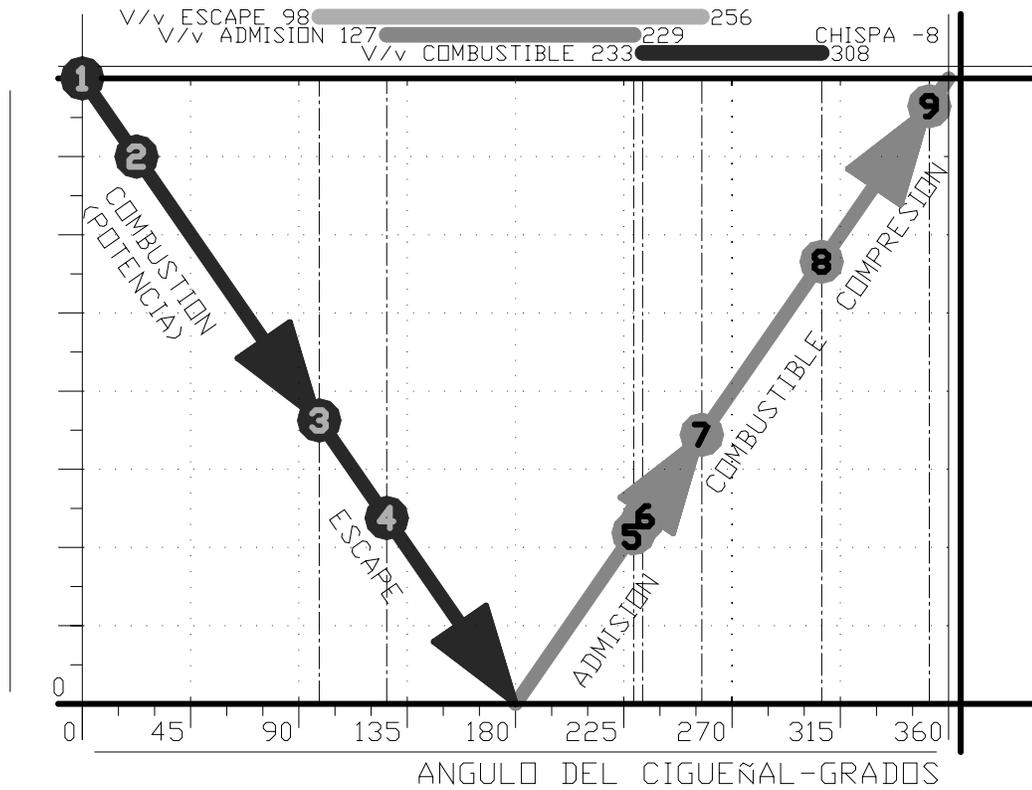
**Escape:** Descarga los gases producto de la combustión.

Estos cuatro eventos son llamados colectivamente “un ciclo”. Véase Figura 28.

**Figura 28. Secuencia de eventos de un motor de cuarto tiempos de combustión interna.**

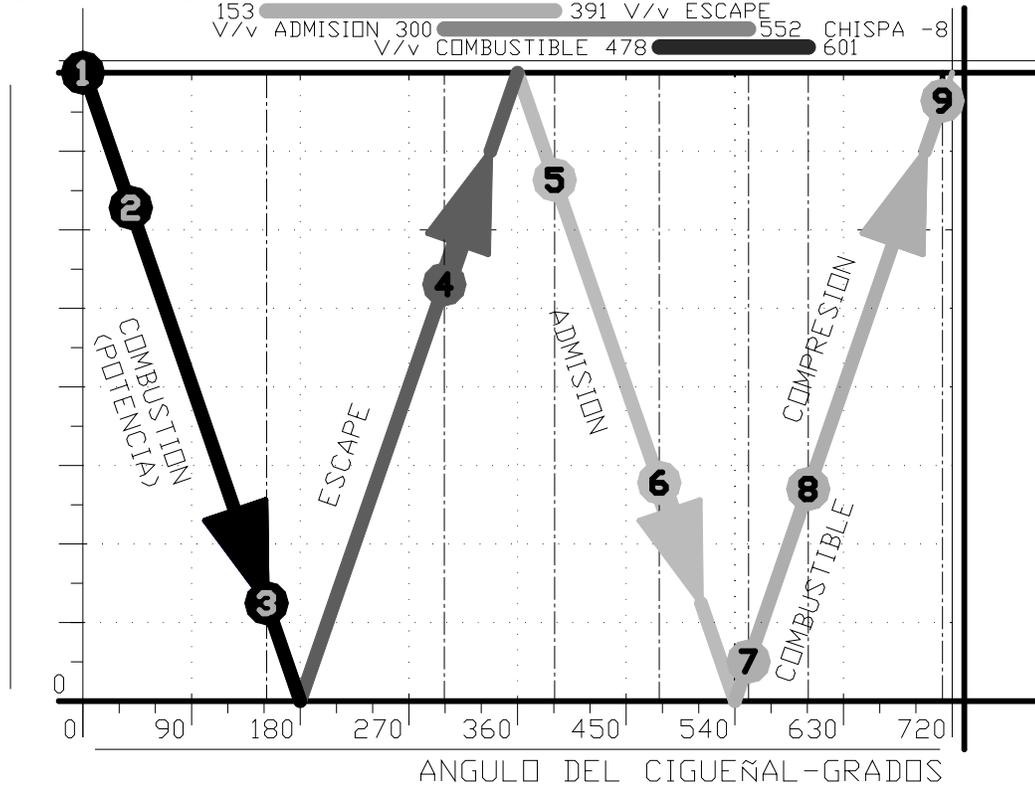


**Figura 29. Diagrama de eventos en motor de 2 tiempos/ciclos**



1 Punto muerto superior	6 Apertura válvula de combustible
2 Potencia	7 Cierre puerto de escape
3 Apertura puerto de escape	8 Cierre válvula de combustible
4 Apertura puerto de admisión	9 Ignición
5 Cierre puerto de admisión	

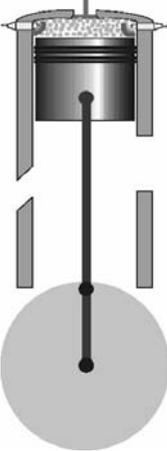
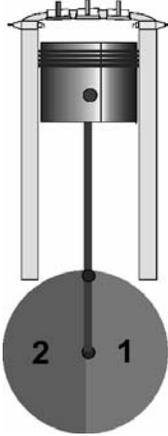
**Figura 30. Diagrama eventos en motor de 4 tiempos/ciclos.**

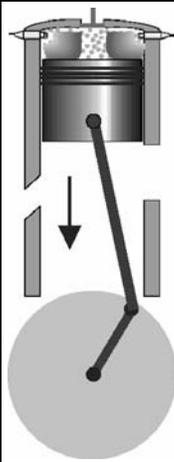
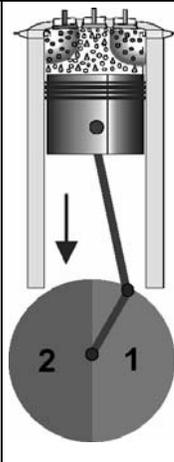
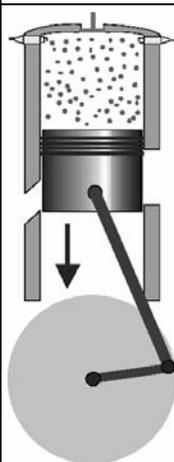
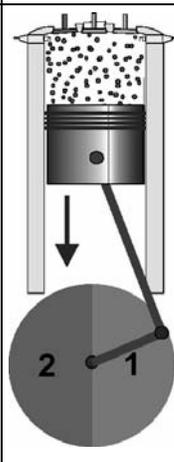
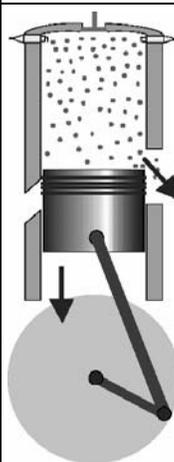
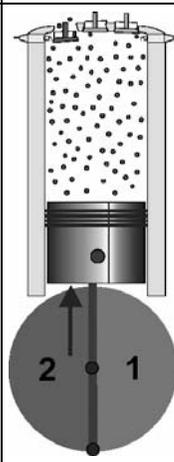


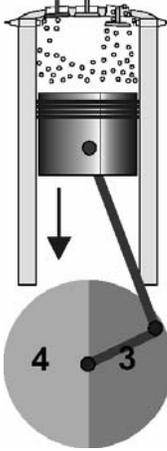
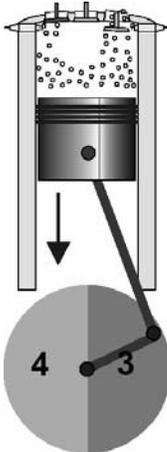
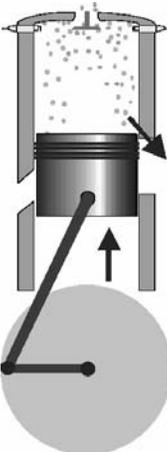
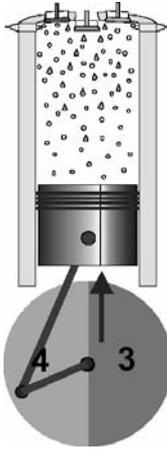
1 Punto muerto superior	6 Apertura válvula de combustible
2 Potencia	7 Cierre válvula de escape
3 Apertura válvula de escape	8 Cierre válvula de combustible y compresión
4 Apertura válvula de admisión	9 Ignición
5 Cierre válvula de escape	

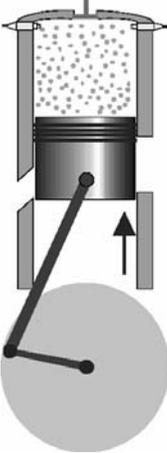
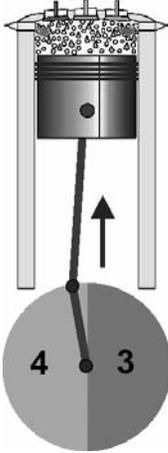
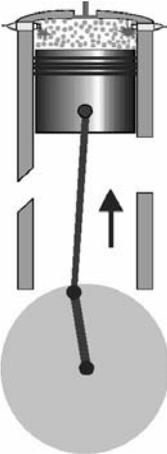
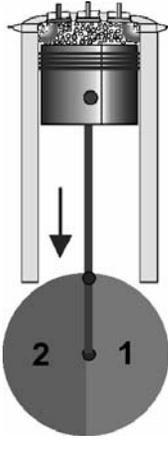
De manera detallada, en la **Tabla 16** se examina la secuencia de eventos comunes para un motor de combustión interna de 2 y 4 tiempos. En la columna de la izquierda se presentan los esquemas del conjunto de potencia de un motor de 2 tiempos, mientras que en la columna de la derecha se hace para uno de 4 tiempos.

**Tabla 16. Descripción detallada de la secuencia de eventos de motores de 2 y 4 tiempos.**

MOTOR 2 TIEMPOS	DESCRIPCION	MOTOR 4 TIEMPOS
	<p style="text-align: center;"><b>PUNTO MUERTO SUPERIOR</b></p> <p>El pistón ha alcanzado el PMS, se detendrá temporalmente y revertirá su dirección de movimiento. Si el tiempo de ignición esta configurado correctamente, la presión en el cilindro es aproximadamente la misma que en el pico de presión de compresión. Si la ignición es demasiado temprana, el cigüeñal debe superar el torque extra en contra, producido por la combustión temprana. La meta de la combustión es elevar la presión del cilindro cuando el pistón esta viajando hacia el PMS, de esta manera la energía es entregada al cigüeñal. Si la combustión causa la elevación de la presión del cilindro antes que el cilindro alcance el PMS, la potencia producida será contraproducente, o sea, el cigüeñal tendrá que trabajar para terminar de empujar el cilindro hacia el PMS.</p> <p>Si la combustión ocurre rápidamente, el combustible será consumido rápidamente, entonces la temperatura del cilindro será extremadamente alta y una parte del calor producido será perdido en la camisa de agua. Este calor perdido reduce la cantidad de trabajo que puede ser entregado por el pistón. Por último, la excesiva temperatura dentro del cilindro causará la coquización y aglutinamiento del aceite lubricante. El carbón acumulado en la camisa o el pistón puede llevar a una condición llamada preignición por la presencia de puntos calientes.</p>	

	<h3 style="text-align: center;">PROPAGACION DE LLAMA</h3> <p>Como el pistón viaja desde el PMS, el volumen se incrementa, sin embargo, en vez de caer la presión, esta continúa incrementándose. La combustión es un proceso donde la energía del combustible es liberada en forma de calor. El calor entregado al cilindro fuerza a elevar la presión. El proceso continúa hasta que el combustible es consumido. En este punto la presión del cilindro es la más alta y es comúnmente llamada presión pico de encendido o PFP (<b>peak fire pressure</b>). El ángulo del cigüeñal al cual se alcanza la presión PFP es llamada ángulo PFP. Después, el cilindro presurizado continúa empujando el pistón hacia abajo hasta que el puerto de escape es descubierta (2 tiempos) o válvula (4 tiempos) de escape es descubierta (2 tiempos) o abierta (4 tiempos).</p>	
	<h3 style="text-align: center;">CARRERA DE POTENCIA</h3> <p>Luego que la combustión se ha completado, la presión dentro del cilindro comienza a caer. Como el volumen en el cilindro se incrementa, el gas se expande y como resultado la presión cae. Sin embargo, la presión del gas continúa actuando sobre el pistón empujándolo hacia el PMI y suministrando energía al cigüeñal. Examinando una presión de expansión de referencia luego del ángulo PFP, es posible determinar si el tiempo de ignición está demasiado retardado o adelantado, o si el cilindro tuvo fallo de encendido, especialmente si la comparación es hecha entre cilindros.</p>	
	<h3 style="text-align: center;">ESCAPE DE HUMOS DE COMBUSTION (BLOWDOWN)</h3> <p>Los humos de la combustión no dejan el cilindro hasta que el último anillo del pistón ha descubierta el puerto de escape (2 tiempos) o la válvula de escape a abierto (4 tiempos). Durante el evento de escape y <b>blowdown</b>, la presión en el cilindro cae rápidamente. La tasa de caída de la presión es un parámetro útil para monitorear mediante la primera derivada del diagrama indicado.</p>	

	<p style="text-align: center;"><b>BARRIDO</b></p> <p>Luego que el pistón ha abierto el puerto de escape, el pistón viaja descubriendo el puerto de admisión. El puerto de admisión está usualmente máquinado para que el aire fresco entre y se dirija a la parte superior del cilindro y se mueva en remolino hacia la parte inferior y al puerto de escape (2 tiempos). En un motor de 4 tiempos este momento está marcado por la apertura de la válvula de admisión. Una vez el aire fresco entra en contacto con la camisa, la enfría y el flujo de aire remueve los gases residuales remanentes del ciclo previo, esto es llamado “barrido”. En este momento, la presión en el cilindro es igual a la presión de barrido. Para motores de aspiración natural, esta presión es la presión del aire del ambiente, pero lo más típico es que el motor reciba el aire presurizado desde el turbocargador o soplador. Este evento marca el inicio de la admisión de combustible.</p>	
	<p style="text-align: center;"><b>ADMISION DE AIRE</b></p> <p>Una vez el puerto de admisión es descubierto (2 tiempos) o la válvula de admisión abre (4 tiempos), el aire fresco entra al cilindro y los gases residuales del anterior ciclo son expulsados. La función del aire es remover los gases de escape, enfriar el cilindro y aportar el primer componente para la combustión “el oxígeno”.</p>	
	<p style="text-align: center;"><b>ENTRADA DE COMBUSTIBLE</b></p> <p>Frecuentemente la válvula de combustible abre antes que los puertos (2 tiempos) o válvulas (4 tiempos) de admisión y escape estén cerrados. El flujo de aire desde el puerto (2 tiempos) o válvula (4 tiempos) de admisión hacia el puerto de escape empuja el combustible hacia la parte inferior del cilindro y provee una mejor mezcla de combustible y aire fresco.</p>	

	<h3>COMPRESION</h3> <p>Luego que la válvula de combustible ha cerrado, la compresión de la mezcla de aire/combustible continúa mientras el pistón se mueve nuevamente hacia el Punto Muerto Superior (PMS).</p> <p>Al inicio de la compresión, la presión dentro del cilindro debe ser al menos unos pocos psi más alta que la presión del múltiple de escape para prevenir que los gases de escape vuelvan a entrar.</p> <p>A medida que el pistón se mueve hacia el PMS, el volumen disminuye, lo que causa que la presión dentro del cilindro se incremente. La rata a la que la presión se incrementa esta determinada por la composición del combustible, el diámetro del pistón, la carrera y la longitud de la biela y el volumen muerto en la parte superior del cilindro cuando el pistón está en el PMS.</p> <p>La presión pico (máxima) de compresión ocurre cuando el pistón alcanza el PMS. El valor de la presión en este momento depende de los tres factores mencionados anteriormente y de la presión inicial de arranque (los turbocargadores y sopladores elevan la presión de entrada de aire).</p> <p>Es importante tener en cuenta que la combustión es altamente dependiente de la temperatura, y que el propósito de la compresión de la mezcla aire/combustible no es tanto elevar la presión de la mezcla, sino elevar la temperatura de la mezcla como una condición previa necesaria para que la combustión tenga lugar.</p>	
	<h3>IGNICION</h3> <p>Como el cilindro se mueve hacia el PMS, la presión en el cilindro se incrementa. En este ángulo del cigüeñal la bujía enciende. El ángulo en el cual la bujía enciende es llamado "tiempo de ignición" y es medido en relación al PMS del cilindro.</p> <p>Inicialmente, la ignición sólo sucede cerca de las bujías. Como el calor es liberado, la energía es transferida a la mezcla aire/combustible en contacto con el punto inicial, y en el proceso más calor es liberado. Como más mezcla de aire/combustible es consumida, el proceso comienza a acelerarse.</p>	

	En motores de ignición por compresión, la relación de compresión es mayor que en los encendidos por chispa, por eso, la temperatura que alcanzan en este momento es superior y propicia la auto ignición de la mezcla aire/combustible sin requerir fuentes externas de calor.	
--	--	--

#### 4.1.6. Combustión en motores reciprocantes.

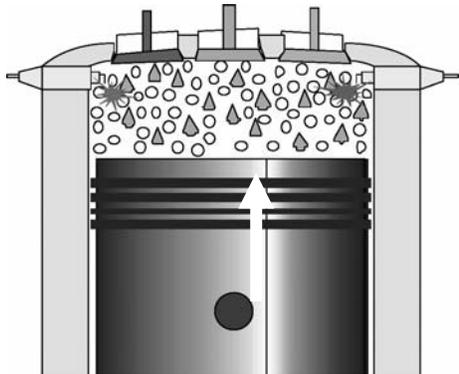
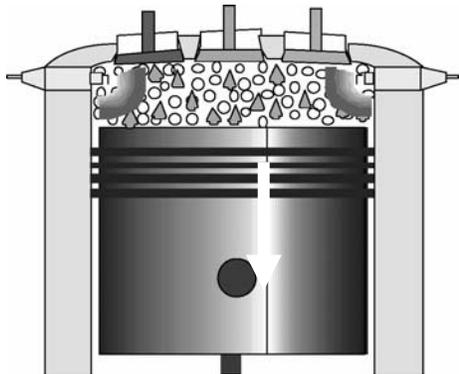
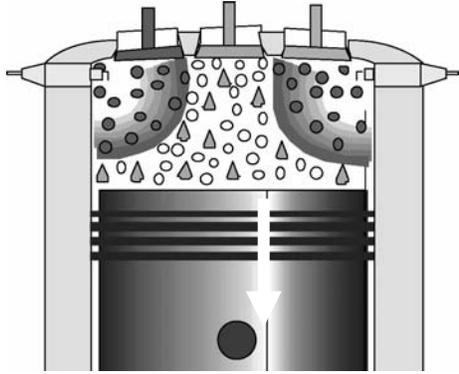
La combustión es un proceso físico-químico en el cual un combustible reacciona rápidamente con un comburente liberando la energía química almacenada en sus enlaces. Fuente: Maradey, Juan Fco. Termodinámica Aplicada. Ediciones UIS. Página 164.

La combustión en un motor reciprocante es la ignición de una mezcla gaseosa de aire/combustible ya sea por una bujía o por auto ignición debido a compresión y es caracterizada por el rápido desarrollo de una llama que comienza en el punto de ignición y se proyecta de manera continua fuera de este punto.

En un motor reciprocante la combustión requiere una apropiada mezcla de aire/combustible e ignición junto con una buena condición mecánica de la máquina. Ejemplo de combustiones anormales son la ignición suave, la no ignición, el encendido anticipado o tardío, la detonación y la preignición. La combustión anormal desecha combustible y causa excesivo desgaste en la máquina. Una combustión normal requiere alrededor de 5 partes de aire por una de combustible en peso.

En la **Tabla 17**, se detalla físicamente el evento de combustión.

**Tabla 17. Detalle físico del evento de combustión.**

	<p>Cuando todavía el pistón se mueva hacia el PMS, las bujías producen la chispa unos pocos grados antes del PMS.</p>
	<p>La combustión inicialmente comienza en las cercanías de las bujías</p>
	<p>El frente de llama comienza a propagarse consumiendo toda la mezcla de aire/combustible mientras el pistón viaja hacia el PMI.</p>

#### **4.1.6.1. Objetivos de la combustión.**

El objetivo primario de la combustión en un motor recíprocante es quemar toda la mezcla de aire combustible en el cilindro de potencia. También:

Aplicar el trabajo producido en el evento de combustión en el momento adecuado. El trabajo desarrollado por un motor de combustión interna debe convertir la energía química almacenada en el combustible en energía mecánica.

Mantener igual distribución de carga en todos los cilindros. Este hecho es normalmente asegurado manteniendo la misma relación de aire/combustible en todos los cilindros.

#### 4.1.6.2. Elementos para la combustión.

Para producir una apropiada combustión en un motor recíprocante de combustión interna, los tres elementos esenciales que se requieren son el combustible, el aire y la ignición. Véase **Figura 31**.

**Figura 31. Elementos para la combustión.**



**Material combustible:** Son por ejemplo, el gas natural, la gasolina, el propano o el combustible diesel. Estas fuentes de combustible están todos relacionados con los hidrocarburos.

**Suministro de aire:** El ciclo de combustión necesita de oxígeno para completar el proceso, por consiguiente, el aire atmosférico es utilizado. El aire atmosférico consta de 3 componentes esenciales, el oxígeno, el nitrógeno y el argón. El oxígeno constituye el 23% del aire y el argón más el nitrógeno el 77% restante.

**Ignición:** En los motores **ICH**, la fuente de ignición es la bujía. En los motores **IC** la mezcla aire/combustible es comprimida en tal magnitud, que genera la auto ignición del contenido del cilindro debido a las condiciones de temperatura y presión alta.

#### 4.1.6.3. Factores que afectan la combustión.

El evento de la combustión puede ser afectado por varios factores asociados con la operación del motor, tales son:

**Velocidad del motor.** Puede influir en el ciclo de combustión porque afecta la velocidad del frente de llama. A su vez también afecta la turbulencia de la mezcla. Esta misma turbulencia afecta la calidad de la combustión porque ayuda en la rápida propagación de la llama.

**Tiempo de ignición.** En un cilindro normal, la combustión comienza justo después que la chispa salta a través de la luz (**gap**) de la bujía y avanza gradualmente a través de la cara del pistón, expandiendo el gas en la cámara justo después que el pistón comienza la carrera de descenso, entonces la propagación gradual y controlada de la llama produce la potencia óptima para cada diseño particular de motor.

La chispa debe ser calibrada de tal manera que la elevación de la presión ocurra cuando el pistón está en el movimiento hacia el PMI. De esta manera, la presión es ejercida en el momento apropiado para forzar el cigüeñal a girar.

El tiempo de ignición puede variar de acuerdo a la velocidad del motor. Los motores de alta velocidad utilizan ángulos de chispa de 20 a 35 grados APMS\*, por cuanto los motores de baja velocidad usan ángulos de chispa de 12 grados APMS\*. El avance o retardo en el tiempo de ignición para configuraciones normales produce dos tipos de eventos de combustión anormales.

El avance en el tiempo de la chispa causa combustión temprana. La presión pico ocurre temprano en el ciclo y el trabajo no es aplicado en el momento adecuado. Si la presión pico ocurre antes del PMS, la combustión realmente trabaja en contra del cigüeñal (trabajo negativo).

El retardo en el tiempo de la chispa causa combustión tardía que disminuye la presión pico de encendido y finalmente afecta la potencia de salida.

**Presión del combustible.** Es observada en el múltiple de combustible determina el flujo del combustible al interior del cilindro.

**Temperatura del aire de admisión.** El aire con altas temperaturas contiene menos oxígeno (es menos denso) y resulta en mezclas ricas. El aire fresco contiene más oxígeno (es más denso) y resulta en mezclas pobres. Los motores de dos tiempos naturalmente aspirados son sensibles a los cambios en la temperatura ambiente; algunos usan sistemas de soplado donde la temperatura del aire es regulada por un sistema de enfriamiento (intercambiador de calor) antes de entrar al múltiple de aire.

**Presión del aire.** El rango de presión de aire es de 5 psig (en motores de dos tiempos) y tan alto como 25 psig (en motores de cuatro tiempos) medidos en el múltiple de aire. Los filtros o cualquier otro tipo de restricciones limitan el oxígeno, creando

---

\* APMS. Antes del punto muerto superior.

mezclas ricas que pueden llevar a la detonación. Presiones de aire bajas pueden resultar en encendido suave o no ignición.

**Condición mecánica.** La condición mecánica de los siguientes componentes necesita ser considerado cuando se observan problemas en la calidad de combustión

**Levantadores.** Son componentes importantes en el tiempo de operación del conjunto de las válvulas. Un levantador colapsado afecta la apertura y cierre normal de las válvulas de admisión, escape y combustible. Los problemas que produce en la combustión incluyen no ignición y aumento en las emisiones producto de la combustión.

**Guías de válvulas.** Mantener la alineación entre el vástago de la válvula y la guía previene fugas en la cámara de combustión y permite que el evento de combustión ocurra en el momento específico. El no alineamiento afecta la combustión adelantando o retrasando el tiempo de operación de la válvula, produciendo pegado (**stickage**) o rotura de la válvula (**breakage**).

**Tolerancia de la válvula.** Es el juego en el tornillo de ajuste del balancín. La alteración de la configuración de esta tolerancia desde un mínimo hasta un máximo tiene consecuencias en el tiempo de actuación de las válvulas y por lo tanto consecuencias en el desempeño de la combustión. Por ejemplo, una excesiva tolerancia evita que la válvula abra a su máxima posición y así afecta el desempeño.

**Sistema de levas.** El sistema de levas de las válvulas opera dependiente de la rotación del cigüeñal. Dependiendo del modelo, las levas son conducidas a través de engranajes, cadenas o directamente desde el cigüeñal. La operación anormal de las levas puede afectar la combustión. La lubricación pobre de la leva, cadenas rotas son algunos de los problemas que pueden afectar la combustión.

**Carbón en puertos.** Dependiendo de la acumulación de carbón, el evento de la combustión puede presentarse como una mezcla rica o pobre resultando en no ignición o detonación.

#### **4.1.6.4.Indicadores de la calidad de la combustión.**

Entre los indicadores para determinar la calidad de la combustión se encuentran:

**Trabajo producido.** Mediante el trabajo producido es posible determinar la eficiencia con que la energía del combustible se transforma en trabajo.

**Presión pico de encendido.** Es importante prestar atención a la presión pico de encendido porque determina la potencia, la rata de deterioro del motor, el estado de

balance del motor, e indica los cilindros que están bajo fuertes esfuerzos térmicos y mecánicos

**Consumo de combustible.** La cantidad de combustible consumido por el motor es calculado basado en la carga y la eficiencia es calculada en base a la cantidad de calor de la combustión que es transferida en trabajo.

**Emisiones de gases.** Las emisiones de humos son un subproducto de la combustión. Cuando la combustión es de calidad los niveles de monóxido de carbono son bajos

**Temperatura de escape.** Es considerado un producto de la combustión porque durante el periodo de quemado de la mezcla, parte calor producido es desechado en el escape. Debido a que el evento de la combustión ocurre dentro del cilindro, es muy difícil registrar su temperatura que puede ser tan alta como 2.500F (1.370C) durante la propagación de la llama. Para monitorear la condición de la combustión, la temperatura de escape es mejor registrada en el múltiple de escape. El rango de temperaturas en este punto está entre 500F y 700 F (260C a 370C).dependiendo del modelo del motor entre otros factores. El registro de las temperaturas de escape se utiliza para comparar cilindro a cilindro y con las especificaciones del fabricante.

**Cantidad de combustible por caballo de potencia.** El consumo de combustible de un motor esta relacionado con la potencia producida.

#### 4.1.7. Sistemas de Ignición.

El único propósito absoluto esencial, para un sistema de ignición es que encienda oportunamente la mezcla aire/combustible dentro del cilindro. La bujía logra esta tarea permitiendo que un alto voltaje salte a través de la luz (**gap**) o distancia entre dos electrodos. La mezcla de aire/combustible se encuentra dentro de dicha luz (**gap**), y hace ignición cuando la chispa ocurre.

Los requerimientos principales de un sistema de ignición son:

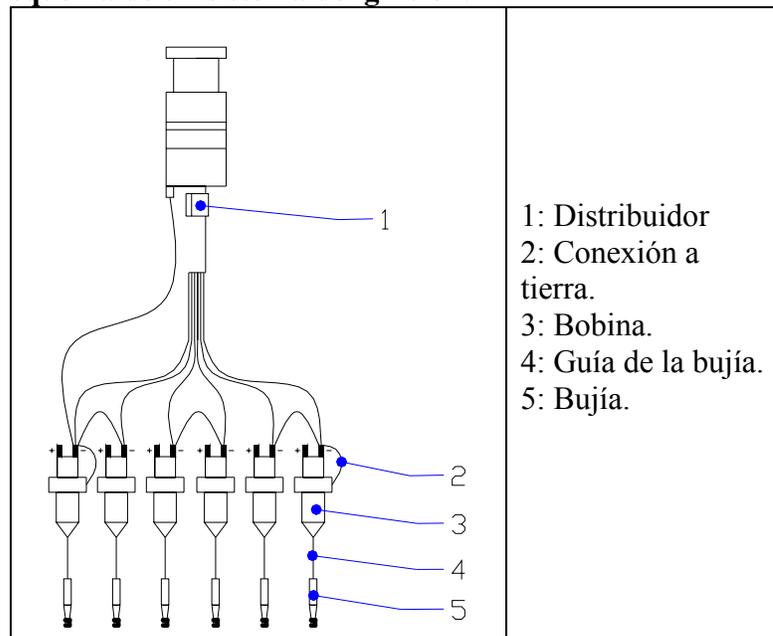
- Generar un voltaje lo suficientemente alto para producir el arco a través de la luz de la bujía, producir la ignición completamente y quemar la mezcla de aire/combustible.
- Controlar el tiempo de tal manera que la chispa ocurra en el momento preciso y en el cilindro correcto.
- Minimizar las emisiones al ambiente producto de la combustión.

#### 4.1.7.1. Componentes de un sistema de ignición.

Hay varios componentes comunes, que constituyen un sistema de ignición. Cada uno de esos componentes juega un papel vital para obtener la chispa en el cilindro preciso y en el momento preciso. Los cinco elementos comunes (Véase la Figura 32) son:

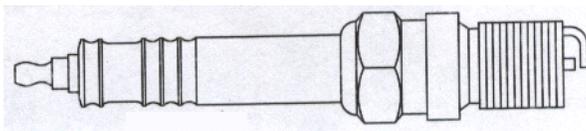
- Bujía.
- Transformador (bobinas).
- Fuente de energía.
- Dispositivo de distribución.
- Dispositivo de control de pulsos y tiempo.

**Figura 32** Esquema de un sistema de ignición.



**Bujía.** El propósito de la bujía es producir la ignición de la mezcla aire/combustible. La fuente de la ignición para la combustión es una chispa que ocurre entre los dos electrodos de una o más bujías en cada cilindro.

**Figura 33. Bujía de un motor a gas.**



Una bujía consiste de un casco de metal en el cual uno de los electrodos está montado, y un electrodo central fuera del casco. Un alto voltaje diferencial entre el electrodo central y el electrodo a tierra causa que la chispa salte a través de ellos. El camino eléctrico de la chispa es desde el electrodo central atravesando la luz (**gap**) hacia el electrodo a tierra en el casco externo.

Teniendo en cuenta otras consideraciones, entre más grande sea la energía descargada en la chispa, más grande la conflagración consecuente con la combustión, sin embargo, el excesivo voltaje puede romper el aislamiento y erosionar la bujía rápidamente.

Durante la operación normal de una bujía, sus electrodos son erosionados gradualmente por el salto de la chispa que desprende moléculas de ellos, por tal razón, las bujías requieren periódicamente de ajuste y calibración de la luz (**gap**) o requieren de ser reemplazadas.

**Voltaje de Ignición.** Debe existir diferencia de potencial o voltaje para puentear la luz de la bujía. El aire y/o la mezcla aire/combustible no son normalmente conductores de la electricidad, por eso, el voltaje impuesto entre los electrodos debe ser lo suficientemente alto para permitir que las moléculas de aire/combustible en la luz de la bujía se ionicen y lleguen a ser conductoras. Este es llamado voltaje de ionización.

El voltaje de ionización depende del tamaño de la luz de la bujía y de la densidad de la mezcla aire/combustible, como también de otros factores. Este voltaje está en el rango de 5.000 a 40.000 voltios.

#### **Ecuación 4 Voltaje de ionización**

$$\text{Voltaje} \cdot \text{ionización} = K \times \text{densidad} \times \text{tamaño} \cdot \text{gap}$$

Donde K es una constante

De la ecuación se concluye

A mayor luz de la bujía mayor el voltaje de ionización requerido.

A mayor relación de compresión mayor es la densidad y mayor el voltaje de ionización requerido.

A mayor relación aire/combustible, más alto el voltaje de ionización porque el aire es más denso que el gas natural.

A mayor relación de compresión mayor densidad, más alto el voltaje de ionización necesario.

**Transformador.** La función del transformador es convertir los pulsos eléctricos de bajo voltaje en pulsos de alto voltaje. El voltaje primario pasa por la bobina primaria a través de uno de los terminales del transformador y sale por el otro terminal. Un campo magnético es creado y un voltaje es inducido en la bobina secundaria.

Estos pulsos primarios de voltaje están por el rango de 12 a 400 voltios y requieren ser elevados a varios miles de voltios (dependiendo del diseño). Un transformador

consta de dos bobinas separadas y enrolladas alrededor de un núcleo de hierro. En un transformador de elevación, la bobina secundaria tiene muchas más vueltas que la bobina primaria. El voltaje se incrementa a través del transformador y es directamente proporcional a la relación de vueltas entre las bobinas; las bobinas para sistemas de ignición se conocen como **SUT** porque elevan el voltaje. Los embobinados y el núcleo están inmersos en aceite para el enfriamiento.

**Suministro de Poder.** El suministro de poder es la fuente de energía para la operación del sistema de ignición. Estas fuentes pueden ser de corriente alterna AC o de corriente directa DC.

Las posibles fuentes de energía para un sistema de ignición son baterías, alternadores o generadores, magnetos o fuente de 110V. Algunos sistemas de ignición utilizan **UPS**<sup>▲</sup> o fuentes ininterrumpibles de energía. En general, la **UPS** actúa cuando la fuente principal ha fallado.

Como requisito fundamental, toda fuente de energía debe entregar suficiente energía útil al sistema de una manera confiable. Las fluctuaciones en el voltaje pueden causar pobre desempeño del motor o apagado.

**Distribución.** Hasta el momento se han mencionado componentes que tiene como función mover la energía desde la fuente hasta la bujía. Estos incluyen el sistema primario y el sistema secundario. El distribuidor es el elemento encargado de direccionar la señal eléctrica a cada bujía y por ende a cada cilindro.

**Pulsado y Temporizado.** La función del sistema de temporizado es disparar (**triggering**) y descargar la energía en el instante requerido. Además, esta energía debe ser descargada en una forma útil para el sistema. Este proceso involucra tener componentes interruptores en el circuito para producir la pulsación de la energía.

#### 4.1.7.2.Efectos de la ignición en la combustión.

Las dos maneras en las que el sistema de ignición puede afectar la combustión son con el tiempo de la chispa y con el voltaje de ionización.

**Voltaje de ionización.** Como ya se mencionó, si este es muy alto, desgastará más rápido la bujía y si es muy bajo, no ionizará la mezcla de aire/combustible en la luz de bujía y no la encenderá.

**Efecto del retardo en el tiempo.** El retardo en el tiempo de la chispa retarda la combustión, produce un pico de presión de encendido bajo, y bajas temperaturas en la

---

<sup>†</sup> SUT: step-up transformer. Transformador elevador.

<sup>▲</sup> UPS: uninterruptible power supplies

cámara. Por otro lado, incrementa el consumo de combustible, la presión del múltiple de combustible y la temperatura de escape.

El retardo en la ignición significa que el encendido de la mezcla sucede tarde en el ciclo. Cuando la ignición ocurre muy cerca o después del punto muerto superior, los cilindros producen menos potencia y consumen más combustible. El incremento en la temperatura de los gases de escape también genera que el pistón y las paredes del cilindro absorban más calor. En los motores de 4 tiempos, la presión pico de encendido se reduce.

En motores con turbocargador, el retardo en el tiempo de chispa incrementa la velocidad del turbocargador. Esto se debe al aumento de la temperatura de los gases de escape, con lo que más energía es entregada al turbocargador.

Otro resultado de la ignición tardía es la presión pico de encendido (PFP) baja. La baja presión pico ocurre tarde en el ciclo de combustión y produce menos potencia para el cigüeñal. Un exceso de combustible es requerido para desarrollar la potencia exigida. El exceso de combustible es descargado por el escape.

**Efecto del adelanto en el tiempo.** El avance en el tiempo de la chispa incrementa la presión pico de encendido, y la rata de quemado del combustible. Por otro lado, la temperatura de los gases de escape decrece, el consumo de combustible cae, la presión de los gases de escape cae, así como también la presión del múltiple de escape.

El avance en el tiempo de la chispa enciende la mezcla temprano en la carrera de compresión, antes de alcanzar el punto muerto superior, resultando en una anormalmente alta presión pico de ignición que produce una gran cantidad de esfuerzo adicional a los cojinetes del motor.

#### **4.1.8. Sistemas de inyección de combustible diesel.**

En motores IC el sistema de ignición es reemplazado por el de inyección. Los requerimientos fundamentales de los sistemas de inyección son:

- Suministrar la cantidad exacta de combustible en función de la velocidad y la carga del motor.
- Desarrollar una presión de combustible alta.
- Inyectar el combustible en el momento correcto y a la rata correcta.
- Garantizar un inicio y final de la inyección abrupto.

- Garantizar la correcta atomización y distribución del combustible dentro del cilindro.

Los componentes típicos de un sistema de suministro de combustible diesel y sus funciones son:

**Unidad de bombeo.** Generalmente es una bomba de impulso o de inyección directa por émbolo para cada cilindro. Su función es elevar la presión del combustible

**Cremallera de control.** Es un componente de la bomba que opera el obturador. La cremallera es operada manualmente o por la acción de un gobernador.

**Obturador.** Es el componente de la bomba en donde se configura la cantidad de combustible entregado por la bomba.

**Boquilla de inyección.** Provee combustible a alta presión para el cilindro de potencia.

**Filtros de combustible.** Controlan la contaminación.

**Tanques de combustible.** Almacena el combustible.

Bombas de transferencia de combustible.

**Líneas de conexión.** Conducen el flujo entre los diferentes componentes.

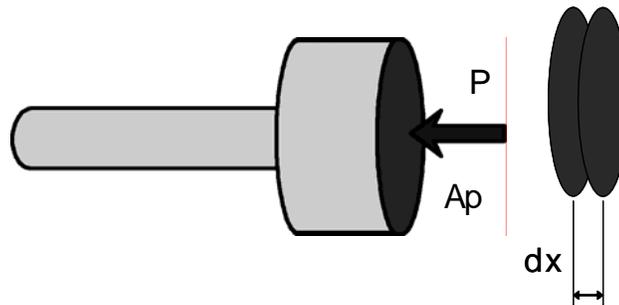
#### **4.1.9. Teoría básica para el análisis del desempeño de motores reciprocantes.**

Son múltiples los parámetros que pueden ser usados para caracterizar el desempeño de un motor recíprocante de combustión interna. Algunos de los más comunes son

##### **4.1.9.1. Trabajo W.**

El trabajo es el resultado de una fuerza actuando en una distancia. Recordando unas relaciones básicas:

**Figura 34. Cálculo del trabajo en el pistón.**



**Ecuación 5. Fuerza.**

$$F = P \times A_p$$

**Ecuación 6. Trabajo.**

$$W = F \times dx$$

Donde

F: Fuerza resultante sobre el pistón.

P: Presión que actúa sobre el pistón.

Ap: Área del pistón.

W: Trabajo.

**4.1.9.2.Potencia.**

La potencia es el trabajo realizado por unidad de tiempo. Puede ser expresada en KJ/s o Kw o en caballos de fuerza<sup>∇</sup> Hp.

**4.1.9.3.Potencia indicada IHP.**

En un motor de combustión interna, es la energía desarrollada en un cilindro sin descontar las pérdidas de energía debidas a la fricción o a las unidades auxiliares. Por consiguiente, el desempeño de un motor puede ser medido mediante la potencia indicada de cada cilindro. La ecuación básica para el cálculo de la potencia indicada es

---

<sup>∇</sup> Un caballo de fuerza es definido como la capacidad para desarrollar 396.000 lb-pulg de trabajo por minuto. El termino caballo de fuerza fue acuñado por James Watt, quien determinó que un caballo promedio podría levantar una bala de heno de 33.000 libras, a una velocidad de 1 pie por segundo.

### Ecuación 7. Potencia indicada.

$$IHP = \frac{PLAN}{396.000}$$

Donde,

P: Presión media efectiva indicada IMEP en psig.

L: longitud de la carrera en pulg.

A: Área del pistón en pulg<sup>2</sup>.

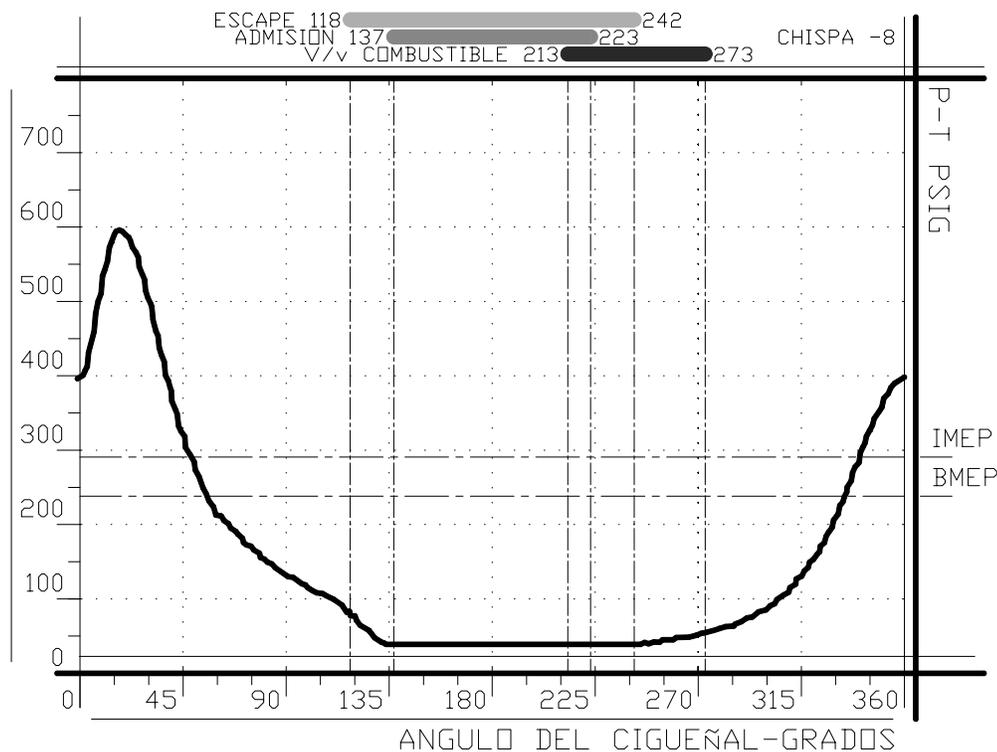
N: velocidad del pistón en RPM.

IHP: potencia indicada en caballos de fuerza Hp.

#### 4.1.9.4. Presión media efectiva indicada IMEP.

La presión media efectiva indicada de un ciclo o carrera de un motor de combustión interna es la presión neta que opera sobre el pistón durante una carrera y que produciría el mismo trabajo que el ciclo que representa. Véase **Figura 35**.

**Figura 35. Presión media efectiva indicada y al freno.**



#### 4.1.9.5. Relación entre potencia y las curvas PV.

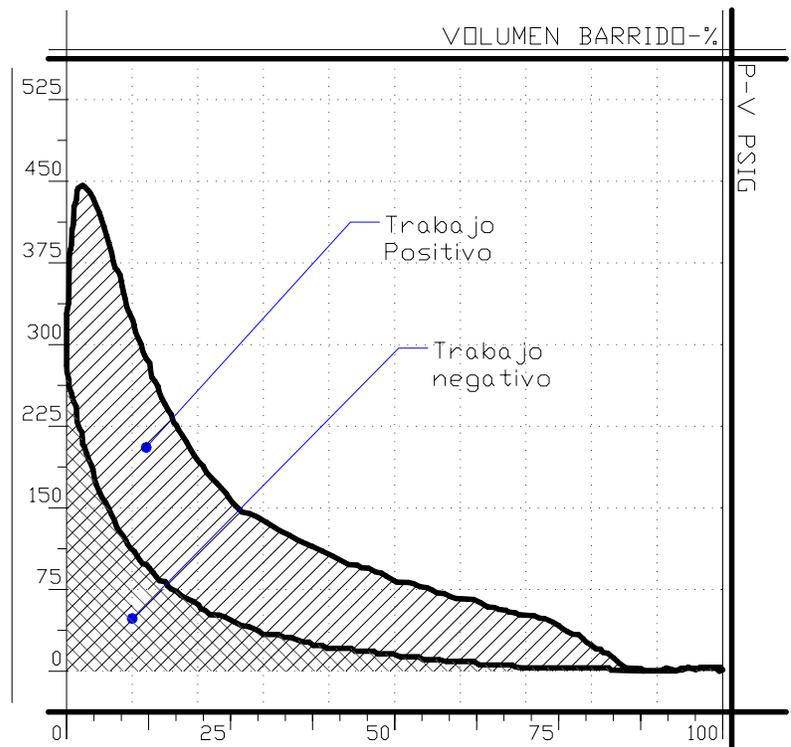
Otra forma de determinar el trabajo en un proceso es mediante la ecuación 8.

### Ecuación 8. Ecuación de trabajo.

$$W = \int Pdv$$

De acuerdo al significado de la integral, el trabajo del proceso mostrado en la **Figura 35** está representado por el área dentro de la curva. El área fuera de la curva es lo que se conoce como trabajo negativo. Es de esta manera que los analizadores calculan la potencia indicada en un cilindro de potencia.

**Figura 36. El área sombreada dentro de la curva representa el trabajo útil del motor.**



#### 4.1.9.6. Potencia al freno BHP.

La potencia al freno es definida como la salida útil de un motor y es medida en el volante o cigüeñal. La potencia al freno se relaciona con la potencia indicada a través de las pérdidas mecánicas, es decir, la potencia al freno es el resultado de las pérdidas mecánicas debidas que actúan consumiendo una porción de la potencia indicada. Las pérdidas mecánicas de potencia son debidas principalmente a la fricción a lo largo de toda la máquina.

### Ecuación 9. Potencia al freno.

$$BHP = \frac{IHP}{\eta_m} \quad \text{ó} \quad BHP = IHP - FHP$$

Donde

BHP: Potencia al freno

FHP: Potencia friccional.

IHP: Potencia indicada.

$\eta_m$  = Eficiencia mecánica del motor %

De manera similar a la potencia indicada es posible determinar una presión media efectiva al freno, la cual es definida como la presión promedio que actuando a través de la carrera del cilindro produce la potencia al freno del motor. Véase **Figura 17**.

### Ecuación 10. Potencia al freno.

$$BHP = \frac{PLAN}{396.000}$$

Donde,

P: Presión media efectiva al freno BMEP en psig.

L: longitud de la carrera en pulg.

A: Área del pistón en pulg<sup>2</sup>.

N: velocidad del pistón en RPM.

IHP: potencia indicada en caballos de fuerza Hp.

Otros parámetros críticos representativos del desempeño de un motor son la presión pico de encendido (**PF<sup>\*</sup>**), la máxima tasa de elevación de la presión ( **$\delta P/\delta T$** ), el consumo específico de combustible al freno (**BSFC<sup>S</sup>**) y serán tratados más adelante.

## 4.2. PATRONES DE SEÑALES NORMALES DE MOTORES RECIPROCANTES

La evaluación de los patrones de vibración, ultrasonido, voltaje y presión contribuye al entendimiento y determinación de la condición mecánica y desempeño dinámico de las máquinas reciprocantes. En este caso, es de interés la energía vibracional de alta frecuencia asociada con los pasos de gases y los impactos mecánicos.

---

\* PFP: Peak fire pressure. Presión pico de encendido.

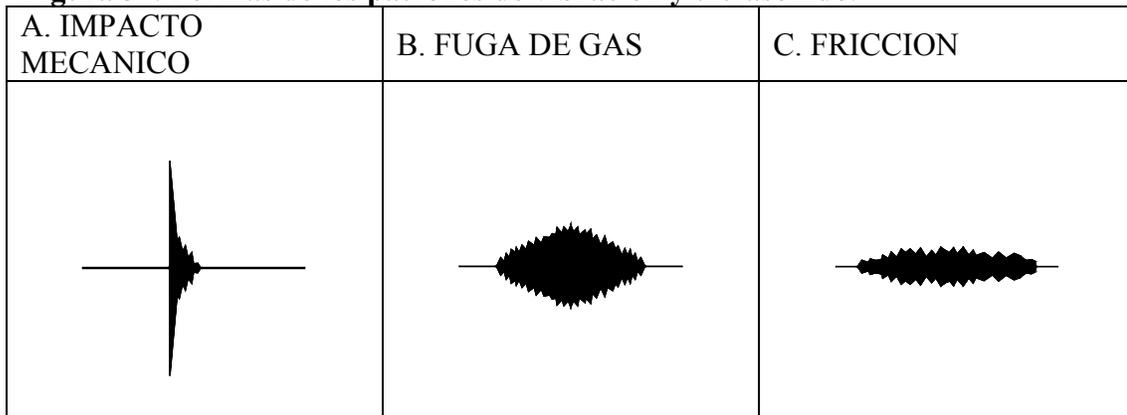
<sup>S</sup> BSFC: Break specific fuel consumption. Consumo específico de combustible al freno.

Los impactos mecánicos tales como cierre de válvulas o el paso de anillos a través de las lumbreras, producen un patrón agudo bien definido. Por otro lado, las fugas de gas ocurren en un periodo de tiempo largo y tienen una baja amplitud; sus patrones son anchos y con apariencia redondeada. Además, las fugas de gas son usualmente afectadas por los cambios de presión en el cilindro. La fricción produce un tercer tipo de señal de vibración que es caracterizado por un patrón de ruido de más baja amplitud y forma de cigarro. Véase Figura 37.

El análisis de señales de vibración y ultrasonido involucra el chequeo de la presencia de eventos esperados y la ausencia de todos los demás. Los eventos esperados ocurren en un ángulo específico, tienen amplitudes y formas características.

No existe una norma sobre la amplitud de una señal de un evento específico. La amplitud absoluta depende de la técnica y la localización del sensor de medida y de las características amortiguadoras de la máquina entre otras, sin embargo, la relación entre las amplitudes de diferentes eventos es generalmente constante, a menos que la condición haya cambiado, por ejemplo, la relación entre la señal de salida de gases de escape (**blowdown**) y el cierre de la válvula de admisión es normalmente constante. Por ello, es importante la comparación de patrones con máquinas similares, y la ubicación de los sensores siempre en el mismo punto cada vez donde exista la mejor transmisibilidad de la señal de vibración.

**Figura 37. Formas de los patrones de vibración y ultrasonido.**

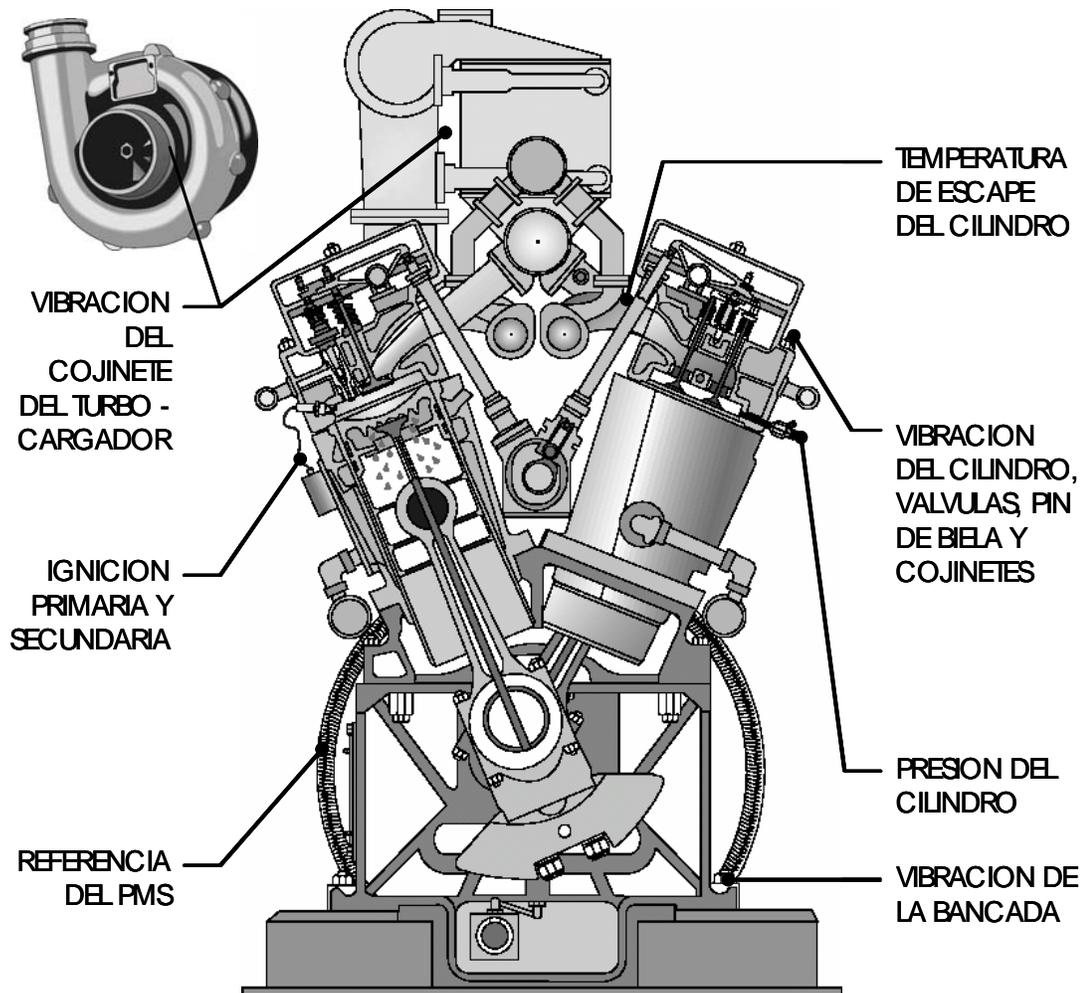


#### 4.2.1. Tipos de datos para análisis de motores reciprocantes.

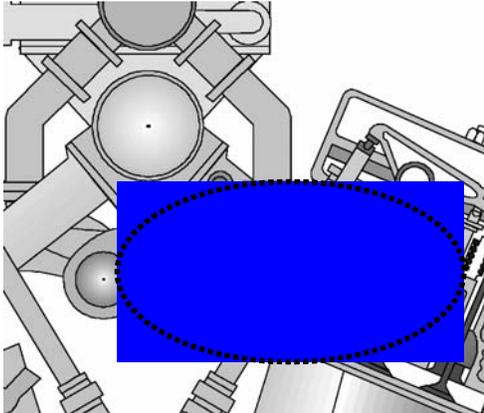
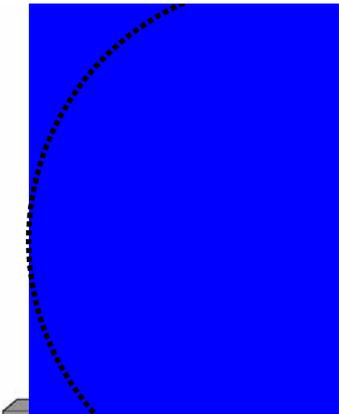
Los puntos (ubicaciones) y las técnicas más importantes para el análisis de la condición de motores reciprocantes se muestran en la Figura 38. Estos puntos están

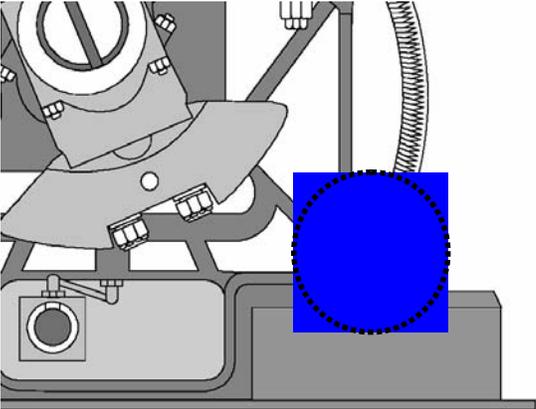
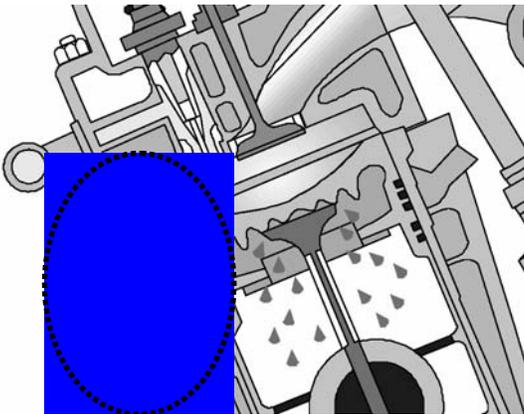
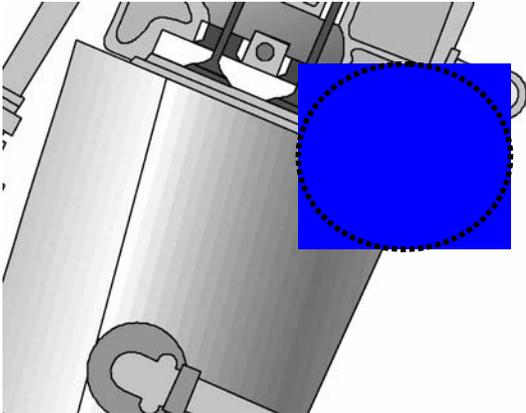
localizados de acuerdo a la cercanía de los componentes que se desean analizar. La descripción de cada uno de los puntos se detalla en la **Tabla 18**.

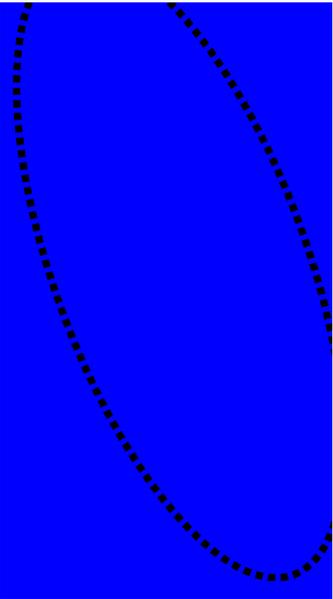
**Figura 38. Principales técnicas y ubicaciones para el análisis de motores reciprocantes.**



**Tabla 18. Técnicas y ubicaciones para toma de datos en motores recíprocentes.**

UBICACION	DESCRIPCION
	<p data-bbox="894 436 1295 506">TEMPERATURA GASES DE ESCAPE DEL CILINDRO</p> <p data-bbox="894 558 1382 737">Medido mediante sensores de temperatura infrarroja en algún punto en la salida hacia el múltiple de escape. También es posible tomar la temperatura mediante un pirómetro.</p>
	<p data-bbox="894 926 1230 957">REFERENCIA DE FASE</p> <p data-bbox="894 1010 1398 1335">La medición de fase es posible a través de un pick up magnético, un encoder, o un sensor óptico. Además de una referencia de fase es posible determinar la velocidad del motor (RPM). Como es de esperar, el volante debe tener algún tipo de generador de pulsos (cinta reflexiva, cuña metálica o acople)</p>

	<p><b>VIBRACION DE LA BANCADA</b></p> <p>Toma de vibración triaxial (horizontal, vertical y axial) mediante un acelerómetro en las esquinas opuestas de la bancada del motor. También se recoge vibración en el dominio de la frecuencia (espectros). (Véase severidad de vibración y análisis de espectros en el capítulo 9).</p>
	<p><b>IGNICION SECUNDARIA</b></p> <p>Medición de los patrones de ignición secundaria mediante una conexión inductiva en el cable de bujía “no blindado”. Se obtienen estadísticas de los muestreos multi periodo y patrones de ignición secundaria, es decir, voltaje contra tiempo.</p>
	<p><b>PRESION DEL CILINDRO</b></p> <p>A través de una válvula especial (válvula kiener<sub>R</sub>) es posible conectar un sensor de presión con la cámara de combustión del cilindro. Se obtiene los patrones de presión en el dominio del tiempo referenciados a la posición del cigüeñal y estadísticas de la presión pico o de cualquier otra presión de interés en el motor.</p>

	<p><b>COJINETE DEL TURBOCARGADOR</b></p>
	<p>Se obtiene información de la vibración del cojinete del turbocargador mediante un acelerómetro estándar montado entre las ruedas de admisión y escape. El objetivo es obtener la vibración en aceleración y en el dominio de la frecuencia.</p> <p><b>VIBRACION DE COJINETES, CILINDRO, VALVULAS, PIN DE BIELA.</b></p> <p>Para recoger la información se utilizan dos tipos de sensores, un sensor ultrasónico y un acelerómetro estándar. La vibración se presenta como forma de onda o vibración en el dominio del tiempo referenciado a la posición del cigüeñal. Los sensores son colocados sobre culata o en los pernos de la culata en posición horizontal o vertical o ambas.</p>
<p><b>IGNCION PRIMARIA</b></p>	
<p>La información de voltaje de ignición primaria se obtiene mediante conexión a la entrada de la bobina. El concepto es obtener los patrones de voltaje de la ignición primaria referenciados a la posición del cigüeñal y estadísticas de muestreos multi periodo.</p>	

#### 4.2.2. Patrones de señales normales en motores de dos tiempos de ignición por chispa.

En la **Figura 39** se presenta el diagrama de V-evento\* para un motor de 2 tiempos de ignición por chispa. En él se esquematizan los patrones característicos de vibración y presión contra el ángulo del cigüeñal. El diagrama indicado será explicado en la siguiente sección. Es importante notar como el evento de vibración de cierre de la válvula de combustible (308 grados DPMS<sup>∇</sup>) presenta una forma aguda con gran amplitud. Normalmente el evento de apertura de la válvula de combustible no es visible (233 grados DPMS), y si lo es, su magnitud es reducida. La forma característica del evento de salida de gases de escape (98 grados DPMS), es generalmente la conjugación de dos patrones, una forma redondeada por la salida de los gases y otra forma aguda que le precede que represente el descubrimiento de la lumbrera de escape, sin embargo, este evento agudo no siempre es visible, sin implicar esto algún problema.

También es común que, el momento del salto de la chispa (8 grados APMS<sup>∇</sup>) produzca un evento de vibración de baja amplitud extendido generalmente hasta el ángulo de la presión pico de encendido (10 grados DPMS); este es debido a la combustión y al aumento de la presión a una rata muy elevada. Si este patrón tiene una amplitud considerable es importante prestar especial atención.

Normalmente, los eventos de descubrimiento de la lumbrera de admisión y de cubrimiento de las lumbreras de escape y admisión no producen patrones de vibración, y si lo hacen, deben tener muy baja amplitud relativa, de lo contrario requerirán de análisis cuidadoso.

El patrón de ultrasonido contra ángulo del cigüeñal tiene las mismas características del patrón de vibración contra ángulo del cigüeñal, sin embargo, la única diferencia es que los sensores para las frecuencias de ultrasonido son más sensible a los pasos de gases y, por ello los eventos como las salida de gases de escape presentarán mayor amplitud que en su homólogo de vibración.

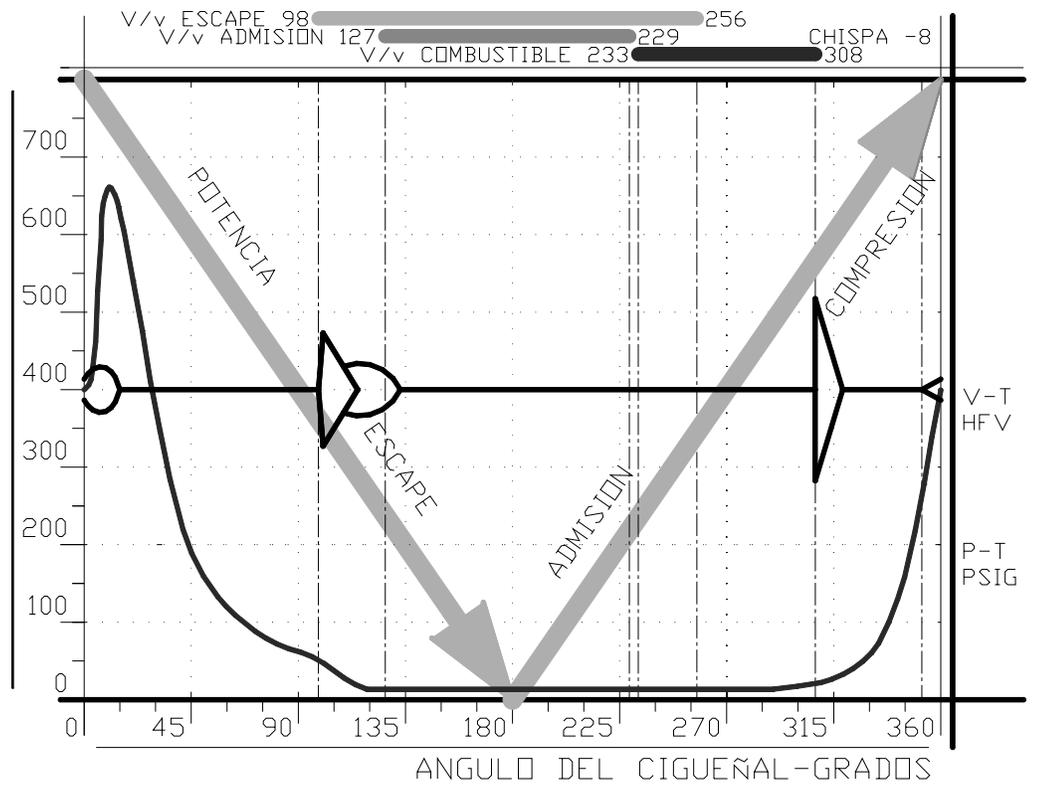
---

\* El diagrama V-evento es una representación esquemática de los eventos de vibración y/o presión y/o ultrasonido en un motor reciprocante.

<sup>∇</sup> DPMS: Después del punto muerto superior.

<sup>∇</sup> APMS: Antes del punto muerto superior.

**Figura 39. Diagrama de eventos de vibración y presión de un motor de 2 tiempos de ignición por chispa.**



A continuación se describirán los patrones normales característicos de presión, vibración y ultrasonido contra ángulo del cigüeñal y de presión contra volumen de forma secuencial, mostrándose las características de cada evento y señal.

**PRESION CONTRA ANGULO DEL CIGÜEÑAL EN UN MOTOR DE DOS TIEMPOS.**

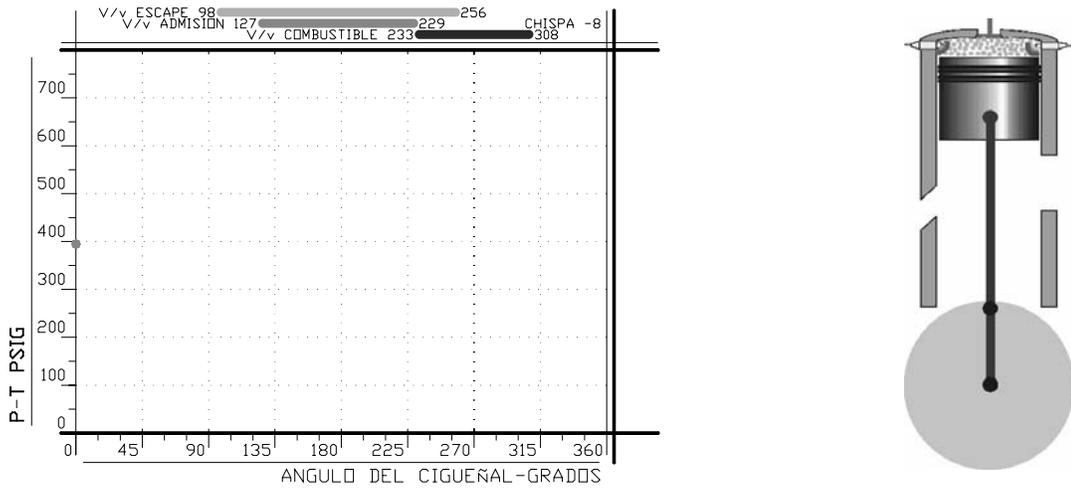
MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL P-T

---

INICIO DEL CICLO

**Figura 40. PT. Inicio del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**

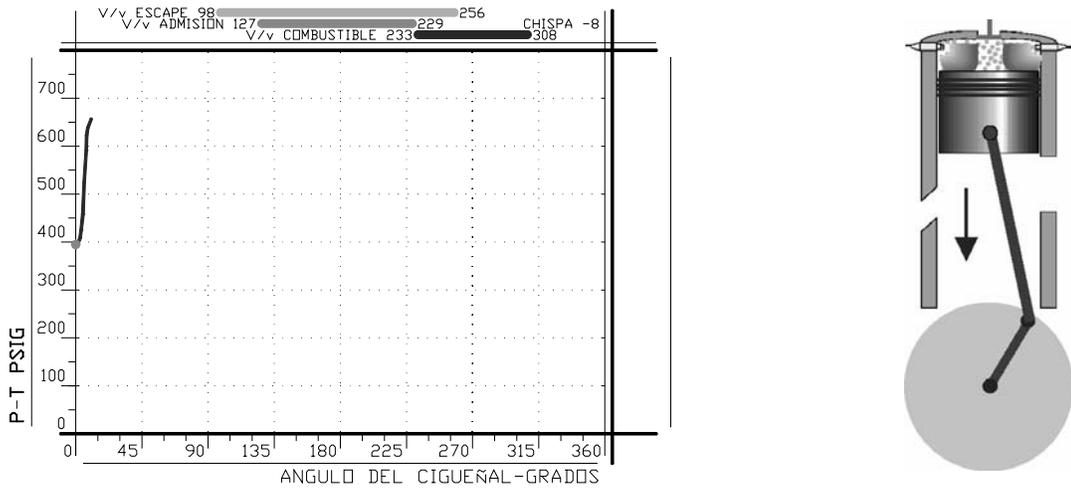


La ignición ha ocurrido.  
El viaje del frente de llama ha comenzado.

La mezcla es aire/combustible sobrecalentado.

**COMBUSTION Y PROPAGACION DE FRENTE DE LLAMA**

**Figura 41. PT. Combustión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



La llama viaja a través de la cámara.  
El calor es liberado y la presión se eleva.  
La temperatura del frente de llama es de 1900C (3500F) aproximadamente.

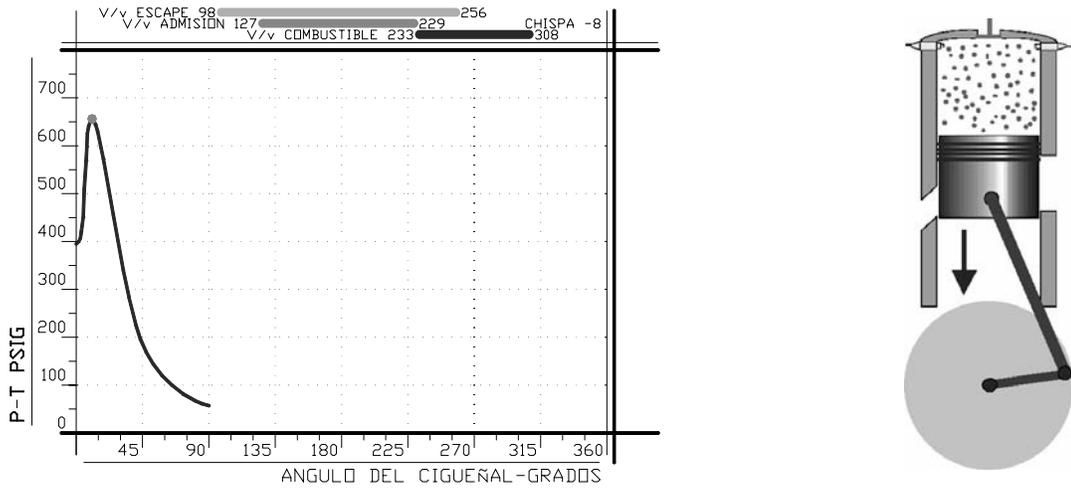
El pico de presión ocurre 10 a 15 ° DPMS  
La velocidad de propagación de la llama es crítica, demasiado rápido produce detonación y demasiado lento produce ignición suave.

**MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA**

PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL P-T

POTENCIA

**Figura 42. PT. Potencia. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**

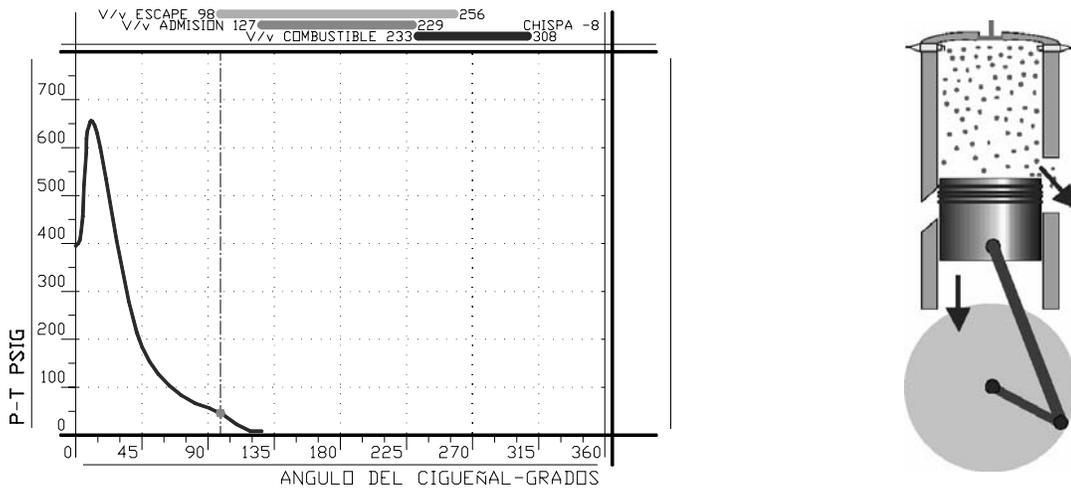


La combustión se ha completado.  
La presión mueve el pistón hacia el PMI.

Por el incremento del volumen la presión decrece.

### ESCAPE DE HUMOS DE COMBUSTION (BLOWDOWN)

**Figura 43. PT. Escape. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



El pistón descubre la lumbrera de escape.  
La rata de caída de presión se incrementa (blowdown).

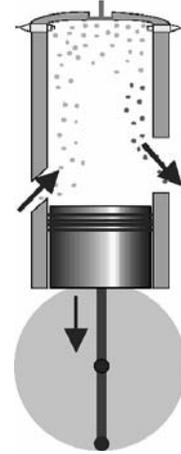
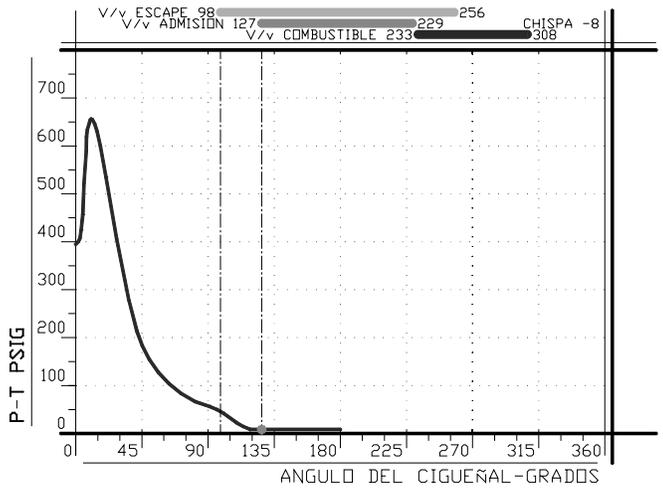
La temperatura dentro de la cámara es de aproximadamente 425C (800F).

### MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL P-T

ADMISION DE AIRE

**Figura 44. PT. Admisión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**

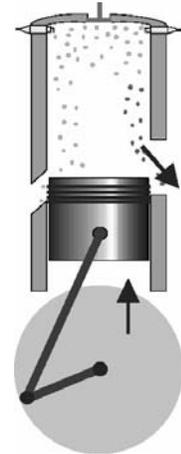
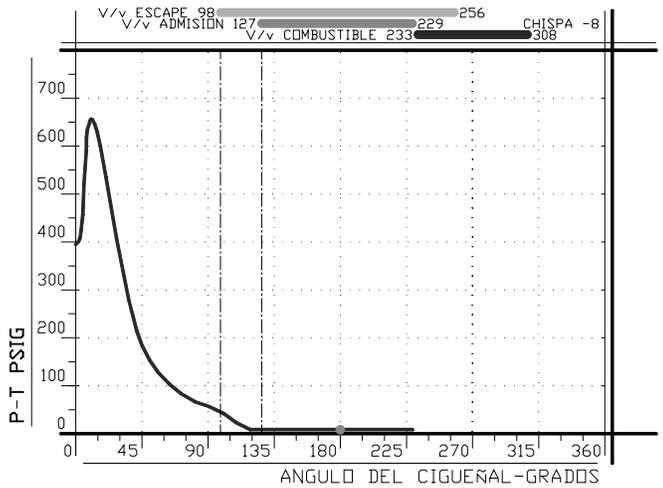


La lumbrera de admisión es descubierta.  
La presión dentro del cilindro es menor que la presión de la admisión.

Aire fresco de baja presión barre y enfría la cámara.

## BARRIDO

**Figura 45. PT. Barrido. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



El aire de barrido fluye a través del cilindro removiendo los gases de combustión. El enfriamiento del cilindro continúa.

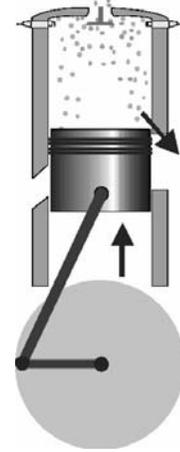
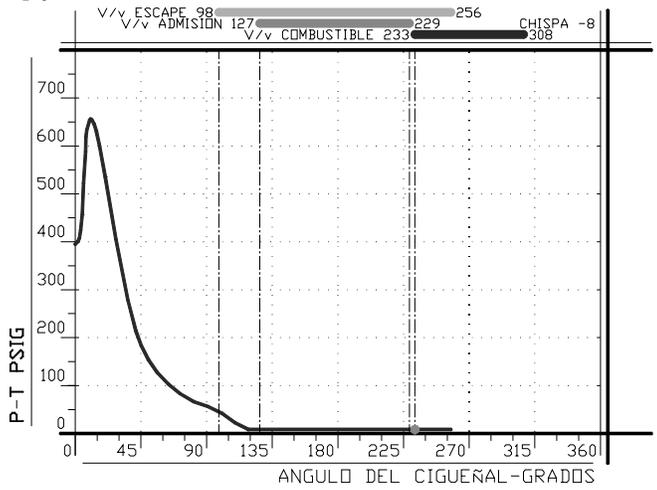
El barrido continúa hasta que la lumbrera de admisión es cubierta por el pistón.

## MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL P-T

ENTRADA DE COMBUSTIBLE

**Figura 46 PT. Entrada de combustible. Motor de dos tiempos de ignición por**

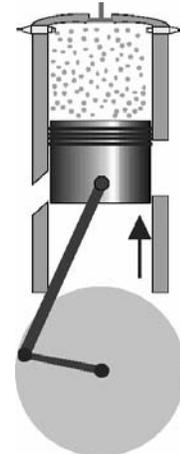
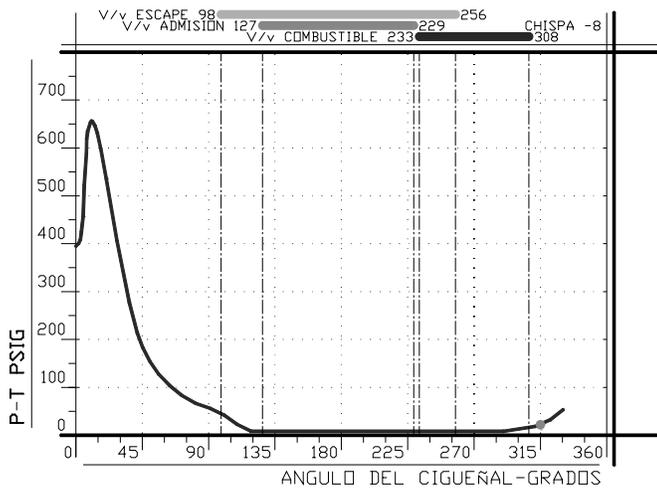


El barrido continúa hasta que la lumbrera de admisión es cubierta por el pistón. Se presenta la presión más baja del cilindro.

La lumbrera de escape abierta arrastra un poco de combustible fuera de la cámara y cierra antes que el combustible escape.

## COMPRESION

**Figura 47 PT. Compresión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa**



La inyección de combustible cesa, todos los puertos o lumbreras están cerrados. La presión comienza a elevarse mientras el pistón se mueve hacia el PMS.

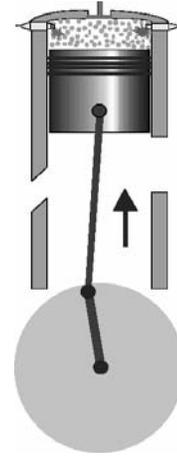
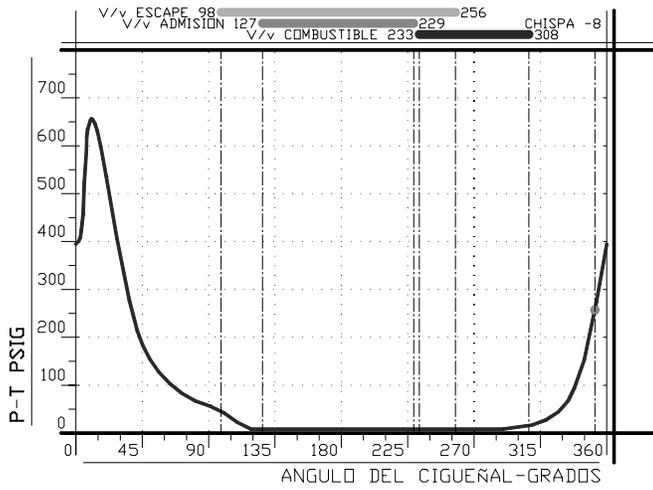
La carga de aire-combustible es turbulenta. La turbulencia mezcla la carga de aire/combustible.

## MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL P-T

IGNCION

**Figura 48 PT. Ignición. Motor de dos tiempos de ignición por chispa**



La ignición (chispa de la bujía) ocurre 5 a 10 grados APMS.

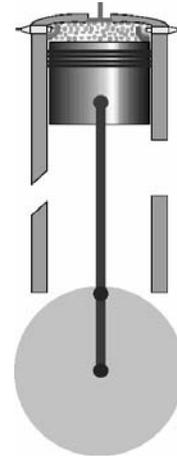
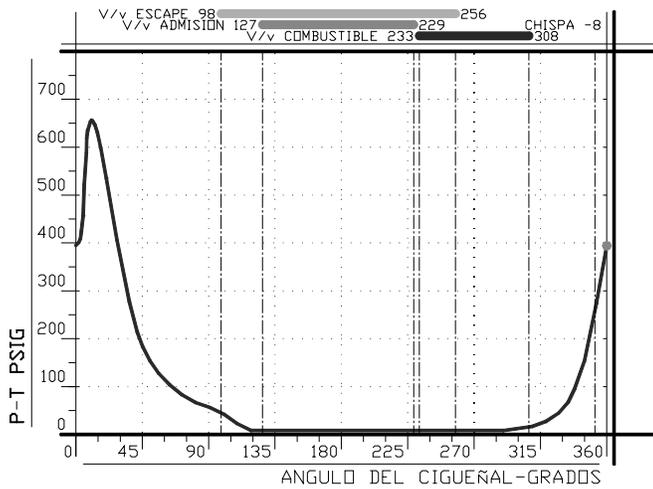
viaje del frente de llama.

El adelanto en la ignición da tiempo para iniciar la combustión y para comenzar el

La carga de aire/combustible está sobrecalentada.

**PUNTO MUERTO SUPERIOR**

**Figura 49 PT. Punto muerto superior. Motor de dos tiempos de ignición por chispa**



La ignición ha ocurrido.  
El viaje del frente de llama comienza.

La mezcla es aire y combustible sobre calentado

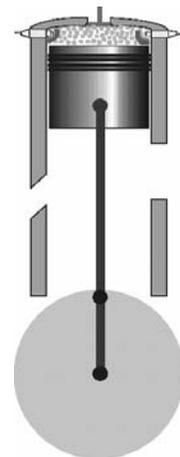
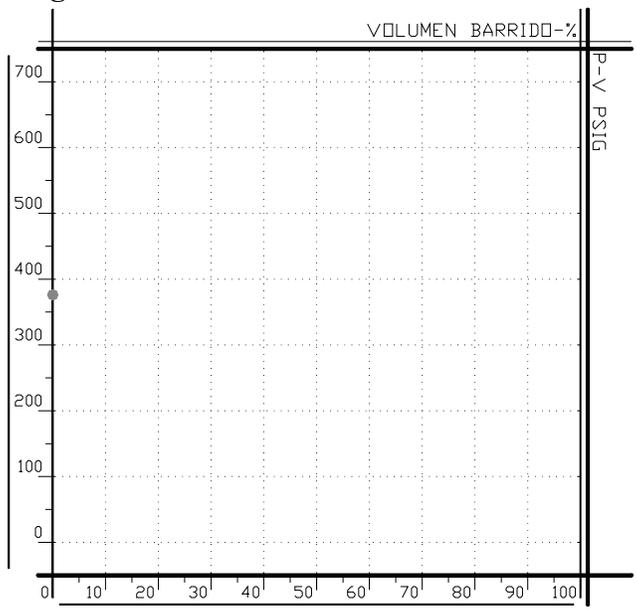
**PRESION CONTRA VOLUMEN EN UN MOTOR DE DOS TIEMPOS.**

MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

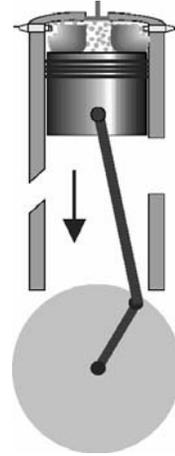
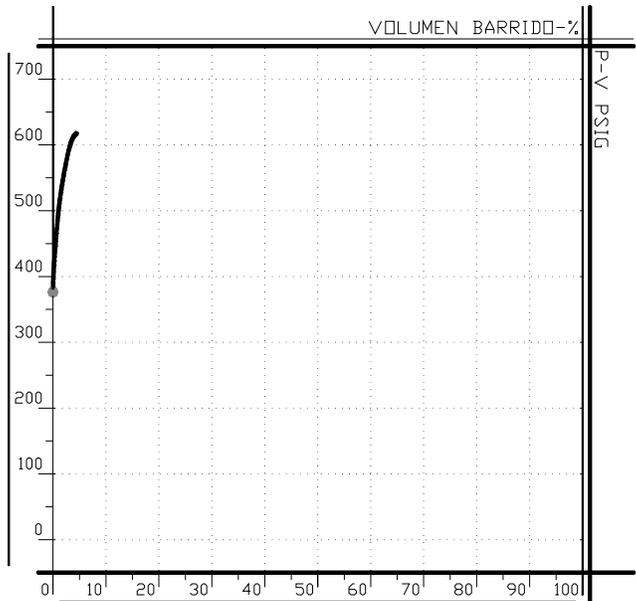
INICIO DEL CICLO

**Figura 50. PV. Inicio del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



COMBUSTION Y PROPAGACION DE FRENTE DE LLAMA

Figura 51. PV. Combustión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.

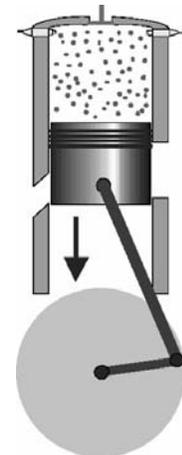
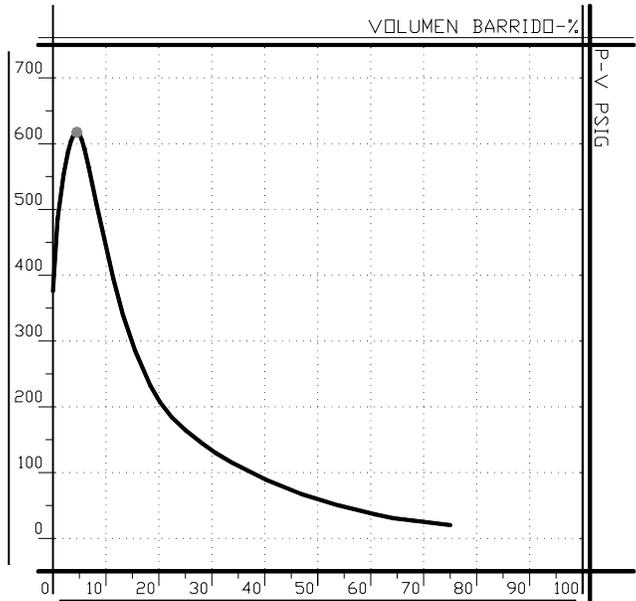


MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

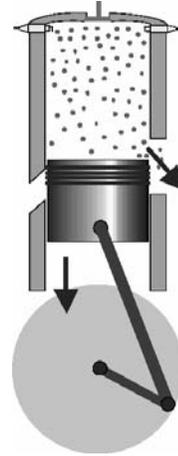
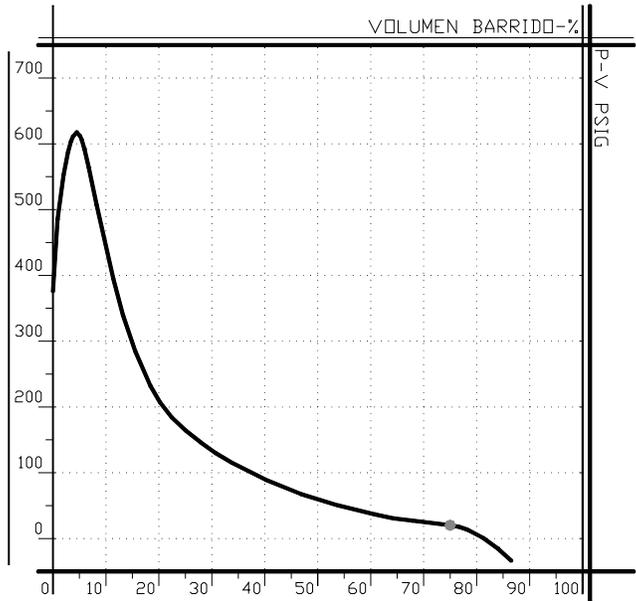
POTENCIA

Figura 52. PV. Potencia. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.



ESCAPE DE HUMOS DE COMBUSTION (BLOWDOWN)

**Figura 53. PV. Escape. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**

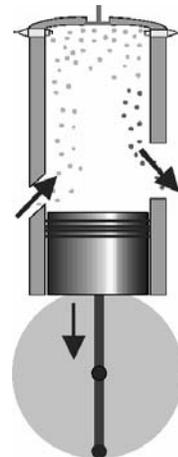
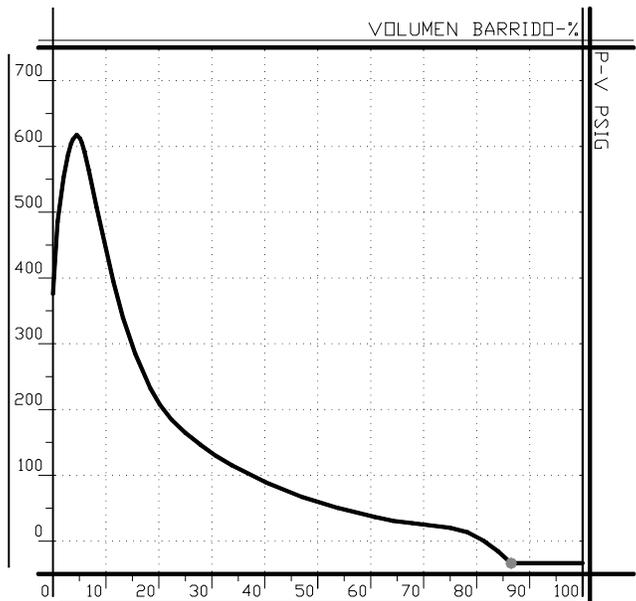


MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICIÓN POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

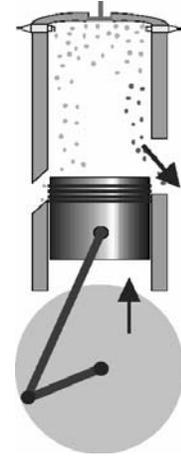
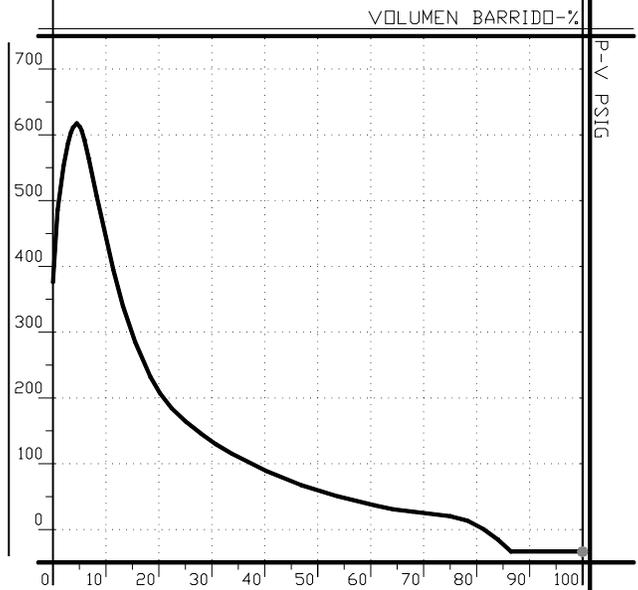
ADMISION DE AIRE

**Figura 54. PV. Admisión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



BARRIDO

**Figura 55. PV. Barrido. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**

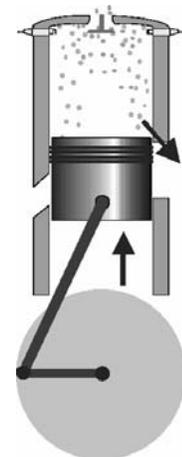
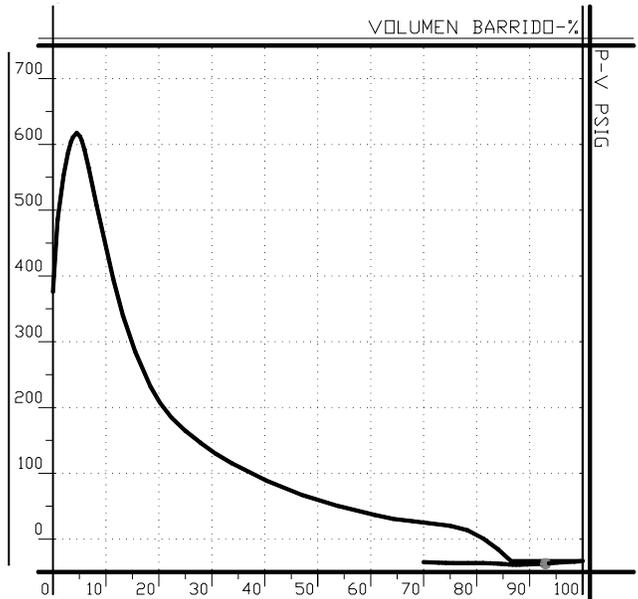


MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

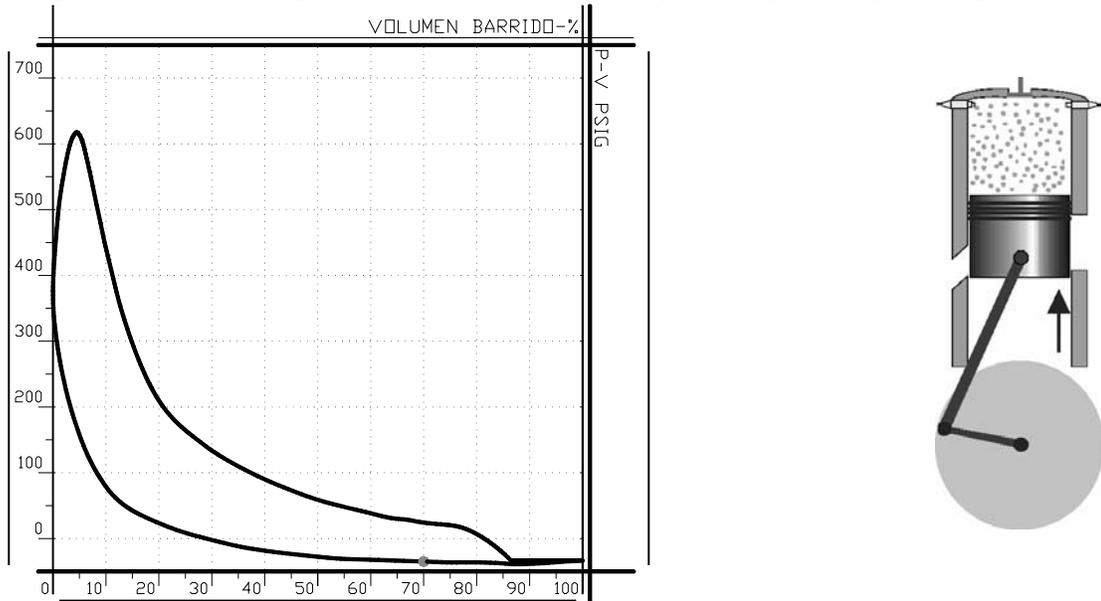
ENTRADA DE COMBUSTIBLE

**Figura 56. PV. Entrada de combustible. Motor de dos tiempos de ignición por**



COMPRESION

**Figura 57. PV. Compresión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**

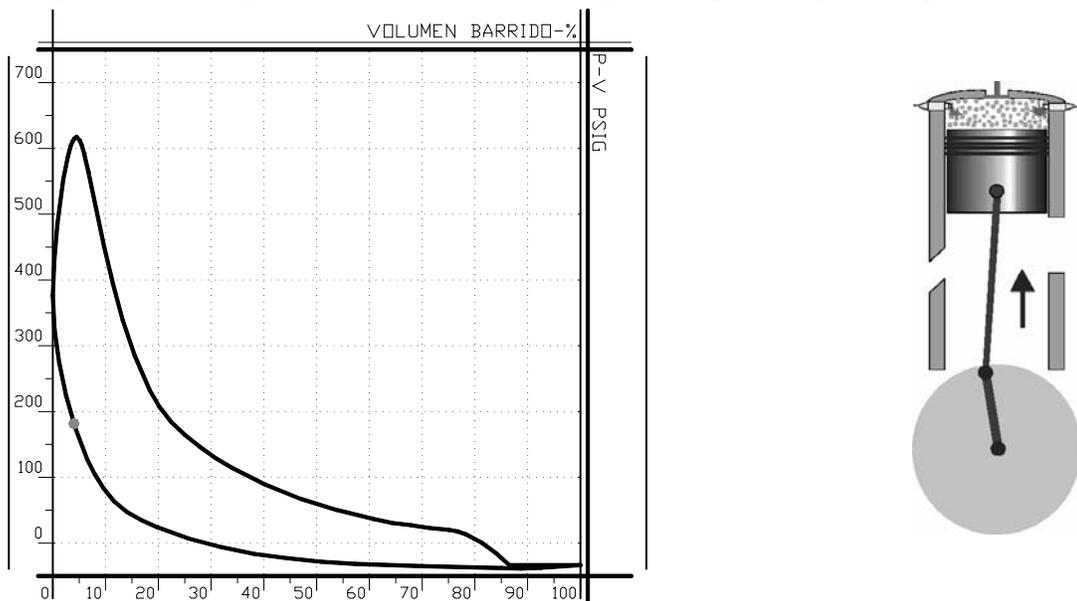


MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

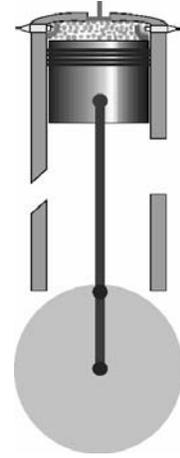
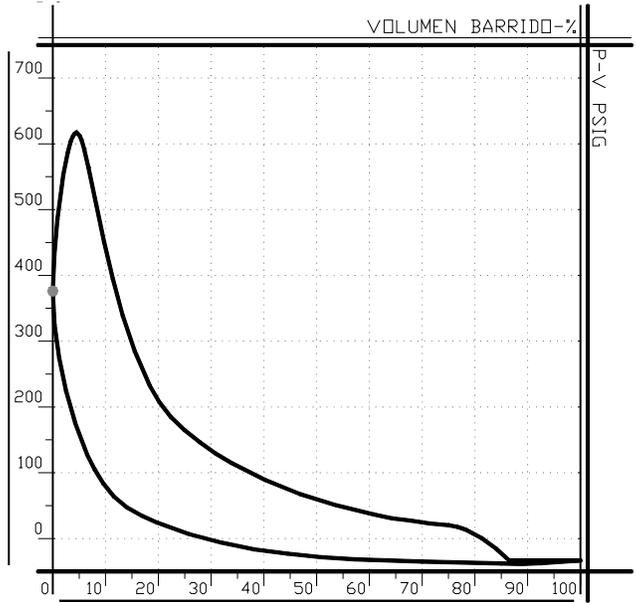
IGNICION

**Figura 58. PV. Ignición. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



PUNTO MUERTO SUPERIOR Y FIN DEL CICLO

**Figura 59. PV. Punto muerto superior. Motor de dos tiempos de ignición por**



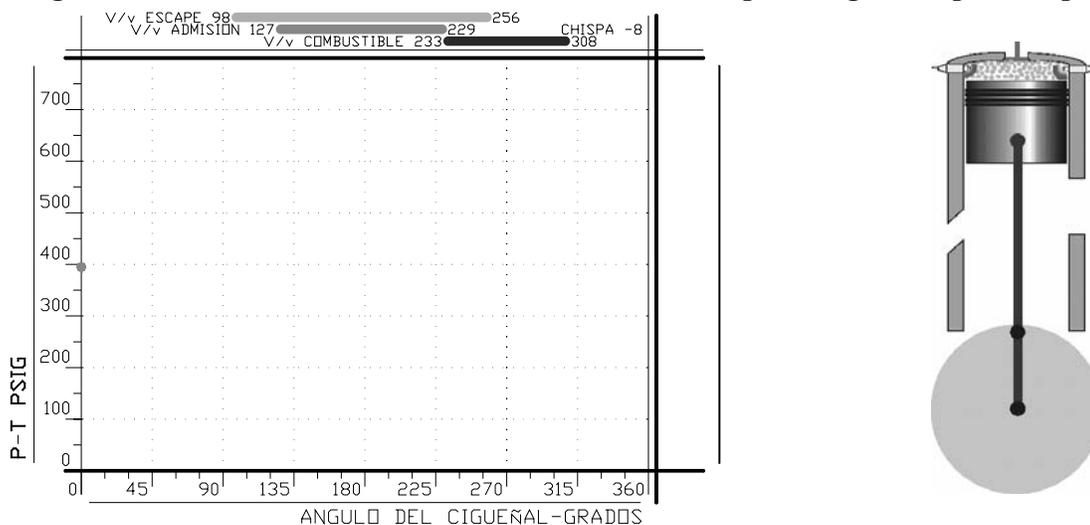
**VIBRACION Y ULTRASONIDO CONTRA ANGULO DEL CIGÜEÑAL EN UN MOTOR DE DOS TIEMPOS.**

## MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

### VIBRACION Y ULTRASONIDO Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL VT y UT

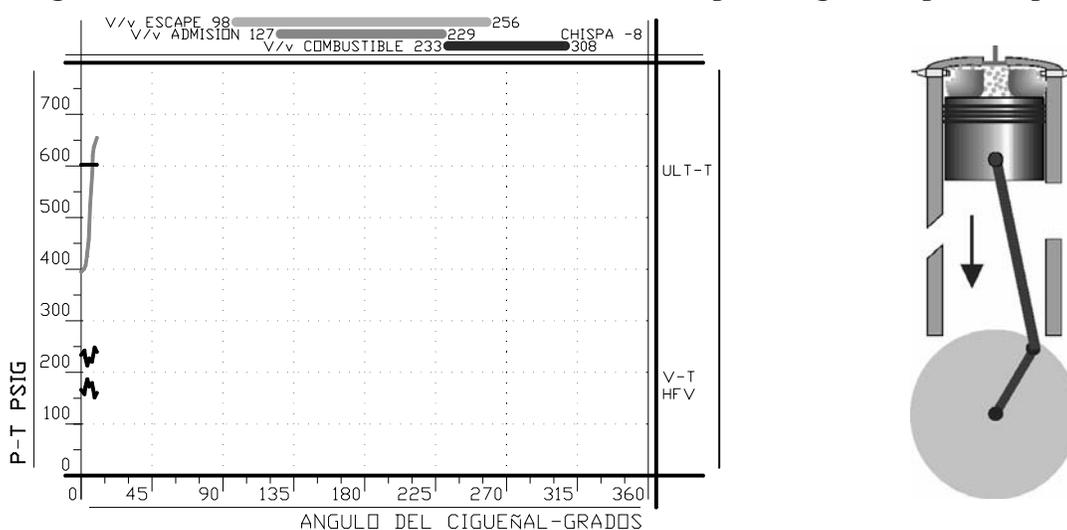
#### INICIO DEL CICLO

**Figura 60. VT UT. Inicio del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



#### COMBUSTION Y PROPAGACION DE FRENTE DE LLAMA

**Figura 61. VT UT. Combustión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



Los anillos llegan a estar totalmente cargados por la presión del gas

Puede observarse alguna vibración resultante de la combustión

---

## MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

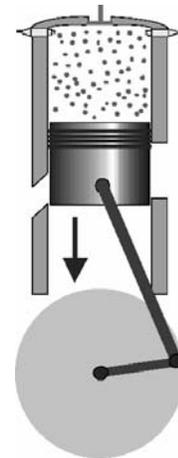
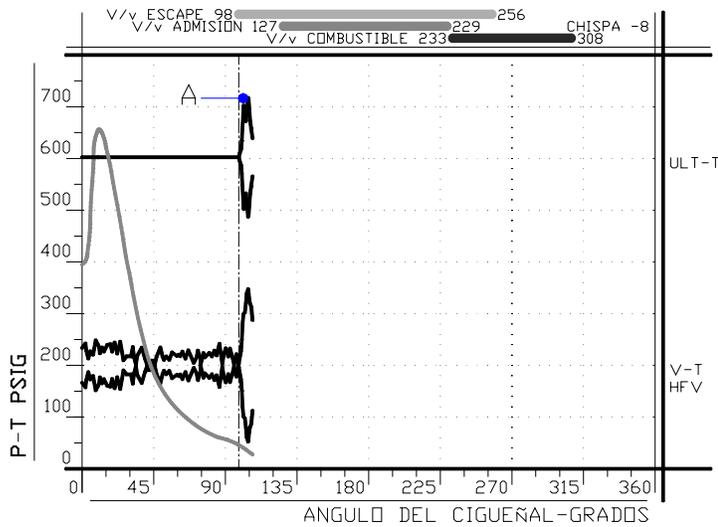
---

### VIBRACION Y ULTRASONIDO Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL VT y UT

---

#### POTENCIA

**Figura 62. VT UT. Potencia. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**

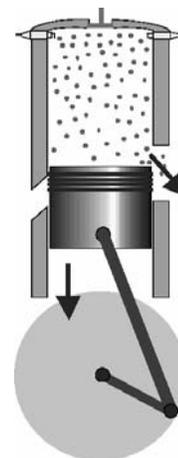
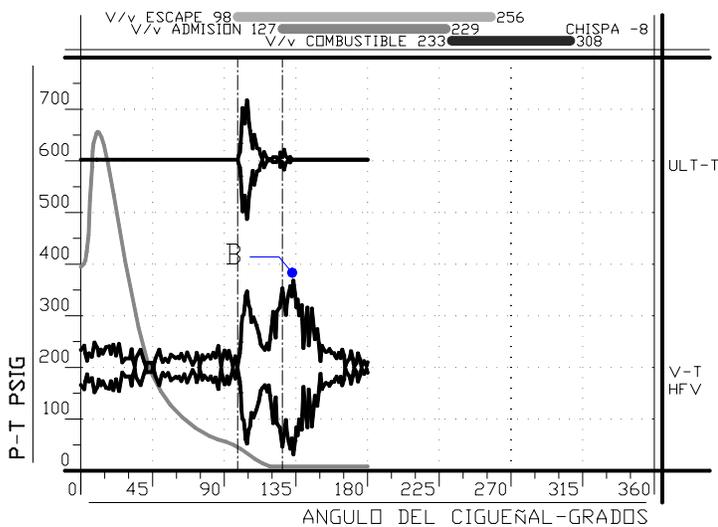


A: Paso de anillos (ring clip)

---

### ESCAPE DE HUMOS DE COMBUSTION (BLOWDOWN)

**Figura 63. VT UT. Escape. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



B: Salida de humos de escape de la combustión (blowdown)

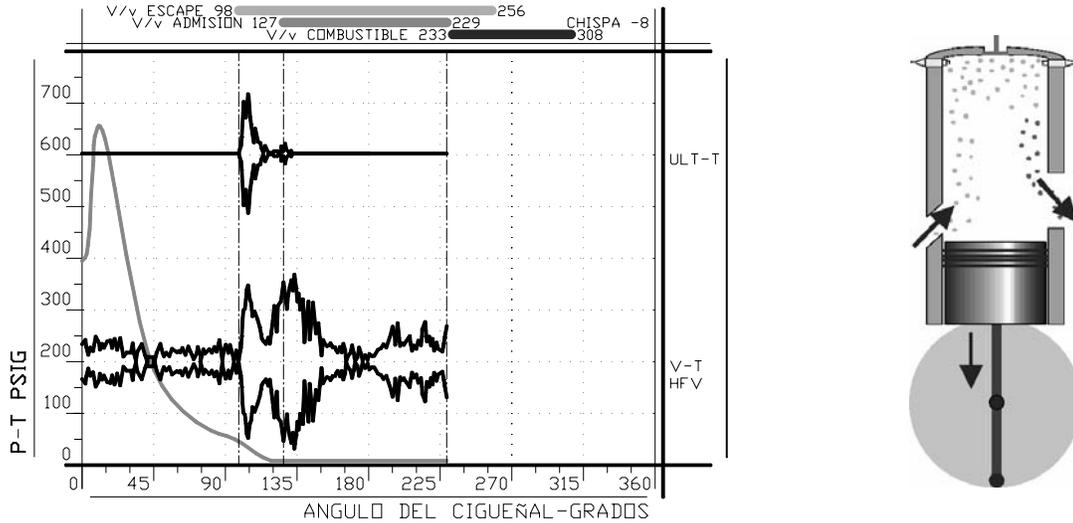
---

MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

VIBRACION Y ULTRASONIDO Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL VT y UT

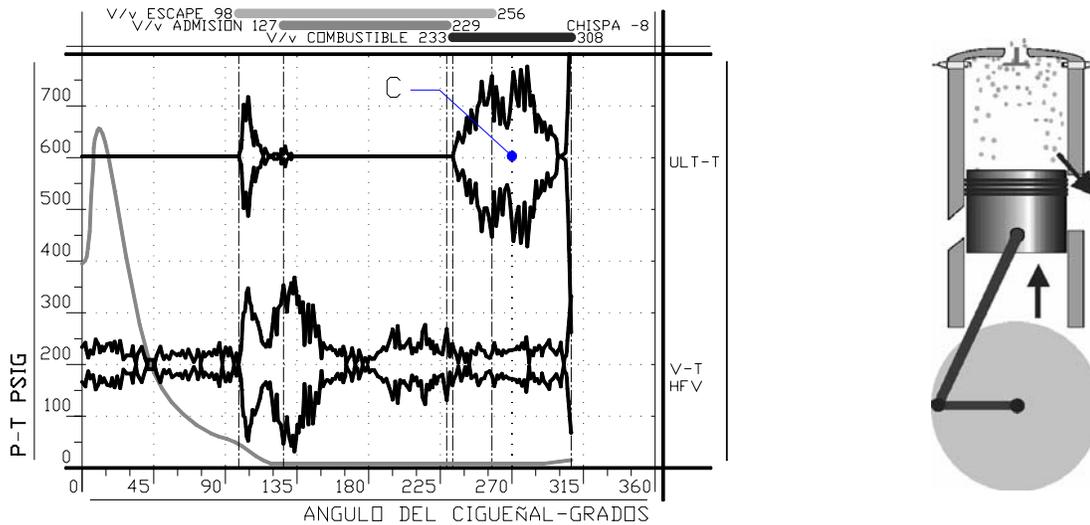
ADMISION DE AIRE Y BARRIDO

Figura 64. VT UT. Admisión. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.



ENTRADA DE COMBUSTIBLE

Figura 65. VT UT. Entrada de combustible. Motor de dos tiempos. Ignición por

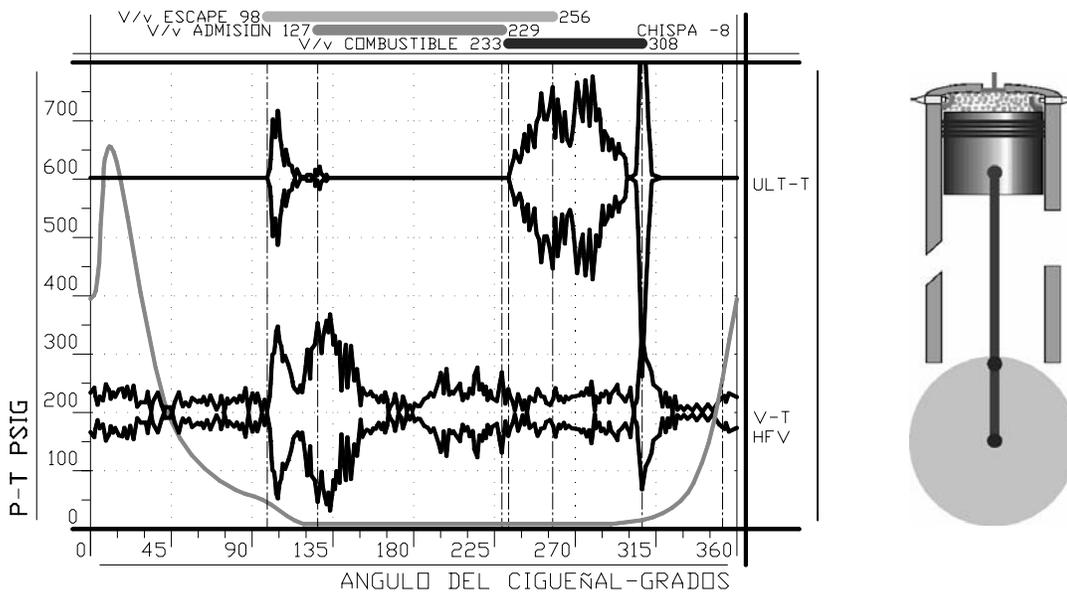


C: Inyección de combustible

MOTOR DE DOS TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

FINAL DEL CICLO

**Figura 66. VT UT. Final del ciclo. Motor de dos tiempos de ignición por chispa.**



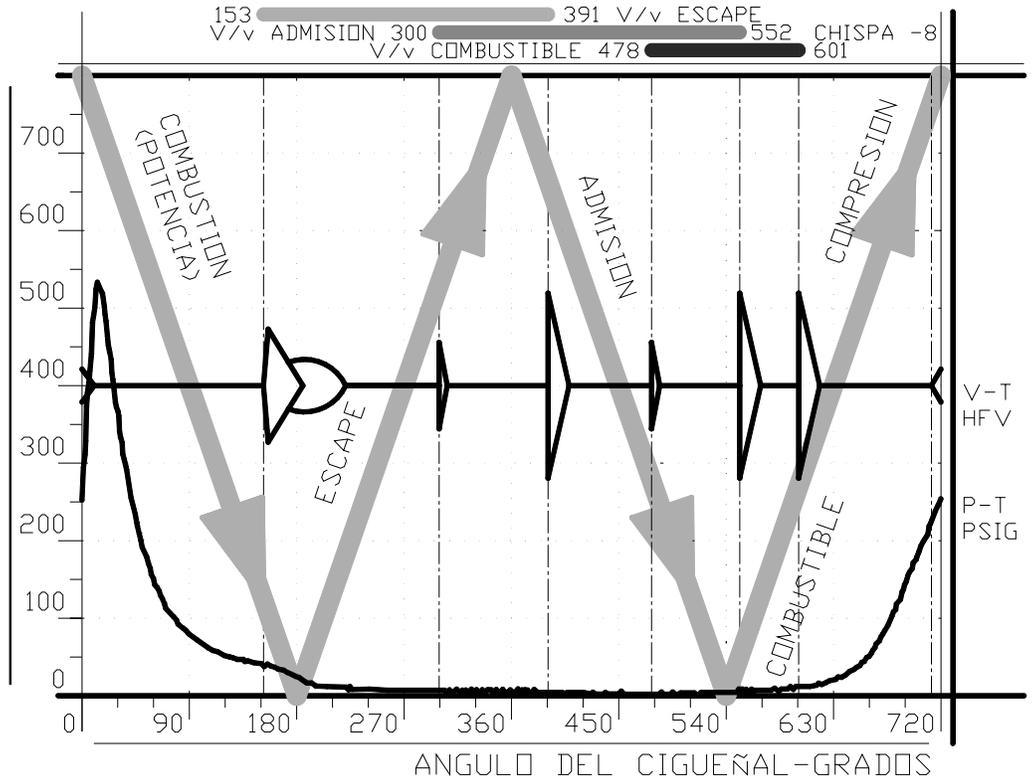
**4.2.3. Patrones de señales normales en motores de cuatro tiempos de ignición por chispa.**

En la [Figura 67](#) se presenta el diagrama de V-evento para un motor de 4 tiempos de ignición por chispa. En él, se esquematizan los patrones característicos de vibración y presión contra el ángulo del cigüeñal. El diagrama indicado será explicado en la siguiente sección. A diferencia de los motores con lumbreras, los motores de 4 tiempos tienen válvulas que controlan todos los eventos del ciclo; esto implica que el patrón de vibración va a tener abundantes eventos agudos por los cierres y aperturas de válvulas, tal como se muestran en la [Figura 37](#) en los ángulos 153, 300 y 478 DPMS para las aperturas de las válvulas de escape, admisión y combustible respectivamente y en los ángulos 391, 552 y 601 DPMS para los cierres de las válvulas de escape, admisión y combustible respectivamente. Para efectos de análisis, las amplitudes de los cierres de válvulas tienen amplitudes mayores que las aperturas, es más, muchas veces las aperturas no son visibles, sin implicar esto algún problema.

La forma característica del evento de apertura de la válvula de escape y de salida de gases de escape (153 grados DPMS), es generalmente la conjugación de dos patrones, una forma redondeada por la salida de los gases y otra forma aguda que le precede

que represente la apertura de la válvula de escape, sin embargo, este evento agudo no siempre es visible, sin implicar esto algún problema.

**Figura 67. Diagrama de eventos de vibración y presión de un motor de 2 tiempos de ignición por chispa.**



También es común y normal que algunas veces, el momento del salto de la chispa (8 grados APMS) produzca un evento de vibración de baja amplitud extendido generalmente hasta el ángulo de la presión pico de encendido (12 grados DPMS); este es debido a la combustión y al aumento de la presión a una rata muy elevada. Si este patrón tiene una amplitud considerable es importante prestar especial atención.

El patrón de ultrasonido contra ángulo del cigüeñal tiene las mismas características del patrón de vibración contra ángulo del cigüeñal, sin embargo, la única diferencia es que los sensores para las frecuencias de ultrasonido son más sensible a los pasos de gases y, por ello los eventos como las salida de gases de escape presentarán mayor amplitud que en su homólogo de vibración.

A continuación se describirán los patrones normales característicos de presión, vibración y ultrasonido contra ángulo del cigüeñal y de presión contra volumen de forma secuencial.

**PRESION Y VIBRACION CONTRA ANGULO DEL CIGÜEÑAL EN UN  
MOTOR DE CUATRO TIEMPOS.**

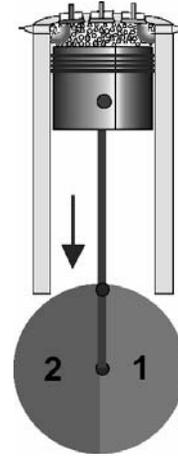
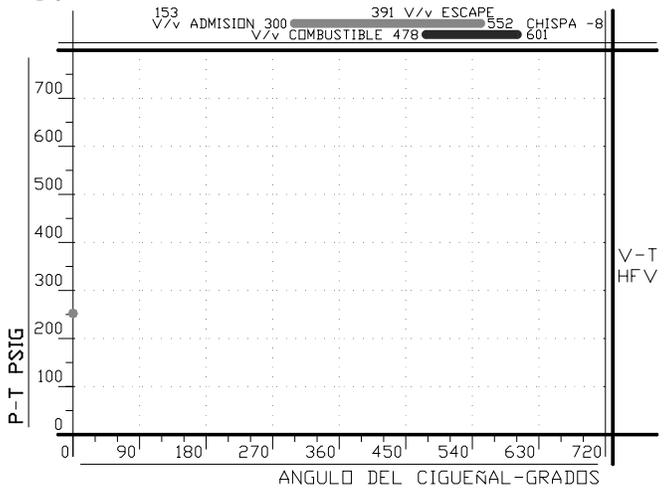
MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Y VIBRACION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL PT y VT

---

INICIO DEL CICLO. PUNTO MUERTO SUPERIOR

**Figura 68. PT VT. Inicio del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por**



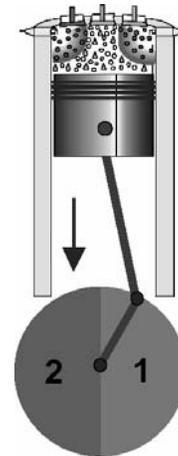
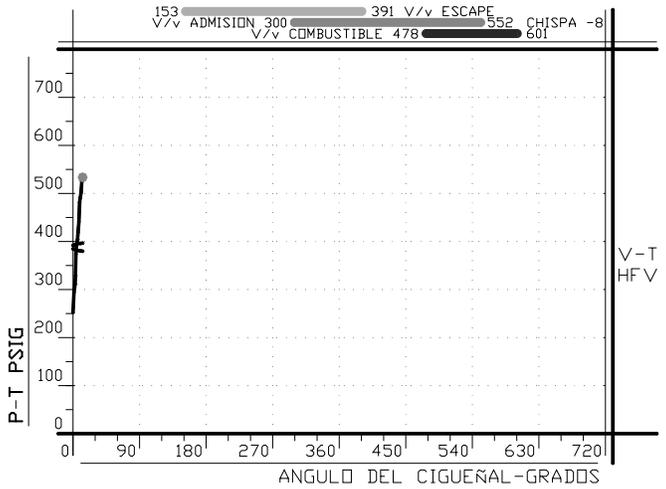
1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

La ignición ha ocurrido  
El viaje del frente de llama comienza

La mezcla es aire y combustible super calentado

**COMBUSTION**

**Figura 69. PT VT. Combustión. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**



1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

La llama viaja a través del cilindro  
El calor es liberado y la presión se eleva.  
La velocidad de propagación de la llama es

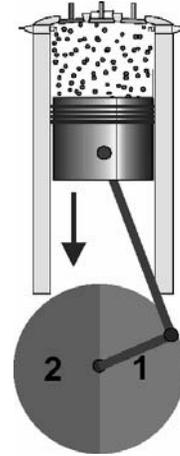
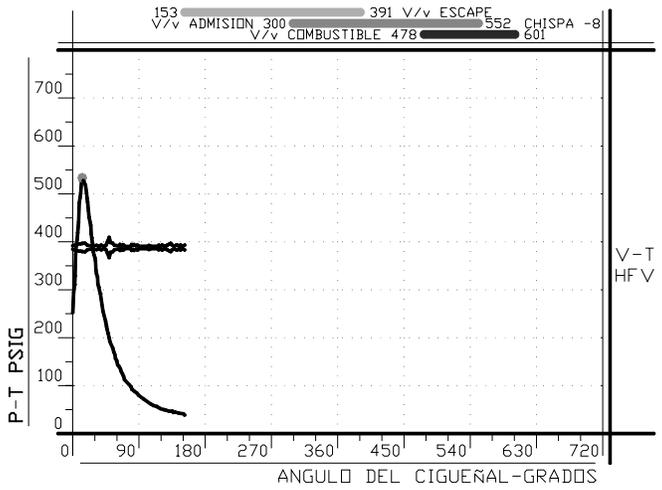
critica, demasiado rápido produce detonación y  
demasiado lento produce ignición suave

**MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA**

PRESION Y VIBRACION Vs ANGULO DEL CIGUEÑAL PT y VT

POTENCIA

**Figura 70. PT VT. Potencia. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**



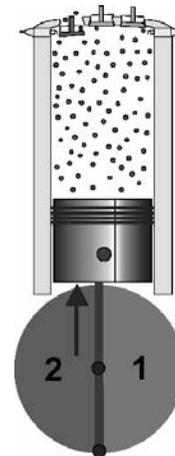
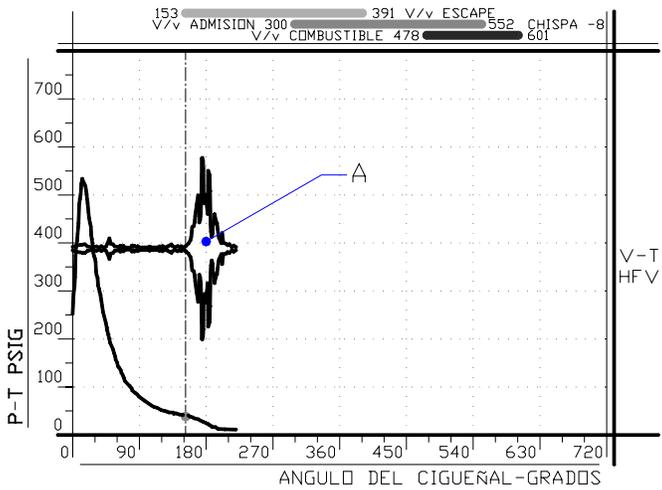
1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

Los gases quemados causan que la presión se incremente y así fuerza el pistón a moverse hacia el PMI

Durante esta carrera todas las válvulas están cerradas y no debe existir ningún evento de vibración o ultrasonido.

**ESCAPE**

**Figura 71. PT VT. Escape. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**



1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

A: Salida de gases de escape. Blowdown  
Los gases de escape salen a través de la válvula de escape al múltiple de escape y al

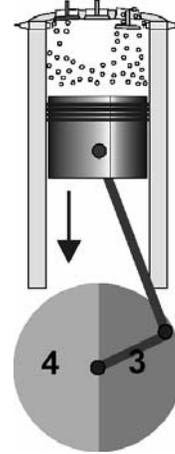
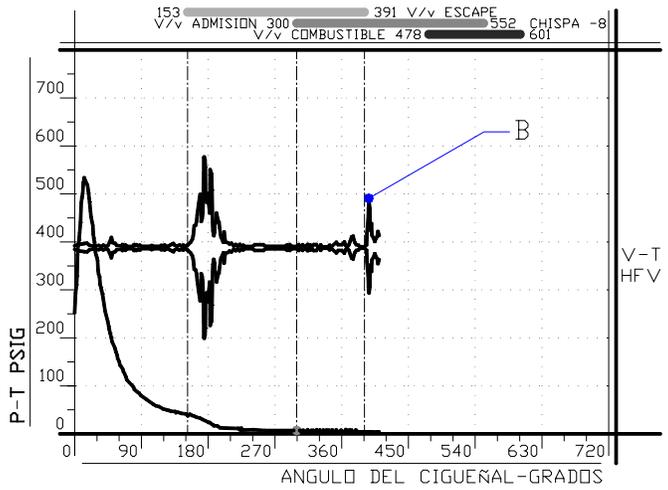
Turbocargador.  
El pistón se mueve en dirección al PMS desalojando los gases.

**MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA**

**PRESION Y VIBRACION Vs ANGULO DEL CIGUEÑAL PT y VT**

**ADMISION DE AIRE**

**Figura 72. PT VT. Admisión. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**

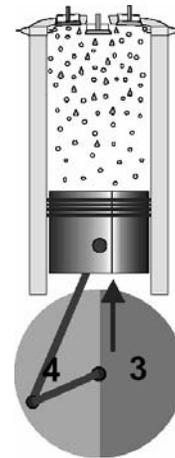
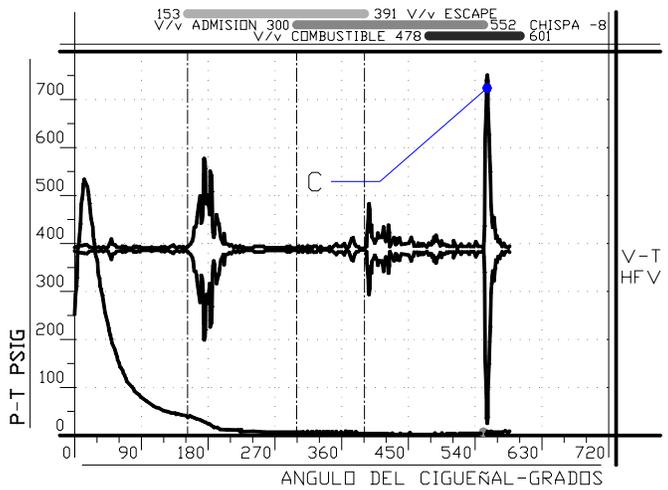


1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

B: Cierre de la válvula de escape

**ENTRADA DE COMBUSTIBLE**

**Figura 73. PT VT. Entrada de combustible. Motor cuatro tiempos. Ignición por**



1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

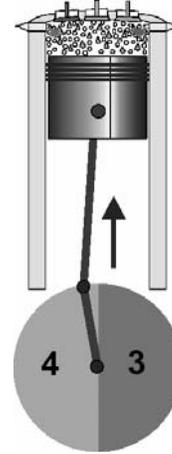
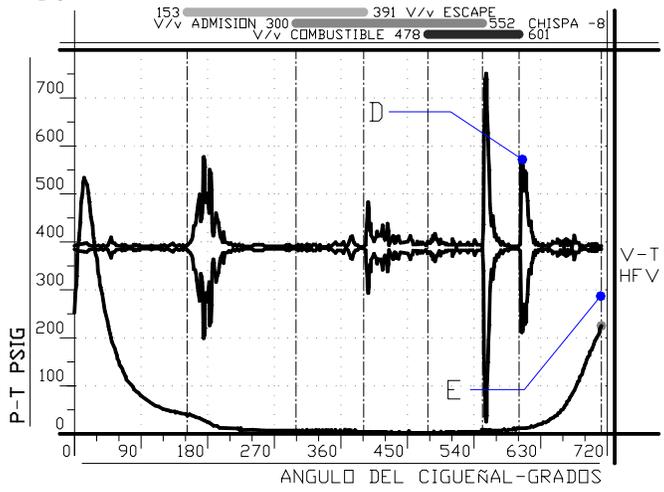
C: Cierre de la válvula de admisión  
El combustible es inyectado dentro del cilindro a alta presión

**MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA**

**PRESION Y VIBRACION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL PT y VT**

**COMPRESION E IGNICION**

**Figura 74. PT VT. Compresión e ignición. Motor cuatro tiempos. Ignición por**



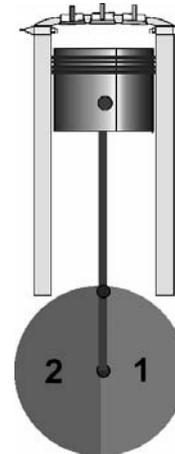
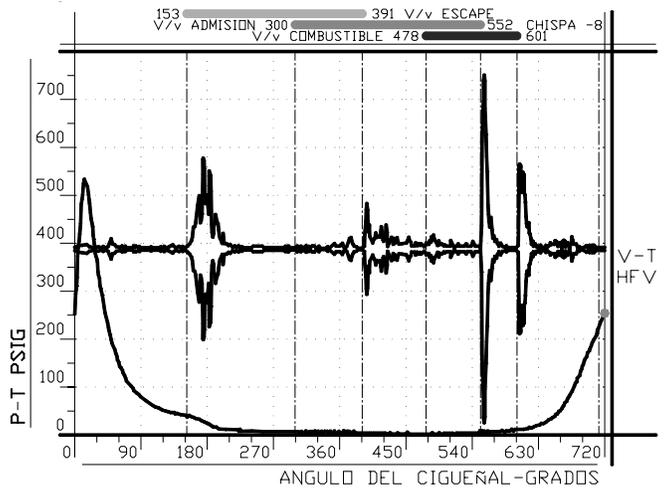
1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

D: Cierre de la válvula de combustible.  
E: Ignición.

Todas las válvulas permaneces cerradas  
La ignición ocurre justo antes del PMS

**FINAL DEL CICLO**

**Figura 75. PT VT. Final del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por**



1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

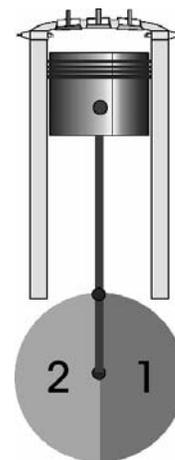
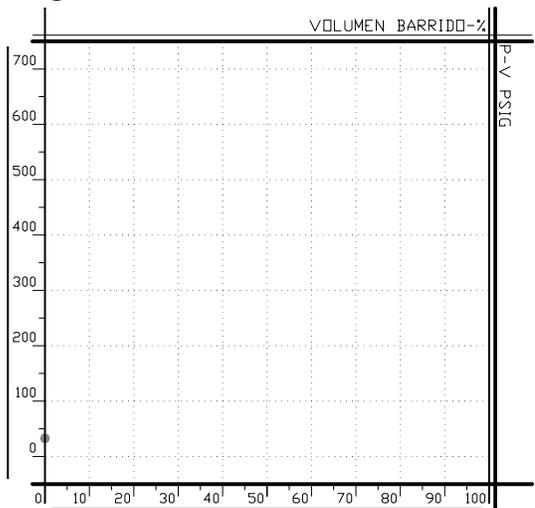
**PRESION CONTRA VOLUMEN EN UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS.**

MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

INICIO DEL CICLO PMS

**Figura 76. PV. Inicio del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**

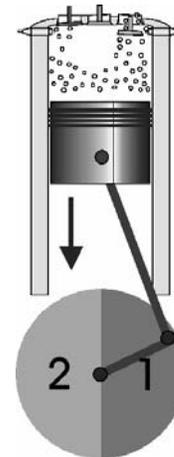
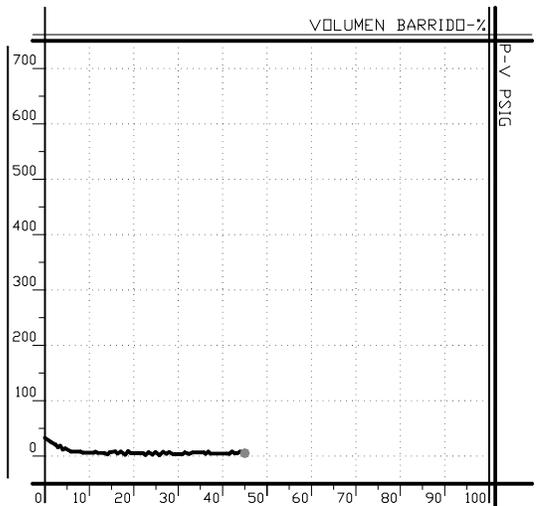


1 - COMBUSTION    2 - ESCAPE    3 - ADMISION    4 - COMPRESION

---

ADMISION DEL AIRE

**Figura 77. PV. Combustión. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**



---

1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

Aire fresco entra al cilindro

---

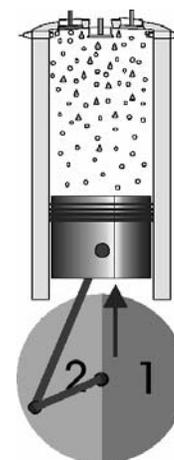
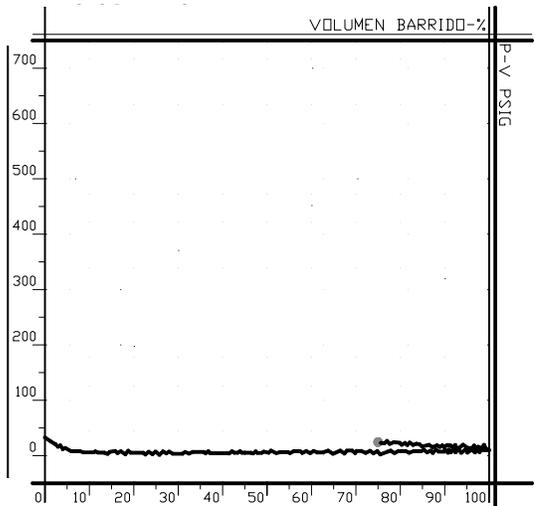
MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

---

ENTRADA DE COMBUSTIBLE Y COMPRESION

**Figura 78. PV. Entrada de combustible y compresión. Motor cuatro tiempos**



---

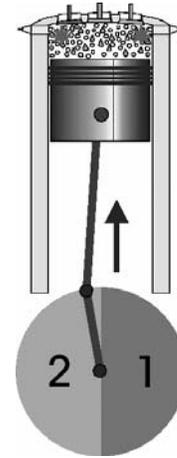
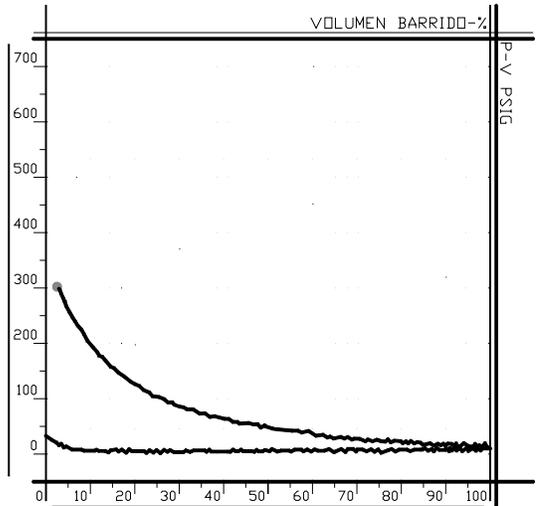
1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

La admisión de combustible comienza APMI

La turbulencia revuelve la mezcla

## IGNICION

**Figura 79. PV. Ignición. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**



1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

La mezcla esta comprimida y sobrecalentada

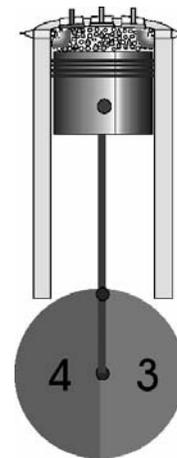
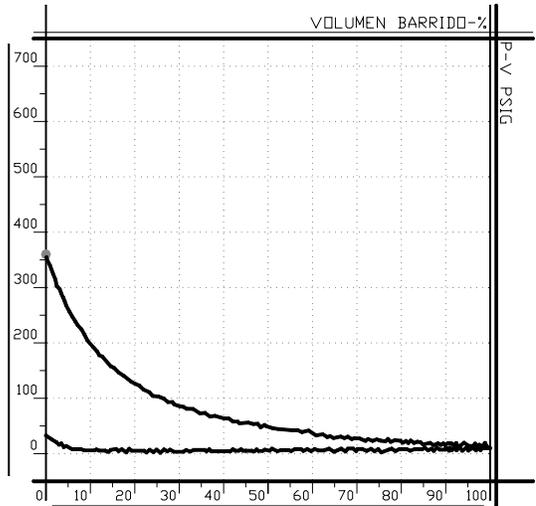
La ignición ocurre 10 a 20 grados APMS

## MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

PUNTO MUERTO SUPERIOR

**Figura 80. PV. Punto muerto superior. Motor de cuatro tiempos ignición chispa.**



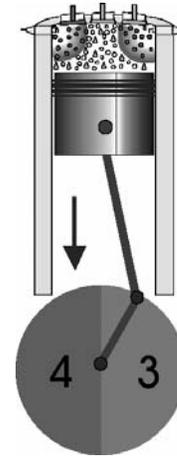
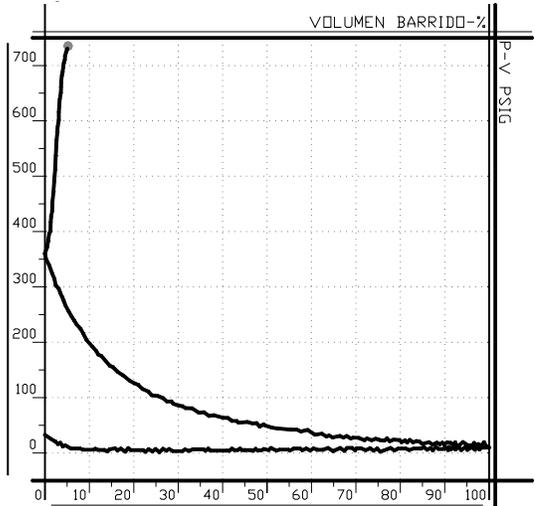
1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

La ignición ha ocurrido

El viaje del frente de llama ha comenzado

PICO DE PRESION DE IGNICION. PEAK FIRE PRESSURE

**Figura 81. PV. Pico de presión de ignición. Motor cuatro tiempos .Ignición por**



1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

El frente de llama se propaga a través del cilindro hasta que se alcanza PFP de 15 a 20 APMS

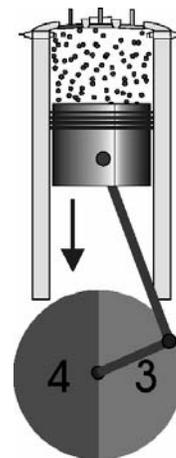
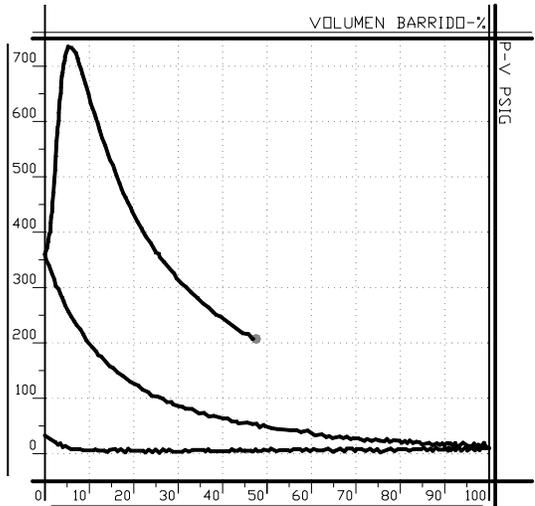
El calor es liberado y la presión se eleva. La temperatura del cilindro es la más alta

MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA

PRESION Vs VOLUMEN PV

POTENCIA

**Figura 82. PV. Potencia. Motor de cuatro tiempos ignición chispa.**



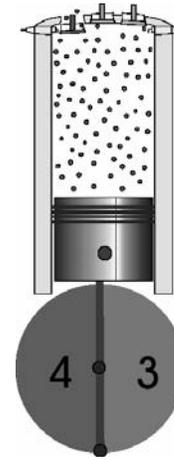
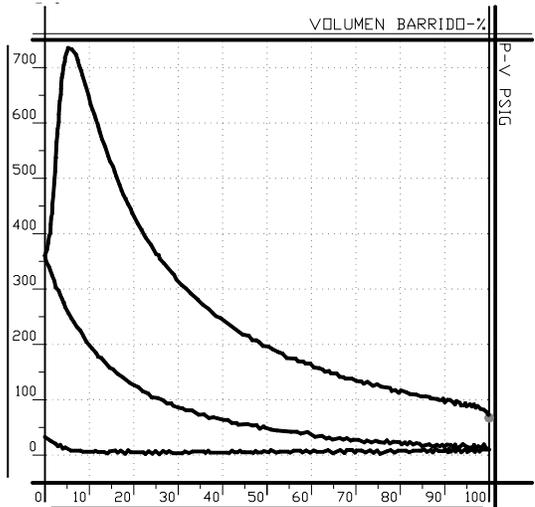
1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

La combustión se ha completado  
La presión mueve el pistón hacia el PMI  
Por el incremento del volumen la presión

decrece.  
El combustible es convertido en energía.

**PUNTO MUERTO INFERIOR PMI**

**Figura 83. PV. Punto muerto inferior. Motor de cuatro tiempos de ignición por**



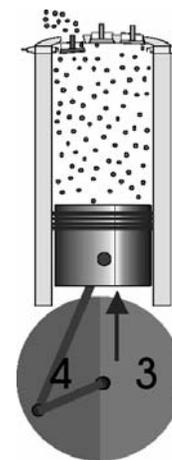
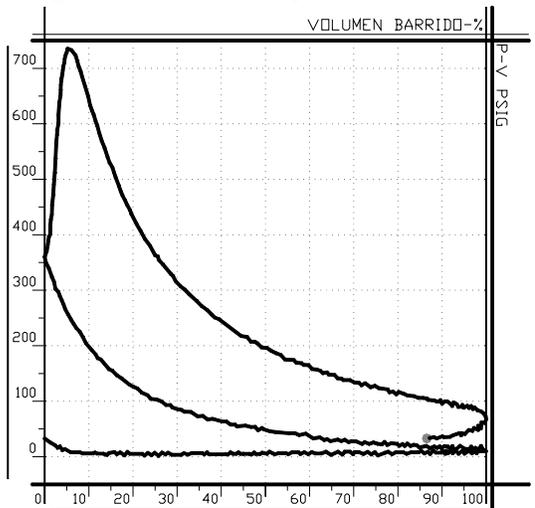
1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

La válvula de escape abre justo antes del PMI  
**MOTOR DE CUATRO TIEMPOS. IGNICION POR CHISPA**

**PRESION Vs VOLUMEN PV**

**ESCAPE DE HUMOS DE COMBUSTION**

**Figura 84. PV. Escape. Motor de cuatro tiempos ignición chispa.**



1 - COMBUSTION 2 - ESCAPE 3 - ADMISION 4 - COMPRESION

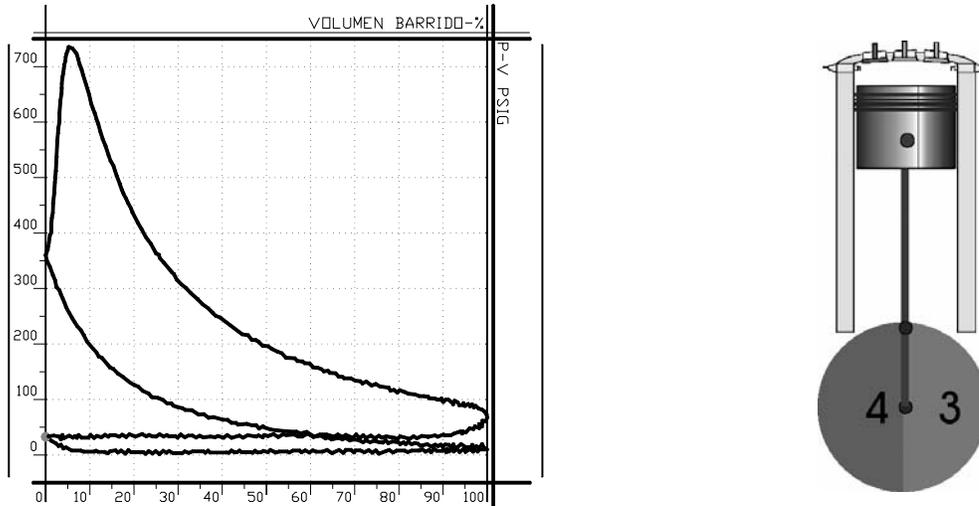
---

La presión cae rápidamente (blowdown)

---

FIN DEL CICLO

**Figura 85. PV. Fin del ciclo. Motor de cuatro tiempos de ignición por chispa.**



---

1 - COMBUSTION    2 - ESCAPE    3 - ADMISION    4 - COMPRESION

---

#### 4.2.4. Patrones de señales normales en sistemas de Ignición.

Los patrones de sistemas de ignición se remiten a observar diagramas de voltajes contra ángulo del cigüeñal para el sistema primaria y voltaje contra tiempo para sistemas secundarios.

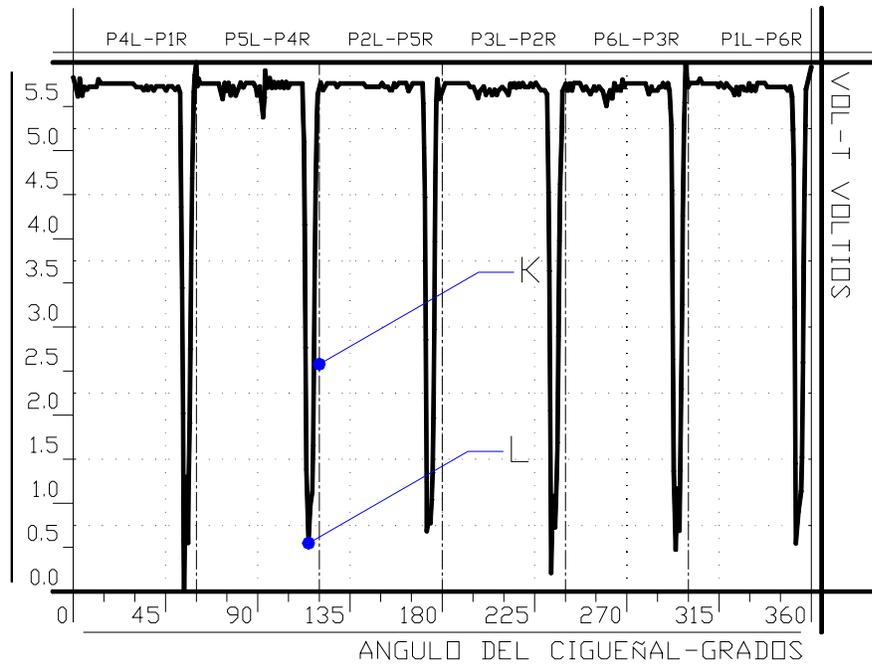
##### 4.2.4.1. Sistema de ignición primaria.

El sistema primario es el encargado de tomar la energía de bajo voltaje para ser llevada al transformador para su elevación (SUT<sup>≈</sup>). En la Figura 86 se observa la magnitud del pico de voltaje de sólo 5 voltios.

---

<sup>≈</sup> SUT: Step up transformer. Transformador elevador.

**Figura 86. Patrón normal de ignición primaria.**



K: Punto muerto superior	L: Los picos de voltaje deben ser similares
--------------------------	---

En los diagramas de voltaje de ignición primaria contra ángulo del cigüeñal (como el mostrado en la **Figura 86**) es importante observar que cada pico de voltaje ocurra en el mismo ángulo respecto al punto muerto superior de su cilindro para observar la calibración de los tiempos del pulso y que la amplitud o magnitud de voltaje y la forma de la señal sea semejante entre cilindros a la vez que este dentro de las especificaciones del fabricante. Estos datos estadísticos mencionados son más fácilmente apreciables a través de un reporte estadístico de tiempos y amplitudes picos de voltaje primario. Véase Capítulo 10 Sistema Windrock 6310 PA. 2.0.

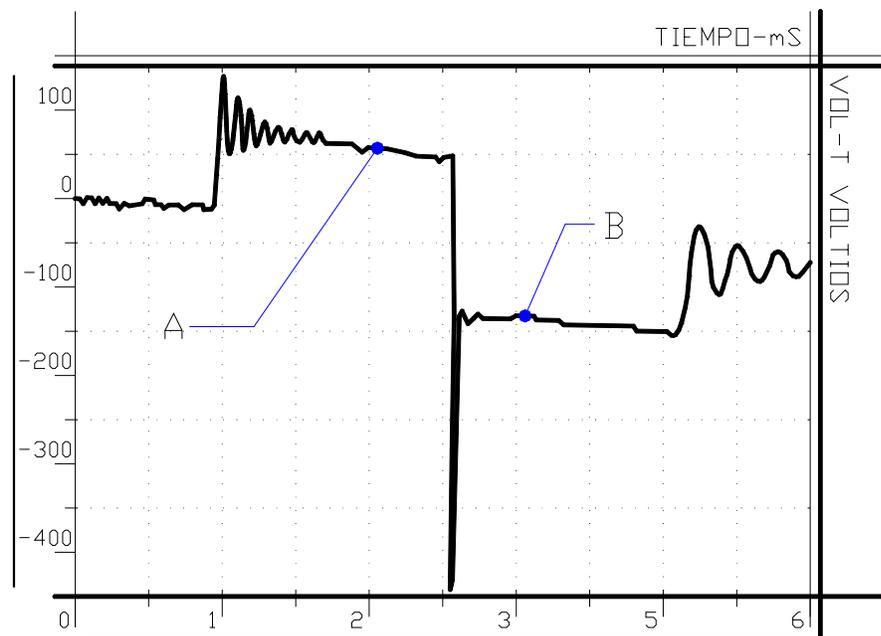
#### **4.2.4.2. Sistemas de Ignición Secundaria.**

Son dos los tipos de sistemas de ignición que están siendo usados actualmente en la industria, los de almacenamiento tipo inductivo y los de almacenamiento tipo capacitivo.

**Sistemas de almacenamiento tipo inductivo.** Son conocidos por la larga duración de la chispa y por la baja rata de elevación de voltaje. La energía que es usada para la ignición es transferida durante un periodo de tiempo desde la fuente y es almacenada

en el campo magnético del transformador de la ignición. El tipo de interruptor para este tipo de sistemas, es un dispositivo transmisor semiconductor. El dispositivo interruptor está normalmente cerrado. La fuente de energía causa el flujo de corriente a través de las vueltas de la bobina primaria. Este flujo de corriente viajando a través de la bobina primaria crea un campo magnético. El interruptor abre, el campo magnético colapsa, y la energía almacenada se disipa y descarga una o varias veces. La energía almacenada en el secundario es removida del circuito y es disipada como calor en la luz de la bujía. Esto es llamado “ionización a través de la luz. Así, el arco se vuelve parte del circuito que controla la rata de voltaje almacenado.

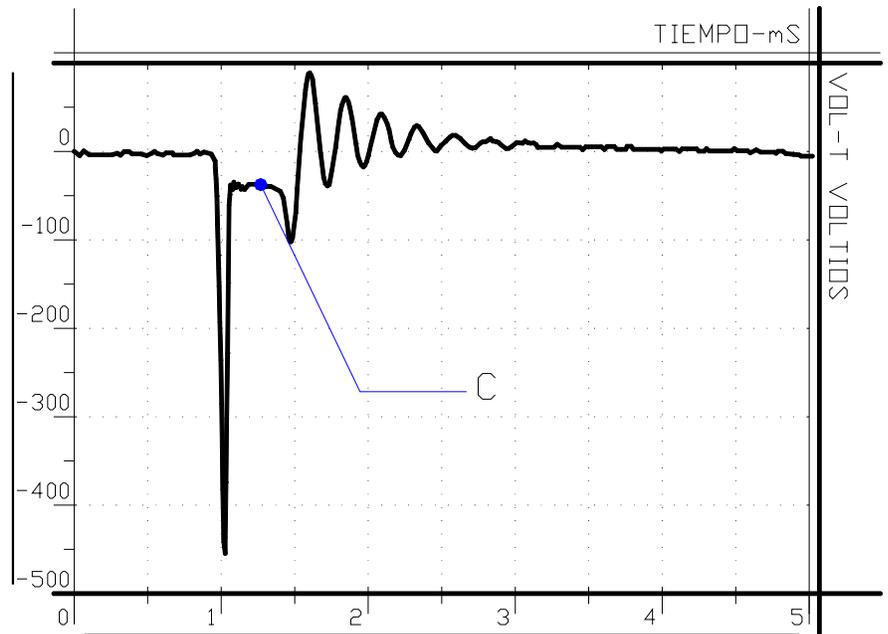
**Figura 87. Ignición secundaria de descarga inductiva.**



A: Tiempo de la bobina variable.	B: Duración extendida del arco..
----------------------------------	----------------------------------

**Sistemas de descarga capacitivo.** Consiste de una fuente de alimentación de energía almacenada en un capacitor, un dispositivo interruptor y uno o más transformadores. Este tipo de sistema es conocido por tener una rápida rata de elevación de voltaje pero corta duración porque su pulso de energía es bajo. La fuente energía del sistema de ignición puede ser tan simple como una batería y tan compleja como una unidad ininterrumpible de energía (**UPS**). El alto voltaje es almacenado en un condensador y es suministrado y controlado por un **SCR** y un dispositivo de activación (**triggering**) para producir pulsos de alto voltaje a la bobina. Entonces, el alto voltaje en el lado primario produce un voltaje aún más elevado en el secundario y de allí a las bujías.

**Figura 88. Ignición secundaria de descarga capacitiva.**

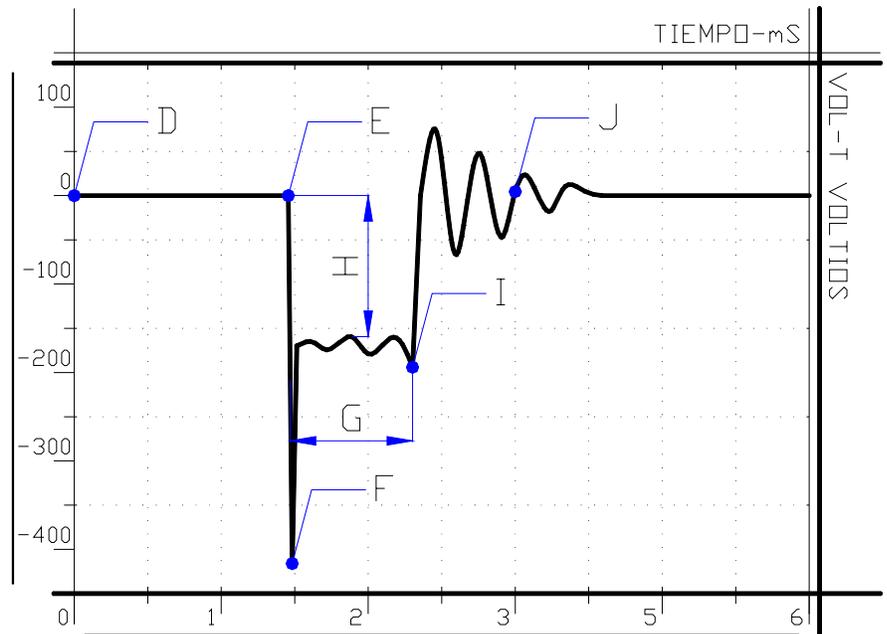


C: Duración limitada del arco.

Un patrón típico de voltaje contra tiempo de un sistema secundario capacitivo consta de los eventos particulares mostrados en el esquema de la **Figura 89**.

En la **Figura 90** se presentan los patrones de voltaje secundario de seis de los 12 cilindros de un motor recíprocos de ignición por chispa donde se aprecia principalmente el bajo voltaje de ionización del cilindro P6R y donde los tiempos de chispa oscilan entre 5.7 y 6.3 grados APMS. Este tipo de presentación de las señales de las bujías se conoce como múltiple de bujías.

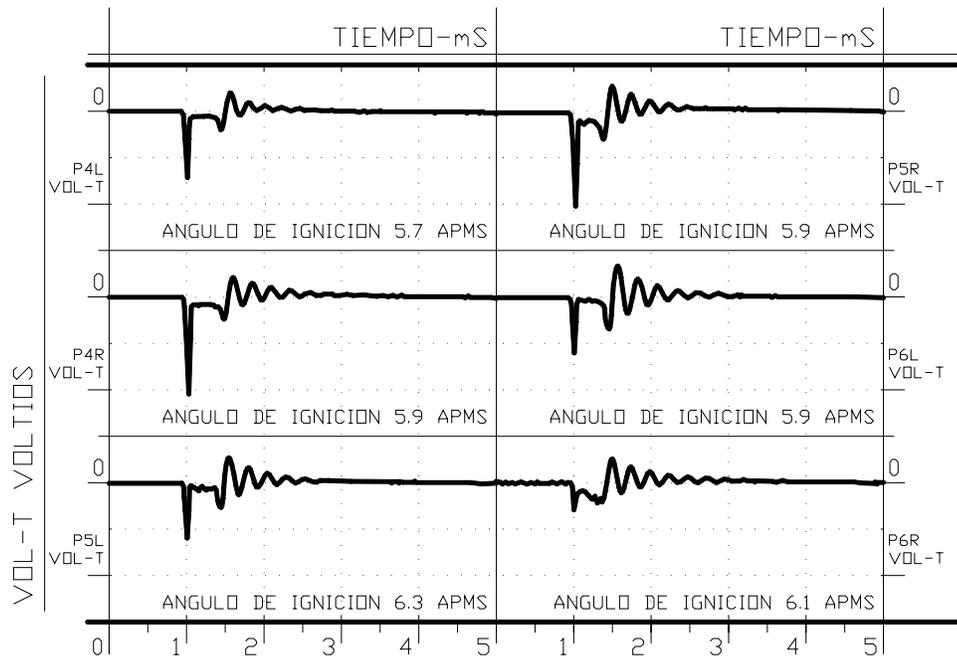
**Figura 89. Esquema del patrón típico de ignición secundaria capacitiva.**



D Fin de suministro de energía.  
 Interruptor abierto.  
 E Punto de apertura. Interruptor  
 cerrado. Descarga del capacitor.  
 F Voltaje de ionización. Arco de la  
 bujía en el pico de voltaje.

G Tiempo de duración del arco.  
 (Duración de la chispa).  
 H Amplitud de voltaje de la línea del  
 arco  
 I Terminación de la chispa de la bujía  
 J Oscilación de baja frecuencia. Energía  
 inútil. **(Coil ring down)**.

**Figura 90. Volt. Patrones de ignición secundaria capacitiva.**



#### **4.2.5. Patrones de señales normales en motores de ignición por compresión.**

Como ya fue mencionado, existen dos tipos de motores de combustión interna, los de ignición por chispa **ICH** y los de ignición por compresión **IC** o de combustible diesel.

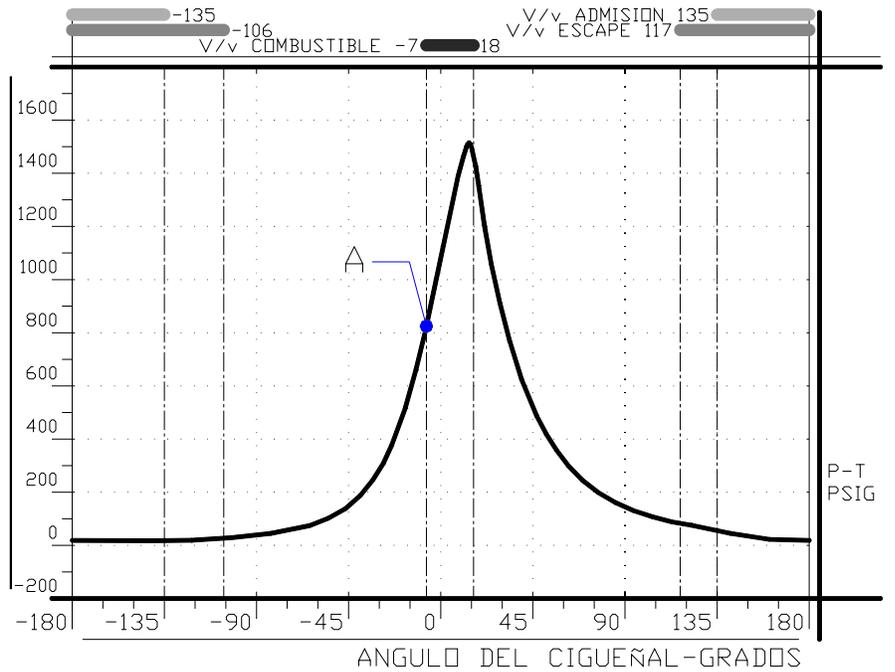
En los patrones de presión, vibración y ultrasonido contra ángulo del cigüeñal (tiempo), las diferencias fundamentales con los motores de ignición por chispa respecto a los de ignición por compresión sean de dos o cuatro tiempos, se encuentran en las etapas de compresión, inyección de combustible y combustión y se presentan a continuación.

MOTOR DIESEL

## PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL PT

### INYECCION DE COMBUSTIBLE

**Figura 91. PT. Inyección. Motor Diesel de dos tiempos.**



A: Inyección de Combustible.

La presión es aprox. la presión de compresión.

El combustible es inyectado como rocío en el cilindro a alta presión.

La parte externa de las gotas de combustible comienza a evaporarse.

La ignición aún no ha ocurrido, esta ignición tardía se conoce como retraso en la ignición (**ignition lag**)

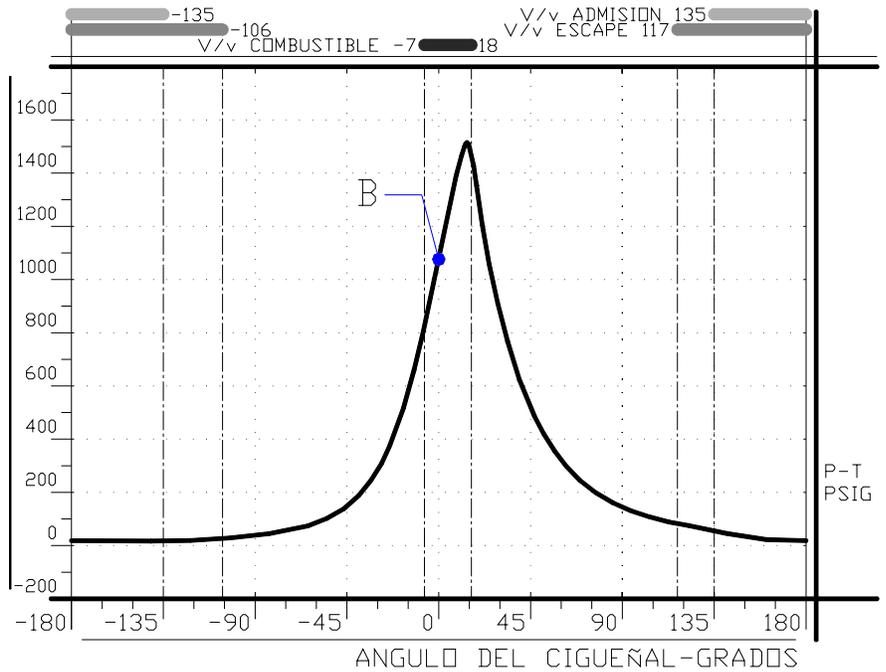
La presión comienza a elevarse rápidamente justo antes del PMS.

### MOTOR DIESEL TIEMPOS

## PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL PT

### COMBUSTION

**Figura 92. PT. Punto muerto superior. Motor Diesel de dos tiempos.**



B: Punto Muerto Superior.

La combustión rápida comienza justo antes del PMS, es el momento del evento de máxima tasa de elevación de la presión.

La inyección de combustible continúa.

El periodo de retraso en la ignición ha finalizado.

El combustible en el cilindro está completamente vaporizado y ahora está quemándose rápidamente.

El combustible es quemado a medida que es inyectado dentro del cilindro.

La velocidad del pistón se incrementa debido a la elevación de la presión y la temperatura.

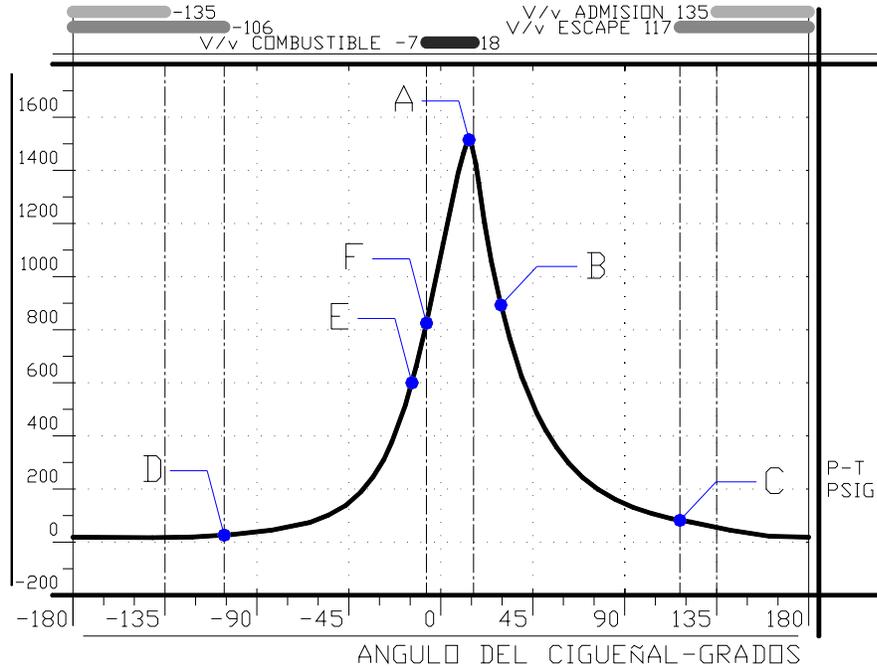
## MOTOR DIESEL DE 2 TIEMPOS

## PRESION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL PT

---

## RESUMEN CICLO

**Figura 93. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.**



A Presión pico de encendido.

B: Carrera de potencia.

C: Apertura lumbrera de escape. A continuación abre la lumbrera de admisión y se produce el barrido y la admisión de aire para la mezcla.

D: Cierre de las lumbreras de admisión y de escape.

E: Carrera de compresión.

F: Inyección de combustible.

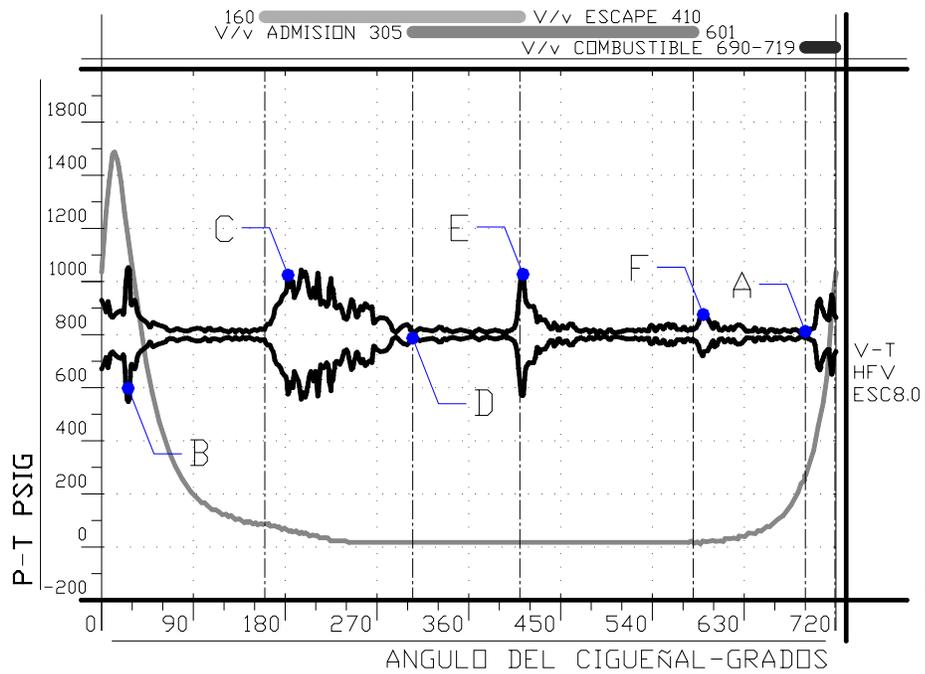
---

## MOTOR DIESEL DE 4 TIEMPOS

PRESION Y VIBRACION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL PT

## RESUMEN CICLO

**Figura 94. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.**



A Inicio de la inyección de combustible.

B: Final de la inyección de combustible.

C: Apertura de la válvula de escape (**Blowdown**).

D: Apertura de la válvula de admisión.

E: Cierre de la válvula de escape.

F: Cierre de la válvula de admisión.

---

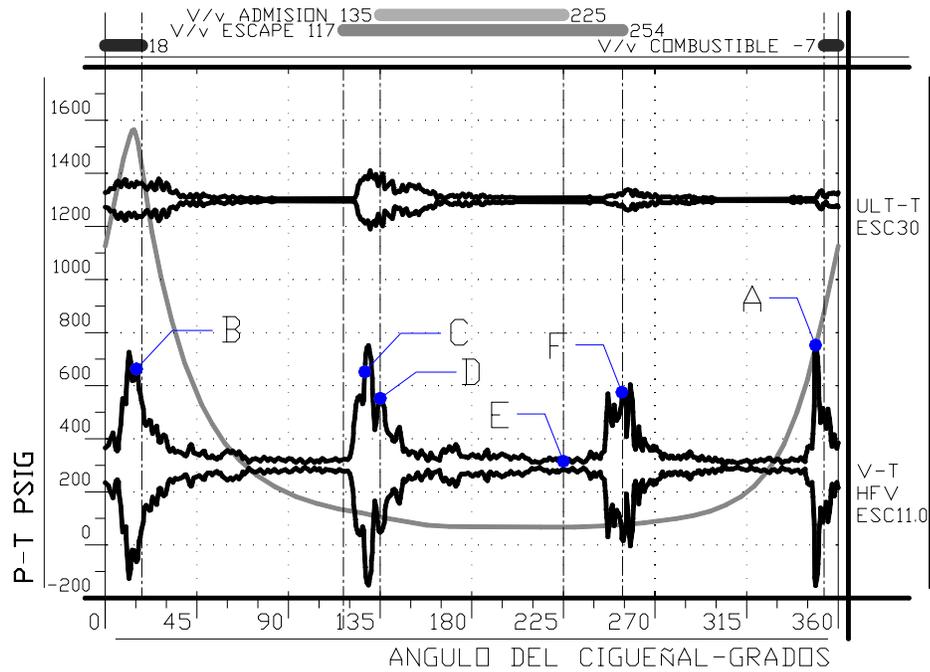
MOTOR DIESEL DE 2 TIEMPOS

PRESION Y VIBRACION Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL PT

---

RESUMEN CICLO

**Figura 95. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.**



A Inicio de la inyección de combustible.

B: Final de la inyección de combustible.

C: Lumbreira de escape descubierta.

D: Lumbreira de admisión descubierta.

E: Cierre de lumbreira de admisión.

F: Cierre de lumbreira de escape.

---

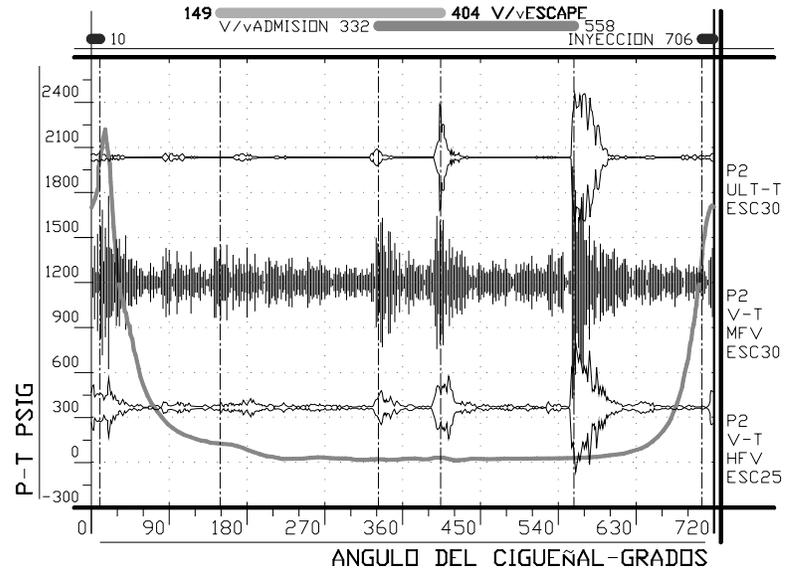
MOTOR DIESEL DE 4 TIEMPOS

PRESION, VIBRACION Y ULTRASONIDO Vs ANGULO DEL CIGÜEÑAL

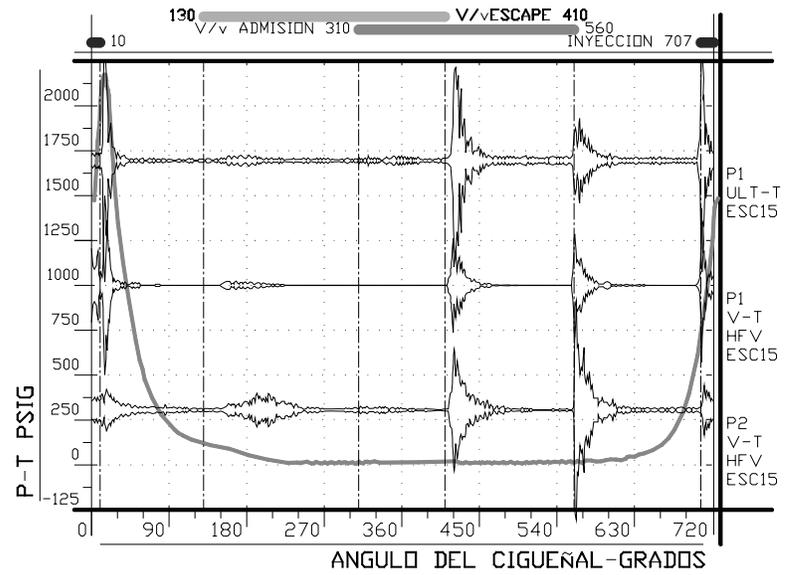
---

RESUMEN CICLO

**Figura 96. PT VT. Con vibración de media frecuencia se observa la ignición.**



**Figura 97. Diagrama PT VT para un motor diesel.**



#### 4.2.5.1.Requerimientos para la combustión en motores diesel.

Los requerimientos básicos para la correcta combustión en motores diesel son:

- Fina atomización
- Alta velocidad relativa entre las partículas de aire y combustible
- Buena mezcla, atomización, penetración y dispersión de partículas las partículas de aire combustible.

#### 4.2.5.2.Fases de Combustión en Motores de Ignición por Compresión (diesel).

La combustión es definida como un proceso de rápida oxidación o quemado de una sustancia para transformarse en calor y usualmente luz. En motores reciprocantes de ignición por compresión consta de 4 fases, descritas a continuación.

**Fase 1. Periodo de Inyección.** El combustible comienza a entrar al cilindro a alta presión.

**Fase 2. Periodo de Retardo.** El retardo en la ignición es el periodo entre el inicio de la entrega del combustible y la rata de elevación de la presión debida a la combustión. El aire es comprimido en el cilindro y el combustible líquido es rociado dentro del cilindro a alta presión cuando el pistón está cerca al punto muerto superior. Las altas presiones y temperaturas en el cilindro causan una reacción química cuando la primera gota de combustible entra al cilindro. Sin embargo, esta reacción química comienza muy lentamente. Esta es la razón del periodo de retardo.

**Fase 3. Periodo de Combustión Rápida.** Se presenta cuando el combustible hace ignición y se quema rápidamente, causando una elevación súbita de la presión. Esta rata de combustión es afectada por el estado y distribución del combustible y la temperatura y presión interna en el cilindro.

**Fase 4. Periodo de Combustión de Control.** El combustible aún esta siendo inyectado hasta que se alcanza un periodo llamado Combustión de Control. Esta etapa involucra la combustión del combustible remanente. Ocurre lentamente, debido a que depende de la cantidad de combustible sin quemar y al oxígeno que se halle en el cilindro.

### 4.2.5.3. Evolución de la Presión de Combustión en Motores Diesel.

Debido a la naturaleza de auto ignición del combustible en los motores diesel gracias a su patrón de compresión particular, el diagrama indicado PT presenta características especiales desde la etapa de inicio de la compresión hasta la salida de los gases de escape. Estas etapas de evolución de la presión se listan y señalan en la **Figura 98**.

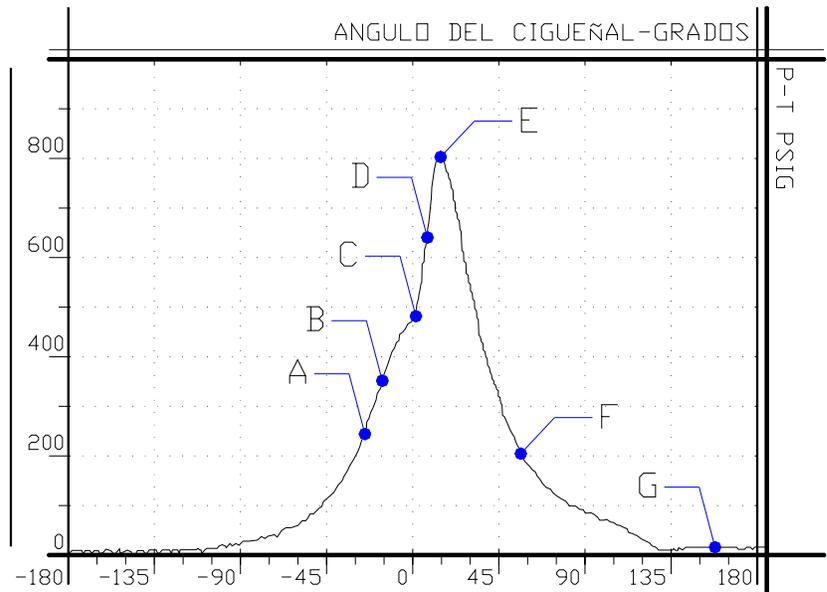
MOTOR DIESEL

PRESION Vs TIEMPO

---

EVOLUCION DE LA PRESION DE COMBUSTION

**Figura 98. PT. Fases de combustión. Motor diesel de dos tiempos.**



- A: Presión de compresión de referencia.
- B: Inicio de la inyección.
- C: Inicio de la combustión.
- D: Rata máxima de elevación de la presión.
- E: Presión pico de combustión.
- F: Presión de expansión.
- G: Presión terminal.

En detalle, las etapas de evolución de la presión en un motor de ignición por compresión son:

**Presión de Compresión de Referencia.** Esta representa la presión en el cilindro antes que el combustible sea inyectado. Esta presión da una medida relativa de la calidad de la compresión en el cilindro.

**Inicio de la Combustión.** Este representa el ángulo en la curva de presión tiempo donde la fase de combustión rápida comienza. En este momento, la presión en el cilindro se incrementa más allá de la presión que ocurrió debido a la compresión. Los grados de rotación entre la inyección del combustible y el inicio de la combustión representa el retardo en la ignición (**ignition lag**). El ángulo de inicio de la combustión se observa más fácilmente en la segunda derivada de la curva Presión contra Tiempo.

**Rata Máxima de Elevación de la Presión.** La curva de la primera derivada es una gráfica de la rata de cambio de la presión contra el ángulo del cigüeñal (PSI/grados de rotación). La principal característica de interés es la máxima rata de elevación de la presión que ocurre durante la fase de rápida combustión. Idealmente, la rata de entrega de calor, y por consiguiente, la rata máxima de elevación de la presión, debería ser la más alta posible sin llegar a causar una combustión descontrolada o detonación, la cual puede dañar el motor. Para cualquiera de los casos, habrá una máxima rata de elevación de la presión que es óptima. Ratas demasiado altas de elevación de la presión, pueden llevar a un incremento en los esfuerzos del motor, incluyendo vibración y pandeo del cigüeñal.

Presión Pico de Combustión (PFP-Peak Fire Pressure). Es la máxima presión que se alcanza en el cilindro.

**Presión Referencia de Escape.** Esta es la presión en la apertura de la válvula o lumbrera de escape. Es útil para establecer el tiempo de la válvula de escape.

**Presión Terminal.** Esta es la presión de la admisión de aire que inicialmente es la base para el barrido.

#### 4.2.5.4.Rata de Cambio de la Presión.

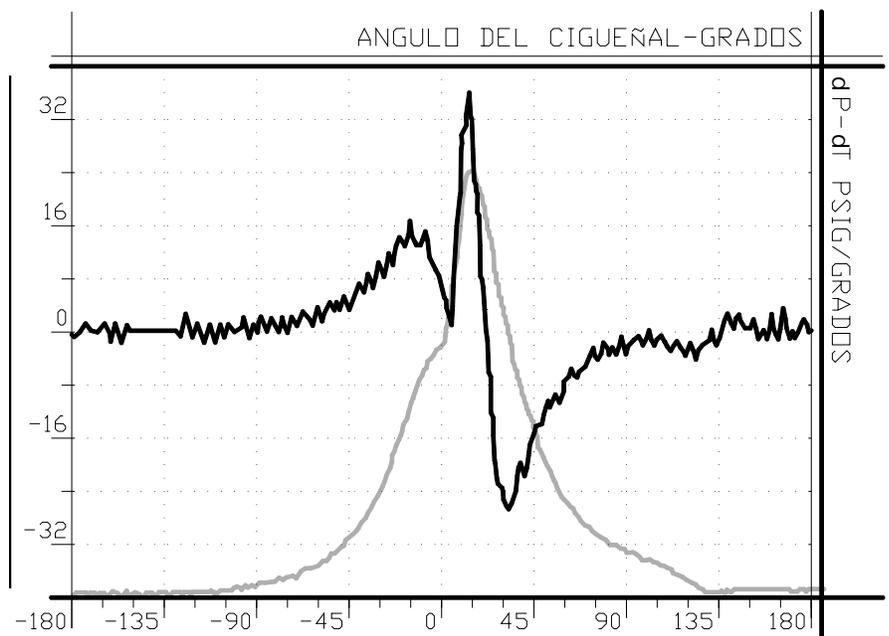
La primera parte de la curva de la primera derivada  $\delta P/\delta T$  representa la carrera de compresión. La presión del cilindro se incrementa durante la carrera de compresión debido al movimiento del pistón comprimiendo su contenido. Cuando el combustible es inyectado dentro del cilindro, la rata de elevación de la presión decrece momentáneamente debido al calor transferido al combustible inyectado. Después de un corto retraso (retraso de la ignición), el combustible hace ignición y la presión del cilindro crece rápidamente. Luego de la fase de rápida combustión, la rata de elevación de la presión decrece, la presión del cilindro alcanza un pico ( $\delta P/\delta T=0$ , punto de inflexión de la presión en el diagrama indicado), y entonces la curva comienza a declinar a medida que el movimiento del pistón continua incrementando el volumen del cilindro. Véase Figura 99.

## MOTOR DIESEL DE DOS TIEMPOS

$\delta$  PRESION /  $\delta$  TIEMPO

CICLO COMPLETO

**Figura 99.  $\delta P/\delta T$ . Motor Reciprocante de 2 tiempos.**



La magnitud y el ángulo de la máxima tasa de cambio de la presión es un indicador importante del desempeño de la combustión.

### 4.2.5.5. Evento de Inyección.

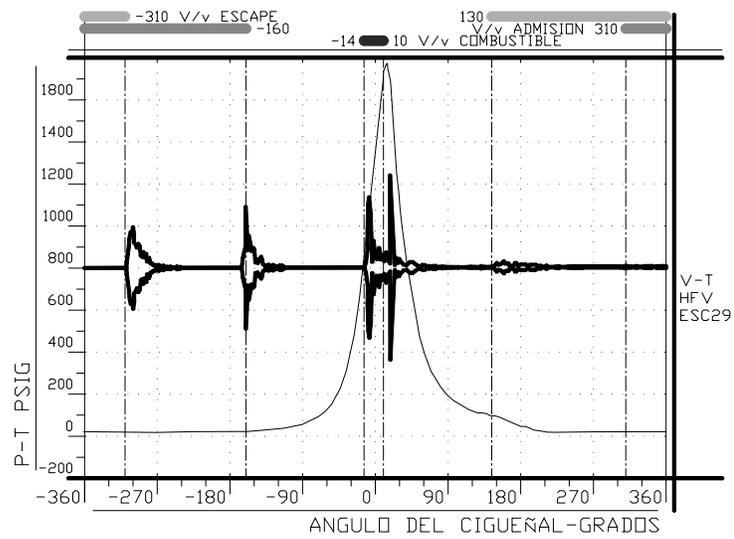
En las Figuras 100 y 101 es posible observar el patrón característico de vibración correspondiente a la inyección de combustible. Es importante analizar el ángulo de inicio y finalización de la inyección para efectos de determinar la calidad de calibración del sistema de inyección. También, como rasgo característico, los eventos de inicio y final de la inyección son de forma aguda o abruptos y la amplitud debe ser mayor al final de la inyección, es decir en el cierre del inyector.

# MOTOR DIESEL DE CUATRO TIEMPOS

## PRESION Y VIBRACION Vs TIEMPO

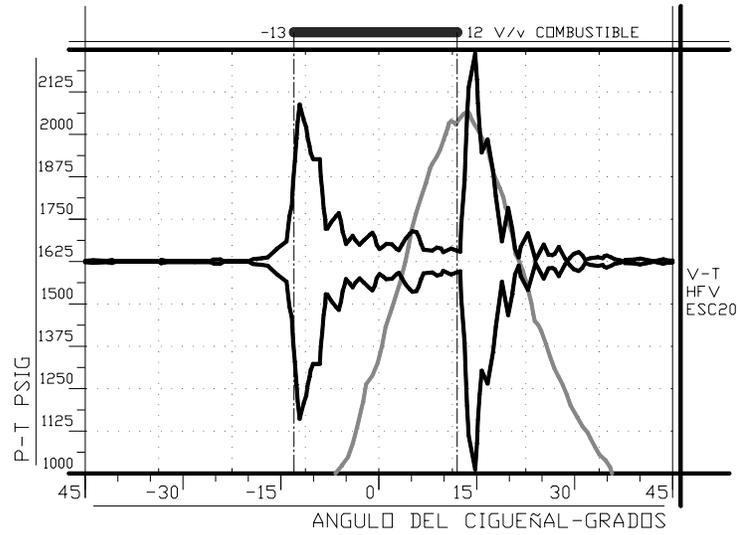
### INYECCION

**Figura 100. PT VT. Inyección. Motor Diesel de cuatro tiempos**



### INYECCION

**Figura 101. PT VT. Zoom Inyección. Motor Diesel de cuatro tiempos**



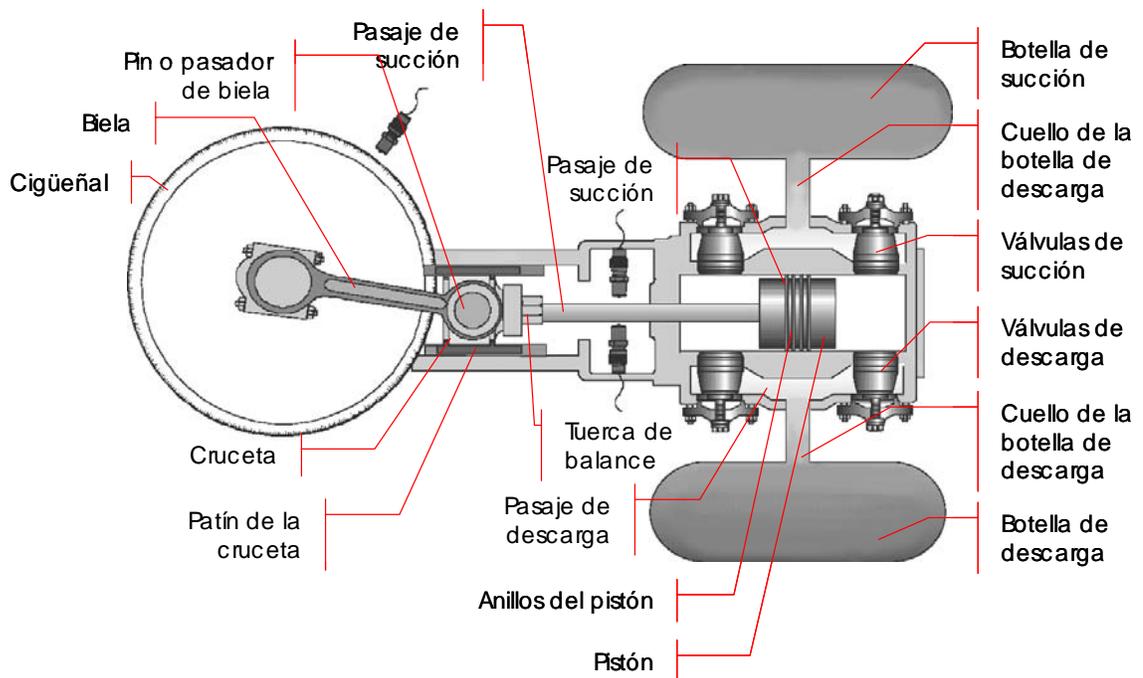
Examinando el patrón de vibración y presión más cercanamente (zoom real), es posible observar el inicio y el final de la inyección de combustible.

---

## 5. PATRONES NORMALES DE COMPORTAMIENTO EN COMPRESORES RECIPROCANTES MAYORES

Para poder analizar la condición de un compresor recíprocante primero se debe conocer cual es su comportamiento normal, de lo contrario nunca se notará una anomalía.

**Figura 102. Partes principales de un compresor recíprocante.**



### 5.1. TEORIA BASICA SOBRE COMPRESORES RECIPROCANTES\*

A pesar de la variedad de diseños en compresores recíprocantes, el movimiento final característico que todos producen es lineal (recíprocante).

---

\* La teoría básica sobre compresores recíprocantes que se presentará en este capítulo el sólo la necesaria para garantizar que toda la información sobre patrones normales de motores recíprocantes sea entendida.

El movimiento rotacional recibido en el cigüeñal (desde un motor o turbina) es convertido en movimiento lineal (reciprocante) en la cruceta. El gas puede ser comprimido en las cámaras del lado cabeza o cigüeñal. Algún tipo de refrigerante (generalmente agua) circula a través del cilindro para reducir su temperatura producto de la compresión.

### 5.1.1. Componentes principales de un compresor reciprocante.

Todos los compresores reciprocantes tienen elementos comunes y básicamente son seis principales. Véase **Figura 102**

- Mecanismo motor (cigüeñal y biela)
- Cruceta o mecanismo de deslizamiento
- Pistón y anillos de pistón
- Cilindro o cabezal
- Sistema de enfriamiento
- Válvulas

### 5.1.2. Clasificación de compresores reciprocantes.

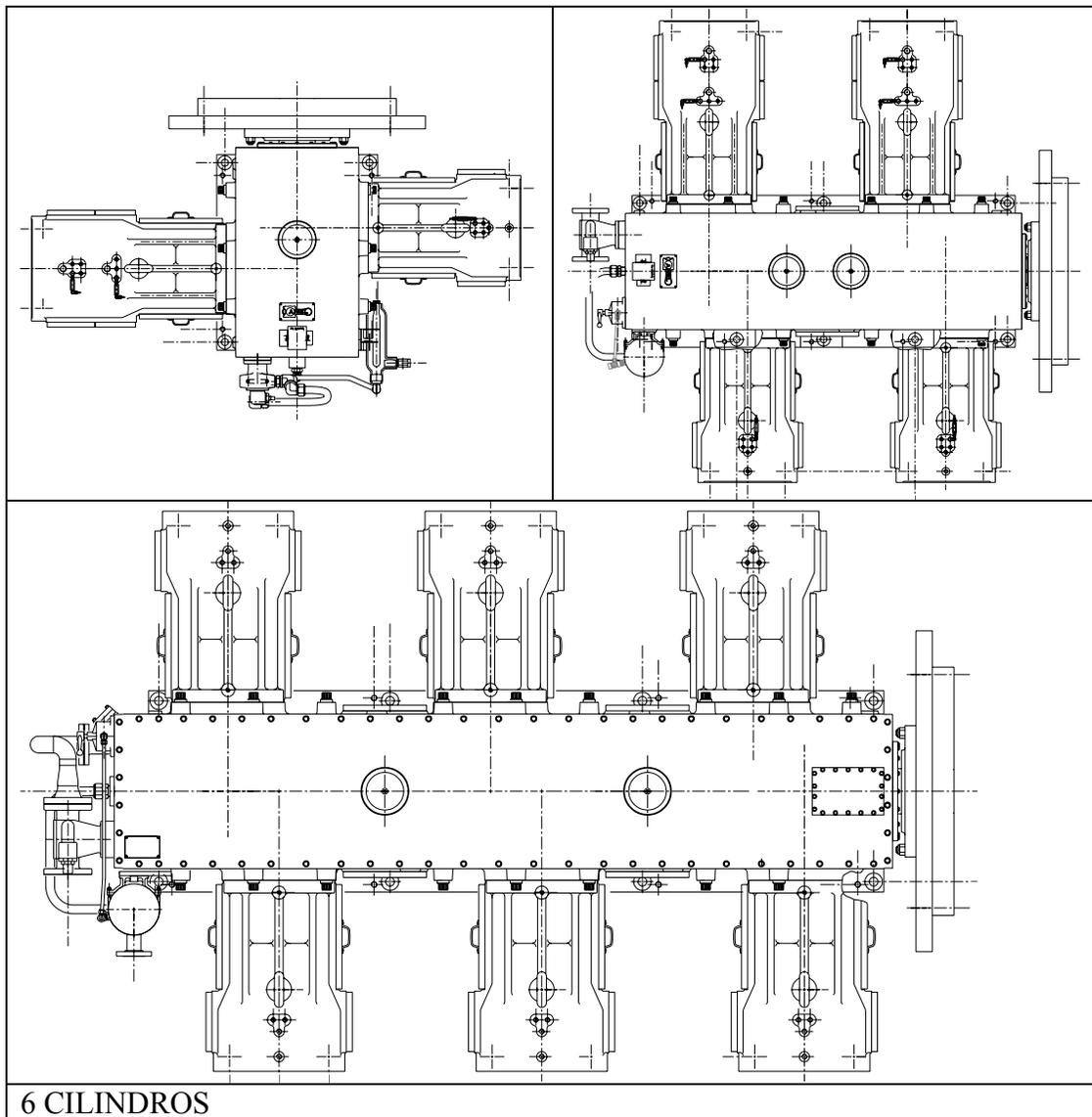
Los compresores se clasifican por la cantidad de cilindros, por el número de etapas (interetápicas o unietápicas) y por la aplicación.

#### 5.1.2.1. Clasificación según el número de cilindros.

Esta clasificación se basa en el número de cilindros del compresor reciprocante y existen compresores de 1 hasta 16 cilindros aunque no hay límite. Véase **Figura 103**.

**Figura 103. Clasificación según número de cilindros.**

2 CILINDROS	4 CILINDROS
-------------	-------------



### 5.1.2.2. Clasificación según el número de etapas.

Una etapa en un compresor recíprocante está compuesta por todos los cilindros que comparten la misma línea de succión y de descarga, es decir manejan la misma presión de succión y de descarga. Según esta clasificación pueden ser unietápico o interetápico.

**Compresores unietápico.** Unietápico significa que el gas tiene una sola etapa, es decir, el gas entra a cada cilindro y en él desarrolla la presión de descarga que requiere y abandona el compresor. Se distinguen fácilmente porque tienen un solo par de botellas.

**Compresores Interetápico.** Interetápico significa que el compresor tiene varias etapas, es decir, para llegar a la presión final de descarga del compresor, el gas debe pasar por cada de las etapas (una etapa puede ser contener uno, dos o más cilindros, dependiendo del volumen de gas que se maneja) para así alcanzar la presión deseado escalonadamente. Estos diseños interetápico reducen la relación de compresión de los cilindros, y con ello la temperatura del gas; además, los diseños interetápico permiten instalar intercambiadores de calor entre las etapas para enfriar el gas antes de entrar a la siguiente etapa y así mejorar la eficiencia de la máquina. Por ejemplo, un compresor de una etapa cuya presión de succión es de 50 psia, temperatura de succión es 60 F y presión de descarga es de 500 psia, implica una relación de compresión de 10.0 y una temperatura adiabática de descarga de 425F, temperatura que es muy alta. Ahora, el mismo compresor con dos etapas implica una relación de compresión de 3.16 y una temperatura adiabática de descarga de 218 F.

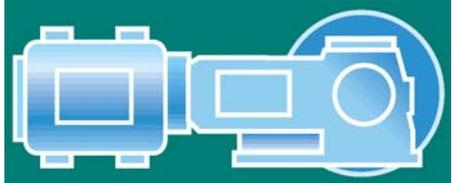
El número de etapas de un compresor se distingue por el número de pares de botellas de succión- descarga que tiene.

### 5.1.2.3. Clasificación según la aplicación.

Según la aplicación, los compresores reciprocantes comparten características similares y se pueden clasificar en compresor de proceso, de alta velocidad, para LDPE, y para gas combustible.

**Compresores de Proceso.** Son compresores diseñados para trabajo pesado en servicios de proceso. En la industria de refinación se utiliza en procesos de hidrocraqueo, hidrotratamiento; en la industria petroquímica y química se utilizan en procesos de producción y transporte de amoníaco, urea, metanol, etileno, óxido de etileno, LLDPE, HDPE, polipropileno y en la industria del gas y petróleo en procesos de reinyección, levantamiento de gas, transporte por gasoductos, y almacenamiento de gas. Sus especificaciones están reguladas por la norma API 618.

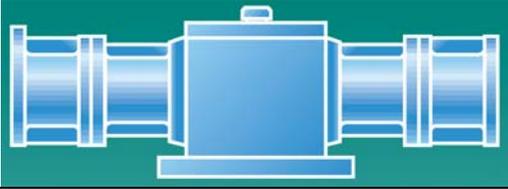
**Figura 104. Compresores reciprocantes de proceso.**

	
<p>Compresor Nouvo pignone serie O, 700 Kw (950 hp) *</p>	<p>Compresor Nouvo pignone serie H, superior a 35.000 Kw (47.000 hp)*</p>

\*Disponible en Internet < URL: [http://www. Gepower.com/geoilandgas](http://www.Gepower.com/geoilandgas)

**Compresores de alta velocidad.** Son utilizados principalmente en la industria del gas y el petróleo. Su velocidad varia entre 1.200 y 1.800 rpm. Sus aplicaciones principales son la recuperación de gas, transmisión de gas, compresión de gas combustible, recobro de vapor, fuente de aire en sísmica marina, levantamiento de gas, reinyección de gas, transporte por gasoductos. Sus especificaciones están reguladas por la norma API 618 y API 11P.

**Figura 105. Compresores de alta velocidad.**

	
<p>Compresor Nouvo pignone serie HM, HSM, superior a 6.600 Kw (8.840 hp) y 1.200 rpm*.</p>	<p>Compresor Nouvo pignone serie Gemini, superior a 5.400 Kw (7.200 hp) y 1.200 a 1.800 rpm*.</p>

**Hyper Compresores para LDPE.** Estos compresores para la producción de polietileno de baja densidad se caracterizan por desarrollar muy altas presiones de descarga 3.500 Bar (50.000 psig).

**Figura 106. Hyper compresor.**

	<p>Compresor Nouvo pignone serie PH Y PK, 30.000 Kw (40.000 hp) y máxima presión de descarga 3.500 Bar (50.000 psig)*.</p>
---	--

**Compresores para gas combustible y CNG.** Son principalmente robustos compresores verticales utilizados en aplicaciones pesadas con gas natural vehicular. Su velocidad es próxima a 1.000 rpm y sus presiones de descarga están alrededor de 400 Bar (5.500 psig)

\* Disponible en Internet < URL: [http://www. Gepower.com/geoilandgas](http://www.Gepower.com/geoilandgas)

**Figura 107. Compresor reciprocantes vertical.**



Compresor Nouvo pignone serie AVTN Y BVTN, 700 Kw (950 hp) y 400 Bar (5.500 psig)\*.

### 5.1.3. Nomenclatura de compresores reciprocantes.

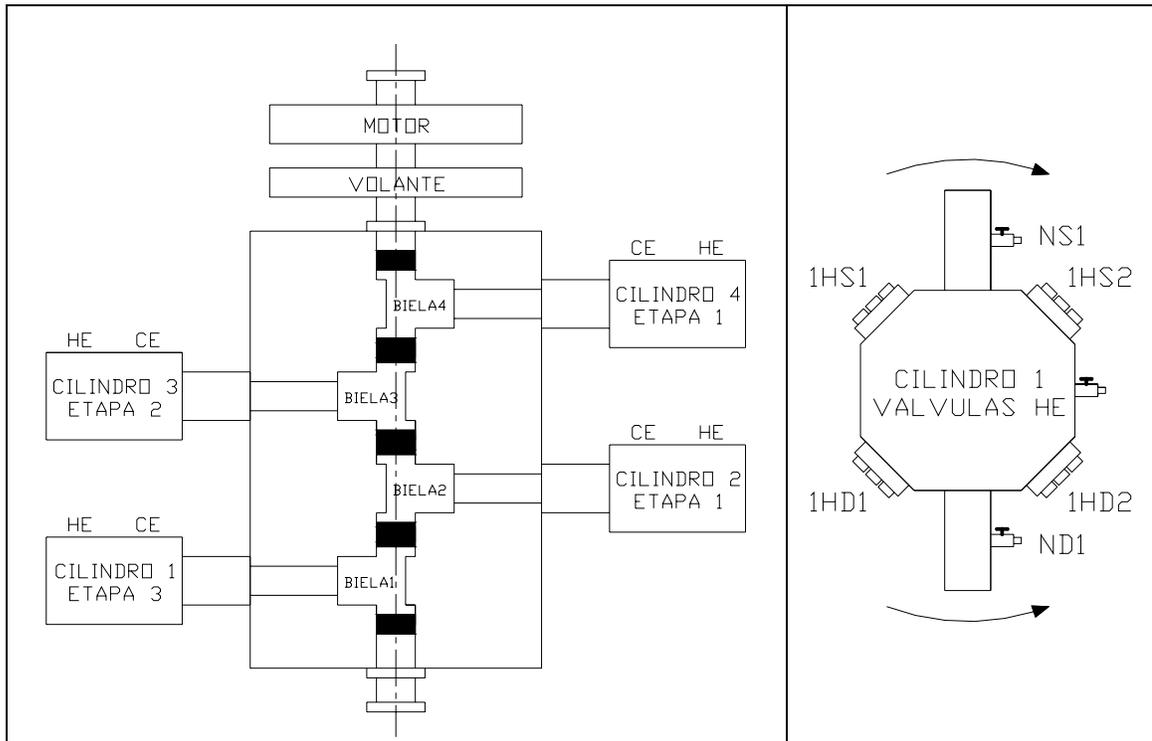
Para identificación cilindros, válvulas y cuellos de botella en compresores reciprocantes se ha adoptado una nomenclatura estándar comúnmente aceptada que permite conocer la localización de cada uno de esos componentes.

Los cilindros son numerados de menor a mayores según su lejanía respecto al volante del compresor. Por ejemplo, el cilindro más alejado respecto al volante es el cilindro 1. Véase [Figura 108 izquierda](#). Ahora, en los cilindros de doble efecto existen dos cámaras de compresión, la que esta más cerca del cigüeñal se conoce como cámara de compresión del lado cigüeñal (**CE crack end**) y la que esta más alejada del cigüeñal se conoce como cámara de compresión del lado cabeza (**HE head end**). Véase [Figura 108 izquierda](#).

La nomenclatura de las válvulas consta de cuatro dígitos, el primero se refiere al cabezal o cilindro al que pertenecen (1, 2, 3, 4, etc.), el segundo a la cámara a la que pertenece (H o C), el tercero representa la función que realiza (S succión y D descarga) y el ultimo digito, la posición respecto a las válvulas de succión o descarga (según sea el caso) restantes (1, 2, 3, 4 etc.), entonces en el ultimo digito el numero 1 se le otorga a la válvula que se encuentre más a la izquierda vistan desde el lado cabeza del cilindro. Véase [Figura 108 derecha](#).

Los cuellos de botella se nombra con 3 dígitos, el primero siempre es N (**n nozzle**), el segundo corresponde al cilindro al que pertenece (1, 2, 3 etc) y el tercero S o D según sea el cuello de la botella de succión o descarga respectivamente. Véase [Figura 108 derecha](#).

**Figura 108. Nomenclatura de los componentes de compresores recíprocos.**



#### **5.1.4. Ciclos de Operación de Compresores Recíprocos.**

Un ciclo completo de un compresor recíproco representa una revolución del cigüeñal ya que son todas máquinas de dos tiempos. Hay cuatro eventos básicos para todo ciclo de compresión en compresores recíprocos, compresión, descarga, expansión y succión. Los ciclos serán descritos para una cámara de compresión del lado cabeza en un compresor recíproco de doble efecto.

##### **5.1.4.1. Compresión.**

Este evento comienza en el punto donde las válvulas de succión cierran. Cuando las válvulas de succión cierran, el gas es atrapado dentro de la cámara de compresión a la presión y temperatura de succión. En este momento el pistón revierte su carrera y comienza a moverse de nuevo hacia el PMS (en el caso de una cámara de compresión del lado cabeza). Como el gas es comprimido, el volumen en el cilindro decrece y la presión y temperatura se incrementa hasta que iguala la presión del pasaje de descarga en el punto 2. La compresión termina cuando las válvulas de descarga abren. Idealmente, en el punto 2 las válvulas de descarga abren. Sin embargo, se requiere un incremento adicional de la presión para vencer la fuerza del resorte de la válvula. La

trayectoria de la curva del evento de compresión esta determinado por el exponente de compresión politrópico del gas.

#### 5.1.4.2.Descarga.

Aquí las válvulas de descarga están abiertas, el gas fluye fuera del cilindro a la presión y temperatura de descarga hacia el pasaje de descarga del punto 2 al 3. En el punto 3, el pistón alcanza el Punto Muerto Superior nuevamente, las válvulas de descarga cierran y el ciclo comienza otra vez.

#### 5.1.4.3.Expansión.

Debido a que no todo el gas succionado puede ser descargado principalmente por la presencia de espacios donde el pistón no actúa, siempre existe una cantidad de gas remanente que permanece dentro de la cámara. Este volumen se conoce como volumen muerto (**fixed clearance volume**), y usualmente es expresado como un porcentaje:

#### Ecuación 11. Volumen Muerto.

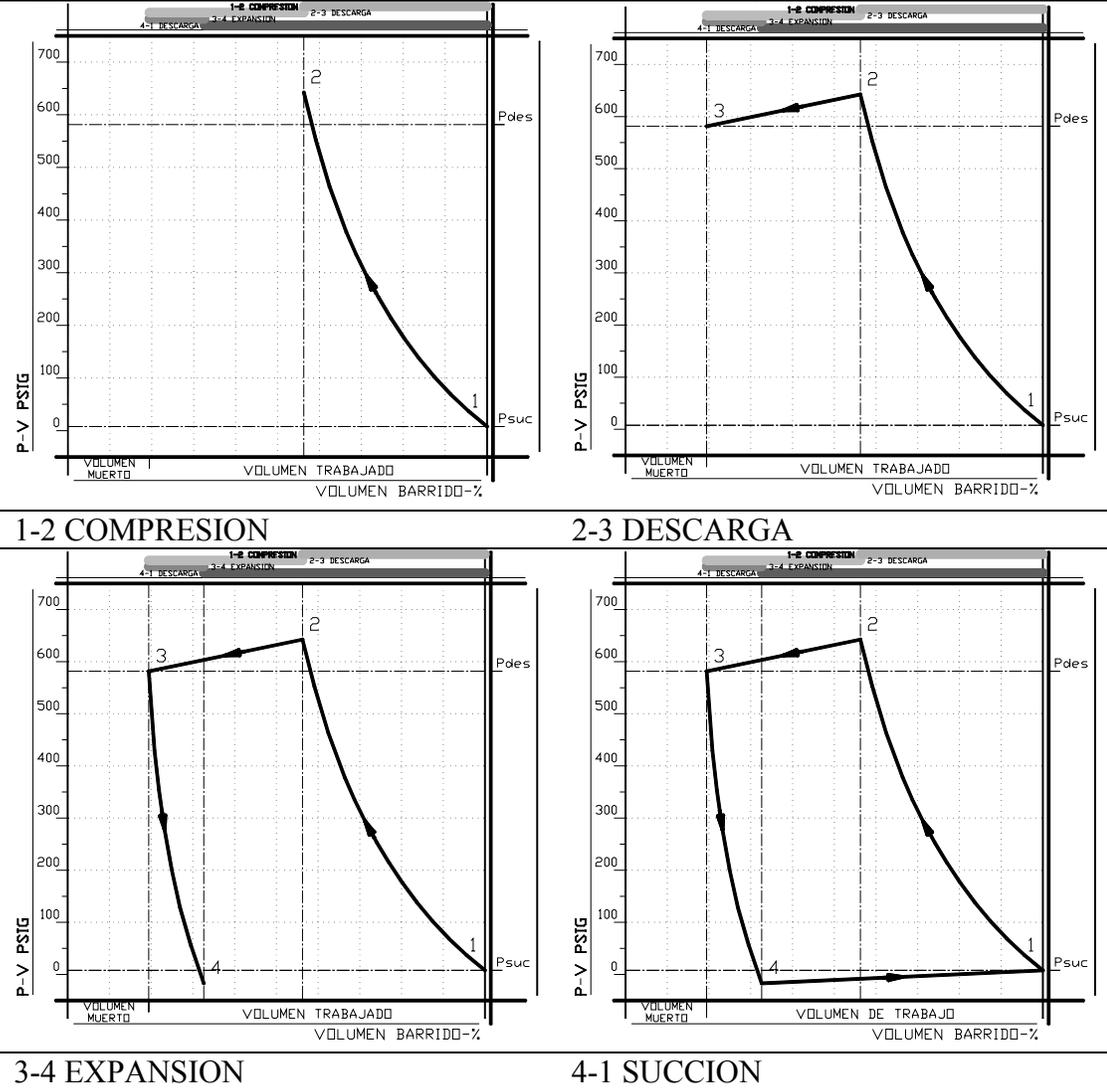
$$\% \cdot \text{volumen} \cdot \text{muerto} = \frac{\text{volumen} \cdot \text{muerto}}{\text{volumen} \cdot \text{desplazado} \cdot \text{por} \cdot \text{el} \cdot \text{piston}} \times 100\%$$

En el punto 3, el pistón está en el Punto Muerto Superior del Cilindro (PMS). Como el pistón se mueve alejándose del PMS, el volumen en el lado cabeza del cilindro se incrementa con todas las válvulas (succión y descarga) cerradas. El gas del volumen muerto se expande, decreciendo la presión y la temperatura hasta que la presión dentro de la cámara es igual a la presión del pasaje de succión. En este punto, las válvulas de succión idealmente abren, sin embargo se requiere una disminución adicional de la presión dentro del cilindro para que la presión del pasaje de succión pueda vencer la fuerza del resorte, y la válvula abra, punto 4. En este instante el evento de la expansión cesa.

#### 5.1.4.4.Succión.

Una vez las válvulas de succión están abiertas, el gas fluirá a través de las válvulas hacia el interior del cilindro a la presión y temperatura de succión, del punto 4 al 1. En el punto 1, el pistón alcanza el Punto Muerto Inferior (PMI) por el lado cabeza del compresor, las válvulas de succión cierran y el evento de succión cesa. En este punto, uno de los extremos del cilindro (en este caso el lado cabeza) está lleno a toda su capacidad.

**Figura 109. PT VT. Eventos básicos de un ciclo de compresión.**



### 5.1.5. Fundamentos de las válvulas de compresores recíprocos.

Las válvulas son los componentes del compresor recíproco que más influyen en el desempeño y a la vez las que más fallas presentan; es por eso que se tratan sus fundamentos en una sección aparte.

La única tarea requerida de las válvulas de un compresor es permitir que el gas pase de donde se encuentra a donde se necesita que vaya y prevenir que fluya en la dirección opuesta.

Las válvulas son mecanismos cargados con resortes que permiten el flujo en una sola dirección y para su operación deben tener suficiente presión diferencial a través de ella misma. Las válvulas de succión y descarga son idénticas y pueden ser sustituidas unas con otras sin ningún problema en la mayoría de los casos.

#### **5.1.5.1. Clasificación de válvulas.**

Las válvulas se pueden clasificar según múltiples parámetros, sin embargo para este trabajo es de interés saber diferenciar las válvulas según la configuración interna que tengan. De acuerdo a este parámetro hay dos tipos comunes de válvulas, las de plato y las de pistones. Véase [Figura 110](#).

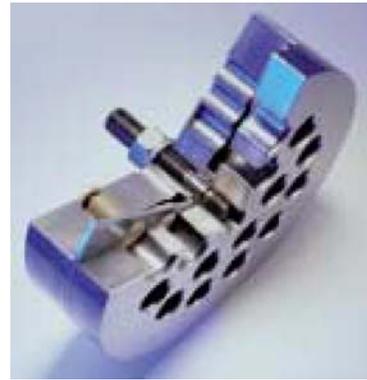
**Figura 110. Clasificación de válvulas según configuración interna.~**

VALVULA DE PLATO

VALVULA DE PISTONES

---

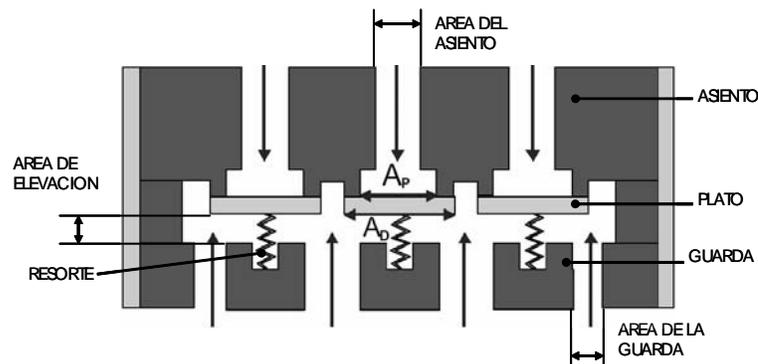
~ Tomado del catalogo Process gas Compresor, Burckhardt Compression pagina 10.



### 5.1.5.2. Elementos componentes de las válvulas para Compresores.

Las válvulas de un compresor convencional tienen cuatro elementos esenciales, asiento, resorte, guardas, plato. Véase Figura 111.

**Figura 111. Partes de una válvula de descarga típica de un compresor recíprocante.**



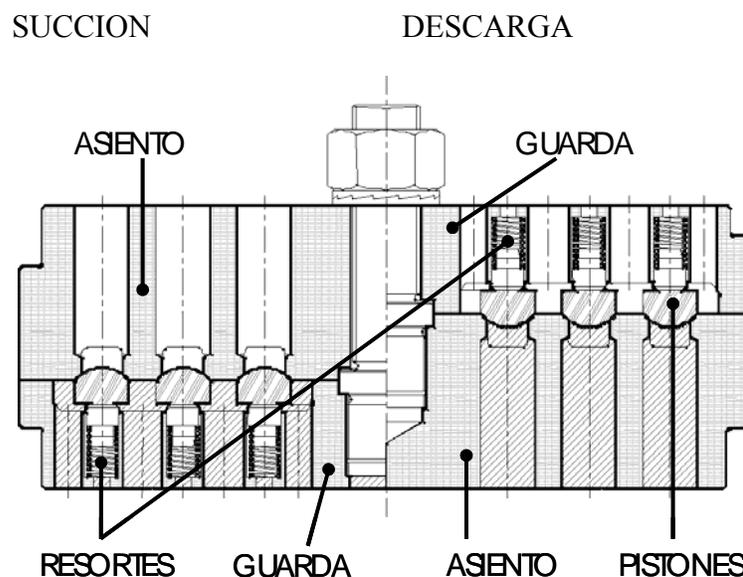
**Asiento.** El asiento es la superficie donde descansa el plato y está en conjugación con este porque ambos componentes ayudan a sellar la válvula cuando está en la posición cerrada. Los asientos son usualmente totalmente maquinados, pero pueden ser producidos por fundición.

**Resortes.** Los resortes proveen una fuerza mínima para asistir el cierre del plato de la válvula, hasta que la presión diferencial en contra causa la apertura de la válvula; protegen contra prematuras o rápidas aperturas o cierres del plato de la válvula.

**Guarda.** La guarda aloja los resortes y provee un medio para guiar el plato de la válvula y limitar la cantidad de viaje de elevación del plato.

**Plato.** Es el disco que viaja abriendo o sellando la válvula. Dependiendo del tipo de válvula, la función de este plato puede ser realizado por anillos independientes, por un anillo canal o por pistones. Véase Figura 112.

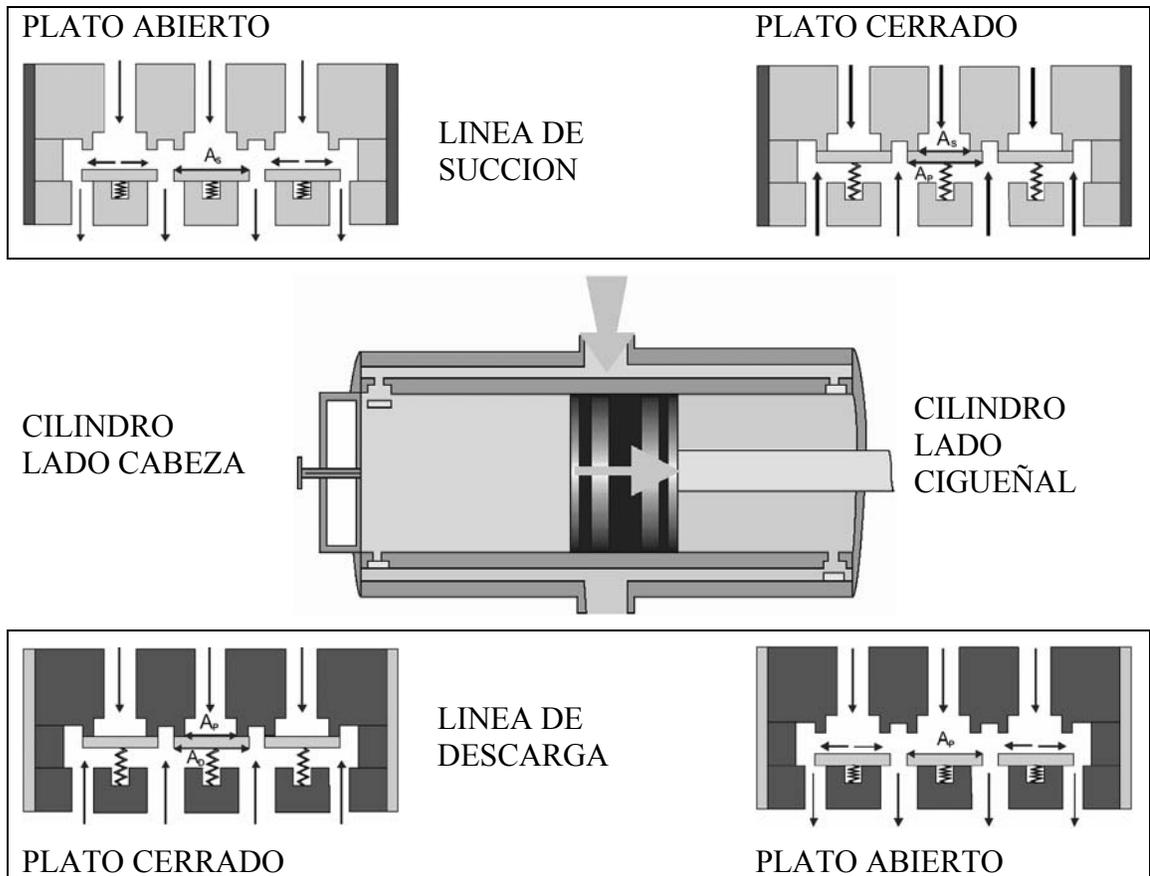
**Figura 112. Partes de una válvula de pistones para compresor recíprocante.**



### 5.1.5.3. Funcionamiento de las válvulas.

Todas las válvulas de compresores son actuadas por presión. Esto significa que ellas transfieren el gas cuando la presión en uno de sus lados es suficientemente alta respecto al lado opuesto. Según la Figura 113, el gas va de la línea de succión hacia el interior del cilindro cuando la presión de la línea de succión es más grande que la presión dentro del cilindro, y no en ningún otro momento. Similarmente, el gas fluye del cilindro a la línea de descarga cuando la presión en el cilindro es más grande que la presión de la línea de descarga, y no en ningún otro momento.

**Figura 113. Funcionamiento de las válvulas de un compresor.**



$A_s$  = Área reducida del plato de la válvula.

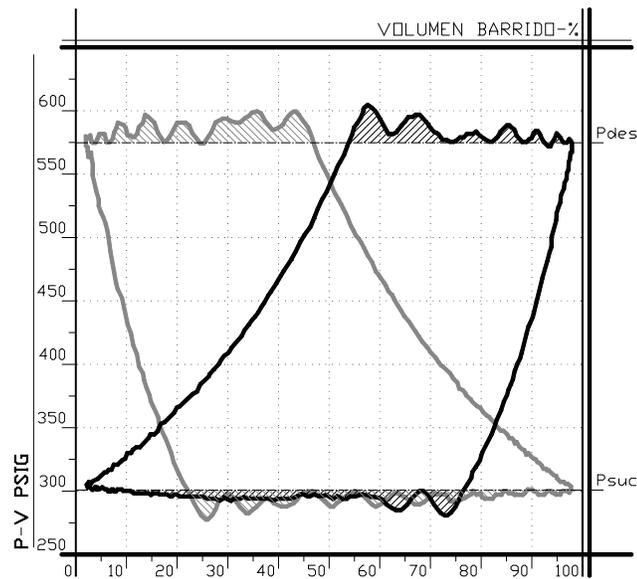
$A_p$  = Área total del plato de la válvula.

Es decir, la presión en el cilindro debe ser más alta que la presión en la línea de descarga para forzar la válvula abrir, superando la fricción y la resistencia del resorte y así permitir que el gas entre a la línea de descarga.

Similarmente, la presión en el cilindro debe ser más baja que la presión en la línea de succión para forzar a la válvula de succión a abrir, superando la fricción y la resistencia del resorte, y así permitir que el gas entre al cilindro desde la línea de succión.

El área expuesta a la línea de descarga es 15 a 30% más grande que el área expuesta a la presión del cilindro y el área expuesta a la línea de succión es 15 a 30% más pequeña que el área expuesta a la presión del cilindro; sin embargo solo por esta razón, la presión diferencial requerida es usualmente de 5 a 15 % debido a la pérdida de presión que se produce por las fugas normales entre el plato de la válvula y el asiento. Todos estos eventos consumen trabajo adicional al trabajo requerido para comprimir el gas. Gráficamente, el área de la curva PV por encima de la línea de descarga representan las pérdidas en la descarga (o trabajo consumido para operar las válvulas de descarga y pérdidas por los pasajes de descarga) y el área por debajo de la línea de succión representa las pérdidas de succión (o energía consumida para activar la válvula de succión y admitir el gas dentro del cilindro). Véase **Figura 114**. Estas pérdidas se discutirán posteriormente.

**Figura 114. Pérdidas de trabajo por apertura y cierre de válvulas en un diagrama PV.**



#### 5.1.5.4. Conceptos Claves relacionados con el desempeño de la válvula.

El análisis del desempeño de una válvula de compresor es un proceso muy complejo que implica análisis de materiales, termodinámico, aerodinámico, de fatiga entre muchos otros y están fuera del alcance de este trabajo. No obstante a continuación se resumen algunos de los conceptos claves que determinan el desempeño de una válvula.

**Elevación de la válvula (valve lift).** La elevación de la válvula es la distancia que el anillo o plato de la válvula viaja durante el evento de apertura.

**Área libre de elevación.** Es un método convencional para comparar la eficiencia de válvulas. El área libre de elevación es la suma de todos los diámetros en los asientos de los puertos donde los puertos contactan el plato. Esta suma es multiplicada por pi y por la elevación para obtener el volumen de elevación.

**Factor de resistencia.** El factor de resistencia es obtenido a través de pruebas de laboratorio con un modelo de la válvula. Es definido como la relación de pérdida de presión a través del lado de succión o de descargar de un cilindro respecto a la pérdida de presión que se produciría si fluyera la misma cantidad de gas en condiciones idénticas de presión y temperatura a través del hueco equivalente al espacio de la válvula y al bolsillo de la válvula abierto. Provee una medida directa de cuan efectivamente el espacio vacío de la válvula es utilizado, sin importar el tipo de válvula Véase ecuación 12. Los rangos de factores de resistencia típicos están desde 50 para válvulas de pistones a 200 para válvulas de platos de poca elevación.

**Ecuación 12. Factor de resistencia de la válvula.**

$$R_p = \frac{P_{LV}}{P_{LO}}$$

Donde:

$R_p$  = Factor de resistencia de la válvula

$P_{LV}$  = Pérdida de presión a través de la válvula, psi.

$P_{LO}$  = Pérdida de presión a través del orificio, psi.

**Área equivalente de la válvula.** Es el área de orificio requerido para generar la misma pérdida de presión que en la válvula del compresor cuando fluye la misma cantidad de gas y a las mismas condiciones de presión y temperatura. Véase ecuación 13.

**Ecuación 13. Área equivalente de la válvula.**

$$VEA = \frac{A_{PKT}}{\sqrt{R_p}}$$

Donde:

$VEA$ = Área equivalente de la válvula

$A_{PKT}$ = Área del bolsillo de la válvula

$R_p$ = Factor de resistencia de la válvula.

**Velocidad de válvula.** Es la velocidad a la que el gas fluye a través de la válvula y es calculada con el área del pistón, la velocidad del pistón y el área de elevación de la válvula de succión. Véase ecuación 14. Como todo el gas desplazado en el cilindro compresor debe pasar a través de las válvulas de succión y descarga es importante

que el gas pase a través de las válvulas a una razonable baja velocidad para disminuir las pérdidas.

**Ecuación 14. Velocidad de la válvula.**

$$V_V = \frac{A_P \times L \times N}{A_{VALV-PKT}} = \frac{D_P^2 \times L \times N}{D_{VALV-PKT}^2}$$

Donde:

- V<sub>V</sub> = Velocidad del gas a través de la válvula
- A<sub>P</sub> = Área del pistón
- L = Carrera del pistón
- N = Velocidad en revoluciones por minuto
- A<sub>VALV PKT</sub> = Área del bolsillo de la válvula
- D<sub>P</sub> = Diámetro del pistón
- D<sub>VALV PKT</sub> = Diámetro del bolsillo de la válvula

Algunas velocidades de válvula de referencia para diferentes aplicaciones se citan en la [Tabla 19](#).

**Tabla 19. Velocidades de válvula para diferentes aplicaciones.**

APLICACIÓN	VELOCIDAD DE VALVULA
Velocidad Lenta	1500-4000 ft/min
Procesos Químicos	3000-6000 ft/min
Sistemas de alta velocidad	5000-11000 ft/min
Sistemas de compresión de aire	8000-13000 ft/min

Fuente: “Intermediate Compressor Analysis. Dynalco Controls.”. Página 4-4.

**Pérdidas de presión en la válvula.** En cualquier compresor, la energía es consumida por el gas comprimido, las pérdidas mecánicas y por las pérdidas en las válvulas. Los rangos de pérdidas en válvulas son de 2 a 12 %, sin embargo, pérdidas en válvulas de 20 a 30 % tienen que ser analizadas cuidadosamente. Las pérdidas en válvulas son el resultado directo de pérdidas de presión que ocurren cuando el gas fluye a través de las válvulas y suelen ser muy costosas. Los parámetros primarios que determinan las pérdidas a través de válvulas son la presión diferencial a través de la válvula, el área efectiva de la válvula, la velocidad de válvula.

**5.1.5.5. Condiciones que afectan el desempeño de válvulas**

Las condiciones más comunes que afectan el desempeño de las válvulas de un compresor son:

- Vibración u oscilación de la válvula cuando esta abierta (**valve flutter**).

- Impacto de la válvula (**valve slamming**), especialmente en el cierre.
- Incorrecta elevación de la válvula.
- Resortes demasiado duros o fuertes.
- Inapropiada o insuficiente lubricación.
- Válvulas pegadas (**valve stickage**).
- Condensación o acumulación de líquido.
- Gas sucio.
- Tipo de material de la válvula.
- Gases altamente corrosivos.
- Gravedad específica, basada en la composición del gas.
- Pulsación.

#### 5.1.5.6.Requerimiento de Válvulas.

El diseño de una válvula es complejo. Se requiere tener en cuenta la velocidad del conductor, la presión de proceso, la relación de compresión, la densidad del gas, la capacidad esperada, las condiciones de operación y el tamaño del compresor. Una válvula entre sus características debe tener:

**Buena aerodinámica de flujo.** La buena aerodinámica reduce la resistencia, y así reduce la pérdida de presión a través de la válvula, reduce las pérdidas de potencia y puede incrementar la capacidad del cilindro.

**Mínima turbulencia del gas.** La turbulencia del gas incrementa la resistencia, por consiguiente, a menos turbulencia mejor desempeño de la válvula. Existen algunos diseños de válvulas que minimizan la turbulencia, por ejemplo aquellos con anillos piramidales o con forma de luna o los de pistones con forma de bala.

**Velocidad del gas uniforme a través de la válvula.** La resistencia es proporcional al cuadrado de la velocidad, así cualquier incremento en la velocidad produce un incremento al cuadrado en la resistencia. Las válvulas están diseñadas con salidas más grandes que las entradas para ayudar a desarrollar una velocidad del gas uniforme.

**Optimo espacio de juego.** Las válvulas necesitan cierta cantidad de juego para poder realizar su función, sin embargo este juego suma al volumen muerto en el cilindro, y así reducen la capacidad del compresor.

**Confiabilidad.** La confiabilidad de una válvula es importante porque una válvula rota o fugando desecha gas y la reparación genera una parada en la máquina, lo cual es costoso en términos de pérdidas de producción, más las partes y la mano de obra. La confiabilidad de una válvula es también difícil de lograr porque las válvulas tienen un régimen de servicio muy fuerte. Normalmente una válvula abre y cierra unas 150 a

1000 veces por minuto. Usando un estimado de 300 aperturas y cierres por minuto equivalen a 432.000 veces en un día y más de 150 millones de veces en un año.

**Eficiencia.** Una válvula con una excelente eficiencia incrementa la capacidad del compresor, sin embargo, este incremento en la capacidad del compresor no compensa el incremento en los tiempos de parada de la máquina cuando tienen que ser reemplazadas más a menudo.

Incrementar la distancia de elevación de la válvula incrementa su eficiencia, porque hay menos resistencia al paso del gas, sin embargo este incremento en la elevación causa también impactos mecánicos más grandes, y así, más esfuerzos y menos confiabilidad.

Por otro lado, resortes fuertes amortiguan el movimiento de los elementos de las válvulas lo cual minimiza su golpeteo e incrementa la confiabilidad. Sin embargo, los resortes fuertes abren sólo cuando la presión diferencial a través de la válvula es grande, incrementando las pérdidas y exigiendo más potencia al motor.

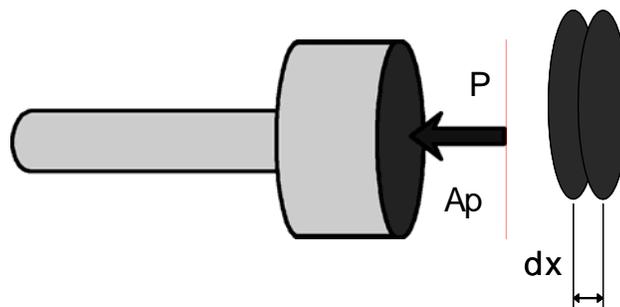
#### 5.1.6. Teoría preliminar para el análisis desempeño de compresores reciprocantes.

El desempeño de compresores, es una de las formas de monitorear como el comportamiento de una unidad compresora ante una configuración de condiciones específicas. Es importante analizar el desempeño para detectar rendimientos pobres e identificar las áreas en las que se podría mejorar la eficiencia promedio. Los conceptos claves para el análisis del desempeño de compresores reciprocantes son:

##### 5.1.6.1. Trabajo W.

El trabajo es la transferencia de energía asociada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia. Puede ser expresado en N-m o lb-pulg, Véase [Figura 115](#).

**Figura 115. Cálculo del trabajo en el pistón.**



Entonces para el cálculo del trabajo hecho sobre el gas se utilizan las [ecuaciones 15 y 16](#)

**Ecuación 15. Fuerza.**

$$F = P \times A_p$$

**Ecuación 16. Trabajo.**

$$W = F \times dx$$

**5.1.6.2.Potencia.**

La potencia es el trabajo realizado por unidad de tiempo. Puede ser expresada en KJ/s o Kw o en caballos de fuerza Hp.

**5.1.6.3.Potencia al freno.**

Es la potencia requerida para conducir el compresor y debe incluir las pérdidas mecánicas del compresor y las pérdidas por compresión. Véase [ecuación 17](#).

**Ecuación 17. Potencia al freno.**

$$BHP = \frac{ICHP}{\eta_m}$$

Donde

ICHP= Potencia indicada del compresor

BHP= Potencia al freno del compresor

$\eta_m$ = Eficiencia mecánica del compresor %

**5.1.6.4.Potencia indicada del compresor.**

La potencia indicada del compresor (ICHP), es la potencia de los cilindros del compresor determinada a través del diagrama presión contra volumen PV. En el diagrama la presión es integrada respecto al volumen para obtener el ciclo de trabajo W en lb-pulg o N-m. La potencia indicada de un cilindro puede ser calculada según la [ecuación 18](#)

**Ecuación 18. Potencia Indicada del compresor.**

$$ICHP = \frac{W \times N}{396000}$$

Donde

W= Trabajo del ciclo lb-pulg

N= Velocidad del cigüeñal rpm

396000= constante de conversión de lb-pulg/min a HP

#### 5.1.6.5.Determinación de potencia a través de la carta PV.

La ecuación para determinar la potencia es,

#### Ecuación 19. Potencia calculada mediante la carta PV.

$$HP = \frac{MEP \times V \times N}{396000}$$

Donde

MEP= Presión media efectiva en psi

V= Volumen barrido en pulg<sup>3</sup>

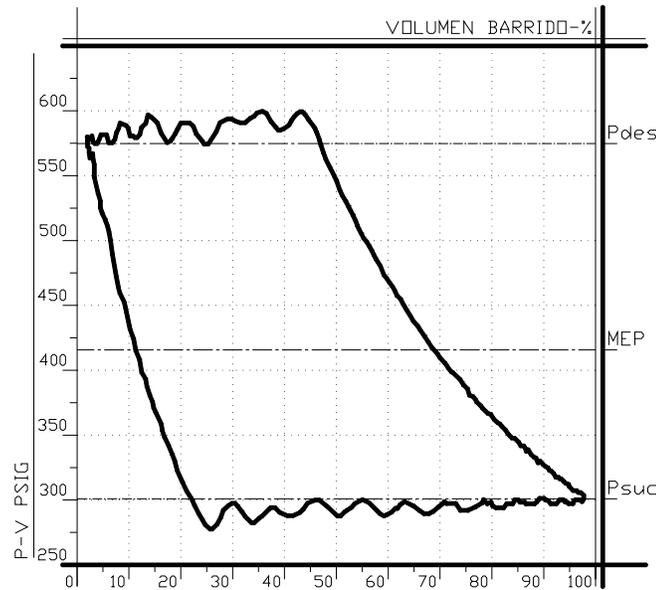
N= Velocidad en rpm

396000= Constante para convertir a HP

#### 5.1.6.6.Presión media efectiva

El término clave para la determinación de la potencia en la ecuación anterior es la presión media efectiva MEP (**medium effective pressure**). Por definición, es la presión que si actuara en el pistón durante toda durante toda la carrera de potencia produciría una cantidad de trabajo igual al trabajo hecho en o sobre el pistón. Véase **Figura 116**.

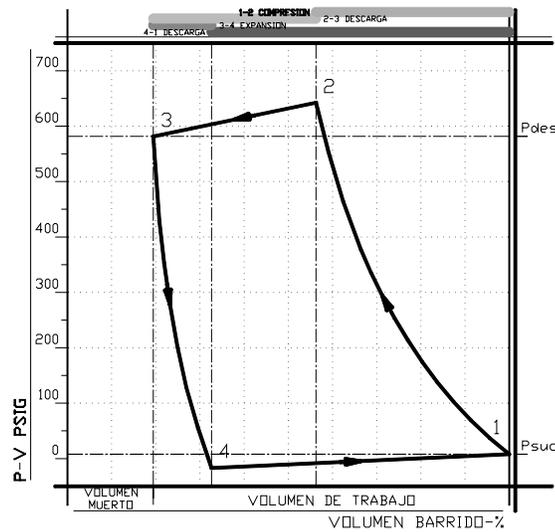
**Figura 116. Presión media efectiva en un diagrama PV de un compresor.**



#### **5.1.6.7. Trabajo positivo y negativo en una carta PV.**

En la **Figura 117** en las trayectorias desde los puntos 3 al 4 y 4 al 1 el gas está empujando el pistón dentro del cilindro. Esto es trabajo hecho sobre el pistón por el gas, es decir trabajo positivo porque el pistón se mueva en la misma dirección de la fuerza generada por el gas. En la trayectorias entre los puntos 1 al 2 y 2 al 3, el pistón esta comprimiendo el gas. Esto es trabajo hecho por el pistón sobre el gas es decir trabajo negativo porque el pistón se mueva en dirección contraria a la fuerza generada por el gas. La diferencia entre el trabajo hecho por el pistón y el trabajo hecho sobre el pistón es el trabajo total del ciclo.

**Figura 117. Trabajo positivo y trabajo negativo en un diagrama PV.**



#### 5.1.6.8. Potencia teórica del compresor.

Para determinar la potencia teórica, es necesario determinar primero el trabajo representado por el ciclo, multiplicarlo por la tasa del trabajo (rpm) para luego convertirlo a HP. Ahora, en la ecuación anterior se discutió la manera de calcular la potencia a través de la presión media efectiva.

$$HP = \frac{MEP \times V \times N}{396000}$$

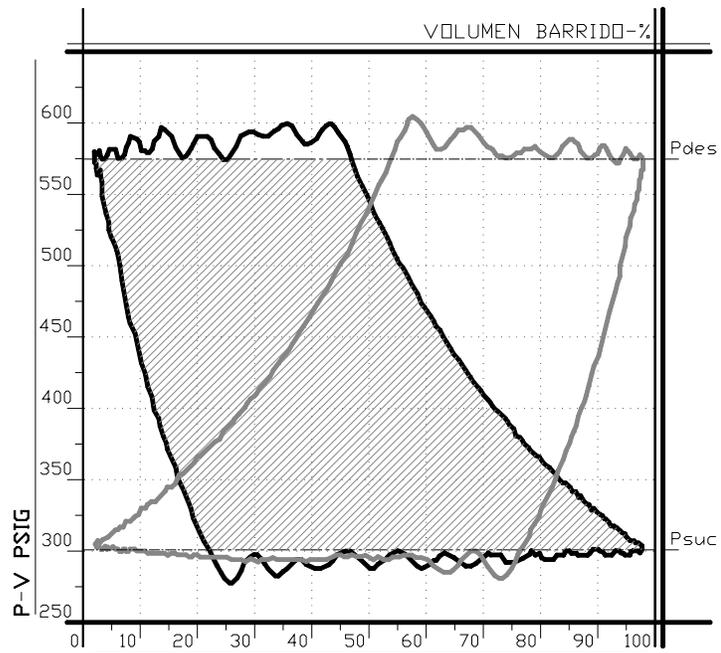
Entonces aplicando la primera ley de la termodinámica tenemos

#### Ecuación 20. Ecuación de trabajo.

$$W = \int Pdv \quad \text{ó} \quad W = \int Vdp$$

Expresiones que significan lo mismo. El trabajo en el ciclo es representado por el área dentro de la curva en un diagrama PV Véase Figura 118. El volumen barrido es una constante y puede ser sacado fuera de la integral.

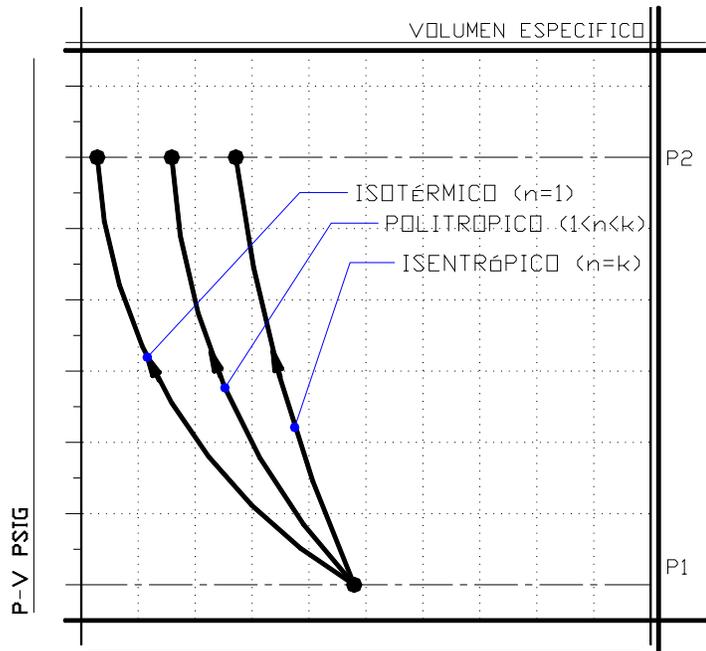
**Figura 118.** El área sombreada representa el trabajo útil hecho sobre el gas en el lado cabeza HE.



La solución de la integral de la ecuación 20 depende del tipo de proceso de compresión que se considere, por ejemplo, proceso isotérmico, politrópico o isentrópico. El proceso que sea llevado a cabo en el compresor depende de la cantidad de enfriamiento del gas (Véase Figura 119) así:

- Proceso isentrópico implica no enfriamiento del gas.
- Proceso politrópico implica un poco de enfriamiento del gas.
- Proceso isotérmico incluye bastante enfriamiento del gas.

**Figura 119. Diagrama Pv de procesos de compresión isentrópica, politrópica e isotérmica entre los mismos límites de presión.**



La cantidad de enfriamiento del gas durante la compresión es un parámetro muy importante en la definición de la cantidad de trabajo requerido para la compresión; esto se debe a que la temperatura baja reduce el volumen específico del gas lo cual afecta directamente la ecuación 20. Otras maneras de reducir la cantidad de trabajo para la compresión es aproximar el proceso tanto como sea posible a un proceso reversible para minimizar al máximo irreversibilidades tales como la fricción, la turbulencia y la compresión en no cuasiequilibrio.

En términos prácticos, el proceso clave en la compresión es el politrópico regido por la ecuación politrópica. Véase ecuación 21.

**Ecuación 21. Expresión para procesos politrópicos de compresión.**

$$PV^n = C$$

Donde C = constante, así que:

$$P_s V_{pmi}^n = C_{comp} = P_i V_i^n \text{ donde } i \text{ es cualquier punto en el proceso de compresión.}$$

Similarmente,

$$P_d V_{pms}^n = C_{exp} = P_i V_i^n \text{ donde } i \text{ es cualquier punto en el proceso de expansión.}$$

Aplicando álgebra,

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n, \dots \text{ entonces } V_2 = \left[ \frac{P_1 V_1^n}{P_2} \right]^{\frac{1}{n}} = C^{\frac{1}{n}} \left( \frac{1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} = C^{\frac{1}{n}} P_2^{-\frac{1}{n}}$$

$$W = \int V dp = \int_{P_s}^{P_d} C_{comp}^{\frac{1}{n}} P^{-\frac{1}{n}} dP - \int_{P_s}^{P_d} C_{exp}^{\frac{1}{n}} P^{-\frac{1}{n}} dP$$

$$W = C_{comp}^{\frac{1}{n}} \frac{n}{n-1} \left( P_d^{\frac{n-1}{n}} - P_s^{\frac{n-1}{n}} \right) - C_{exp}^{\frac{1}{n}} \frac{n}{n-1} \left( P_d^{\frac{n-1}{n}} - P_s^{\frac{n-1}{n}} \right)$$

$$W = \left( C_{comp}^{\frac{1}{n}} - C_{exp}^{\frac{1}{n}} \right) \frac{n}{n-1} \left( P_d^{\frac{n-1}{n}} - P_s^{\frac{n-1}{n}} \right)$$

$$W = \frac{n}{n-1} \left( (R P_s)^{\frac{n-1}{n}} - P_s^{\frac{n-1}{n}} \right) \left( P_s^{\frac{1}{n}} V_{pmi} - (R P_s)^{\frac{1}{n}} V_{pms} \right)$$

$$W = \frac{n}{n-1} P_s^{\frac{n-1}{n}} \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) P_s^{\frac{1}{n}} \left( V_{pmi} - R^{\frac{1}{n}} V_{pms} \right)$$

$$W = \frac{n}{n-1} P_s \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \left( V_{pmi} - R^{\frac{1}{n}} V_{pms} \right)$$

$$W = \frac{n}{n-1} P_s \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \left( LA + c_L LA - R^{\frac{1}{n}} c_L LA \right)$$

$$W = \frac{n}{n-1} P_s \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) LA \left( 1 + c_L - R^{\frac{1}{n}} c_L \right)$$

$$W = \frac{n}{n-1} P_s LA \left( R^{\frac{n-1}{n}} + R^{\frac{n-1}{n}} c_L - R^{\frac{n-1}{n}} R^{\frac{1}{n}} c_L - 1 - c_L + R^{\frac{1}{n}} c_L \right)$$

**Ecuación 22. Expresión teórica del trabajo de compresión.**

$$W = \frac{n}{n-1} P_s L A \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 + c_L \left( R^{\frac{n-1}{n}} + R^{\frac{1}{n}} - R - 1 \right) \right)$$

$$W = MEP \times L \times A$$

Notar que el volumen barrido (L y A) no sufre variación a través del proceso; despejando la presión media efectiva de la **ecuación 22**

**Ecuación 23. Expresión teórica de la presión media efectiva.**

$$MEP = \frac{n}{n-1} P_s \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 + c_L \left( R^{\frac{n-1}{n}} + R^{\frac{1}{n}} - R - 1 \right) \right)$$

Para obtener la potencia indicada de la **ecuación 18**, entonces

**Ecuación 24. Expresión teórica de la Potencia Indicada de compresión.**

$$ICHP = \frac{n}{n-1} \left( \frac{P_s L A N}{396.000} \right) \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 + c_L \left( R^{\frac{n-1}{n}} + R^{\frac{1}{n}} - R - 1 \right) \right)$$

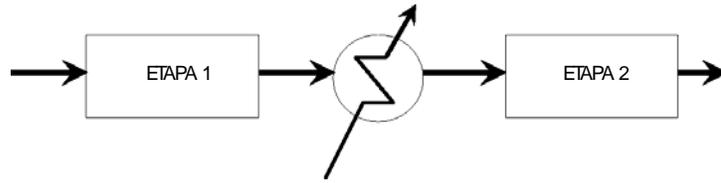
Para determinar la potencia al freno será necesario aplicar la eficiencia mecánica de la unidad, así:

**Ecuación 25. Expresión teórica de la potencia al freno de un compresor.**

$$BHP = \frac{n}{n-1} \left( \frac{P_s L A N}{396.000} \right) \left( R^{\frac{n-1}{n}} - 1 + c_L \left( R^{\frac{n-1}{n}} + R^{\frac{1}{n}} - R - 1 \right) \right) \left( \frac{1}{\eta_m} \right)$$

**5.1.6.9. Compresión de etapas múltiples con interenfriamiento.**

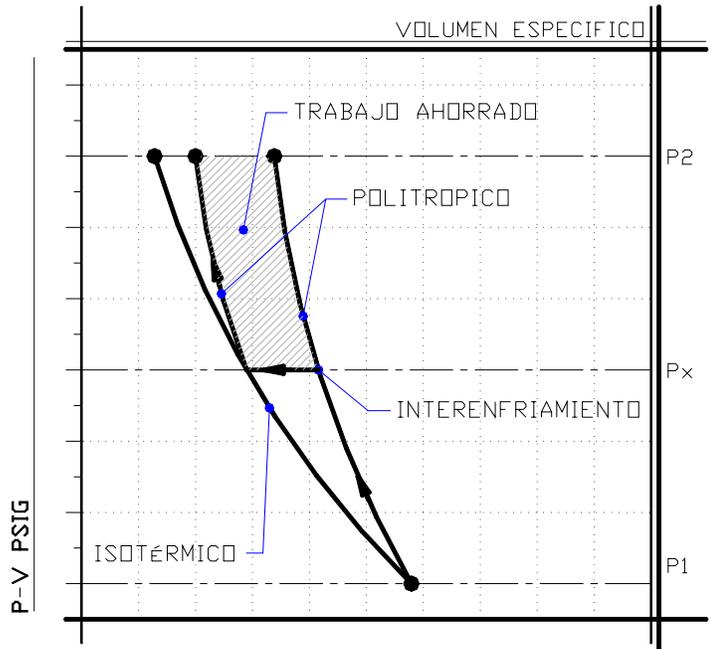
**Figura 120. Esquema de un compresor de dos etapas con interenfriamiento.**



Como se señaló en la sección anterior, enfriar un gas cuando se comprime es deseable puesto que reduce la entrada de trabajo requerida en el compresor. Sin embargo, con frecuencia no es posible tener un enfriamiento efectivo mediante la carcasa del compresor y es necesario emplear otras técnicas para lograrlo. Una de esas técnicas es la compresión de etapas múltiples con interenfriamiento, donde el gas se comprime en etapas y se enfría entre cada una de ellas al pasar por un intercambiador de calor llamado enfriador. En teoría el proceso de enfriamiento es isobárico.

La compresión de etapas múltiples con interenfriamiento es muy aplicable cuando un gas se va a comprimir a presiones bastante elevadas. El efecto del interenfriamiento para un compresor de dos etapas se ilustra en la **Figura 120**. El gas se comprime en la primera etapa de  $P_1$  hasta una presión intermedia  $P_x$ , se enfría a presión constante hasta la temperatura inicial  $T_1$  y se comprime en la segunda etapa hasta la presión final  $P_2$ .

**Figura 121. Diagrama PV de un compresor de etapas múltiples con interenfriamiento.**



El proceso de compresión, en general, puede modelarse como politrópico. El área sombreada en la **Figura 121** representa el trabajo ahorrado como consecuencia de la compresión de dos etapas con interenfriamiento. Como comparación también se muestran las trayectorias para los procesos isotérmicos y politrópico de una sola etapa. El tamaño del área sombreada (trabajo ahorrado) varía con el valor de presión intermedia  $P_x$ . La  $P_x$  para la cual se minimizará el trabajo es aquella en la que la razón de presiones a través de cada etapa es la misma.

**Ecuación 26. Presión de minimización de trabajo en compresores multietápico con interenfriamiento.**

$$\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}$$

#### **5.1.6.10. Eficiencia mecánica**

La eficiencia mecánica no es más que la relación entre el trabajo hecho por el componente conducido (potencia indicada) dividida por el trabajo hecho por el componente conductor (potencia al freno). Aunque no es exacto, el estándar industrial para compresores recíprocos integrales es de 90%. Esto significa que por cada 1000 Hp disponible en el cigüeñal, se conseguirán 900 Hp en el compresor.

#### **5.1.6.11. Eficiencia volumétrica**

La eficiencia volumétrica es una medida de la capacidad absoluta del cilindro a unas condiciones dadas. Existe la eficiencia volumétrica de succión ( $\eta_{vs}$ ) y la eficiencia volumétrica de descarga ( $\eta_{vd}$ ) y están referenciadas al volumen del evento de succión y al de descarga respectivamente.

La eficiencia volumétrica puede ser calculada (teórica) o medida. La eficiencia teórica es derivada de las propiedades del gas y de los parámetros físicos del cilindro. Es útil para predecir el flujo del cilindro compresor en la succión o en la descarga para unas condiciones dadas y siempre es menor de 100%. Puede ser calculada utilizando las ecuaciones 17 y 18.

**Ecuación 27. Eficiencia volumétrica teórica de succión.**

$$\eta_{vs} = 100 - CL\% \left( R^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$$

**Ecuación 28. Eficiencia volumétrica teórica de descarga.**

$$\eta_{vd} = CL\% \left( \left( \frac{1}{R} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) + 100 \left( \frac{1}{R} \right)^{\frac{1}{n}}$$

Donde,

$\eta_{vs}$  = Eficiencia volumétrica de succión.

$\eta_{vd}$  = Eficiencia volumétrica de descarga

$P_d$  = Presión de descarga (psia)

$P_s$  = Presión de succión (psia)

$R$  = Relación de compresión entre las presiones absolutas ( $P_d/P_s$ )

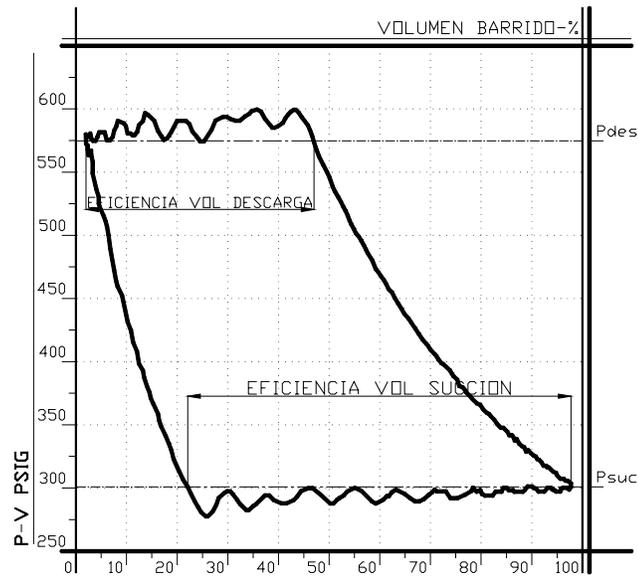
$CL\%$  = Volumen de juego de fabrica en porcentaje, basado en el desplazamiento del pistón

$n$  = Exponente isentrópico efectivo del cilindro.

**5.1.6.12. Eficiencia volumétrica obtenida mediante la carta PV.**

Las eficiencias volumétricas están definidas por los eventos de apertura de las válvulas. Teniendo en mente que los eventos de llenado y expulsión del gas dentro del cilindro sólo puede ocurrir cuando las válvulas abren, la eficiencia volumétrica de succión se define como la razón de volumen de gas enviado dentro del cilindro (a la presión y temperatura de succión) respecto al desplazamiento (volumen) total del cilindro y de manera similar, la eficiencia volumétrica de descarga se define como la razón de volumen de gas expulsado del cilindro (a la presión y temperatura de descarga) respecto al desplazamiento total del cilindro.

**Figura 122. Eficiencias volumétricas de succión y descarga según carta PV.**



Según la Figura 122, la eficiencia volumétrica de succión está determinada por la línea recta dibujada desde el punto de la presión de succión hasta el punto donde la línea recta intercepta la curva de expansión. La longitud de esta línea representa la cantidad de movimiento del pistón cuando está recibiendo el gas dentro del cilindro. Esta es expresada en % de la carrera total.

De manera similar, la eficiencia volumétrica de descarga está determinada por una línea dibujada desde el punto de la presión de descarga hasta el punto donde esta línea recta intercepta la curva de compresión. La longitud de esta línea representa la cantidad de movimiento del pistón cuando el gas es enviado fuera del cilindro. Esta es expresada en % de la carrera total. Por ejemplo, en la Figura 122 eficiencia volumétrica de succión es igual a 86 % y eficiencia volumétrica de descarga es igual a 46%.

La eficiencia volumétrica es un término de medida crítico para determinar la capacidad y el volumen de juego del cilindro. Los otros términos en las ecuaciones de capacidad y volumen de juego del cilindro son fácilmente medibles o pueden ser encontrados en un manual.

#### **5.1.6.13. Volumen de juego.**

El volumen de juego se refiere al volumen atrapado en el cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior. El volumen de juego incluye el volumen muerto del cilindro y cualquier volumen adicional (por ejemplo, el de los bolsillos o descargadores de las válvulas) que esté en uso. El volumen de juego es típicamente

expresado como un porcentaje del volumen barrido por el cilindro y puede variar entre los dos extremos de un cilindro de doble acción.

**Ecuación 29. Volumen de juego.**

$$CL\% = \frac{\text{volumen} \cdot \text{muerto} + \text{volumen} \cdot \text{variable}}{\text{volumen} \cdot \text{barrido}}$$

Donde

$$\text{volumen} \cdot \text{barrido} = A \times L$$

$$A_p = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Donde

$A_p$  = área del pistón

$L$  = carrera del pistón

El volumen normal de juego de las válvulas varía de 10% a 15% en la mayoría de los cilindros estándar. El volumen de juego de las válvulas pueden ser alterados abriendo o cerrando los descargadores de las válvulas o mediante los descargadores de los bolsillos variables en el lado cabezas de los cilindros.

Teóricamente el volumen de juego es determinado reordenando las ecuaciones teóricas de eficiencia volumétrica y resolviendo para el término del volumen de juego  $CL\%$ . Aplicando cualquiera de las ecuaciones las respuestas deben ser iguales. Véase ecuaciones 30 y 31.

**Ecuación 30. Volumen de juego desde la eficiencia volumétrica de succión.**

$$CL\% = \frac{100 - \eta_{vs}}{\left(\frac{1}{R^n} - 1\right)}$$

**Ecuación 31. Volumen de juego desde la eficiencia volumétrica de descarga.**

$$CL\% = \frac{\eta_{vd} - 100 \left(\frac{1}{R}\right)^{\frac{1}{n}}}{\left(\left(\frac{1}{R}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right)}$$

#### **5.1.6.14. Factor de compresibilidad.**

El factor de compresibilidad Z de un gas, es un factor de corrección debido a la desviación del comportamiento que sufren los gases del modelo de gas ideal especialmente en los estados cercanos a la saturación y al punto crítico. El factor de compresibilidad varía con la presión y la temperatura del gas.

#### **5.1.6.15. Capacidad.**

La capacidad es la cantidad de un gas que es movido durante un evento de succión o descarga. La capacidad es calculada utilizando las ecuaciones de eficiencias volumétricas. Si se toma la eficiencia volumétrica y se multiplica por el volumen barrido por el cilindro, se obtendrán los pies cúbicos actuales de gas movidos por el cilindro en una carrera en la condición particular evaluada (succión o descarga). Ahora, multiplicando por el número de carreras por minutos, es decir, por la velocidad de la unidad (rpm) se obtendrán los pies cúbicos actuales por minuto (ACFM), para las condiciones de interés. Notar que el único momento en que el cilindro mueve gas, es durante los eventos de succión y descarga, por eso son los dos únicos eventos de interés para el cálculo de la capacidad. Véase **ecuaciones 32 y 33**.

**Ecuación 32. Capacidad para el evento de succión.**

$$Q_s = \frac{C_Q^* \times V \times N \times \eta_{vs} \times P_s \times Z_{STD}}{T_s \times Z_s}$$

**Ecuación 33. Capacidad para el evento de descarga.**

$$Q_d = \frac{C_Q^* \times V \times N \times \eta_{vd} \times P_d \times Z_{STD}}{T_d \times Z_d}$$

Usar  $C_{QM}$  para capacidad en MMSCFD. Usar  $C_{QS}$  para capacidad en SCFM.

$$C_{QM} = C_{QS} \times \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} \times \frac{24 \text{ hr}}{\text{día}} \times \frac{1 \text{ SCF}}{1.000.000 \text{ MMSCFD}}$$

$$C_{QS} = \frac{\pi}{4} \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ pulg}^2} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ pulg}} \times 519.16 \text{ R} \times \frac{1 \eta_{vs \text{ frac}}}{100 \eta_{s\%}} \times \frac{1}{14.696 \text{ psia}}$$

Donde

$Q_s$ = Capacidad de succión en MMSCFD o SCFM.

$Q_d$ = Capacidad de descarga en MMSCFD o SCFM.

$V$ = Volumen barrido en el cilindro en pies cúbicos.

$N$ = Velocidad de la unidad rpm.

$\eta_{vs}$ = Eficiencia volumétrica de succión.

$\eta_{vd}$ = Eficiencia volumétrica de descarga.

$P_s$ = Presión absoluta de succión en psia.

$P_d$ = Presión absoluta de descarga en psia.

$T_s$ = Temperatura absoluta de succión en R (R+457.67)

$T_d$ = Temperatura absoluta de descarga en R (R+457.67)

$Z_s$ = Factor de compresibilidad del gas de succión

$Z_d$ = Factor de compresibilidad del gas de descarga.

$Z_{STD}$ = Compresibilidad a condiciones estándar 14.7 psia y 60 F.

$C_{QM}$ =  $0.2314 \times 10^{-6}$  para flujo en MMSCFD

$C_{QS}$ =  $1.607 \times 10^{-4}$  para flujo en SCFM

MMSCFD= Millones de pies cúbicos estándar por día. (**Million standard cubic feet per day**)

SCFM= Pies cúbicos estándar por minuto (**standar cubic feet per minute**)

Las capacidades de succión y de descarga deberían ser iguales, de lo contrario, existen fugas. Si la capacidad de descarga es mayor que la capacidad de succión, entonces hay fugas en la descarga. Si la capacidad de succión es mayor que la capacidad de descarga, entonces hay fugas en la succión.

#### 5.1.6.16. Efectos del volumen de juego en la capacidad.

Primariamente, el propósito de alterar el volumen de juego a un cilindro es reducir la capacidad a condiciones de presión fija y prevenir la sobre carga bajo condiciones de presión de operación variable reduciendo la capacidad como también cambiando la razón de compresión. El volumen de juego, puede también ser afectado por condiciones mecánicas del cilindro defectuosas. Fugas en válvulas, desgaste en la camisa del cilindro, desgaste en los anillos de compresión, fugas en la caja de empaques son algunas de las más obvias condiciones mecánicas que pueden afectar el volumen de juego. Por consiguiente, el volumen de juego es crítico para el desempeño de un cilindro y debe ser observado todo el tiempo.

#### 5.1.6.17. Balance de flujo.

El balance de flujo es la relación entre la capacidad de succión y la capacidad de descarga. El balance de flujo es un parámetro normalizado porque es relativamente independiente de las condiciones de operación.

#### Ecuación 34. Balance de flujo.

$$BF = \frac{Q_s}{Q_d}$$

Debido a que las capacidades de succión y descarga son proporcionales a las eficiencias volumétricas de succión y descarga, la expresión puede transformarse como sigue

#### Ecuación 35. Balance de flujo.

$$BF = \frac{\eta_{vs}}{\eta_{vd}}$$

Donde

BF= Balance de flujo.

$\eta_{vs}$ = Eficiencia volumétrica de succión.

$\eta_{vd}$ = Eficiencia volumétrica de descarga.

$Q_s$ = Capacidad de succión en MMSCFD o SCFM.

$Q_d$ = Capacidad de descarga en MMSCFD o SCFM.

La relación ideal del balance de flujo debería ser 1.0, sin embargo, las fugas a través de válvulas y anillos causan cambios en las eficiencias volumétricas de succión y descarga y por ello desvían el balance de flujo.

### 5.1.6.18. Exponentes de expansión y compresión politrópica.

Los exponentes politrópicos de expansión y compresión son críticos para todos los análisis. El término “n”, el cual algunas veces se refiere como el exponente de compresión isoentrópica es el exponente politrópico. Un proceso politrópico de expansión o compresión es repetible y gobernado por la ecuación 21:

$$PV^n = C$$

Esta ecuación asume que:

El gas es ideal. Un gas ideal es aquel en el que la compresibilidad es igual a 1.0. Todos los gases comienzan a comportarse como gases ideales a presiones cercanas a presiones de vacío y a altas temperaturas. En la mayoría de los procesos y aplicaciones las características del gas natural se aproximan a las características de gas ideal

El exponente politrópico, n, es constante a través de los eventos de expansión y compresión.

Los eventos de expansión y compresión son reversibles.

Como ya se mencionó, “n” es el exponente politrópico y es determinado por los datos medidos. Cuando se tiene la grafica Log P contra Log V, n es la pendiente de la línea. A continuación se muestra como determinar los exponentes politrópicos de expansión y compresión usando la presión y el volumen de dos puntos en las trayectorias de expansión y compresión del cilindro (para el caso de las ecuaciones en el PMS y en un punto i).

**Ecuación 36. Exponente politrópico de expansión.**

$$n_e = \frac{\log\left(\frac{P_{PMS}}{P_{si}}\right)}{\log\left(\frac{V_{si}}{V_{PMS}}\right)}$$

**Ecuación 37. Exponente politrópico de compresión.**

$$n_c = \frac{\log\left(\frac{P_{di}}{P_{PMI}}\right)}{\log\left(\frac{V_{PMI}}{V_{di}}\right)}$$

**5.1.6.19. Relación entre exponentes politrópicos.**

Un factor de cálculo importante para el análisis del desempeño de compresores recíprocos es la relación de exponentes politrópicos, es cual se define como la razón entre el exponente politrópico de expansión y el exponente politrópico de compresión. Teóricamente los exponentes politrópicos de expansión y compresión deben ser iguales y por lo tanto su relación debe ser igual a 1.0.

**Ecuación 38. Relación entre exponentes politrópicos.**

$$n = \frac{n_e}{n_c}$$

Donde

n= Relación entre exponentes politrópicos.

n<sub>e</sub>= Exponente politrópico de expansión.

n<sub>c</sub>= Exponente politrópico de compresión.

**5.1.6.20. Teoría de las graficas Log P contra Log V.**

Aplicando Log a ambos lados del igual de la **ecuación 21** se obtiene

$$\log(PV^n) = C$$

$$\log P + \log V^n = C$$

**Ecuación 39. LogP LogV de un proceso politrópico.**

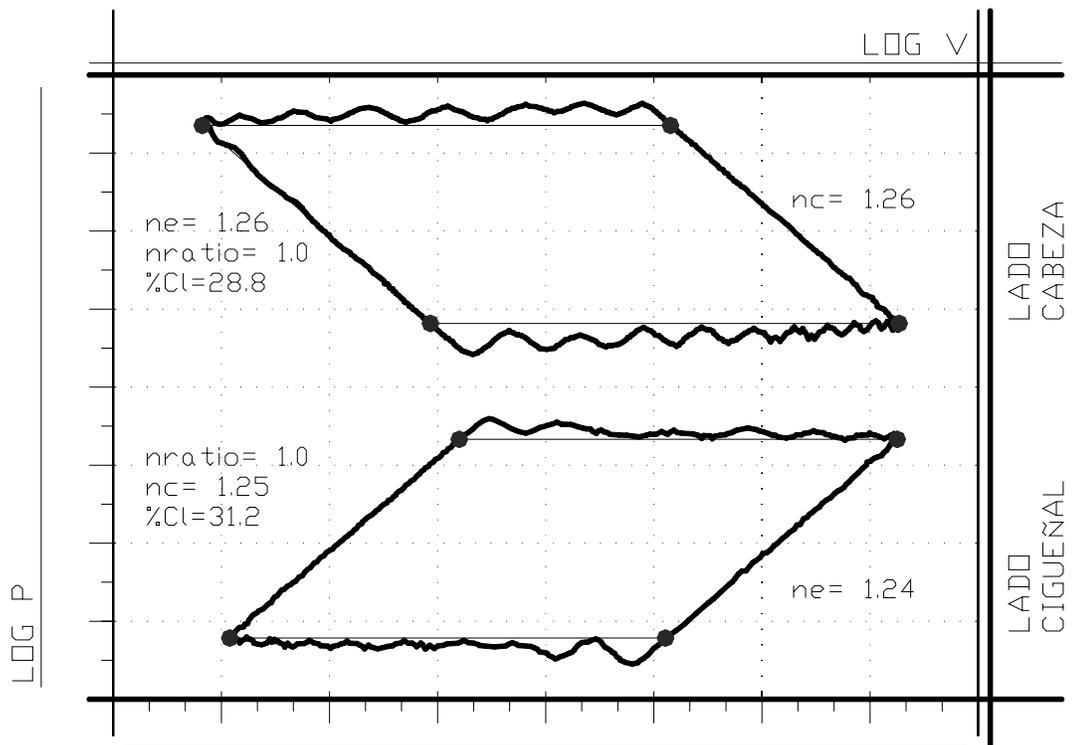
$$\log P + n \log V = C$$

La ecuación anterior tiene la forma de una línea recta. Indica que la grafica de Log de la presión contra Log del volumen tendrá líneas rectas que tienen una pendiente de  $n$ . Esta ecuación es solamente valida durante los eventos de compresión y expansión ya que los eventos de succión y descarga no son reversibles.

El exponente politrópico,  $n$ , es medido de la gráfica Log P Log V. Este tiene en cuenta las propiedades termodinámicas del gas y por consiguiente puede ser diferente en cada gráfica. El exponente politrópico no debería ser confundido con el exponente isentrópico, usualmente denotado por la letra  $k$ . El exponente isentrópico o relación de calor específico es una característica del gas y usado en la [ecuación 21](#) en vez de  $n$  involucra un gas ideal para todos los procesos adiabáticos reversibles.

Una grafica característica Log P Log V se muestra en la [Figura 123](#).

**Figura 123. Gráfica Log P Log V normal.**



En la [Figura 123](#), además de las curvas normales Log P Log V de los lados cabeza y cigüeñal de un compresor se muestra el exponente politrópico de expansión y compresión y la razón del exponente politrópico entre la succión y la compresión para cada uno de los lados del compresor. Es importante notar que las líneas de la expansión y compresión son rectas y paralelas en vez de distendidas, y que la razón de los exponentes politrópicos esta cerca de 1.

### 5.1.6.21. Temperatura de descarga adiabática.

Es la temperatura que tendría el gas a la descarga si el proceso de compresión se desarrollara adiabáticamente o sin transferencia de calor. Por ser adiabático, el proceso de expansión y compresión corresponde a un proceso isentrópico, por lo tanto el exponente de expansión es  $k$ , o el exponente isentrópico.

#### Ecuación 40. Temperatura de descarga adiabática.

$$T_{D-Adiabática} = T_s \times \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Donde

$T_{D-Adiabática}$  = Temperatura de descarga adiabática en R.

$T_s$  = Temperatura de succión

$P_d$  = Presión de descarga, psia

$P_s$  = Presión de succión, psia

$K$  = Exponente adiabático.

### 5.1.6.22. Delta de temperatura de descarga.

El delta de temperatura de descarga (DTD<sup>φ</sup>) es la diferencia de temperatura entre la temperatura de descarga actual y la teórica. La temperatura de descarga actual es medida en el cuello de descarga mientras que la temperatura de descarga teórica es calculada a partir de las propiedades del gas.

#### Ecuación 41. Delta de temperatura de descarga.

$$DTD = T_{d,actual} - T_{d,teórica}$$

Donde

DTD = delta de temperatura de descarga.

$T_{d,actual}$  = temperatura de descarga actual.

$T_{d,teórica}$  = temperatura de descarga teórica.

Un DTD alto indica que el gas de descarga está más caliente de lo esperado. Esto es causado frecuentemente por la fricción por el paso del gas a través de una restricción tal como una fuga a través de una válvula y/o anillos.

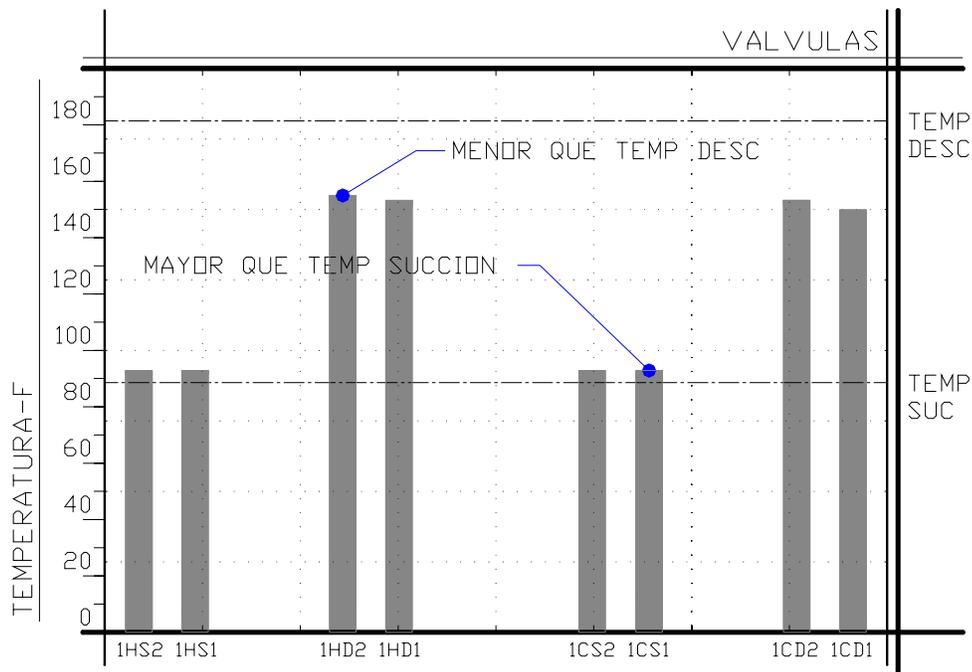
---

<sup>φ</sup> DTD: Delta temperature difference

### 5.1.6.23. Temperatura de la tapa de válvula.

La temperatura de la tapa de la válvula es la temperatura de la parte externa de la válvula que siempre esta expuesta al ambiente. Este parámetro es muy importante porque es indicativo de fallas de válvulas particularmente de fallas por fugas. Como regla general, las válvulas de succión siempre deben tener mayor temperatura respecto a la línea de succión, y las válvulas de descarga deben tener una temperatura más baja respecto a la línea de descarga (véase Figura 124). En la Figura 124 se muestra el patrón de temperaturas de cuatro válvulas de la primera etapa de un compresor recíprocante.

**Figura 124. Temperaturas normales de las tapas de válvulas en compresores recíprocantes.**



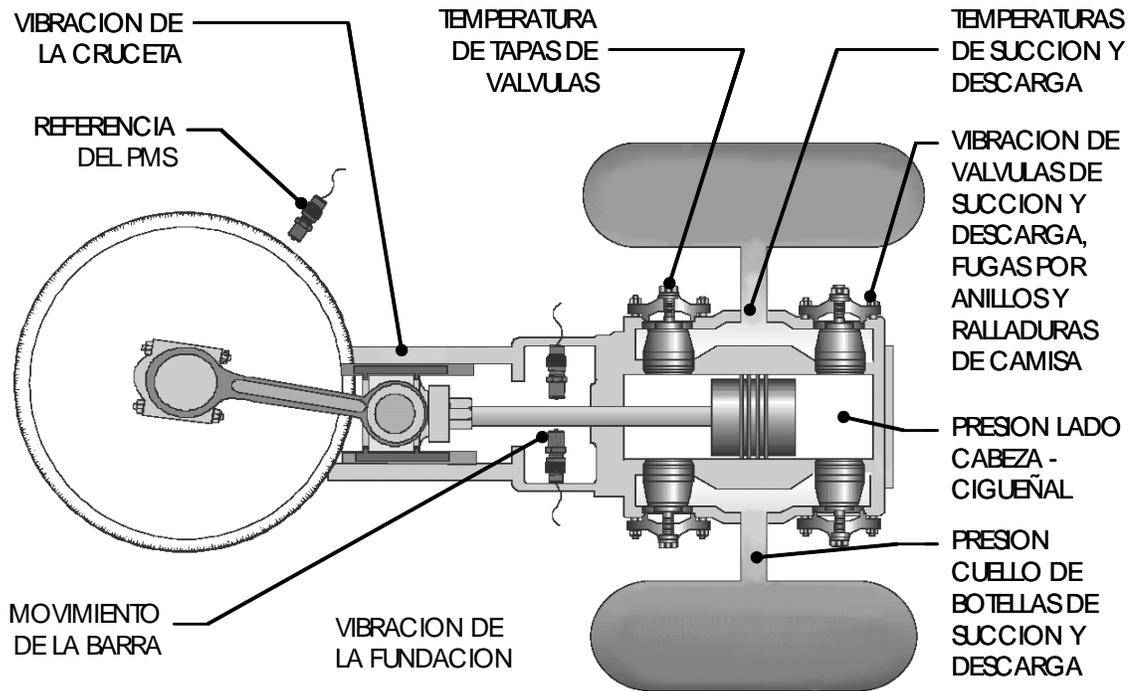
## 5.2. PATRONES DE SEÑAL NORMALES DE COMPRESORES RECÍPROCANTES DE DOBLE EFECTO

Los compresores recíprocantes al igual que los motores son máquinas complejas con múltiples mecanismos. Por ello, para su análisis se deben utilizar técnicas variadas y en diferentes puntos de la máquina, todo para garantizar que ninguna parte de ella quede sin monitoreo.

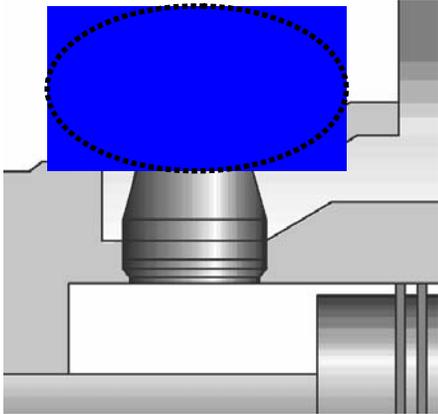
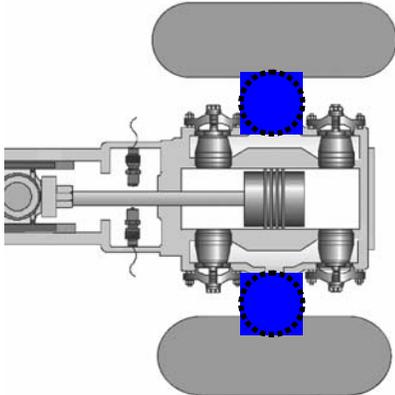
### 5.2.1. Tipos de datos para el análisis de compresores recíprocentes.

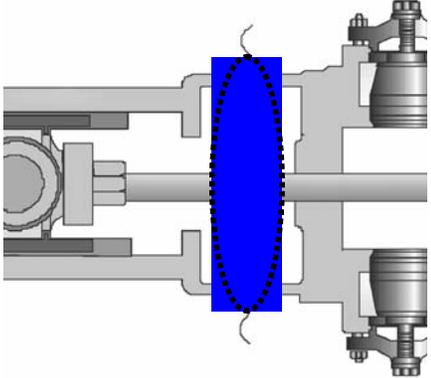
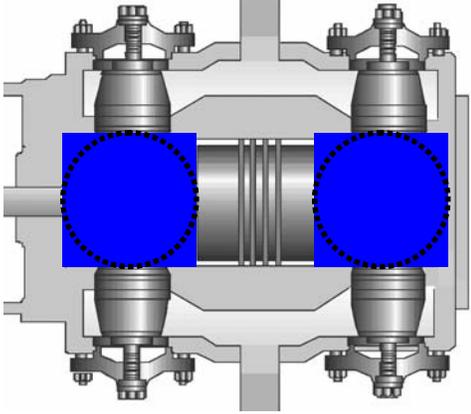
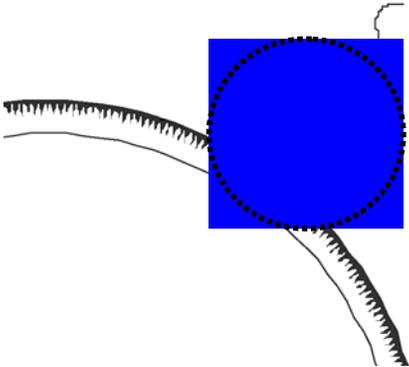
Los puntos (ubicaciones) y las técnicas más importantes para el análisis de la condición de compresores recíprocentes se muestran en la **Figura 125**. Estos puntos localizados de acuerdo a la cercanía de los componentes que se desean analizar. La descripción de cada uno de los puntos se detalla en la **Tabla 20**.

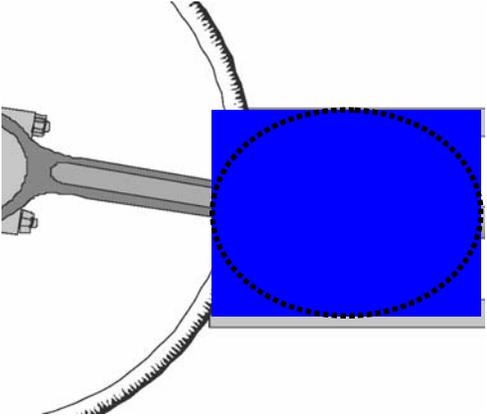
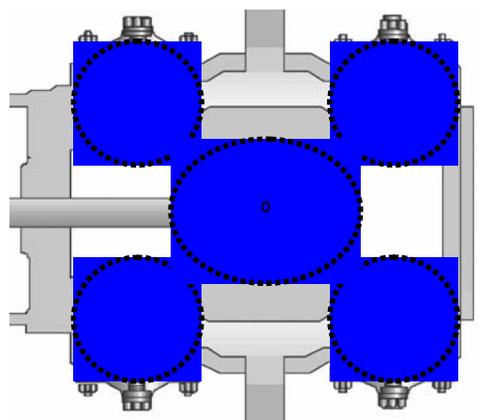
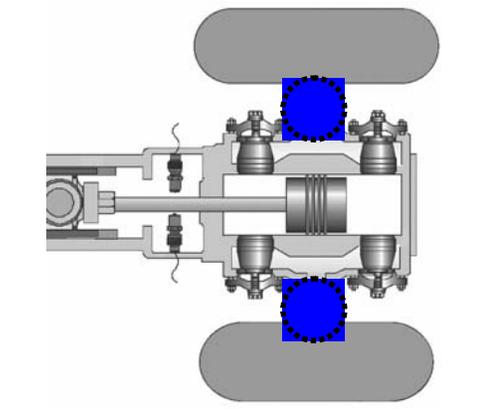
**Figura 125. Principales técnicas y ubicaciones para el análisis de compresores recíprocentes.**



**Tabla 20. Técnicas y ubicaciones para la toma de datos en compresores recíprocos.**

PUNTO	DESCRIPCION
	<p data-bbox="829 474 1276 541">TEMPERATURA DE TAPAS DE VALVULAS</p> <p data-bbox="829 594 1370 772">Medido mediante sensores de temperatura infrarroja sobre la tapa de cada una de las válvulas. También es posible tomar la temperatura mediante termocuplas o RTDs.</p>
	<p data-bbox="829 968 1295 1035">TEMPERATURA DE SUCCION Y DESCARGA</p> <p data-bbox="829 1087 1370 1266">Medido mediante sensores de temperatura infrarroja en el cuello de cada botella (succión y descarga). También es posible tomar la temperatura mediante termocuplas o RTDs.</p>

	<p><b>MOVIMIENTO DE LA BARRA</b></p>
	<p>Se toma registro del movimiento de la barra en la dirección perpendicular a su desplazamiento; para ello se utilizan sensores de proximidad y se recoge el desplazamiento en el dominio del tiempo faseado con la posición del cigüeñal. Es muy útil en el análisis la existencia de tendencia.</p>
	<p><b>PRESION DE LAS CAMARAS DE COMPRESION LADO CABEZA Y LADO CIGUEÑAL</b></p>
	<p>A través de una válvula especial (válvula kiener) es posible conectar un sensor de presión con la cámara de compresión del cilindro. Se obtiene los patrones de presión en el dominio del tiempo referenciados a la posición del cigüeñal.</p>
	<p><b>REFERENCIA DE FASE</b></p> <p>La medición de fase es posible a través de un pick up magnético, un encoder, o un sensor óptico. Además de una referencia de fase es posible determinar la velocidad del motor (RPM). Como es de esperar, el volante debe tener algún tipo de generador de pulsos (cinta reflexiva, cuña metálica o acople)</p>

	<p><b>VIBRACION EN LA CRUCETA</b></p> <p>Mediante un acelerómetro estándar se recoge la información de vibración en el dominio del tiempo faseado con la posición del cigüeñal. Esta vibración esta muy relacionada con la carga de la barra.</p>
	<p><b>VIBRACION EN VALVULAS DE SUCCION Y DESCARGA, VIBRACION DE ANILLOS, PISTON Y CAMISA</b></p> <p>Para recoger la información se utilizan dos tipos de sensores, un sensor ultrasónico y un acelerómetro estándar. La vibración se presenta como forma de onda o vibración en el dominio del tiempo referenciado a la posición del cigüeñal. Los sensores son colocados sobre las válvulas o en los pernos de las válvulas.</p>
	<p><b>PRESION DE CUELLOS DE BOTELLAS DE SUCCION Y DESCARGA</b></p> <p>A través de una válvula especial (válvula kiener<sub>R</sub>) se posible conectar un sensor de presión al cuello de las botellas de succión y descarga. Se obtienen los patrones de presión en el dominio del tiempo referenciados a la posición del cigüeñal y los patrones de presión en el dominio de la frecuencia para obtener espectros de pulsación.</p>
<p><b>VIBRACION BANCADA</b></p>	

Toma de vibración triaxial (horizontal, vertical y axial) mediante un acelerómetro en las esquinas opuestas de la bancada del motor. También se recoge vibración en el dominio de la frecuencia (espectros). Véase severidad de vibración y análisis de espectros en el capítulo 9.

### 5.2.2. Patrones normales de comportamiento en el ciclo de compresión PV HE CE

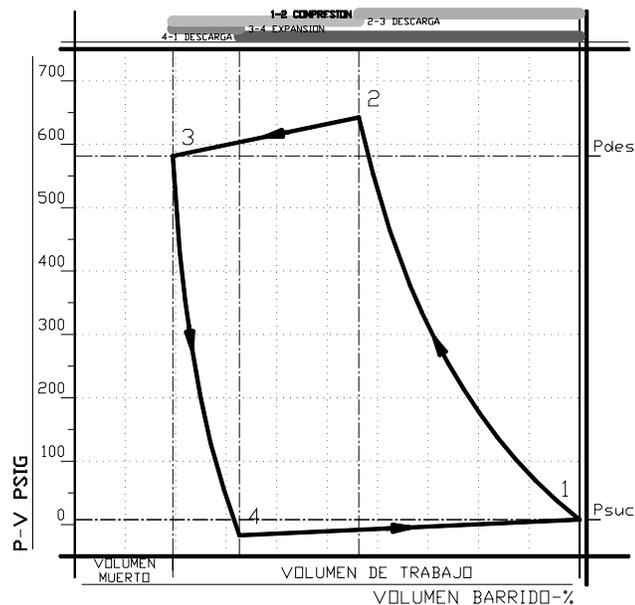
En las Figuras 126 y 127 se muestran las características de los ciclos de compresión de los lados cabeza y cigüeñal para un compresor recíprocos de doble efecto y en la Figura 128 Se muestra un patrón “normal real” de presión contra volumen de los lados cabeza y cigüeñal compresor recíprocos de doble efecto.

#### COMPRESOR RECÍPROCANTE DE DOBLE EFECTO

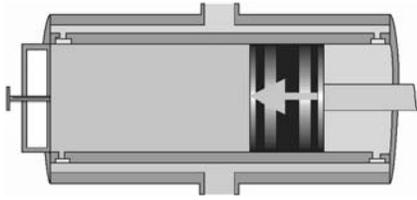
#### PRESION Vs VOLUMEN PV

#### CICLO DE COMPRESION LADO CABEZA HE

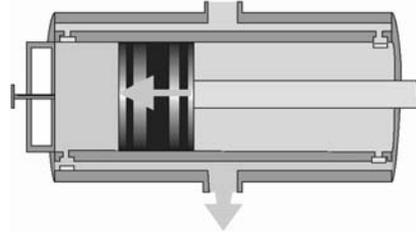
**Figura 126. PV. Ciclo de compresión HE. Compresor recíprocante.**



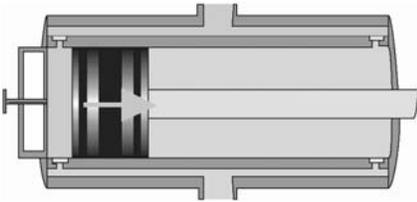
1-2 Compresión 2-3 Descarga 3-4 Expansión 4-1 Succión



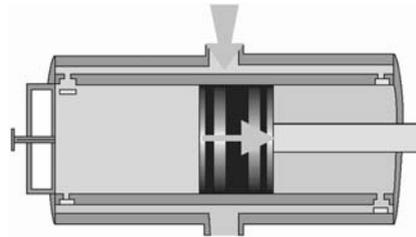
1-2 COMPRESION LADO CABEZA



2-3 DESCARGA LADO CABEZA



3-4 EXPANSION LADO CABEZA



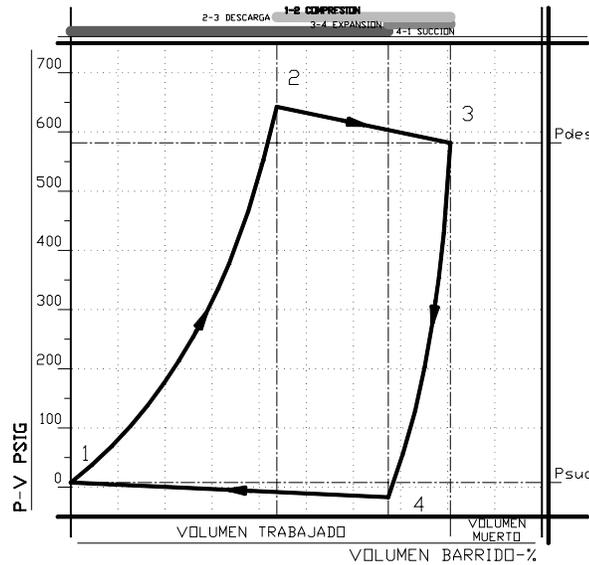
4-1 SUCCION LADO CABEZA

COMPRESOR RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO

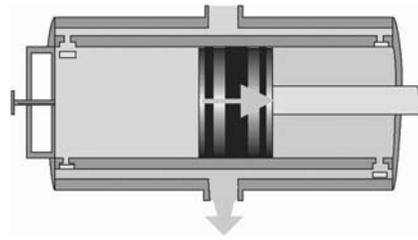
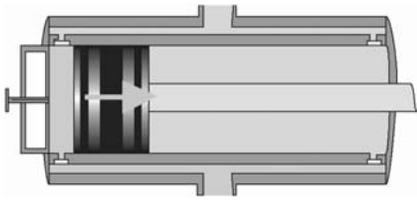
PRESION Vs VOLUMEN PV

CICLO DE COMPRESION LADO CIGUEÑAL CE

Figura 127. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor reciprocante.



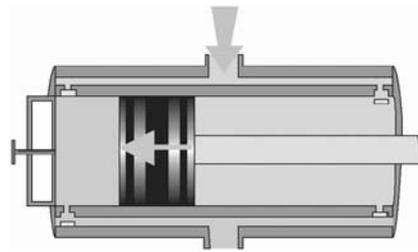
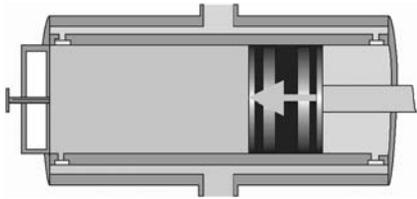
1-2 Compresión 2-3 Descarga 3-4 Expansión 4-1 Succión



---

1-2 COMPRESION LADO CIGUEÑAL    2-3 DESCARGA LADO CIGUEÑAL

---

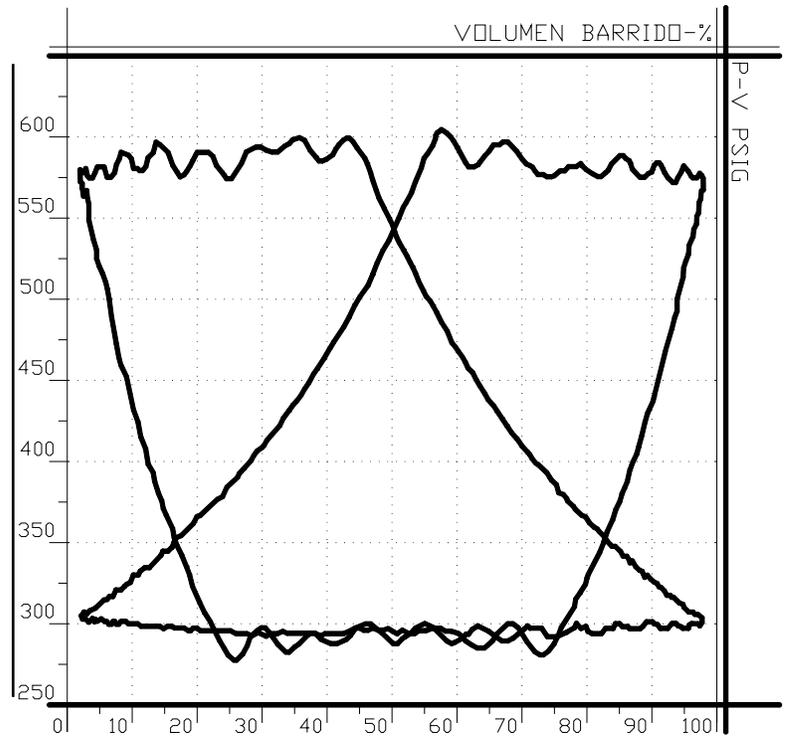


---

3-4 EXPANSION LADO CIGUEÑAL    4-1 SUCCION LADO CIGUEÑAL

---

**Figura 128. Patrón “normal real” de presión contra volumen de los lados cabeza y cigüeñal compresor reciprocantes de doble efecto.**



### 5.2.3. Patrones normales de comportamiento en la secuencia de eventos de las válvulas.

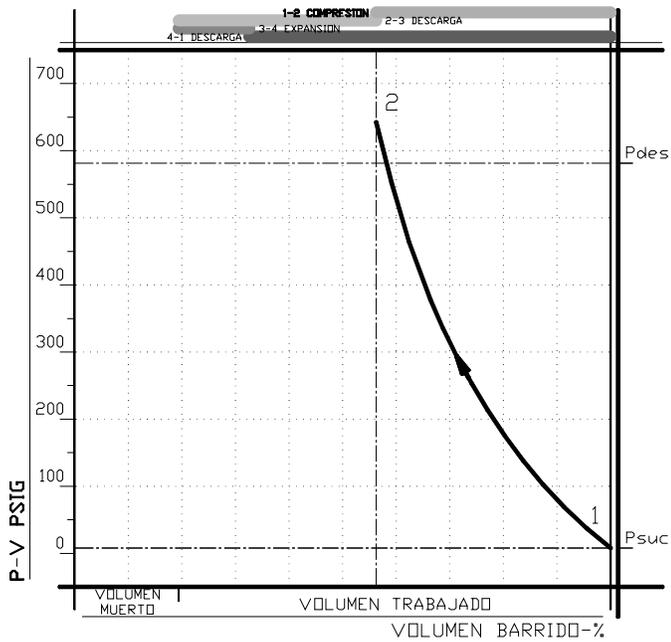
En las Figuras 129 a 132, se ilustra la secuencia de eventos normales de presión contra volumen en la operación de las válvulas de succión y descarga de un compresor recíprocante de doble efecto.

COMPRESOR RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO

PRESION Vs VOLUMEN PV

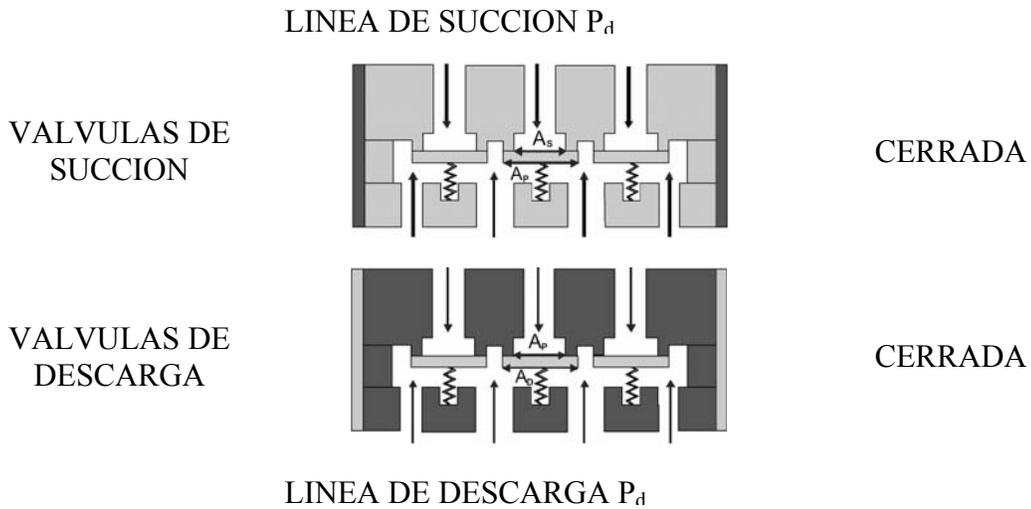
COMPRESION

**Figura 129. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor recíprocante.**



La presión del cilindro  $P_{cil}$  esta por encima de la presión de succión  $P_s$  y se incrementa hacia la presión de descarga  $P_d$ .  
 Las válvulas de descarga abrirán cuando la presión del cilindro sea más grande que la presión de descarga  $P_d$  (2).

**VALVULAS**

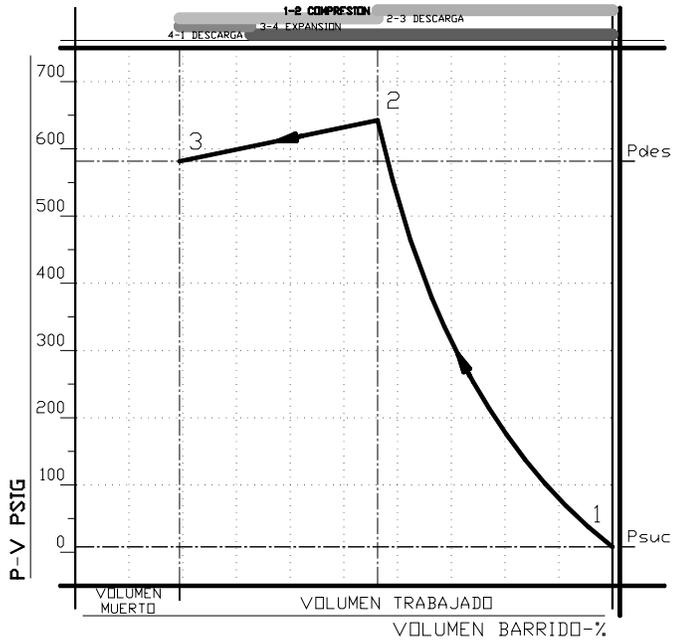


**COMPRESOR RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO**

PRESION  $V_s$  VOLUMEN PV

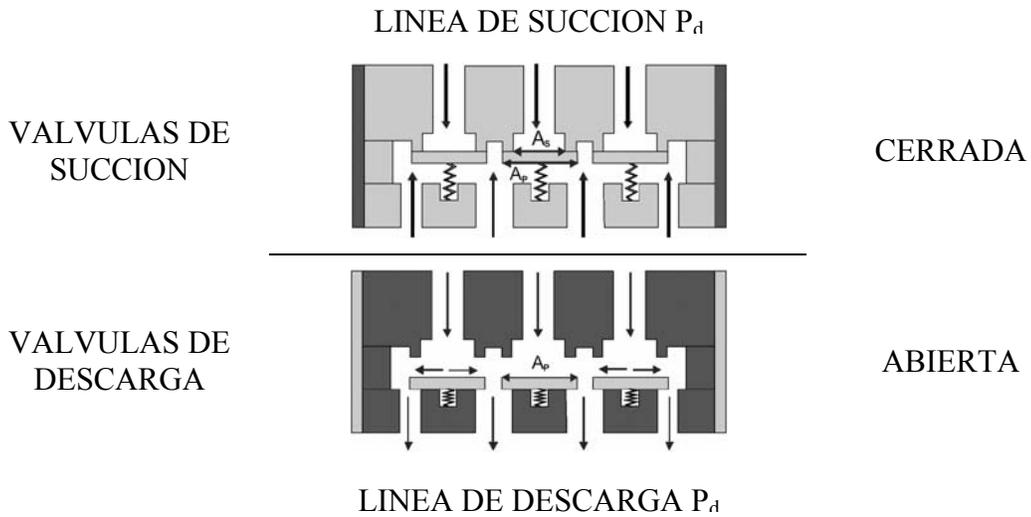
DESCARGA

**Figura 130. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor recíprocante.**



La presión del cilindro  $P_{cil}$  está por encima de la presión de descarga  $P_d$  y se decrece hacia la presión de descarga  $P_d$ .  
 Las válvulas de descarga cierran cuando la presión del cilindro iguala la presión de descarga  $P_d$  (3) en el Punto Muerto Superior.

**VALVULAS**

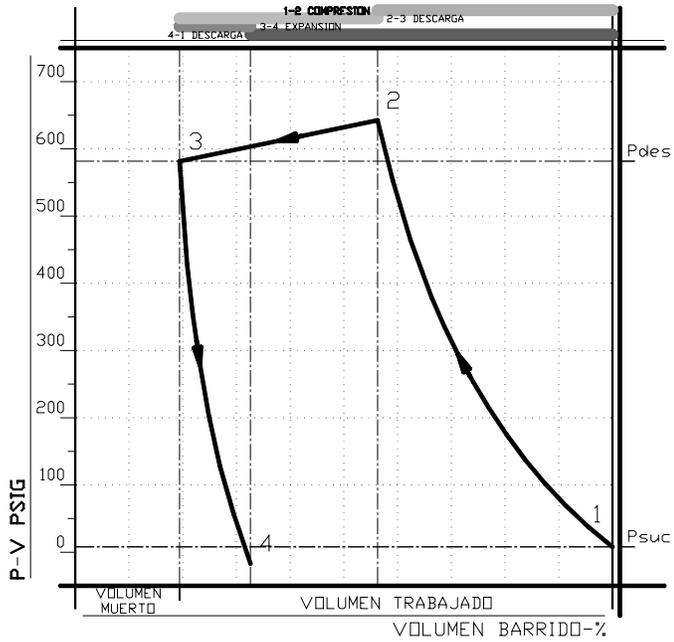


**COMPRESOR RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO**

PRESION Vs VOLUMEN PV

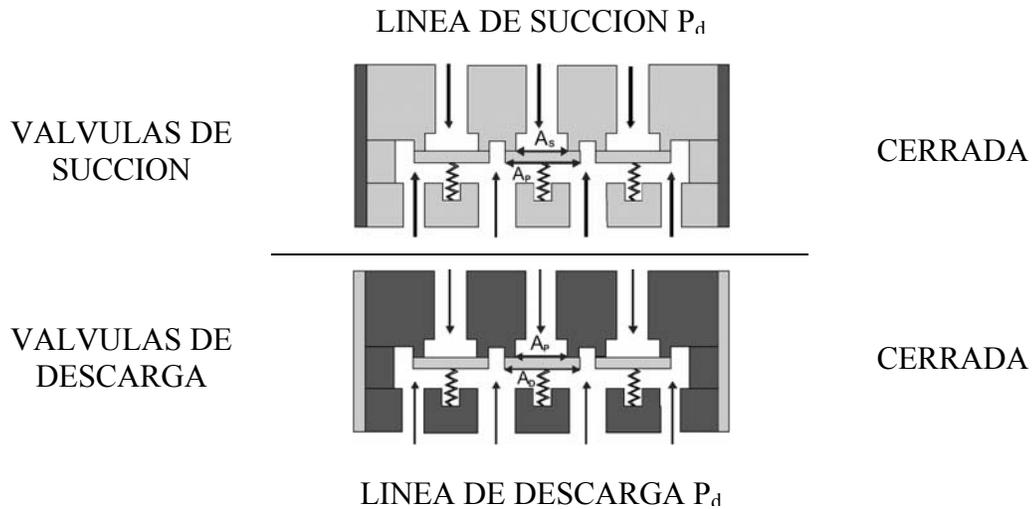
EXPANSION

**Figura 131. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor recíprocante.**



La presión del cilindro  $P_{cil}$  está por debajo de la presión de descarga  $P_d$  y continúa decreciendo hasta la presión de succión  $P_s$ .  
 Las válvulas de succión abrirán cuando la presión del cilindro sea menor que la presión de succión  $P_s$  (4).

**VALVULAS**

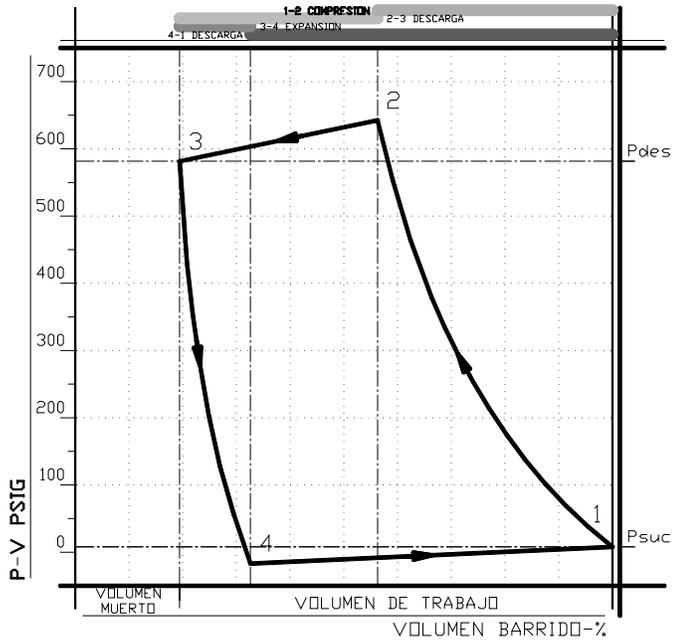


**COMPRESOR RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO**

PRESION  $V_s$  VOLUMEN PV

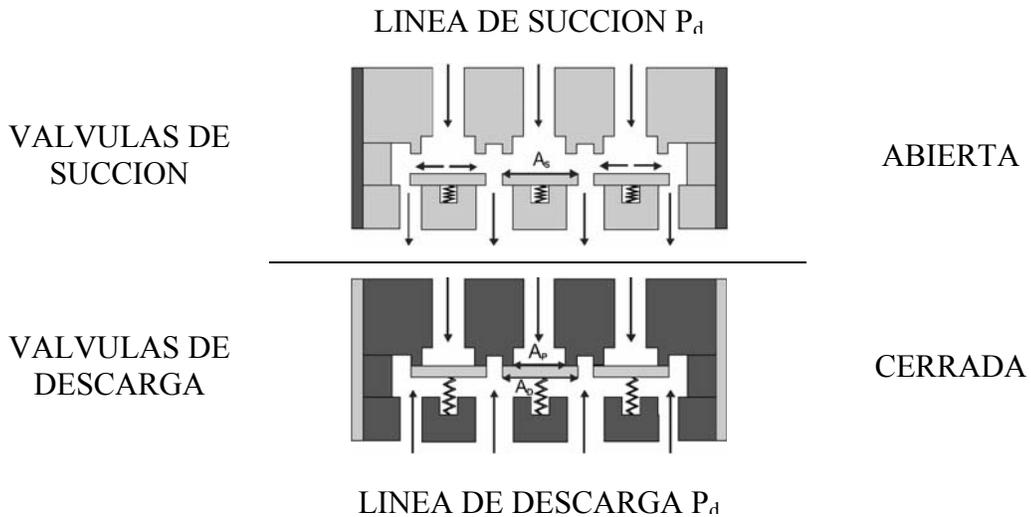
SUCCION

**Figura 132. PV. Ciclo de compresión CE. Compresor recíprocante.**



La presión del cilindro está por debajo de la presión de succión  $P_s$  y se incrementa hasta la presión de succión  $P_s$ .  
 Las válvulas de succión cerrarán cuando la presión del cilindro sea igual que la presión de succión  $P_s$  (1) en el Punto Muerto Inferior.

**VALVULAS**



**5.2.4. Patrones normales de comportamiento en el ciclo de Compresión PT HE CE.**

En la **Figura 133**, se muestran las características de los patrones de presión contra tiempo (posición del cigüeñal) para un compresor recíprocante de doble efecto.

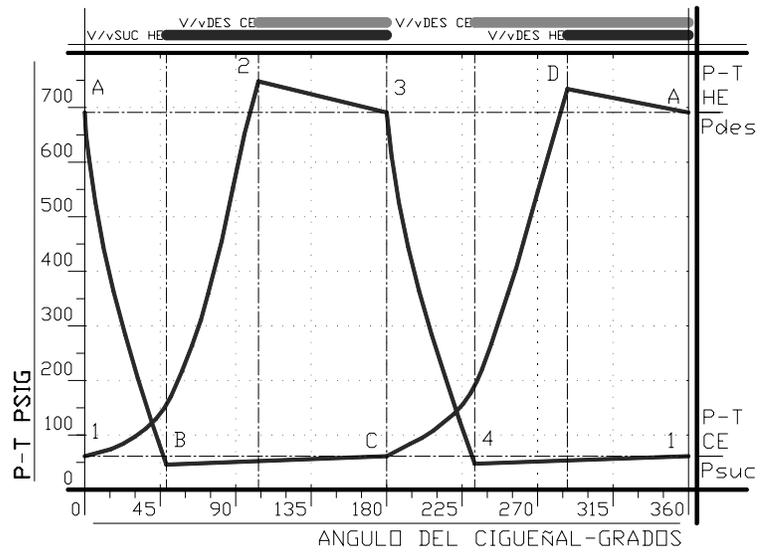
COMPRESOR RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO

PRESION  $V_s$  ANGULO DEL CIGUEÑAL PT

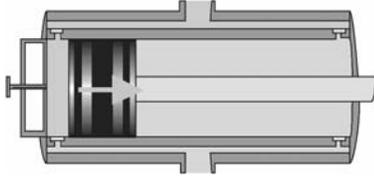
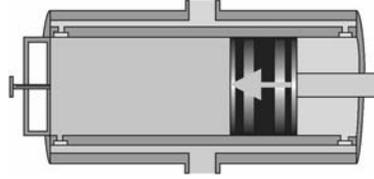
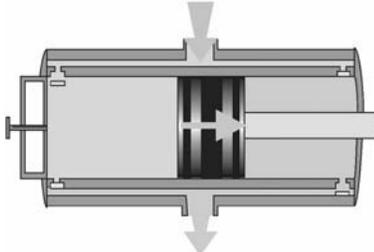
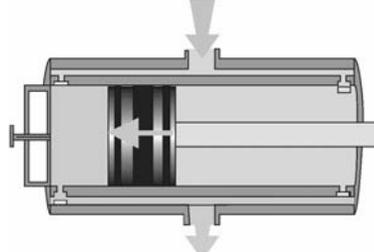
---

CICLO DE COMPRESION LADO CABEZA HE Y LADO CIGUEÑAL

**Figura 133. PT. Ciclo de compresión HE. Compresor recíprocente.**



1-2 Compresión 2-3 Descarga 3-4 Expansión 4-1 Succión

			
LADO CABEZA A-B EXPANSION	LADO CIGUEÑAL 1-2 COMPRESION	LADO CABEZA C-D COMPRESION	LADO CIGUEÑAL 3-4 EXPANSION
			
LADO CABEZA B-C SUCCION	LADO CIGUEÑAL 2-3 DESCARGA	LADO CABEZA D-E DESCARGA	LADO CIGUEÑAL 4-1 SUCCION

### 5.2.5. Patrones normales de vibración de válvulas.

En las **Figura 134 y 135**, se muestran los patrones normales característicos de vibración para las válvulas de succión y descarga en un compresor recíprocante de doble efecto. La nomenclatura de dichas gráficas se explica a continuación.

- 1: Apertura de las válvulas de succión (depende del volumen muerto).
- 2: El gas de succión llena el cilindro.
- 3: La válvula de succión baja suavemente hacia el asiento en el Punto Muerto Inferior. El evento de cierre no siempre es visible.
- 4: Apertura de las válvulas de descarga (típicamente es la de mayor amplitud).
- 5: El gas de alta presión es descargado en la línea de descarga.
- 6: La válvula de descarga baja suavemente hacia el asiento en el Punto Muerto Superior. El evento de cierre no siempre es visible.

NOTA: El amplitud por el paso del gas es más grande en la apertura de la válvula y disminuye gradualmente a medida que la velocidad del gas a través de la válvula decrece.

En la **figura 136** se muestra un patrón **real normal** de presión contra ángulo del cigüeñal y de vibración contra ángulo del cigüeñal.

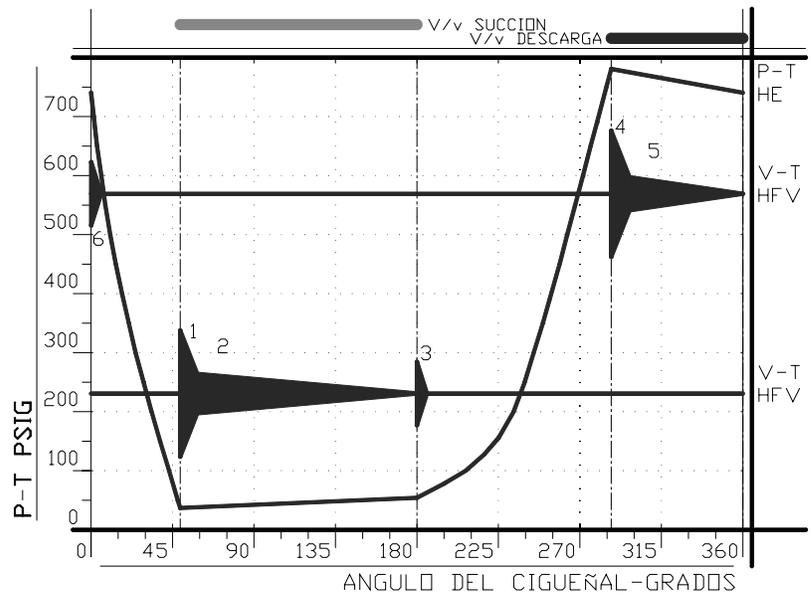
COMPRESOR RECÍPROCANTE DE DOBLE EFECTO

VIBRACION Vs ANGULO DEL CIGUEÑAL VT

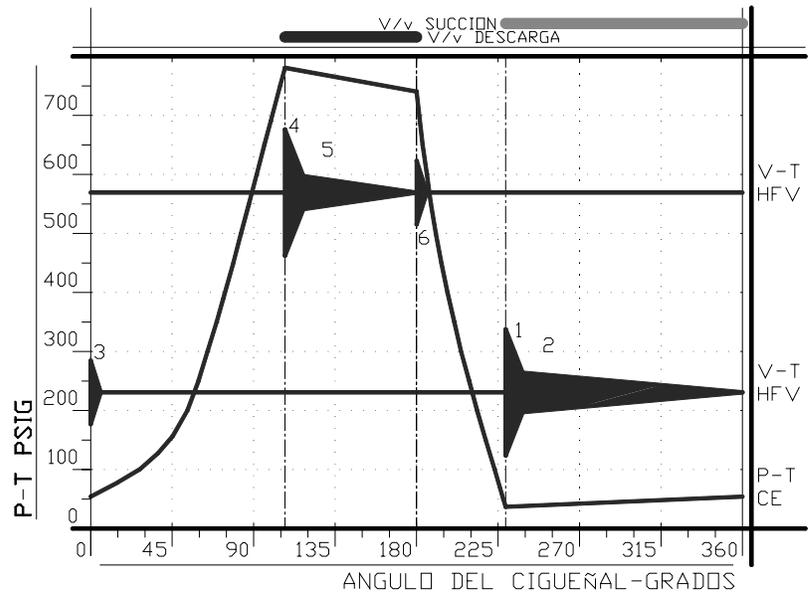
---

PATRONES DE VIBRACION DE VALVULAS

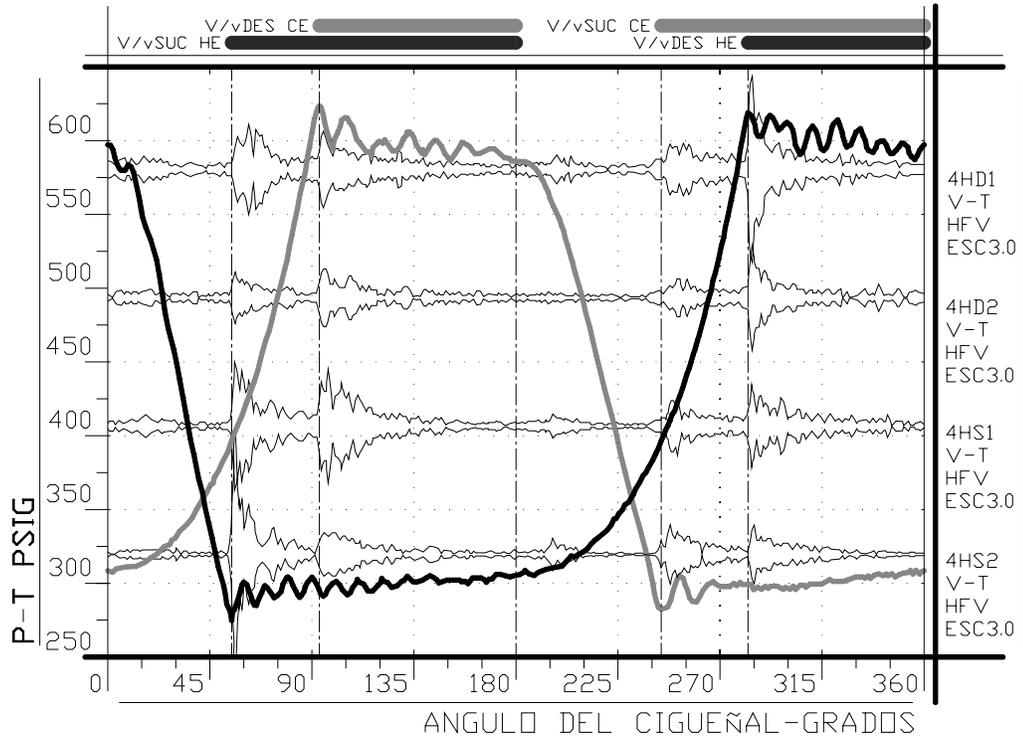
**Figura 134. VT. Vibración de las válvulas Lado Cabeza.**



**Figura 135. VT. Vibración de las válvulas Lado Cigüeñal.**



**Figura 136. Patrón normal real de presión contra ángulo del cigüeñal y de vibración contra ángulo del cigüeñal.**



## 6. PATRONES DE DAÑO EN MOTORES RECIPROCANTES

**Figura 137. Motor Superior Modelo 12 GTL de 1850 hp y 900 rpm en reparación mayor.**



Los motores reciprocantes mayores son máquinas costosas que si no son mantenidas adecuadamente se deterioran. En la **Figura 137** se muestra un motor Modelo 12 GTL de 1850 hp y 900 rpm en reparación mayor por daños y desgaste severo en la mayoría de los componentes del conjunto de potencia.

Los motores reciprocantes se analizan desde dos puntos de vista, la combustión que representa el desempeño de la máquina y la condición mecánica de sus componentes.

## **6.1. ANALISIS DE LA COMBUSTION EN MOTORES RECIPROCANTES.**

Las fallas típicas relacionadas con la combustión son el fallo de ignición o cilindros muertos, combustión temprana, ignición suave, detonación, pre ignición y otras más. Sin embargo, el efectos que estas producen es el mismo, el desbalance de los cilindros de potencia del motor.

### **6.1.1. Balanceo de motores reciprocantes de combustión interna.**

El término “balance de cilindros de potencia” significa el ajuste de un motor de tal manera que la distribución de carga en todos los cilindros de potencia sea igual de acuerdo a algún parámetro como potencia indicada, presión pico de encendido etc. Un motor fuera de balance es aquel en el que hay desigual contribución de potencia por parte de cada uno de los cilindros; el consumo de combustible será excesivo, y el deterioro será más rápido de lo necesario.

#### **6.1.1.1. Beneficios del balance de motores.**

Los beneficios del balance de motores son diversos, entre ellos

- Disminuir los esfuerzos térmicos y mecánicos.
- Reducir la posibilidad de detonación.
- Reducir la variabilidad ciclo a ciclo.
- Minimizar las emisiones de gases producto de la combustión a la atmósfera.
- Controlar la temperatura de combustion.
- Disminuir el costo de las rutinas de mantenimiento.
- Optimizar el consumo de combustible.
- Reduce el riesgo de fallas catastróficas.
- Extender la vida del motor.
- Reducir las paradas y las pérdidas de producción.
- Mejorar el control de las emisiones de humos producto de la combustión.
- Minimizar el desgaste en el motor debido a la distribución de esfuerzos térmicos y mecánicos a través del motor para maximizar la vida de los componentes
- Reducir la posibilidad de detonación mediante la prevención de sobrecarga de algún cilindro en particular evitando los grandes esfuerzos térmicos.

#### **6.1.1.2. Métodos de balance de motores.**

Los cuatro métodos comunes de balance de motores son:

- Igualación de potencia (BMEP).
- Igualación de temperatura de gases de escape.
- Igualación de presión media del motor.
- Igualación de presión pico de encendido.

En la **Tabla 22**, se presenta una descripción, las ventajas y desventajas de cada una de las técnicas de balanceo de motores recíprocos de combustión interna.

### 6.1.1.3. Características de un motor balanceado.

Generalmente, la mejor condición de balance es donde hay pequeñas variaciones en la presión pico de encendido. Pequeñas variaciones implican que la combustión es regular y a su vez que implica apropiada relación de aire combustible. En motores diesel, la variación de la presión pico de encendido será cercana a cero cuando el motor funciona correctamente. En un motor de dos tiempos a gas puede variar de 40 a 50 psig. En la **Tabla 21**, se muestran las presiones picos de encendido normales para motores a gas de dos y cuatro tiempos y para motores de combustible diesel.

**Tabla 21. Rangos normales de presión pico de encendido para diferentes tipos de motores.**

TIPO DE MOTOR	RANGO DE PFP
Motor a gas de dos tiempos.	350 – 900 psig
Motor a gas de cuatro tiempos.	700 – 1.300 psig
Motor diesel.	1.200 – 2.000 psig

Fuente: Why and how to balance power cylinders. Long, Bryan. Beta monitors and controls Ltda. Página 6.3.

En la **Figura 138** se muestra un ejemplo de un diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de una de las bancadas de un motor de dos tiempos de encendido por chispa. Es posible apreciar como la presión de ninguno de los cilindros supera los límites superior o inferior (+/-10%) respecto al promedio de presión pico de encendido del motor. En motores diesel, los límites de presión respecto a la presión media corresponden a +/-5%. Además, todos los postes de potencia<sup>†</sup> tienen características normales y similares. En la **Figura 139**, se muestra el diagrama de la razón de cambio

<sup>†</sup> Poste de Potencia. Véase Anexo B.

de la presión (derivada) de las curvas de presión contra tiempo de la **Figura 138**, con lo que se confirma el correcto balance del motor.

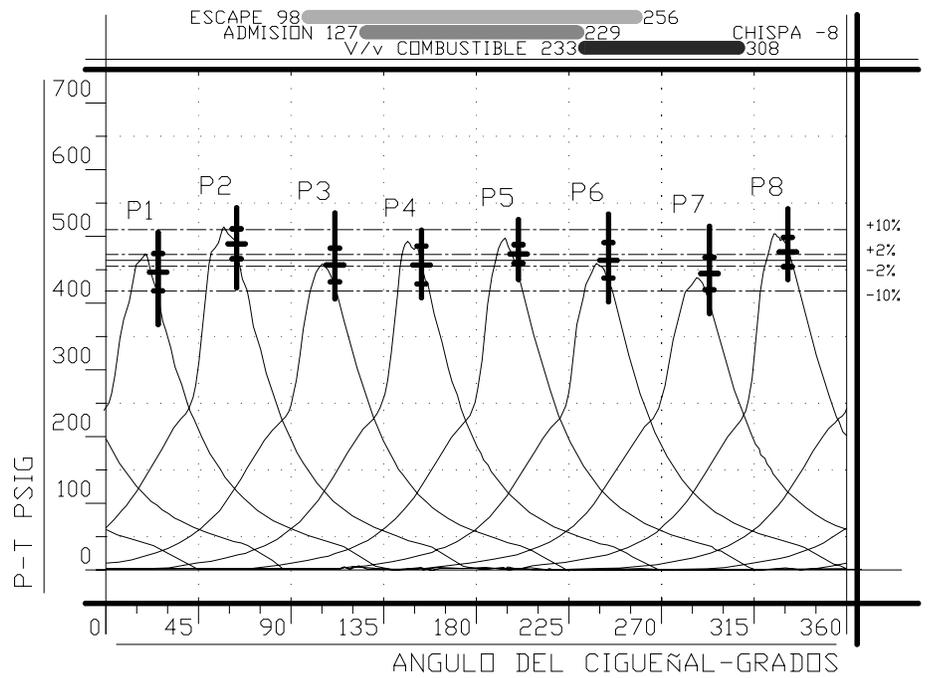
En la **Figura 139** se muestra un ejemplo de un diagrama de presión contra tiempo de una de las bancadas de un motor desbalanceado de dos tiempos de encendido por chispa. El desbalanceo se confirma por las presiones pico de encendido que superan el límite superior de los cilindros P2 y P7 y las presiones pico de encendido por debajo del límite inferior de los cilindros P1 y P6. Adicionalmente la herramienta del poste de potencia y de la razón de cambio de la presión en la **Figura 140** confirma las altas ratas de elevación de la presión en la combustión en los cilindros P2 y P7 y las bajas ratas de elevación de la presión en la combustión en los cilindros P1 y P6.

**Tabla 22. Técnicas de balanceo de motores reciprocantes de combustión interna.**

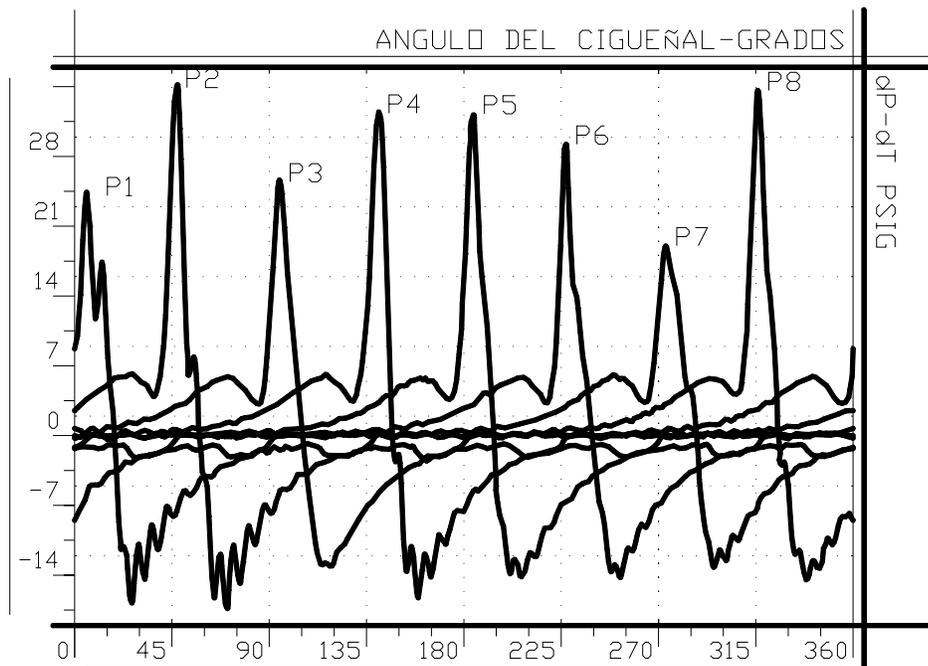
PRESION MEDIA	TEMPERATURA GASES DE ESCAPE	POTENCIA	PRESION PICO DE ENCENDIDO
<p><b>TECNICA</b>                      -Registra las presiones media de varios ciclos para cada cilindro.                      -Promedia las presiones medias para cada cilindro y para todo el motor.                      -Toma el peor cilindro y lo ajusta hasta que se acerca a la presión media promedio.                      -Repite el proceso para todos los cilindros y chequea nuevamente.</p> <p><b>VENTAJAS</b>                      Fácil de realizar.</p> <p><b>DESVENTAJAS</b>                      No es sensitivo. La presión promedio de varios cilindros puede no variar mucho en varios ciclos, aunque el comportamiento de los cilindros sea irregular.</p>	<p><b>TECNICA</b>                      -Registra las temperaturas de los gases de escape para cada cilindro.                      -Promedia las temperaturas de los gases de escape para todo el motor.                      -Toma el peor cilindro y lo ajusta hasta que se acerca a la temperatura de los gases de escape promedio.                      -Repite el proceso para todos los cilindros y chequea nuevamente.</p> <p><b>VENTAJAS</b>                      Fácil de realizar.</p> <p><b>DESVENTAJAS</b>                      Este método no es confiable porque las termocuplas están sometidas a un ambiente demasiado hostil y son propensas a fallar y a entregar datos erróneos, y porque la combustión de mezclas pobres</p>	<p><b>TECNICA</b>                      -Calcula y registra la potencia de varios ciclos para cada cilindro.                      -Promedia la potencia de cada cilindro y la del motor.                      -Toma el cilindro de peor potencia y lo ajusta hasta que se acerca a la potencia promedio.                      -Repite el proceso para todos los cilindros y chequea nuevamente.</p> <p><b>VENTAJAS</b>                      Fácil de entender.</p> <p><b>DESVENTAJAS</b>                      Debido a las pérdidas de presión y a las pulsaciones, es imposible estar seguro de la entrega de la misma cantidad de aire/combustible para cada cilindro. Además, las fugas presentes pueden variar de un cilindro a otro. Debido a que la</p>	<p><b>TECNICA</b>                      -Registra las presiones pico de encendido de varios ciclos para cada cilindro.                      -Promedia las presiones pico de encendido para cada cilindro y para todo el motor.                      -Toma el peor cilindro y lo ajusta hasta que se acerca a la presión pico de encendido promedio.                      -Repite el proceso para todos los cilindros y chequea nuevamente (la presión pico de encendido promedio diferirá debido a los ajuste hechos).</p> <p><b>VENTAJAS</b>                      La rata de desgaste y degradación en los cilindros de potencia está directamente relacionada con la presión pico de encendido y especialmente con la temperatura del cilindro. Al igualar la presión pico de encendido entre los cilindros,</p>

	<p>de aire/combustible produce altas temperaturas de gases de escape pero bajas presiones pico de encendido.</p>	<p>cantidad de aire en cada cilindro puede diferir, el combustible entregado debería variar para mantener la apropiada relación aire combustible. Por consiguiente, es inadecuado forzar cada cilindro a producir la misma cantidad de potencia. Otro inconveniente de este método es que la potencia en los cilindros puede ser similar con o sin grandes picos de detonación.</p>	<p>también se igualan los esfuerzos térmicos y mecánicos.  La detonación es fácilmente identificable fácilmente  Es el método preferido porque provee mejor protección del motor.</p> <p><b>DESVENTAJAS</b>  El balanceo es un proceso más complejo debido a que más variables y más estadísticas deben ser asimiladas.</p>
--	--	---	---

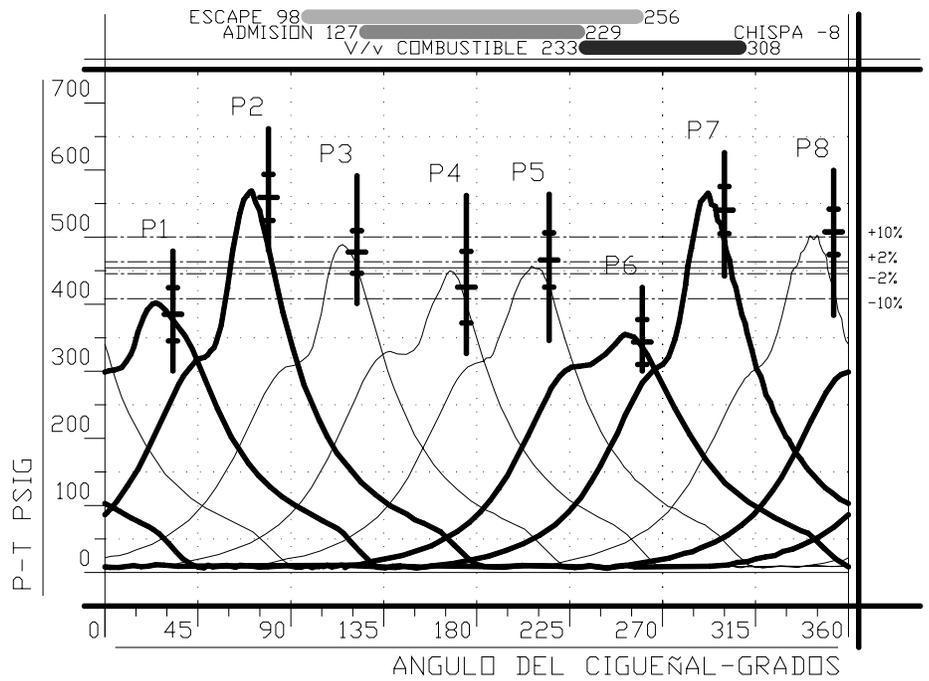
**Figura 138. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos balanceado.**



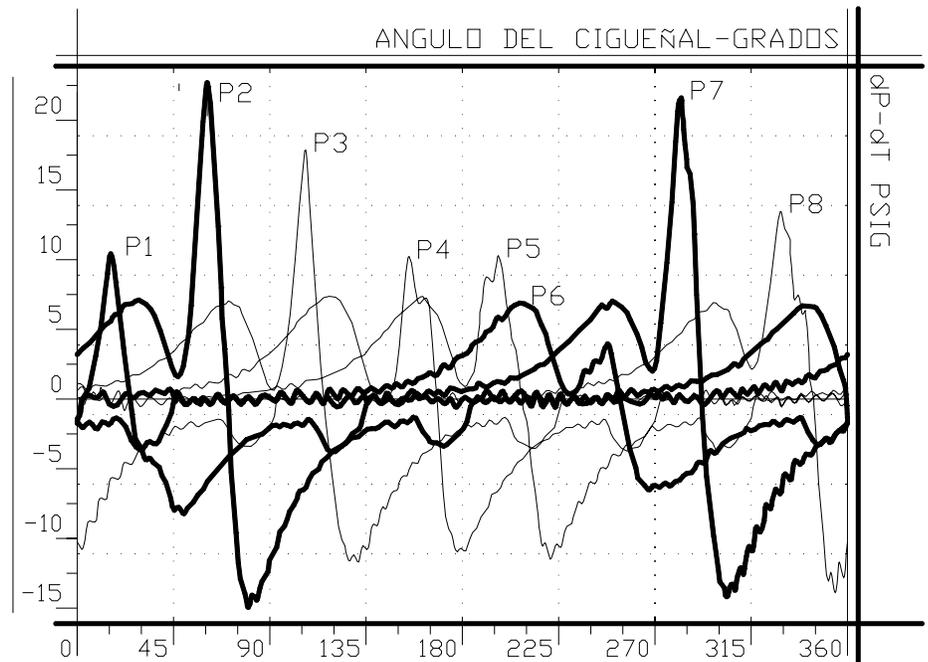
**Figura 139. Diagrama de tasa de elevación de presión del motor de dos tiempos balanceado de la figura anterior.**



**Figura 140. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos desbalanceado.**



**Figura 141. Diagrama de tasa de elevación de presión del motor de dos tiempos desbalanceado de la figura anterior.**



### 6.1.2. Detonación

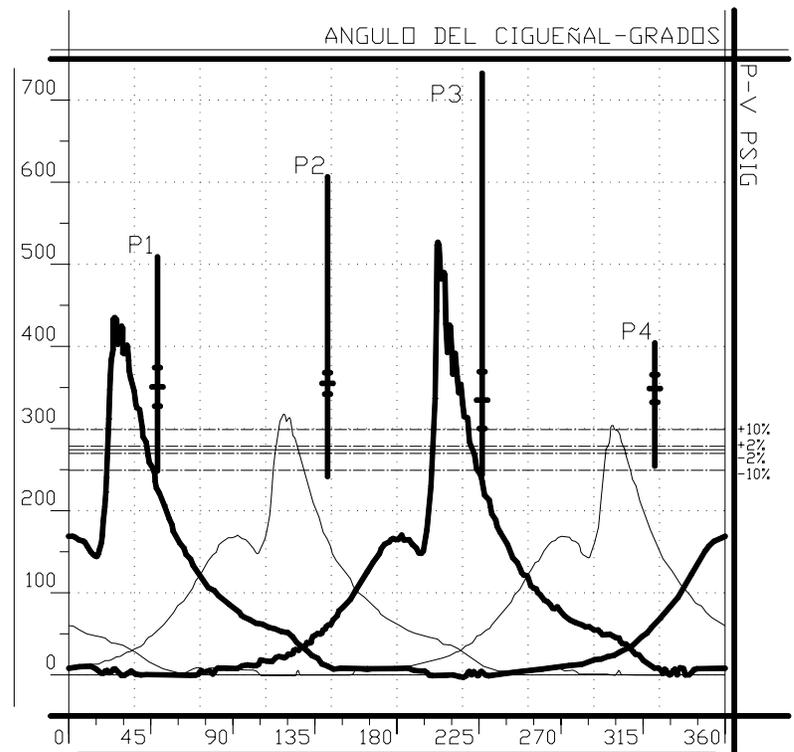
La detonación es una combustión descontrolada en la cual la carga remanente de aire/combustible hace ignición espontáneamente que puede ocurrir en todo tipo de motores, sin embargo, en motores IC la detonación es poco común. Ocurre después de la ignición mientras el frente de llama esta aún extendiéndose a través de la cámara de combustión. La porción de la carga que esta más lejos de la llama inicial es calentada por la radiación y por el incremento de la presión. El incremento de la temperatura causa que la porción de la carga aún sin quemar explote antes que la llama lo alcance. La detonación puede llevar a rápidas fallas debido a los altos esfuerzos térmicos y mecánicos. Estas explosiones son frecuentemente bastante ruidosas pero también pueden ser silenciosas. Cuando no es posible escucharla, la medición de la presión interna del cilindro es el mejor método para confirmar la detonación. Un pico de presión 50% más grande que la presión media del motor o una presión pico superior a 900 psig (para motores a gas) corresponde usualmente a picos por detonación. La detonación sobrecarga todos los componentes del conjunto de potencia de un motor, es decir, el pin de biela, la biela, el cojinete de biela, el cojinete de bancada etc. El verdadero daño para el motor es causado por las temperaturas extremas que acompañan la detonación. Si la temperatura es lo suficientemente alta, los esfuerzos térmicos pueden causar:

- Agrietamiento en la cabeza del cilindro comenzando alrededor de la bujía o en los huecos de las válvulas.
- Agrietamiento de cilindros y camisas.
- Rompimiento de la lubricación del pistón y consecuente rallado de la camisa o del pistón.
- Daños en el área de la lumbrera (motores de 2 tiempos), lo que puede dañar los anillos y por consiguiente causar daños en la camisa.

Si solo uno o dos cilindros detonan, la respuesta de mantenimiento correcta es reducir el flujo de combustible a esos cilindros. Si por el contrario, todo el motor está detonando, las acciones a realizar son incrementar la presión del múltiple de aire, reducir la carga del motor, chequear el tiempo de ignición chequear el contenido de energía del combustible (entalpía de formación) o si es posible, disminuir la temperatura del múltiple de admisión de aire.

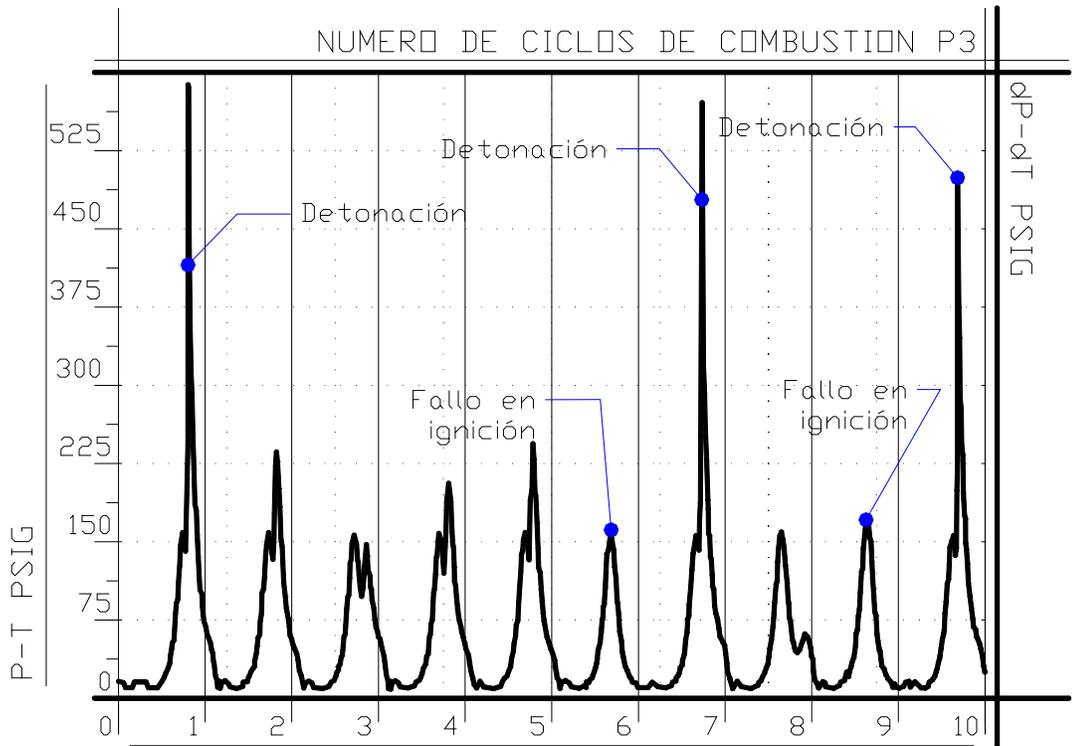
En la **Figura 142**, es posible apreciar el patrón de detonación en un diagrama presión contra ángulo del cigüeñal para un motor de dos tiempos de encendido por chispa. Es posible ver como la presión pico de encendido del cilindro P1 y P3 supera el límite superior de la presión media de la máquina, y también como el poste de potencia muestra gran amplitud de la presión máxima para los 100 ciclos comunes de toma de datos. En motores diesel y de cuatro tiempos el patrón de detonación es idéntico.

**Figura 142. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con detonación.**



Usualmente la detonación no ocurre en cada ciclo de combustión, sino que se presenta esporádicamente y normalmente va acompañada de combustiones normales o con falla de ignición (**misfiring**). En la Figura 143, se muestran once ciclos del cilindro P3 de la Figura 142, y es posible ver que en tres de los once ciclos de combustión ocurre la detonación y en dos ocurre fallo de ignición.

**Figura 143. Múltiples ciclos PT para el cilindro de potencia P3 de la Figura 5 mostrando detonación.**



#### 6.1.2.1. Causas de la detonación

Algunas de las causas más frecuentes de la detonación son:

- Mezcla muy rica.
- Carga alta especialmente en motores que no pueden compensar las temperaturas altas del múltiple de aire.
- Sobre calentamiento de los cilindros de potencia.
- Obstrucciones en el aire de admisión (en filtros de admisión, enfriadores o sopladores).
- Barrido incompleto en el cilindro.
- Composición del combustible inconsistente con la relación aire/combustible.
- Tiempo de la chispa demasiado avanzado.
- Cilindro altamente sobrecargados, especialmente en motores desbalanceados.

### 6.1.3. Ignición suave o combustión tardía.

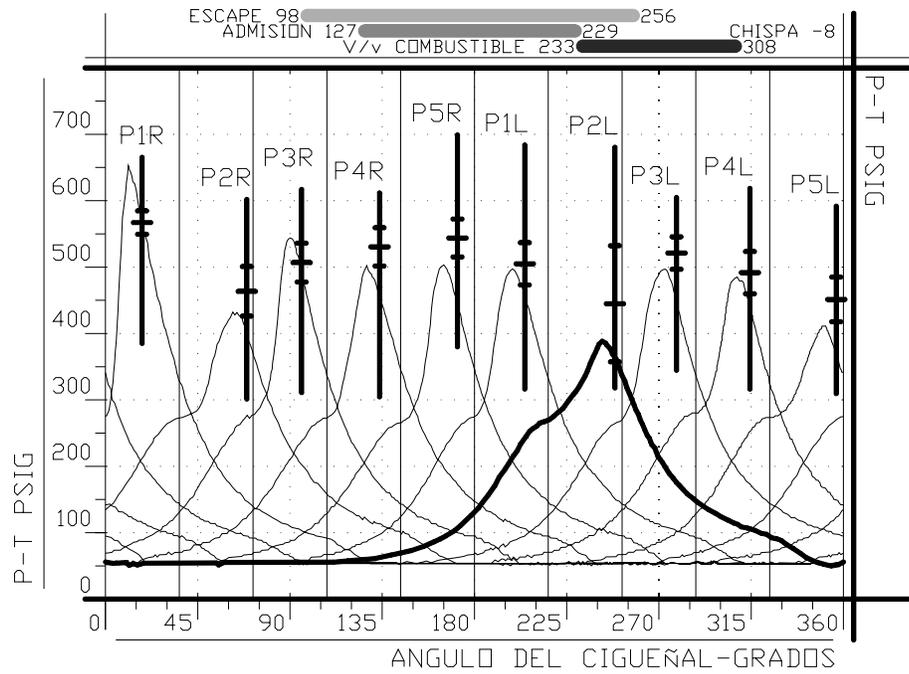
Es identificado como un nivel de elevación de la presión pico de encendido apenas por encima de la presión de compresión, es decir, la presión en el cilindro crece demasiado tarde. La presión pico de encendido es baja y tardía.

En las Figuras 144 y 145 se muestra el diagrama de presión contra tiempos de un motor de dos tiempos de encendido por chipa. En ellos se observa que el cilindro P2L presenta una presión pico de encendido bastante bajo respecto a lo demás cilindros. Además, en el poste de potencia se aprecia como la desviación estándar de los ciclos tomados se acerca bastante a la presión mínima lo que indica que el cilindro esta teniendo combustión tardía o ignición suave repetidamente.

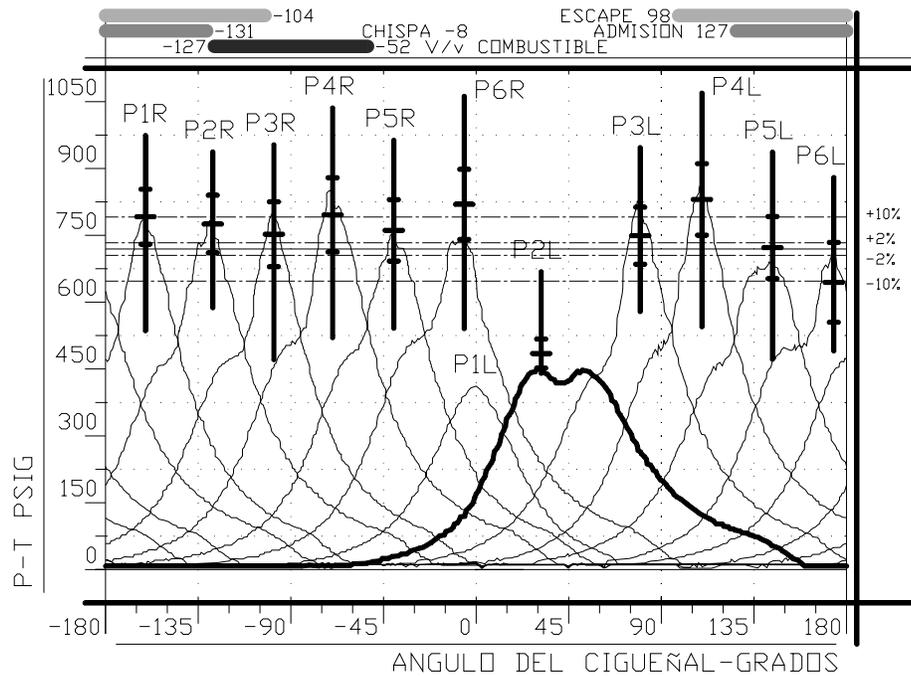
En la Figura 146, se muestra la superposición de una curva normal de presión contra ángulo del cigüeñal con otra de ignición suave o combustión tardía. Es evidente la baja presión pico de encendido de la segunda curva.

Otra herramienta útil para detectar problemas en la combustión es el diagrama de presión contra volumen. En la Figura 147, se muestra la superposición de una curva normal de presión contra ángulo del cigüeñal con otra de ignición suave o combustión tardía. Aquí se evidencia la disminución en el trabajo entregado por el cilindro debida a la disminución de la presión pico de encendido.

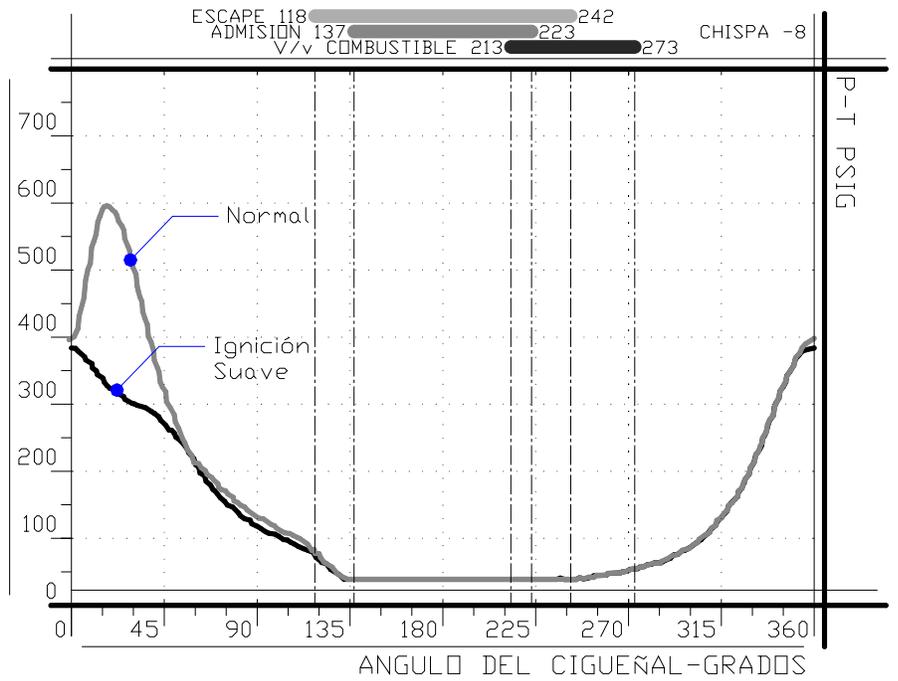
**Figura 144. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con ignición suave o combustión tardía.**



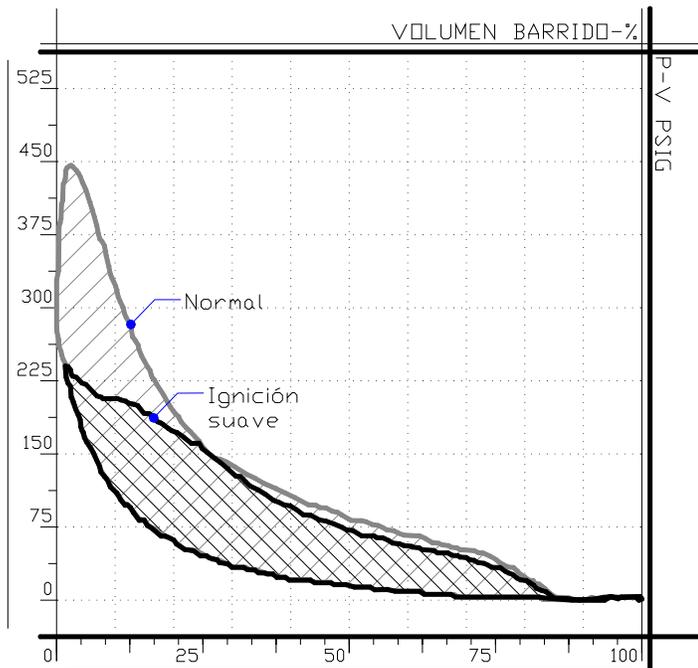
**Figura 145. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con ignición suave o combustión tardía.**



**Figura 146. Comparación PT entre un cilindro normal y otro con ignición suave o combustión tardía.**



**Figura 147. Comparación PV entre un cilindro normal y otro con ignición suave o combustión tardía.**



### **6.1.3.1.Causas de la ignición suave.**

Las causas más comunes de la ignición suave son:

- Barrido incompleto
- Relación aire/combustible demasiado pobre causando frente de llama lento.
- Tiempo de chispa tardío.
- Pobre composición del combustible.
- Sustancias extrañas en el cilindro.
- Boquilla de inyección tapada en motores diesel.

### **6.1.4. Combustión temprana.**

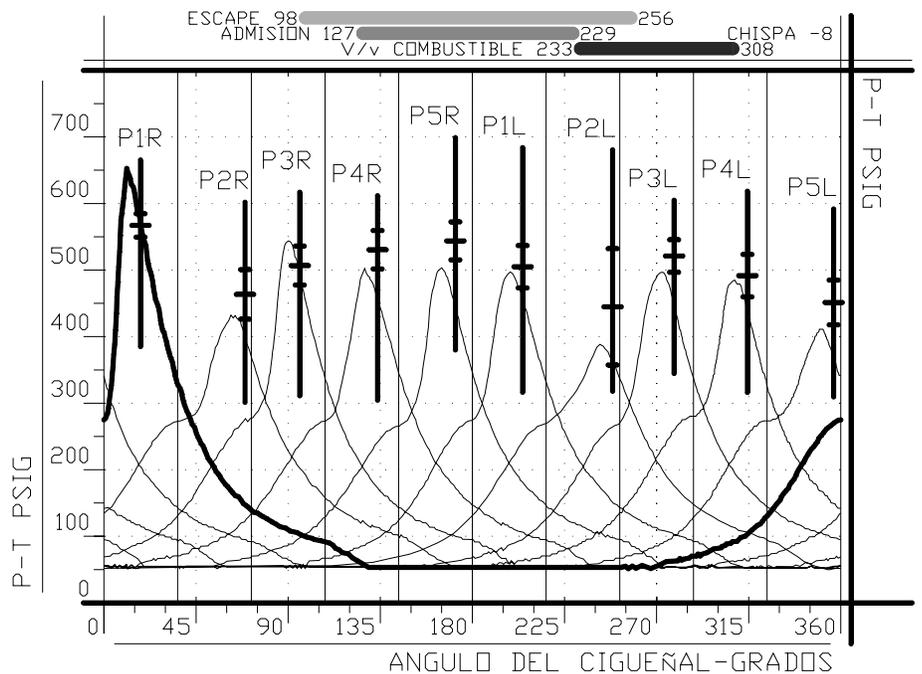
En la combustión temprana la presión pico de encendido en el cilindro de potencia se alcanza demasiado rápido o temprano. Usualmente, la presión pico de encendido es alta y cercana a el punto muerto superior. En la **Figura 148**, el cilindro PR1 presenta combustión temprana.

#### **6.1.4.1.Causas de la combustión temprana.**

Las causas más comunes de la combustión temprana son:

Fallas en el tiempo de inyección  
Relación aire/combustible demasiado rica.  
Aire de admisión caliente

**Figura 148. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con combustión temprana.**

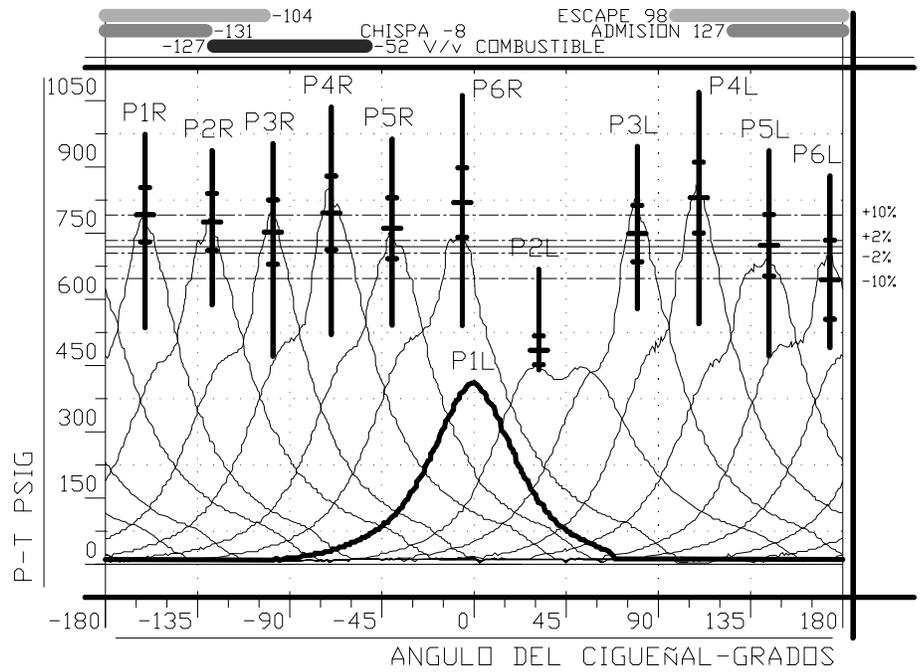


### 6.1.5. Fallo en la ignición o cilindro muerto.

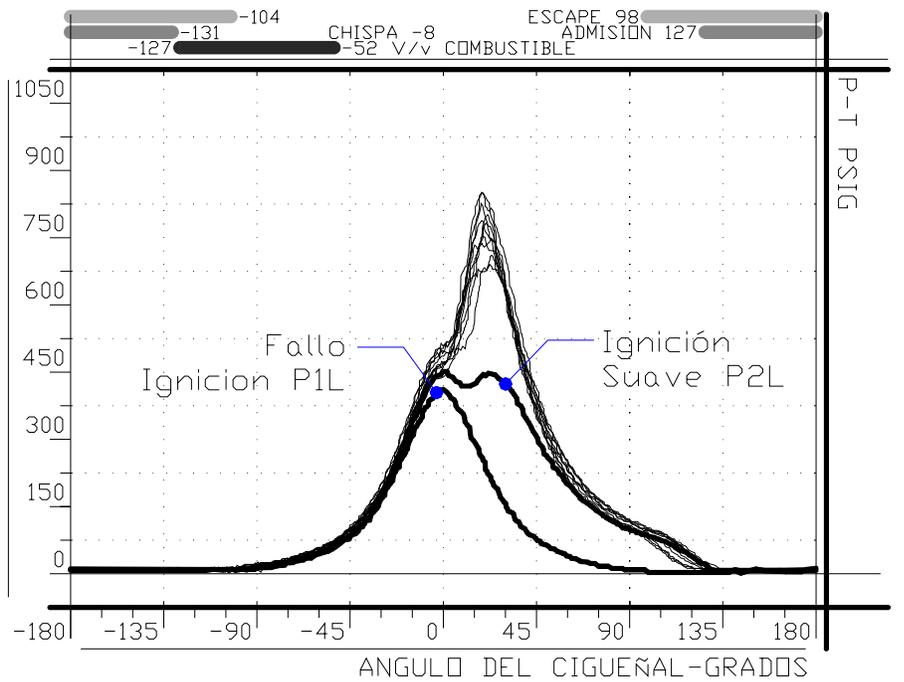
En el fallo de ignición o cilindro muerto no hay evidencia de presión pico de encendido y la presión en el cilindro de potencia no excede la presión de compresión. El resultado es que el resto de los cilindros tiene que tomar una carga extra para compensar el trabajo que no está siendo hecho por el cilindro muerto.

En la [Figura 149](#), se muestra el diagrama de presiones contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos de encendido por chispa. El cilindro P1L presenta algún tipo de fallo en la ignición porque no es apreciable ningún tipo de indicio de combustión. En la [Figura 150](#), es posible apreciar la superposición de las curvas de presión contra ángulo del cigüeñal del motor de la [Figura 149](#), donde es más fácil comparar los cilindros con fallo en la ignición y con ignición suave con los cilindros con patrón de combustión normal.

**Figura 149. Diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con fallo de ignición o cilindro muerto.**



**Figura 150. Superposición de presión contra ángulo del cigüeñal de los cilindros de un motor de dos tiempos con fallo de ignición o cilindro muerto y con ignición suave.**



Como ya se menciona, otra herramienta para detectar problemas de combustión es el diagrama de la primera derivada de la presión contra el tiempo. En la **Figura 151**, es fácil apreciar como la curva del cilindro muerto o fallo de compresión cae inmediatamente después de alcanzar su rata máxima de elevación de presión en la compresión. También se muestra el patrón de un cilindro con ignición suave donde se aprecia la baja rata de elevación de la presión en el momento de la combustión. En la **Figura 152** son más claros los patrones presión contra ángulo del cigüeñal y su primera derivada en un cilindro muerto o con fallo de ignición.

La **Figura 153** es una representación del diagrama presión contra volumen de un cilindro con patrón normal y otro con fallo de ignición o cilindro muerto. Es importante resaltar que el cilindro muerto no produce trabajo, y la trayectoria del proceso de compresión es recorrida de nuevo luego de supuesto momento de combustión.

#### **6.1.5.1.Causas del fallo en la ignición o cilindro muerto.**

Las causas más comunes del fallo en la ignición o cilindro muerto son:

Fallas en el sistema de ignición.

Mezcla de aire/combustible demasiado pobre.

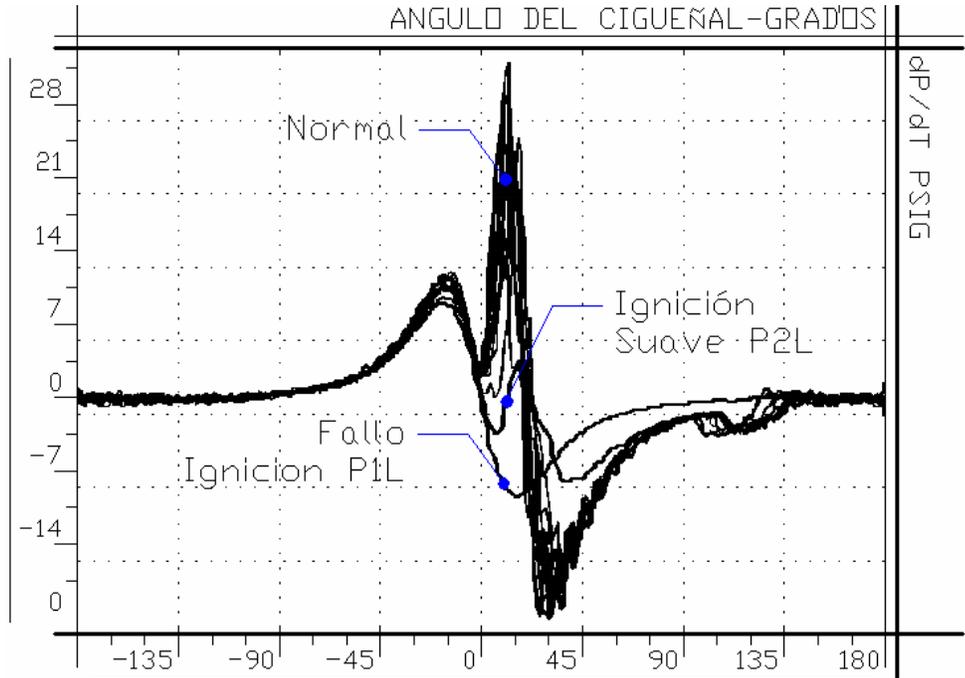
Baja calidad del combustible.

Boquillas de combustible tapadas o dañadas (motores diesel).

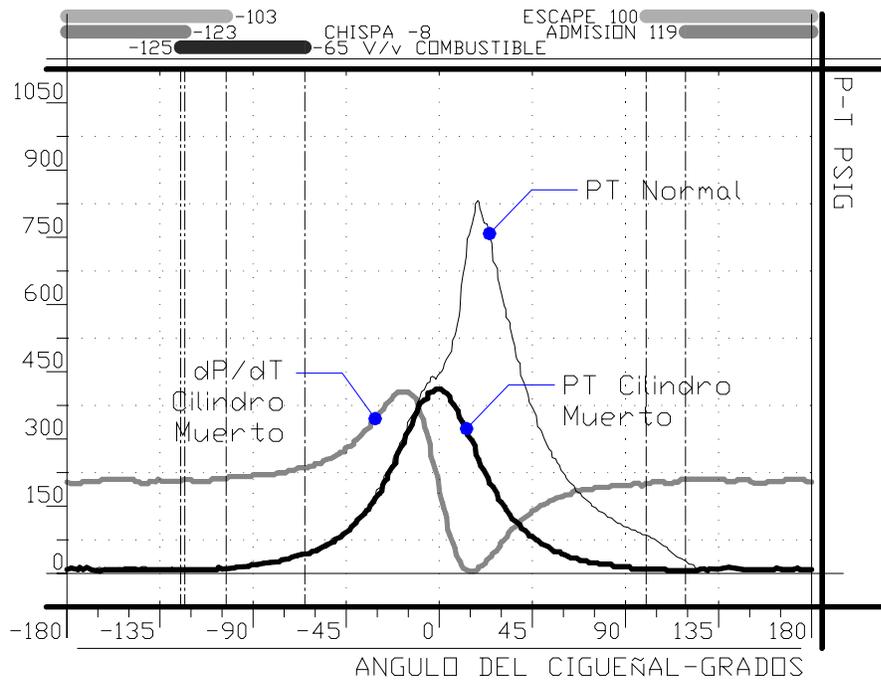
Problemas en el tiempo de inyección (motores diesel).

Por ultimo, en las **Figuras 154 y 155** se muestran los patrones de detonación, ignición suave y cilindro muerto en diagramas PT y PV respectivamente.

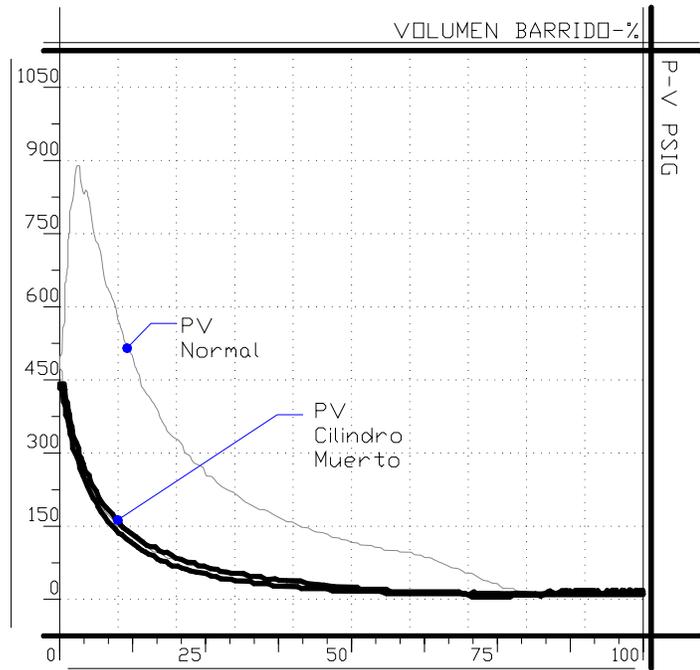
**Figura 151. Superposición de la derivada presión contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos con fallo de ignición o cilindro muerto.**



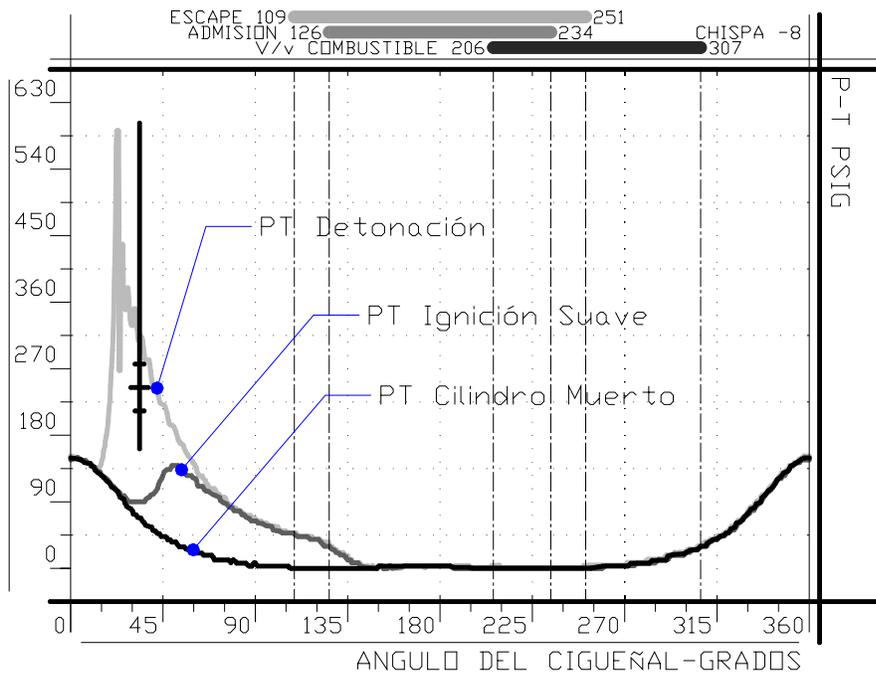
**Figura 152. Presión y tasa de elevación de la presión en un cilindro con fallo de ignición.**



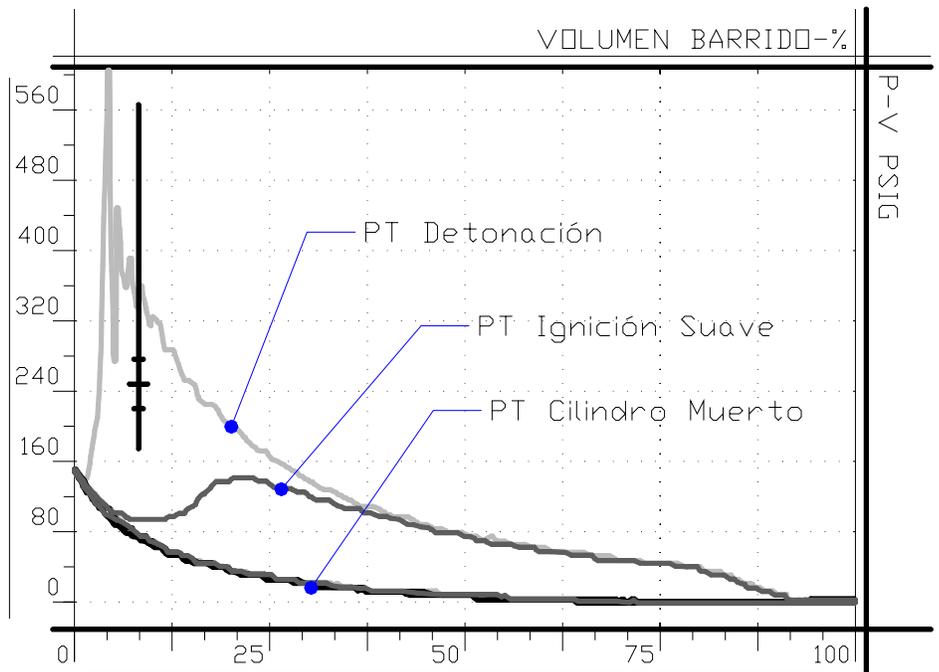
**Figura 153. Comparación PV entre un cilindro normal y otro con fallo de ignición.**



**Figura 154. Comparación PT de los patrones de detonación, ignición suave y cilindro muerto o falla de ignición.**



**Figura 155. Comparación PV de los patrones de detonación, ignición suave y cilindro muerto o falla de ignición.**

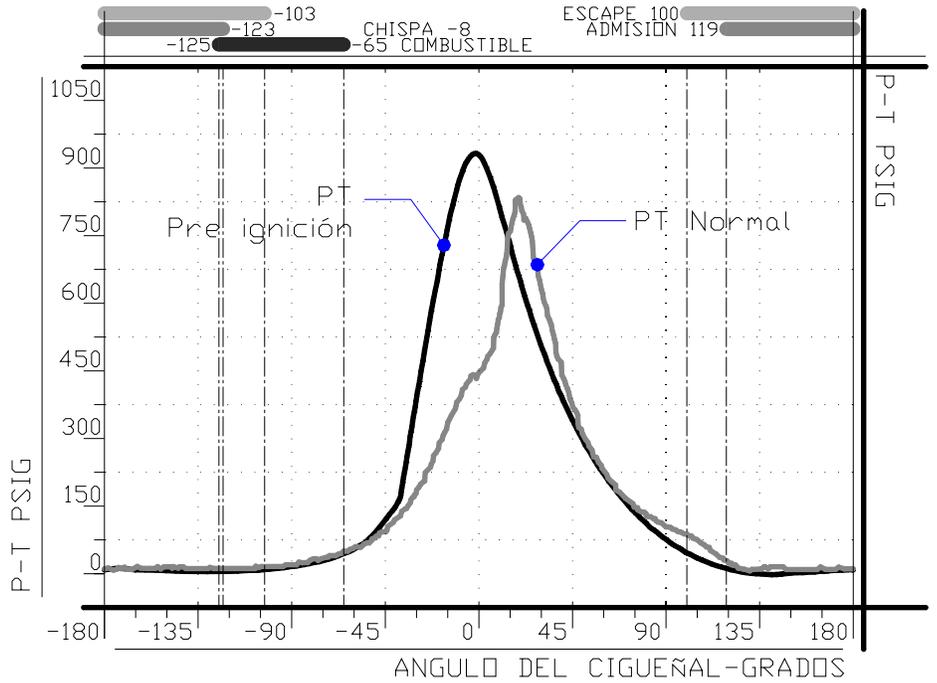


### 6.1.6. Pre ignición

La pre ignición es la combustión prematura de la mezcla aire/combustible antes del evento normal de ignición. Véase [Figura 156](#). Si no es corregida, el cilindro tiende a hacer ignición cada vez más temprano. La presión pico ocurre antes que el pistón alcance el punto muerto superior, reduciendo el trabajo útil e incluso trabajando contra el motor (trabajo negativo). Los esfuerzos térmicos y mecánicos resultantes de la pre ignición pueden causar fisuras en las culatas y pistones. En respuesta a la preignición, más combustible es entregado a los otros cilindros para mantener la carga. La pre ignición no es igual que la combustión temprana.

Un cilindro que presenta pre ignición no puede ser balanceado. La condición debe ser eliminada primero para proceder a balancear.

**Figura 156. Comparación PT entre un cilindro normal y otro con pre ignición.**



#### **6.1.6.1. Causas de la pre ignición.**

La principal causa de la pre ignición son los puntos calientes en el cilindro, generados por la acumulación de cenizas y carbón producto del combustible y aceite quemado. Las cenizas actúan como un aislante que causa la acumulación de calor. Eventualmente la acumulación de cenizas comenzará a calentarse y causará la ignición de la mezcla. los puntos calientes también son producto de la detonación y del ineficiente enfriamiento de la camisa de agua.

En la **Tabla 23** se resumen las fallas comunes relacionadas con la combustión.

**Tabla 23. Fallas comunes relacionadas con la combustión en motores recíprocos.**

SINTOMA	CARACTERISTICAS	CAUSAS COMUNES	SOLUCIONES COMUNES
*Normal	Todas las PFPs promedios de los cilindros caen en el 10-15% del promedio PFP del motor. Baja desviación PFP ciclo a ciclo en el cilindro.	Angulo PFP consistente y en una localización esperada. Temperatura de escape similar de todos los cilindros.	
Detonación de uno o dos cilindros	Presión pico de encendido 50% más grande que el promedio, con adelanto de ángulo PFP. Detonación audible.	Demasiado combustible en un cilindro. Temperatura del aire ambiente incrementada.	Reducir el flujo de combustible a esos cilindros.
Detonación en varios cilindros	Muy alta tasa de elevación de la presión. Frecuentemente desarrolla ondas de choque que son vistas en PT.	Muy poco aire o alta temperatura del aire ambiente. Demasiada carga	Incrementar la presión del múltiple de aire. Disminuir la carga del motor.
Constante falla de encendido (cilindro muerto) de un cilindro	PFP máximo, mínimo y promedio iguales a la presión de compresión. Baja tasa de elevación de la presión. Baja temperatura de escape.	Mala ignición. Mala inyección de combustible. Tiempo de ignición muy mal calibrado.	Acciones de mantenimiento.
Ocasional falla de encendido en un pequeño número de cilindros.	Mínima presión PFP igual a la presión de compresión, pero promedio PFP razonable. Altas fluctuaciones estadísticas.	Muy poco combustible. Demasiado aire.	Tratar de balancear el motor, si no es posible obtener PFP sostenido, revisar por problemas de ignición o fugas en la válvula de combustible.
Fallo de encendido en muchos cilindros.		Relación promedio de aire/combustible pobre. Reducción significativa en la temperatura del aire ambiente desde el último balanceo.	El balanceo improbablemente corregirá el problema. Reducir la presión del múltiple de aire si es posible. Evaluar la carga en el motor. Ajustar la relación aire/combustible del motor.

Incapacidad para obtener PFP estable en 1 ó 2 cilindros.	La variación en esos cilindros es más grande que en los demás.	La válvula de inyección de gas esta fugando intermitentemente o problemas en la inyección.	Realizar análisis del motor.
*Desbalance	Desigual promedio de PFP. Alta desviación en PFP por cilindro.	Temperatura de escape desigual. Altos contenidos de NO <sub>x</sub> y HC en los humos de escape.	
*Ignición suave	Promedio PFP más bajo de lo normal. Angulo PFP retardado. Baja rata de elevación de la presión.	Puede ser seguido por detonación. Temperatura de escape incrementada.	
*Combustión temprana	Angulo PFP adelantado. Promedio PFP más alto de lo normal.	Alta rata de elevación de la presión. Baja temperatura de escape.	
*Pre ignición	Auto combustión ocurriendo antes de la ignición normal. Angulo PFP puede ocurrir antes de PMS.	Causa esfuerzos mecánicos y térmicos en el conjunto de potencia.	

Fuente: "Intermediate Engine Analysis". Dynalco Controls. Página 6-5. \* Descritas solo las características.

## 6.2. ANALISIS DE LA CONDICION MECANICA DE MOTORES RECIPROCANES

### RECIPROCANES

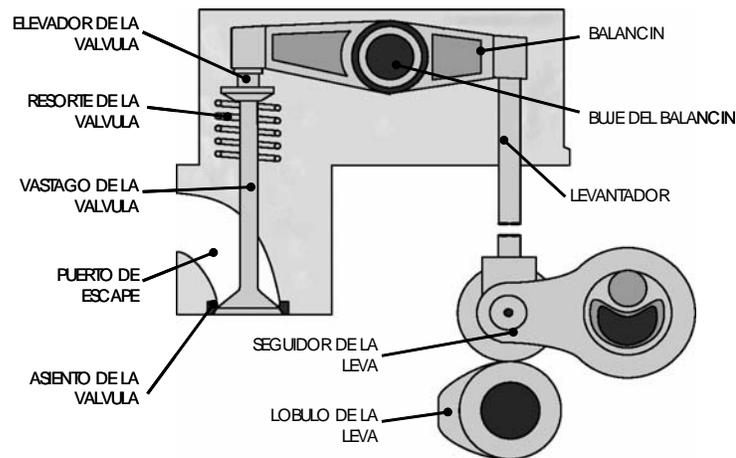
Las fallas mecánicas en motores recíprocos se pueden clasificar según el elemento que comprometen así:

- Fallas en el tren de válvulas.
- Fallas en camisas.
- Fallas en bielas y en el pin de biela (wrist pin).
- Fallas en anillos.

#### 6.2.1. 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. Las partes mencionadas se muestran en la [Figura 157](#).

**Figura 157. Diagrama de un tren de válvula.**



Los problemas mecánicos comunes en el tren de válvulas son:

- Soltura o desgaste en el balancín
- Inapropiada tolerancia del elevador de la válvula
- Resortes rotos
- Tensión incorrecta del resorte

Desgaste de la guía de la válvula  
Desgaste o acción fuera de tiempo de la leva  
Excesivo juego en los engranajes de la leva (cam gear lash).

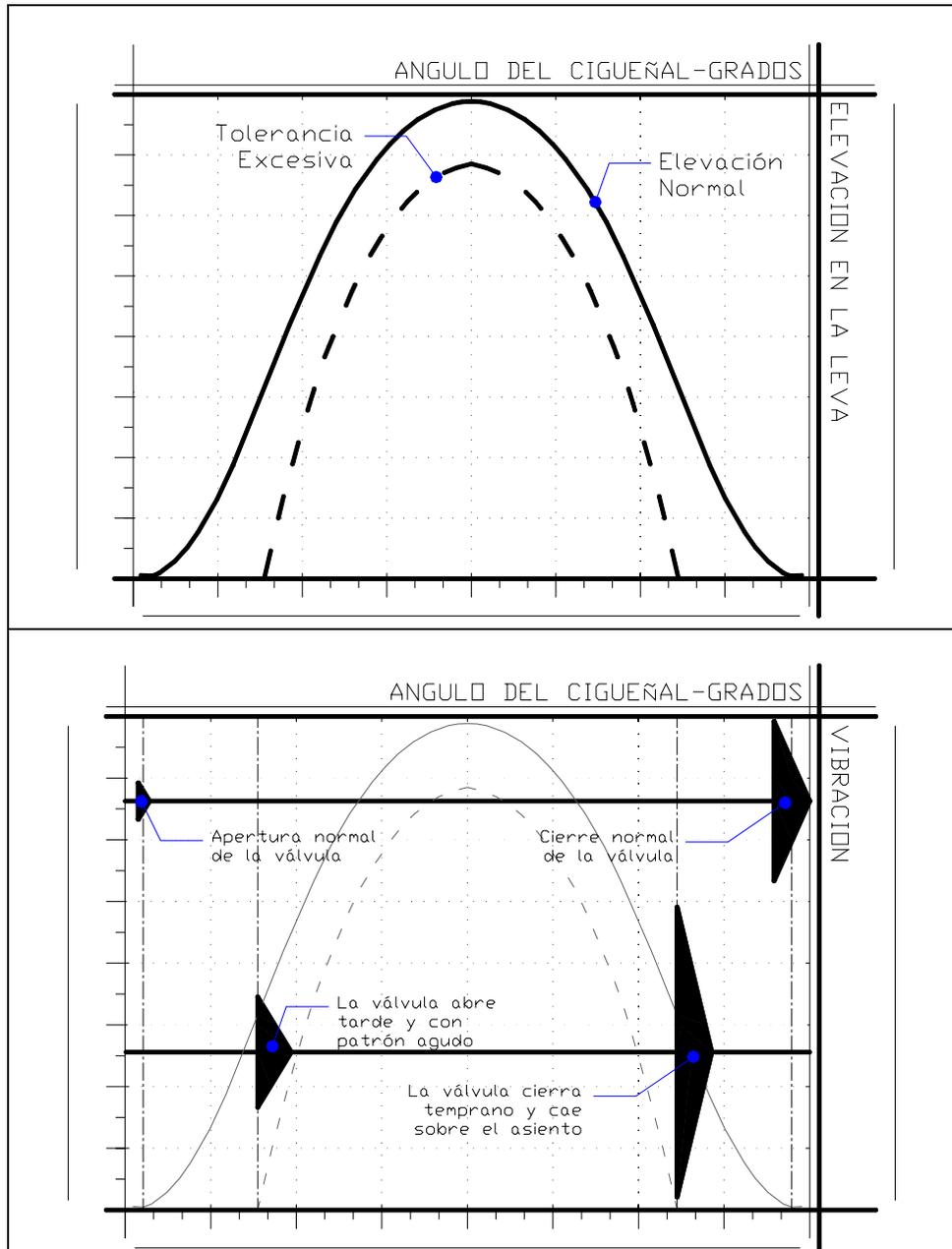
Los problemas en el tren de válvula que ocasiona fugas son:

Válvulas quemadas  
Depósitos en asientos de válvulas  
Asientos dañados  
Vástago de válvula doblados

#### **6.2.1.1. 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 está más levantado, y recibe el seguidor con una mayor aceleración. El evento de cierre de la válvula también puede ser más ruidoso, en especial si por la tolerancia excesiva, la válvula cae bruscamente sobre el asiento. En casos extremos, es posible que la válvula no asiente del todo causando pérdidas de potencia y causando que el asiento se queme.

**Figura 158. Tolerancia incorrecta de la válvula.**



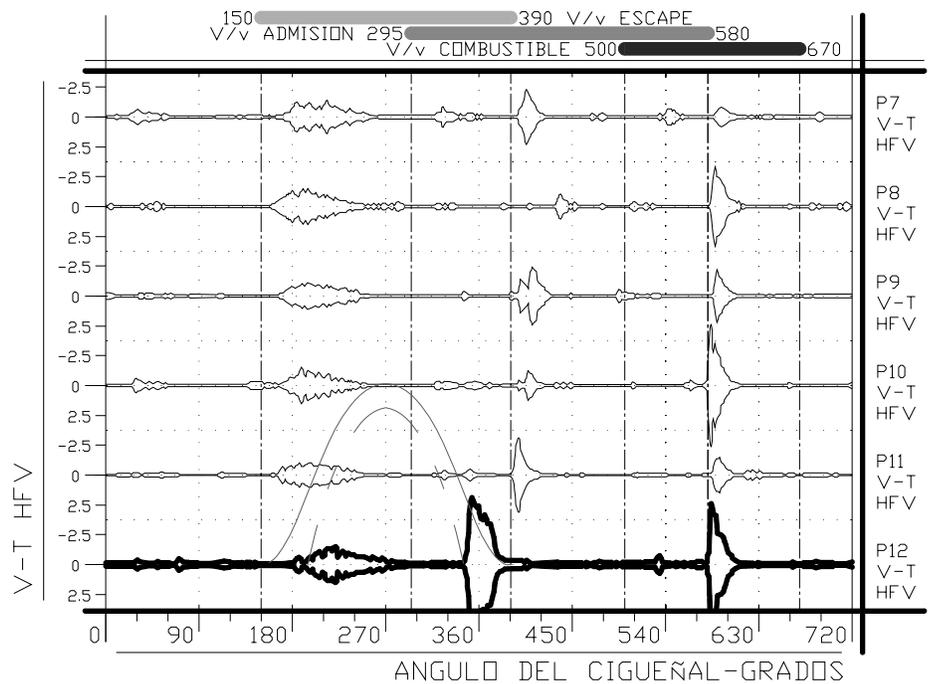
### 6.2.1.2. Colapso de levantadores hidráulicos.

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.

En la **Figura 159**, se muestra un ejemplo de un motor de cuatro tiempos con levantadores sólidos donde existe excesiva tolerancia en el elevador de la válvula de escape del cilindro P12. Es importante resaltar la gran amplitud del evento de cierre de la válvula de escape respecto a la de los demás cilindros. El colapso de los levantadores hidráulicos produce un patrón muy similar.

**Figura 159. Diagrama de vibración mostrando excesiva tolerancia en el elevador de la válvula de escape en un motor de cuatro tiempos.**



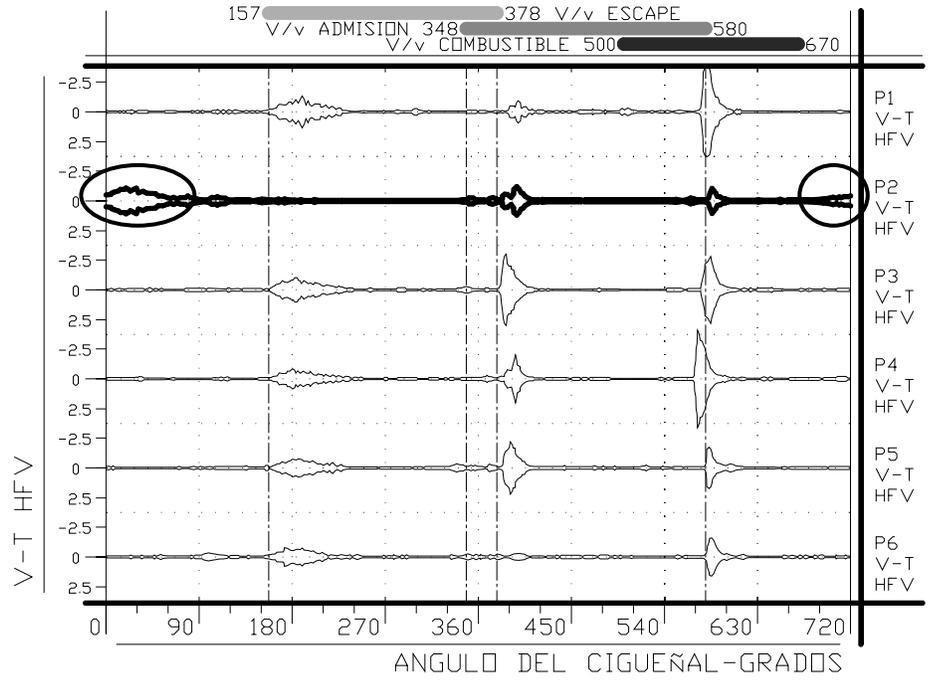
### 6.2.1.3. Fugas a través de válvulas.

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.

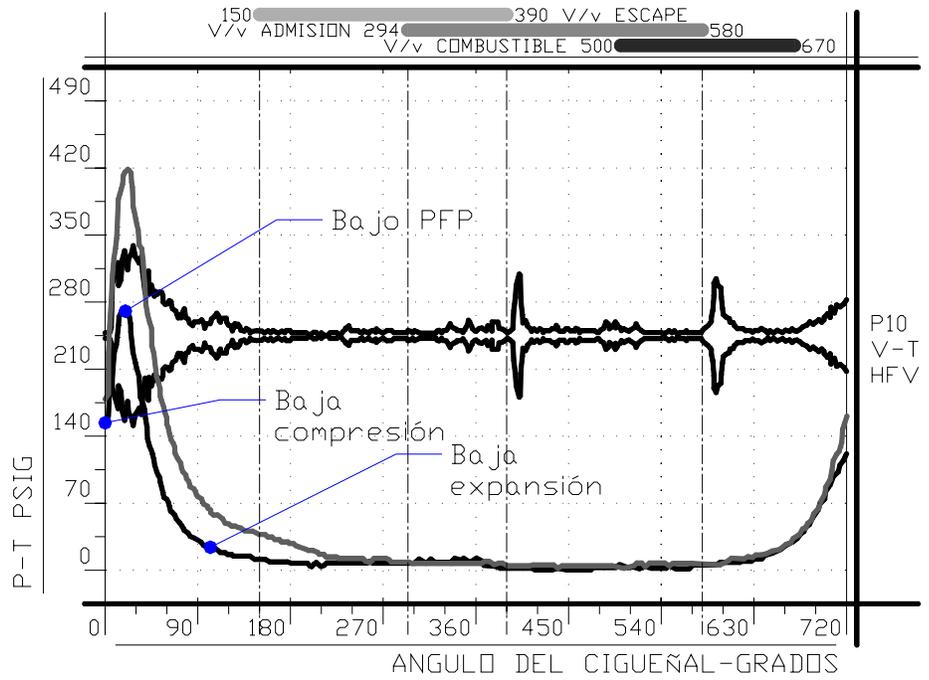
Una válvula con sello defectuoso, afectará el desempeño total del cilindro de potencia y del motor. En un patrón de vibración así como de ultrasonido contra ángulo del cigüeñal como el de la **Figura 160**, es posible observar que cuando existen fugas a través de las válvulas, estas se observan con forma alargada en las zonas de máxima presión del cilindro, es decir, en la etapa de compresión y de combustión (**blowby**). Otra característica es la ausencia de salida de gases de escape (**blowdown**), por dos

razones fundamentales, porque generalmente la combustión es defectuosa y porque los pocos gases que se hayan formado producto de la combustión fugan antes de la apertura de la válvula de escape. Estas características son observadas más claramente en las Figuras 161 y 162.

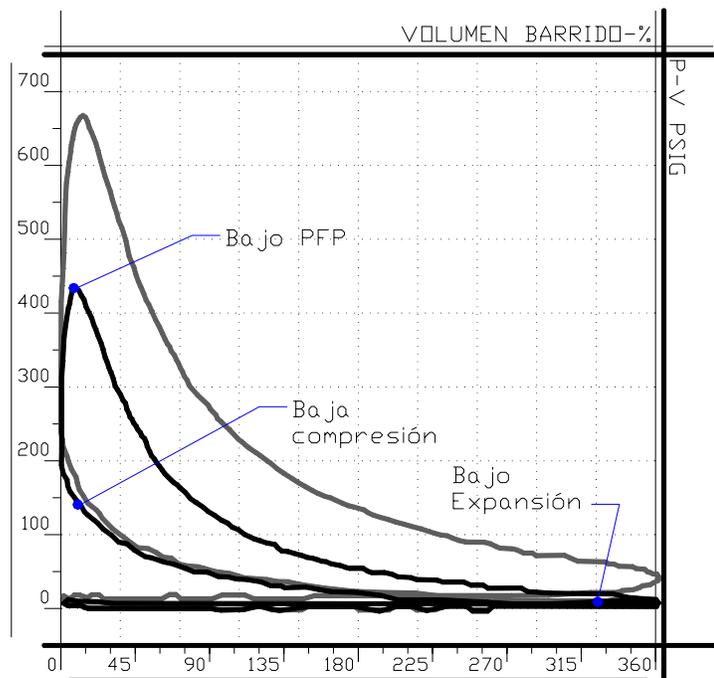
**Figura 160. Diagrama de vibración mostrando fugas a través de una válvula de escape en un motor de cuatro tiempos.**



**Figura 161. Diagrama PT de fugas a través de válvulas.**



**Figura 162. Diagrama PV de fugas a través de válvulas.**

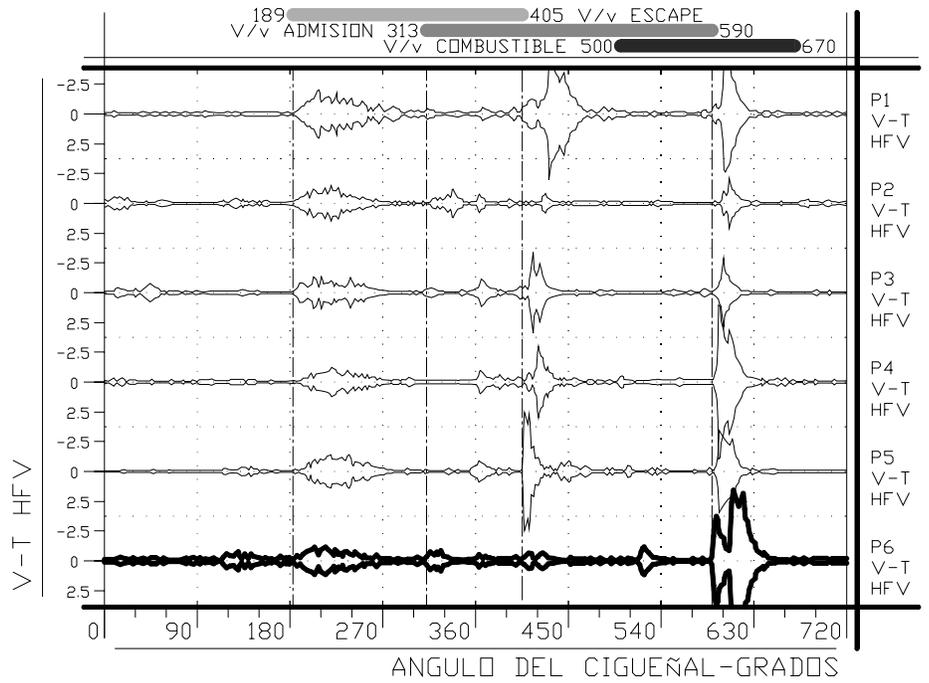


En los patrones de presión contra ángulo del cigüeñal y de presión contra tiempo, es posible observar claramente los efectos de las fugas, en este caso a través de válvulas, que son baja presión pico de encendido, baja expansión y baja compresión, véase Figuras 161 y 162. Respecto al desempeño, es obvia la caída drástica de la presión media efectiva indicada y con ella la potencia indicada del cilindro.

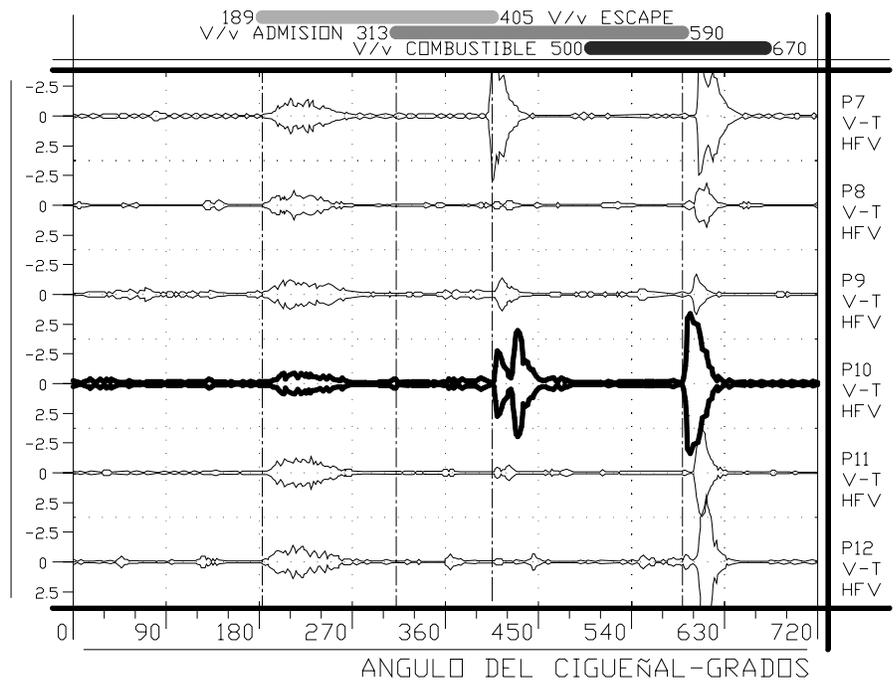
#### 6.2.1.4. Balancín desgastado.

La mayor parte de las veces, un balancín desgastado se refiere al desgaste del buje del balancín, donde por el desgaste se produce una holgura excesiva de tal manera que algunas veces en el momento de la apertura de la válvula o en el cierre incluso en ambos eventos se producen múltiples impactos. Un patrón similar es el que se observa cuando existe desgaste de la guía de la válvula, porque por la holgura en la guía, en su trayectoria la válvula puede llegar a golpear las paredes de la guía repetidas veces. En la Figura 163 y 164 se muestra el diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal de un motor de cuatro tiempos donde en los cilindros P6 y P10 es observable el patrón característico del buje del balancín desgastado.

**Figura 163. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste del balancín.**



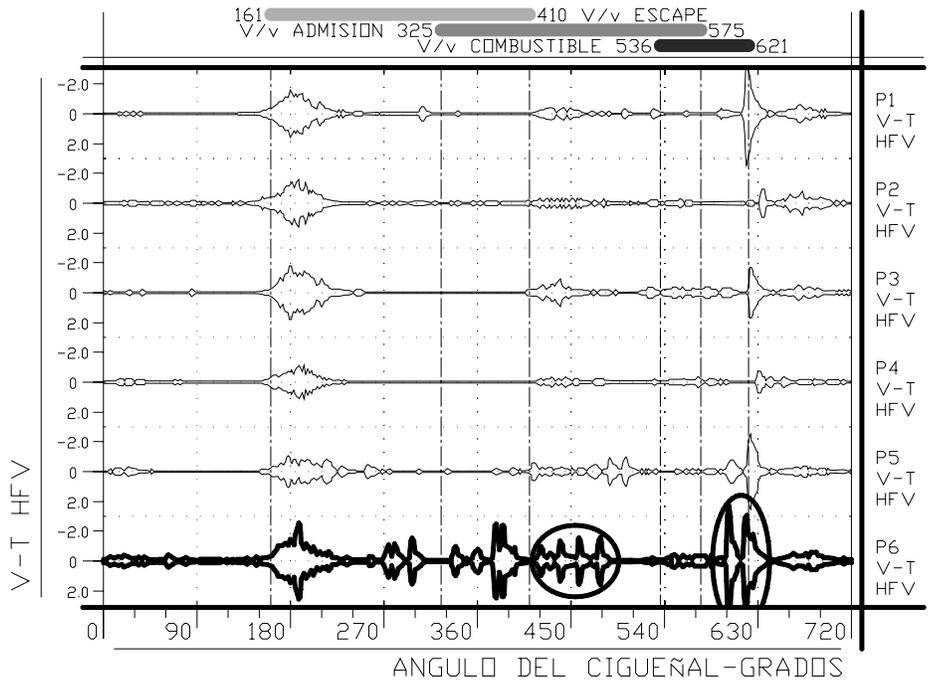
**Figura 164. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste del balancín.**



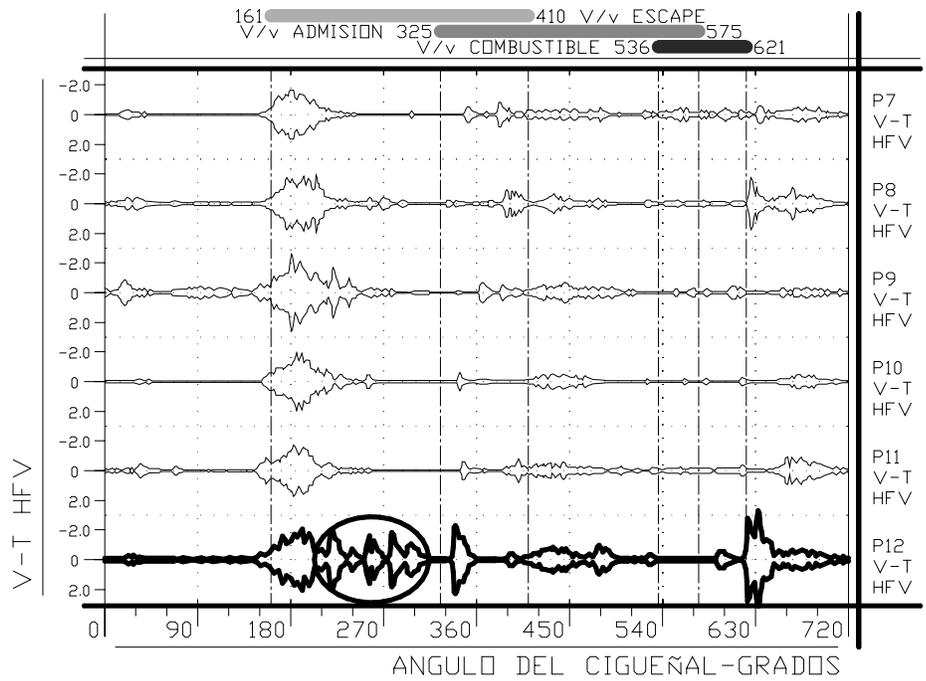
### 6.2.1.5. Juego en los engranajes de la leva (desgaste del sincronismo).

Se refiere al desgaste en los engranajes del sincronismo que conducen el eje de levas. Esta condición produce un patrón de múltiples picos de vibración o ultrasonido al momento del cierre o apertura de las válvulas por el contacto inadecuado de los dientes de los engranajes. Adicionalmente, los múltiples impactos pueden causar picaduras o daños en la superficie del lóbulo de la leva, generando un patrón de vibración rugoso. En las Figuras 165 y 166 se muestra el diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal de un motor de cuatro tiempos donde en los cilindros P6 y P12 es observable el patrón característico del juego de los engranajes del sincronismo. Es importante destacar que este problema debería generar el patrón de vibración característico ya mencionado para todas las válvulas de la máquina porque todas están conectadas al mismo árbol de levas, sin embargo sólo es ampliamente evidente en las válvula de los cilindros adyacentes al mecanismo del sincronismo, como son en este caso los cilindro P6 y P12. El detalle se muestra en las Figuras 167 y 168.

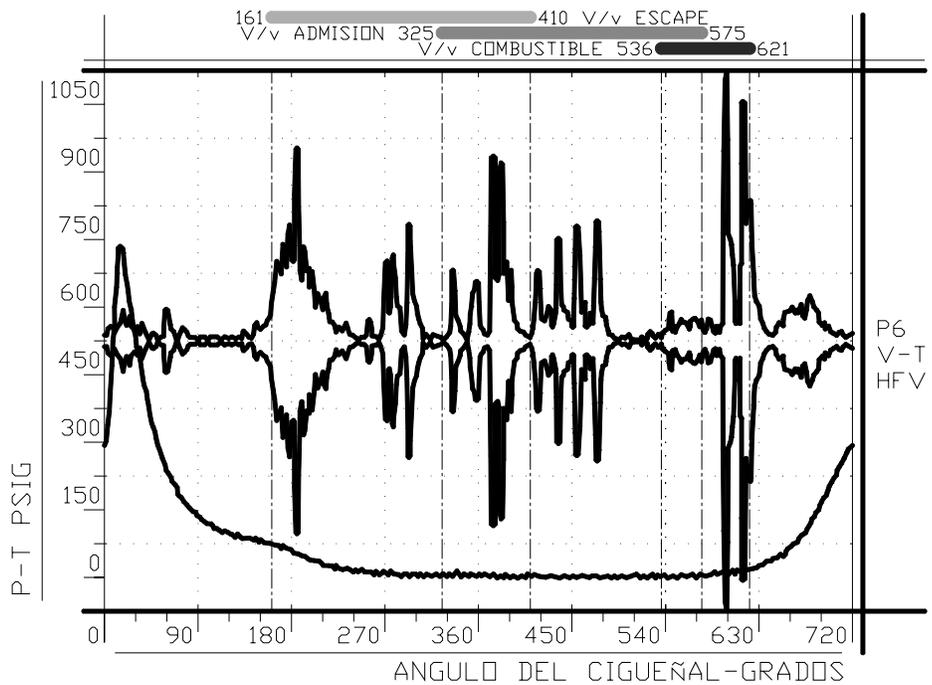
**Figura 165. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste de leva.**



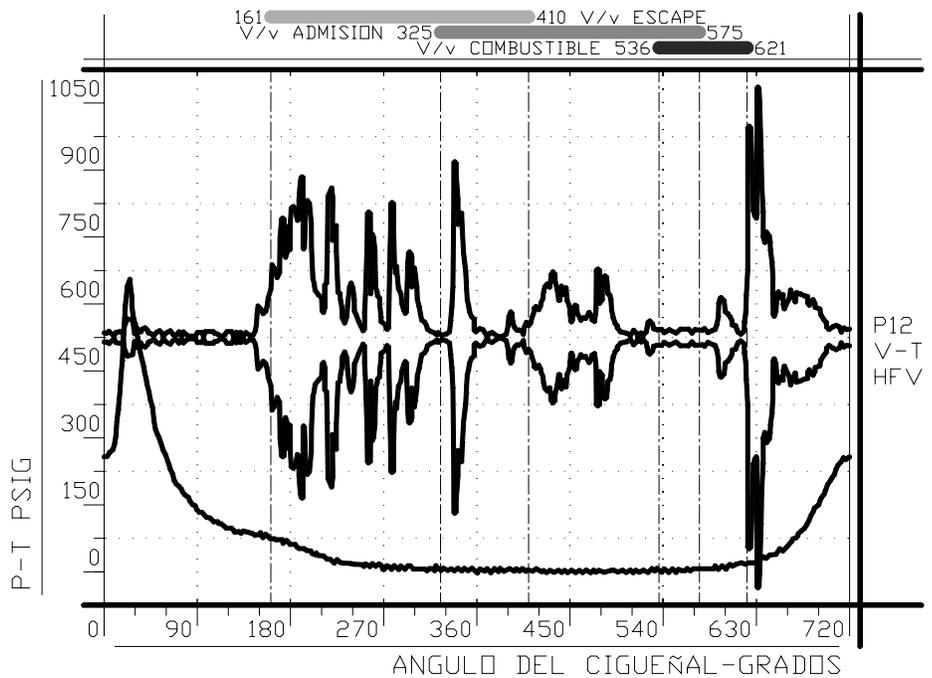
**Figura 166. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de cuatro tiempos mostrando el patrón de desgaste de leva.**



**Figura 167. Detalle del cilindro P6 de la Figura 165.**



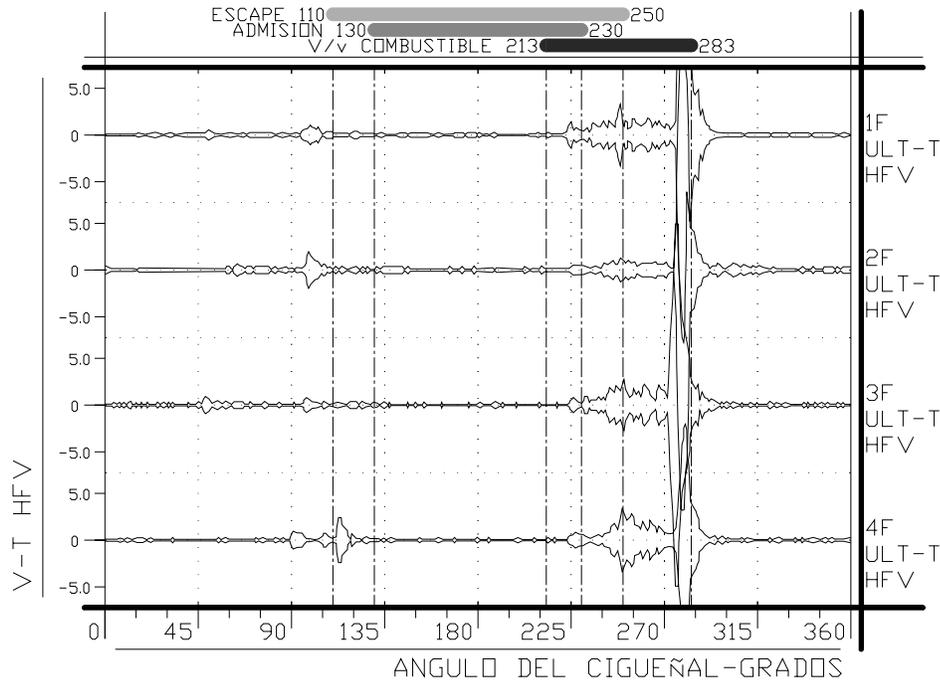
**Figura 168. Detalle del cilindro P12 de la Figura 166.**



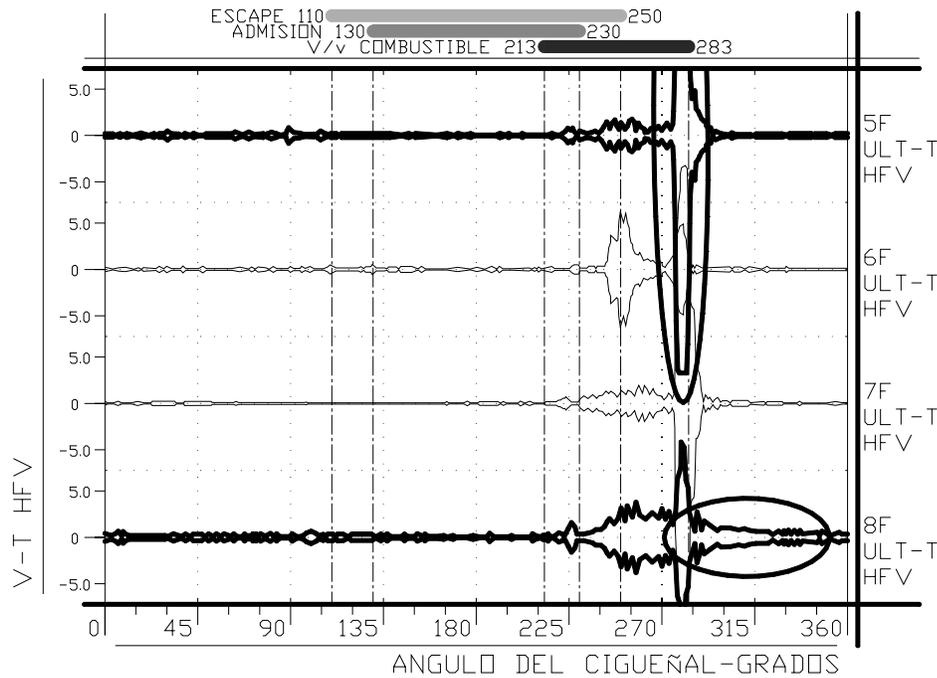
#### 6.2.1.6. Cierres fuertes de válvulas.

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. Esto es bastante contraproducente para la válvula, su asiento y para todo el tren porque estos impactos y su ciclaje generan desgaste, fatiga y roturas. En las Figuras 169 y 170 se muestra el diagrama de ultrasonido contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos donde en el cilindro 5F es observable el patrón característico de impacto fuerte al cierre de la válvula de combustible (la Figura 169 fue puesta para apreciar el comportamiento normal del resto de los cilindros). También es posible detectar la fuga (**blowby**) del cilindro 8F justo después del cierre de la válvula en el preciso momento de elevación de la presión producto de la compresión y combustión; para observar más en detalle la fuga del cilindro 5F Véase Figura 171 donde también es evidente que la fuga a través de la válvula ha afectado el desempeño del cilindro generando combustión tardía (PFP tardío); tener en cuenta que la fuga es más clara mediante la señal de ultrasonido que con la señal de vibración.

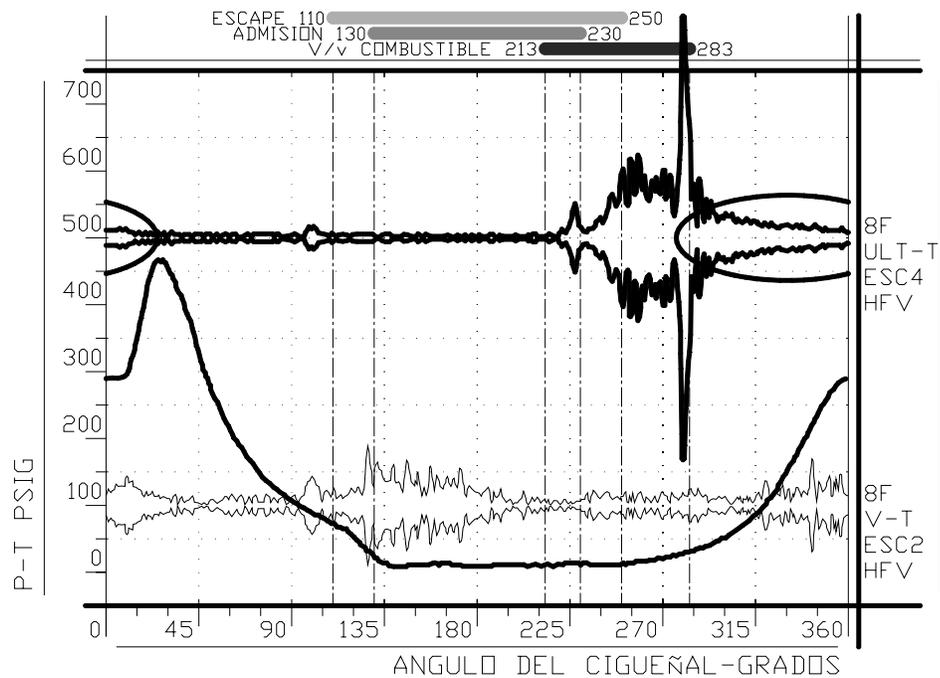
**Figura 169. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón de cierre fuerte de válvula.**



**Figura 170. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón de cierre fuerte de válvula.**



**Figura 171. Detalle del cilindro 8F de la Figura 33.**



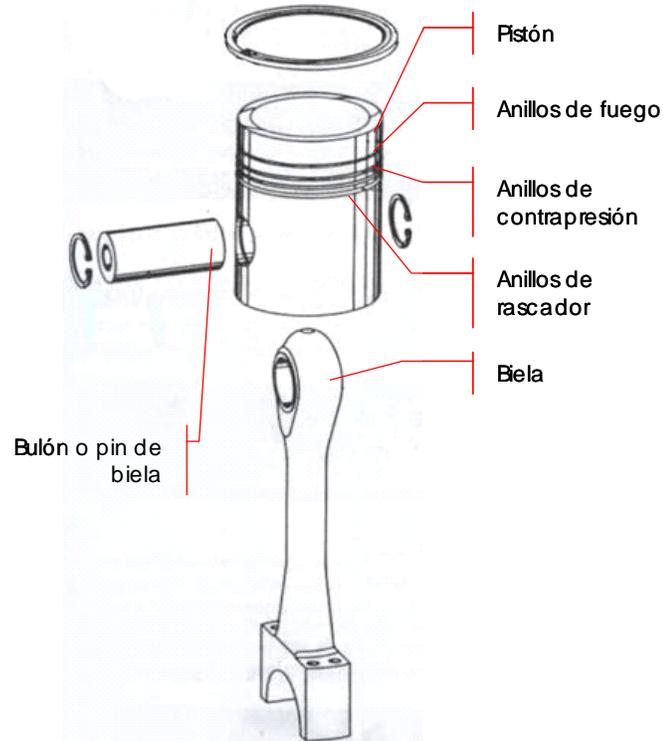
**Tabla 24. Fallas comunes relacionadas con la condición mecánica de válvulas en motores recíprocos.**

FALLA	CARACTERISTICAS
Normal	Eventos de apertura de válvula silenciosos o ausentes. Los eventos de válvulas son similares para todo el motor. Los eventos de cierre están en el ángulo esperado, presentan un solo impacto y corta duración. No existen fugas después del cierre de la válvula.
Desgaste en el buje del balancín	Múltiples impactos luego del cierre normal de la válvula. Excesivo ruido o amplitud en los eventos de apertura y cierre de las válvulas.
Excesiva tolerancia del elevador de la válvula	La válvula abre tarde y cierra temprano. Impactos ruidosos (gran amplitud) en el cierre de la válvula. Algunas veces se observa el evento de la apertura de la válvula.
Resortes de válvulas rotos	Impactos ruidosos en aperturas y cierres de válvulas. La válvula puede llegar a cerrar tarde.
Desgaste en la guía de la válvula.	Rugosidad en los patrones de vibración en los eventos de apertura y cierre de válvulas. La válvula puede trabarse en la guía y no cerrar en el momento correcto. Pueden verse fugas de gas si la válvula no cierra correctamente.

Fallas en los engranajes del eje de leva	Impactos en vibración cuando los dientes del engranaje pasan unos con otros. Puede causar excesivo desgaste del lóbulo de la leva llevando a un patrón de vibración rugoso.
Fugas en válvulas	Patrón de fuga ( <b>blowby</b> ) aparece cuando la presión en el cilindro crece.
Asiento inapropiado de la válvula	Múltiples impactos en el cierre de la válvula cuando la válvula llega al asiento. Diferencias apreciables en los cierres de válvulas a través de todo el motor. Puede ser causado por caída de la válvula fuera del asiento, por resortes desgastados, rotos o incorrectos, desgaste en el balancín o por combadura del vástago de la válvula. Puede observarse patrón de fugas ( <b>blowby</b> ) cuando la presión en el cilindro es alta.

## 6.2.2. Fallas en pistones, bielas, anillos y camisas.

Figura 172. Conjunto anillos, pistón y biela.



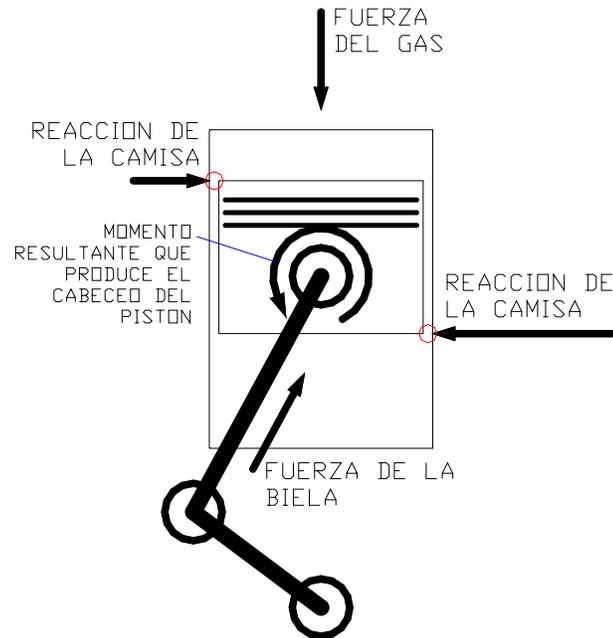
### 6.2.2.1. Golpe lateral del pistón.

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. En la [Figura 173](#), se muestra el diagrama de cuerpo libre del pistón de un motor poco antes de alcanzar el PMS. Como ya se dijo, este es el momento de mayor fuerza lateral de la biela y donde el gas está a mayor presión y tiene mayor capacidad de producir fuerza. 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 esta alejando del PMS se presenta una situación dinámica similar pero con las fuerzas contrarias, que también pueden llegar a generar el cabeceo.

En un diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal se espera ver picos agudos al final de la carrera de compresión o al inicio de la carrera de potencia.

**Figura 173. Golpe de pistón. Diagrama de cuerpo libre del pistón cerca al punto muerto superior.**



En las Figuras 174 y 175 se muestra el diagrama de vibración en baja frecuencia contra ángulo del cigüeñal de un motor de dos tiempos donde en los cilindros P3 y P8 es observable el patrón característico de golpe lateral del pistón.

Figura 174. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón golpe del pistón.

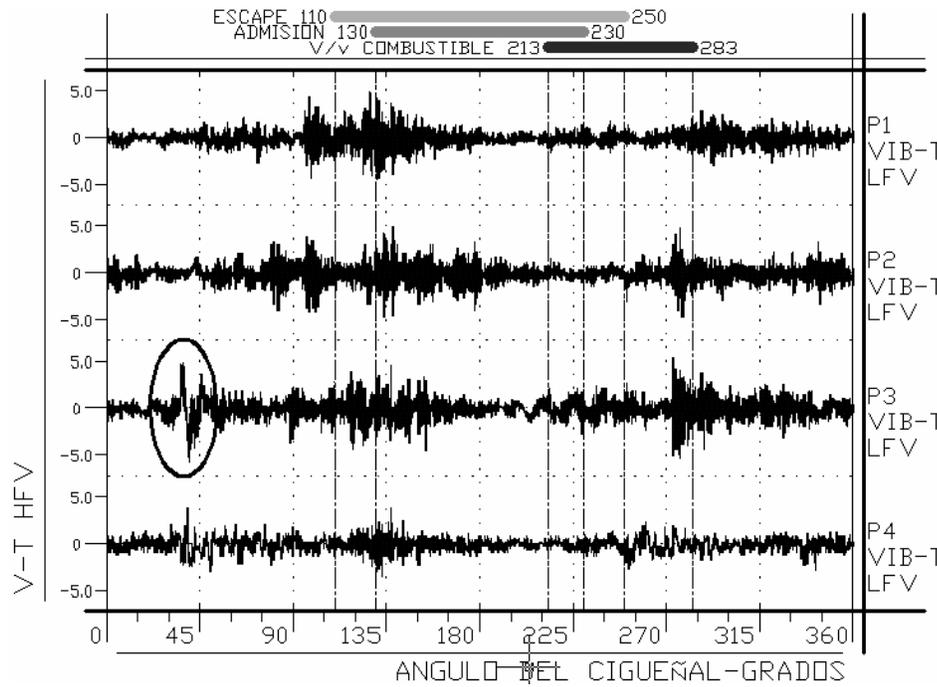
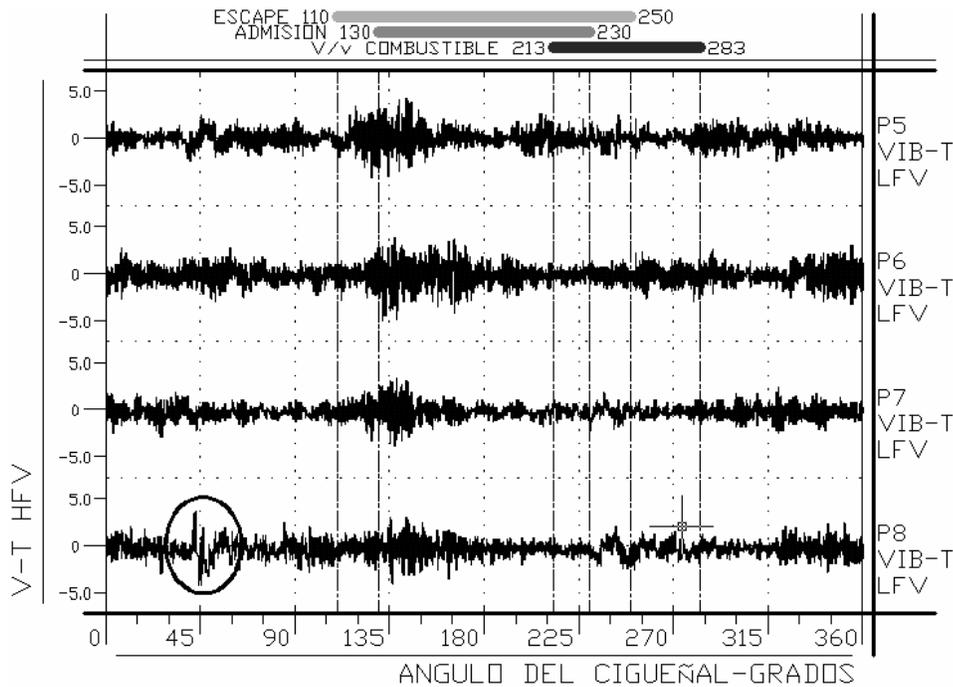
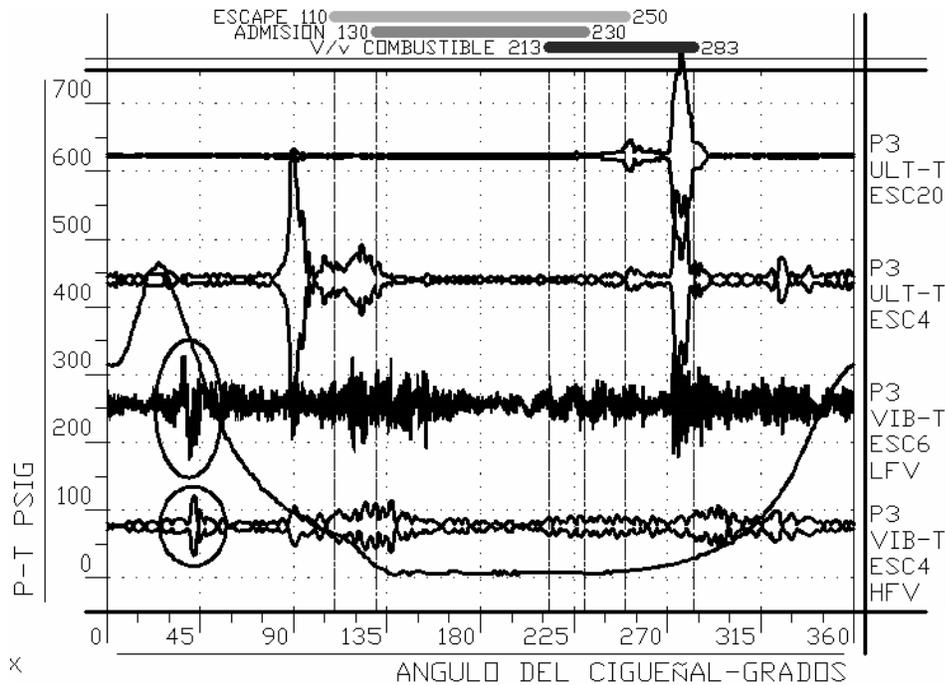


Figura 175. Diagrama de la vibración de los cilindros de un motor de dos tiempos mostrando el patrón golpe del pistón.



En la **Figura 176** se muestra el detalle de los patrones de ultrasonido, presión y vibración del cilindro P3 donde nuevamente se confirma el problema de golpe del pistón especialmente en las formas de onda de vibración de alta y baja frecuencia (LFV y HFV). También es posible apreciar como las señales de ultrasonido no son sensibles a este tipo de fallas. Respecto al desempeño, sólo cuando el golpe de la falda del pistón ha producido desgaste considerable se presentarán fugas y la presión pico de encendido caerá, al igual que la potencia indicada del cilindro.

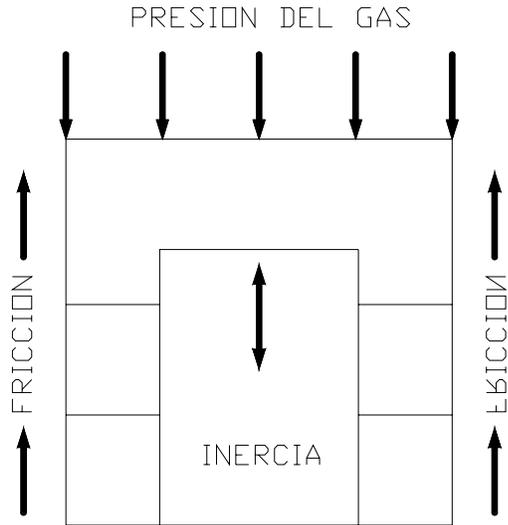
**Figura 176. Detalle del cilindro P3 de la **Figura 174**.**



#### 6.2.2.2. 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.

**Figura 177. Diagrama de cuerpo libre del pistón de un motor recíprocante.**

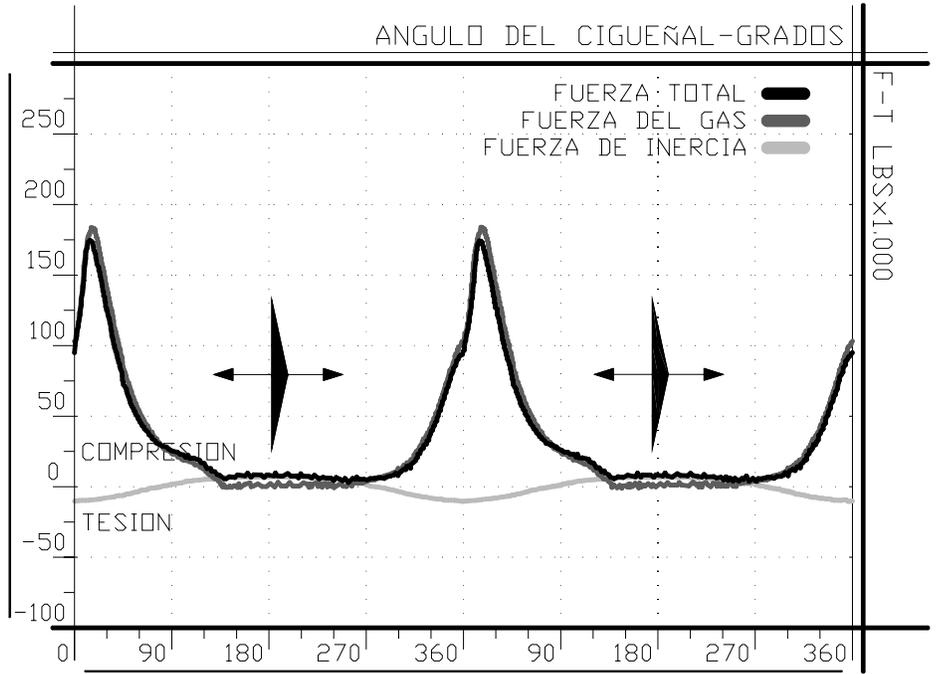


Para el cálculo de las cargas en la biela se tienen en cuenta tres fuerzas, la fuerza producida por la presión del gas, la inercia del pistón (fuerza requerida para acelerar y desacelerar la masa del pistón) y la fricción (generada por el roce entre los anillos del pistón y la camisa y por la viscosidad del aceite). Véase [Figura 177](#).

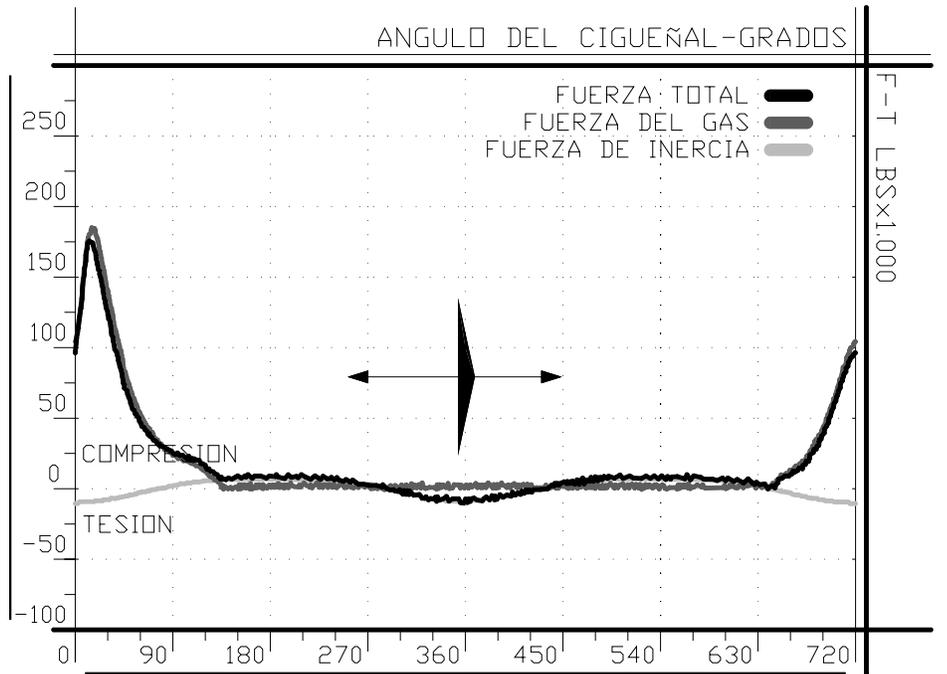
Los picos de vibración ocurren cerca del PMS en motores de cuatros tiempos y en el PMI en motores de dos tiempos ya que es en estos puntos donde se presenta la reversión de la carga de la biela. Véase [Figuras 178 y 179](#), por convención, compresión es positiva y tensión es negativa. En motores de cuatro tiempos la fuerza sobre el pin de biela pasa a tensión a aproximadamente 285 grados y vuelve a compresión en aproximadamente 440 grados. En motores de dos tiempos la fuerza siempre esta en compresión. Usualmente hay una pequeña variación del ángulo del pico de vibración de un ciclo a otro.

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. Véase [Figura 180](#). La mejor señal para observar estos impactos es la vibración de alta y baja frecuencia (HFV y LFV). Los impactos ya mencionados que en teoría se presentan a 180 grados en motores de dos tiempos y 360 grados en motores de cuatro tiempos generalmente tienen una tolerancia de aparición de +/- 55 grados en el diagrama de vibración.

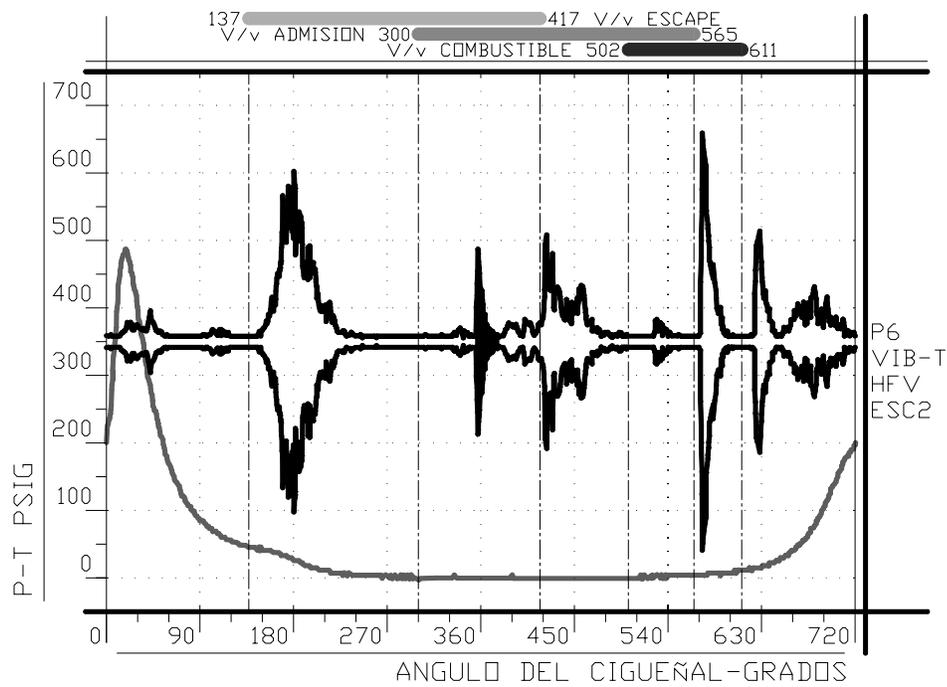
**Figura 178. Carga en el pin de biela en un motor de dos tiempos.**



**Figura 179. Carga en el pin de biela en un motor de cuatro tiempos.**



**Figura 180. Golpe en el pin o cojinete de biela de un motor de cuatro tiempos.**



### 6.2.2.3.Fugas a través de los anillos.

Los pistones tienen varios tipos de anillos que se distinguen por su función. El anillo superior se conoce como anillo de potencia o de fuego, le siguen los anillos de compresión, el anillo rascador y el anillo lubricador.

Los anillos del cilindro tienen tres funciones fundamentales

- Sellar para permitir la compresión, combustión y evitar que los gases de escape entren al cárter.
- Ayudar a lubricar las paredes del cilindro.
- Ayudar a transmitir el calor desde el pistón al agua de enfriamiento en la camisa.

Inevitablemente, los anillos desgastados van a permitir las fugas. Entre las causas más comunes de estas fugas en anillos se cuentan:

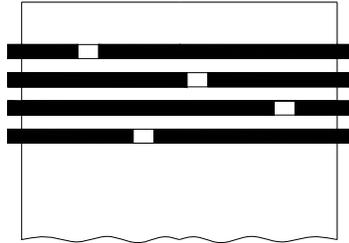
- Excesivo juego interno en los anillos.
- Desgaste de anillos o de la camisa.
- Excesiva tolerancia entre los anillos y la camisa.
- Anillos pegados causados usualmente por acumulación de carbón o lodos.
- Anillos enfrentados. Véase [Figura 181](#).

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 superior.

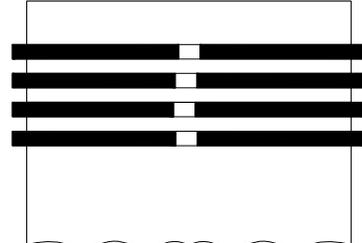
Para diferenciar si la fuga es por las válvulas o por anillos se debe observar el sitio de inicio y final del ruido de la fuga. En las fugas por válvulas, el cierre de la válvula nunca es claro y es interferido por el patrón de fuga. Las fugas por anillos siempre comienzan luego del cierre de todas las 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.

**Figura 181. Esquema de anillos enfrentados.**

**MONTAJE ADECUADO DE LOS ANILLOS**



**ANILLOS ENFRENTADOS**



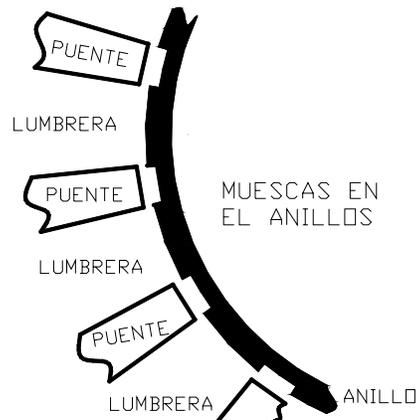
#### **6.2.2.4. Escalonamiento (muescas) por desgaste en anillos.**

En motores de dos tiempos, es común que se presenten muescas o escalonamientos en los anillos en aquellas zonas donde el anillo roza con el puente intermedio entre lumbrera y lumbrera. Este desgaste de los anillos es producido por la mayor presión de contacto encima del puente que en las partes donde no hay lumbreras, por el área de apoyo más reducida en las zonas donde existen lumbreras. Algún tipo de daño o irregularidad en el área del puente o deficiencia en la película de lubricación o demasiada adherencia entre los anillos y la camisa empeoraría la situación de desgaste. En la [Figura 182](#) se muestra un dibujo esquemático del escalonamiento por desgaste (muescas) en anillos.

Los efectos esperados por la existencia de muescas en los anillos son

- El anillo no producirá adecuado sello y finalmente presentará fugas.
- Eventualmente puede permitir daños en las áreas de los esfuerzos.
- Reducción de la presión pico de encendido por las fugas.

**Figura 182. Muestras en anillos.**



#### **6.2.2.5. Camisas ralladas.**

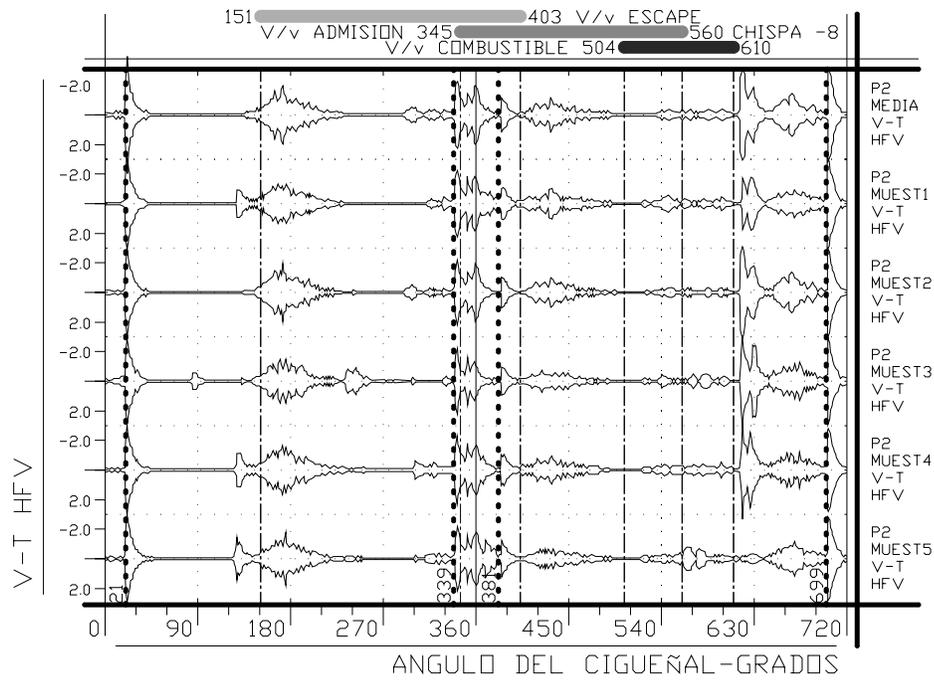
Las camisas desgastadas (**scuffing**) o ralladas (**scoring**) son frecuentemente vistos como picos de vibración simétricos alrededor del PMS. Dependiendo de las carreras en el ciclo del motor, será la cantidad de picos de vibración. En un motor de dos tiempos, los anillos del pistón pasan dos veces 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. A su vez un motor de cuatro tiempos pasará cuatro veces en un ciclo por el mismo punto, por lo tanto un defecto se verá como cuatro picos en el diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal.

#### **6.2.2.6. Ranura en la camisa.**

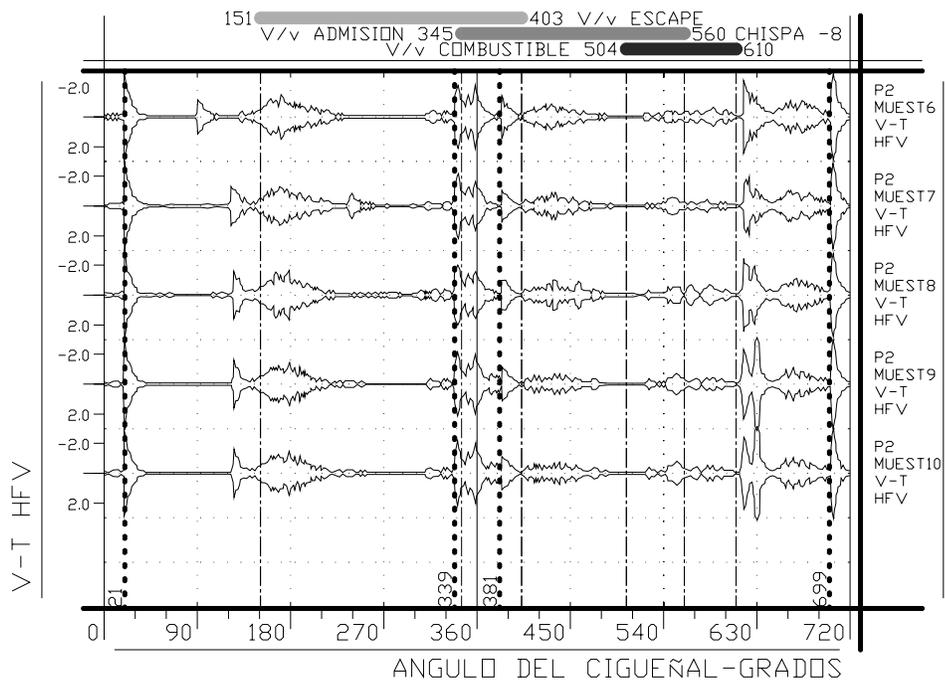
Como ya se menciona anteriormente, en un motor de dos tiempos, los anillos del pistón pasan dos veces por el mismo punto en un ciclo (uno vez subiendo y la otra bajando), por lo tanto un defecto se verá como dos picos en el diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal. De un modo similar, un motor de cuatro tiempos los anillos del pistón pasaran cuatro veces en un ciclo por el mismo punto, por lo tanto un defecto se verá como cuatro picos en el diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal. En el ejemplo de las Figuras 183 y 184, una ranura se observa en el diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal como cuatro picos, por ser un motor de cuatro tiempos, todos separados la misma distancia respecto PMS (21 grados). Por ello es fácil deducir que la ranura esta ubicada en la parte superior del cilindro. En la Figura 185, se muestra un detalle del patrón de vibración medio (promedio de los 10 muestreos de las Figuras 183 y 184) para ese cilindro. Es importante destacar que los picos de vibración son de mayor amplitud en las carreras de compresión y potencia (21 APMS y 21 DPMS respectivamente) que en las carreras de escape y admisión (339 y 381 grados respectivamente); esta es una situación muy normal, ya que en las carreras con alta presión (compresión y potencia) el pistón se desplaza más forzado y tocando con mayor presión las paredes de la

camisa que en las carreras de baja presión. La consecuencia más normal en el desempeño es la aparición de fugas en el momento de paso por las ranuras con la obvia disminución de la presión pico de encendido y de la potencia indicada de ese cilindro. Notar que en las Figuras 183 y 184 los patrones de vibración corresponden al mismo cilindro (P2) pero tomado 10 veces y que en los diagramas se utilizó un cursor simétrico para resaltar la simetría respecto al PMS de los picos de vibración.

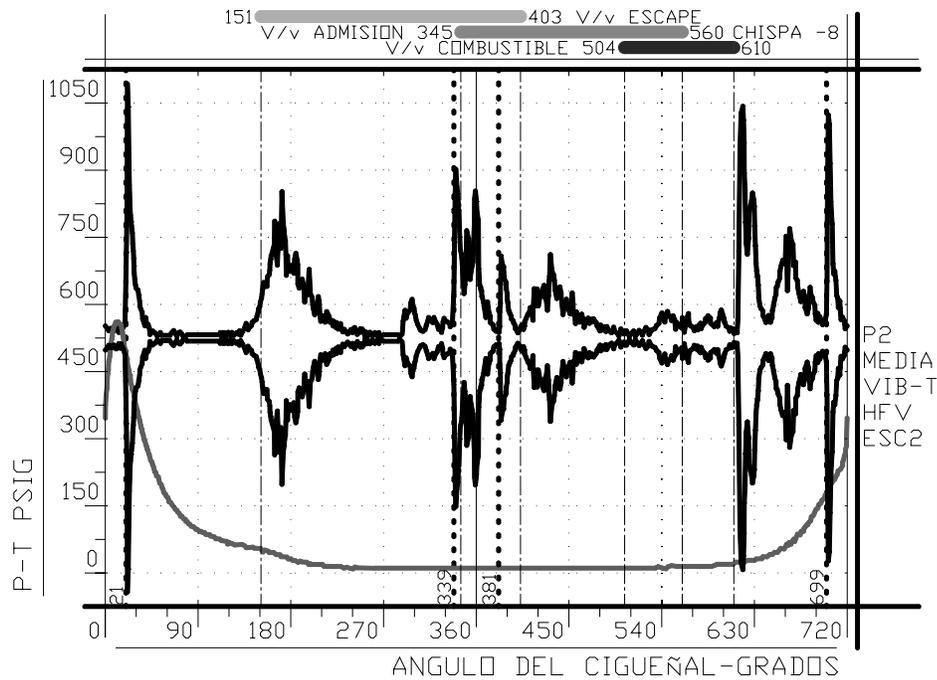
**Figura 183. Patrón de una ranura en la camisa en un motor de cuatro tiempos. Diez muestras.**



**Figura 184. Patrón de una ranura en la camisa en un motor de cuatro tiempos. Diez muestras.**



**Figura 185. Detalle del patrón de vibración de una ranura en la camisa de un motor de cuatro tiempos.**



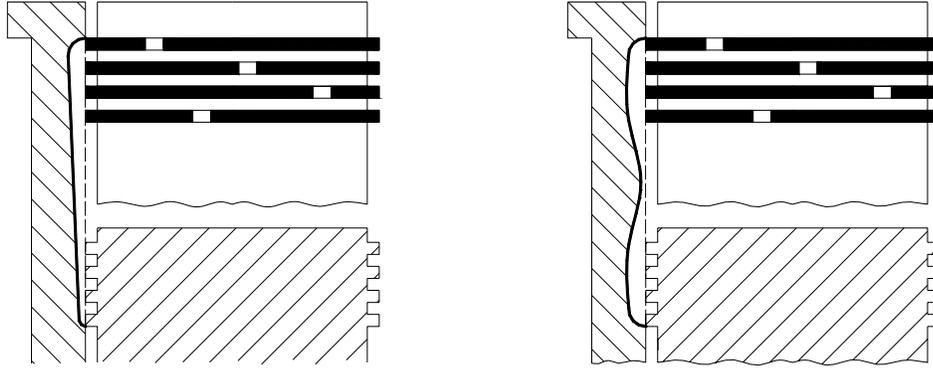
### 6.2.2.7. Desgaste de camisas.

Existen dos tipos de ahusamiento de la camisa, el primero más frecuente con máximo desgaste en el extremo superior de la camisa y un segundo tipo de ahusamiento poco común con desgaste en la parte superior e inferior, pero con menos desgaste en la mitad. Véase [Figura 186](#).

**Figura 186. Tipos de ahusamiento de la camisa de un motor.**

Desgaste solo en la parte superior de la camisa

Desgaste en la parte superior e inferior de la camisa y con poco desgaste en el medio.



Los principales factores que incrementan el desgaste de la camisa de un motor son:

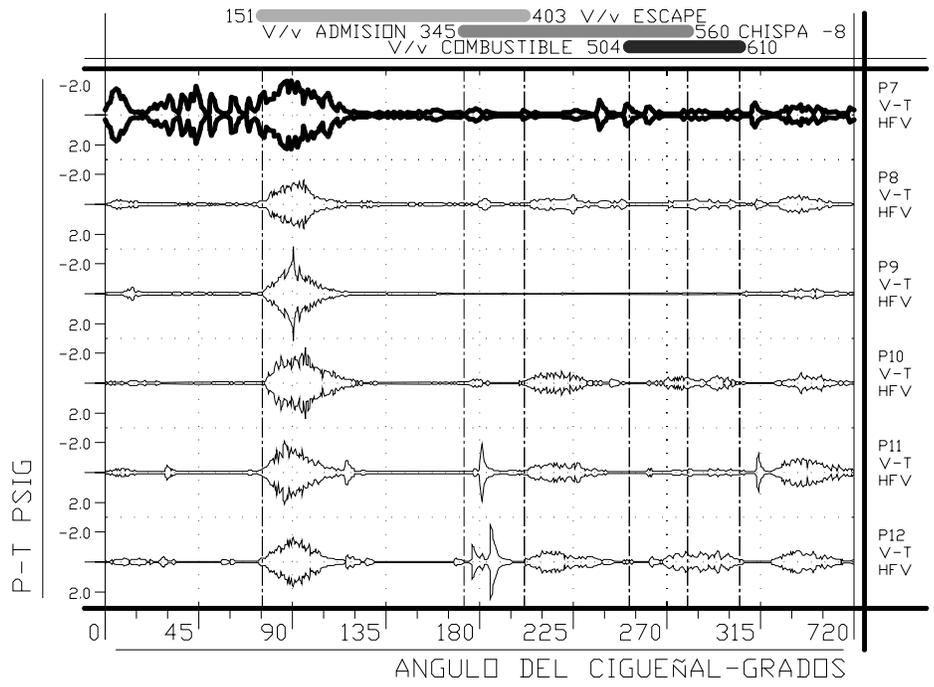
- Falta de lubricación
- Detonación
- Materiales extraños en la corriente de aire de admisión (falta de filtros o filtros que no trabajan)
- Inapropiada temperatura diferencial entre el sistema de lubricación y el agua de enfriamiento
- Combustibles corrosivos (alto contenido de sulfuro y gases sulfurosos).

Los problemas más comunes en camisas son el desgaste y las ralladuras. Normalmente cuando las camisas se comienzan a desgastar pierden el bruñido (efecto espejo) quedando la superficie lisa y disminuyendo la capacidad de compresión del cilindro.

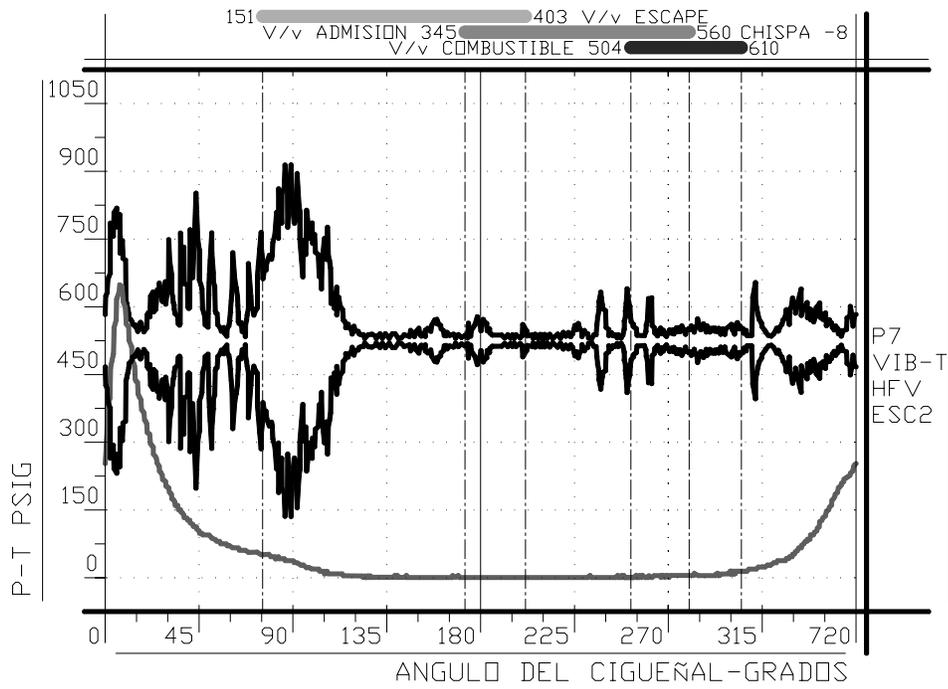
Este tipo de problemas mecánicos, tienden a verse con patrones agudos claramente definidos. Es común ver una serie de picos agudos y espaciados muy poco (Véase Figuras 187 y 188), los cuales tienden a ocurrir simétricamente. Los patrones simétricos ocurren debido a que los ciclos incluyen el movimiento del pistón ascendente y descendente (Véase Figuras 189 y 190). Además, los tres o más anillos pueden crear el mismo pico cada vez que cada anillo encuentra el daño. Es importante tener en cuenta que los patrones de los picos en el movimiento ascendente no son los mismos que en el movimiento descendente del pistón. En el movimiento ascendente (desde el PMS), el primer anillo está bajo presión, y en el movimiento descendente ningún anillo está bajo presión, así que los patrones no son necesariamente los mismos. Notar que en las Figuras 189 y 190 se utilizó un cursor simétrico para resaltar la simetría en los patrones de desgaste de las camisas. También, en un análisis de partículas de desgaste del aceite podrá revelar incremento en los niveles de cromo y hierro.

Nuevamente, un desgaste pronunciado de la camisa permitirá las fugas con su patrón característico ya mencionado.

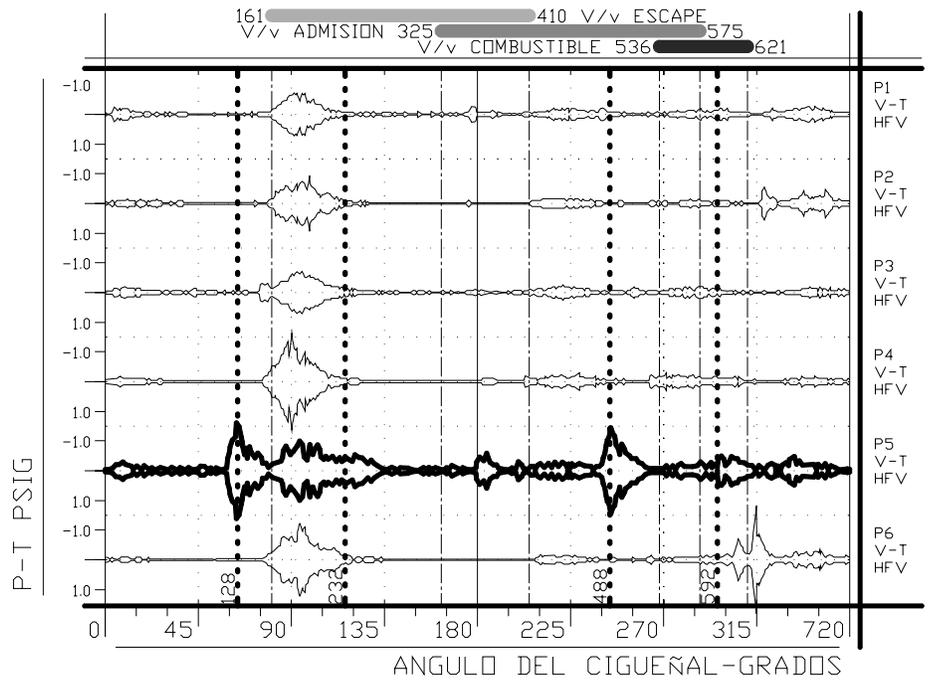
Figura 187. Desgaste en una camisa de un motor de cuatro tiempos.



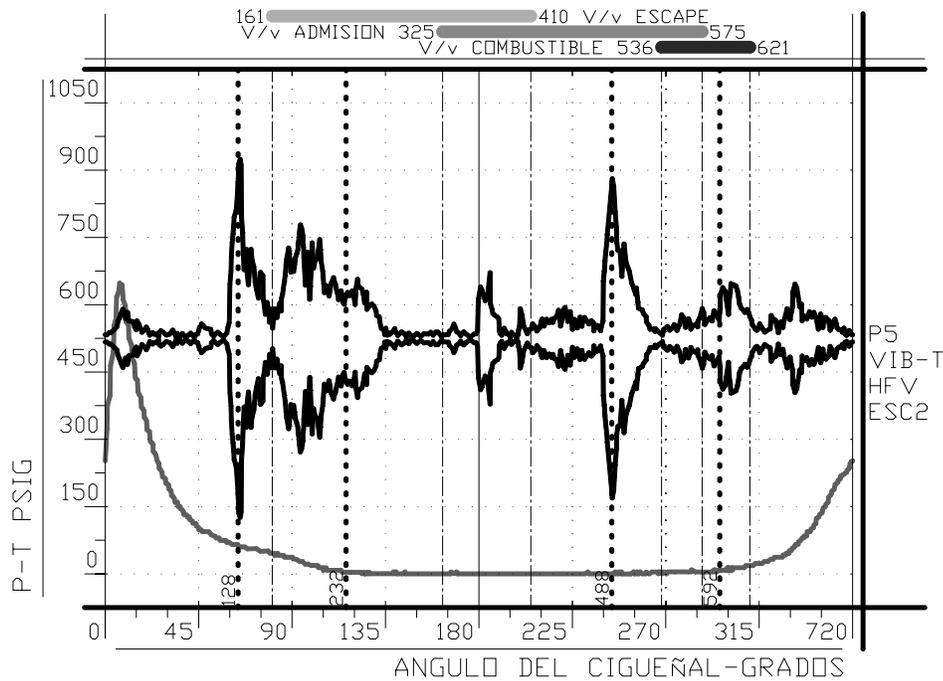
**Figura 188. Detalle del desgaste en una camisa del cilindro P7 de un motor de cuatro tiempos.**



**Figura 189. Desgaste de la camisa de un motor de cuatro tiempos con patrón simétrico.**



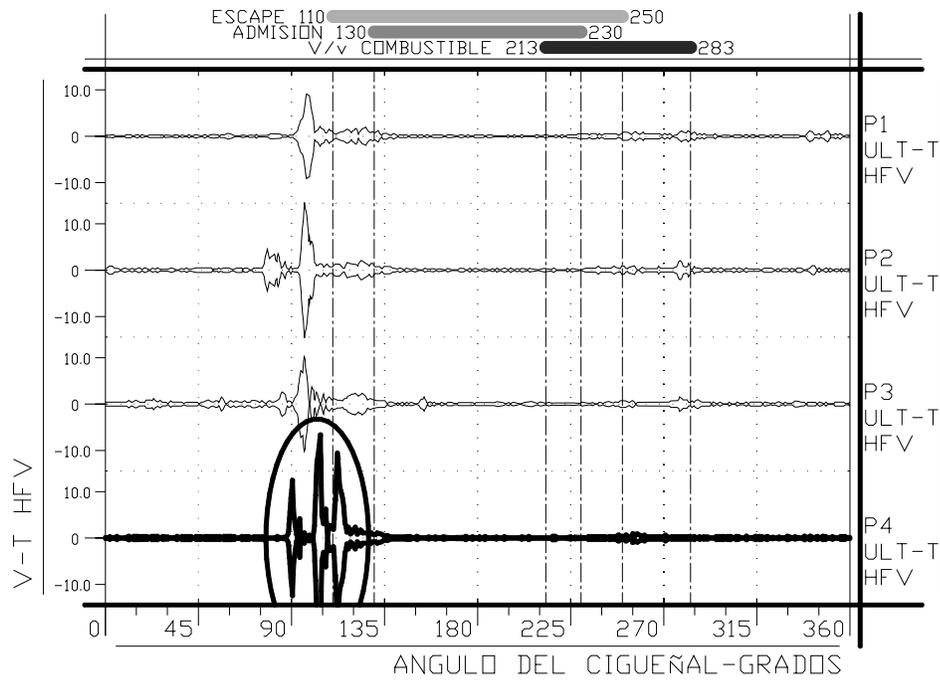
**Figura 190. Detalle del desgaste de la camisa de un motor de cuatro tiempos con patrón simétrico.**



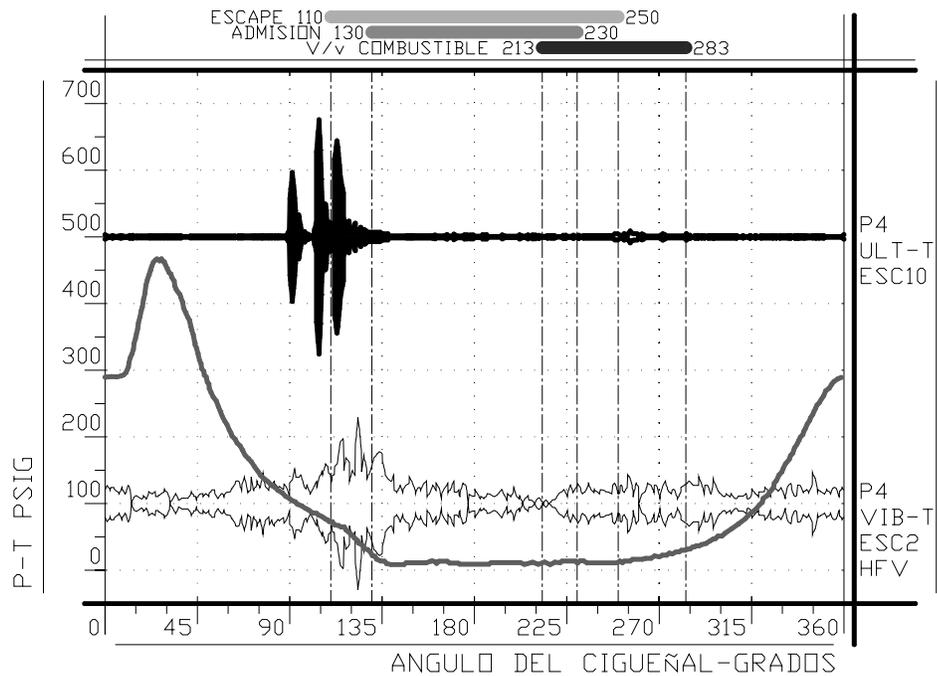
#### 6.2.2.8. Desgaste de los anillos por los puentes de las lumbreras.

Para motores de dos tiempos, los puertos pueden estar obstruidos y los puentes pueden estar desgastados. Cuando las lumbreras están taponadas u obstruidos, los picos característicos cuando el anillo superior entra en la lumbrera pueden perderse o disminuirse porque los anillos deslizan sobre carbón y no chasquea sobre los puertos. Además, cuando las tolerancias entre los anillos y las camisa son pequeñas, los anillos pueden llegar a trabarse (**ring clip**) a su paso por los puertos, lo que genera picos de vibración al paso de cada anillo. En la Figura 191 se puede observar en el cilindro P4 el trabamiento de los anillos (**ring clip**) a su paso por el puerto de escape. Los tres picos se deben al paso de los tres anillos del pistón. En la Figura 192, se muestra en detalle el problema del cilindro P4. Es importante apreciar que los picos son más visibles en señales de ultrasonido que en señales de vibración de alta frecuencia.

**Figura 191. Trabamieto de los anillos del pistón al paso por la lumbrera de escape.**



**Figura 192. Detalle del trabamieto de los anillos del pistón al paso por la lumbrera de escape.**



### **6.2.3. Fallas de los sistemas de ignición en motores recíprocos de encendido por chispa.**

Las fallas comunes en los sistemas de ignición de motores de encendido por chispa son:

- Problemas con el tiempo de la chispa.
- Problemas con la bujía.
- Problemas con los cables.
- Problemas con la bobina.

#### **6.2.3.1. Problemas con el tiempo de ignición.**

Básicamente los problemas en el tiempo de ignición se resumen en retardo y adelanto de la chispa. Sus consecuencias son tratadas a fondo en el **Capítulo 4 “Efectos de la ignición en la combustión”**, pero a manera de resumen el avance del tiempo en la chispa puede producir:

- Combustión temprana
- Incremento de la presión pico de encendido
- Angulo de la presión pico de encendido adelantado
- Detonación
- Bajas temperaturas de escape.

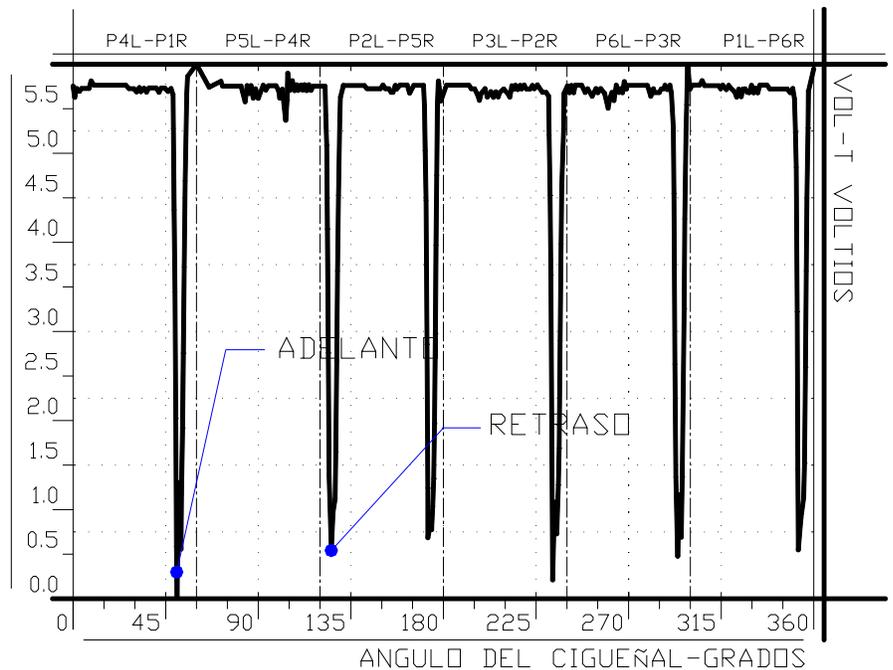
En la **Figura 55** se observa el adelanto de la chispa de 9 grados en los cilindros P4L y P1R. Para efectos de análisis, es más conveniente revisar el reporte estadístico de ignición.

De igual manera, el retardo en el tiempo de la chispa puede producir:

- Retardo en la combustión
- Baja presión pico de encendido
- Angulo de la presión pico de encendido retardado
- Ignición suave
- Fallo en la ignición
- Altas temperaturas de escape.

En la **Figura 193** se observa el retraso de la chispa de 5 grados en los cilindros P5L y P4R. Para efectos de análisis, es más conveniente revisar el reporte estadístico de ignición.

**Figura 193. Adelanto y retraso del voltaje de ionización nulo en el sistema de ignición primario.**



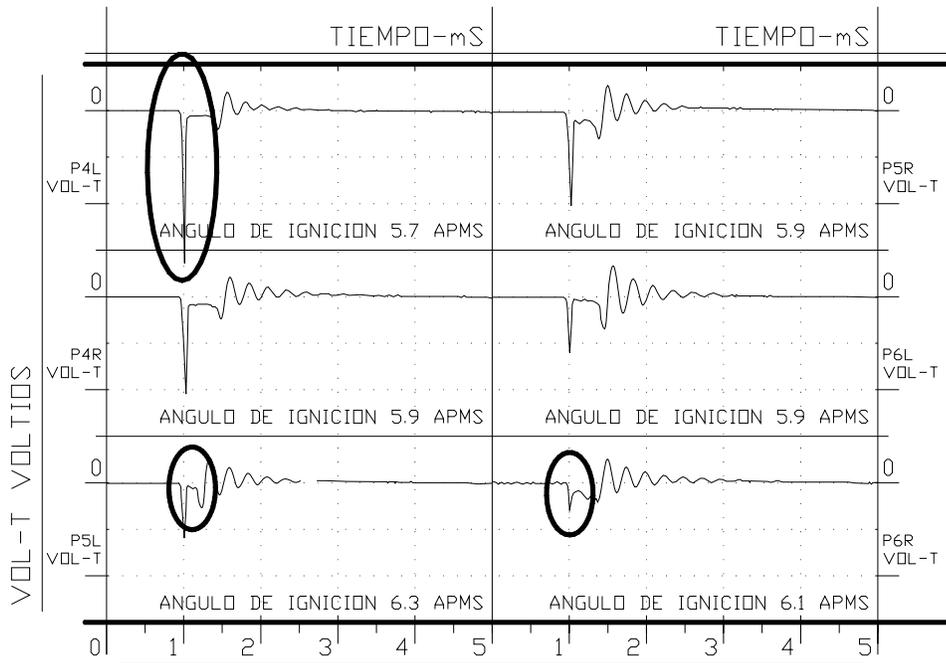
### 6.2.3.2. Problemas en las bujías.

Los problemas típicos en las bujías son:

- Excesiva luz que genera incremento en el voltaje de ionización y produce una chispa fuerte.
- Insuficiente luz que disminuye el voltaje de ionización y produce una chispa fuerte.
- Hollín en la bujía. La acumulación de contaminantes en la bujía disminuye la luz y causa disminución del voltaje de ionización.
- Desgaste de la bujía. El desgaste de los electrodos de la bujía aumenta la luz y por consiguiente incrementa el voltaje de ionización.
- Corta duración de la chispa.

En la **Figura 194** se observa el aumento del voltaje de ionización en el cilindro P4L, la disminución del voltaje de ionización en el cilindro P6R y la corta duración de la chispa en el cilindro P5L. Para efectos de análisis, es más conveniente revisar el reporte estadístico de ignición.

**Figura 194. Alto y bajo voltaje de ionización en el sistema de ignición secundario.**



### 6.2.3.3. Problemas en cables.

Básicamente son dos los problemas relacionados con los cables de los sistemas de ignición:

Acumulación de corrosión en los terminales de los cables que reduce el voltaje de ionización.

Daño o soltura de los cables que pueden causar fallas en la tierra o arco en la cabeza del cilindro.

### 6.2.3.4. Problemas con la bobina.

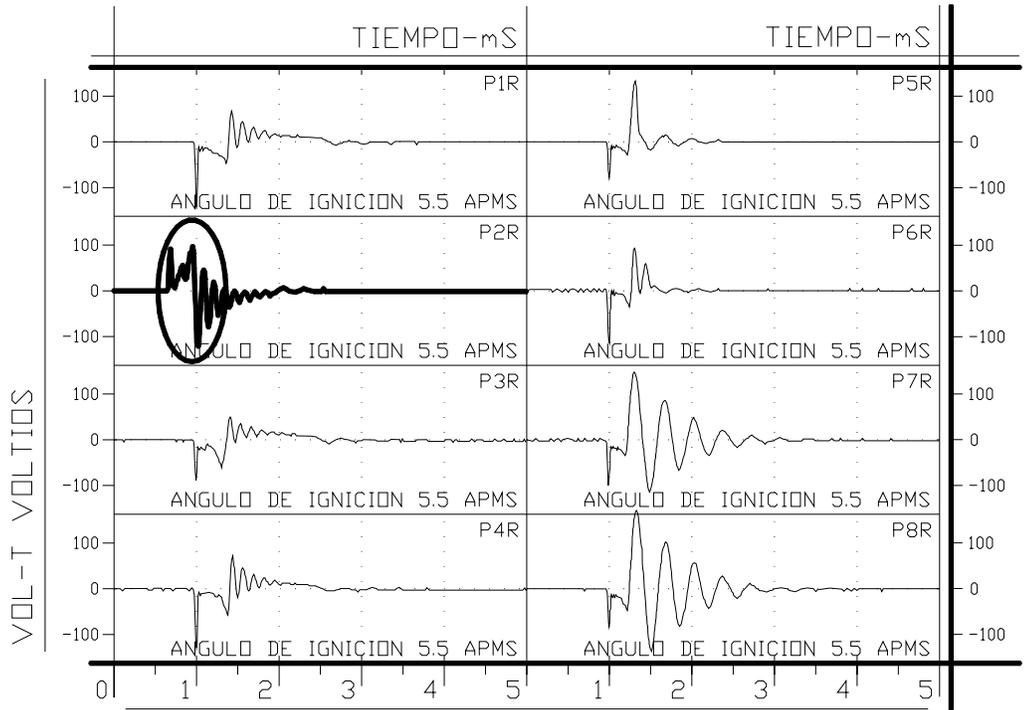
Dos problemas comunes están relacionados con las bobinas:

Bobinas con polaridad incorrecta. En la [Figura 195](#) se observa el patrón de una bobina invertida en el cilindro P2R donde el voltaje de ionización es positivo. Daño en la condición del devanado. Los problemas en el devanado son fácilmente observables en el patrón de amortiguamiento de la bobina. En la [Figura 196](#) no se observa el patrón de amortiguamiento en el cilindro P1R, P2R y PL1 (**coil ring down**) por lo que es fácil deducir el daño del devanado de la bobina.

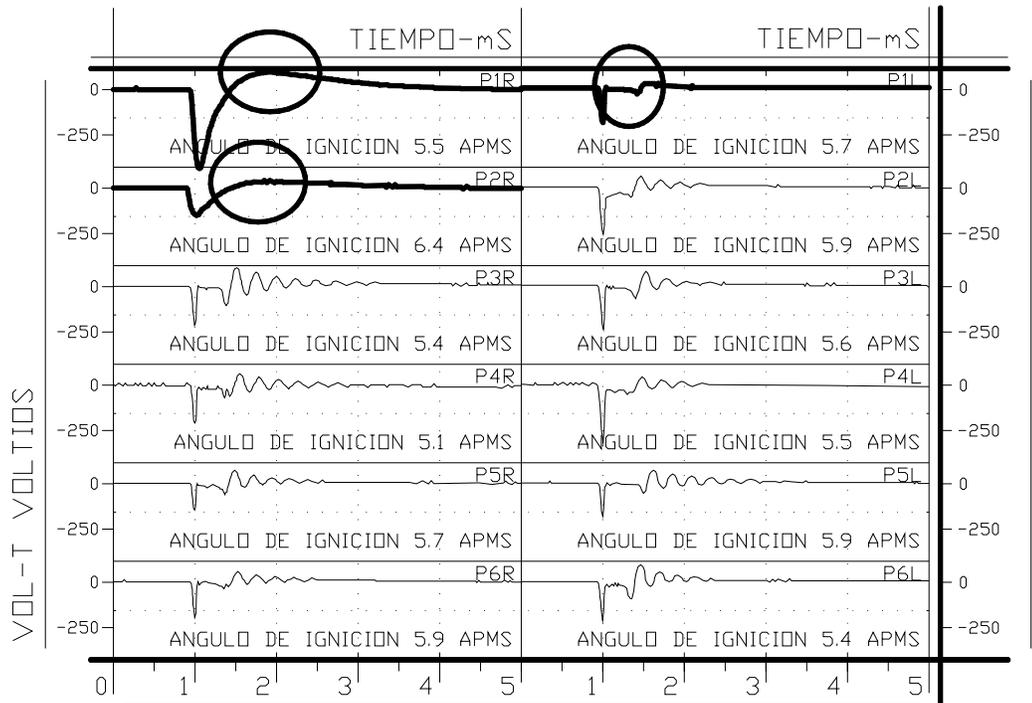
En la **Tabla 25**, se resumen las posibles fallas en los componentes del sistema de ignición según el patrón característico de falla.

Es importante tener en cuenta que existen dos herramientas para el análisis de sistemas de ignición. La primera son los patrones de voltajes contra tiempo o contra ángulo del cigüeñal y la segunda son los datos estadísticos de los muestreos estadísticos. Al igual que en el análisis de la combustión, en el análisis de la ignición son tomadas alrededor de 30 muestras y sobre ellas se calculan máximo, mínimo, promedio y desviación del voltaje de ionización y del ángulo del voltaje de ionización. **Véase Capítulo 10. Sistema Windrock 6310 PA 2.0.**

**Figura 195. Bobina invertido en el sistema de ignición secundario.**



**Figura 196. Bobinas averiadas en el sistema de ignición secundario.**



**Tabla 25. Identificación de problemas de ignición.**

SINTOMA	ELEMENTO PROBABLE EN FALLA	FALLAS COMUNES
Alto voltaje de ionización	Bujía	Luz muy grande
		Luz muy pequeña
Voltaje de ionización cercano a cero. No chispa ni combustión.		Corto interno
Voltaje de ionización cercano a cero	Sistema secundario de ignición	Aislamiento roto
Alto voltaje de ionización		Circuito abierto
Ausencia de señal primaria	Sistema primario de ignición	Alta resistencia
		Tierra en corto
Ausencia de señal secundaria	Bobina	Circuito abierto
Ausencia de señal primaria	Fuente de poder	Corto interno en el lado secundario.
Tiempo de chispa errado	Regulador de encendido	Falla en los componentes del circuito
Fluctuación en el tiempo de la chispa		Inapropiado ajuste
Alto voltaje de ionización	Mezcla aire/combustible	Desgaste en el acople del accionamiento
		Mezcla aire/combustible pobre

#### 6.2.4. Fallas en los sistemas de inyección de combustible diesel.

En los sistemas de inyección de combustible diesel, las fallas más comunes están relacionadas con:

- Problemas en el tiempo de inyección de la bomba de combustible
- Problemas en los inyectores (pegados, desgastados)
- Combustible contaminado.

“La mejor forma para determinar la condición mecánica de la inyección de combustible es usando las señales de vibración. Para ver la acción del inyector, es común registrar las señales de vibración de alta frecuencia y de ultrasonido en un perno de la culata y las señales de vibración de alta y baja frecuencia cerca o sobre la bomba del inyector o inyector”. Fuente: Diesel Engine Analysis. Crane, Dynalco Controls. Página 6.9.

Como es de esperar, todas las fallas relacionadas con la inyección del combustible en motores diesel tienen consecuencias contraproducentes en el desempeño del motor. Básicamente, las consecuencias son:

Las rata de elevación de la presión en la combustión (psig/deg) decrecerá o se incrementará.

La potencia indicada del cilindro de potencia puede incrementarse o decrecer dependiendo del desempeño de la inyección del combustible.

La presión media efectiva (MEP) tiene el mismo efecto que la potencia indicada, puede incrementarse o decrecer.

El ángulo de inicio de la combustión puede estar antes del punto muerto superior o después de éste.

El ángulo de la presión pico de encendido podría retardarse o adelantarse.

#### **6.2.4.1. Tiempo de inyección equivocado.**

El tiempo de inyección de combustible diesel puede estar adelantado o retrasado.

**Adelanto en el tiempo de inyección.** Las consecuencias comunes del adelanto de la inyección de combustible diesel son:

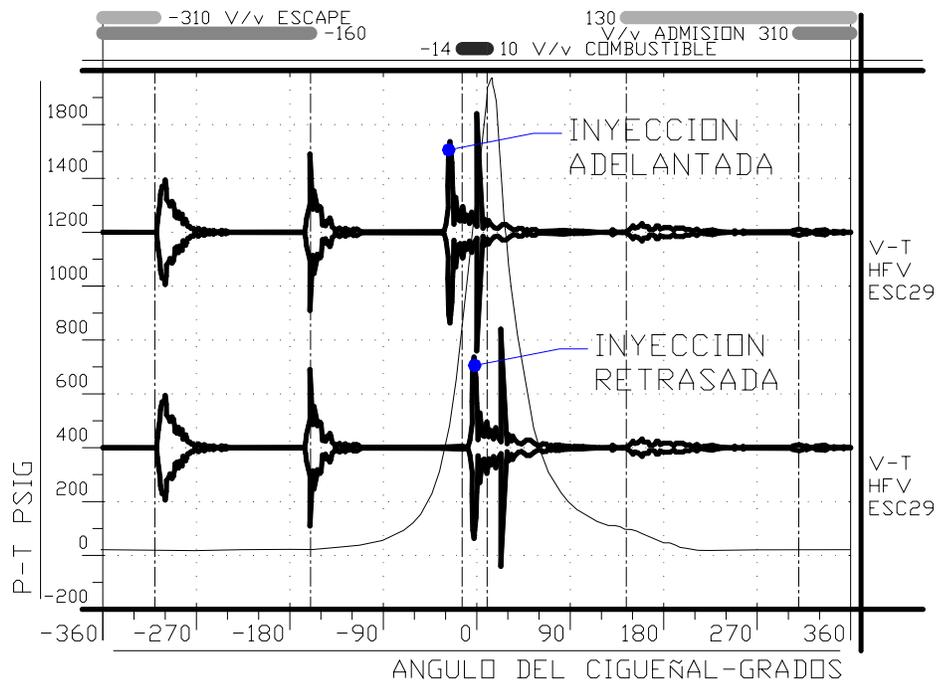
- Combustión temprana
- Incremento de la presión pico de encendido
- Angulo de la presión pico de encendido adelantado
- Detonación
- Bajas temperaturas de escape.

**Retraso en el tiempo de inyección.** Las consecuencias comunes del retraso de la inyección de combustible diesel son:

- Retardo en la combustión
- Baja presión pico de encendido
- Angulo de la presión pico de encendido retardado
- Ignición suave
- Fallo en la ignición
- Altas temperaturas de escape.

Directamente el adelanto o retraso del la inyección de combustible es sólo apreciable mediante señales de vibración cerca al inyector referenciadas con el ángulo de cigüeñal. En el diagrama se debe analizar el ángulo de apertura del inyector (primer pico en la inyección), el cual debe coincidir con las recomendaciones del fabricante según del modelo del motor. Indirectamente, analizando el desempeño del cilindro de potencia también es posible concluir un error en el tiempo de la inyección. En la **Figura 197** se muestran los patrones de vibración de un inyector adelantado y otro retrasado.

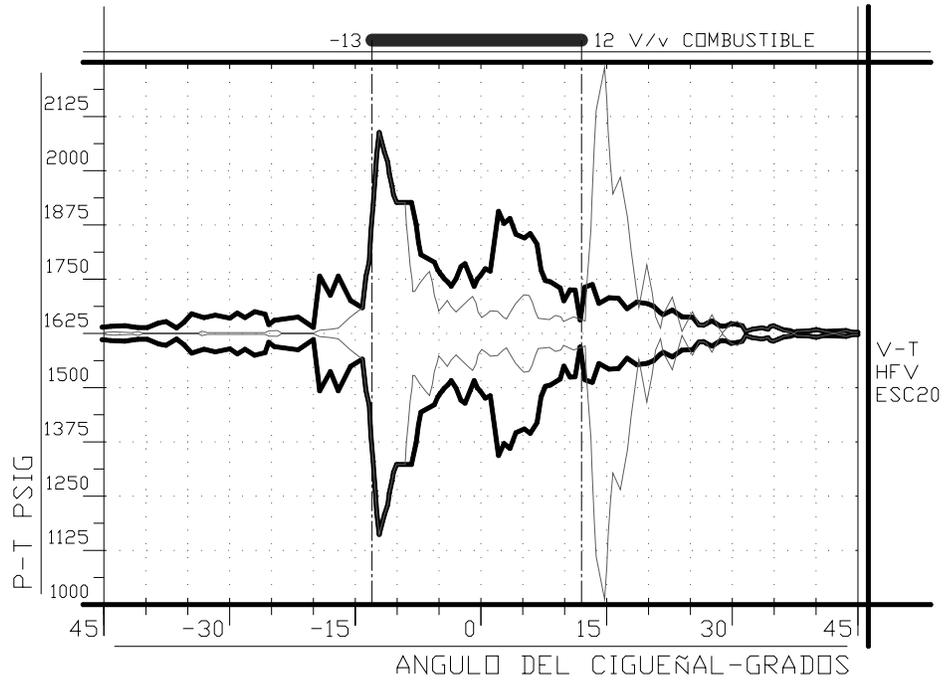
**Figura 197. Adelanto y retraso del tiempo de inyección en un motor diesel de cuatro tiempos.**



#### 6.2.4.2. Fallas en el inyector.

Los inyectores funcionan, ya sea con el combustible a presión dentro de ellos o por impulsión mecánica desde el árbol de levas del motor. El inyector debe funcionar 150 veces en marcha mínima y hasta 1500 veces por minuto en velocidad máxima, de ahí que sean elementos de gran exigencia propensos a fallas por desgaste y otros factores. En la [Figura 198](#) es posible comparar el patrón de un inyector en buen estado (línea delgada) con otro presentado falla (línea gruesa) donde el cierre del último ocurre temprano y el flujo del combustible no es cortado drásticamente como se requiere (posible “goteo”).

**Figura 198. Fallo en el cierre de un inyector en un motor de combustible diesel.**



## 7. PATRONES DE DAÑO EN COMPRESORES RECIPROCANTES

**Figura 199. Compresor de carga de planta de gas ECP GLL Nuevo Pignone 2HE<sup>≡</sup>**



La condición mecánica y el desempeño de un compresor recíprocante son un todo, y como tal no pueden ser aislados uno del otro; es por eso que en este capítulo no se va a desintegrar para tratar por aparte cada tema sino que van a ser manejados al mismo tiempo.

Las fallas en compresores recíprocantes pueden resumirse en las siguientes categorías:

- Fugas de presión.
- Fallas mecánicas en válvulas.
- Pérdidas de potencia.
- Carga en la barra del compresor.
- Desplazamiento de la barra perpendicular a la carrera.
- Desgaste y soldadura mecánica en componentes recíprocantes.
- Vibración en cojinetes de biela y de bancada.

---

<sup>≡</sup> ECP GLL: ECOPETROL Gerencia Llanos.

- Vibración en tuberías y bancadas.

## **7.1. FUGAS DE PRESIÓN.**

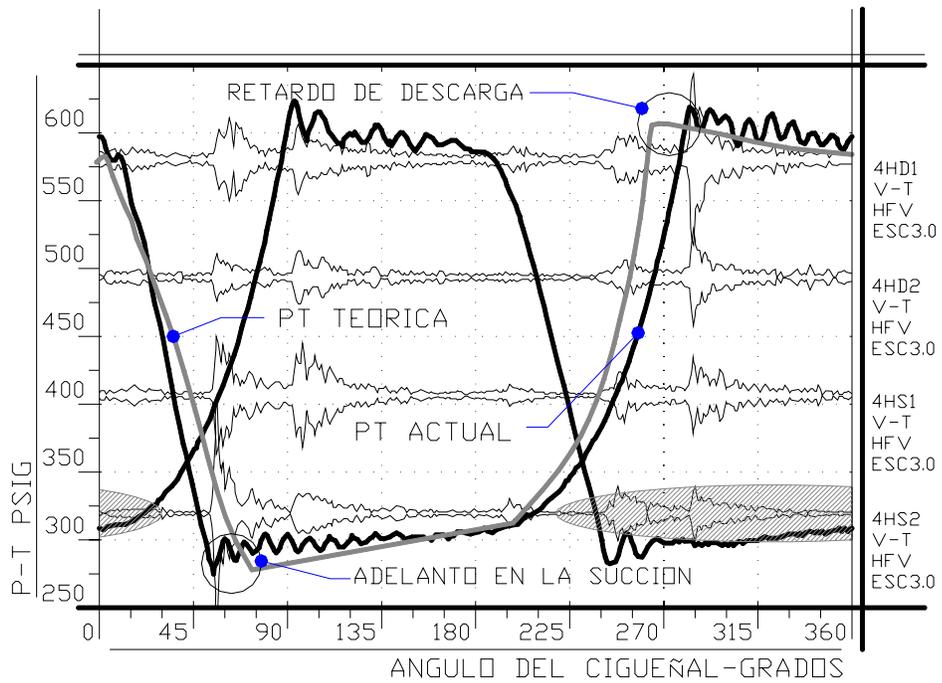
Las fugas de presión en compresores recíprocos ocurren a través de las válvulas de succión y descarga, a través de los anillos y a través de las empaquetaduras. Cada una de estas debe ser abordada por separado por sus características y efectos particulares

### **7.1.1. Fugas a través de válvulas de succión.**

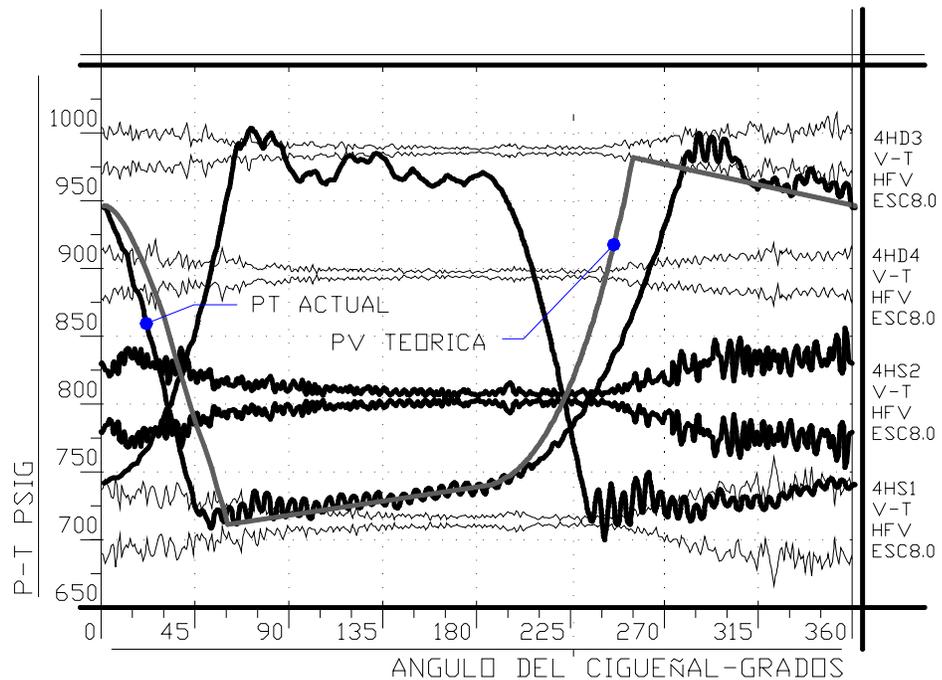
Las fugas a través de las válvulas de succión presentan las siguientes características

Los patrones de vibración de paso de gas se presentan cuando la presión diferencial a través de la válvula es alta. La ubicación del patrón de fuga en un diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal (VT) en una válvula de succión lado cabeza (HE) del compresor se muestra en la **Figura 200** y para una válvula de succión del lado cigüeñal (CE) se muestra en la **Figura 202**. En la **Figuras 201 y 203** se muestran ejemplos reales de fugas en válvulas de succión de lado cabeza (válvula 4HS2) y lado cigüeñal (válvula 3CS1) respectivamente.

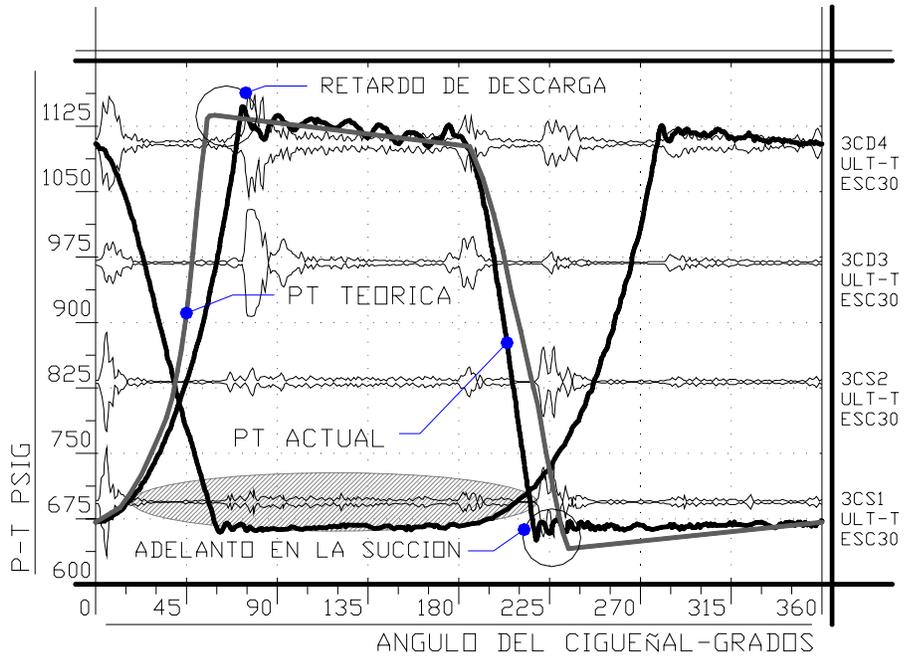
**Figura 200. Diagrama PT esquemático de fugas a través de una válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.**



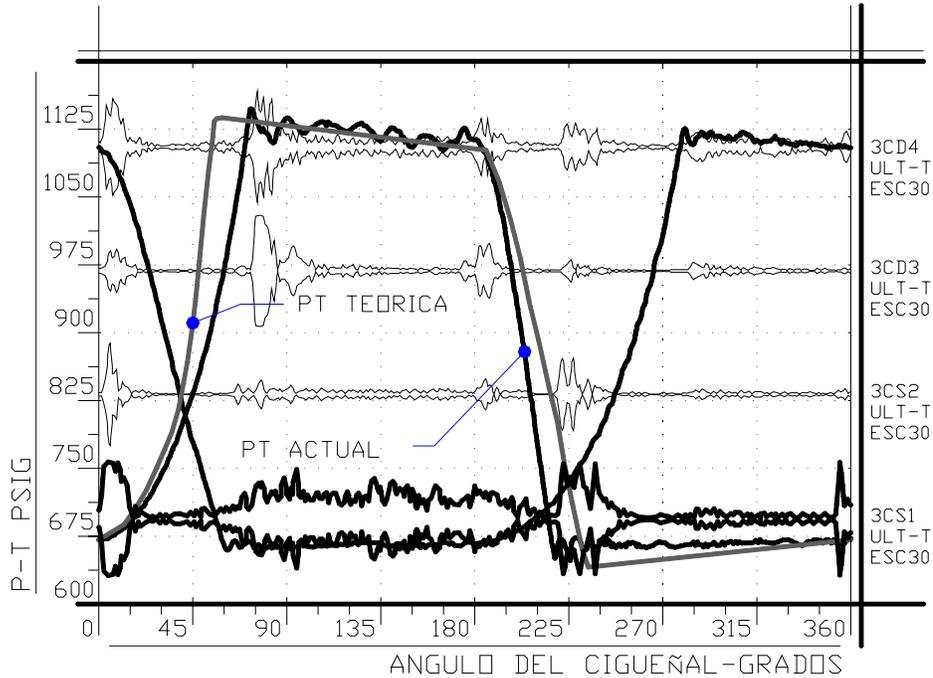
**Figura 201. Diagrama PT real de fugas a través de una válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.**



**Figura 202. Diagrama PT esquemático de fugas a través de válvula de una succión lado CE en un compresor recíprocante.**



**Figura 203. Diagrama PT real de fugas a través de una válvula de succión lado cigüeñal en un compresor recíprocante.**

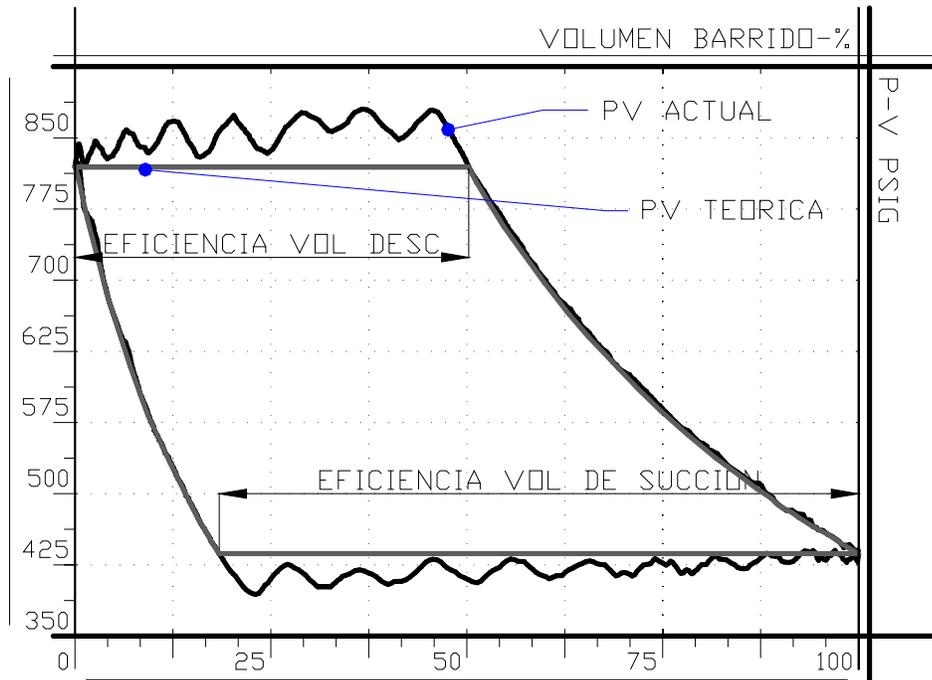


Líneas teóricas de expansión y compresión en diagramas PV y PT por debajo de las teóricas. Ver Figuras 200, 201, 202, 203, 204, 205 y 206.

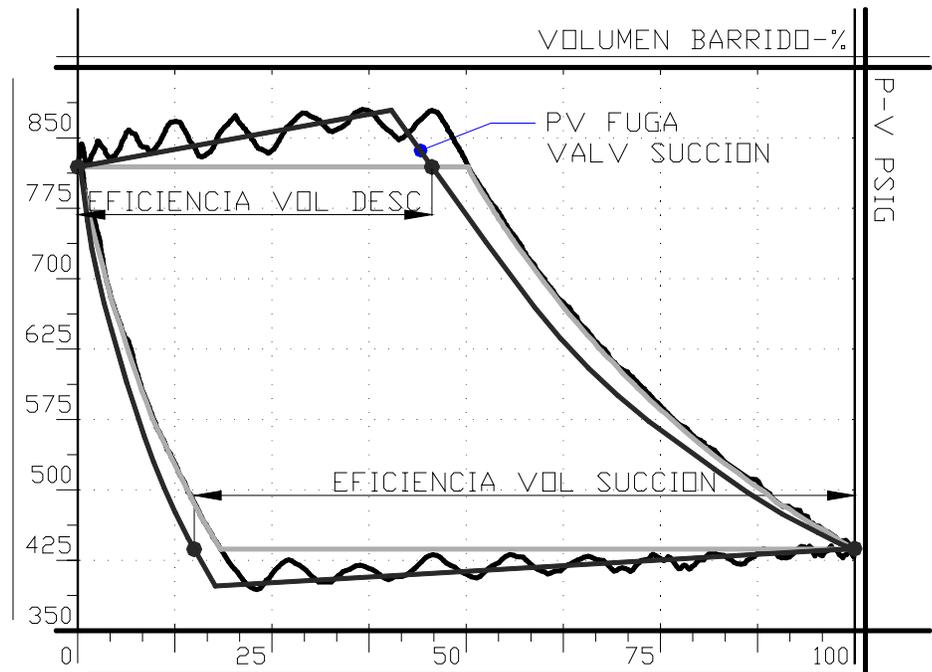
Aumento del trabajo requerido para comprimir el gas, es decir aumento de la potencia al freno. El trabajo hecho sobre el gas durante la compresión y el trabajo que es recibido del gas durante la expansión decrecen. El efecto en el evento de compresión es más grande y el resultado neto es una pequeña reducción en la potencia requerida.

Balance de flujo mayor de 1.05 ( $BF > 1.05$ ), debido a que a capacidad de succión aumenta y la capacidad de descarga disminuye. La capacidad de succión aumenta por el aumento de la eficiencia volumétrica de succión porque la presión de succión se alcanza más rápido en el ciclo por la menor cantidad de masa en el cilindro que se requiere expandir (la masa disminuye a medida que fuga del cilindro por la válvula de succión); la capacidad de descarga disminuye por la disminución de la eficiencia volumétrica de descarga porque la presión descarga se alcanza más tarde en el ciclo por la presión que se va perdiendo por las fugas. Ver Figuras 201 a 203. En las Figuras 204 es posible apreciar el patrón normal presión contra volumen del lado cabeza de un compresor recíprocante. En la Figura 205, se muestra el patrón PV en el caso que se presentara una fuga en una(s) válvula(s) de succión donde la eficiencia volumétrica de succión aumenta y la de descarga disminuye respecto al patrón normal. En la Figura 206, es posible notar un diagrama real de presión contra volumen donde una válvula de succión presenta fugas. Este dato se observa en el reporte de desempeño del compresor. Véase Capítulo 10. Ver ejemplo en la Figura 207.

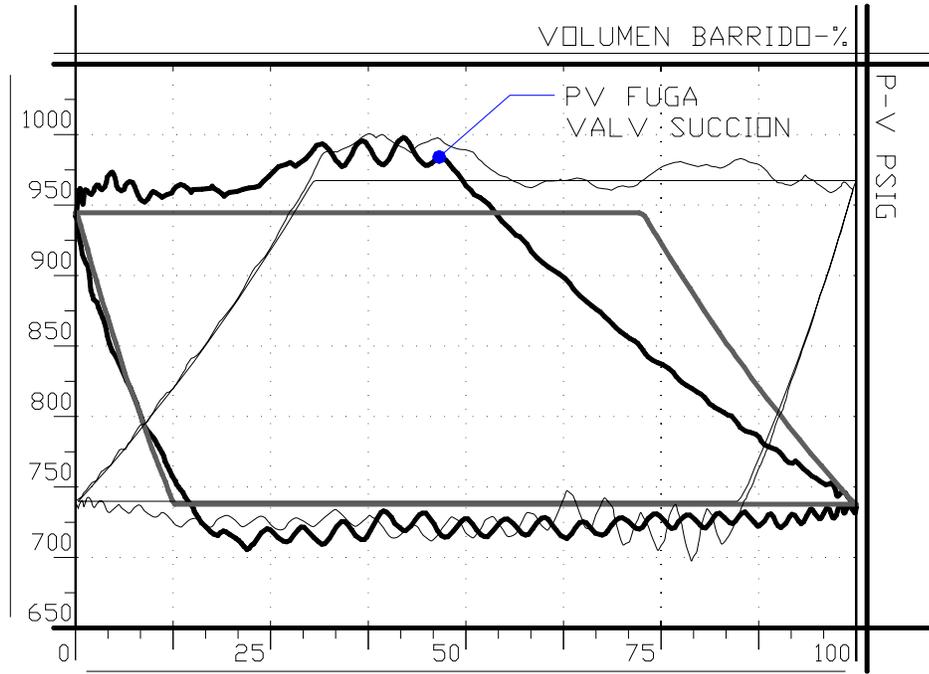
**Figura 204. Diagrama PV normal en un compresor recíprocante.**



**Figura 205. Diagrama PV esquemático de fuga en válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.**



**Figura 206. Diagrama PV real de fuga válvula de succion lado cabeza en un compresor reciprocante.**



**Figura 207. Ejemplo de un reporte de un compresor reciprocante mostrando balance de flujo >1.0.**

**Compressor Report**

Unit Name: Unit1C      Model: HBA      Date: 1/22/2002 8:35:12 AM  
 Location: Pipeline 1      UnitMfr: CLARK      Serial No.: 302

Mechanical Efficiency, %      95      Marker Correction Angle, deg      156.0      Periods Collected (PT)      11  
 Overall Efficiency, %      85      Stroke, (ins)      17.000

Atmospheric Pressure, psia      14.0      Speed, RPM      296      Specific Gravity      0.554  
 Load Step      9      SPDW, Suction Pressure, psi      722      DPDW, Discharge Pressure, psi      946  
 DTS, Discharge Temperature, F      86      STS, Suction Temperature, F      41      TAMB, Ambient Temperature, F      46  
 TORQ, Torque, %      89

Cyl End	Clr Stg	Set Bore (ins)	Rod Diam (ins)	ConRod Length (ins)	Pressure Ps Pd (psig)	Temp. Ts Td (F)	Comp. Ratio	Calc. Capacity (mmscfd)	Indicated Power (ihp)	Suction Loss (ihp)	Disch. Loss (ihp)	Flow Balance	Dis T Delta (F)	Rod Load (%)	SVE (%)	DVE (%)	
1H	1	61	10.500	N/A	45.000	710 939	54F 81F	1.32	14.79	181.9	-0.4	12.6	0.96	-10	41C	74	61
1C	1	67	10.500	3.000	45.000	712 953	54F 81F	1.33	15.56	185.9	-1.7	2.5	0.99	-12	33T	84	67
2H	1	61	10.500	N/A	45.000	719 941	53F 81F	1.30	15.18	182.7	5.3	11.8	0.98	-7	40C	75	62
2C	1	67	10.500	3.000	45.000	715 957	53F 81F	1.33	15.62	187.3	2.5	-1.7	0.97	-11	33T	84	69
3H	1	61	10.500	N/A	45.000	723 940	53F 81F	1.29	15.57	193.6	11.6	15.7	0.97	-6	40C	76	64
3C	1	67	10.500	3.000	45.000	726 948	53F 81F	1.30	15.16	182.2	13.5	6.5	0.99	-6	32T	80	65
4H	1	61	10.500	N/A	45.000	724 929	52F 88F	1.28	13.16	185.6	13.4	15.6	1.34	9	39C	85	54
4C	1	67	10.500	3.000	45.000	727 952	52F 88F	1.30	16.13	194.6	12.6	6.3	1.01	5	33T	86	70

Total Indicated Power, (ihp)	1494	@ 296	RPM	Rated Power, (bhp)	1760	@ 300	RPM
Gas Power, (ghp)	1573	@ 296	RPM	Derated Power, (bhp)	1739	@ 296	RPM
Auxiliary Power, (bhp)	0	@ 300	RPM	Percent Torque Load, %	90	%	
Compressor Total Power, (bhp)	1573	@ 296	RPM	Compressor Efficiency, %	92	%	

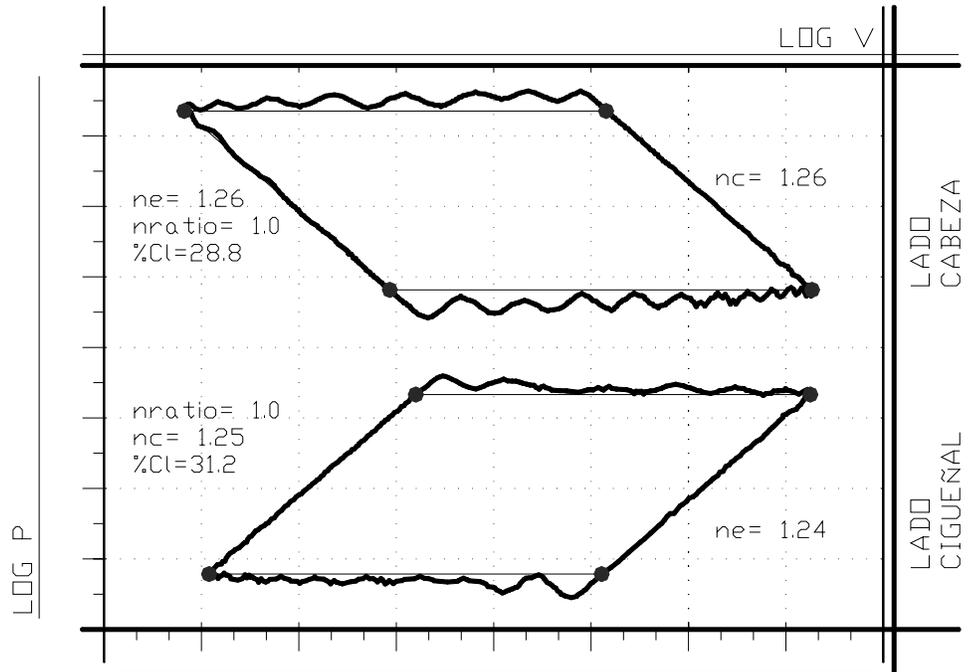
Disminución de la capacidad del compresor. El efecto directo en la capacidad es la fuga del gas comprimido hacia la línea de succión en vez de ser entregado en el pasaje de descarga. El efecto indirecto es causado por el incremento de la temperatura del gas de succión que ocurre por el gas caliente comprimido que fuga dentro de la línea de succión que a su vez aumenta la densidad y disminuye el flujo de masa.

La razón de los exponentes politrópicos de expansión contra compresión “n” para los diagramas Log P Log V mayor que 1.03 ( $n > 1.03$ ). Como se observa en los procesos de compresión y expansión de los diagramas PV de las Figuras 205 y 206, la pendiente de la curva del proceso de compresión ha caído y con ella el exponente politrópico de compresión y la pendiente de la curva del proceso politrópico de expansión se ha incrementado y con ella el exponente politrópico de expansión. Por consiguiente la razón de los exponentes politrópicos de expansión contra compresión “n” ( $n = n_e/n_c$ ) debe incrementarse. La variación de las pendientes es fácilmente apreciable en la Figura 209 donde se muestra el diagrama esquemático de LogP contra LogV de un cilindro lado cabeza con fugas en alguna válvula de succión, teniendo de fondo el patrón normal (Figura 208). En la Figura 210, se muestra el patrón LogP LogV real de las fugas en una válvula de succión en el lado cabeza (HE) de un compresor recíprocante. En los casos más extremos de fugas en válvulas de succión, los eventos de compresión y expansión no se muestran como líneas rectas.

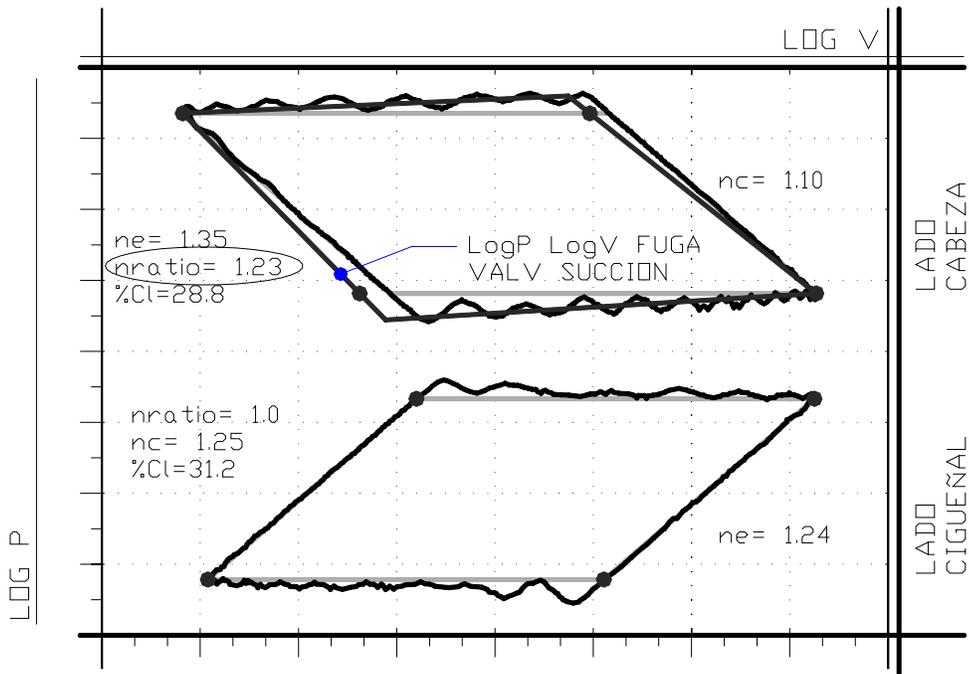
Elevada temperatura delta de descarga (DTD alto). Este dato se observa en el reporte de desempeño del compresor, Véase Capítulo 10. Ver Figura 207.

Elevada temperatura de la tapa de la válvula. Este dato se observa en el reporte de desempeño del compresor, Véase Capítulo 10. En la Figura 211 es posible ver la presentación de las temperaturas de algunas de las válvulas de un compresor recíprocante donde la válvula 1HS2 presenta alta temperatura debidas a las fugas.

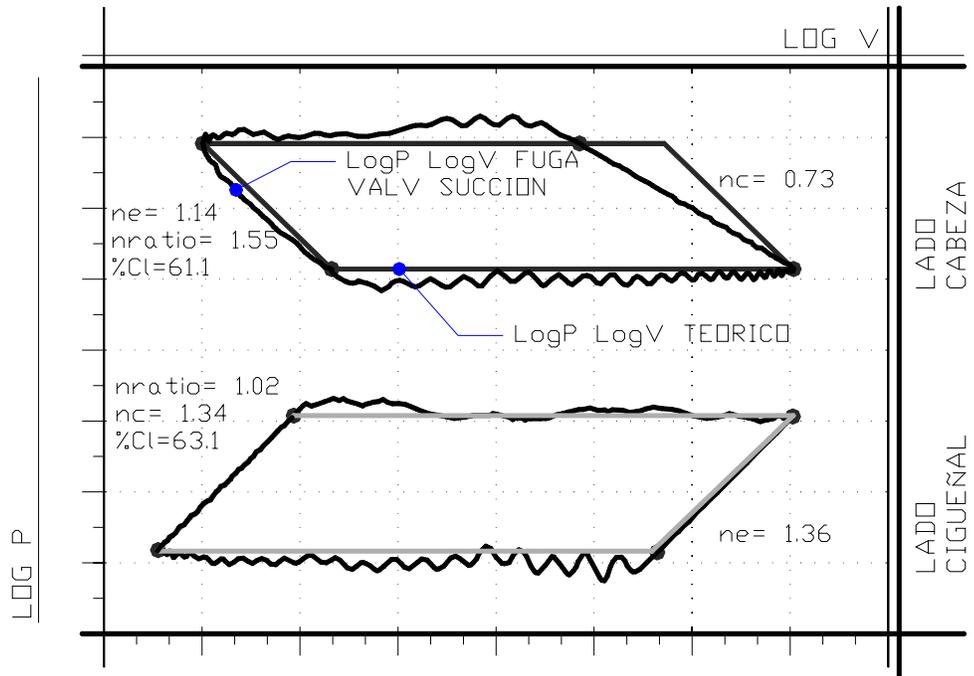
**Figura 208. Diagrama Log P Log V normal en un compresor recíprocente.**



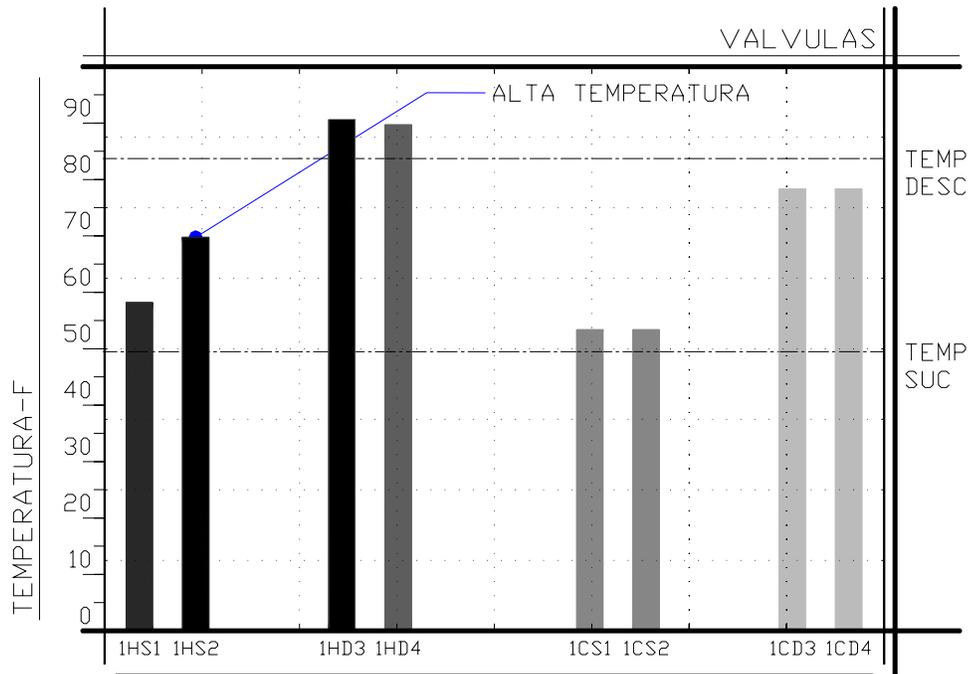
**Figura 209. Diagrama Log P Log V esquemático de fuga en válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocente.**



**Figura 210. Diagrama Log P Log V real de fuga en válvula de succión lado cabeza en un compresor recíprocante.**



**Figura 211. Aumento de la temperatura de la tapa de una válvula de succión lado cabeza por fugas.**

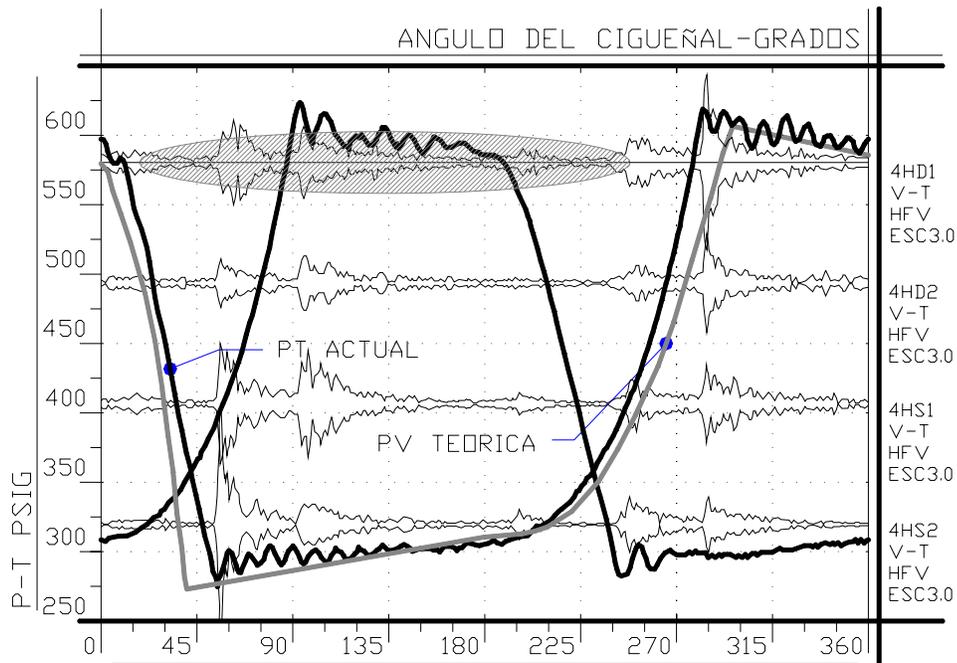


### 7.1.2. Fugas a través de válvulas de descarga.

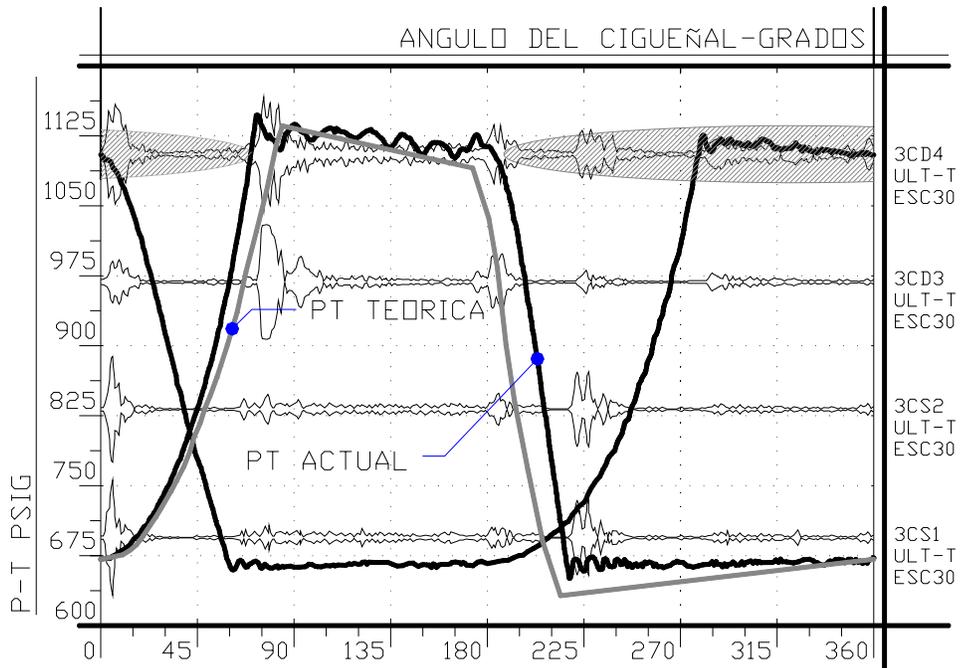
Las fugas a través de las válvulas de descarga presentan las siguientes características:

Los patrones de vibración de paso de gas se presentan cuando la presión diferencial a través de la válvula es alta. La ubicación del patrón de fuga en un diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal (VT) en una válvula de descarga del lado cabeza (HE) del compresor se muestra en la Figura 212 y para una válvula de descarga del lado cigüeñal se muestra en la Figura 213.

**Figura 212. Diagrama PT esquemático de fugas a través de válvula de descarga lado cabeza en un compresor recíprocante.**



**Figura 213. Diagrama PT esquemático de fugas a través de válvula de descarga lado cigüeñal en un compresor recíprocante.**



Líneas teóricas de expansión y compresión en diagramas PV y PT por encima de las teóricas. Véase Figuras 212, 213 y 214.

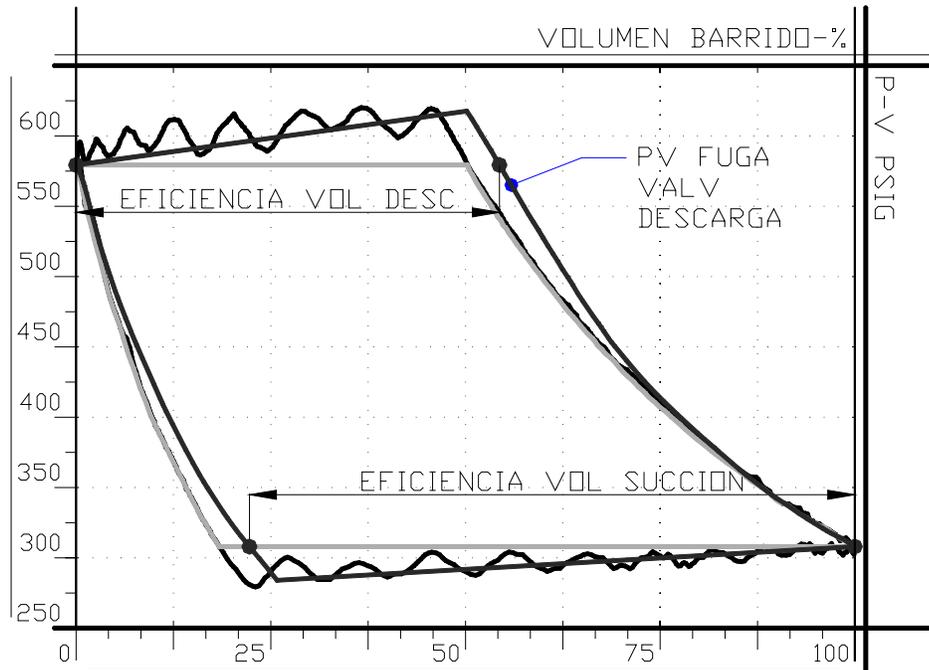
Aumento del trabajo requerido para comprimir el gas, es decir aumento de la potencia al freno. Una válvula de descarga fugando incrementa la cantidad de trabajo hecho sobre el gas durante la compresión en una mayor medida que el aumento del trabajo recibido de regreso desde el gas durante la expansión. El efecto neto es un incremento en la potencia requerida por el compresor.

Balace de flujo menor de 0.97 ( $BF < 0.97$ ) debido a que la capacidad de succión disminuye y la capacidad de descarga aumenta. La capacidad de succión disminuye por el disminución de la eficiencia volumétrica de succión porque la presión de succión se alcanza más tarde en el ciclo ya que la válvula de descarga al estar fugando permite la entrada de gas a la presión de descarga al cilindro, y por ello es necesaria más carrera para la expansión de mayor cantidad de gas a la presión de descarga que permita apertura de la válvula de succión; la capacidad de descarga aumenta por el aumento de la eficiencia volumétrica de descarga debido a que presión de descarga se alcanza más pronto en el ciclo por el gas de la descarga que colabora para que el cilindro alcance más rápido dicha presión. Véase Figura 214.

Reducción de la capacidad del compresor. Una válvula de descarga fugando reduce la capacidad del compresor por dos razones, la primera, porque un poco del gas

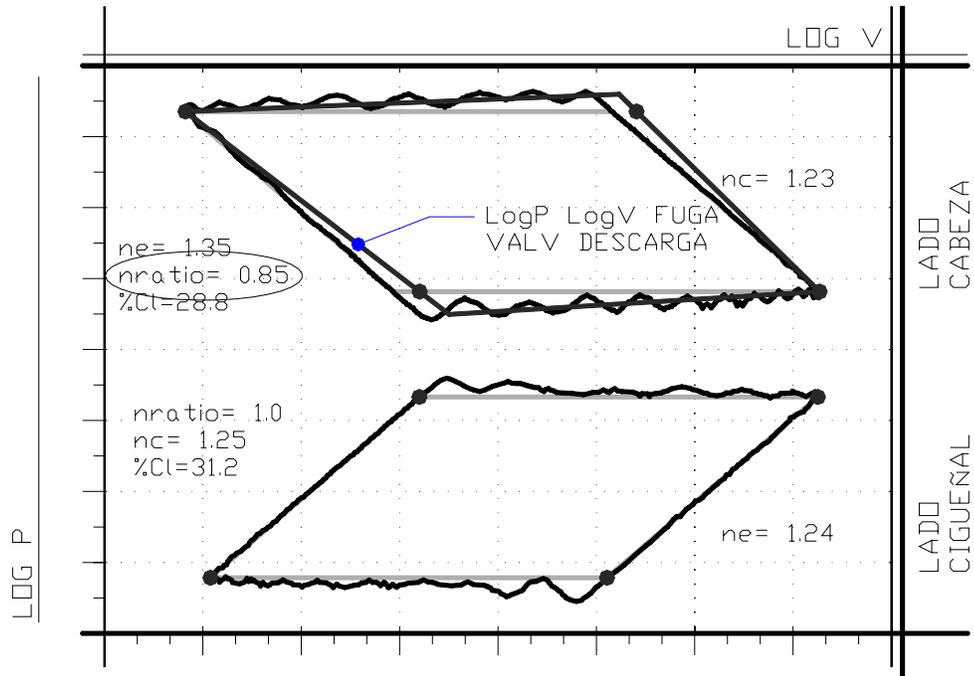
comprimido es retornado de nuevo al cilindro en vez de ser descargado, y la segunda, porque el gas de descarga que retorna dentro del cilindro incrementa la temperatura del gas, reduce la densidad y así la masa que puede succionarse.

**Figura 214. Diagrama PV esquemático de fuga válvula de descarga lado cabeza en un compresor recíprocante.**



La razón de los exponentes politrópicos de expansión contra compresión “n” para los diagramas Log P Log V menor que 0.98 ( $n > 0.98$ ). Como se observa en los procesos de compresión y expansión el diagrama PV de la Figura 214, la pendiente de la curva del proceso de compresión ha aumentado y con ella el exponente politrópico de compresión y la pendiente de la curva del proceso politrópico de expansión ha caído y con ella el exponente politrópico de expansión. Por consiguiente la razón de los exponentes politrópicos de expansión contra compresión “n” ( $n = n_e/n_c$ ) debe disminuir. La variación de las pendientes es fácilmente apreciable en la Figura 215 donde se muestra el diagrama esquemático de LogP contra LogV de un cilindro lado cabeza con fugas en alguna(s) válvula(s) de descarga, teniendo de fondo el patrón normal (Figura 208). En los casos más extremos de fugas en válvulas de succión, los eventos de compresión y expansión no se muestran como líneas rectas. Este dato se observa en el reporte de desempeño del compresor, Capítulo 10.

**Figura 215. Diagrama Log P Log V esquemático de fuga en válvula de descarga lado cabeza en un compresor recíprocante.**



Anormal temperatura delta de descarga (DTD) y anormal temperatura de la tapa de la válvula. La expansión a través de la fuga en la válvula de descarga puede producir baja temperatura de descarga y de la tapa de la válvula. Este dato se observa en el reporte de desempeño del compresor, [Capítulo 10](#).

Pérdidas en la capacidad del cilindro. A pesar del aumento de la eficiencia volumétrica de descarga, el compresor esta recirculando y re-comprimiendo el gas que reingresa al cilindro por la fuga de la válvula de descarga, así que efectivamente el compresor no esta comprimiendo mayor cantidad de gas sino desperdiciando energía. Este dato se observa en el reporte de desempeño del compresor, [Capítulo 10](#).

### 7.1.3. Fugas por anillos.

Las fugas a través de las válvulas de descarga presentan las siguientes características:

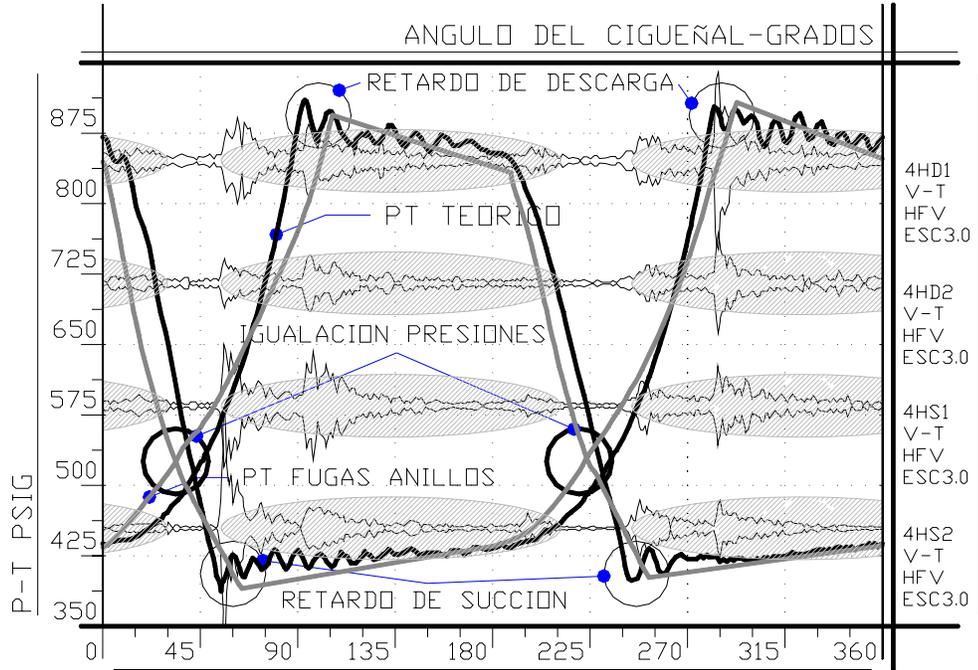
Los patrones de vibración de paso de gas se presentan en todas las válvulas cuando la presión diferencial a través de los anillos es alta. Básicamente, las fugas ocurren entre cámara y cámara de compresión del compresor, por lo tanto mientras exista presión diferencial entre las cámaras existirán fugas a través de los anillos, y eso es lo que se esquematiza en la [Figura 216](#). Notar que el patrón de fuga cesa cuando la presión de

la cámara de compresión del lado cabeza es igual a la presión de la cámara del lado cigüeñal, es decir, las fugas cesan donde las curvas de presión contra tiempo de los lados cabeza y cigüeñal se interceptan tal como se aprecia en la **Figura 216**. Como es de esperar, en ambos lados (HE y CE) se presenta retraso para alcanzar la presión de descarga y retraso para alcanzar la presión de succión.

**Pérdidas en la capacidad del compresor.** Las pérdidas en la capacidad de descarga ocurren porque el gas comprimido fuga de una cámara del compresor a la otra en vez de ser entregado a la línea de descarga. Además, el gas parcialmente comprimido fugando dentro del cilindro en el evento de succión, incrementa la temperatura y reduce la densidad del gas reduciendo el volumen succionado.

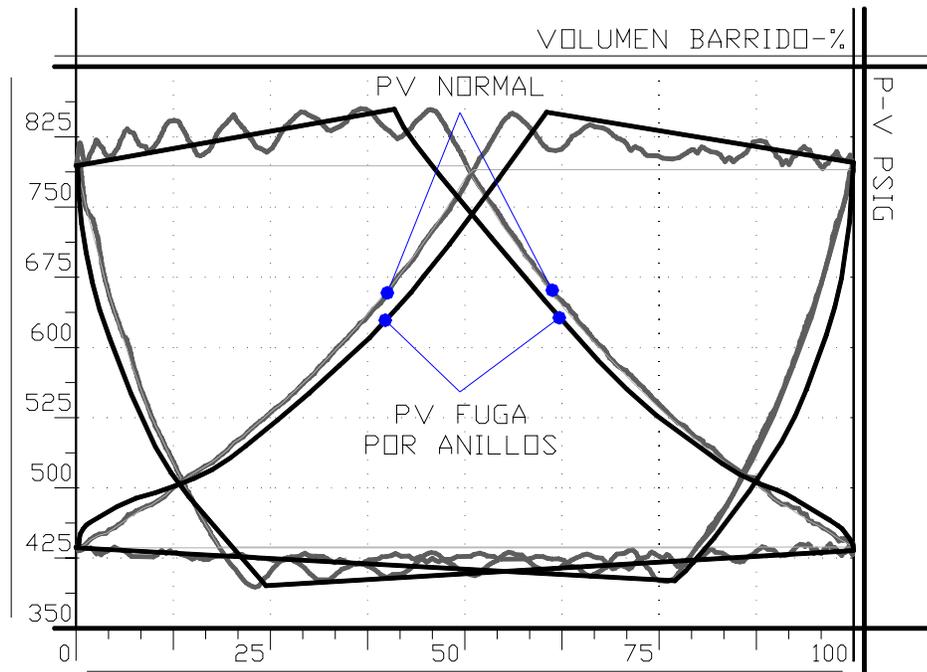
**Aumento del trabajo requerido para comprimir el gas o aumento de la potencia al freno.** Las fugas por anillos afectan el desempeño del compresor. Recordando del **capítulo 5**, cuando el pistón se mueve del PMS al PMI, la fuerza y el movimiento están en el mismo sentido y el trabajo es positivo, o sea el gas está haciendo el trabajo. Cuando el pistón se mueve del PMI a PMS la fuerza y el movimiento están en direcciones opuestas y el trabajo es negativo, o sea el trabajo está siendo hecho sobre el gas. Cuando una fuga en los anillos está presente, más trabajo es hecho sobre el gas cuando el cilindro disminuye su volumen, y menos trabajo es recibido por la expansión del gas a medida que el volumen en el cilindro se incrementa. Ambos efectos incrementan la potencia requerida para comprimir el gas.

**Figura 216. Diagrama PT esquemático de fugas a través de los anillos en un compresor recíprocante.**



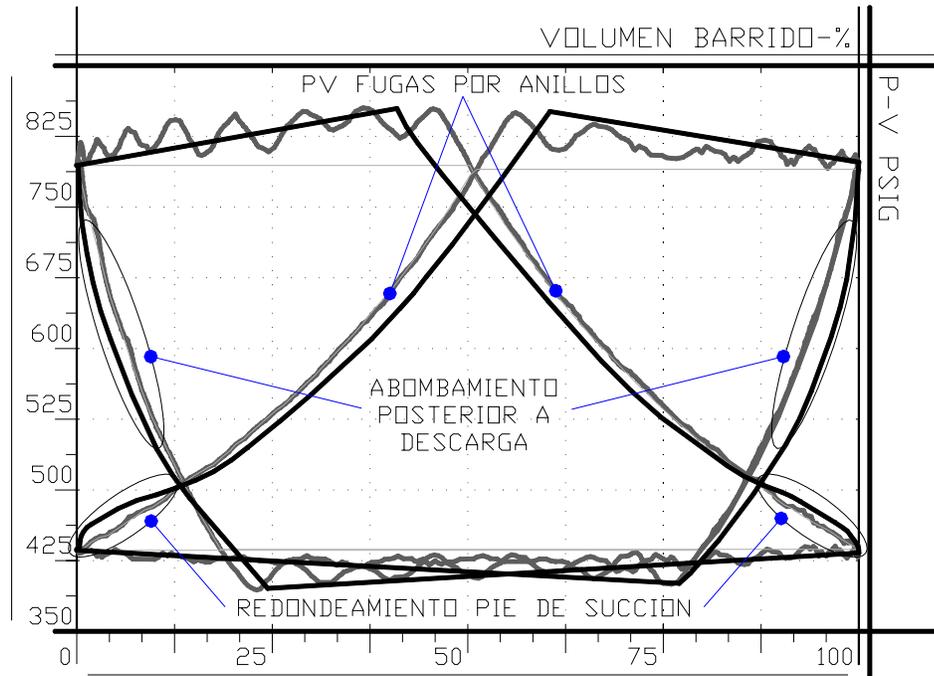
El balance de flujo generalmente se incrementa porque en la mayoría de las ocasiones la eficiencia volumétrica de descarga disminuye más que la eficiencia volumétrica de succión, sin embargo, en muchas ocasiones el balance de flujo permanece dentro de los parámetros normales (1.0). Aplica para ambas cámaras de compresión (HE CE).

**Figura 217. Diagrama PV esquemático de fugas a través de los anillos en un compresor recíprocante.**



Redondeamiento del pie de succión y/o abombamiento posterior a la descarga del diagrama presión contra volumen (Figura 218) y LogP contra LogV (Figura 219) para ambas cámaras de compresión (HE CE).

**Figura 218. Diagrama PV esquemático de fugas a través de los anillos en un compresor recíprocante mostrando abombamiento posterior a la descarga y redondeamiento en el pie de succión.**



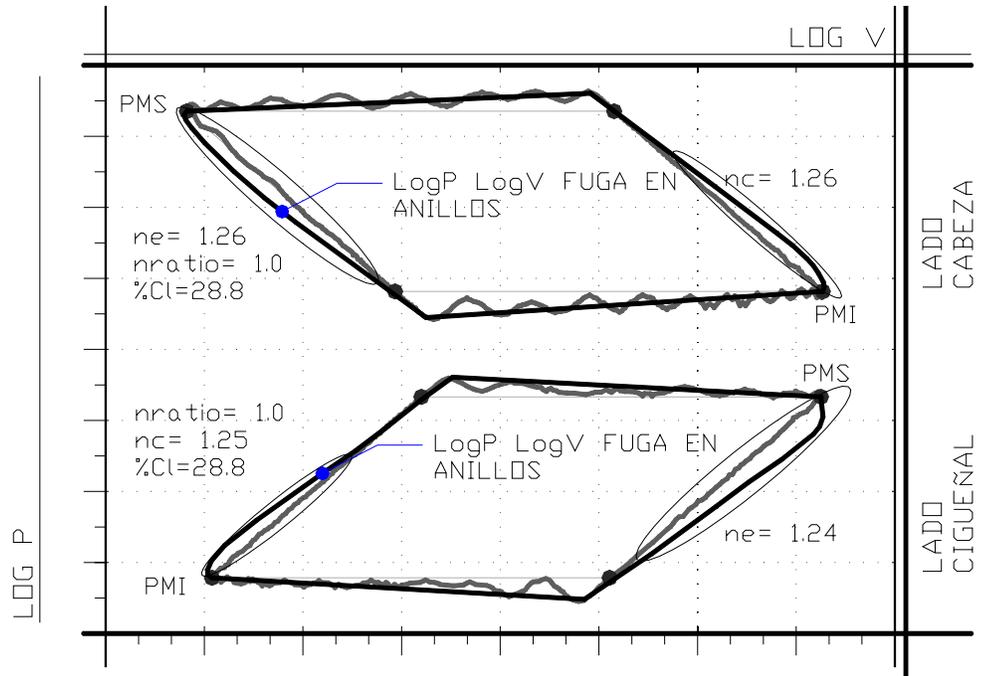
Elevación de la presión en el pie de succión y caída de presión en el pie de descarga para ambas cámaras de compresión (HE CE). Véase [Figura 218](#).

Incremento en el delta de la temperatura de descarga. Este dato se observa en el reporte de desempeño del compresor, [Capítulo 10](#).

Líneas de expansión y compresión en los diagramas de presión contra tiempo y presión contra volumen que no siguen la ley de los gases ideales:  $PV^n = \text{constante}$  para ambas cámaras de compresión (HE CE). En la [Figura 219](#) observar que las líneas de expansión y compresión no siguen las líneas rectas teóricas aunque la relación de exponentes politrópicos no se desvía de cero.

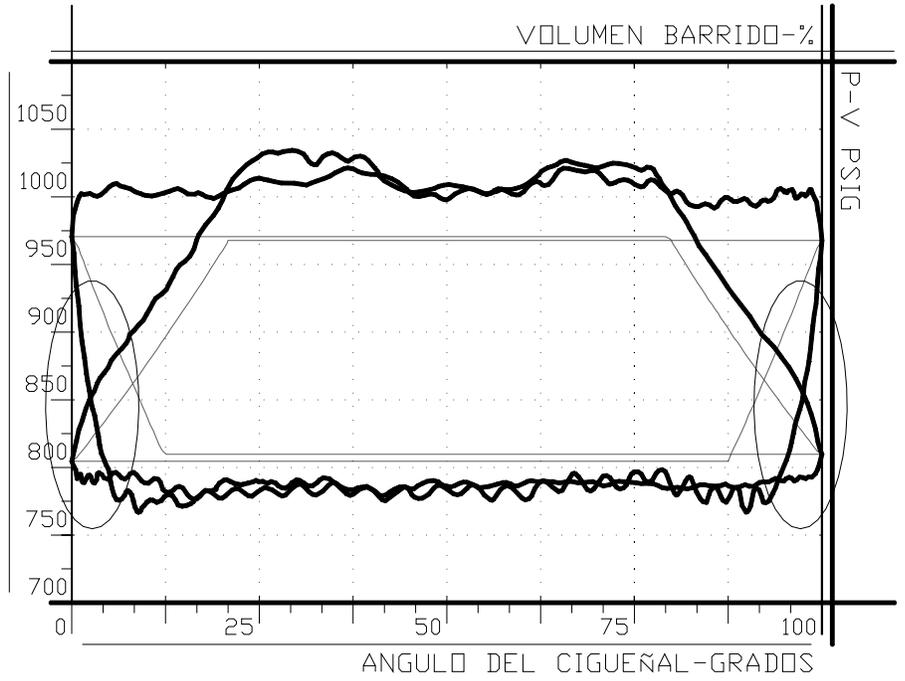
En las curva  $\text{Log } P \text{ Log } V$  es redondeada en el punto muerto superior y en el punto muerto inferior. Véase [Figura 219](#).

**Figura 219. Diagrama Log P Log V esquemático de fugas a través de anillos en un compresor recíprocante.**

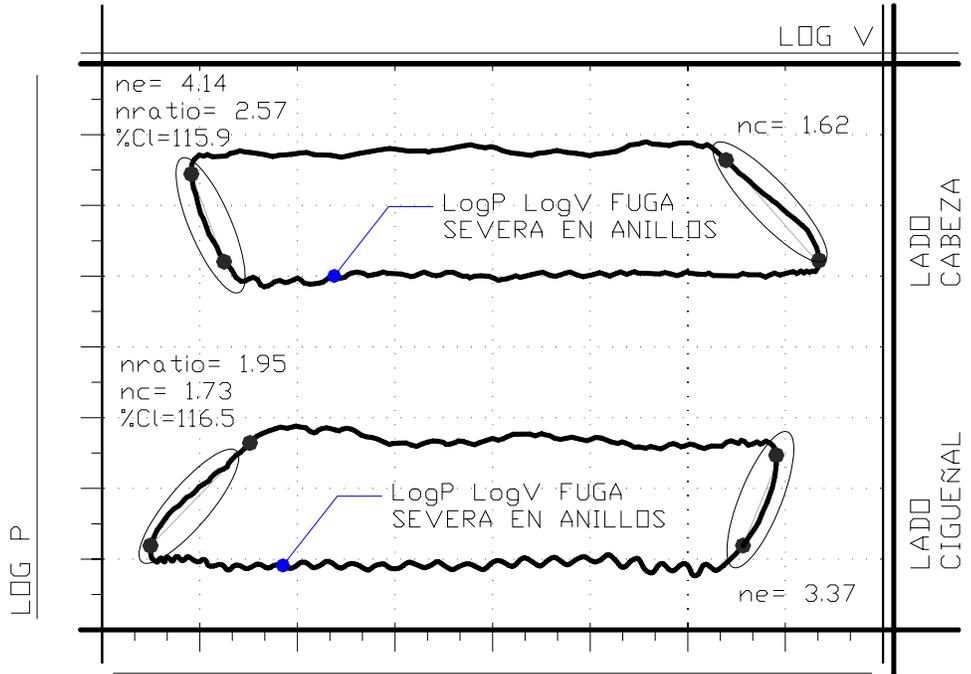


En las Figuras 220 y 221 se muestra un ejemplo de un compresor con fugas severas a través de los anillos. Es importante notar que, las características de las fugas a través de anillos en los diagramas PV y LogP LogV están magnificadas por el daño severo presente y que los datos estadísticos de la relación de exponentes politrópicos y exponentes de expansión y compresión presentan una desviación de lo normal bastante notable ( $n_{ratioHE} = 2.57$  y  $n_{ratioCE} = 1.95$ )

**Figura 220. Diagrama PV esquemático de fugas severas a través de los anillos.**



**Figura 221. Diagrama Log P Log V esquemático de fugas severas a través de anillos en un compresor recíprocante.**



#### 7.1.4. Fugas por empaquetadura.

La barra que transmite el movimiento al pistón requiere pasar a través de la cámara de compresión del lado cigüeñal. La empaquetadura es el sello que evita que el gas que se comprime en la cámara de compresión del lado cigüeñal del compresor pase hacia la pieza de distancia (**distance piece**)<sup>Y</sup> y a la sección de potencia del compresor, por eso, las fugas por la empaquetadura sólo afectan directamente el lado cigüeñal de los compresores de doble acción. Véase [Figura 222](#).

**Figura 222. Imagen del empaque y rascadores del un compresores recíprocante.**



En realidad todas las empaquetaduras permiten una pequeña cantidad de fugas, sin embargo, cuando se desgasta, permite fugas en gran magnitud hacia la pieza de distancia. Los patrones característicos de esta falla son:

El patrón de fugas es similar al patrón de las fugas a través de las válvulas de succión. Véase [Fugas a través de válvulas de succión en este Capítulo](#).

El patrón de fugas es solo apreciable en las válvulas de la cámara de compresión del lado cigüeñal. Para confirmar la fuga por el empaque se debe mover el sensor cerca a este.

Incremento en la temperatura del empaque.

Las líneas de expansión y compresión están por debajo de las teóricas en los diagramas PV y PT.

---

<sup>Y</sup> Distance Piece: pieza que separa la parte motora de la parte compresora en un compresor recíprocante.

El patrón de vibración de paso de gas cerca de la empaquetadura ocurre cuando la presión en la cámara de compresión del lado cigüeñal es superior a la presión atmosférica.

Balance de flujo  $> 1.05$  ( $BF > 1.05$ ) para la cámara del lado cigüeñal.

Disminución de la capacidad del compresor, porque menos gas esta siendo entregado a la línea de descarga.

Aumento del trabajo requerido para comprimir el gas, es decir aumento de la potencia al freno porque aumenta la cantidad de trabajo hecho sobre el gas durante el evento de la compresión y disminuye la cantidad de trabajo que es recibida de regreso en el evento de expansión.

La razón de los exponentes politrópicos de expansión contra compresión “n” para los diagramas Log P Log V mayor que 1.03 ( $n > 1.03$ ). es de esperar que esta característica sea más grande en el lado cigüeñal.

## **7.2. FALLAS MECÁNICAS EN VÁLVULAS.**

Existen tres categorías de problemas de válvulas.

- Fallas de desgaste y fatiga. Este tipo de problemas pueden ser reducidos usando la apropiada elevación del plato de la válvula, manteniendo una apropiada lubricación de las partes de la válvula y manteniendo una apropiado enfriamiento del cilindro y de el gas en la interetapa para minimizar los esfuerzos térmicos.
- Materiales extraños en la corriente del gas y gases corrosivos. Son comunes las acumulaciones de líquido, polvo, carbón etc.
- Funcionamiento anormal de los elementos de las válvulas. Generalmente el funcionamiento anormal de la válvula desemboca en fugas. (las fugas en válvulas fueron abordadas en la sección anterior). Estas fugas pueden ser diagnosticadas mediante análisis de ultrasonido, de vibración, o estudio del diagrama Log P Log V, a través de la temperatura de descarga o temperatura de las tapas de las válvulas de succión y descarga etc.

Concretamente los principales efectos de las fallas mecánicas en válvulas pueden resumirse en:

- Fugas en válvulas de succión (tema abordado en la sección anterior)
- Fugas en válvulas de descarga (tema abordado en la sección anterior).
- Múltiples cierres o aperturas de la válvula

- Slamming durante la apertura y/o el cierre de la válvula
- Oscilación de la válvula durante la apertura (**flutter valve**)

### 7.2.1. Múltiples aperturas y cierres de los elementos de las válvulas.

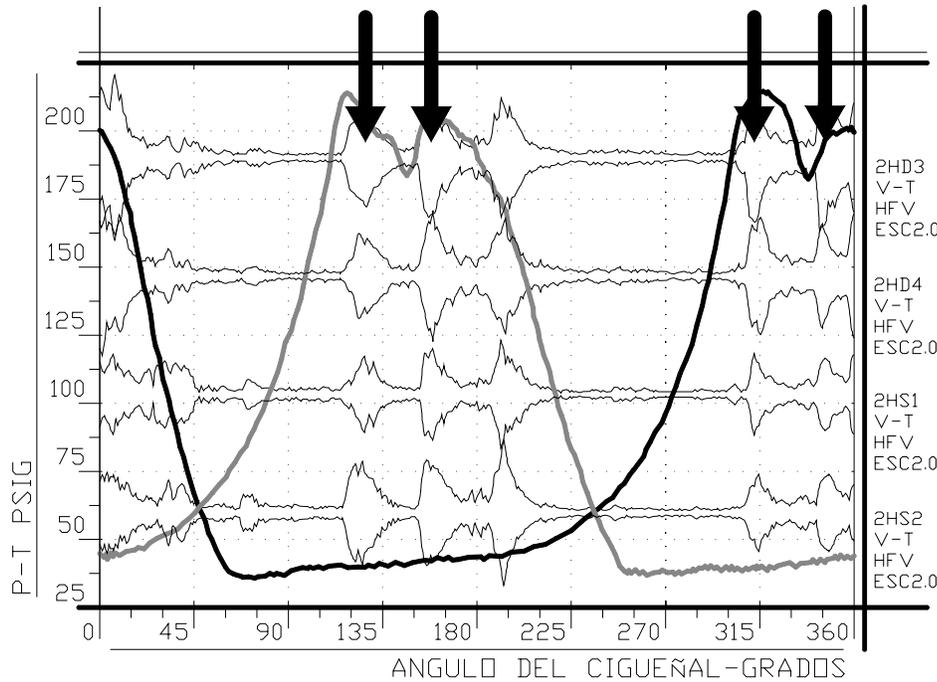
Los múltiples cierres y aperturas de una válvula ocurren típicamente cuando la válvula cierra temprano, por ejemplo antes del PMS o PMI. Entonces, como el pistón esta aún en movimiento y ante un cierre temprano de la válvula (antes del PMS o PMI) la presión en el cilindro nuevamente se incrementa, la esta (la presión) fuerza a la válvula a abrir por segunda vez (tercera, cuarta etc.). El efecto de este problema es el incremento del número de ciclos o eventos y por consiguiente, el desgaste es acelerado. Esta condición también lleva típicamente a golpes fuertes (**slamming**) en el cierre.

Las causas más comunes de los múltiples cierres y aperturas de los elementos de las válvulas son el área libre de elevación (Véase Capítulo 5 Conceptos claves relacionados con el desempeño de válvulas) demasiado grande o los resortes demasiado rígidos y por consiguiente la presión no es lo suficientemente grande para mantener la válvula abierta.

La solución obvia de este problema es reducir la elevación de la válvula y así incrementar la pérdida de presión a través de la válvula.

En la **Figura 223**, es posible notar las múltiples aperturas de las válvulas de descarga del lado cabeza y lado cigüeñal de un compresor recíprocante.

**Figura 223. Patrón de vibración mostrando múltiples cierres y apertura de válvulas en un compresor recíprocante.**



### **7.2.2. Golpe fuerte durante el cierre de la válvula.**

El golpe fuerte (**slamming**) en el cierre de la válvula ocurre típicamente cuando esta cierra demasiado tarde. Si una válvula descarga (lado cabeza) está abierta en o un poco después del PMS, el gas de la línea de descarga fluirá hacia atrás retornando a través de la válvula. El retorno del gas de la línea de descarga producirá una pérdida de presión por el lado de la línea y empujará la válvula hacia el cierre, causando que los elementos de la válvula sean cerrados de golpe contra el asiento con tremenda fuerza que podría, por consiguiente, reducir la vida de la válvula. Además, se reduce la capacidad.

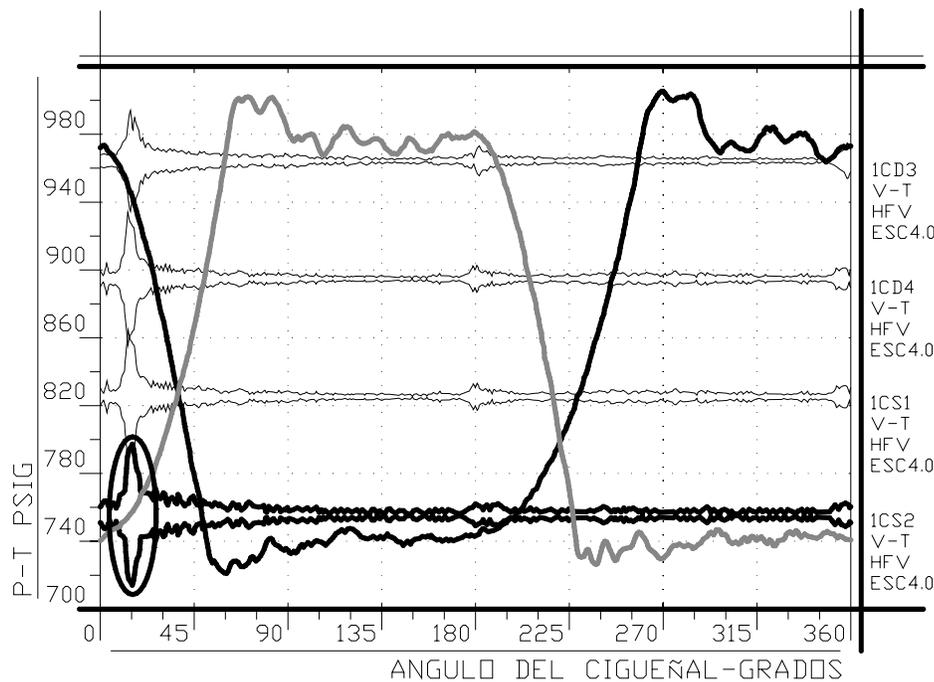
La causa del golpe fuerte (**slamming**) en el cierre, es el cierre tardío de la válvula, que puede ser producido si la inercia del palto de la válvula es muy alta, si los resortes son demasiado blandos o si hay demasiada elevación en la válvula.

Las soluciones a este problema son reducir la elevación de la válvula o incrementar la rigidez del resorte. Si las condiciones lo permiten, el plato de la válvula puede ser cambiado por un material más liviano.

En la **Figura 224**, es posible observar el golpe fuerte (**slamming**) en cierre de una válvula de succión del lado cigüeñal (CE) de un compresor recíprocante. Notar el retraso en el cierre de la válvula de aproximadamente 15 grados (la válvula debería cerrar a cero grados).

Cuando el golpe fuerte (**slamming**) se produce en el cierre y la apertura de la válvula, la causa más probable es que los resortes sean demasiado blandos o que hayan sido debilitados debido al excesivo ciclaje.

**Figura 224. Golpe fuerte (slamming) en el cierre de una válvula de succión de un compresor recíprocante.**



### 7.2.3. Golpe fuerte (slamming) durante la apertura de la válvula.

El golpe fuerte (**slamming**) en la apertura de la válvula se produce por la excesiva fuerza con que el plato golpea la guarda. En operación normal, las válvulas son susceptibles a golpe fuerte (**slamming**) en la apertura de la válvula por del gas que esta siendo empujado a través de ellas. Los diseñadores tratan de reducir este efecto usando amortiguamiento neumático o mecánico. El golpe fuerte (**slamming**) incrementa el desgaste y las fracturas en válvulas.

Cuando se analizan patrones de vibración se desea conocer cuando la válvula fallará. Los impactos de vibración que deberían ser considerados excesivos dependen de al rata de falla de la válvula, en la historia o en tendencia. En las válvulas con buena

vida (12 a 15 meses entre fallas), las amplitudes en la apertura son normalmente constantes de un análisis a otro (tendencia). Cuando la tendencia de la amplitudes va en aumento (asumiendo consistencia en la colección de datos), es muy probable que se este cerca de presentarse una falla debido al golpe fuerte (**slamming**).

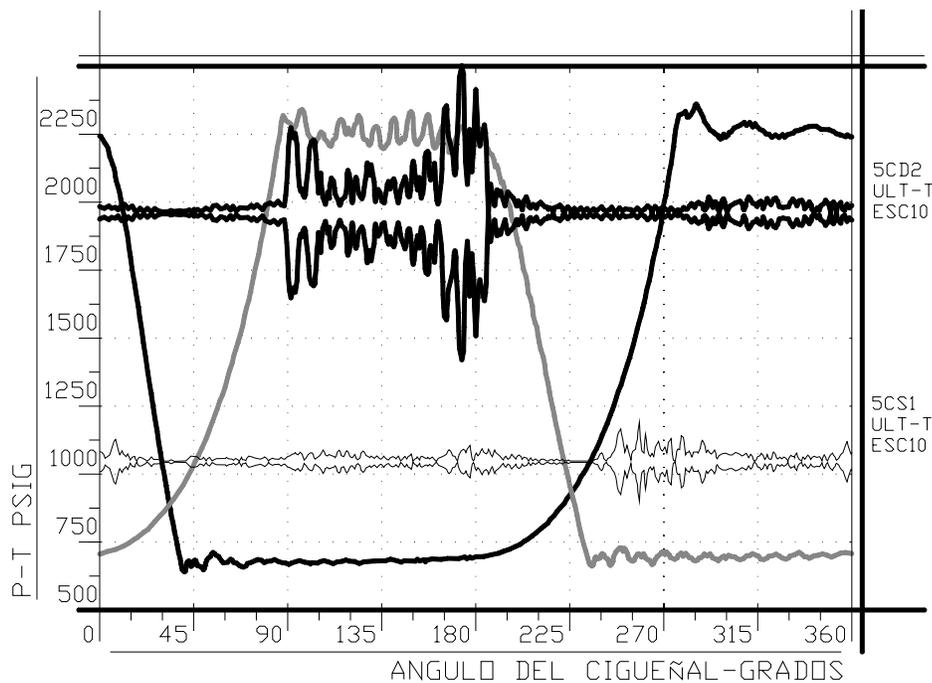
#### 7.2.4. Oscilación de la válvula.

La oscilación de la válvula (**flutter valve**), también llamada “inestabilidad de la válvula” ocurre cuando el gas a través de la válvula es insuficiente para elevar completamente el plato fuera de la guarda. Entonces el plato oscila entre el asiento y la guarda. Esto incrementa el número de ciclos de la válvula y así, acelera el desgaste.

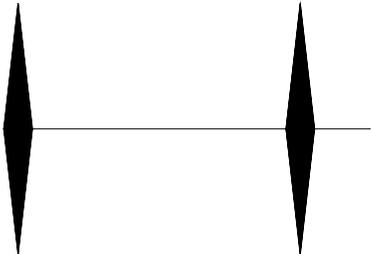
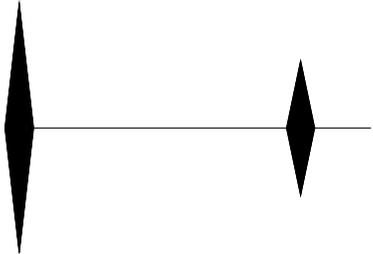
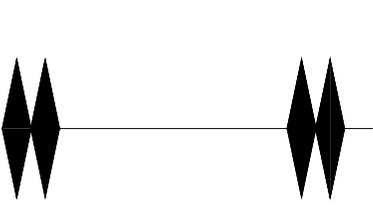
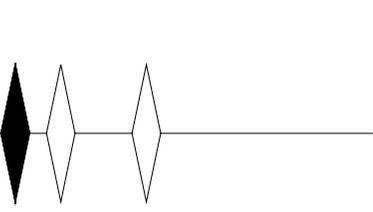
La oscilación muy fuerte usualmente indica que el resorte esta demasiado rígido. La oscilación débil indica que la elevación es muy grande. La oscilación de la válvula puede también presentarse si hay excesiva pulsación en las líneas de succión y de descarga (el concepto de pulsación se explicara más adelante en este capítulo).

La solución a este problema es reducir la elevación de la válvula y/o reducir la tensión del resorte.

**Figura 225. Golpe fuerte (slamming) en el cierre de una válvula de succión de un compresor recíprocante.**



**Tabla 26. Fallas mecánicas en válvulas de compresores reciprocantes.**

PATRON	DESCRIPCION
	<p><b>EXCESIVA VIBRACION EN LA APERTURA Y CIERRE</b> Excesiva elevación de la válvula es la causal común de este patrón. Generalmente primero se verá en ultrasonido antes que el problema sea mas critico y sea visible en vibración.</p>
	<p><b>EXCESIVA VIBRACION EN LA APERTURA CON CIERRE NORMAL</b> Indica resortes de válvula rotos o débiles permitiendo a los componentes móviles de la válvula golpear contra la guarda.</p>
	<p><b>FUGA EN EL CIERRE DE LA VALVULA</b> La válvula fuga hasta que la presión diferencial llega a ser lo suficientemente grande para forzar a la válvula a sellar.</p>
	<p><b>DOBLE APERTURA O CIERRE</b> Válvulas diferentes en el mismo trabajo no abren o cierran en el mismo momento debido a las diferencia en los resortes o debido a los depósitos en las guías de las válvulas. Este problema puede deberse a las componentes de las válvulas que pegan o traban durante su movimiento.</p>
	<p><b>LIQUIDO CONDENSADO EN LA VALVULA DEBIDO A LAS PERDIDAS DE PRESION</b> La vibración de la apertura y cierre de la válvula se moverá horizontalmente en la curva del patrón frecuentemente sin cambio en la curva de presión. El evento de vibración cambiará erráticamente de ciclo a ciclo.</p>

Fuente: Intermediate Compressor Analysis. Dynalco Controls. Página 4-24.

En la [Figura 225](#) es posible apreciar la oscilación de la válvula de descarga del lado cabeza de un compresor reciprocante. Otras fallas mecánicas en las válvulas de un compresor reciprocante se resumen en la [Tabla 26](#).

### 7.3. PÉRDIDAS DE POTENCIA.

La razón para analizar las pérdidas de potencia de cualquier máquina es su relación directa con el consumo y costos de energía (en el caso de un conductor de combustión interna costo del combustible y en el caso de un conductor eléctrico el costo de la energía eléctrica).

Siempre la potencia requerida para comprimir un fluido (BHP Figura 227) es un poco más grande de la potencia teórica (ICHP Figura 226). Esta diferencia de potencia es debida principalmente a las pérdidas de potencia a medida que el gas fluye a través de la tubería de succión, las válvulas de succión, las válvulas de descarga y la tubería de descarga y esta representada por la eficiencia mecánica del compresor ( $\eta_m$ ) ( Véase Ecuación 42). El área dentro de las curvas de procesos en los diagramas de presión contra volumen representa el trabajo requerido en cada parte del proceso. Lo anteriormente dicho es visible en las Figura 226, donde el área achurada representa el trabajo útil realizado sobre el gas, y el área dentro de la curva actual de presión contra volumen que está en blanco representa las perdidas por la descarga (área por encima de la línea de descarga) y succión (área por debajo de la línea de succión)

**Ecuación 42. Relación de pérdidas en un compresor reciprocante.**

$$BHP = \frac{ICHP}{\eta_m}$$

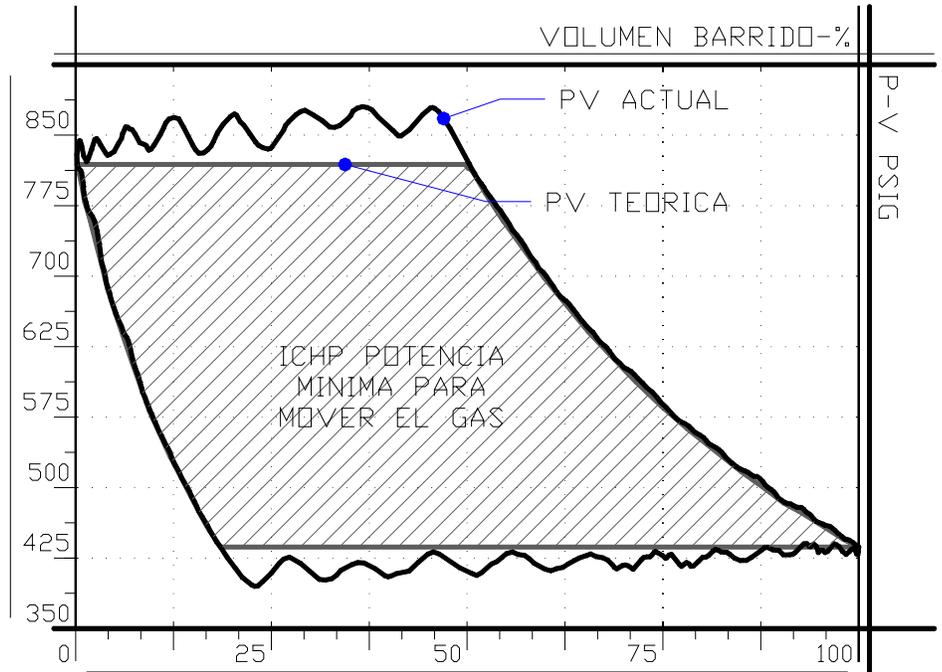
Donde

ICHP= Potencia indicada del compresor

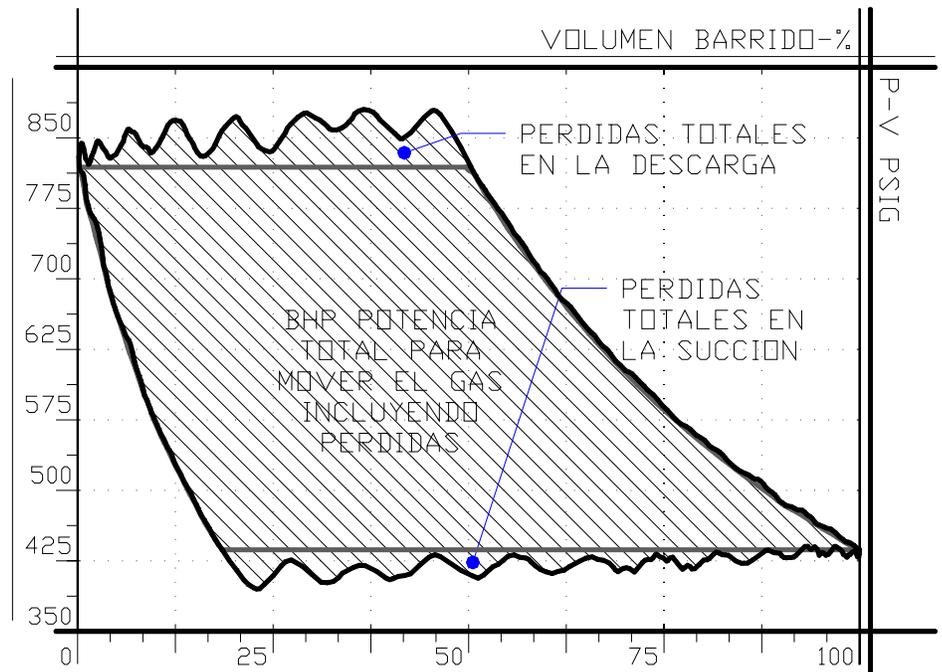
BHP= Potencia al freno del compresor

$\eta_m$ = Eficiencia mecánica del compresor %

**Figura 226. Potencia indicada en un diagrama PT de un compresor recíprocante.**



**Figura 227. Potencia al freno en un diagrama PV de un compresor recíprocante.**



Son varios los mecanismos de pérdidas que operan en compresores recíprocos. Estas pérdidas afectan directamente el desempeño del compresor disminuyendo su capacidad e incrementando la potencia requerida respecto a los valores teóricos calculados. Estas pérdidas incluyen:

- Pérdidas en válvulas, por el trabajo requerido para cerrar y abrir válvulas y para superar la fricción.
- Pérdidas en pasajes y tuberías por condiciones de restricción por suciedad en el área de flujo del gas.
- Efecto de la pulsación.
- Termodinámica del cilindro. Se refiere al enfriamiento del gas en el cilindro y fue tratado en el Capítulo 5 “Compresión de etapas múltiples con Interenfriamiento”.

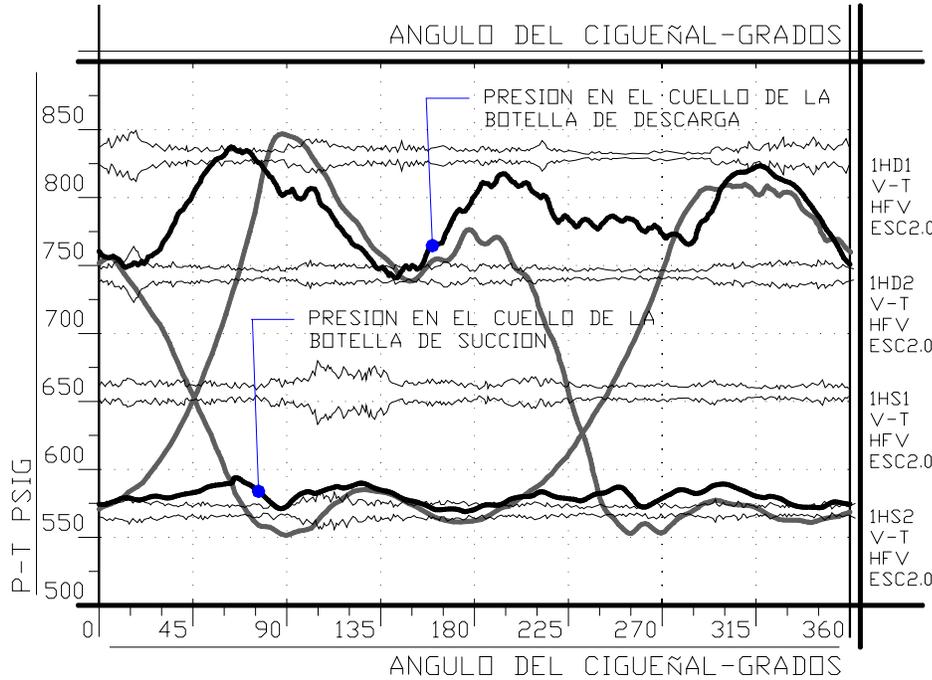
Ahora, los principales factores que afectan la magnitud de las pérdidas son:

- El diseño de la válvula.
- La presión de succión y de descarga.
- La temperatura de succión y de descarga. El aumento de la temperatura del gas disminuye la densidad del gas y el volumen succionado por el compresor.
- La velocidad del compresor. A mayor velocidad del pistón menos cuasiestático y reversible es el proceso y mayor es el aumento de la entropía.
- La composición del gas (peso molecular).
- El diseño de las tuberías de succión y de descarga.
- El diseño de los pasajes del compresor.

Es importante tener en cuenta que “normalmente las pérdidas del sistema no deben exceder el rango de 2 a 5 %. Sin embargo, dependiendo de la composición del gas y la velocidad del compresor, hay casos donde el rango varía de 15 a 30 %”. Fuente: Intermediate Compressor Analysis. Dynalco Controls. Página 5-10.

**Pulsación.** De los mecanismos de pérdidas nombrados anteriormente, el que requiere profundización es el efecto de la pulsación. La pulsación en los compresores recíprocos se refiere a los cambios de presión (oscilación de la presión) causados por los eventos de succión y de descarga de ambos lados del compresor. Normalmente las pulsaciones son detectadas más fácilmente cuando la medición de presión se realiza en el cuello de las botellas de succión y de descarga. En la **Figura 228** se muestra las curvas de presión contra ángulo del cigüeñal tomadas en los cuellos de las botellas de succión y de descarga. Notar la pulsación en el cuello de la botella de descarga.

**Figura 228. Presión de pulsación en el cuello de la botella de descarga según un diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal.**



La pulsación por su naturaleza oscilatoria, puede causar vibración en la tubería. Esta vibración puede llegar a ser extrema si la frecuencia de la pulsación coincide con la frecuencia de resonancia acústica o la frecuencia mecánica natural de la tubería de la tubería.

Los efectos de la pulsación en las pérdidas de potencia de un compresor recíprocos son variados y dependen de la composición del gas y de los detalles de la tubería, las más comunes son:

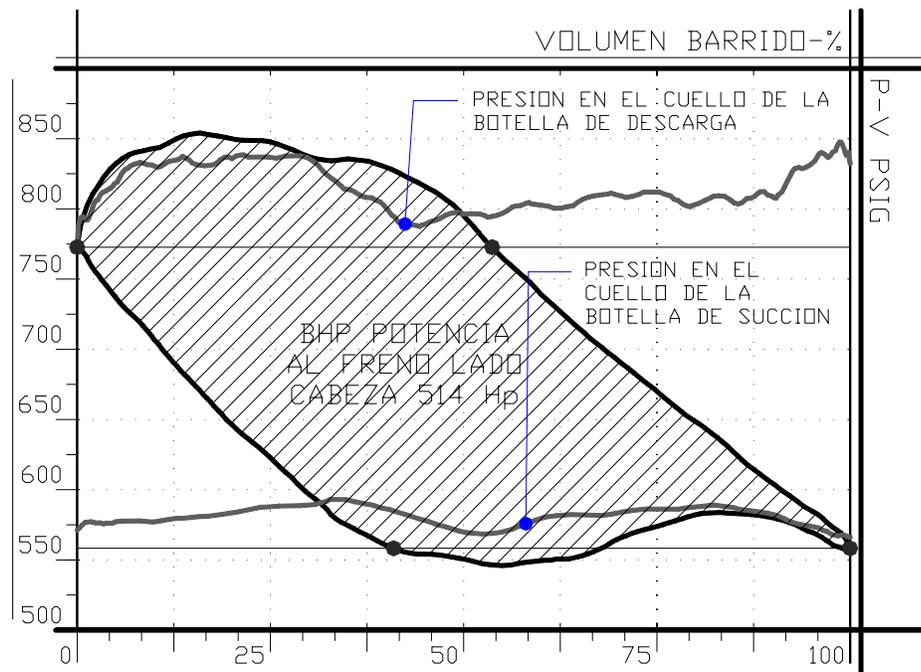
Las pulsaciones causan que las válvulas estén total o parcialmente cerradas cuando deberían estar totalmente abiertas. Esto incrementa las pérdidas de potencia a través de las válvulas por el aumento de las pérdidas de presión por restricciones.

Las pulsaciones afectan la presión terminal de succión. Esta puede ser más alta o más baja de lo normal, lo que puede aumentar o disminuir la masa de gas succionado y de esa manera la capacidad de succión del compresor. Sin embargo, el aumento de la capacidad de succión no implica el aumento de la eficiencia del compresor.

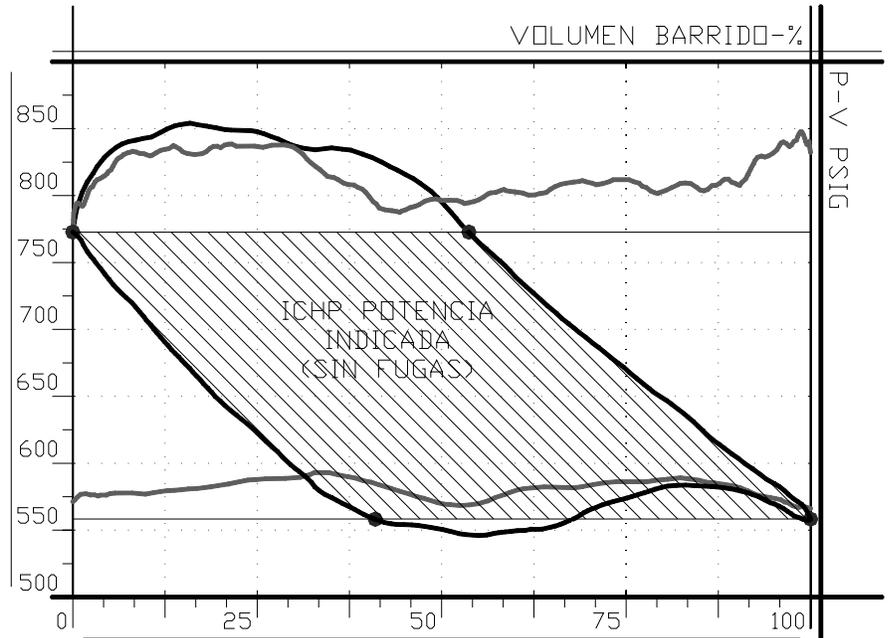
Similarmente, si las pulsaciones causan que la presión de la línea de descarga sea menor que la presión de descarga promedio, más gas será enviado desde el cilindro al pasaje de descarga. La cantidad de gas que es re-expandido se reduce y la capacidad de descarga del compresor se incrementa.

El monitoreo de la presión de la succión y la descarga contra el ángulo del cigüeñal para conocer el comportamiento de las líneas de succión y descarga (tomadas en el cuello de las botellas) permite discriminar las pérdidas en válvulas y pasajes de succión y descarga de las demás pérdidas habidas en el compresor. Con miras en mostrar lo anterior, en la **Figura 229** se muestra el diagrama de presión contra volumen donde se achura el área que corresponde al trabajo total consumido en el ciclo; este es equivalente a la potencia al freno. En la **Figura 230**, notar que el área que ha sido achurada corresponde a la potencia indicada o potencia mínima para comprimir el gas. En la **Figura 231**, se muestran las pérdidas totales de succión y de descarga que no son más que el área por encima de la línea de presión de descarga (pérdidas de descarga) y el área por debajo de la línea de presión de succión (pérdidas de succión) en un diagrama de presión contra volumen. Hasta este momento, todo ya ha sido visto anteriormente. Si lo que se desea determinar son las pérdidas debidas a las válvulas y pasajes de succión y las pérdidas debidas a las válvulas y los pasaje de descarga, las áreas que deben ser tenidas en cuenta son aquellas por encima de la presión del cuello de botella de descarga (para las perdidas por válvulas y pasajes de descarga) y aquellas por debajo de la presión del cuello de botella de succión (para las perdidas por válvulas y pasajes de succión) tal como se aprecia en la **Figura 232**.

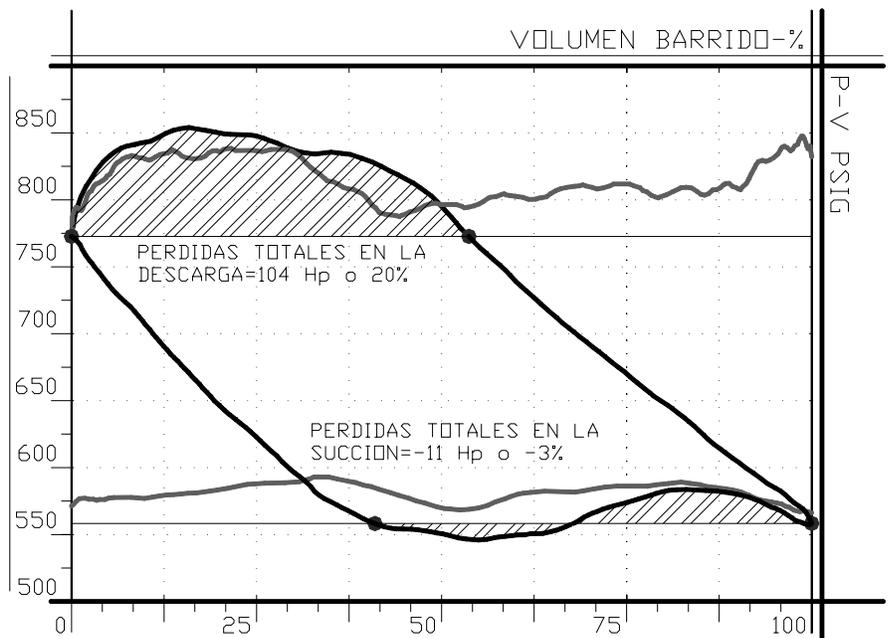
**Figura 229. Trabajo total consumida en el lado cabeza de un compresor recíprocante en un diagrama de presión contra volumen.**



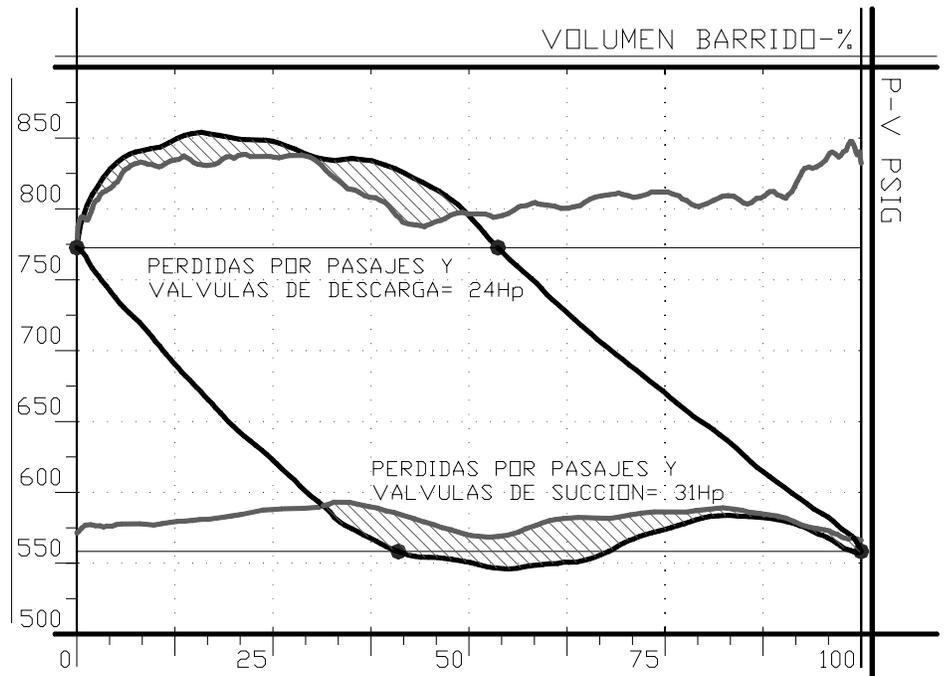
**Figura 230. Potencia indicada en el lado cabeza de un compresor recíprocante en un diagrama de presión contra volumen.**



**Figura 231. Pérdidas totales de potencia en el lado cabeza de un compresor recíprocante en un diagrama de presión contra volumen.**



**Figura 232. Pérdidas de potencia en el lado cabeza de un compresor recíprocante debidas a los pasajes y válvulas de succión y descarga en un diagrama de presión contra volumen.**



#### **7.4. CARGA EN LA BARRA DEL COMPRESOR.**

Un factor muy importante en la operación de un compresor recíprocante es la carga sobre la barra. La carga de la barra es la fuerza total que es transferida a la barra del pistón, generada por la suma de la carga de inercia de las masas recíprocantes y por la carga producto de la presión del gas.

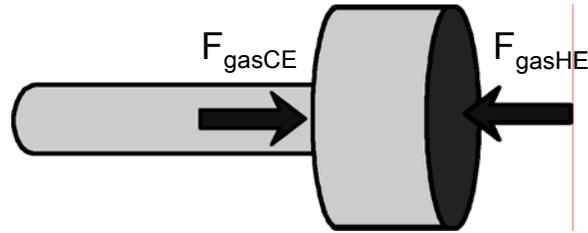
##### **7.4.1. Fuerzas sobre la barra.**

Dos fuerzas actúan sobre la barra, la fuerza del gas y la fuerza producida por la inercia de los componentes recíprocantes.

##### **7.4.1.1. Fuerza del gas.**

Es la resultante de la fuerza ejercida por la presión sobre ambas caras del pistón. Véase [Figura 233](#) y [Ecuación 43, 44 y 45](#).

**Figura 233. Fuerzas resultante del gas.**



**Ecuación 43. Fuerza del gas sobre la barra.**

$$F_{gas} = F_{gasCE} - F_{gasHE}$$

**Ecuación 44. Fuerza del gas sobre el pistón por la cara del lado cabeza.**

$$F_{gasCE} = P_{CE} \times A_{CE}$$

Donde  $A_{CE} = \frac{\pi}{4} [D_p^2 - D_b^2]$

**Ecuación 45. Fuerza del gas sobre el pistón por la cara del lado cigüeñal.**

$$F_{gasHE} = P_{HE} \times A_{HE}$$

Donde  $A_{HE} = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_t^2)$

$F_{gasCE}$  = Fuerza del gas sobre el pistón por el lado cigüeñal.

$F_{gasHE}$  = Fuerza del gas sobre el pistón por el lado cabeza.

$P_{CE}$  = Presión del gas por el lado cabeza.

$P_{HE}$  = Presión del gas por el lado cigüeñal.

$D_p$  = Diámetro del pistón

$D_b$  = Diámetro de la barra

$D_t$  = Diámetro del vástago guía (**tail rod**) del pistón

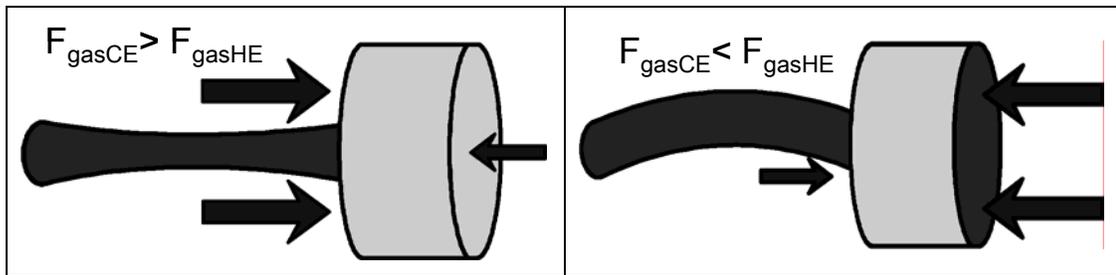
$A_{CE}$  = Área del pistón por el lado cigüeñal

$A_{HE}$  = Área del pistón por el lado cabeza

En conclusión, si  $F_{gasCE} > F_{gasHE}$  la barra se encuentra a tensión si  $F_{gasCE} < F_{gasHE}$  la barra se encuentra a compresión. Ver **Figura 234**.

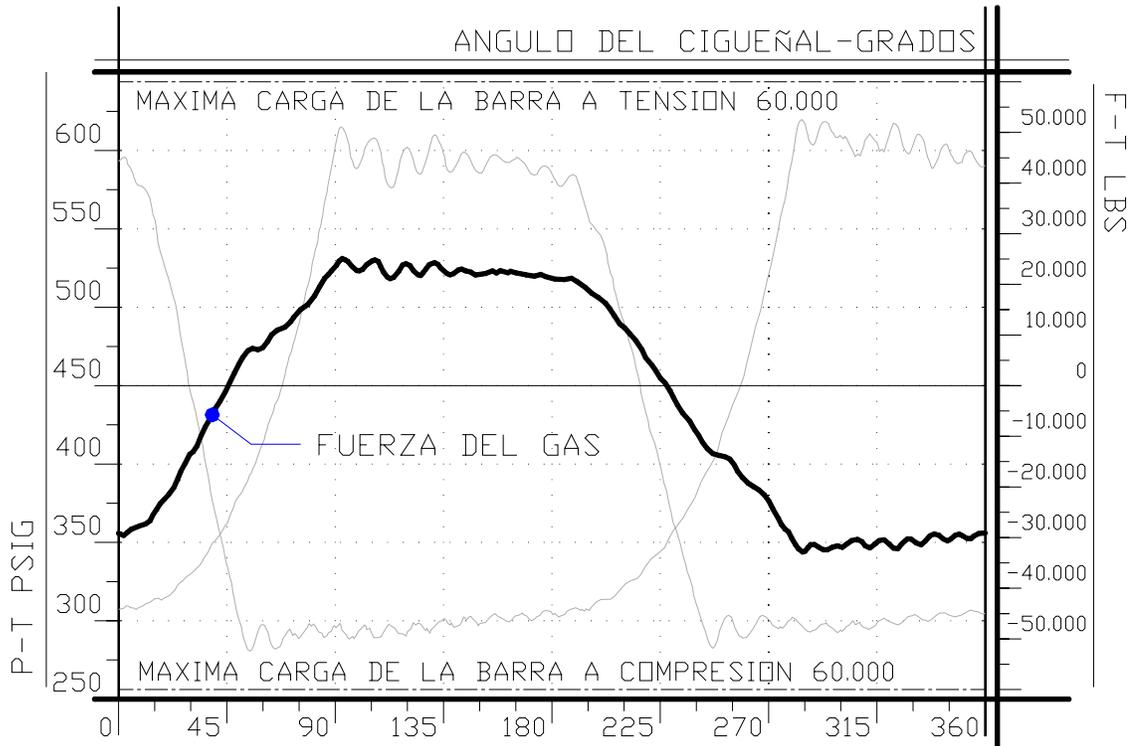
**Figura 234. Fuerza del gas actuando tensionando y comprimiendo la barra.**

TENSION	COMPRESION
---------	------------



En la **Figura 235** se muestra la fuerza resultante ejercida por el gas sobre la barra durante un ciclo de compresión. Notar que según nuestra convención de signos, la fuerza positiva implica tensión y la negativa compresión.

**Figura 235. Fuerza resultante del gas en un ciclo actuando sobre la barra de un compresor recíprocante**

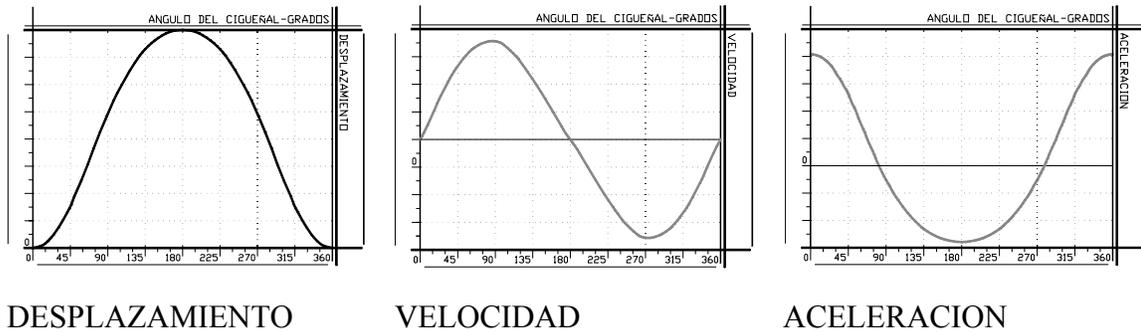


#### 7.4.1.2. Fuerza de inercia.

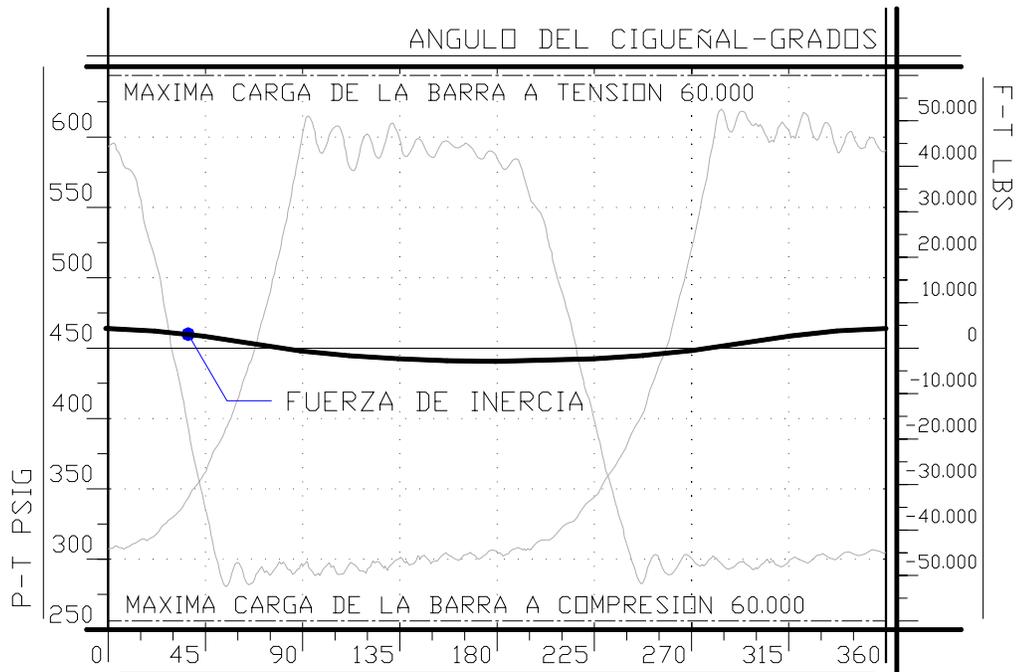
Es la fuerza ejercida como resultado de la masa y la aceleración instantánea de los componentes recíprocantes. La masa de los componentes recíprocantes incluye la masa del pistón, de la tuerca del pistón, de la barra del pistón, del conjunto de la cruceta y de la tuerca de la cruceta. De acuerdo a la cinemática de un pistón en un compresor recíprocante, el comportamiento del desplazamiento, la velocidad y la

aceleración están mostradas en la **Figura 236** (la velocidad y la aceleración son obtenidas derivando una y dos veces el desplazamiento). Por lo tanto, la fuerza de inercia del pistón tiene la misma forma de la curva de aceleración mostrada en dicha en la parte inferior de la **Figura 236**, tal como se aprecia en la **Figura 237**.

**Figura 236. Parámetros cinemáticos del pistón en un compresor recíprocante.**



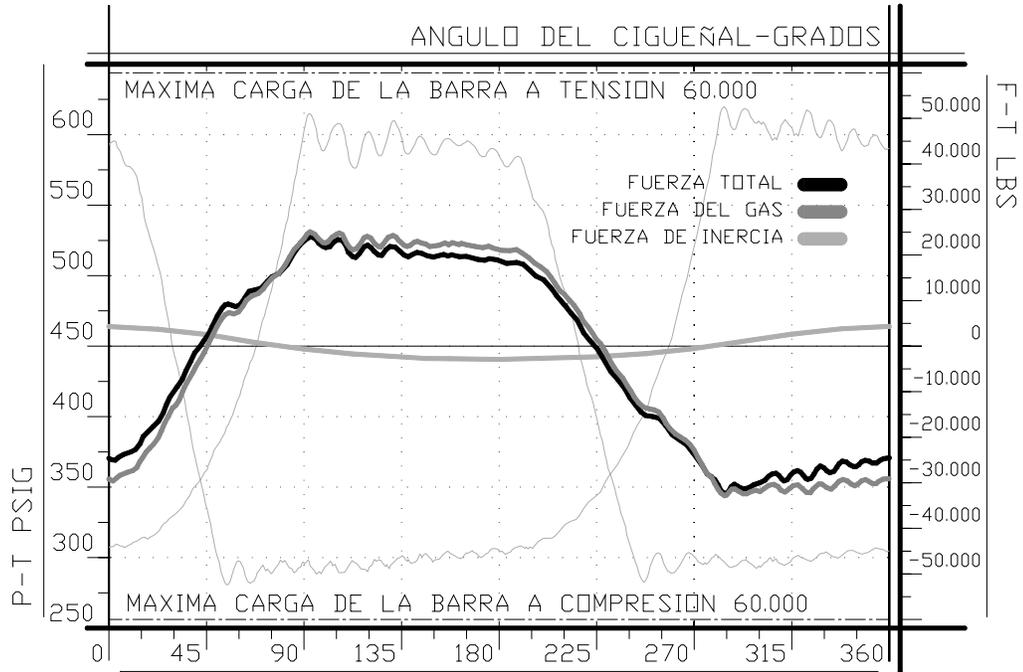
**Figura 237. Fuerza de inercia en un ciclo actuando sobre la barra de un compresor recíprocante.**



#### 7.4.1.3. Fuerza total.

Es el resultado de la suma de la fuerza del gas y de la fuerza de inercia. En **Figura 238** es posible ver la fuerza resultante de la suma de la fuerza del gas y de la fuerza de inercia de la **Figura 237**. Observar que la fuerza resultante no supera en ningún momento los límites de la barra (+/- 60.000 lb-f)

**Figura 238. Fuerza total en un ciclo actuando sobre la barra de un compresor recíprocante.**



Para el óptimo desempeño del compresor, la carga sobre la barra calculada debe satisfacer dos condiciones:

La carga sobre la barra nunca debe exceder los límites máximos de tensión y compresión.

En la carga de la barra debe haber una reversión de esfuerzos, lo cual significa que la carga del compresor debe alternar de tensión a compresión y retornar a tensión de nuevo durante los 360 grados de rotación del cigüeñal. Esta reversión en la carga de la barra es requerida para asegurar la apropiada lubricación del buje de la cruceta. El cambio de tensión a compresión causa que el juego entre el buje y el pin se mueva de un lado otro lo que permite lubricarlos y enfriarlos. Si la reversión de la carga no ocurriera, la mitad del buje permanecería sin lubricación.

Estas dos condiciones están contempladas y delimitadas en la norma API 618 de 1995 Reciprocating Compressor For Petroleum, Chemical And Gas Industry Services, en la página 6, sección 2.4 Rod And Gas Loading: "... la duración de ésta reversión no debe ser menor de 15 grados de ángulo del cigüeñal y la magnitud del pico de la carga combinada revertida debe ser al menos el 3% de la carga combinada en la dirección opuesta". Esto significa que si la carga predominante en tiempo sobre la barra es la tensión, al menos durante 15 grados (4% del ciclo) del cigüeñal la barra

debe estar a compresión, y el pico de compresión debe ser al menos 3% del pico de la tensión.

#### **7.4.2. Patrones de falla relacionados con la carga en la barra del compresor.**

Básicamente son tres los patrones que muestran fallas o problemas relacionados con la carga de la barra, el sobrepaso de las cargas permisibles en la barra, la falta de reversión de la carga de la barra y los golpes en el momento de la reversión de la barra.

##### **7.4.2.1. Sobrepaso de las cargas permisibles en la barra**

Todos los componentes en un compresor recíprocante o en cualquier máquina están diseñados para operar bajo ciertas condiciones de esfuerzo mecánico. Cuando estas condiciones de diseño se sobrepasan, la máquina fallará por el elemento más débil.

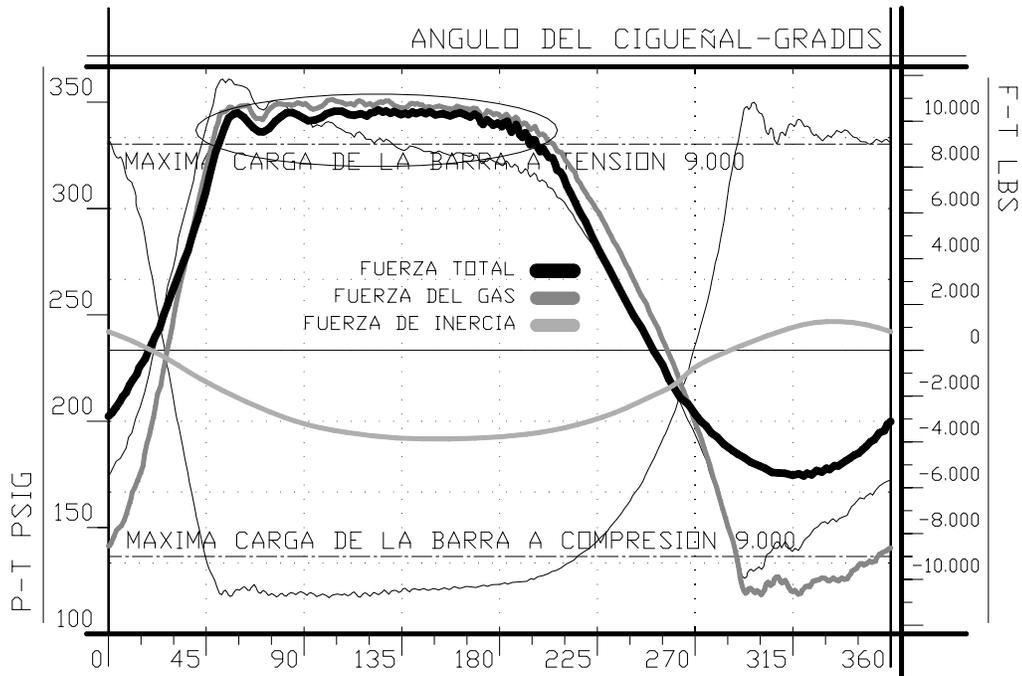
Las barras de un compresor siempre trabajan con carga axial bajo tensión o compresión, por ello de acuerdo a los esfuerzos admisibles (y el área de la barra) el fabricante determina los límites de carga máximos de tensión y compresión. Si estas cargas se sobrepasan, la integridad de la máquina se verá afectada. En la **Figura 239** es posible ver el caso de un compresor recíprocante donde la máxima carga de tensión (9.000 lb-f) es superada<sup>⊕</sup>.

La solución obvia a este problema es ajustar la carga del compresor disminuyendo la presión de las líneas de succión y/o descarga.

---

<sup>⊕</sup> Nota: las cargas límites de tensión y compresión sobre la barra tienen en cuenta los límites de carga del resto de componentes del compresor (pasador de la cruceta, cruceta, pistón etc.) cuyas esfuerzos están generados por la transmisión de la fuerza de la barra.

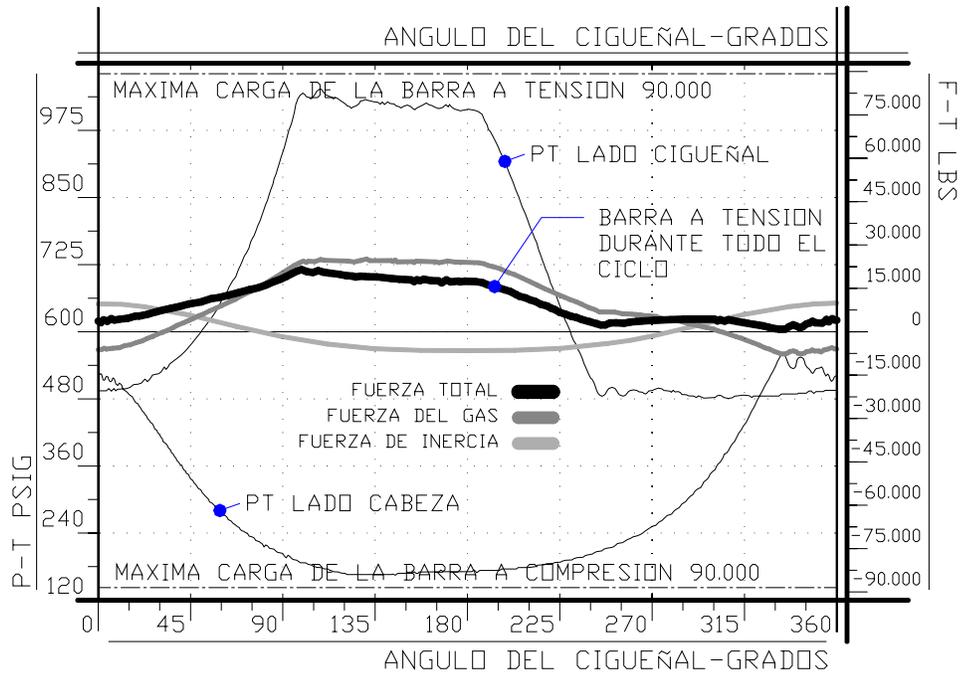
**Figura 239. Sobrepaso de la carga máxima de tensión de la barra en un diagrama de fuerzas sobre la barra de pistón.**



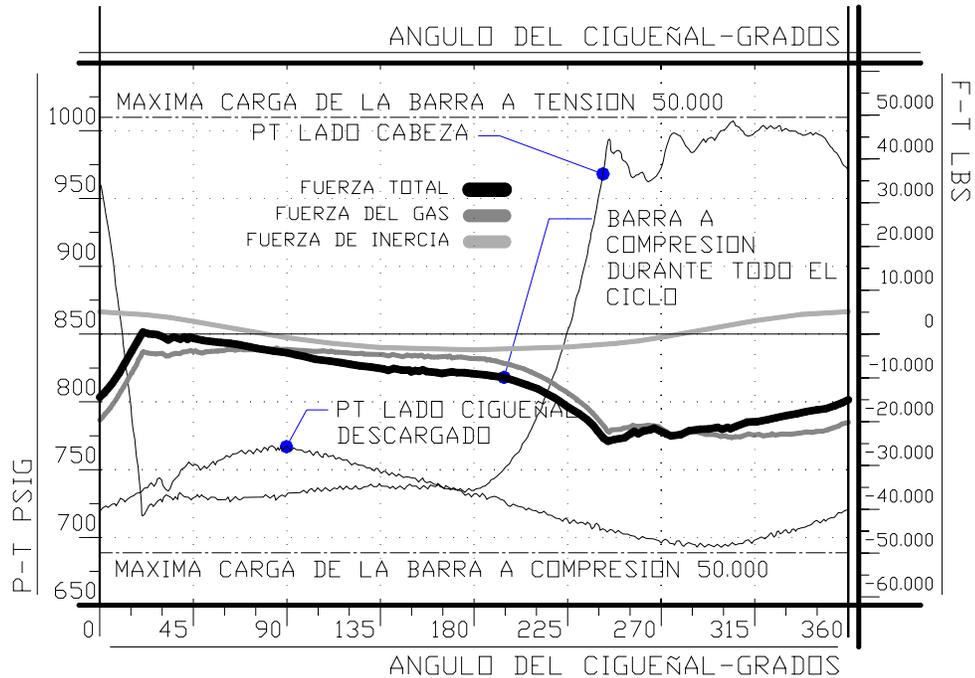
#### 7.4.2.2. Falta de reversión de la carga de la barra del compresor.

Como ya se mencionó, la reversión de la carga en la barra se requiere para asegurar la apropiada lubricación del buje y el pasador de la cruceta. El cambio de tensión a compresión causa que el juego entre el buje y el pin se mueva de un lado otro lo que permite lubricarlos y enfriarlos. La Figura 240 muestra un cilindro en el que la barra esta a tensión durante todo el ciclo y la Figura 241 muestra un cilindro en el que la barra está a compresión durante todo el ciclo. Típicamente las barras de los compresores tienen 75 grados de reversión de la carga y permanecen 20% por debajo de los límites de carga de tensión o compresión.

**Figura 240. Carga de la barra a tensión durante todo el ciclo.**



**Figura 241. Carga de la barra a compresión durante todo el ciclo.**



#### 7.4.2.3. Golpes en el momento de la reversión de carga de la barra.

Los golpes en el momento de la reversión de la carga de la barra ocurren cerca al punto de igualación de las presiones de las cámaras de un compresor recíprocante de doble efecto. La presencia de estos golpes es debida a la soltura (en elementos unidos sin movimiento relativo entre ellos) o al juego excesivo (en elementos unidos con movimiento relativo entre ellos) entre diferentes componentes del ensamblaje de la barra, Es decir, los golpes en el momento de la reversión de la carga de la barra pueden evidenciar:

- Soltura entre el pistón y la barra.
- Soltura entre la barra y la cruceta.
- Juegos en el conjunto de la cruceta.
- Juegos entre la biela y el cojinete de biela.
- Juego lateral entre los anillos del pistón y la camisa.

En las Figuras 242 y 243 se muestran ejemplos de compresores presentando golpes en el momento de reversión de la carga de la barra.

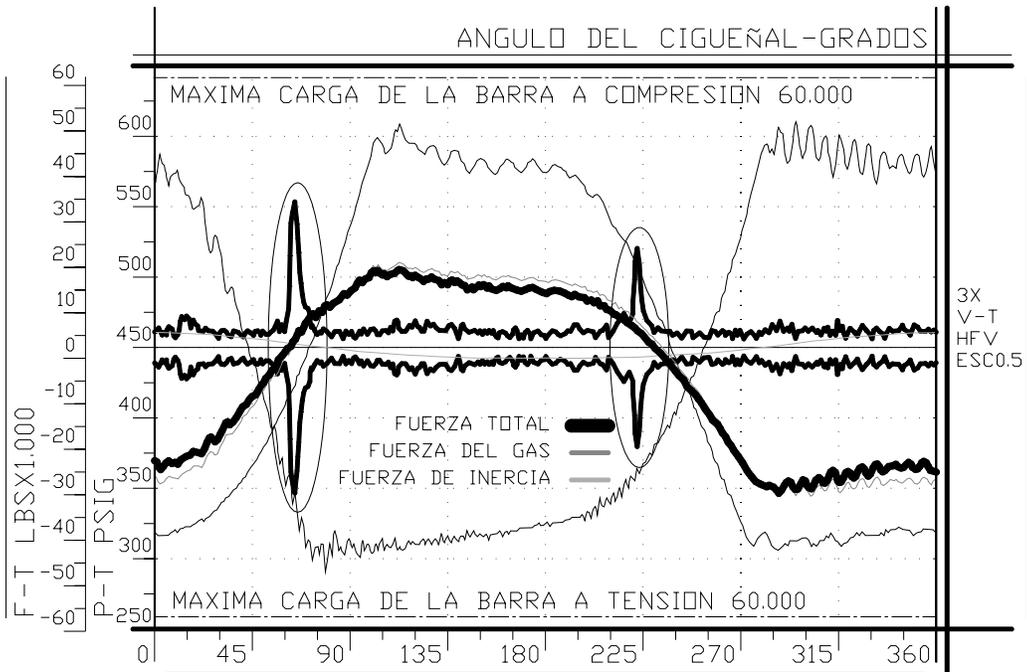
En la Figura 242 en el patrón de vibración contra ángulo de cigüeñal se observa fácilmente el golpe en la cruceta del cilindro 3 (3X) en los momentos exactos donde

la fuerza sobre la barra es cero. Luego de la revisión de la cruceta se encontró que el juego en el pasador de la cruceta estaba fuera de especificaciones.

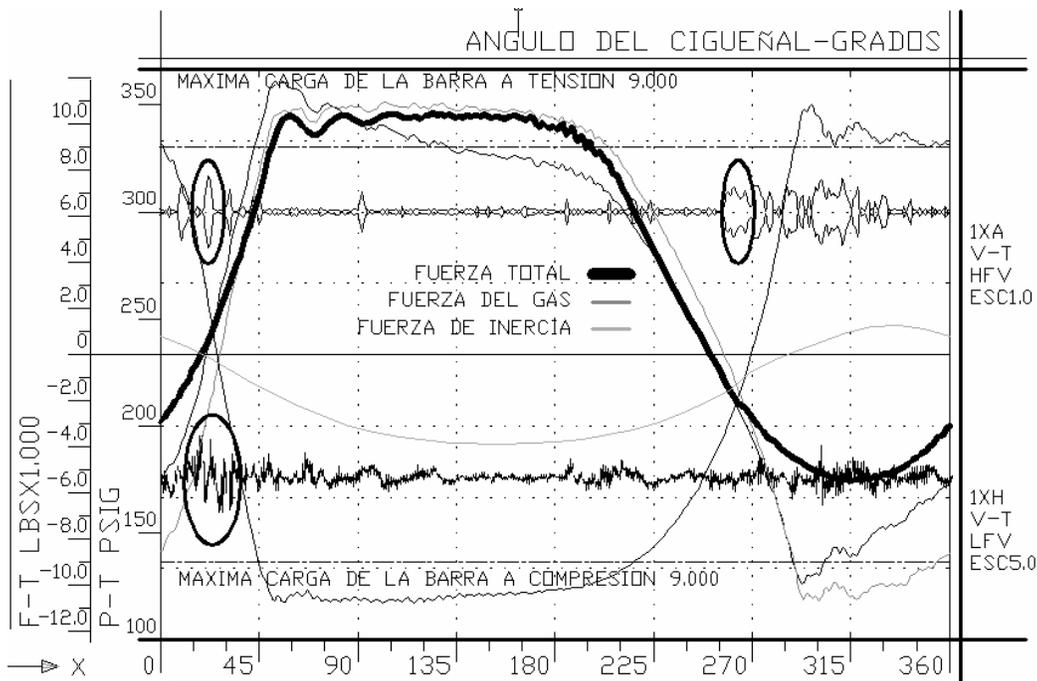
En la **Figura 243** en el patrón de vibración de alta y baja frecuencia contra ángulo de cigüeñal se observa el golpe en la cruceta del cilindro 1 (1X) de un compresor recíprocante en los momentos exactos donde la fuerza sobre la barra es cero. Luego de la revisión de la cruceta se encontró que el juego excesivo entre los elementos del conjunto de la cruceta.

Como se pudo ver en las **Figuras 242 y 243**, los parámetros ideales para detectar golpes son la vibración de baja y alta frecuencia ubicando el acelerómetro en el bastidor de la cruceta.

**Figura 242. Golpe en el pasador de la cruceta.**



**Figura 243. Golpe en la cruceta.**



### 7.5. DESPLAZAMIENTO DE LA BARRA PERPENDICULAR A LA CARRERA.

Idealmente la barra debería tener un movimiento recíprocante netamente axial, sin embargo, el movimiento es más complejo debido entre otras cosas a la imperfección en el alineamiento del conjunto del pistón y a la flexibilidad de la barra. De ahí la importancia de monitorear el movimiento perpendicular al desplazamiento de la barra. Tal como se dijo en la **sección 5.2.1 Tipos de datos para el análisis de compresores recíprocantes**, son par medir el movimiento perpendicular al desplazamiento de la barra son utilizados dos sensores de proximidad o de efecto hall, uno en la parte superior de la barra y otro en la inferior, de esta manera es más notable el desplazamiento de la barra fuera de su posición normal.

En la **Figura 244** es posible apreciar la carrera de la barra durante un ciclo. La curva superior corresponde a la señal del proximito inferior mientras la curva inferior a la señal del proximito superior. Mientras las dos señales permanezcan cerca del cero de desplazamiento, el comportamiento es normal, pero cuando se alejan del cero significa que la barra se ha comenzado a desplazar transversalmente durante algún periodo de la carrera. En la **Figura 244**, entre 90 y 270 grados las señales se han alejado del cero, en el caso de la curva superior la magnitud de la señal a aumentado,

por lo tanto la barra se ha acercado al sensor inferior, y en la curva inferior, la magnitud de la señal a disminuido, por lo tanto la barra se ha alejado del sensor superior. En conclusión, la barra se desplazó en dirección vertical hacia abajo lo cual es un indicio de un problema.

Los problemas más comunes relacionados con la caída en la carrera de la barra son:

- Problemas de alineamiento del cilindro
- Desgaste en la banda de deslizamiento del pistón (**rider band**)
- Desgaste en la camisa del cilindro
- Desgaste en los patines de la cruceta.

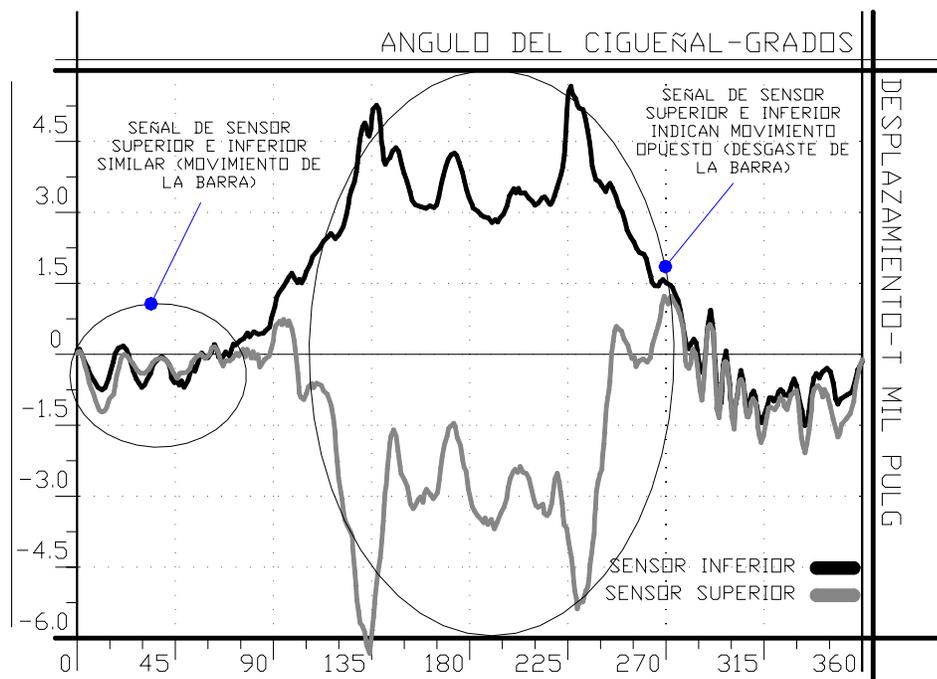
Nota: la banda de deslizamiento del pistón es el anillo central en el pistón sobre el cual se desliza. Los anillos periféricos restantes son anillos de compresión.

Como en todas las técnicas, otra forma de analizar la criticidad y el avance de un problema que genera caída de la barra es la observación de la tendencia de la señal.

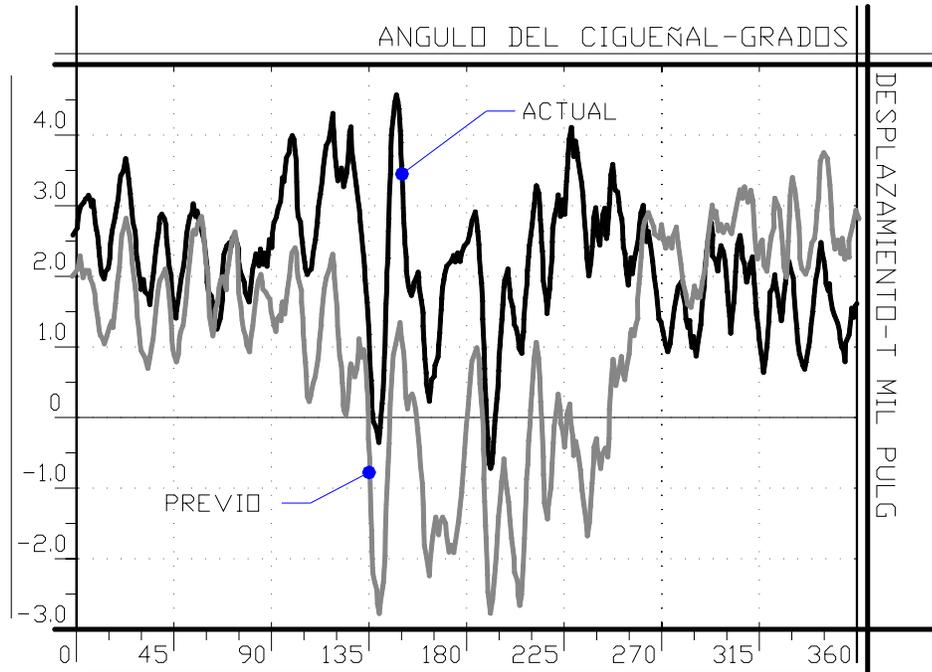
En la **Figura 245** es posible observar la tendencia de la señal de proximidad del sensor inferior a la barra en un compresor recíprocante con una diferencia de 4 meses, donde es fácil concluir el avance en la caída de la barra.

En la **Tabla 27** se resume la forma de analizar las señales de los sensores de proximidad sobre y por debajo de la barra.

**Figura 244. Señales del desplazamiento transversal de la barra durante una carrera.**



**Figura 245. Tendencia del desplazamiento perpendicular en la carrera de la barra.**



**Tabla 27. Análisis de las formas de las señales de desplazamiento transversal de la carrera de la barra.**

OBSERVACION	CARACTERITSTICAS TIPICAS
Tendencia a la caída en el movimiento de la barra	Inspeccionar señales de desgaste en la banda de deslizamiento del pistón y en la camisa. Examinar PV y LogP LogV por señales de fugas por anillos Posible desgaste de los patines de la cruceta. Inspeccionar patines y lubricación de la cruceta.
Señales de los sensores superior e inferior siguiendo una W de 0 a 360 grados	Las señales caen entre 90 y 270 grados y se elevan nuevamente en PMS y PMI. El tipo de desgaste mas común en la camisa tiene forma de barril, mayor en el centro que en los extremos.
Señales de los sensores superior e inferior siguiendo una V de 0 a 360 grados	La camisa esta ahusada o cónica con el mayor desgaste ocurriendo en el lado cigüeñal. Chequear por excesivo desgaste de la empaquetadura. Chequear alineamiento del cilindro.
Señales de los sensores superior e inferior siguiendo una V invertida	La camisa esta ahusada o cónica con el mayor desgaste ocurriendo en el lado cabeza. Chequear por excesivo desgaste de la empaquetadura.

de 0 a 360 grados	Chequear alineamiento del cilindro.
Patrones de señal superior e inferior separados. La señal superior aumenta y la inferior disminuye.	La barra esta desgastada donde la separación ocurre. Si es cerca al PMI chequear la barra por desgaste cerca de la empaquetadura.

Fuente: Basic Engine and Compressor Analysis Techniques. Dynalco Controls. Página 119.

## **7.6. DESGASTE Y SOLTURA MECÁNICA EN COMPONENTES RECÍPROCANTES.**

El desgaste y la soltura mecánica son situaciones presentes en múltiples componentes de los compresores recíprocantes. Los principales son:

### **7.6.1. Desgaste en la camisa.**

Las camisas tienen la tendencia de desgastarse tomando una configuración parecida a la forma de un barril por el desgaste en ambos extremos del compresor, el del cigüeñal y el de la cabeza.

Las principales causas del desgaste de las camisas son:

- Lubricación (incorrecta distribución del lubricante).
- La temperatura de lubricación (baja la viscosidad y el espesor de la película de aceite).
- La diferencia de temperatura con la chaqueta de agua de enfriamiento.
- Suciedad en la corriente de gas creando el efecto del papel lije y fricción entre las superficies de metal.
- Problemas de alineamiento entre el cilindro y la estructura.

El desgaste en la camisa es detectado

- Elevación de la presión de succión desarrollada en el diagrama de presión contra volumen.
- Fugas a través de los anillos del pistón.
- Incremento en el volumen de juego calculado.
- Puede presentarse el efecto abombamiento en la curva de LogP contra LogV.
- Disminución de la capacidad.

### **7.6.2. Soltura de la camisa.**

Usualmente la soltura de la camisa puede producir un golpe y puede ser detectado en el PMS en un diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal. Algunas veces este golpe es solo visible en el momento de mayor carga.

Las camisas tienen la tendencia a rotar obstruyendo los puertos de presión. Si el movimiento es axial junto con el movimiento del pistón, los puertos de las válvulas pueden llegar a tener interferencia (ser obstruidos). El ruido por paso de gas puede llegar a presentarse si el gas está fugando entre la camisa y el cuerpo del cilindro.

### **7.6.3. Soltura del pistón en la barra.**

En la mayoría de los casos, la soltura del pistón en la barra produce trazos de vibración en los cambios de dirección. Estas señales de soltura en la vibración pueden aparecer en PMS o PMI de la carrera. También pueden evidenciarse en los puntos de alta presión de la carrera.

### **7.6.4. Juego excesivo en las guías de la cruceta.**

En la mayoría de los casos, los pernos de sujeción de las guías pueden estar sueltos o rotos, produciendo desplazamiento de la guía en cada carrera del pistón. El excesivo desgaste entre el patín de la cruceta y la guía aumenta el juego entre ellos. Este tipo de condición es detectada en el conjunto de la cruceta mediante la medición de vibración.

La mayoría de las veces, los trazos de vibración son mostrados durante los puntos de reversión de la carga del pistón. Para la medición, es recomendado tomar datos en la dirección vertical y horizontal sobre la cruceta.

### **7.6.5. Desgaste entre el pasador y el buje de la cruceta.**

Normalmente esta condición puede detectarse colocando un transductor de vibración en el área de la cruceta. En la mayoría de los casos, los momentos de problemas son en la reversión de la carga del cilindro en cuestión. El trazo de vibración se verá en ambos puntos de la reversión de la carga, y algunas veces con diferentes amplitudes.

Como ya se mencionó, el punto crítico a observar es el punto de reversión de la carga donde la fuerza sobre el pistón es nula por un instante, pero cuando actúa de nuevo la resultante, el pasador se mueve contra el buje, creando un evento de golpe mecánico.

Algunas de las causas principales de esta condición son la falta de lubricación y la insuficiente reversión de la carga.

#### **7.6.6. Soltura en válvulas.**

Esta condición es evidente de dos maneras, la primera múltiples impactos antes que la válvula abra y la segunda patrones de condición de fuga durante la carrera de compresión. En algunos casos, son audibles golpes.

Algunas de las causas que pueden contribuir a esta condición son:

- Torque insuficiente en los pernos del receptáculo de la válvula.
- Pobre asiento de la empaquetadura.
- Daño en la superficie de la caja de la válvula

#### **7.6.7. Soltura de cilindros.**

Los cilindros tienen tendencia a la soltura. El tipo de fuerza generada por la unidad contribuye a esta condición. La vibración de la estructura y el desplazamiento del cilindro son excelentes herramientas usadas para detectar el movimiento de los cilindros.

El desplazamiento del cilindro es medido mediante la vibración pico a pico. Usualmente, un desplazamiento de 10 milésimas de pulgada o más ya es de cuidado. En cada cilindro debe ser monitoreada la vibración triaxial.

Cuando la vibración de la estructura es monitoreada, los datos deben ser colectados en las esquinas opuestas de la bancada (la esquina del lado acoplada y la esquina del lado no acoplado).

Algunas de las causas que pueden contribuir a esta condición son:

- Excesiva elongación de los pernos de sujeción del cilindro.
- Aplicación del torque incorrecto sobre dichos pernos.
- Desalineamiento.

### **7.7. VIBRACIÓN EN COJINETES DE BIELA Y DE BANCADA.**

Es difícil obtener una buena señal de los cojinetes de biela y de bancada principalmente por que la transmisibilidad de la vibración en ese punto no es muy

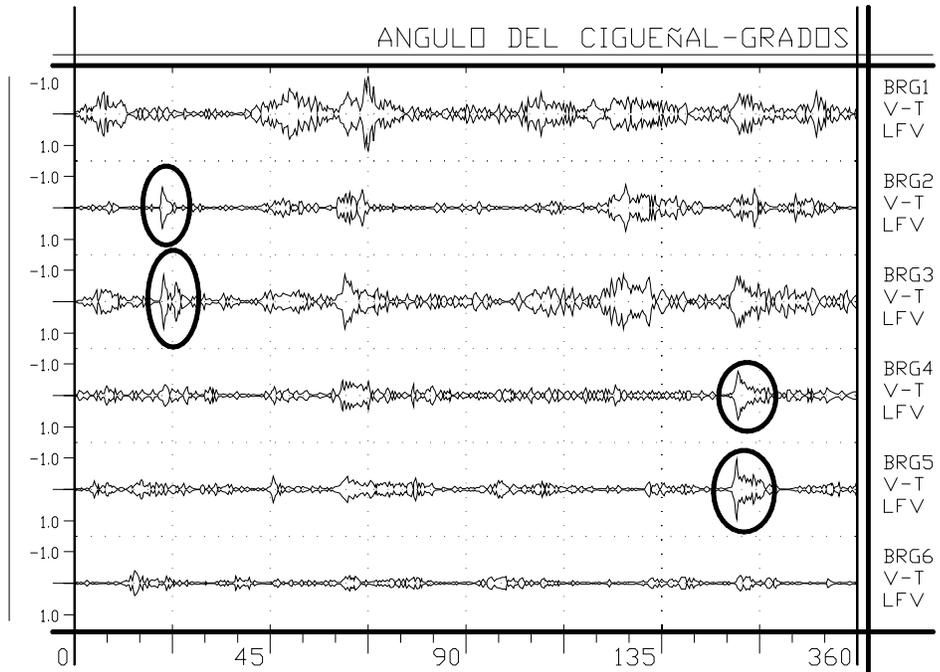
grande. El principio es tomar la señal donde hay un camino de transmisión de la vibración y hacerlo tomando solo la vibración de baja frecuencia.

Lo que se busca con una forma de onda de cojinetes de biela y de bancada son impactos relacionados con excesivo juego en los cojinetes. Es importante asegurarse que el impacto que se está observando no sea producto de algún evento normal de impacto en la máquina como los cierres de válvulas. En la [Figura 246](#) se puede ver la vibración tomada en el cojinete de bancada de un compresor recíproco mostrando impactos anormales en los cojinetes 2, 3, 4 y 5 en los cuales se ha descartado que sean interferencia producto de otros eventos normales en la máquina.

Un excelente complemento para la toma de decisiones a la hora de análisis formas de onda de cojinetes de biela y bancada el reporte de análisis de aceite y en especial el conteo de partículas de desgaste.

Estas mismas directrices son usadas para el análisis de la vibración tomada en los cojinetes de biela y de bancada de motores recíprocos.

**Figura 246. Vibración tomada en el cojinete de bancada de un compresor recíprocante mostrando impactos anormales.**

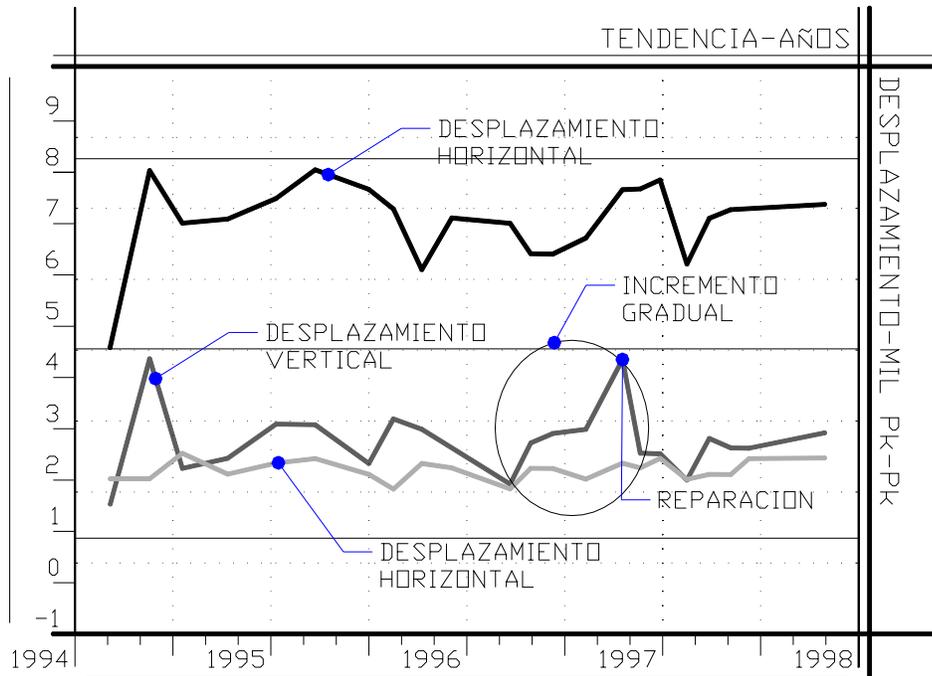


## 7.8. VIBRACIÓN EN TUBERÍAS Y BANCADAS.

La mejor herramienta para el análisis de tuberías y bancadas es la tendencia en el valor global de vibración en las tres direcciones (horizontal, vertical y axial). En la **Figura 247** es posible ver la tendencia de vibración en las direcciones horizontal, vertical y axial tomadas en la bancada de un compresor recíprocante donde se encontró algunos pernos de anclaje rotos. En estos casos el mejor parámetro de vibración a utilizar es el desplazamiento.

En la **Tabla 28** se resumen los aspectos acerca del análisis de bancadas y tuberías en compresores recíprocantes.

**Figura 247. Tendencia de vibración en la bancada de un compresor recíprocante.**



**Tabla 28. Resumen para el análisis de bancadas y tuberías.**

OBSERVACION	ANALISIS
Lecturas de vibración en desplazamiento indicando movimiento vertical del extremo del cabezal del cilindro.	Chequear los soporte del cilindro en busca de pernos sueltos. Aunque depende de la masa del cilindro y de la velocidad del cigüeñal, el desplazamiento deber ser menor de 5 mil.
Lecturas de vibración en	Si el movimiento axial es excesivo o se incrementa,

desplazamiento indicando movimiento axial del extremo del cabezal del cilindro.	chequear que los pernos de la base y de la cabeza del cilindro estén apretados.
Vibración excesiva de la tubería	<p>Chequear los soportes de la tubería.</p> <p>Revisar el espectro de vibración para identificar las frecuencias componentes.</p> <p>Mediante una prueba de impacto medir la frecuencia natural de la tubería.</p> <p>Medir el espectro de vibración en la tubería para determinar si la función forzante es la pulsación o el desbalance mecánico.</p>
Excesiva vibración en desplazamiento en la base de la estructura del compresor	<p>Chaquear el torque de los pernos de anclamiento.</p> <p>Buscar agrietamientos en el concreto base.</p> <p>Chequear la condición del <b>grouting</b> que soporta la estructura.</p> <p>Chequear el alineamiento y la carrera del pistón.</p>

## **8. METODOLOGÍA PARA LA OBSERVACIÓN, ANÁLISIS, VALORACIÓN Y DIAGNÓSTICO DE LA CONDICIÓN MECÁNICA Y DESEMPEÑO DINÁMICO DE MOTORES Y COMPRESORES RECIPROCANTES.**

Metodología significa la manera en que las cosas se hacen. Las razones principales para aplicar una metodología son:

- Asegurar que no se olvida hacer ninguna cosa que requiere ser realizada, es decir, aplicar un procedimiento paso a paso y que se sigue todas las veces.
- Asegurar que no se pierde tiempo haciendo cosas que no requieren ser hechas. Una metodología debe tener en cuenta lo importante para el objetivo presente e ignorar el resto de detalles.
- Garantizar la calidad del proceso de análisis tanto para el analista como para la persona que supervisa.

### **8.1. METODOLOGIA CODA**

Las firmas manejadoras de las tecnologías para el monitoreo de condición de maquinaria reciprocantes han creado una metodología llamada CODA (por sus siglas en ingles) para asegurar la calidad y la eficiencia en el proceso de análisis. Esta consta de 4 pasos que son chequear (**Check**), observar (**Observe**), decidir (**Decide**) y evaluar (**Assess**). A continuación se profundiza en cada uno de los pasos de la Metodología CODA.

#### **8.1.1. CHEQUEAR.**

Es inspeccionar los datos que se tienen y estar absolutamente que la información sobre la que se toman las decisiones es precisa.

Es absurdo tratar de analizar una máquina y tomar decisiones basadas en datos errados. Por consiguiente el primer paso esencial es asegurar la calidad de los datos sobre los que se analiza. Los tipos de problemas que afectan la calidad de los datos son:

- Errores en la técnica de toma de datos.
- Errores en la marcación de fase.
- Interferencia desde otros cilindros.
- Interferencia por el voltaje de ignición.

#### **8.1.1.1. Errores en la técnica.**

Son varios los aspectos a tener en cuenta cuando se toman los datos:

**Máquina y punto correcto.** Asumiendo que el analista está entrenado para tomar buenos datos, esto no debería representar ningún problema. Sin embargo, siempre se debe asegurar que los datos se toman en la unidad correcta, en el punto de monitoreo correcto y en la dirección correcta.

**Datos exactos.** Consiste en verificar antes y durante la toma de datos que los sensores funcionan correctamente, que las válvulas de toma de presión están totalmente abiertas, que los cables del analizador están en buen estado etc. por ejemplo, la ausencia de los eventos esperados debería ser causa de chequeo; aunque es posible que los datos sean reales, y representen el comportamiento del cilindro, si el patrón es demasiado diferente de lo esperado y también es diferente en el resto de cilindros o elementos similares, los datos deberían ser re-tomados antes de ser analizados.

**Consistencia en los datos.** Consiste en utilizar la misma técnica de medición cada vez. Medir siempre en el mismo punto y de la misma manera. Es importante estar seguro que los cambios son debidos a los cambios en la condición y no a los cambios en la técnica para la medida.

**Precisión en la configuración.** Cuando se revisan los reportes, se debe asegurar que la configuración del software de análisis es correcta. Por ejemplo, si el reporte indica que se trata de un motor en V y en realidad no lo es... Es importante revisar y corregir la configuración del software de análisis antes de cargarlo en el analizador.

#### **8.1.1.2. Error en la posición de la marca de fase.**

La precisión en la ubicación de la marca de fase para el análisis de las máquinas reciprocantes es fundamental porque de él depende que las señales sean analizadas correctamente.

En la **Figura 248** es posible apreciar los diagramas PT y PV del cilindro de un motor. Solo una de las parejas PT PV tiene la fase ajustada precisamente, y es fácil apreciar

como estos errores alterar los resultados de desempeño de la máquina. En el par de diagramas de la parte superior la señal de fase esta atrasada 20 grados aproximadamente y en los diagramas de la parte inferior la señal de fase esta adelantada 20 grados aproximadamente. En los diagramas centrales la señal de fase es precisa.

La correcta señal de fase es también importante es la evaluación de los eventos mecánicos, porque es necesario analizar cambios en su tiempo de ocurrencia.

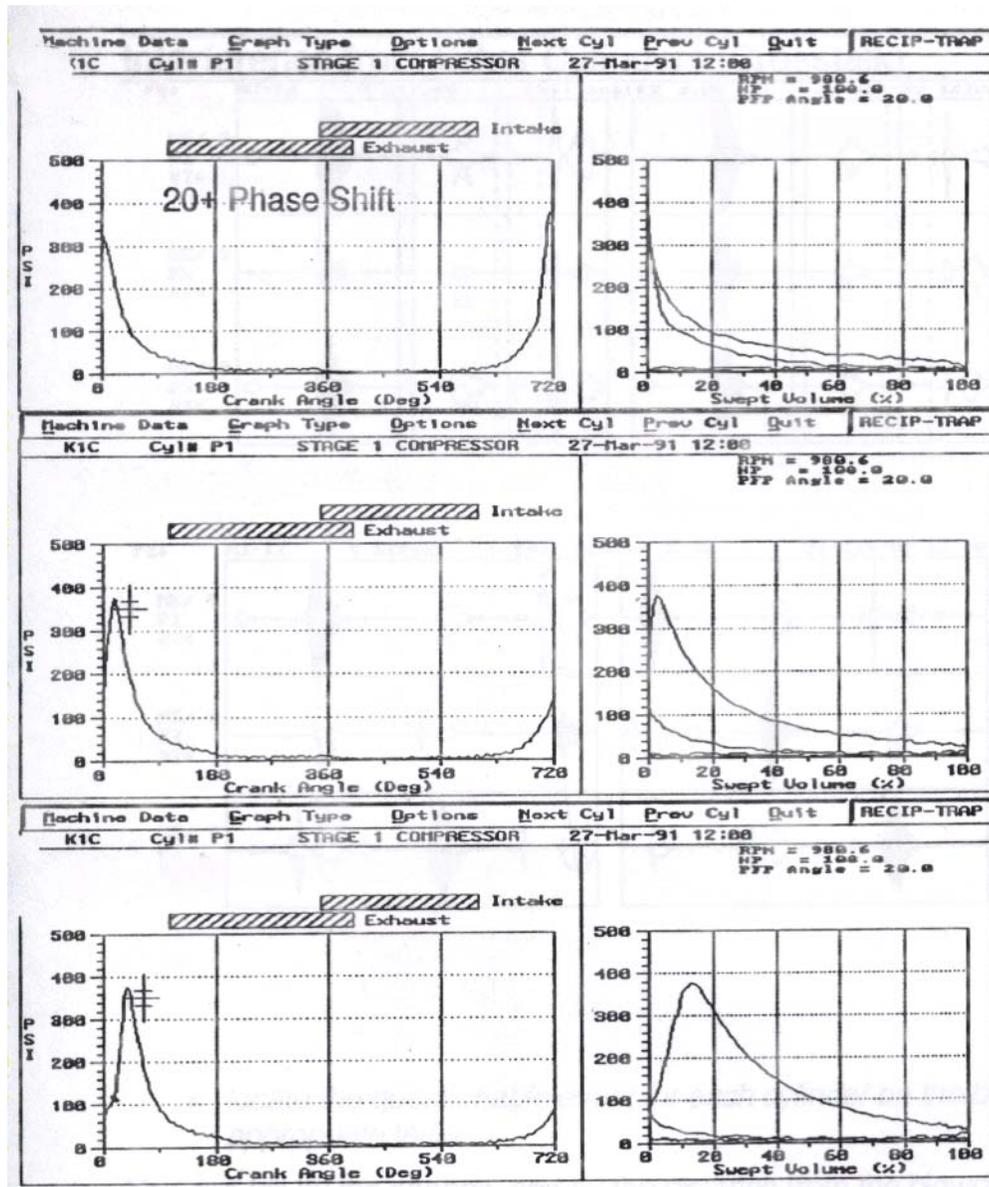
### 8.1.1.3. Interferencia desde otros componentes mecánicos.

La identificación de la interferencia (**crosstalk**) de otras fuentes en una señal de vibración o ultrasonido es importante pues permite descartar dichos picos o trazos como problemas.

Cuando se presenta un diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal, todos los eventos se muestran en fase, como si todos los cilindros estuvieran en el PMS al mismo tiempo (Véase Figura 249), sin embargo es obvio que esto no es cierto en tiempo real, pues por ejemplo solo un cilindro esta en apertura de escape en un momento determinado, por lo tanto, cuando es recogida la señal de vibración de un cilindro, el sensor puede alcanzar a captar y registrar las señales de vibración de los cilindros adyacentes principalmente, y esto es lo que se conoce como interferencia (**crosstalk**). La magnitud de la interferencia depende de muchos factores tales como, la cercanía de un componente a otro (por ejemplo de un cilindro a otro), el amortiguamiento de la máquina, la masa de la máquina, la ganancia del sensor, las características de los múltiples de admisión y escape en motores etc.

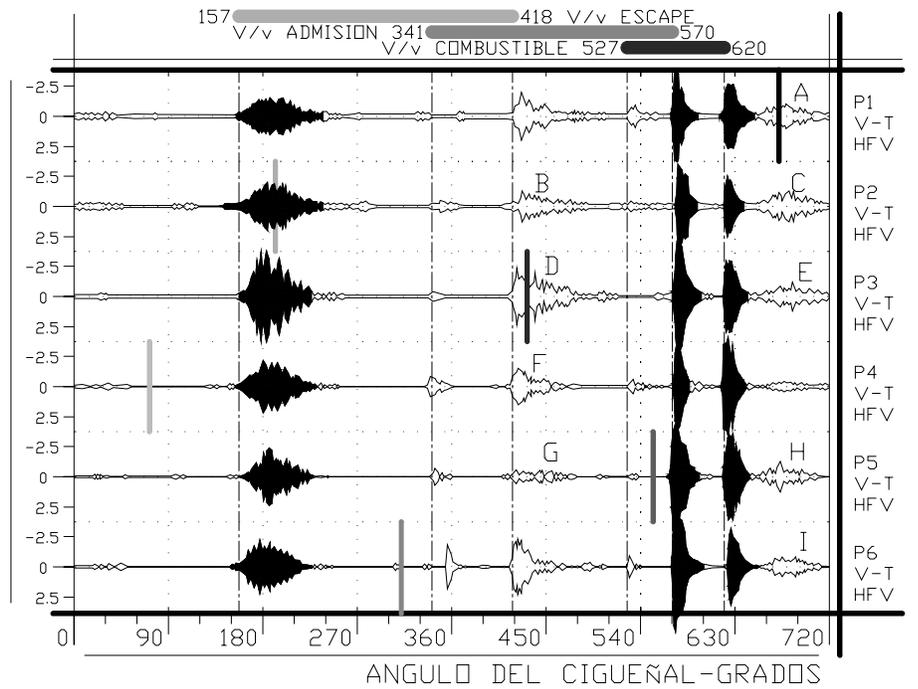
En la Figura 249 los picos identificados con la letras de la A a la I no corresponden a ningún evento normal o esperado, sin embargo cuando los cilindros son desfasados fácilmente se concluye que el pico en A en P1 es interferencia desde escape (**blowdown**) del cilindro P2, en pico en B, interferencia del escape de P1, en pico en C, interferencia del escape de P3, en pico en D, interferencia del escape de P2, en pico en E, interferencia del escape de P1, en pico en F, interferencia del escape de P5, en pico en G, interferencia del escape de P6, en pico en H, interferencia del escape de P4, en pico en I, interferencia del escape de P5. Aunque es este caso se concluye que todas las interferencias son causadas desde los escapes de los cilindros adyacentes, también es normal que ocurran por los cierres y aperturas de las válvulas. A manera de ejemplo, cuando se registra la vibración de una válvula de un compresor, en la mayoría de las ocasiones se produce interferencia desde las válvulas restantes.

Figura 248. Errores en la marca de fase.

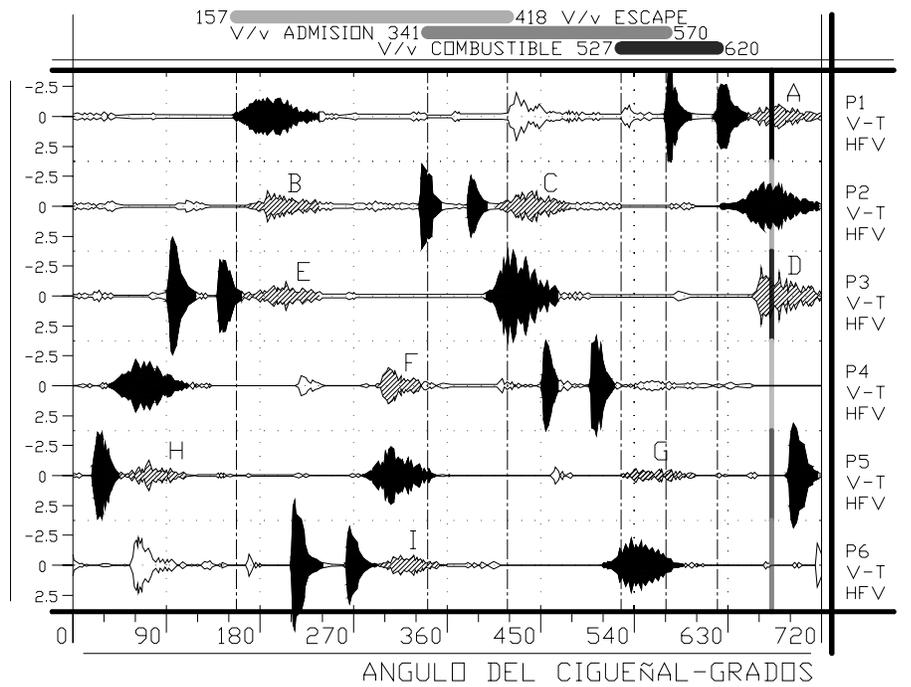


Tomado de: Curso Basic Engine Análisis. Crane Dynalco. Página 5.6.

**Figura 249. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal de un motor recíprocante con los cilindros en fase.**



**Figura 250. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal de un motor recíprocante con los cilindros desfasados.**



#### **8.1.1.4. Interferencia por el voltaje de ignición.**

Los voltajes de ignición secundaria operan en niveles de voltaje bastante altos que van de unos cientos a varios miles de voltios lo que significa que el campo electromagnético que producen es bastante fuerte. Los sensores utilizados en el monitoreo de maquinaria recíproca en la mayoría de los casos transducen la variable física que miden en una señal de salida de 4 a 20 mA y son afectados por los campos electromagnéticos.

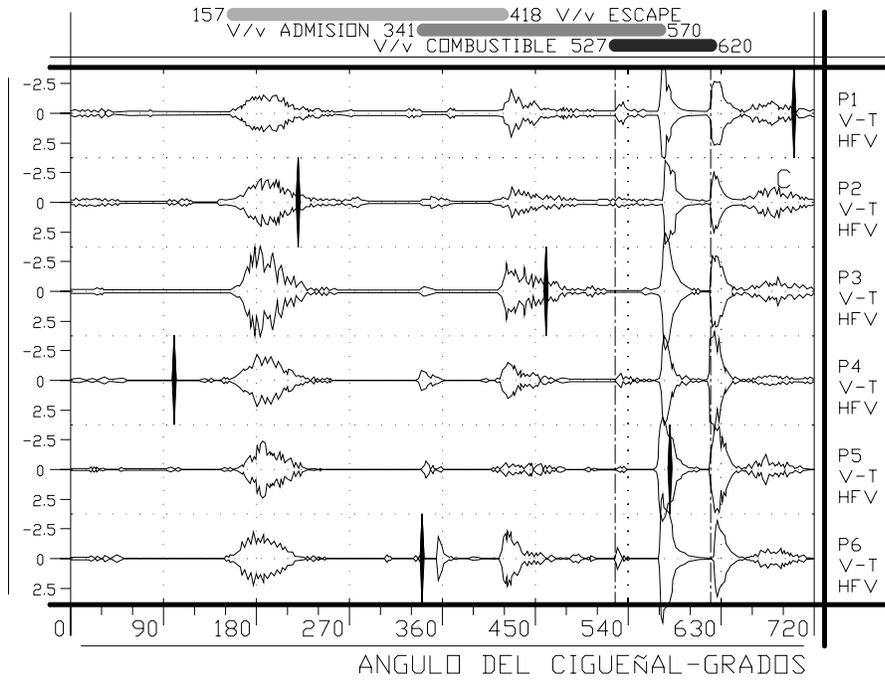
En la **Figura 251** están resaltados unos picos de vibración en cada patrón de cilindro. La forma que presenta no representa ningún tipo de evento mecánico ni de paso de gas. Estos picos son patrones típicos de la interferencia producto de la ignición y no representan el comportamiento del cilindro. La manera de detectarlos es desfazar las señales de cada cilindro (**Véase Figura 252**) donde se verá que todos los picos suceden en el mismo momento, por lo que se concluye que todos ellos son debidos a interferencia de la ignición en vez de ser una condición del cilindro de tal manera que se puede evitar tratar de reparar un cilindro que no está fallando. Una forma de solucionar este problema es tratar de ubicar el sensor y el cable del sensor lo más lejos posible de los elementos del sistema de ignición.

#### **8.1.2. OBSERVAR**

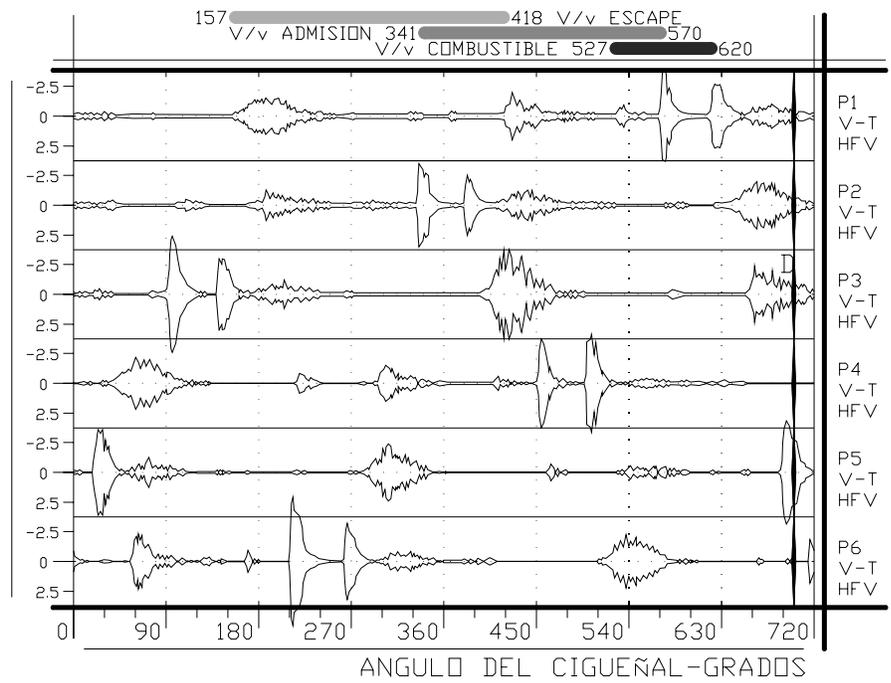
Consiste en realizar una serie de observaciones estructuradas y en un orden específico. La idea es analizar toda la información necesaria y en orden desde la más relevante a la menos relevante. No es posible que alguna acción en particular sea producto del análisis de la información menos relevante para ese particular. Otra razón para utilizar un orden específico en el análisis es confirmar ciertos indicadores de falla encontrados previamente que confirmen la evidencia a medida que se avanza en el análisis. Es importante tratar de observar cada curva una sola vez y conseguir toda la información relevante en ese momento, esto evita pérdidas de tiempo.

Cuando se observan los datos de una máquina en particular, es más útil comparar en conjunto los componentes similares de la máquina. Algunas de las fuentes de comparación comunes son el diagrama comparativo faseado, la vibración envolvente y la vibración histórica.

**Figura 251. Interferencia de la ignición con patrones en fase.**



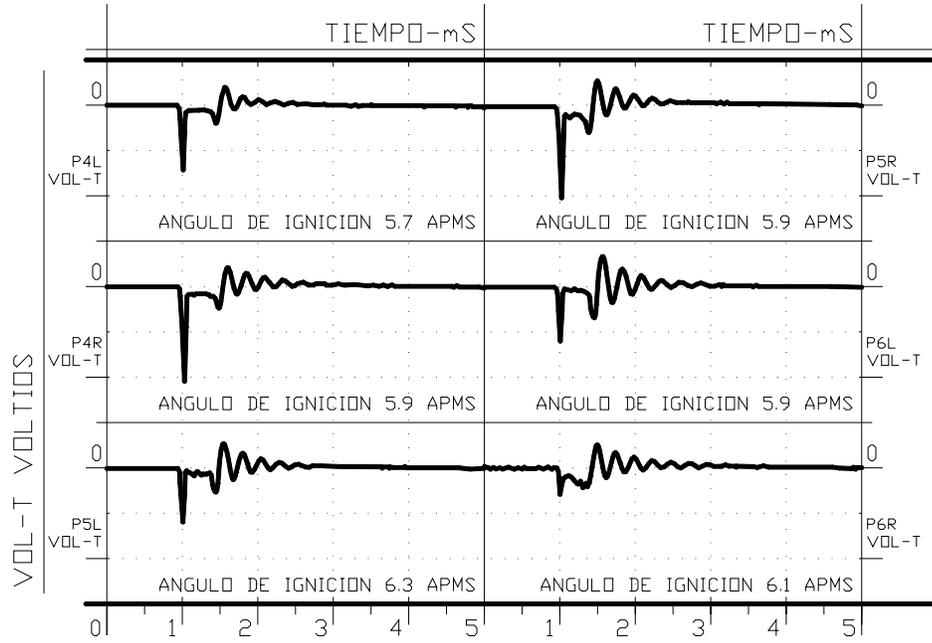
**Figura 252. Interferencia de la ignición con patrones desfasados.**



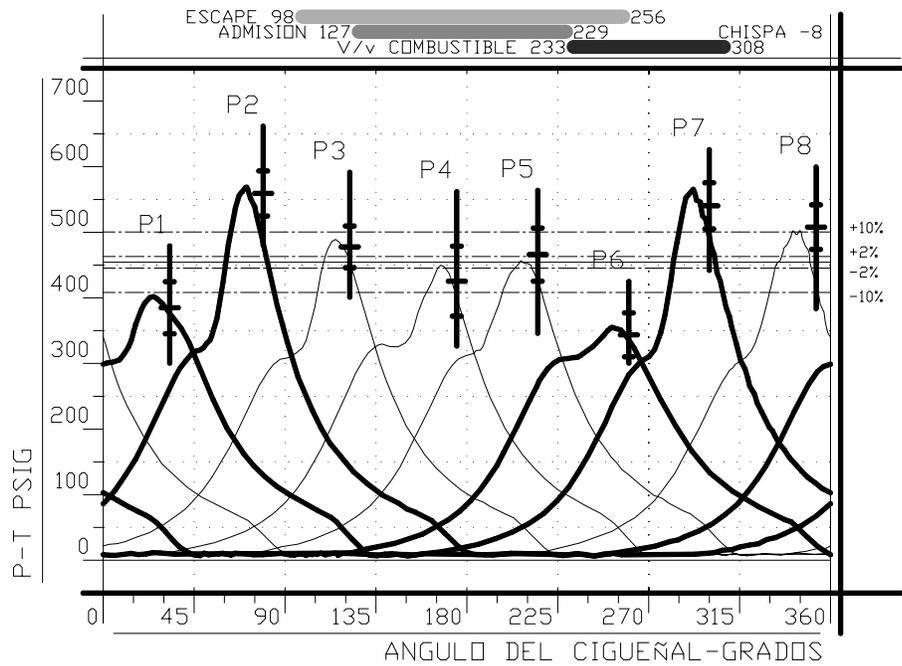
### 8.1.2.1. Tipos de visualización de la señales.

**Diagrama comparativo faseado.** Es la visualización en una misma gráfica del mismo tipo de señal de elementos similares en la máquina. En la [Figura 253 y 254](#) se muestran dos ejemplos de estos diagramas.

**Figura 253. Diagrama comparativo de ignición secundaria en un motor recíprocante de ignición por chispa.**

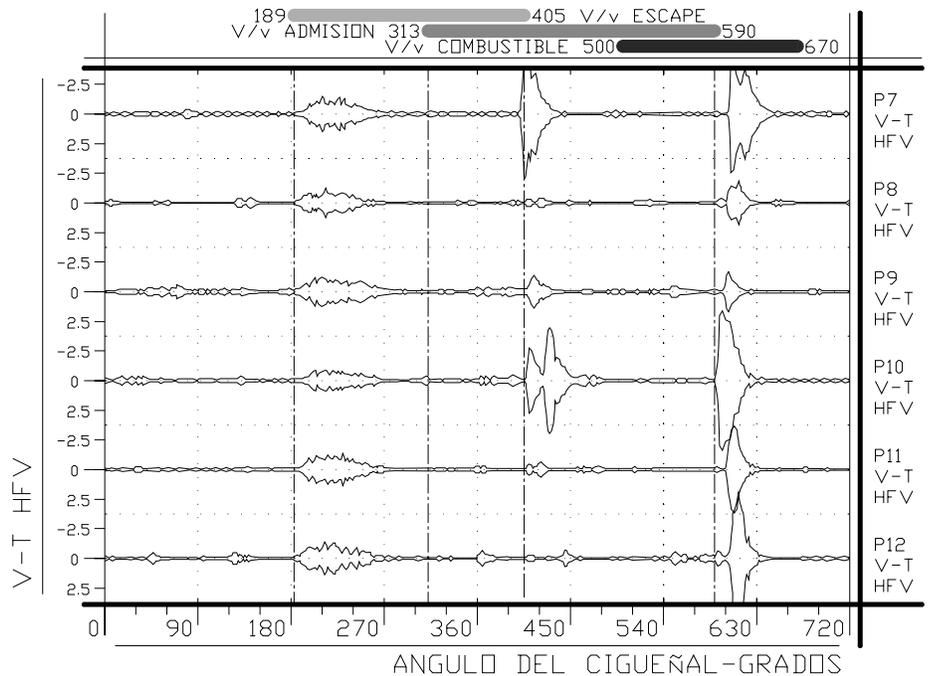


**Figura 254. Diagrama comparativo de presión de cilindros en un motor recíprocante.**



**Envolvente de señales.** Se refiere al contorno de las señales de vibración y ultrasonido en el dominio del tiempo. Este tipo de comparación permite comparar el conjunto de cilindros o válvulas para la búsqueda de la presencia de eventos esperados y la ausencia de los restantes. Véase Figuras 255.

**Figura 255. Envoltura de la vibración de los cilindros de un motor recíprocante.**

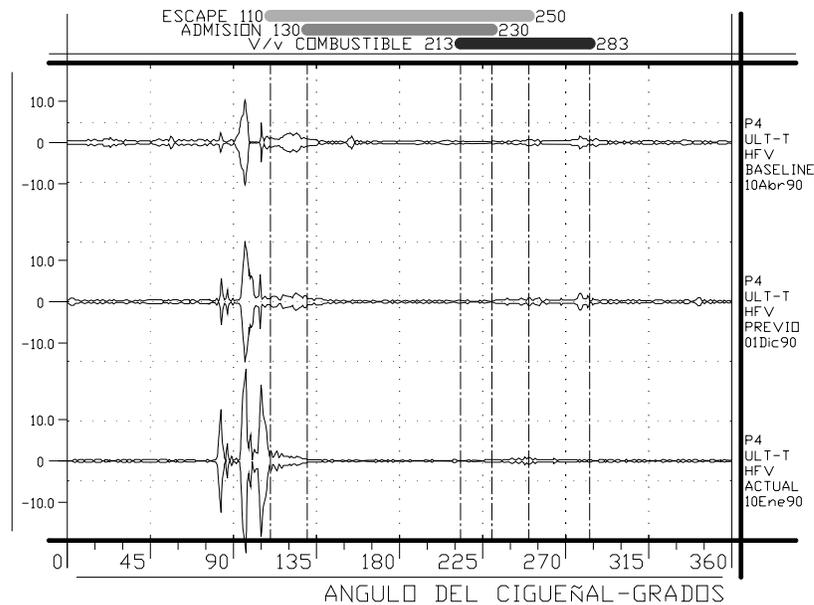


**Histórico o tendencia.** Los datos históricos o de tendencia permiten conocer el comportamiento de un componente de la máquina. Metodológicamente la señal más reciente debe ser comparada con la inmediatamente anterior y con la tomada en la línea base\* para determinar cambios y la tasa de dichos cambios.

En la **Figura 256** se muestra la tendencia de avance de un daño de desgaste progresivo de los puentes en la camisa del cilindro P4 en un motor recíprocante. Notar como la tasa de cambio del patrón de daño se acelera entre las dos últimas mediciones separadas por un mes.

\* La línea base corresponde a todas las señales que son tomadas en una máquina por primera vez o luego de un mantenimiento mayor (**overhaul**).

**Figura 256. Tendencia de avance de un daño en los puentes de la camisa en un motor reciprocante.**



### 8.1.3. DECIDIR

No hay valor en un programa de monitoreo de condición en el que no se tomen decisiones. Es contra productivo que se colecte una gran cantidad de información y no se tomen decisiones. Es igualmente importante decidir que la máquina puede continuar trabajando o que requiere ser reparada.

Cuatro son las alternativas de decisión que pueden ser tomadas por una analista de máquinas reciprocantes.

#### 8.1.3.1. Decisión 1. Anomalía de operación.

Significa que el analista determina que la anomalía en la máquina es causada por una anomalía en la operación, por ejemplo porque condiciones tales como temperatura, presión, flujo o carga etc. han cambiado y que una vez sean corregidas la maquina volverá a sus operación normal.

#### 8.1.3.2. Decisión 2: Incrementar el monitoreo.

Cuando los cambios en la condición de la máquina parecen no ser tan severos y cuando la causa no es obvia la decisión más acertada es monitorear más frecuentemente para observar el desarrollo de la condición. Desde otra óptica, el

incremento de monitoreo también puede incluir monitoreo con técnicas diferentes como inspecciones boroscópicas, análisis de la rata de fugas y/o análisis de aceites.

### **8.1.3.3. Emitir una orden de trabajo.**

Si el problema parece significativo, y se tiene una buena idea de lo que es, basado en la historia y la experiencia, lo más apropiado es la gestión para una acción que dependiendo de la organización puede ser la emisión de una orden de trabajo.

### **8.1.3.4. Consultar a un especialista.**

Si el problema parece ser difícil de analizar o no es claro o si las consecuencias de una decisión errada parecen ser mayores o si la decisión implica mucho dinero la respuesta más acertada puede ser consultar a otro especialista dentro de la planta o un especialista externo.

## **8.1.4. EVALUAR**

Una vez se ha tomado una decisión, es necesario evaluar si la decisión fue correcta o no, de ninguna otra manera, es posible mejorar para la siguiente oportunidad. Si la decisión fue correcta, es importante realizar un reporte de caso histórico (Capítulo 1 Creación de Reportes) que pueda ser usado más adelante en el caso que el problema se repita posteriormente. Si la decisión fue errónea, lo más importante es establecer la causa de la falla en el diagnóstico para evitar cometerla de nuevo.

## **8.2. PROCEDIMIENTO DE ANALISIS DE COMPRESORES RECIPROCANTES.**

Como regla general, las máquinas reciprocantes se analizan del macro al micro, es decir, primero se analiza mediante las herramientas más generales (por ejemplo diagramas de presión) y posteriormente mediante las herramientas específicas (vibración, ultrasonido) siempre tendiendo en cuenta buscar confirmar sospechas de fallas o deterioro.

### **8.2.1. Análisis mediante patrones de presión lado cabeza y cigüeñal usando curvas PV, PT y Log P Log V.**

Verificar la posición del punto muerto superior.  
Verificar eficiencias volumétricas.  
Verificar la carga de la unidad.

Identificar pulsación.  
Verificar pérdidas de potencia (10 % o más verificar)  
Verificar relaciones de compresión.  
Identificar posibles fugas por anillos.  
Verificar curvas de presión contra tiempo actuales y teóricas.  
Inspeccionar las botas de en las áreas del PMS y PMI en los diagramas PV.  
Verificar pérdidas de potencia en pasajes y válvulas.  
Verificar razón de los exponentes politrópicos.

### **8.2.2. Análisis del reporte de desempeño del compresor.**

Verificar el volumen de juego calculado contra el volumen de juego actual en la máquina.  
Verificar la capacidad de succión y descarga de cada etapa.  
Verificar potencia indicada y la potencia al freno de cada etapa.  
Verificar eficiencias volumétricas de succión y descarga.  
Verificar pérdidas en válvulas.  
Verificar en cada etapa la temperatura de descarga teórica y delta de temperatura de descarga.  
Verificar el balance de flujo.  
Verificar pérdidas de potencia calculadas.  
Verificar relación de compresión.  
Verificar porcentajes de carga de la barra (%tensión y %compresión).

### **8.2.3. Análisis de la vibración tomada en válvulas.**

Verificar tiempo de cierre y apertura de la válvula.  
Identificar eventos de recirculación de gas.  
Identificar condiciones de impactos múltiples y/o excesivos en aperturas y cierres.  
Identificar condiciones de oscilación de válvulas.  
Identificar patrones de fuga en válvulas.  
Identificar fugas por anillos.  
Identificar impactos en los puntos de reversión de la carga de la barra.  
Chequear tendencia.

### **8.2.4. Análisis del ultrasonido tomado en válvulas.**

Detectar fugas en la empaquetadura  
Detectar algunos de los impactos mecánicos.  
Identificar eventos de recirculación de gas.  
Identificar fugas por anillos.

### **8.2.5. Análisis de vibración en otros componentes.**

Identificar impactos mediante vibración de baja y alta frecuencia en la cruceta.  
Verificar impactos en los puntos de reversión de la carga de la cruceta.  
Verificar desplazamiento de la barra perpendicular a su carrera.  
Identificar esfuerzos en el cilindro usando vibración triaxial (horizontal, vertical y axial) en el parámetro cinemática de desplazamiento.  
Identificar vibración anormal en tuberías y estructuras de anclaje del compresor.  
Identificar impactos en cojinetes de bancada y de biela mediante vibración de alta y baja frecuencia.  
Verificar vibración en componentes auxiliares de la máquina como bombas, sopladores etc (no es cubierta en este libro).

### **8.2.6. Análisis de la carga de la barra.**

Verificar las cargas máximas de la barra.  
Verificar los grados de reversión de la carga de la barra.

### **8.2.7. Análisis de perfiles de temperatura.**

Verificar temperaturas en tapas de válvulas.  
Verificar las temperaturas de succión y descarga en las diferentes etapas del compresor.  
Verificar la temperatura de la empaquetadura y cruceta (patín y guía).

## **8.3. PROCEDIMIENTO DE ANALISIS DE MOTORES RECIPROCANTES.**

### **8.3.1. Análisis mediante patrones de presión usando curvas PV, PT dP/dT.**

Verificar la posición del punto muerto superior.  
Verificar balance del motor utilizando curvas PT y postes de potencia.  
Verificar calidad de la combustión.  
Detectar posibles fugas.  
Inspeccionar las botas de en las áreas del PMS y PMI en los diagramas PV.  
Verificar presión pico de encendido.  
Verificar el ángulo presión pico de encendido.  
Verificar presión de compresión.  
Verificar presión de expansión.

### **8.3.2. Análisis mediante patrones de voltaje usando curvas Volt.**

Identificar voltajes de ionización del sistema secundario.  
Verificar polaridad del voltaje de ionización.  
Verificar amortiguamiento del voltaje de ionización.  
Verificar el tiempo de la chispa.

### **8.3.3. Análisis del reporte de balance del motor.**

Verificar la potencia indicada de cada cilindro.  
Verificar la potencia al freno de cada cilindro.  
Verificar la presión media efectiva indicada.  
Verificar la presión pico de encendido.  
Verificar el ángulo de la presión pico.  
Verificar presión de compresión.  
Verificar presión de expansión.

### **8.3.4. Análisis del reporte de ignición del motor.**

Verificar pico de voltaje del sistema de ignición secundario.  
Verificar el tiempo de la chispa de la bujía.  
Verificar la duración de la chispa de la bujía.

### **8.3.5. Análisis de la vibración tomada en culatas.**

Verificar tiempo de cierre y apertura de la válvula (calibración).  
Identificar características de cierre y apertura de válvulas.  
Identificar condiciones de impacto excesivo en aperturas y cierres.  
Identificar patrones de fuga en válvulas.  
Identificar fugas por anillos (**blowby**).  
Identificar golpe lateral del pistón.  
Identificar impactos en los puntos de reversión de la carga de la biela.  
Identificar trazos de vibración simétricos al PMS y/o PMI.  
Identificar picos de vibración en los momentos de paso de los anillos por las lumbreras.  
Chequear tendencia.

### **8.3.6. Análisis del ultrasonido tomado en culatas.**

Detectar fugas por anillos (**blowby**)

Detectar algunos de los impactos mecánicos.  
Identificar patrones de fuga en válvulas.  
Chequear tendencia.

#### **8.3.7. Análisis de inyección usando vibración.**

Verificar tiempo de la inyección.  
Verificar apertura y cierre del inyector.

#### **8.3.8. Análisis de vibración en otros componentes.**

Identificar vibración anormal en estructuras de anclaje del motor.  
Identificar impactos en cojinetes de bancada y de biela mediante vibración de alta y baja frecuencia.  
Análisis de vibración en componentes auxiliares de la máquina como bombas, sopladores, turbocargadores etc (no es cubierta en este libro).

#### **8.3.9. Análisis de temperatura.**

Verificar temperaturas de escape de cilindros de potencia.

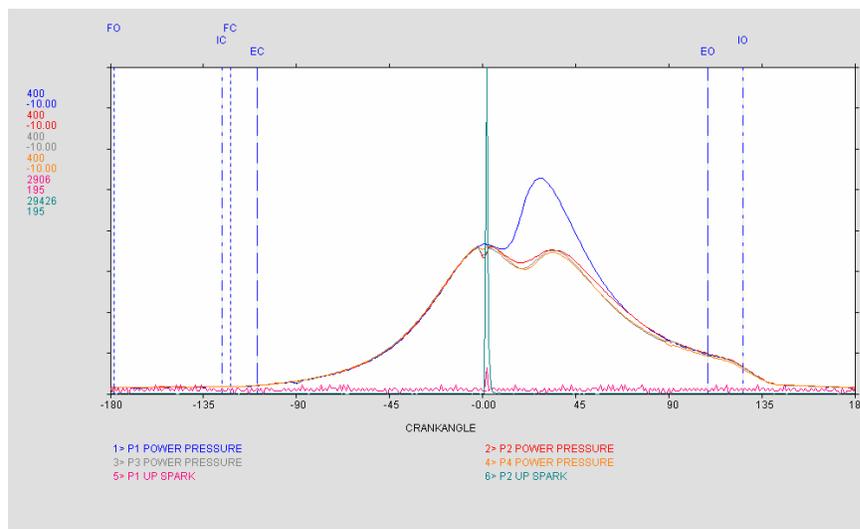
## 9. CASOS HISTORICOS DE FALLA EN MAQUINAS RECIPORCANTES

Como ya se mencionó anteriormente, unos de los tipos de informes que un grupo de mantenimiento basado condición debe ser capaz de producir es el reporte histórico; en este se documentan los casos de fallas detectadas o anticipadas. Un reporte de caso histórico tiene múltiples propósitos entre ellos el de dejar palmado en el papel el conocimiento y la experiencia del analista.

### 9.1. CASO 1. DESBALANCE EN LOS CILINDROS DE POTENCIA DE UN MOTOR POR RETRASO EN EL TIEMPO DE LA CHISPA

En este caso, en el diagrama de presión contra ángulo del cigüeñal de un motor a gas Ajax de dos tiempos y encendido por chispa se observa que los cilindros de potencia P1, P3 y P4 presentan ignición suave. Véase [Figura 257](#).

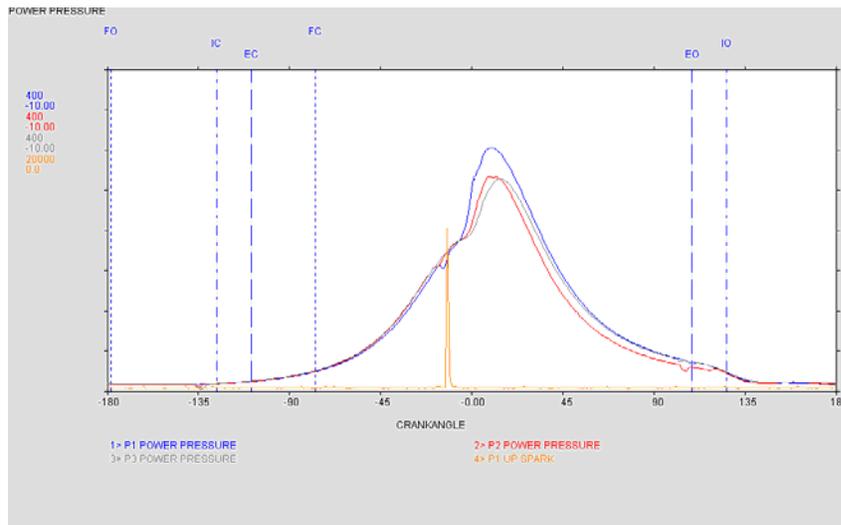
**Figura 257. Diagrama de presión y voltaje secundario contra ángulo del cigüeñal en un motor de dos tiempos de encendido por chispa mostrando ignición suave.**



Las causas probables son:

- Barrido incompleto.
- Relación aire combustible pobre.
- Retraso en el tiempo de la chispa.
- Composición del combustible pobre.

**Figura 258. Diagrama de presión y voltaje secundario contra ángulo del cigüeñal en un motor de dos tiempos de encendido por chispa luego de la corrección del tiempo de la chispa.**

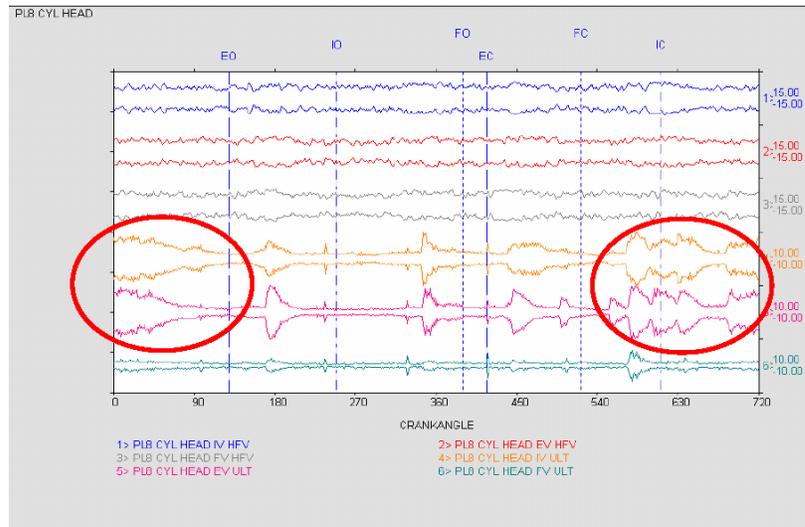


Por la evidencia es obvio que el problema de ignición suave se debe al retraso en la chispa que se está produciendo de manera anormal en el PMS. Véase [Figura 258](#). El ajuste del tiempo de la chispa en 10 grados APMS (según recomendaciones del fabricante) corrigió el problema. Véase [Figura 258](#).

## 9.2. CASO 2. FUGAS EN CARRERA DE COMPRESION DE UN MOTOR POR VALVULA PARTIDA

Esta vez se trata de un motor Superior 16SGT de cuatro tiempos donde en el patrón de ultrasonido del cilindro P8 se observa un patrón de fugas en la zona de alta presión después del cierre de la válvula de escape. Véase [Figura 259](#).

**Figura 259. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal mostrando fugas en las zonas de alta presión en el cilindro.**



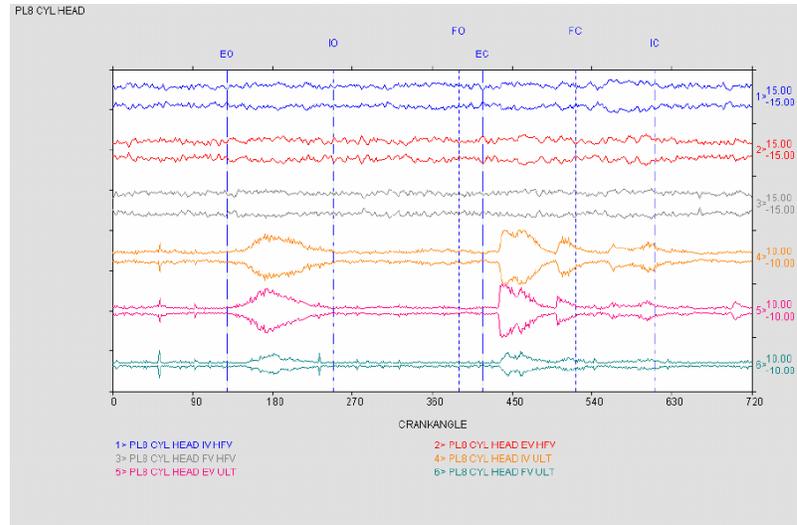
La recomendación fue entonces revisar válvulas y de estar esta bien revisar anillos y hacer metrología de estos y de la camisa. La segunda recomendación no se ejecutó porque se encontró la válvula de escape de ese cilindro partida según consta en la [Figura 260](#).

**Figura 260. Válvula de escape partida.**



Luego del reemplazo de la válvula los patrones de fuga de ese cilindro desaparecieron. Véase [Figura 261](#).

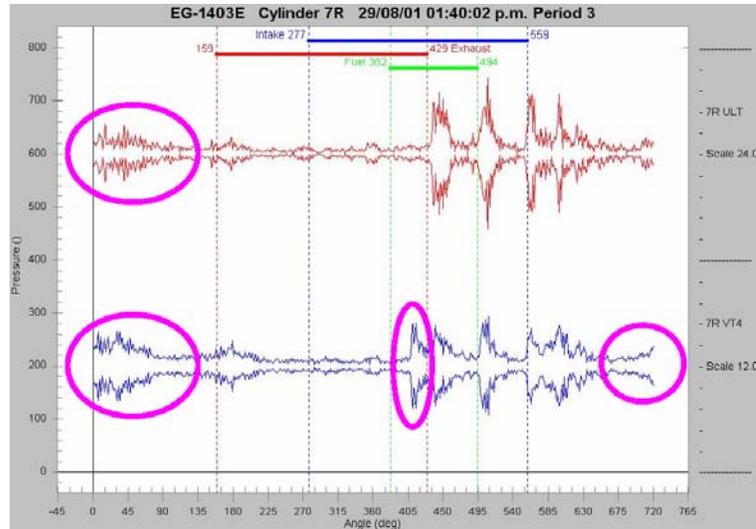
**Figura 261. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal luego de la corrección de las fugas en las zonas de alta presión en el cilindro.**



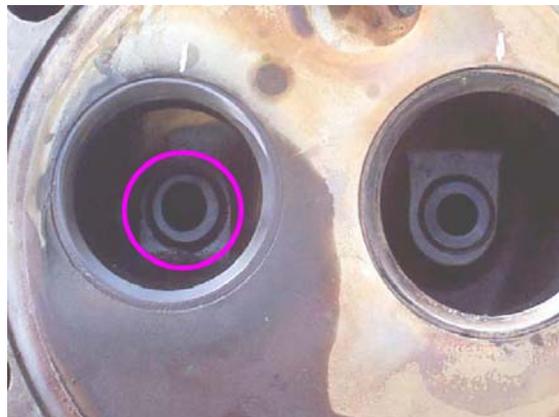
### **9.3. CASO 3. PATRONES DE VIBRACION Y ULTRASONIDO EXTENDIDO DURANTE LAS CARRERAS DE POTENCIA Y COMPRESION**

En un motor de cuatro tiempos de encendido por chispa se presentan patrones extendidos de vibración y ultrasonido durante las carreras de compresión y potencia previa al cierre de válvulas de escape en el cilindro P7. Véase [Figura 262](#). En la inspección se encontró inapropiado asentamiento de la válvula de escape y desgaste de las guías. Véase [Figura 263](#).

**Figura 262. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal mostrando fugas en las zonas de alta presión en el cilindro**



**Figura 263. Desgaste severo de la guía de la válvula de escape.**

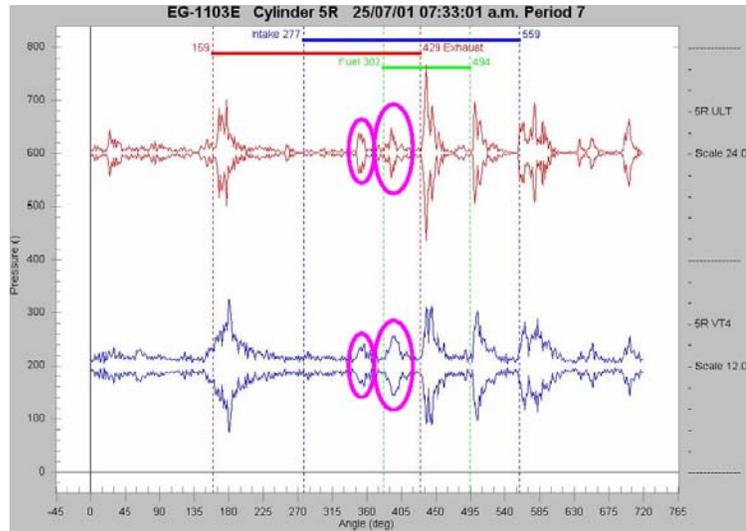


#### **9.4. CASO 4. EVENTOS DE VIBRACION DE IMPACTO Y ULTRASONIDO SIMETRICAMENTE ANTES Y DESPUES DEL PMS DURANTE CARRERA DE ESCAPE**

En este caso, en los patrones de vibración y ultrasonido de un motor de cuatro tiempos se observa en el cilindro 5R impactos simétricos alrededor del PMS. Véase [Figura 264](#). Las posibles causas para que este patrón ocurra son anomalías en el pistón, anillos o en la camisa.

Durante la inspección se encontró daño en el pistón a la altura del primer anillo de fuego

**Figura 264. Diagrama de ultrasonido contra ángulos del cigüeñal mostrando fugas en las zonas de alta presión en el cilindro**



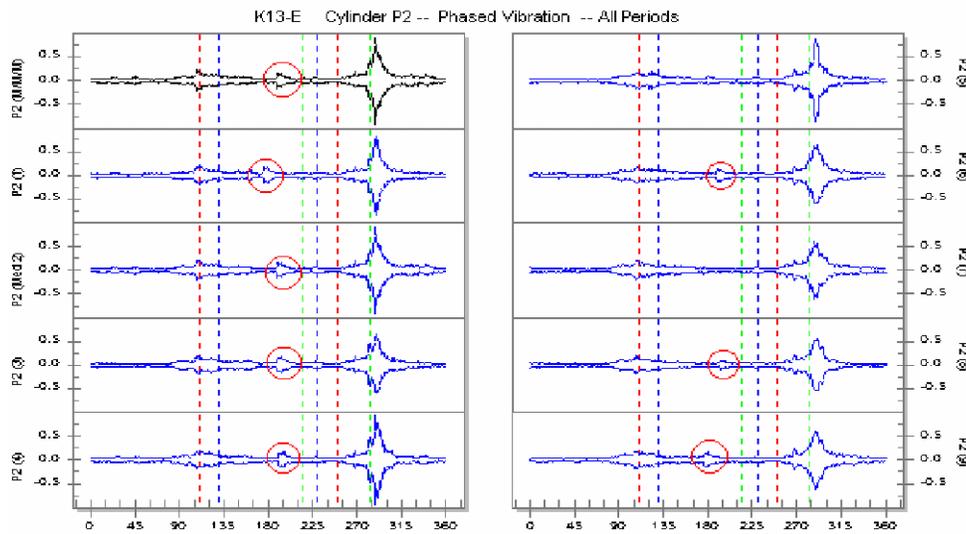
**Figura 265. Daño en el pistón a la altura del primer anillo de compresión.**



## 9.5. CASO 5. IMPACTOS DE VIBRACION EN EL PMS DE LA CARRERA DE ESCAPE

Durante el monitoreo de vibración de un motor de dos tiempos se observa un impacto alrededor de 360 grados, es decir en el momento de reversión de la carga en el pistón. Véase [Figura 266](#). Esto es indicación de excesivo desgaste en el pin o bulón de biela o en el cojinete de biela.

**Figura 266. Diagrama de vibración de un motor de dos tiempos mostrando impactos alrededor de 360 grados.**



Luego de una minuciosa inspección que llegó hasta el cojinete de biela se encontró que este estaba partido. Véase [Figura 267](#).

**Figura 267. Cojinete de biela partido.**

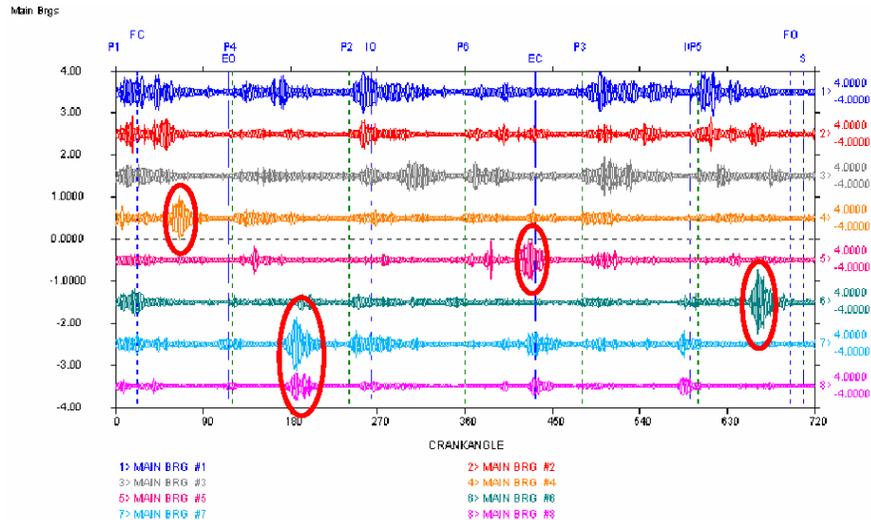


#### **9.6. CASO 6. VIBRACION EN CASQUETES DE BANCADA EN UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS**

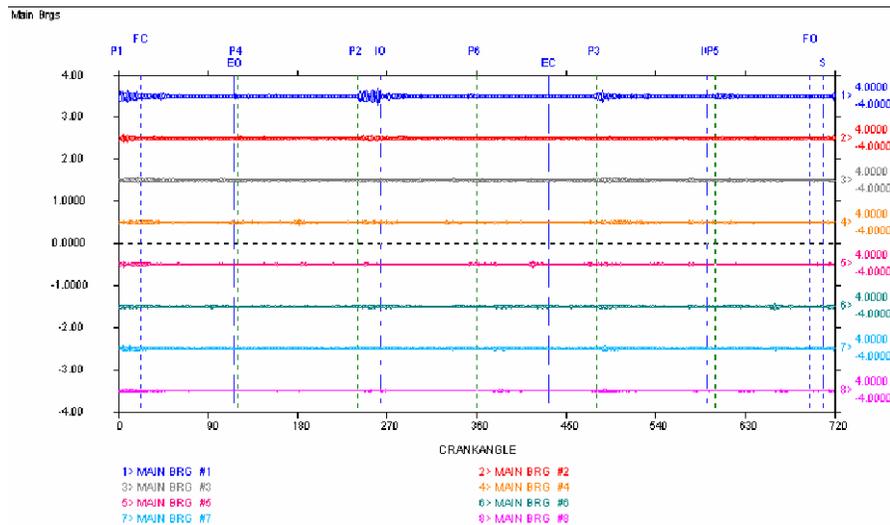
En varias ocasiones se ha mencionado que el monitoreo de condición es muy útil para la realización de pruebas de aceptación de máquinas. En este caso, se observan impactos de vibración en las bancadas de un motor GMT A420-6. Véase [Figura 268](#).

Luego de la contratación y realización de un mantenimiento mayor, se realizaron las mismas mediciones de vibración en los mismos puntos y se encontró que dichos impactos habían desaparecido. Véase [Figura 269](#).

**Figura 268. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal en las bancadas de un motor de cuatro tiempos mostrando variados impactos.**



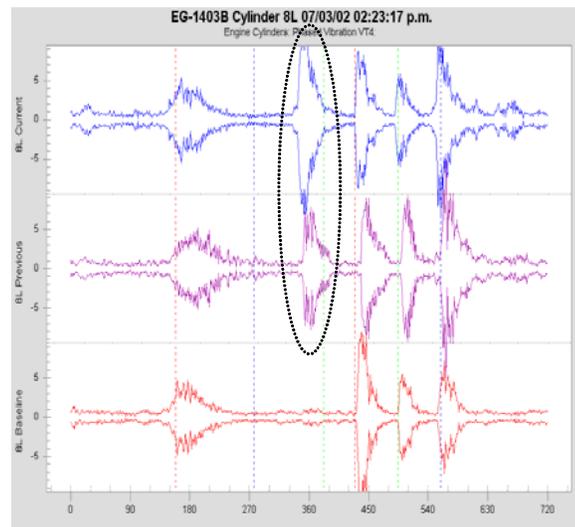
**Figura 269. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal en las bancadas de un motor de cuatro tiempos mostrando corrección de los impactos.**



## 9.7. CASO 7. ANILLO PARTIDO EN UN MOTOR RECIPROCANTE

Durante la toma de datos en campo se observaron impactos fuertes a 360° en espectro de culata, los cuales aparecieron de forma súbita y no de una manera progresiva. En la [Figura 270](#) se puede observar la tendencia de las dos tomas realizadas el mismo día respecto a la tercera.

**Figura 270. Diagrama de vibración contra ángulo del cigüeñal del cilindro P8L de un motor de cuatro tiempos mostrando impactos a 360 grados.**



Durante las actividades de mantenimiento se encontró el anillo de compresión (o de fuego) fragmentado y en la inspección del pistón, las ranuras estaban golpeadas Véase [Figura 271](#) y [Figura 272](#).

**Figura 271. Anillos de fuego fragmentado.**



**Figura 272. Ranuras del pistón golpeadas.**



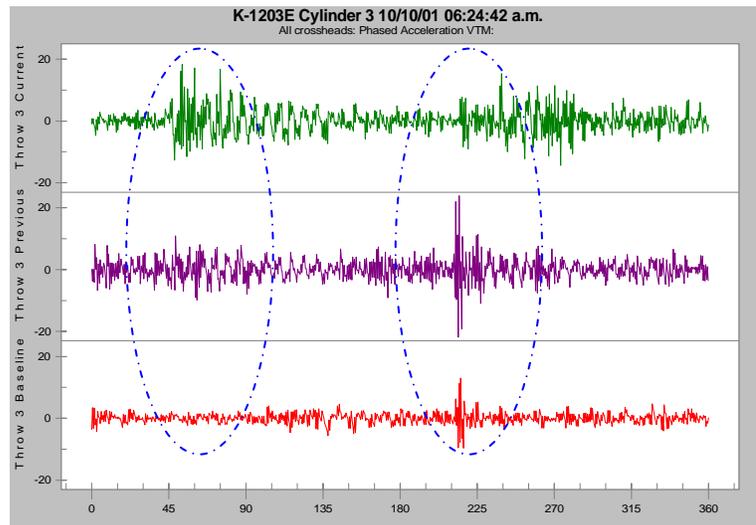
A manera de conclusión, el pico de vibración a 360° es muy característico del incremento en los juegos del pin del pistón, casquete de biela o de ambos al tiempo. En este caso particular la identificación se fundamentó en la aparición súbita del pico de vibración, en su magnitud media de alrededor de 20 g's (similar a la ocasionada por el cierre de una válvula de admisión). Observando los espectros de las bancadas se logro determinar que se no generaba en las bancadas y la forma de onda aguda no es característica del desgaste de pin.

## 9.8. CASO 8. SOLTURA DEL PISTON DE UN COMPRESOR

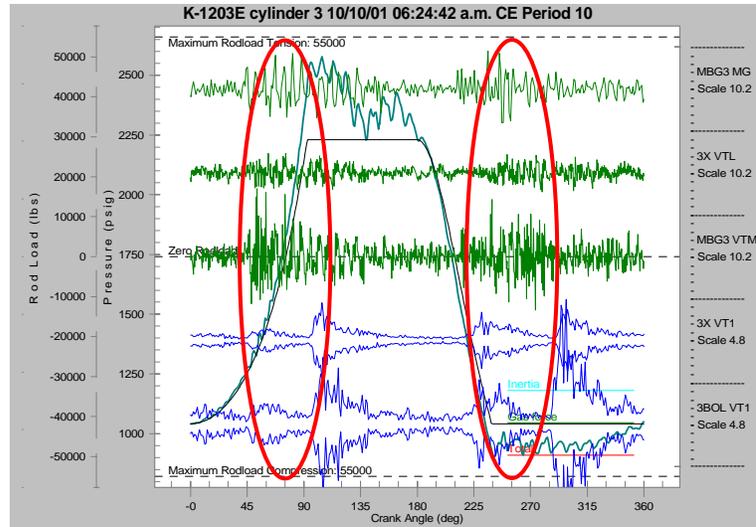
En la Figura 273, se observa la tendencia de vibración ocasionada en la bancada compresora 3. la cual presenta un fuerte crecimiento tendencial con la aparición del impacto a 90°.

El impacto es generado en los cambios de dirección de fuerza sobre el pistón en compresión a tensión y viceversa, este impacto es más sobresaliente en Media frecuencia. Véase Figura 274. El equipo fue parado inmediatamente y en la inspección, se encontró la tuerca de cabeza de pistón suelta y el casquete de biela 3 desgastado, Figura 275 y 276. Los casquetes de bancada se encontraron en buenas condiciones. La barra y la tuerca del pistón presentaban falla de rosca, Figura 276.

**Figura 273. Fuerte crecimiento tendencial en la bancada del cilindro 3 de un compresor Superior.**



**Figura 274. Impactos durante la reversión de la carga de la barra vistas en la cruceta y bancada.**



**Figura 275. Casquete del cilindro 3 de un compresor recíprocente desgastado.**



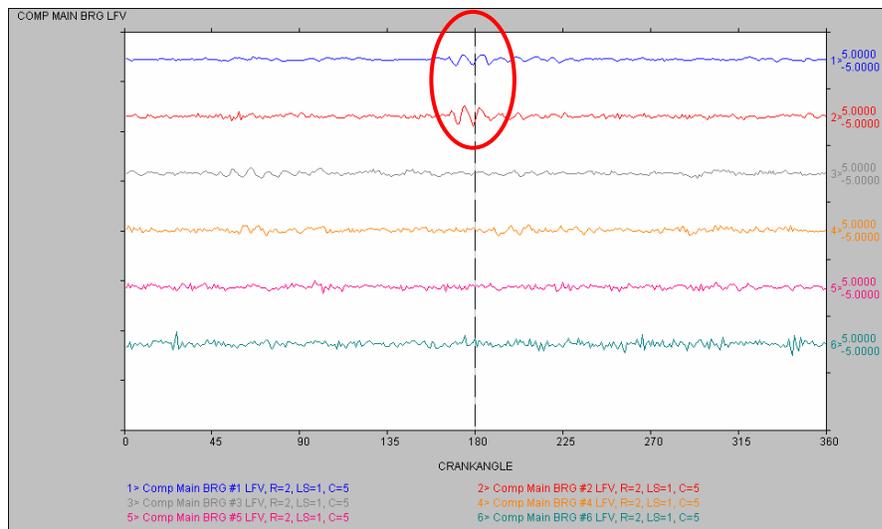
**Figura 276. Falla en la rosca de la barra del pistón del cilindro 3 de una compresor recíprocente.**



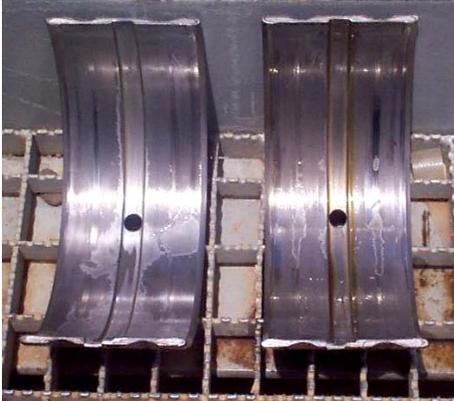
### **9.9. CASO 9. CASQUETE DE BANCADA DE UN COMPRESOR RAYADO**

En un compresor superior MH66 se encontró que en el diagrama de vibración de baja frecuencia contra ángulo del cigüeñal se observaban picos anormales especialmente entre las bancadas 1 y 2. Véase Figura 277. Tras la inspección se encuentra el casquete de bancada 1 rayado y desgastado. Véase Figura 278.

**Figura 277. Diagrama de vibración de baja frecuencia contra ángulo del cigüeñal.**



**Figura 278. Casquetes de la bancada 1 de una compresor recíprocante rayados.**



## 10.SISTEMA DE MONITOREO DE MAQUINARIA RECIPROCANTE WINDROCK 6310 PA.

Sistema de Monitoreo de Maquinaria Reciprocante **Windrock 6310 PA** está compuesta de dos elementos, un analizador portátil llamado el **Windrock 6310 PA** (hardware) y un software de soporte y análisis llamado **Win 6310 PA. Versión 2.0**. Aunque el analizador puede ser configurado y puede medir y visualizar los resultados de las mediciones por si solo, el software permite soportar y agilizar todos los procesos relacionados con el sistema (excepto la medición) tales como la configuración, el análisis y el almacenamiento. En el presente capitulo de presentan dichos dos elementos del sistema.

### 10.1. HARDWARE DEL SISTEMA DE MONITOREO DE MAQUINARIA RECIPROCANTE WINDROCK 6310 PA.

Figura 279. Windrock 6310 PA.



El Windrock 6310PA (Véase Figura 279) es un analizador multi canal especializado para maquinaria recíproca. Multicanal significa que el analizador es capaz de adquirir señales dinámicas simultáneas desde los cuatro canales que lo componen todas referenciadas a la señal de fase desde quinto canal (fase de la posición del cigüeñal de la máquina recíproca). La frecuencia de monitoreo a través de cualquiera de dichos canales es de 20Hz a 200Khz.

Físicamente, el analizador Windrock 6310 PA es un procesador portátil de 133Mhz de velocidad de procesamiento y memoria de 3 Gigabites. Es alimentado por una batería de 12V de ión de litio, tiene una pantalla de cristal líquido de 8.25 pulg de 640X480 píxeles. Todo el conjunto electrónico del analizador está contenido dentro de un armazón de aluminio anodizado endurecido que protege contra los efectos de los impulsos electromagnéticos provenientes principalmente del sistema secundario. Las especificaciones técnicas completas del analizador están contenidas en el Anexo G.

Entre todos los analizadores de la firma americana Windrock Inc, el Windrock 6310 PA es el más completo y poderoso. Los modelos de analizadores para máquinas recíprocas que completan la oferta se muestran en la Tabla 29.

**Tabla 29. Modelos de analizadores Windrock 6310.**

SERIE	DESCRIPCION	NUMERO DE CANALES PARA SENSORES
CA	Combustión Analyzer	1* canales
MA	Maintenance Analyzer	2* canales
PA	Performance Analyzer	4* canales

Básicamente las diferencias entre unos y otros analizadores radican en la cantidad de canales, por lo que entre menos canales más limitado en funciones es el analizador.

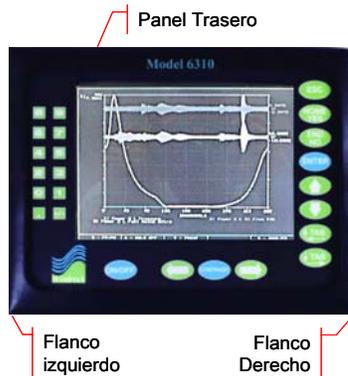
### 10.1.1. Conexiones al analizador.

El analizador consta externamente de un conjunto de puertos, canales y compartimiento para conectar todos los sensores y dispositivos periféricos ubicados en el panel trasero o en los flancos. Véase Figura 280.

---

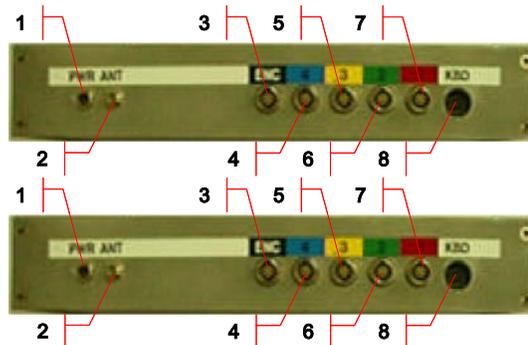
\* No se cuenta el canal de fase que es común en todos los modelos de analizadores..

**Figura 280. Zonas de ubicación de puertos canales y compartimientos.**



En el panel trasero se encuentran los canales para conexión de los sensores, el puerto para el teclado, la conexión para alimentación de energía externa y la conexión de la antena para señal de fase inalámbrica según se muestra en la **Figura 281**.

**Figura 281. Panel trasero del Analizador Windrock 6310 PA.**



- 1: Entrada para una fuente DC
- 2: Antena receptora inalámbrica
- 3: Entrada del encoder
- 4: Canal de entrada 4
- 5: Canal de entrada 3
- 6: Canal de entrada 2
- 7: Canal de entrada 1
- 8: Conexión de teclado externo

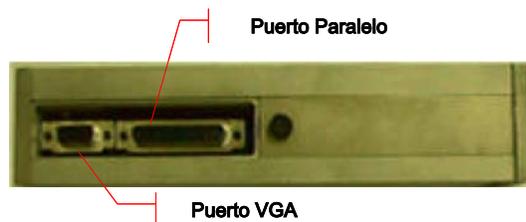
Puerto 1: Rotulado PWR es un conector para un adaptador AC externo.  
 Puerto 2: Rotulado ANT permite conectar una antena de radiofrecuencia para la comunicación con el sensor de fase.  
 Puertos 3 a 7: son puertos para la conexión de los transductores tipo Lemo (6 pines formando un círculo). Están rotulados de izquierda a derecha ENC, 4, 3, 2 y 1 y son mejor conocidos como canales.

Puerto 8: Rotulado con las letras KBD es usado para conectar un teclado con terminal PS2.

Por el flanco izquierdo detrás de una compuerta deslizante hay un puerto paralelo (de impresora) de 25 pines para la comunicación con un PC y un puerto para la conexión de un monitor a color VGA. Véase Figura 282.

Por el flanco derecho detrás de una compuerta deslizante esta localizado el compartimiento para la batería. Véase Figura 283.

**Figura 282. Flanco lateral izquierdo del Analizador Windrock 6310 PA.**



**Figura 283. Flanco lateral derecho del Analizador Windrock 6310 PA.**



### **10.1.2. Modos de colección de datos del analizador Windrock 6310PA.**

Dentro de sus tantas ventajas el analizador Windrock 6310 PA presenta tres modos de colección de datos adicionales al modo de señales en el dominio del tiempo faseadas. Estos son:

Modo de osciloscopio: modo utilizado para observar los datos con el estilo de un osciloscopio.

Modo de FFT o en el dominio de la frecuencia: modo equivalente a los colectores de vibración en el dominio de la frecuencia.

Modo de trazo de bujía: modo utilizado para visualizar datos de ignición secundaria.

El modo de señales en el dominio del tiempo faseadas y el modo de trazo de bujía son los modos fundamentales de este analizador que lo hacen especial para maquinaria reciprocante. Sin embargo, además de estos modos el Windrock 6310 PA consta de dos modos adicionales de colección de datos el modo osciloscopio y el modo de

vibración en el dominio de la frecuencia. A continuación se describen cada uno de los modos adicionales mencionados.

#### **10.1.2.1. Modo Osciloscopio.**

El modo osciloscopio (**O-scope**) permite utilizar el analizador como un osciloscopio digital. Cualquier señal (presión, vibración, ultrasonido voltaje etc.) puede ser vista en tiempo real y junto a la máquina en el dominio del tiempo. Ejemplos de la utilidad del modo osciloscopio son la utilización de señales de ultrasonido para detectar la ubicación de fugas. También es posible observar en tiempo real la variación de las señales de presión en los cilindro o de golpes en vibración.

#### **10.1.2.2. Modo de trazo de bujía.**

El modo de trazo de bujía permite ver la forma de la onda y los niveles de voltaje del sistema secundario de ignición. Este modo es útil en campo porque en tiempo real permite detectar daños en el sistema de ignición que de esperar al momento del análisis pueden ya haber generado fallas mecánicas y problemas de desempeño graves, es decir, los problemas del sistema de ignición son relativamente sencillos de corregir pero tienen implicaciones importantes en el motor, entonces porque esperar a que se emita un reporte de análisis varios días después si es posible corregir en el mismo momento del monitoreo.

#### **10.1.2.3. Modo FFT.**

Este modo es similar al de cualquier analizador de espectros de dos canales. Permite monitorear vibración en el dominio del tiempo, en el dominio de la frecuencia y órbitas. En la colección de datos de vibración es posible utilizar acelerómetros, sensores de velocidad y de proximidad. Como en cualquier analizador de espectros requiere configurar el tipo de sensor, la sensibilidad de sensor, los niveles de amplitud deseados (rms, peak, peca to peak), el número de líneas del espectro (disponible 200, 400, 800 y 1600 líneas), el tipo de ventana (disponibles Rectangular y Hanning), la escala de frecuencia (disponible CPM y Hz) etc.

### **10.1.3. Descripción de los sensores.**

El conjunto de sensores requeridos en el sistema Windrock 6310 PA consta de un transductor de presión, un acelerómetro, un sensor de ultrasonido, un sensor de temperatura infrarroja de superficie, un sensor para voltaje del sistema de ignición secundaria capacitivo y un sensor de fase que puede ser un sensor magnético, óptico o un encoder. En el **Anexo F** se encuentran las especificaciones técnicas de los sensores del Windrock 6310 PA.

Los canales de conexión de sensores de Windrock 6310 PA están configurados para recibir cierto tipo de señales y otras no, por lo tanto no es posible conectar un sensor indiferentemente en cualquier canal. Los canales donde puede ser conectado cada tipo de sensor se muestran en la **Tabla 284**.

**Tabla 284. Tipos de sensores utilizables en cada canal.**

CANAL	TIPO DE SENSOR CONECTABLE
Canal 1	Vibración, Presión AC/DC, Ultrasonido, Temperatura infrarroja y Voltaje.
Canal 2	Presión AC/DC, Vibración, Ultrasonido y Voltaje.
Canal 3	Ultrasonido, Presión DC.
Canal 4	Voltaje
ENC	Sensor de fase

## 10.2. SOFTWARE WIN6310 PA VERSIÓN 2.0

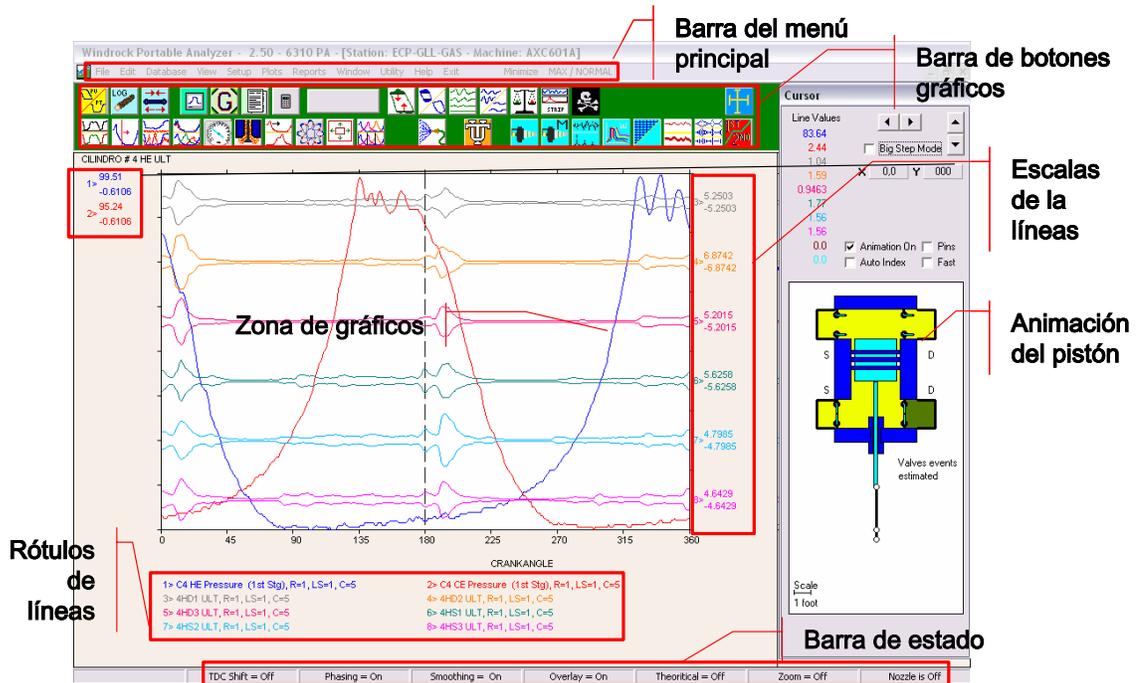
Este es el segundo elemento del sistema de monitoreo de maquinaria reciprocante Windrock 6310 PA. En este software es donde se hace todo el trabajo previo a la primera medición en el proceso de configuración y donde a través de él se analiza y almacena todos los datos o señales colectados.

Cuando se requiere realizar el monitoreo de condición en una maquinas reciprocante por primera vez mediante el sistema de monitoreo Windrock 6310 PA se debe configurar la máquina dentro de una estación elegida o creada, configurar los datos geométricos de la máquina, configurar los puntos de medida, configurar los puntos de colección (rutas), establecer los campos de los reportes y la forma de cálculo de desempeño. Posteriormente descargar toda la información anterior en el analizador, medir la máquina de acuerdo a los puntos de colección, descargar las señales recogidas en el analizador al PC, analizar y reportar.

La ventana que se observa inmediatamente se abre el Win 6310PA 2.0 se muestra en la **Figura 285**. A través de esta ventana se accede a cualquier función o parte del programa. Básicamente esta ventana principal consta de tres barras y un campo intermedio de visualización. Las tres barras mencionadas son las barra del menú principal, la barra de botones gráficos y la barra de estado.

En la barra principal se encuentran todos los comandos, funciones y opciones relacionadas con el programa; esta compuesto de 11 menús desplegables que son **File, Edit, Database, View, Setup, Plots, Reports, Window, Utility, Help y Exit**, los relevantes será tratados en este capítulo.

Figura 285. Ventana principal del Win 6310 PA.



Los botones de la barra de botones gráficos son de dos tipos, los botones que son atajos para llamar las ventanas de diálogo que son las usadas más frecuentemente y los botones de manipulación directa de las gráficas mostradas en la zona de gráficos. El significado de cada botón se resume en la [Tabla 30 y 31](#).

La barra de estado muestra permanentemente los parámetros bajo los cuales el programa está operando. Los cada uno de los campos de la barra de estado pueden estar activados o desactivados (ON/OFF) y son **TDC Shift**, **Phasing**, **Smoothing**, **Overlay**, **Theoretical**, **Zoom** y **Nozzle**. El significado de cada campo será tratado en secciones posteriores de este capítulo.

La zona de gráficos es el espacio entre la barra de botones gráficos y la barra de estado. Este es el campo de visualización de las señales captados en la máquina. En la parte superior izquierda esta el nombre que identifica el grupo de gráficas, un la parte inferior esta el rótulo de las líneas que se presentan en la zona de gráficos y a la izquierda y derecha de la zona de gráficos esta la numeración de las líneas y la escala configurada para cada una de ellas.

Tabla 30. Botones gráficos de acceso a las ventanas de diálogo principales.

	Cambiar entre gráfica PT y gráfica PV		Ajuste de presión en el PMS y PMI del diagrama PV.
--	---------------------------------------	--	--

	Muestra el diagrama LogP LogV		Mostrar presión en PMS y PMI del diagrama PV.
	Muestra el diagrama de carga de la barra		Mostrar factores de suavizado
	Botón de gráfica rápida y gráfica histórica		Configurar escalas
	Grupo de gráfica		Superposición de señales de vibración y/o ultrasonido
	Entrada a ventana de selección de reportes		Modificar o remover líneas
	Cálculo de datos para líneas		Mostrar postes de potencia para cada cilindro

**Tabla 31. Botones de manipulación de gráficas.**

	Cambiar entre líneas en blanco y negro y a color		Usar la presión del cuello de la botella en los cálculos de desempeño
	Llamar el cursor de animación del pistón		Botón personalizable
	Cambio de escalas del eje “y” de individuales a generales		Mostrar gráficas de bujías
	Colocar en fase o desfase las señales		Mostrar múltiples gráficas de bujías
	Mostrar RPM en el momento de toma de datos		Mostrar ruta FFT
	Mostrar eventos de válvulas en motores		Mostrar gráfica en cascada
	Cambiar PMS		Mostrar cuadrícula
	Mostrar curvas teóricas de presión en compresores		Configurar intensidad de las líneas
	Zoom		Configurar estilo de líneas
	Mostrar posiciones del PMS de cada cilindro de potencia		Mostrar primera y/o segunda derivada

### 10.2.1. Base de datos del Windrock 6310 PA.

La base de datos está estructurada en estaciones donde se encuentran las máquinas. Dentro de cada máquina se configuran todos los datos relacionados con la geometría, puntos de medida, escalas, composición del gas etc. Para abrir la base de datos pulsar en **Database/Open** en la barra del menú principal entonces aparecerá una ventana de diálogo selección de máquinas. Véase [Figura 287](#). Si es la primera vez que la aplicación es usada (o es instalada por primera vez en el PC), será necesario crear la carpeta **EVPORT** que es donde se ubica toda la base de datos. Véase [Figura 286](#).

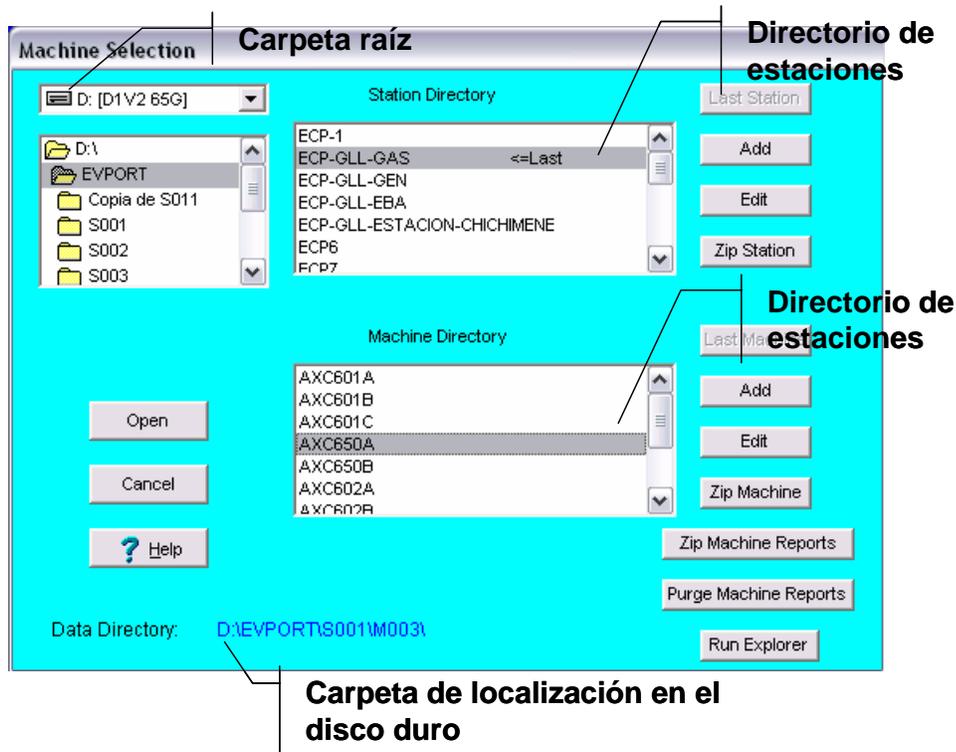
**Figura 286. Ventana de dialogo para creación de la carpeta EVPORT.**



#### 10.2.1.1. Ventana de diálogo de selección de máquinas.

La ventana de diálogo de selección de máquinas tiene varias funciones, la principal es permitir al usuario encontrar los datos tomados desde el analizador. Para hacer esto, se selecciona la carpeta del disco donde esta ubicado el **EVPORT** en el campo de la carpeta raíz y la lista de estaciones aparecerá en el directorio de estaciones. Una vez identificada la estación, al seleccionarla aparece la lista de máquinas en el directorio de máquinas correspondiente a dicha estación. Al pulsar el botón **Open** la base de datos abre. La base de datos tiene una capacidad máxima de 200 estaciones con 200 máquinas por estación. Véase [Figura 287](#).

**Figura 287. Cuadro de dialogo de selección de máquinas.**



Los botones situados en la ventana de diálogo de selección de máquinas se describen en la [Tabla 32](#).

**Tabla 32. Botones de la ventana de diálogo de selección de máquinas.**

BOTONES DE ESTACIONES	
Son los botones situados al lado derecho del directorio de estaciones	
Last Station	Selecciona la última estación utilizada
Add	Permite adherir nuevas estaciones a la base de datos local
Edit	Permite editar el nombre de las estaciones.
Zip station	Permite comprimir la base de datos local
BOTONES DE MÁQUINAS	
Son los botones situados al lado derecho del directorio de máquinas.	
Add	Permite adherir nuevas máquinas a la base de datos local
Edit	Permite editar el nombre de las máquinas.
Zip station	Permite comprimir la base de datos local.

OTROS BOTONES	
Run explorer	Este botón abre el explorador de Windows mostrando la carpeta con el nivel más bajo seleccionado.
ZIP Machine Reports	Comprime en formato de mapa de bits los reportes que estén dentro de la máquina seleccionada.
Purge Machine Reports	Permite remover todos los reportes comprimidos para liberar espacio en el disco del PC.

### 10.2.1.2. Adición de máquinas y estaciones.

Para adherir una nueva estación y/o máquina se siguen los siguientes pasos:

1. Pulsar en el botón de adicionar estación
  2. Ingresar el nombre de la estación
  3. Pulsar **OK**
  4. El nombre de la estación debe aparecer en el directorio de estaciones
  5. Seleccionar la estación a la que se desea agregar una máquina.
  6. Pulsar en el botón de adicionar máquina
  7. Ingresar el nombre de la máquina
  8. Pulsar **OK**
  9. El nombre de la máquina debe aparecer en el directorio de estaciones
  10. Con el nombre de la estación y de la máquina deseada resaltado, Pulsar **Open**.
- Ahora esta listo para ingresar la configuración de la máquina creada.

### 10.2.2. Configuración de las máquinas.

La configuración de una máquina implica tres procesos:

- Configuración de la geometría de la máquina
- Configuración de los puntos de medida
- Configuración de los puntos de colección de datos.

#### 10.2.2.1. Configuración de datos de geometría de la máquina.

La información para configurar las máquinas recíprocantes es obtenida generalmente de las hojas de datos del fabricante. En el **Anexo H** se encuentran los ejemplos de las hojas de parámetros mínimos necesarios para la configuración de un motor y de un compresor recíprocante.

Cada parámetro solicitado para la configuración de la máquina tiene su razón de ser y participa en el proceso de monitoreo, cálculos de desempeño y análisis. La ventana de

diálogo para la configuración de los datos geométricos de la máquina se accede desde la barra del menú principal en **Setup | Machina Geometry | Setup**. Véase **Figura 288**.

**Figura 288. Ventana de diálogo de configuración de máquinas.**

The screenshot shows the 'Machine Geometry' dialog box with the following parameters:

Parameter	Value
Strokes per cycle	FOUR
Pulses per rev	1
Offset (+ after TDC)	0.00
Power Cylinders	12
Compressor Cylinders	0
Power Cylinder Layout	Left:Right
Power Cyl Articulated	No
Rated Load (bhp)	1610.0
Rated Speed	900.0
Overall Efficiency	0.850
Mechanical Efficiency	0.950
Aux Load	50.000
Engine Rotation	CCW
Bore, stroke and rod length equal for all power cyls	Yes
Num Spark Plugs / Cyl	1
Ign System neg pulling	Yes
Power cyl clearance	10.000
Atmospheric Pressure	14.000
Standard Pressure	14.000
Compressor Load Step	1

En la **Tabla 33** se define cada uno de los parámetros primarios para la configuración geométrica general mostrados en la **Figura 288** las pestañas restantes la ventana de dialogo son para la configuración específica del motor o del compresor recíprocante, y se tratan en la siguiente sección.

**Tabla 33. Definición de parámetros generales de configuración.**

CAMPO	DESCRIPCION
Strokes per cyl 2/4	En este campo se especifica si la máquina es de dos ( <b>TWO</b> ) o cuatro ( <b>FOUR</b> ) tiempos. En el caso de motores diesel, al seleccionar <b>DIESEL TWO</b> o <b>DIESEL FOUR</b> , los campos relacionados con el sistema de ignición se ocultan.
Pulses per rev	En este campo se configura el número de pulsos del sensor de fase por revolución. En un encoger generalmente son 360 pulsos por revolución, en un pick up magnético 1 o el número de dientes del engranaje.
Offset	Es usado en los casos donde la señal de fase esta adelantada o retrasado respecto al PMS.
Power cilindres	En este campo se ingresa el número de cilindros de potencia. Colocar cero para motores eléctricos y compresores.
Compressors cilindres	En este campo se ingresa el número de cilindros del compresor. Se coloca cero en el caso de configurar sólo motores.
Power cylinder layout.	En este campo se ingresa el tipo de configuración de los cilindros del motor. Las opciones son izquierda/derecha ( <b>LEFT/RIGHT</b> ) para motores en V y en recto ( <b>STRAIGHT</b> ) para motores en línea.
Rated Load (bhp)	En este campo se ingresa la potencia al freno según las especificaciones del fabricante.
Rated Speed	En este campo se ingresa la velocidad según las especificaciones del fabricante.
Overall efficiency	En este campo se ingresa la relación entre la potencia al freno y la potencia indicada del motor. Por convención, para motores industriales la eficiencia promedio es 0.85 (85%).
Mechanical efficiency	En este campo se ingresa la relación entre la potencia indicada y la potencia al freno entregada por el dispositivo conductor. Por convención, para compresores industriales la eficiencia promedio es 0.95 (95%).
Aux load	En este campo se ingresa la potencia consumida por los componentes auxiliares conducidos por el cigüeñal del motor.
Engine Rotation	En este campo se ingresa el sentido de rotación del cigüeñal visto desde el lado acoplado. Las opciones son <b>CW</b> sentido horario ( <b>clock wise</b> ) o <b>CCW</b> sentido anti horario ( <b>clock counter</b>

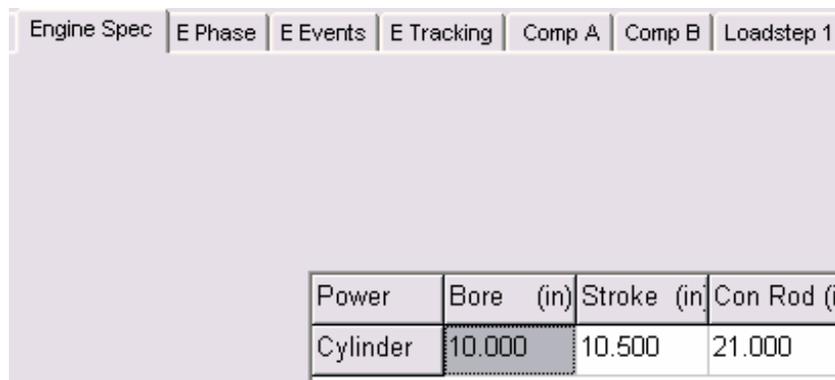
	<b>wise).</b>
Bore, stroke and rod length equal for all power cylinders	En este campo se especifica si los datos de diámetro y carrera del cilindro y longitud de la biela son iguales ( <b>YES</b> ) o no lo son ( <b>NO</b> ) para todos los cilindros. De ser NO, en otra pestaña se activan campos para introducir los datos individuales.
Number of spark plugs / Cyl	En este campo se selecciona el número de bujías por cilindro. Las opciones son 0, 1 ó 2.
Ignition system neg pulling	Se ingresa <b>YES</b> si el sistema de ignición que se analiza es negativo respecto a la tierra.
Power cylinder clearance	En este campo se ingresa el volumen de juego del cilindro de potencia. Es útil para el análisis de diagramas LogP y LogV.
Atmospheric pressure	En este campo se ingresa la presión atmosférica reportada en el sitio de ubicación del motor.
Standard pressure	Típicamente es 14.696 psi.

- **Configuración de un motor recíprocante.**

Básicamente los datos específicos en la configuración de un motor recíprocante son diámetro y carrera del pistón y longitud de la biela, la fase de cada cilindro y los ángulos de los eventos de las válvulas.

En la segunda pestaña de la ventana de configuración de máquinas se adicionan los datos de diámetro y carrera del pistón y longitud de la biela. Ver [Figura 289](#).

**Figura 289. Configuración de diámetro y carrera del pistón y longitud de la biela**



The image shows a software interface with several tabs at the top: "Engine Spec", "E Phase", "E Events", "E Tracking", "Comp A", "Comp B", and "Loadstep 1". The "E Phase" tab is currently selected. Below the tabs is a large, empty rectangular area. In the bottom right corner of this area, there is a small table with the following data:

Power	Bore (in)	Stroke (in)	Con Rod (i)
Cylinder	10.000	10.500	21.000

La fase de cada cilindro es el ángulo en el cual el cilindro alcanza el PMS respecto a la marca de referencia de fase. Para su cálculo se tiene en cuenta el orden de encendido del motor, la rotación y el ángulo de la V en los motores en V. Véase [Figura 290](#). Para entender como se calculan dichos ángulos de fase ver [Anexo I](#).

**Figura 290. Configuración de la fase de los cilindros de un motor recíprocante.**

Power	Phase
Cylinder	
PL1	45.000
PL2	645.000
PL3	525.000
PL4	525.000
PL5	645.000
PL6	405.000
PR1	0.000
PR2	240.000
PR3	120.000
PR4	120.000

Adicionalmente el software tiene características que ayudan en el análisis. Estos no son requisito para poder medir la máquina, pero son muy útiles. Los ángulos de los eventos de apertura y cierre de las válvulas son unas de estas características. Para motores de dos tiempos corresponde a los ángulos de apertura o cierre de las lumbreras. Véase [Figura 291](#).

**Figura 291. Configuración de los ángulos de los eventos de las válvulas en un motor recíprocante.**

Power	Intake Open	Intake Close	Exhaust Ope	Exhaust Clos	Fuel Open	Fuel Close
Cylinder						
PL1	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PL2	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PL3	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PL4	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PL5	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PL6	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PR1	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PR2	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PR3	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000
PR4	249.000	611.000	128.000	416.000	390.000	522.000

- **Configuración de un compresores recíprocante.**

En la sexta pestaña **Comp A** de la ventana de configuración de máquinas se configura la fase, el diámetro y la carrera del pistón, el diámetro de la biela, el diámetro de la barra trasera, las cargas máximas de tensión y compresión de la barra y la masa recíproca de cada cilindro. Véase [Figura 292](#).

**Figura 292. Ventana de diálogo para la configuración del compresor.**

Engine Spec   E Phase   E Events   E Tracking   <b>Comp A</b>   Comp B   Loadstep 1   Loadstep 2   Miscellaneous									
Cyl #	Phase	Bore in	Stroke in	Con Rod in	Rod Dia in	Tail Rod in	Compressi lb	Tension lb	Mass lb
1	0.000	10.630	13.000	30.375	3.543	0.000	60000.0	60000.0	500.0
2	0.000	30.315	13.000	30.375	3.543	0.000	60000.0	60000.0	500.0
3	270.000	19.690	13.000	30.375	3.543	0.000	60000.0	60000.0	500.0
4	270.000	30.315	13.000	30.375	3.543	0.000	60000.0	60000.0	500.0

En las dos siguientes pestañas **CompB** y **Loadstep 1** se configura la composición del gas que se comprime y los volúmenes de juego de cada cámara de compresión según fabricante respectivamente. Es posible configurar la composición de hasta 6 gases. Véase [Figura 293](#) y [Figura 294](#).

**Figura 293. Configuración del gas de compresión en un compresor recíprocante.**

Gas Mixture Naming and Setup						
Gas Names	Gas 1	Gas 2	Gas 3	Gas 4	Gas 5	Gas 6
0>CH4	Methane	>60.35713		17>Air	Air	>0.00000
1>C2H4	Ethylene	>0.00000		18>O2	Oxygen	>0.00000
2>C2H6	Ethane	>13.29288		19>N2	Nitrogen	>0.97976
3>C3H6	Propylene	>0.00000		20>H2	Hydrogen	>0.00000
4>C3H8	Propane	>12.25292		21>He	Helium	>0.00000
5>1-C4H8	1-Butene	>0.00000		22>Ne	Neon	>0.00000

**Figura 294. Configuración de los volúmenes de juego en un compresor recíprocante.**

Machine   Engine Spec   E Phase   E Events   E Tracking   Comp A   Comp B   Loadstep 1   Loadstep 2   Miscellaneous											
CLEARANCES IN % SWEPT VOLUME	Loadsteps	1H	1C	2H	2C	3H	3C	4H	4C	5H	5C
	1	11.710	10.570	10.600	9.640	10.600	9.640	10.460	9.680	NONE	NONE
2	11.710	10.570	10.600	9.640	10.600	9.640	10.460	9.680	NONE	NONE	
3	11.710	10.570	10.600	9.640	10.600	9.640	10.460	9.680	NONE	NONE	
4	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	NONE	NONE	
5	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	NONE	NONE	
6	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	10.000	NONE	NONE	

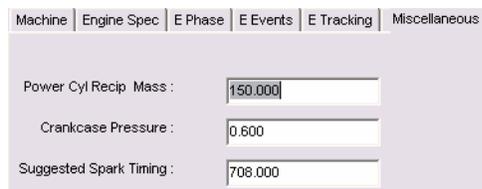
- **Miscelaneos.**

En la pestaña **miscellaneous** se configuran los datos contemplados en la **Tabla 34**. La venta de diálogo se muestra en la **Figura 295**.

**Tabla 34. Contenido misceláneo.**

CAMPO	DESCRIPCION
Power Cyl Recip Mass	En este campo se especifica la masa en libras de los componentes reciprocantes. Estos valores se usan en el cálculo de la carga de la barra.
Crankcase pressure	En este campo se especifica la presión en psig del cárter. Este valor es usado en el cálculo de la carga de la biela.
Suggested Spark Timing	En este campo se especifica el ángulo esperado del evento de la chispa. Este valor es solo usado para animación.

**Figura 295. Configuración Misceláneo.**



The screenshot shows a software interface with a tabbed menu at the top containing 'Machine', 'Engine Spec', 'E Phase', 'E Events', 'E Tracking', and 'Miscellaneous'. The 'Miscellaneous' tab is selected. Below the tabs, there are three rows of configuration options, each with a label and a text input field:

- 'Power Cyl Recip Mass' with a value of '150.000'.
- 'Crankcase Pressure' with a value of '0.600'.
- 'Suggested Spark Timing' with a value of '708.000'.

### 10.2.2.2. Configuración de puntos de medida.

Los puntos de medida requieren ser configurados definiendo por ejemplo en tipo de punto, el parámetro de medición y el tipo de sensor. Cada punto de medida requiere configurar los siguientes parámetros:

- Nombre del punto.
- Tipo de punto.
- Unidades del punto.
- Referencia de fase.
- Escalas de la graficas.
- Ganancia.

En la base de datos de cada máquina pueden ser configurados hasta 250 puntos de medida.

- **Nombre de los puntos de medida.**

Los nombres de los puntos pueden tener hasta 30 caracteres y deben describir la posición en la máquina donde se debe colocar el sensor, el tipo de punto y la escala de la medición. Ejemplos de nombres son:

P1L DC Pressure 1000 PSI: punto de medición de presión en el cilindro PL1 con un sensor con señal de salida DC y con presión máxima de 1000 psig.

Cyl #2 FUEL VALVE (ULTRASONIC): punto de medición de ultrasonido en el cilindro # 2 sobre o cerca a la válvula de combustible.

- **Tipos de puntos de medida.**

EL software Win6310PA tiene por defecto 19 tipos de puntos de medida. Cada uno de ellos se resume en la **Tabla 35**.

**Tabla 35. Tipos de puntos de medida.**

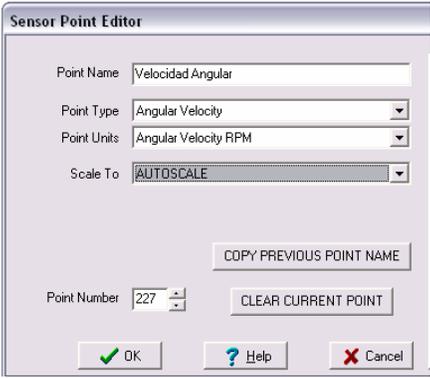
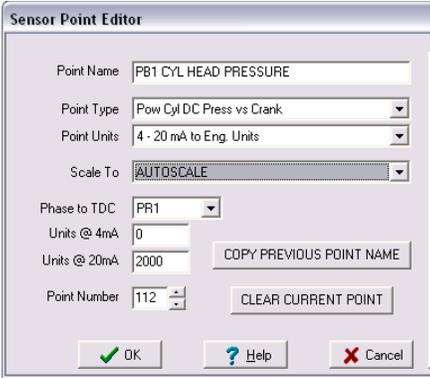
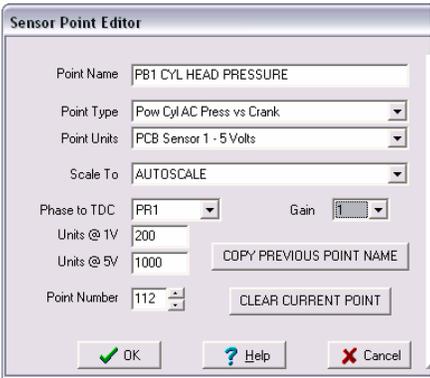
TIPO DE PUNTO DE MEDIDA	DESCRIPCION
Angular velocity	Es un punto de medida de medición de la velocidad de rotación del cigüeñal.
Compressor (DC) pressure vs. Crank	Es un punto de medida de presión dentro de los cilindros de compresión de los lados cabeza y cigüeñal contra ángulo del cigüeñal del compresor mediante un sensor de presión DC
Compressor lo frequency vs. Crack	Es un punto de medida de vibración contra ángulo del cigüeñal del compresor que usa un filtro de vibración pasa bajo. Dicho filtro sólo permite el paso de frecuencias entre 1.5 Hz y 2.5 KHz.
Compressor hi frequency vs. Crack	Es un punto de medida de vibración contra ángulo del cigüeñal del compresor que usa un filtro de vibración pasa alto. Dicho filtro solo permite el paso de frecuencias de 2.5 KHz a 10 KHz.
Compressor ultrasonic vs. Crack	Es un punto de medida de ultrasonido contra ángulo del cigüeñal del compresor que usa un sensor de ultrasonido
Manual temperature	Son puntos de medida donde el dato de temperatura es introducido manualmente mediante el teclado del analizador
Power cylinder AC pressure vs. Crank	Es un punto de medida de presión dentro de los cilindros de potencia mediante un sensor de presión AC
Power cylinder DC pressure vs. Crank	Es un punto de medida de presión dentro de los cilindros de potencia mediante un sensor de presión DC
Power cylinder lo frequency vs. Crank	Es un punto de medida de vibración contra ángulo del cigüeñal del motor que usa un filtro de vibración pasa bajo. Dicho filtro solo permite el paso de frecuencias entre 1.5 Hz y 2.5 kHz.

Power cylinder hi frequency vs. Crank	Es un punto de medida de vibración contra ángulo del cigüeñal del motor que usa un filtro de vibración pasa alto. Dicho filtro solo permite el paso de frecuencias de 2.5 kHz a 10 kHz.
Power cylinder ultrasonic vs. Crank	Es un punto de medida de ultrasonido contra ángulo del cigüeñal del motor que usa un sensor de ultrasonido
Spark plug voltage vs. Crank	Es un punto de medida del voltaje de ignición secundario contra ángulo del cigüeñal del motor. La pinza de ignición secundaria es usada para ésta medición.
Compressor nozzle trace	Es un punto de medida de presión tomada en los cuellos de las botellas de succión y descarga del compresor.
Raw vibration vs. Crank	Es un punto de medida de vibración contra ángulo del cigüeñal del motor o compresor que permite el paso de todas las frecuencias del acelerómetro.
Primary ignition vs. Crank	Es un punto de medida de voltaje de ignición primario contra ángulo del cigüeñal del motor. Los caimanes de ignición primaria son usados para esta medición.
4-20mA sensor vs. Crank	Es un punto de medida que utiliza un tipo de sensor con salida de 4-20mA contra el ángulo del cigüeñal del motor o compresor. Un ejemplo de este tipo de sensor es un proximito midiendo el desplazamiento perpendicular a la carrera de la barra.
Voltage sensor vs. Crank	Es un punto de medida que utiliza un tipo de sensor con salida de voltaje contra el ángulo del cigüeñal del motor o compresor.
Manual panel reading	Es un punto de medida donde el dato es entrado vía teclado desde un tablero de medida.
Infrared temperatura	Es un punto de medido de temperatura obtenido mediante un sensor de temperatura infrarroja. Se usa en las válvulas del compresor reciprocante.

- **Puntos de medida típicos para motores reciprocantes.**

De la lista de tipos de puntos de medida en la [Tabla 35](#) los tipos típicos de puntos de medida para motores reciprocantes se citan en la [Tabla 36](#) junto con su ventana de dialogo característica.

**Tabla 36. Puntos de medida típicos para motores reciprocantes.**

VELOCIDAD ANGULAR (ANGULAR VELOCITY)	
	<p>Mediante un punto de medida de la velocidad angular es posible visualizar gráficamente la velocidad del cigüeñal durante los 360 grados (máquinas de 2 tiempos) o 720 grados (maquinas de 4 tiempos). Como condición, el sensor de fase debe emitir más de un pulso por revolución.</p>
PRESION DC (DC PRESSURE-POW CYL DC PRESS VS CRANK)	
	<p>Este es un punto de medida de la presión de la presión del interior del cilindro de potencia.</p>
PRESION AC (AC PRESSURE-POW CYL AC PRESS VS CRANK)	
	<p>La escale de la salida del transductor de presión AC normalmente es 1 – 5V. Por ejemplo si se esta usando un sensor de 0-3000 psig, 1V=600psig y 5V=3000psig. 1V representa el 20% de la escala total.</p>
VIBRACIÓN DE ALTA FRECUENCIA DEL CILINDRO DE POTENCIA (POWER HIGH FREQUENCY VIBRATION-POW HI FREQ VS CRANK)	

**Sensor Point Editor**

Point Name: PA1 Cyl Head EV HFV

Point Type: Pow Hi Freq Vib vs Crank

Point Units: Accelerometer in g's

Scale To: Power cylinder high freq vib

Phase to TDC: PL1 Gain: 5

COPY PREVIOUS POINT NAME

Point Number: 100 CLEAR CURRENT POINT

OK Help Cancel

Este es un punto de medida en la culata del cilindro A1 en vibración de alta frecuencia

**VIBRACIÓN DE BAJA FRECUENCIA DEL CILINDRO DE POTENCIA (POWER LOW FREQUENCY VIBRATION- POW LO FREQ VS CRANK)**

**Sensor Point Editor**

Point Name: PR1 CYL HEAD EV Lfv

Point Type: Pow Lo Freq Vib vs Crank

Point Units: Accelerometer in g's

Scale To: Power cylinder low freq vib

Phase to TDC: PR1 Gain: 5

COPY PREVIOUS POINT NAME

Point Number: 51 CLEAR CURRENT POINT

OK Help Cancel

Cuando se utilizan puntos de vibración de alta y baja frecuencia se debe usar una ganancia de 5 inicialmente. En motores de alta velocidad (mayor de 1000 rpm) y motores diesel puede ser beneficioso el uso de ganancia 1. Los puntos de medida de baja frecuencia son usados para detectar golpes, solturas y otras fallas mecánicas.

**ULTRASONIDO DEL CILINDRO DE POTENCIA (POWER ULTRASONIC- POW CYL ULTRASONIC VS CRANK)**

**Sensor Point Editor**

Point Name: PR7 CYL HEAD IV ULT

Point Type: Pow cyl ultrasonic vs crank

Point Units: Ultrasonic( 4 - 20 mA)

Scale To: Power cylinder ultrasonic

Phase to TDC: PR7

Units @ 4mA: 0

Units @ 20mA: 10

COPY PREVIOUS POINT NAME

Point Number: 73 CLEAR CURRENT POINT

OK Help Cancel

Cuando se utilice ultrasonido, se configure en la línea de 4mA a 0 y 20mA a 10.

**VOLTAJE DE IGNICIÓN SECUNDARIA (SECONDARY SPARK PLUG VOLTAJE- SPARK PLUG VOLTAGE)**

El máximo voltaje es típicamente configurado en 50.000 voltios puede ser necesario ajustarlo dependiendo del diámetro del cable.

### VOLTAJE DE IGNICIÓN SECNDARIA (PRIMARY IGNITION- PRIMARY IGNITION VS CRANK)

Los puntos de ignición primaria son usados para coleccionar los patrones de voltaje del sistema de ignición primaria.

- **Puntos de medida típicos para compresores recíprocos.**

De la lista de tipos de puntos de medida en la [Tabla 35](#) los tipos típicos para compresores recíprocos se citan en la [Tabla 37](#) junto con su ventana de diálogo característica.

**Tabla 37. Puntos de medida típicos en compresores recíprocos**

PRESION DC (COMPRESSOR DC PRESSURE- COMP (DC) PRESSURE VS CRANK ANGLE)
--

**Sensor Point Editor**

Point Name: C1 HE Pressure (3rd Stg)

Point Type: Comp (DC) Pressure vs. Crank Angle

Point Units: 4 - 20 mA to Eng. Units

Scale To: Compressor Pressure 3rd Stage

Phase to TDC: CH1

Units @ 4mA: 0

Units @ 20mA: 2000

Point Number: 83

Buttons: OK, Help, Cancel

Básicamente se utilizan estos puntos de medida en la colección de la presión de las cámaras de compresión.

### TRAZO DE LA PRESIÓN DEL CUELLO DE BOTELLA (COMPRESSOR NOZZLE TRACE)

**Sensor Point Editor**

Point Name: 1 Suction Nozzle Pressure

Point Type: Compressor nozzle trace

Point Units: 4 - 20 mA to Eng. Units

Scale To: Compressor pressure

Units @ 4mA: 0

Units @ 20mA: 2000

Point Number: 83

Buttons: OK, Help, Cancel

Este tipo de punto de medida se utiliza para el análisis de la pulsación.

### VIBRACION DE ALTA FRECUENCIAL EN EL COMPRESSOR (COMPRESSOR HIGH FREQUENCY VIBRATION- VS CRANK ANGLE)

**Sensor Point Editor**

Point Name: 2HD1 HFV

Point Type: Comp High Frequency Vibration vs. Crank Angle

Point Units: Accelerometer in g's

Scale To: Compressor high freq vibration

Phase to TDC: CH2

Gain: 5

Point Number: 101

Buttons: OK, Help, Cancel

Este tipo de punto de medida se utiliza en válvulas de succión y descarga, como en el ejemplo.

### VIBRACION DE BAJA FRECUENCIAL EN EL COMPRESSOR (COMPRESSOR LOW FREQUENCY VIBRATION- VS CRANK ANGLE)

**Sensor Point Editor**

Point Name: COMP MBRG2 LFV

Point Type: Comp Low Frequency Vibration vs. Crank Angle

Point Units: Accelerometer in g's

Scale To: Comp Main Brg & X Head LFV

Phase to TDC: CH2 Gain: 5

COPY PREVIOUS POINT NAME

Point Number: 176 CLEAR CURRENT POINT

OK Help Cancel

Este tipo de puntos de medida son ineludibles a la hora de analizar cojinetes y la cruceta.

### ULTRASONIDO EN EL COMPRESOR (COMPRESSOR ULTRASONIC- COMPRESSOR ULTRASONIC VIBRATION- VS CRANK ANGLE)

**Sensor Point Editor**

Point Name: 4CS2 ULT

Point Type: Comp Ultrasonic Vibration vs. Crank Angle

Point Units: Ultrasonic( 4 - 20 mA)

Scale To: Compressor ultrasonic

Phase to TDC: CH4

Units @ 4mA: 0

Units @ 20mA: 10

COPY PREVIOUS POINT NAME

Point Number: 147 CLEAR CURRENT POINT

OK Help Cancel

Cuando se utilice ultrasonido, se configure en la línea de 4mA a 0 y 20mA a 10.

### TEMPERATURA INFRARROJA (INFRARED TEMPERATURA)

**Sensor Point Editor**

Point Name: C2 Disch Temp IR

Point Type: Infrared temperature

Point Units: 4 - 20 mA to Eng. Units

COPY PREVIOUS POINT NAME

Point Number: 188 CLEAR CURRENT POINT

OK Help Cancel

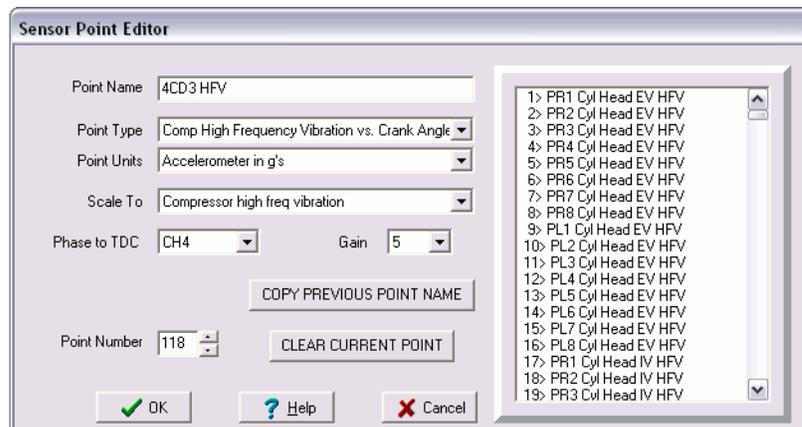
Varios son los puntos que requieren ser tomados con temperatura infrarroja. Los más importantes son los puntos de temperatura de succión y descarga de las etapas porque con ella se calculan los parámetros de desempeño. Las temperaturas pueden ser ingresadas de dos formas, con un sensor de temperatura infrarroja o a través del teclado con la información de los sensores permanentes.

- **Editor de puntos de medida.**

El Editor de Puntos de Medida es la herramienta del **Win6310PA** que permite a configuración y/o edición de una lista de puntos existentes. La ventana de diálogo del Editor de Puntos de Medida se muestra en la **Figura 296** donde se encuentra al lado derecha la lista de puntos de medida configurados en la máquina, y a la izquierda los

campos de datos relacionados con el punto de medida seleccionado que pueden ser editados tales como el nombre del punto, el tipo de punto, las unidades del punto, la escala aplicada a la hora de visualizar el punto en una gráfica, el cilindro (sea de potencia o de compresión) respecto al cual toma la referencia de fase y la ganancia del sensor

**Figura 296. Editor de Puntos de Medida.**



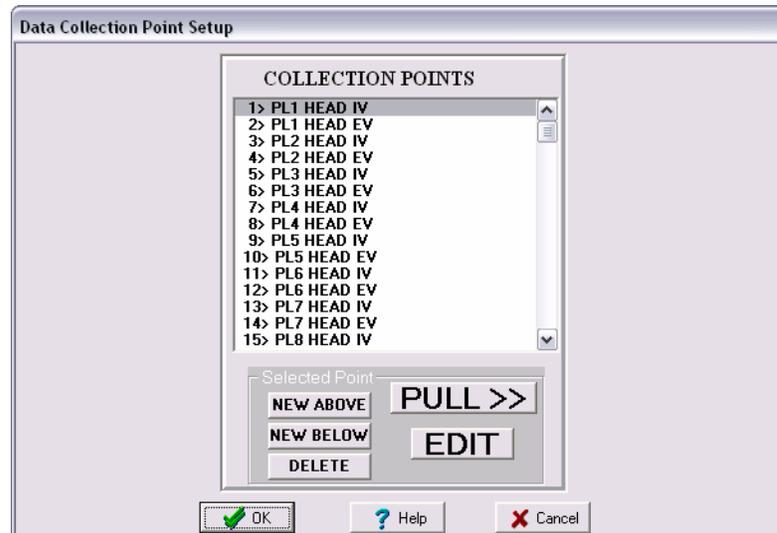
### 10.2.2.3. Configuración de puntos de colección.

Es importante explicar que en el Win6310PA un punto de medida no es igual a un punto de colección. Al ser el analizador multi canal, puede en un punto de colección tomar los datos de hasta 4 puntos de medida simultáneamente, es decir un punto de colección se asemeja mas a una ruta donde se define el orden de colección de datos y los puntos de medida simultáneos que pueden ser tomados.

- **Editor de puntos de colección.**

La herramienta donde efectivamente se configuran los puntos de colección es el editor de puntos de colección el cual tiene dos funciones, crear puntos de colección de datos y editar configuración de colección ya existente. El editor se accede desde la barra de menú principal en **Setup | Collection Point/PlotSetup | Collection Point - Editor / Reordering**. En la base de datos es posible crear un máximo de 160 puntos de colección por máquina cada uno con un máximo de 4 puntos de medida. En la **Figura 297** se muestra el cuadro de diálogo del Editor de Puntos de Colección.

**Figura 297. Ventana de dialogo del Editor de Puntos de Colección.**

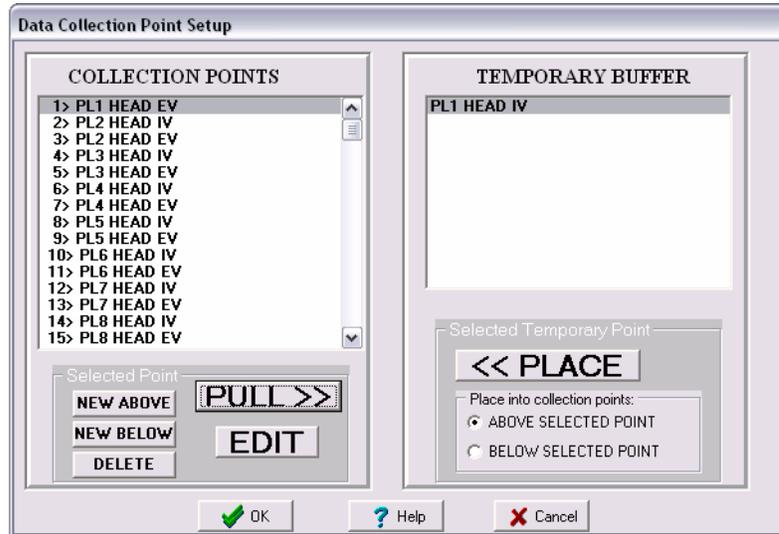


La descripción de los botones de la ventana de dialogo del Editor de Puntos de Colección se resumen en la [Tabla 38](#).

**Tabla 38. Botones de la ventana de dialogo del Editor de Puntos de Colección**

New Above	Pulsando este botón un punto de colección en blanco es insertado encima del punto seleccionado actualmente.
New Below	Pulsando este botón un punto de colección en blanco es insertado debajo del punto seleccionado actualmente.
Delete	Pulsando este se borra el punto de colección actualmente seleccionado.
Pull	Pulsando este botón el punto actualmente seleccionado es empujado a una lista temporal para modificar el orden de la lista de puntos de colección. Véase <a href="#">Figura 298</a> . El punto se envia de nuevo a la lista final con el botón <b>PLACE</b> encima o debajo del punto de colección que se desee.
Edit	El punto de colección actualmente señalado es enviado a una ventana de edición. Aquí el nombre y las asignaciones de cada uno de los cuatro canales pueden ser cambiados. Véase <a href="#">sección siguiente</a> .

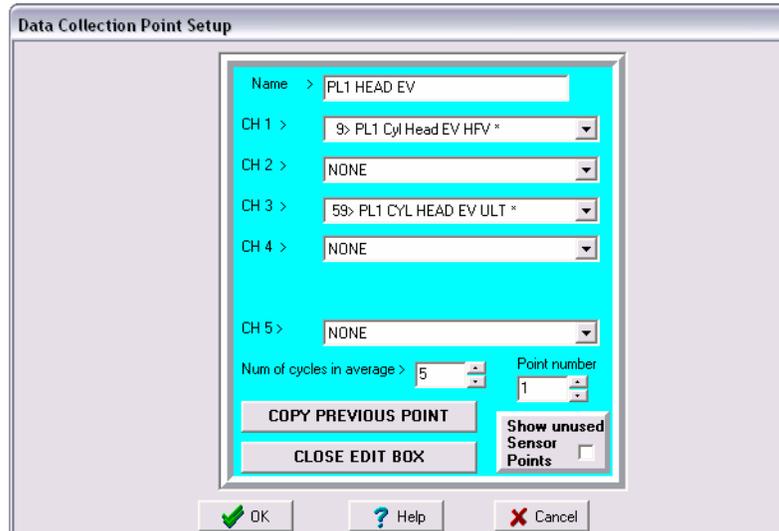
**Figura 298. Organizador de la lista de puntos de colección.**



- **Edición de un punto de colección.**

En la **Figura 299** se muestra la ventana de diálogo de edición de puntos de colección. Aquí el nombre y las asignaciones de los canales pueden ser cambiados.

**Figura 299. Edición de un punto de colección.**

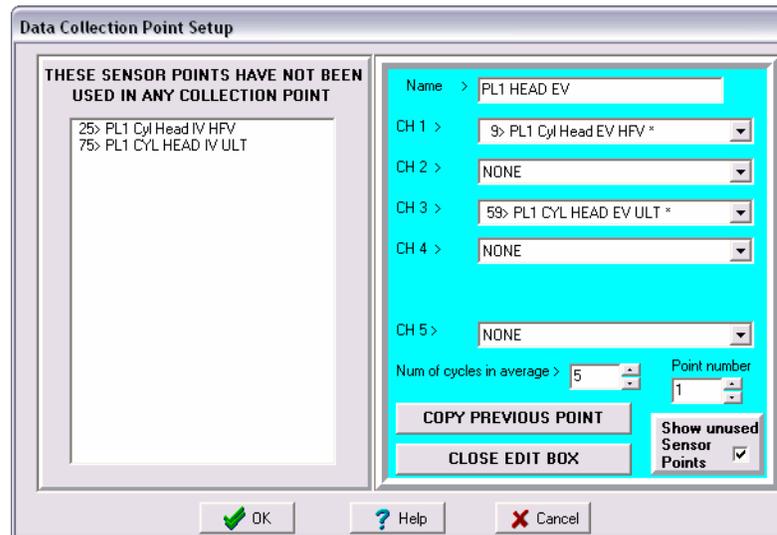


En la **Tabla 39** se resumen los campos de la ventana de edición de puntos de colección.

**Tabla 39. Botones de la ventana de edición de puntos de colección.**

Name	Se refiere al nombre de los puntos de colección de datos. Este es el nombre que se ve en el analizador.
CH 1 a CH 5	Se refiere a los canales del analizador donde los sensores son conectados. Con la flecha a la derecha del campo es posible desplegar todos los puntos de medida para su selección.
Num of cycles in average	Se refiere al número de muestras que serán tomadas en dicho punto de colección.
Point number	Se refiere a la localización del punto de colección dentro de la lista.
Copy Previous Point Name	Este botón crea un punto nuevo de colección como copia del punto previo.
Show unused sensor points	Con este botón se abre una ventana donde se muestran los puntos de medida que no hayan sido asignados a ningún punto de colección. Ver Figura 300.

**Figura 300. Pantalla con puntos de medida que no han sido asignados a ningún punto de colección.**



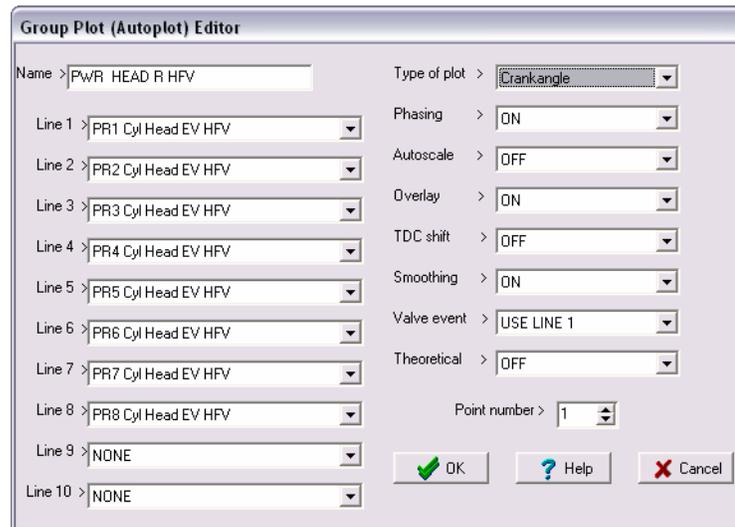
#### 10.2.2.4. Configuración de grupos de gráficos.

Los grupos de graficas son conjuntos de datos configurados para aparecer juntos en una misma gráfica. Un grupo de gráfica tiene capacidad para mostrar hasta diez líneas\* simultáneamente. La herramienta con la que se crean o editan los grupos de gráficos es el editor de grupos de gráficos, y es posible seleccionarlo desde la barra

\* Una línea es un campo para la presentación gráfica de los datos tomados en un punto de medida.

del menú principal en **Setup | Collection Point / Plot setup**. El Win 6310 PA, permite configurar hasta 100 grupos de gráficas cada una con 10 líneas. La ventana de diálogo del editor de grupos de gráficos se muestra en la **Figura 301**.

**Figura 301. Editor de grupos de gráficos.**



Para la creación o edición de un grupo de gráficos inicialmente se le asigna un nombre representativo de hasta 30 caracteres al grupo en el campo **Name**. Este nombre será el nombre de identificación del grupo de grafica dentro de la aplicación. Posteriormente en los diez campos rotulados como **Line 1 a Line 10** se escoge el punto de medida que se requiere para cada línea; esto se hace desplegando toda la lista de puntos de medida mediante la flecha hacia abajo a la derecha del campo. Mediante los campos a la derecha de la ventana también es posible predefinir la forma como los datos de las líneas van a ser presentados. El significado de cada uno de los campos a la derecha de la ventana se resume en la **Tabla 40**.

**Tabla 40. Campos de presentación de gráficas en la ventana de configuración de grupos de gráficos.**

CAMPO	DESCRIPCION
Phasing	En <b>ON</b> el dato es faseado al ángulo individual de cada cilindro vs TDC.
Autoscale	La autoescala en ON ajusta la curva a su máxima escala. La autoescala en OFF usa las escales predefinidas en la configuración.
Overlay	Cambia las escales del eje Y de escales individuales a una escala común.
TDC Shift	Los datos están normalmente desplegados con 0 grados en el eje

	izquierdo. Esta opción cambia la escala horizontal de 0 a 360 grados a -180 y 180 grados y de 0 a 720 grados a -360 a 360 grados.
Smoothing	El factor de suavizado ( <b>smoothing</b> ) en <b>ON</b> utiliza el factor por defecto del software, y en <b>OFF</b> permite cambiarlo.
Valve event	En <b>ON</b> activa las líneas gráficas de los eventos de las válvulas según una de las 10 líneas que componen el grupo de gráficas.
Theoretical	En <b>ON</b> activa las curvas teóricas para los casos de curvas PT y PV.
Point Number	Desplazando hacia arriba o abajo permite pasar al siguiente o anterior punto de grupo de gráfica.

### 10.2.2.5. Configuración general.

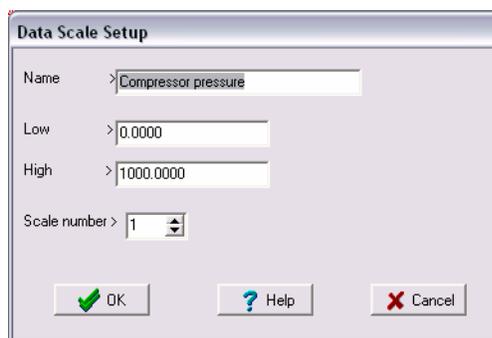
En la configuración general se definen y crean las escalas que son seleccionadas cuando se configura un punto de medida, la composición del gas del compresor y se vinculan los datos con los puntos de medida para efectos de realizar los cálculos de desempeño.

- **Ajuste de la escala de datos.**

El Win6310 PA permite al usuario configurar sus propias escalas con las cuales podrá visualizar en las líneas las señales recogidas.

La sugerencia principal es ajustar las escalas para que las curvas puedan ser visualizadas completamente en la pantalla. A la ventana diálogo de ajuste de escala de datos se accede desde la barra del menú principal desde **Setup | Fixed Data Scale Input**. Véase [Figura 302](#).

**Figura 302. Ventana de diálogo del ajuste de escala de datos.**



En la [Tabla 41](#) se resumen el significado de cada campo de la ventana de dialogo del ajuste de la escala de datos.

**Tabla 41. Campos de la ventana de dialogo del ajuste de la escala de datos.**

CAMPO	DESCRIPCION
Name	Nombre rótulo de la escala; el usuario debe relacionar este nombre con el tipo de señal que ajusta.
Low	En este campo se introduce el límite inferior de la escala.
High	En este campo se introduce el límite superior de la escala.
Scale number	Representa la posición ocupada por esa escala en la base de datos.

Como referencia inicial, a continuación en la **Tabla 42** se sugieren las escalas que pueden ser utilizadas para cada tipo de señal. Muy probablemente, estas deberán ser ajustadas posteriormente de acuerdo a las necesidades.

**Tabla 42. Referencias para configurar las escalas de los diferentes tipos de puntos de medida en motores y compresores recíprocos.**

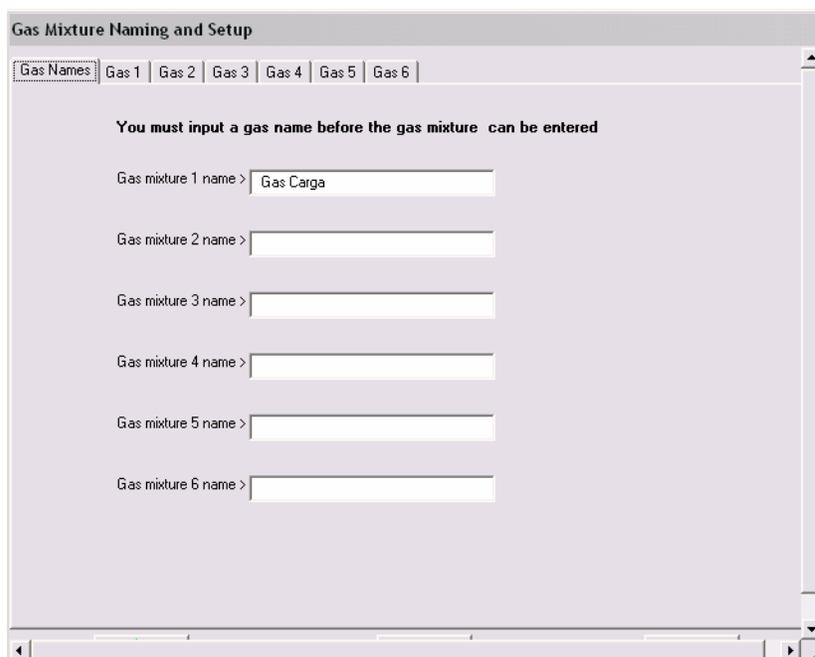
NOMBRE DE LA ESCALA	RANGO	UNID	DESCRIPCION
Presión en el cilindro de potencia (Power cylinder pressure)	0-850	psig	Configurar el rango de la escala de presión basado en la máxima presión pico de encendido esperado.
Vibración de alta frecuencia en el cilindro de potencia.	-5 a 5	G's	Generalmente debe ser ajustada para diferentes unidades. Como punto de inicio se usa -5g's a 5g's. Ésta escala puede ser usada para compresores y motores.
Ultrasonido en cilindros de potencia (Power cylinder ultrasonic)	-3 a 3		Generalmente debe ser ajustada para diferentes unidades. Como punto de inicio se usa una escala de -3 a 3. Ésta escala puede ser usada para compresores y motores.
Voltaje del sistema secundario (sparkplug voltage)	0 a 15000	Vol	Esta escala debe ser configurada de acuerdo al máximo voltaje de ionización esperado.
Presión del compresor (compressor pressure)	0 a 1000	Psig	La escala de la presión de compresión debe ser configurada etapa por etapa o utilizar autoescala ( <b>AUTOSCALE</b> ),
Vibración de baja frecuencia en el compresor.	-5 a 5	G's	Generalmente debe ser ajustada para diferentes unidades. Como punto de inicio se usa -5g's a 5g's.
Ultrasonido en el	-3 a 3		Generalmente debe ser ajustada para

compresor (Compressor ultrasonic)			diferentes unidades. Como punto de inicio se usa -3 a 3.
-----------------------------------	--	--	--

- **Composición del gas.**

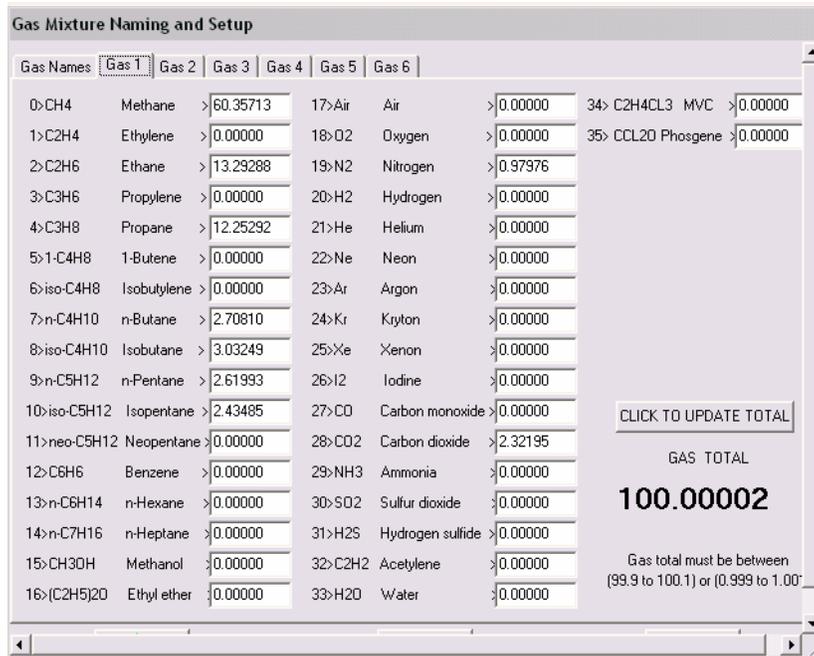
La configuración de la composición del gas es fundamental para los cálculos de desempeño del compresor. Es posible seleccionar la ventana diálogo para configuración de la composición del gas desde la barra del menú principal en **Setup | Gas composition Setup**. En software Win6310 PA permite configurar 6 mezclas de gases por máquina. Véase **Figura 303 y 304**.

**Figura 303. Ventana de diálogo de los nombres y configuración de las mezclas de gases.**



Para configurar la composición del gas del compresor, primero se debe crear en la primera pestaña de la ventana el nombre del gas, de esta manera se activa las pestañas posteriores. Una vez definido y cargado el nombre de la mezcla se cargan los componentes de la mezcla del gas los cuales deben ser ingresados en fracción molar o en porcentaje. Véase **Figura 304**.

**Figura 304. Ventana de dialogo para configuración de una mezcla de gas específica.**



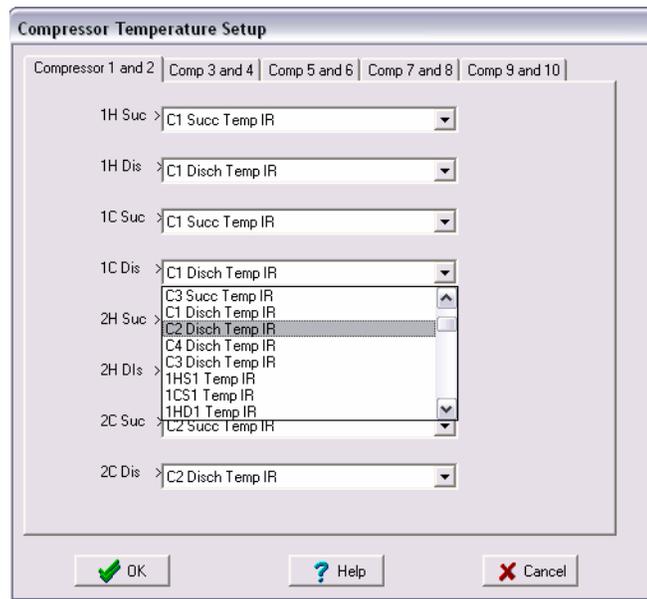
- **Cálculos en motores y compresores recíprocos.**

Para los cálculos de desempeño, el software necesita reconocer cuales de los puntos de medida configurados corresponden a los datos que son claves para los cálculos. Estas asignaciones se configuran en desde la barra del menú principal en **Setup |Comp/Eng Calculation Setup...** Para los cálculos en compresores se requiere vincular a los respectivos puntos de medida las temperaturas de succión y descarga del compresor y la presión correspondiente al cuello de las botellas de succión y descarga de cada cámara de compresión.

- **Temperaturas del compresor.**

La ventana para asignar las temperaturas que se requieren para los cálculos de desempeño del compresor se accede desde el menú principal en **Setup |Comp/Eng Calculation Setp|Temperature Setup**. Básicamente los datos que requieren ser asignados son las temperaturas de succión y descarga de cada cámara de compresión así, **1H Suc** corresponde a la succión de la cámara lado cabeza del cilindro 1; para los cilindros restante (hasta 10 cilindros) se aplica el mismo procedimiento. Desplegando la flecha hacia abajo a la derecha del campo se escoge el punto de medida que corresponda.

**Figura 305. Ventana de diálogo para asignación de temperaturas del compresor para calculos de desempeño.**

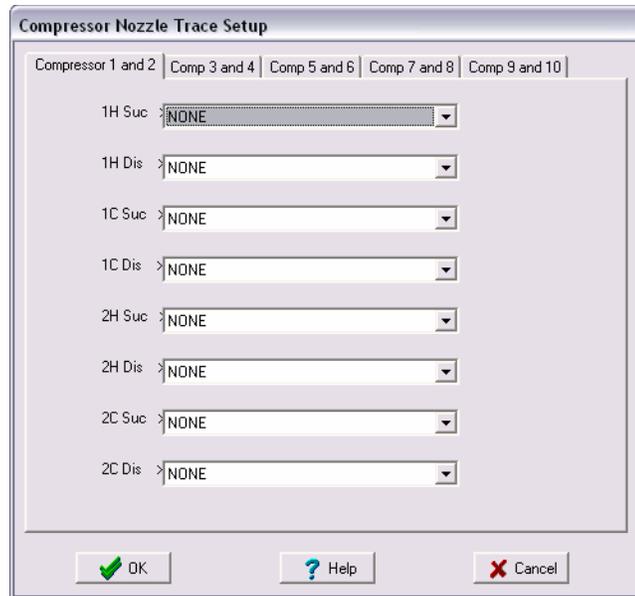


- **Trazo de presión del cuello de la botella en el compresor.**

En los cálculos de desempeño se requiere la presión del cuello de la botella. Para ello, se debe asociar el punto de medida a esta variable de cálculo. La ventana de dialogo para esta función esta en **Setup |Comp/Eng Calculation Setp|Temperature Setup** el menú principal. Véase **Figura 306.**

Básicamente como en el anterior caso, lo que se requiere es asignar para cada cámara el punto de medida que corresponde a la presión del cuello de la botella.

**Figura 306. Ventana de diálogo para asignación de presiones de boquilla del compresor para calculos de desempeño.**



#### **10.2.2.6. Configuración de software**

El software permite varios factores de pre configuración para la visualización gráfica. La ventana de diálogo para esta función esta en **Setup |Software Configuration** el menú principal. La ventana de diálogo a la que se accede se muestra en la **Figura 307**. En la **Tabla 43** se resume el significado de cada uno de los campos asociados con dicha ventana.

**Figura 307. Ventana de dialogo para la configuración del software.**

The image shows a 'Software configuration' dialog box with the following settings:

Parameter	Value
Divisions in Hp cal	1000
Use only press curve in PV	Yes
Smoothing factor comp press	1
Show warning boxes in cal	Yes
Smoothing factor power press	1
Dis vol eff hi lim (unloaded)	95
Smoothing ultrasonic/ang vel	1
Suc vol eff hi lim (unloaded)	95
Smoothing factor vibration	0
Dis vol eff lo lim (unloaded)	5
Compressor spike filter	OFF
Suc vol eff lo lim (unloaded)	5
Power cyl spike filter	OFF
Use nozzle traces	No
Ultrasonic_and vel filter	OFF
Fix VE on toe sides	Yes
Vibration spike filter	OFF
On multi spark pick	HIGHEST
Number of strip charts	4
Use all comp curves in report	No
Enable auto stripchart	Yes
Minimum spark level	1000

Buttons: OK (with green checkmark), Help (with question mark), Cancel (with red X).

**Tabla 43. Campos de la ventana de dialogo de configuración de software.**

CAMPO	DESCRIPCION
DIVISIONES EN CÁLCULO DE POTENCIA (DIVISIONS IN HP CAL)	En este campo se define que tan fino será el incremento de las divisiones en el campo de la curva PV. El rango es entre 1000 y 3000 y entre más alto el número más preciso el cálculo pero más lento el cálculo.
FACTOR DE SUAVIZADO (SMOOTHING FACTOR)	Es el mismo factor de suavizado que se puede configurar individualmente. Este factor actúa como un filtro pasa bajo. Un factor de 1 toma un punto antes y otro después a un punto dado sobre una curva los promedia y obtiene el factor de suavizado en dicho punto. Un factor de 2 toma dos antes y dos después y así hasta el factor cuatro. Este factor es útil en curvas de presión, pero no es deseable en curvas de vibración y ultrasonido.
FILTRO DE PICOS (SPIKE FILTER)	El filtro de picos remueve eventualmente cualquier valor pico que ocurra en un simple punto del dato, es decir, si un punto excede en 3% la linealidad del punto previo y el posterior, este punto es cambiado por el valor interpolado.
NUMERO DE LINEAS POR GRAFICA (NUMBER OF STRIP CHARTS)	Este número determina el número de señales que puede ser observada en una misma gráfica. El valor debe estar entre 2 y 10. Si se selecciona <b>AUTO</b> visualizará el máximo de curvas en una grafica, sin que se superpongan.
MÍNIMO NIVEL DE CHISPA DE BUJÍA (MINIMUM SPARK LEVEL)	Es el mínimo nivel usado para reconocer fallo de ignición o interferencia de otras bujías.
SOLO USAR CURVES DE PRESION EN PV (USE ONLY PRESSURE CURVE IN PV)	En <b>YES</b> muestra sólo las curves de presión contra volumen. En <b>NO</b> muestra todas las curvas contra volumen.
MOSTRAR CUADROS DE ADVERTENCIA(SHOW WARNING BOXES IN CALC)	En <b>YES</b> WindWizards <sup>♦</sup> estará activo durante los cálculos en las graficas y podrá emitir parámetros de diagnóstico durante los cálculos. En <b>NO</b> WindWizards* no estará activo durante los cálculos.
CONFIGURACIÓN DE EFIC VOL	Este factor es utilizado para determinar el grado de descarga de los cilindros

<sup>♦</sup> **WindWizards** es un asistente para el diagnostico de fallos.

(VOLUMETRIC EFFICIENCY SETTINGS)	compresores.
USAR TRAZO DE CUELLO DE BOTELLA (USE NOZZLE TRACE)	Hay tres opciones <b>NO</b> , <b>YES- LOSS ONLY</b> y <b>YES-LOSS &amp; VE</b> . Dependiendo de la opción se usará la presión del cuello de botella en los cálculos de pérdidas, o de pérdidas y eficiencias volumétricas o no se utilizará.

### 10.2.3. Gráficas.

Las gráficas y los reportes de desempeño son las principales herramientas para el análisis de la información del desempeño de máquinas recíprocas. En la configuración de las gráficas y en sus funciones de modificación está la clave para facilitar el proceso de análisis. El menú de gráficas de la barra del menú principal ofrece numerosas opciones, tales como llamar la ventana de selección de los grupos de gráficas configurados (Véase en sección anterior Configuración de Grupos de Gráficas), llamar la ventana de gráficas históricas, llamar los modos de trazo de bujía simple o múltiple, permutar entre gráficas PT y PV, llamar la gráfica de carga de la barra del compresor o de LogP LogV etc. las opciones más relevantes se tratan en detalle más adelante en esta sección, mientras tanto, en la **Tabla 44** se describen cada uno de esos submenús.

**Tabla 44. Contenido del menú de gráficas.**

SUBMENU	DESCRIPCION	
Gráfica histórica (Plot Historical)	Esta función permite llamar la ventana de diálogo de selección de puntos de medida ubicados en la base de datos. Una vez seleccionado un punto, el software chequea la presencia de todas las muestras tomadas con su respectiva fecha. Seleccionando una fecha es posible ver dicho punto histórico.	
Reemplazar línea (Replace line)	Esta función permite reemplazar una línea configurada por una nueva selección.	
Grupo de gráficas (Group Plot)	Esta función permite llamar los grupos de gráficas preconfigurados.	
TIPOS DE GRAFICAS	PV/PT	Esta es una función para cambiar de gráficas PT a PV.
	LogP-LogV	Muestra la gráfica de Logaritmo en base 10 de la presión contra Logaritmo en base 10 del volumen de los puntos de medida presión del compresor.
	Carga de la barra	Muestra la figura de la carga de la barra para el punto seleccionado. Este ítem está sólo disponible para las gráficas PT.
Configuraciones (settings)	Esta función permite llamar las ventanas de diálogo de edición relacionadas con los parámetros de las gráficas tales como escalas, suavizado, etc.	
Permutadotes (toogles)	Los <b>toogles</b> son permutadores <b>ON/OFF</b> que controlan varias de las configuraciones de control de las gráficas.	

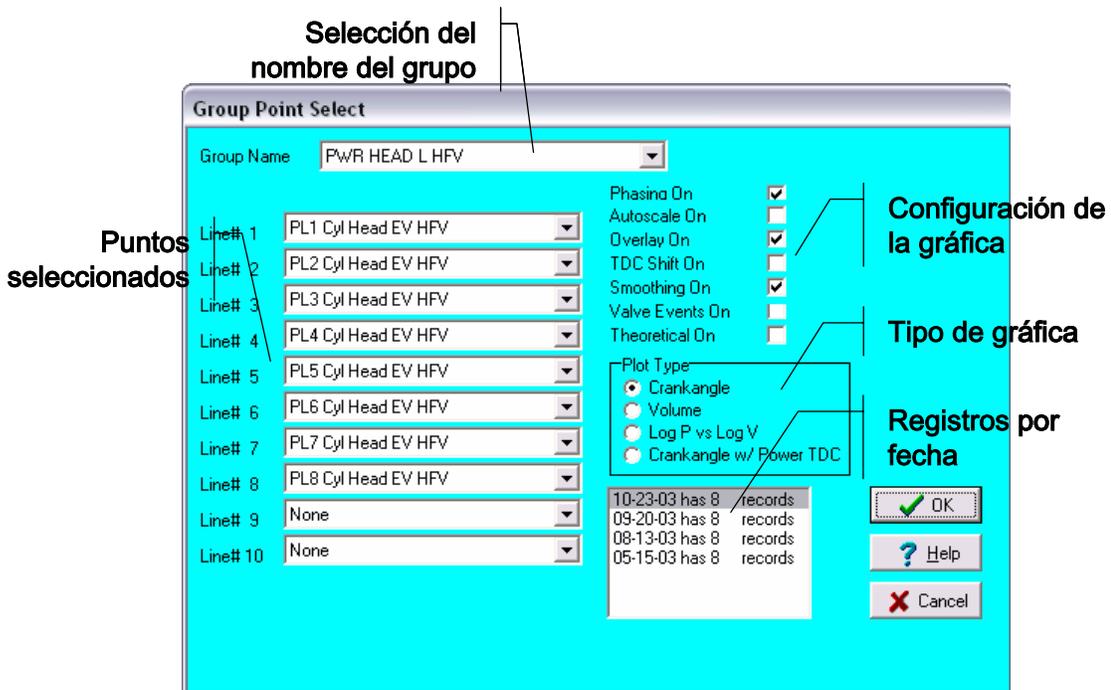
Copiar al porta papeles (Copy to Clipbrd)	Copia la gráfica actual en el portapapeles de Windows para poder ser transferida a otros programas de Windows.
Borrar gráficas (Clear Plot)	Esta función remueve la gráfica actual para permitir que una nueva gráfica sea elegida.

Seguidamente se describen las funciones principales relacionadas con el menú de gráficas en el Win 6310PA.

### 10.2.3.1. Grupos de gráficas.

En apartes anteriores de este capítulo se señaló como configurar los grupos de gráficas, ahora en esta sección se explica como llamar los grupos de gráficas configurados para su visualización. Esta función es llamada desde **Plot | Group Plot** en la barra del menú principal.

La ventana de diálogo para la selección de los grupos de gráficos previamente configurados en configuración de grupos de gráficos se muestra en la **Figura 308**. **Figura 308. Ventana de dialogo de selección de los grupos de gráficas.**



En la **Tabla 45** se resume el significado de cada una de los campos de la ventana de dialogo de selección de grupos de gráficos.

**Tabla 45. Campos de la ventana de selección de grupos de gráficos.**

CAMPO	DESCRIPCION
-------	-------------

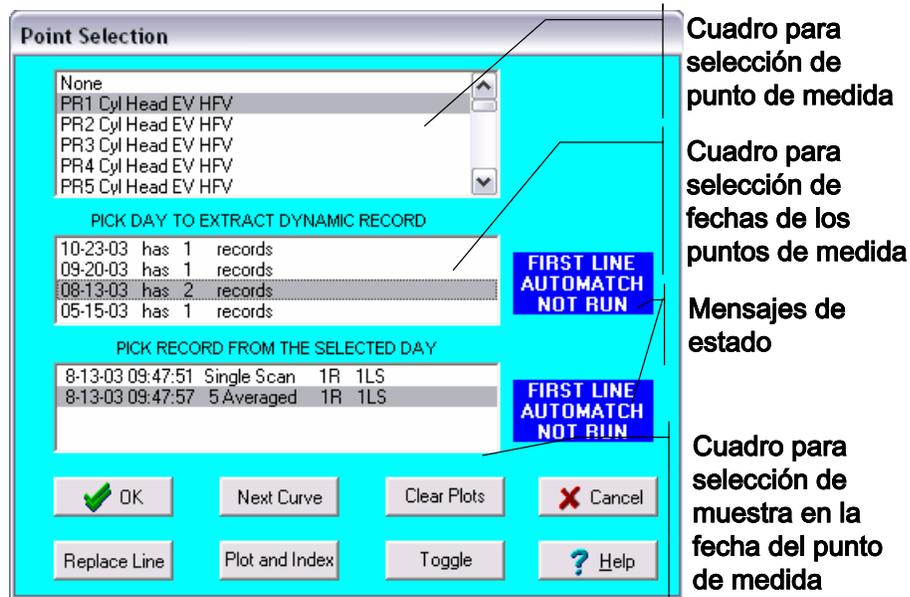
Selección del nombre del grupo (Group Name Selection)	Provee la lista de los grupos de gráficos ya configurados.
Puntos de medida seleccionados (Point Selections)	Son los puntos de medida que han sido asignados a cada una de las 10 líneas disponibles en un grupo de gráfico. Puede ser modificado en esa ventana para ese momento y los cambios no afectarán la configuración.
Configuración de la gráfica (Plot Settings)	Muestra la configuración predefinida para el grupo de gráfica actual. Puede ser modificado en esa ventana para ese momento y los cambios no afectarán la configuración.
Tipo de gráfica (Plot Type)	Muestra el tipo de gráfica configurado para el grupo de gráfica escogido. Puede ser modificado en esa ventana para ese momento y los cambios no afectarán la configuración.
Registros por fecha (Date Records)	Muestra la lista de las fechas en la que el grupo de grafica esta disponible. Es decir, seleccionando una fecha pasada se pueden ver datos históricos.

### 10.2.3.2. Gráfica histórica.

Por defecto el Win 6310PA muestra en los grupos de gráficas los últimos datos tomados de los puntos de medida configurados en el grupo de gráficos. Sin embargo, presenta la opción de agregar datos tomados en fechas anteriores con el fin de analizar tendencia. Las gráficas históricas pueden ser construidas a partir de un grupo de gráficas (reemplazando) o partiendo desde cero.

Cuando se selecciona **Plot | Plot Historical** de la barra del menú principal, una ventana de diálogo es llamada y permite la selección de un dato de los puntos de medida almacenados en la base de datos.

**Figura 309. Ventana de dialogo para selección de gráficas históricas.**



La ventana de dialogo tiene tres cuadros con listas de selección y varios botones. Véase **Figura 309**.

El cuadro de la parte superior de la ventana de dialogo contiene el cuadro con la lista de puntos de medida que han sido configurados en la base de datos.

El cuadro intermedio muestra la fecha en que fueron tomados los datos del punto de medida seleccionado en el punto superior.

El cuadro inferior muestra las registros existentes del punto seleccionado en el cuadro superior para el día seleccionado en el cuadro intermedio. Además, muestra el tipo de datos tomado que puede ser:

Single scan: indica que una muestra fue tomada

“X” averages: indica que un número X de muestras fueron tomadas y promediadas.

En la **Tabla 46** se resumen las acciones de los botones de la ventana de diálogo para la selección de graficas históricas.

**Tabla 46. Resumen de botones de la ventana de dialogo para la selección de graficas históricas.**

BOTON	DESCRIPCION
OK	Escoge y muestra la línea histórica seleccionada y cierra la ventana de diálogo.
Next Curve	Al pulsar en curva siguiente selecciona y muestra el dato actual y

	mantiene la ventana abierta para otra selección histórica.
Clear Plots	Pulsando en este botón se borra todos los datos que se visualizan actualmente y mantiene la ventana de diálogo abierta para seleccionar y visualizar hasta 10 datos históricos.
Replace line	Pulsando este botón es posible seleccionar uno de los datos que actualmente se visualizan y reemplazarlo por el dato histórico que esta elegido con antelación.
Plot and Index	Con este botón se selecciona el dato actual y automáticamente señala el dato siguiente del cuadro superior.

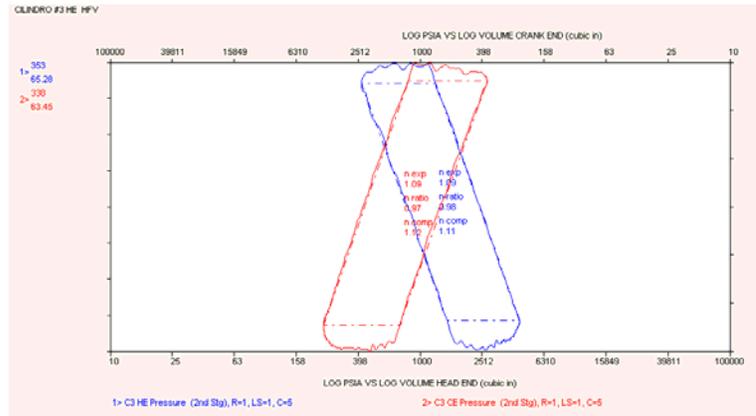
### 10.2.3.3. Tipos de gráficas.

Una vez un grupo de gráficas esta siendo visualizado, puede ser cambiado a otro tipo de gráfica según las opciones que constan en la [Tabla 47](#). En el aparte siguiente se muestran ejemplos de dichos tipos de gráficas.

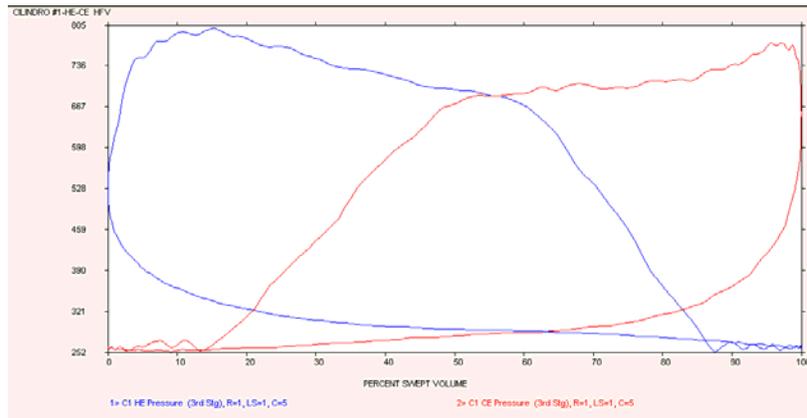
**Tabla 47. Opciones de tipos de gráficas.**

Log P LogV	Muestra la curva de logaritmo en base 10 de la presión del compresor contra el Log en base 10 del volumen. Véase <a href="#">Figura 310</a> .
PV/PT	Esta función es un salto entre la curva de presión contra volumen y la curva de presión contra ángulo del cigüeñal. Véase <a href="#">Figura 311 y 312</a> .
Carga de la barra (rod loading)	Muestra la carga de la barra para el punto de medida seleccionado. Este ítem es solo disponible para gráficas PT. Véase <a href="#">Figura 313</a> .

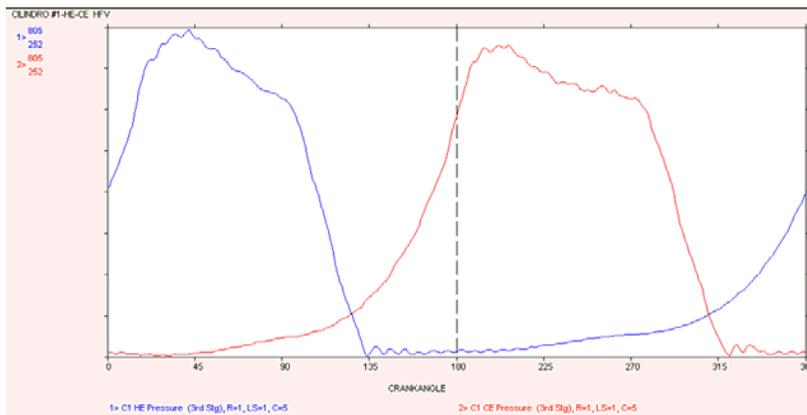
**Figura 310. Ejemplo de grafica Log P Log V.**



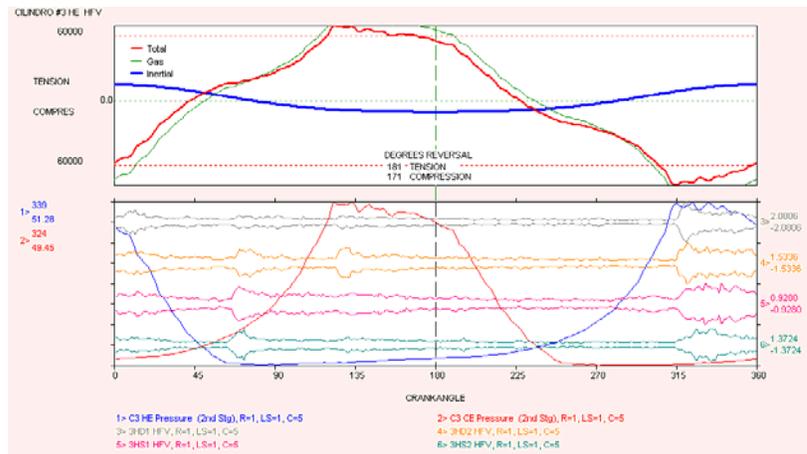
**Figura 311. Ejemplo de grafica PV.**



**Figura 312. Ejemplo de grafica PT.**



**Figura 313. Ejemplo de grafica de carga de la barra.**



#### 10.2.3.4. Opciones de modificación del modo de visualización de las gráficas.

Las opciones de modificación de gráficas permiten manipular los datos gráficos de una manera temporal. La única manera para convertir las modificaciones en permanentes es hacerlos los cambios en las ventas de configuración.

Las opciones de modificación de las gráficas son **Scaling**, **Smoothing**, **Stripcharting**, **toe Point adjust** y **Modify/removing line**; estas se presentan a continuación.

- **Escala**

Las opciones de configuración de la escala están disponibles en **Plot | Settings|Scaling**. El cuadro de diálogo que se obtiene permite cambiar las escalas de los datos individualmente o de todas al mismo tiempo. **Veáse Figura 314**.

**Figura 314. Ventana de diálogo de la opción de configuración de escalas de gráficos.**



Básicamente en la ventana de diálogo de la opción de configuración de escalas de gráficos existen dos opciones, configurar una única escala para todas las líneas de la gráfica o configurar independientemente cada una de las diez curvas.

- **Ajuste de la escala de todas las líneas del grupo.**

El panel de **All Lines** cambia la escala de todas las líneas, o las ajusta a su valor por defecto (**fixed**), o manual (**manual**) o automático (**auto**) de una sola vez.

Para utilizar la escala manual se requiere ingresar en los cuadros **Min Max** debajo del título **All Lines** los valores apropiados de máximo y mínimo.

- **Ajuste individual de las líneas del grupo.**

A cada una de las 10 líneas del grupo de gráficas, es posible ajustarles la escala a su valor por defecto o manual o automático. Pulsar el botón que sea requerido en cada línea en su parte inferior. Para utilizar la escala manual se debe ingresar el valor **MIN** y **MAX** requerido.

El significado de los botones genéricos se resume en la [Tabla 48](#).

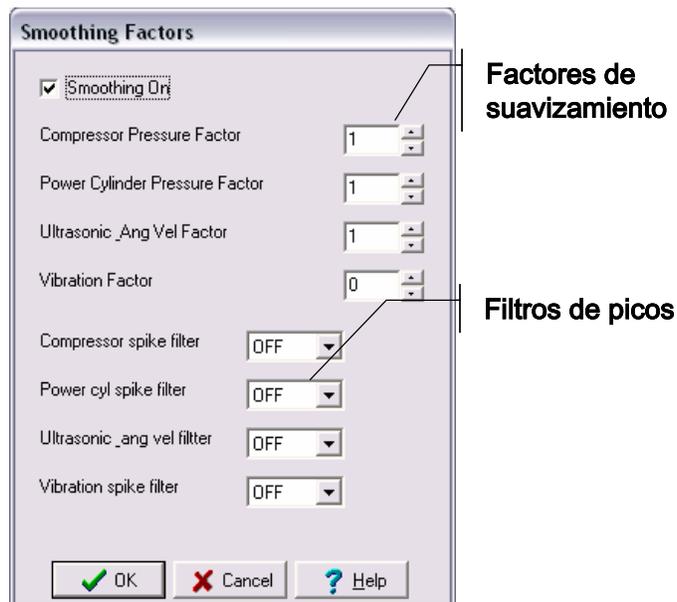
**Tabla 48. Opciones de escala para las líneas en una gráfica.**

Fixed	Configura la(s) línea(s) a la escala predefinida en la configuración de la gráfica.
Man	Requiere establecer los valores mínimo y máximo de la escala, es decir es una configuración manual.
Auto	El programa configura la línea a la máxima escala.

- **Suavizado.**

El factor de suavizado ya fue tratado anteriormente. Mediante la ventana de factores de suavizado de la **Figura 315** es posible definir el factor de suavizado para cada tipo de señal, por ejemplo para presión un factor, para ultrasonido otro y para vibración un tercero. También es posible activar o desactivar el filtro de picos para cada tipo de señal.

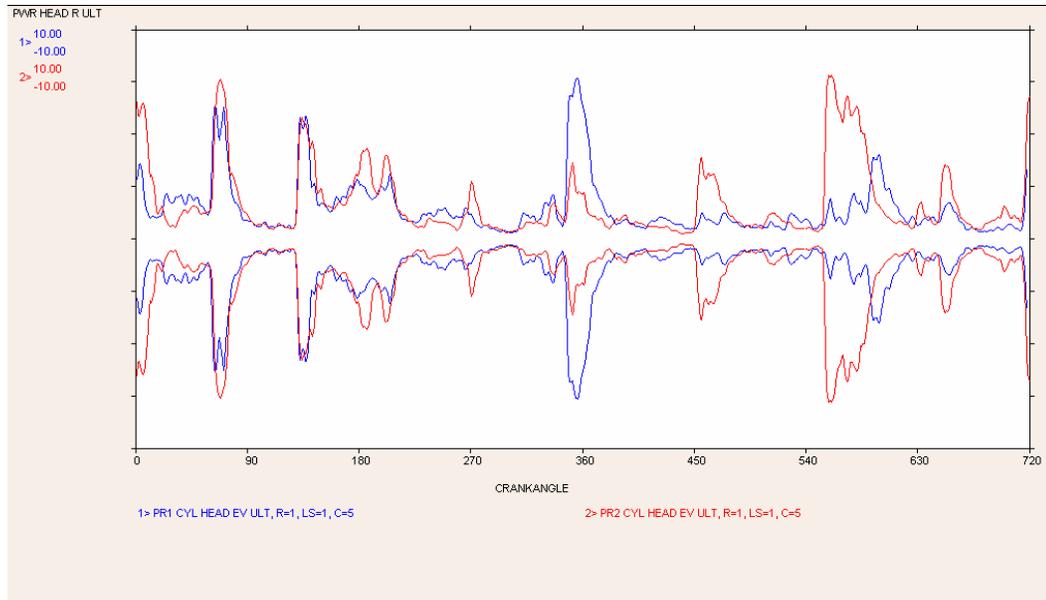
**Figura 315. Ventana de diálogo con los factores de suavizado.**



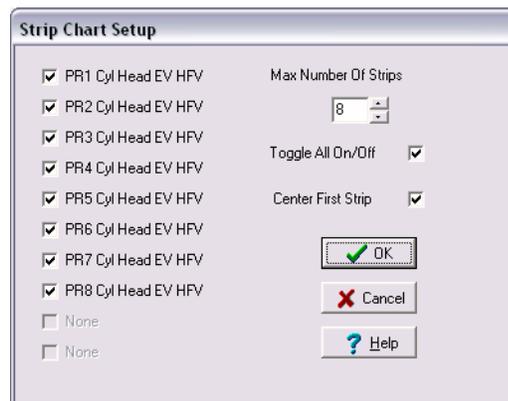
- **Superposición.**

Es un método de visualización de las líneas donde estas se superponen. Aplica sólo a las señales de vibración y ultrasonido, y ayuda a visualizar diferencia sutiles entre dos o más señales, sin embargo cuando son demasiadas señales a la vez el análisis se dificulta considerablemente. Véase **Figura 316**.

**Figura 316. Superposición de dos líneas de señales de ultrasonido.**



**Figura 317. Ventana de dialogo para configuración de la superposición de señales de vibración o ultrasonido.**



En la **Figura 317** se muestra la Ventana de diálogo para configuración de la superposición de señales de vibración o ultrasonido. En el se puede configurar el número de líneas a superponer.

- **Otras herramientas de manipulación de gráficas.**

Durante el análisis de una máquina recíproca son muchos los aspectos que deben ser tenidos en cuenta por el analista. Debido a esta complejidad, el software **Win 6310PA** como herramienta de análisis presenta múltiples funciones de manipulación de los grupos de gráficas con miras a facilitar el trabajo de analista. En la **Tabla 49** se resumen dichas herramientas de manipulación de gráficas y en el apartado siguiente se profundiza sobre las más influyentes como funciones para manipulación de grupos de gráficas. Notar que las herramientas mostradas en la **Tabla 49** no alteran la esencia de la señal, solo modifica la manera de verla.

**Tabla 49. Herramientas de manipulación de gráficas.**

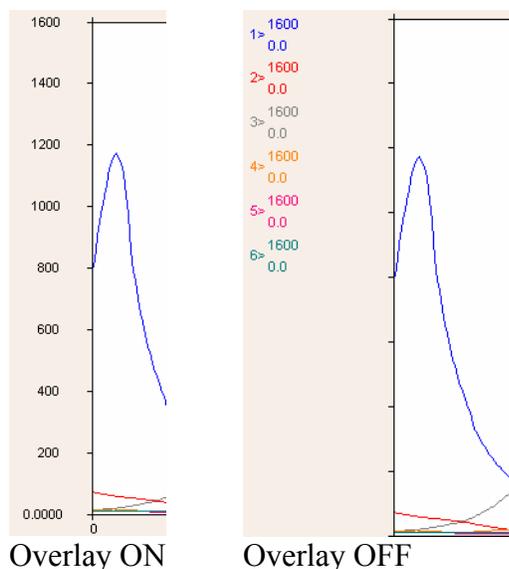
B&W / Color	Cambia las líneas de blanco y negro a color.	
Calculate	Despliega los resultados calculados desde la curva de presión actual. Estas incluyen IHP, PFP, etc.	
Cursor Readout	Activa y desactiva el cursor de simulación del cilindro sea de potencia o compresión.	
Overlay (ON)	Cambia las escalas individuales de la abscisa por una escala común.	
Phasing (ON)	Todas las señales se muestran por defecto como si su PMS estuviera en el cero de la escala. Esta función permite mostrar las señales como en tiempo real ocurren.	
Show RPM / Load Step	Muestra a través de un cuadro la velocidad de la máquina en el momento de la toma del dato.	
Show Valve / Port Events	Activa o desactiva las líneas gráficas que muestran los eventos de las válvulas.	
Smoothing	Activa o desactiva el suavizado de la gráfica.	
TDC shift (OFF)	Por defecto los datos son mostrados con el cero en el eje izquierdo de la gráfica. Esta opción cambia de 0- 360 grados a -180 a 180 grados y 0- 720 grados a -360 a 360 grados.	
Theoretical	Activa o desactiva las curvas teóricas de presión de los compresores. Se debe escoger entre una de las siguientes opciones de curvas teóricas:	
	Theoretical OFF	Teórica desactivada.
	K based (isentropic) Theo ON	Teórica basada en el coeficiente isentrópico.
	n based Theoretical ON	Teórica basada en coeficiente politrópico.
	Averaged N based Theoretical ON	Teórica basada el coeficiente politrópico promediado
	Eqn. of State model dis Temp ON	Modelo de ecuación de estado de temperatura de descarga.
	Eqn. of State model k Temp ON	Modelo de ecuación de estado de temperatura k.

Zoom	Activa o desactiva el Zoom. El zoom se logra pulsando sobre la imagen y arrastrando el cursor el área que desee.	
Show TDC Positions	Muestra la posición del PMS de cada cilindro individual en relación a los otros. Presenta las siguientes opciones	
	Show TDC OFF	Mostrar PMS desactivado
	Show TDC POWER	Mostrar PMS del motor.
	Show TDC COMPRESSOR	Mostrar PMS del compresor.
	Show TDC POW and COMP	Mostrar PMS del motor y del compresor
Use Nozzle	Si la presión del cuello de la botella fue tomada activa los cálculos usando esta presión.	

- **Sobreponer escalas (Overlay).**

En la **Figura 318** se muestra un ejemplo con la función **overlay** activada y desactivada. En la función activa (a la derecha) cada gráfica presenta su escala independiente mostrando su max y min. En la función desactivada (a la izquierda), hay una sola escala para todas las gráficas; esta opción es aplicable para grupos de gráficas de la misma naturaleza, por ejemplo si todas las líneas son de presión.

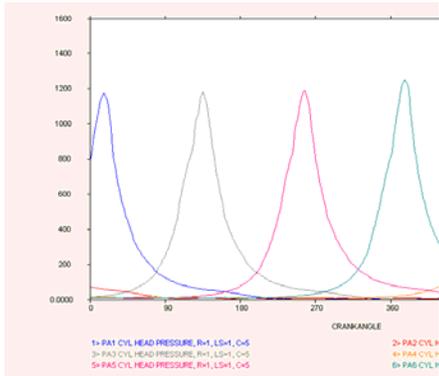
**Figura 318. Función sobreponer escalas (overlay)**



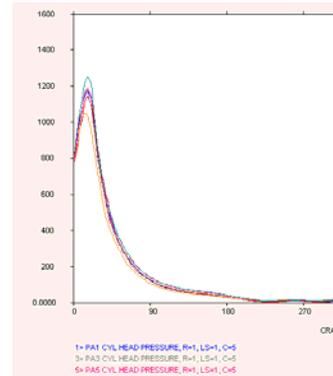
- **Fase (phasing)**

En la **Figura 319** a la izquierda cada curva de presión esta faseada a su PMS, y esto es fase desactivada. En la **Figura 319** a la derecha, las curvas de presión están todas faseadas al PMS de referencia (de la máquina).

**Figura 319. Función de fase (phasing).**



Phasing OFF

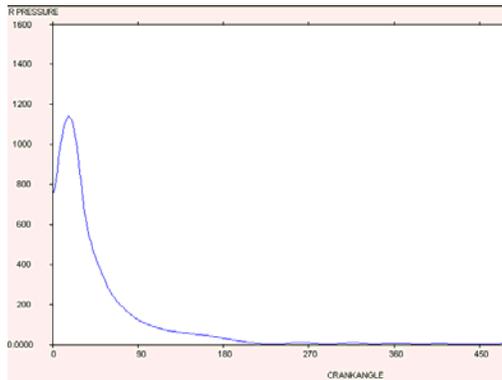


Phasing ON

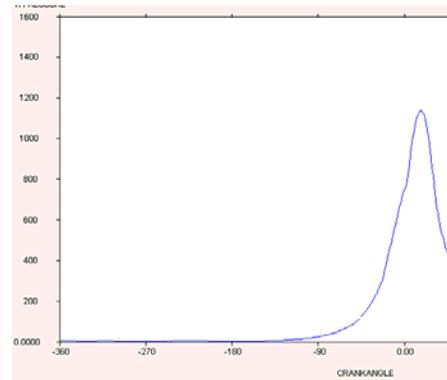
- **Cambio de PMS (TDC shift).**

En la **Figura 320** a la izquierda el cero o PMS esta en el eje de la izquierda, es decir cambio de PMS desactivado, y en la Figura de la derecha el cero esta en el centro, esto es cambio de PMS activado.

**Figura 320. Función de cambio de PMS (TDC shift)**



TDC shift OFF



TDC shift ON

- **Eventos de válvulas (Show Valve / Port Events)**

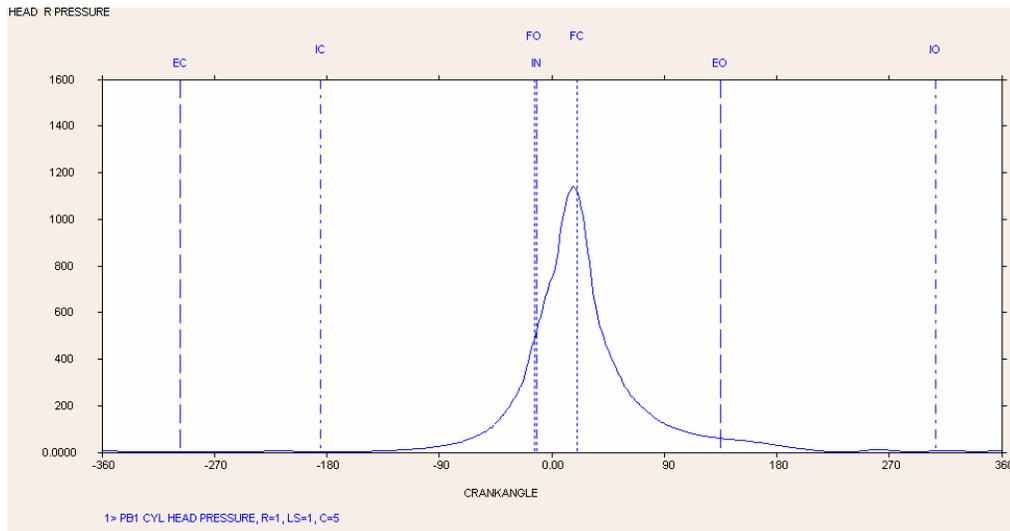
La función de eventos de válvulas, muestra líneas verticales en los ángulos donde las válvulas abren. Véase **Figura 321**. Las letras EC, EO, IC, IO, FC, FO e IN son las abreviaturas de los eventos así (véase **Tabla 50**):

**Tabla 50. Abreviaciones de los eventos de válvulas.**

ABREVIATURA	DESCRIPCION
EC	Exhaust close Cierre de escape
EO	Exhaust open Apertura de escape

IC	Intake close	Cierre de admisión
IO	Intake open	Apertura de admisión
FC	Fuel close	Cierre combustible
FO	Fuel open	Apertura combustible
IN	Inyection	Inyección
S	Spark	Chispa

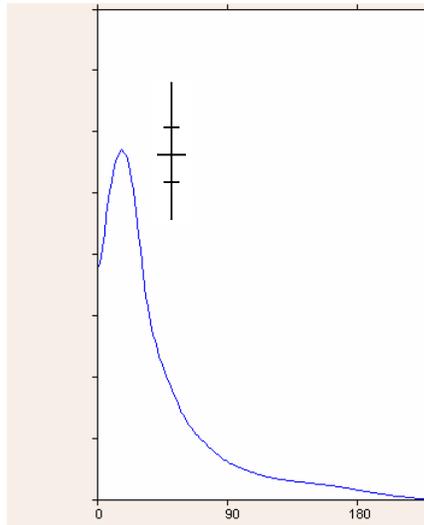
**Figura 321. Función de eventos de válvulas.**



- **Postes de potencia.**

Como ya se mencionó los postes de potencia muestran información estadística de los muestreos de presión en formato gráfico, es decir la presión pico máxima, mínima y la desviación estándar. Véase [Figura 322](#).

**Figura 322. Postes de potencia.**



#### **10.2.4. Reportes.**

Tal como se ha mencionado a lo largo de todo el libro, los reportes son resúmenes de los cálculos del desempeño de las máquinas. Según la metodología de análisis expuesta en el **Capítulo 8** es el segundo elemento que se debe analizar luego de las curvas de presión. En Win 6310 PA produce tres tipos especializados de reportes de desempeño que son:

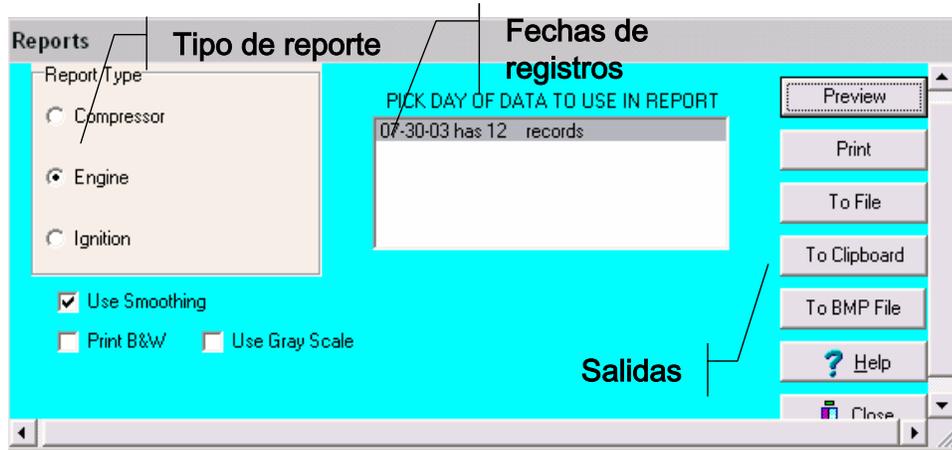
Reporte del motor.

Reporte del compresor.

Reporte de ignición.

La ventana de diálogo de selección de reportes de desempeño se accede desde **Reports|Full Report** y se muestra en la **Figura 323**. El significado de cada campo se explica se explican en la **Tabla 51**.

**Figura 323. Ventana de diálogo para selección de reportes de desempeño.**



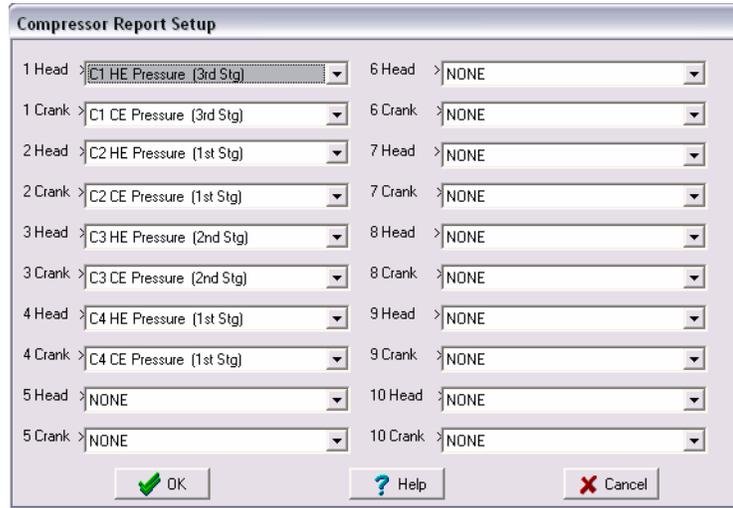
**Tabla 51. Campos en la ventana de dialogo para la selección de reportes de desempeño.**

CAMPO	DESCRIPCION
TIPO DE REPORTE	En este campo se selecciona entre tres tipos de reportes, reporte del compresor, reporte del motor y reporte de ignición.
FECHAS DE REGISTROS DE DATOS	Muestra la lista de fechas en las que el reporte fue generado. Seleccionando la fecha se escoge el reporte.
SALIDAS	las posibles salidas de los reportes son
	<b>Preview:</b> muestra una vista previa en la pantalla del reporte
	<b>Print:</b> permite imprimir el reporte actual seleccionado.
	<b>To File:</b> permite archivar el reporte en formato .dat
	<b>To Clipboard:</b> permite exportar la tabla de datos del reporte a una tabla de EXCEL.
	<b>To BMP File:</b> produce una copia reporte en formato .bmp.

#### 10.2.4.1. Configuración de reportes.

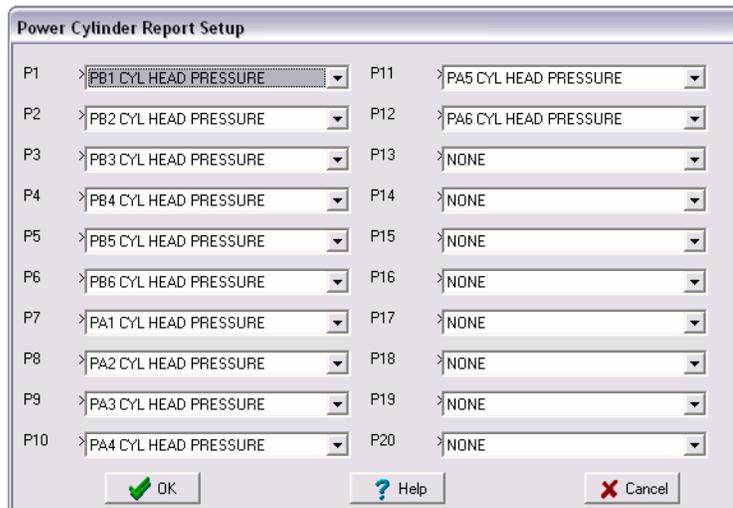
Para correr el reporte del compresor primero debe ser configurado en **Reports | Setup Reports | Compressor** de la barra del menú principal. Cada cilindro activo del lado cabeza o cigüeñal debe ser asociado a un punto de medida de presión correspondiente. Véase [Figura 324](#).

**Figura 324. Ventana de diálogo para configuración de compresores.**



Para correr el reporte del motor primero debe ser configurado en **Reports | Setup | Motor** de la barra del menú principal. Cada cilindro de potencia activo debe ser asociado a un punto de medida de presión correspondiente. Véase [Figura 325](#).

**Figura 325. Ventana de diálogo para configuración de motores.**



Para correr el reporte de ignición del motor primero debe ser configurado en **Reports | Setup | Ignition** de la barra del menú principal. Por cada bujía activa debe ser asignada punto de medida de voltaje correspondiente. Véase [Figura 326](#).

**Figura 326. Ventana de diálogo para configuración de ignición.**



#### 10.2.4.2. Campos de reportes.

Ya en capítulos anteriores se ha tratado el significado de todas las variables de desempeño de motores y compresores y a su vez de todos los conceptos relacionados con la calidad de la ignición por chispa, por lo tanto este capítulo se limita a nombrar los campos que componen cada tipo de reporte. Un ejemplo de cada tipo de reporte se muestra en los [Anexos C, D y E](#).

- **Campos en un reporte de compresor.**

Cualquiera de los reportes consta de una cabeza donde aparecen datos informativos como la fecha de colección, la estación, la máquina, el logo de Windrock y la dirección y la fecha y hora de la impresión. Los datos de desempeño que corresponden al cuerpo del informe son:

**Tabla 52. Campos en el reporte de compresor.**

CAMPO	SIGNIFICADO
Cylinder ID	Identificación del cilindro de compresión
IHP @ RPM	Potencia Indicada a la velocidad de la máquina.
IHP/MMSCFD	Potencia indicada dividida en la rata de flujo calculado en MMSCFD
Capacity MMSCFD	Capacidad promedio calculada a condiciones de succión y descarga.

Date	Fecha de toma de los datos
Time	Hora de toma de los datos
%VOL EFF	Eficiencias Volumétricas de succión y de descarga
- Dis	Eficiencia Volumétrica de Succión
- Suc	Eficiencia Volumétrica de Descarga
%VALVE LOSS	Porcentaje de pérdidas a través las válvulas respecto a la potencia total recibida por el compresor
- Dis	Porcentaje de pérdidas en válvulas de descarga
- Suc	Porcentaje de pérdidas en válvulas de descarga
%Flow Bal	Balance de Flujo
Toe Press	Presión interna de la cámara de compresión cuando el pistón esta al final de la carrera de descarga ( $P_d$ ) o al final de la carrera de succión ( $P_s$ )
- Pd	En carrera de descarga
- Ps	En carrera de succión
Comp Ratio	Relación de compresión
Temp F	Temperatura de la línea de descarga y temperatura de succión
- Dis	Temperatura línea de descarga
- Suc	Temperatura línea de succión
Gas % Rodload	Porcentaje de carga barra respecto a la máxima carga configurada
- Ten	A tensión
- Comp	A compresión
Min Rod Reversal	Mínima reversión de carga de la barra
Theo Dis Temp	Temperatura teórica de descarga
- (F)	Temperatura teórica de descarga
- (delta)	Delta de temperatura de descarga
Clearances (percent)	Porcentaje de volumen de juego
- Set	Volumen de juego asumido en el cilindro durante la configuración de la máquina.
Compressibility	Factores de compresibilidad
-Z dis	Factor de compresibilidad a la presión y temperatura de descarga
-Z suc	Factor de compresibilidad a la presión y temperatura de succión
-Z std	Factor de compresibilidad a condiciones estándar de presión y temperatura
-K	Relacion de calor específico
N ratio (Exp/Comp)	Relación de exponentes politrópicos (expansión/compresión)
Theoretical	Datos teóricos
- Eff	Eficiencia por cilindro (potencia teórica/potencia indicada)
- HP	Potencia isentrópica teórica calculada

STG	Identificación de la Etapa de compresión
Capacity	Capacidad
- Suc	Capacidad en MMSCFD calculada a las condiciones de succión
- Dis	Capacidad en MMSCFD calculada a las condiciones de descarga
Polytropic	Exponentes politrópicos
- Exp	Exponente politrópico calculado en la expansión
- Comp	Exponente politrópico calculado en la compresión
Stage#	Etapa de compression
Capacity (MMSCFD)	Flujo calculado en cada etapa en MMSCFD
Total IHP	Potencia indicada de todos los cilindros de la unidad
Total BHP	Potencia al freno de la unidad
Rated BHP	Potencia al freno a la velocidad de la máquina configurada en la máquina.
BSFC	Consumo específico de combustible al freno en BTU/BHP/Hr
Analyst	Nombre del analista
Compressor report p.	Numeración de las páginas del reporte
Smoothing factor	Factor de suavizado utilizado cuando se realizaron los cálculos de desempeño
Nozzle	Utilización de presión del cuello de botella en los cálculos (ON/OFF)

- **Campos en un reporte de motor.**

En un reporte de motor los campos del encabezado son idénticos al compresor. En el reporte de un motor se presentan estadísticamente los datos de las presiones pico de cada cilindro para analizar el balance y además se calcula la potencia indicada y al freno por cilindro de potencia. Los campos del cuerpo del reporte si citan en la **Tabla 53**.

**Tabla 53. Campos en el reporte de motor.**

CAMPO	SIGNIFICADO
Power Cylinder ID	Identificación del cilindro de potencia
IHP @ RPM	Potencia Indicada a la velocidad de la máquina por cilindro de potencia.
IMEP	Presión Media Efectiva de cada cilindro de potencia
Peak Press@angle	Presión pico y ángulo de ocurrencia del mismo por cada cilindro de potencia
Date	Fecha de toma de los datos
Time	Hora de toma de los datos
# of Cycles	Número de muestras de presión tomadas

Peak Pressures	Presión Pico
Mean	Media de la presión pico
Dev	Desviación de la presión pico
High	Máxima presión pico
Low	Mínima presión pico
Spread	Dispersión de la presión pico
SD	Desviación estándar de la presión pico
Peak Press Angles	Angulo de la presión pico
Mean	Media del ángulo de la presión pico
Dev	Desviación del ángulo de la presión pico
High	Máxima ángulo de la presión pico
Low	Mínima del ángulo de la presión pico
Spread	Dispersión del ángulo de la presión pico
SD	Desviación estándar del ángulo de la presión pico
Pressure at degrees after TDC	Presión a determinado ángulo luego del PMS
Track 1 to 10	Configuración de la presión de hasta 10 ángulos medidos desde PMS
Total IHP	Potencia Indicada total del motor
Total BHP	Potencia al freno total del motor
Ave Mean Press	Promedio de las presión pico de todos los cilindros
Ave Mean Angle	Promedio de los ángulos de la presión pico de todos los cilindros
Smoothing Factor	Factor de suavizado utilizados en los cálculos de desempeño

- **Campos en un reporte de ignición.**

Un reporte de ignición es básicamente un reporte estadístico del voltaje de ionización del sistema de ignición secundario de un motor y del ángulo de ocurrencia del pico de voltaje. Como en los dos tipos de reportes anteriores el encabezado es igual. Los campos de del cuerpo del reporte se citan en la [Tabla 54](#)

**Tabla 54. Campos en el reporte de ignición.**

CAMPO	SIGNIFICADO
Spark Plug Name	Nombre de la bujía (en su defecto cilindro de potencia donde se ubica)
Cicles/Miss	Muestras tomadas/muestras pérdidas
Date	Fecha de toma de los datos
Time	Hora de toma de los datos
Peak Level Spark Event	Nivel pico del evento de la chispa por bujía
Mean	Media del pico del evento de la chispa

Dev	Desviación del pico del evento de la chispa
High	Máxima del pico del evento de la chispa
Low	Mínima del pico del evento de la chispa
Spread	Dispersión del pico del evento de la chispa
SD	Desviación estándar del pico del evento de la chispa
Timing Spark Event	Angulo del evento de la chispa por cilindro
Mean	Media del ángulo del evento de la chispa
Dev	Desviación del ángulo del evento de la chispa
High	Máxima ángulo del evento de la chispa
Low	Mínima del ángulo del evento de la chispa
Spread	Dispersión del ángulo del evento de la chispa
SD	Desviación estándar del ángulo del evento de la chispa
Spark Low level cutoff	Límite de la bujía por bajo nivel
Suggested Spark Timing	Angulo o tiempo de la chispa sugerido pre configurado.

#### 10.2.5. Conexión del analizador a un PC.

La comunicación entre el analizador y el software de análisis es clave en el proceso de monitoreo de condición de la máquina porque es a través de esta comunicación que las configuraciones pueden ser cargadas en el analizador y posteriormente descargados los datos en el PC donde se encuentra el software (aunque todas las configuraciones pueden ser hechas en el analizador, pero resulta mas complicado)

La comunicación se logra por medio de un cable de comunicación paralelo (P/N A6306-01-06) de 25 pines (el típico de la impresora)

El procedimiento general para comunicación entre el analizador y el PC se resume en los pasos siguientes:

Conectar el cable de comunicación entre el analizador y el PC.

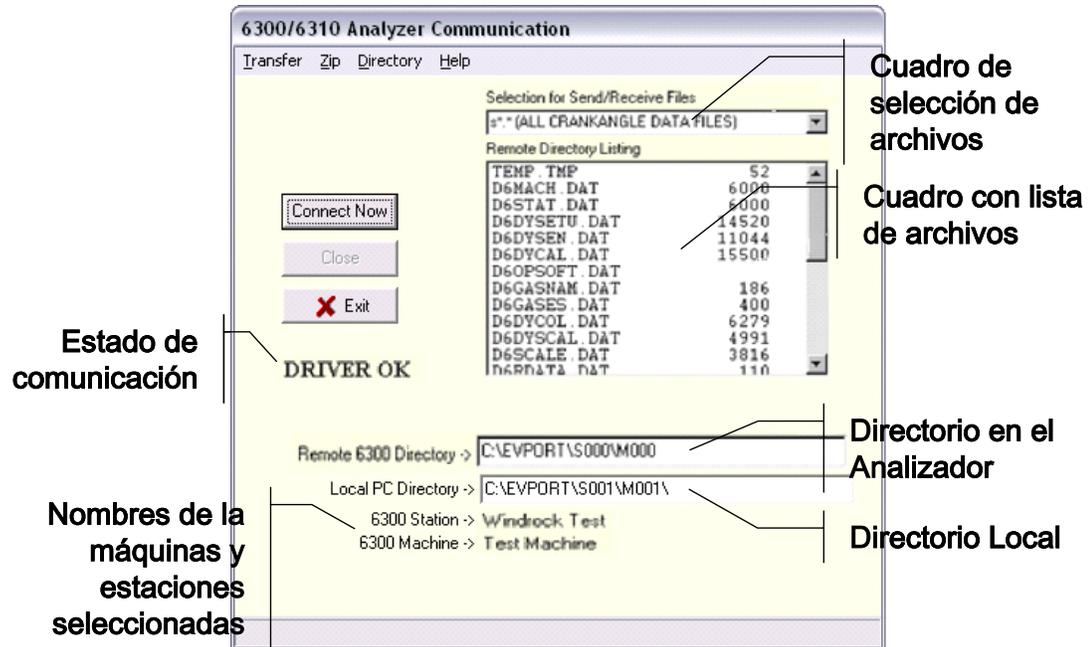
Abrir la ventana de diálogo de comunicación entre el analizador en **Utility | Conect to Windrock Analyzer** de la barra del menú principal. Véase [Figura 327](#).

Asegurar que los nombres de la estación y la máquina concuerden entre el PC y el analizador, de lo contrario la comunicación se es podrá realizar.

Pulsar en el botón **Connect Now** en la ventana de diálogo de comunicación y seleccionar entre enviar al analizador o recibir del analizador según sea el caso.

Cuando la transferencia halla sido completa aparece el mensaje **File transfer complete**

Figura 327. Cuadro de comunicación del analizador con el PC.



## CONCLUSIONES

Cada técnica de monitoreo de condición presenta sus características y aplicaciones particulares. Para la selección de las técnicas apropiadas para una planta se requiere el análisis de diversos factores como, equipos constituyentes de la planta, costos de inversión en equipos de monitoreo y de entrenamiento y resultados deseados a corto y largo plazo tras la inversión, facilidad de acceso a las áreas de la planta, posibilidad de actualización de la tecnología entre otras. Por ello, la selección de las técnicas de monitoreo apropiadas requiere del delicado estudio de todas las variantes para obtener el mayor beneficio.

La implementación de un programa de monitoreo de condición es un trabajo largo, que requiere personal altamente calificado no solo con conocimientos específicos de las técnicas de monitoreo sino con grandes habilidades en administración, estadística y economía.

El monitoreo de condición y el mantenimiento basado en condición son los pasos de evolución y complemento hacia el mantenimiento predictivo, es decir, no es posible concebir un buen programa de mantenimiento predictivo sin el apoyo y el aporte de información de calidad del monitoreo de condición o sin la madurez e ingerencia del mantenimiento basado en condición.

Las máquinas reciprocantes, como todas las máquinas, cuando se están deteriorando o están próximas a fallar presentan más de un síntoma característico. La habilidad de un analista está en utilizar la mayor cantidad de herramientas de análisis que le permitan detectar una cantidad mínima considerable de síntomas para hacer diagnósticos acertados.

Las máquinas reciprocantes son sistemas complejos con multiplicidad de mecanismos y componentes. Por ello, para el análisis y determinación de su condición se requiere la utilización de una gran variedad de tipos de señal, de diagramas y de cálculos que aseguren detectar la mayoría de fallas propias en ellas.

La 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) es un esfuerzo por establecer criterios de severidad de vibración de la estructura de máquinas reciprocantes. Sin embargo, solo funciona como un parámetro muy general de la condición de una máquina reciprocante porque el tipo de mediciones que propone la norma, no permite transformar los resultados del análisis de severidad en acciones concretas de corrección y mantenimiento de la máquina, en miras a reestablecerla a su condición óptima. Esto se debe a la dificultad o mejor imposibilidad de establecer a través de

valores globales de vibración, la condición de componentes específicos de la máquina recíproca. No obstante, ante una situación de overhaul o mantenimiento total, es una buena herramienta para establecer prioridades de acción entre un grupo de máquinas recíprocas similares.

Para el caso específico de máquinas recíprocas, el análisis de vibración en el dominio de la frecuencia se plantea como una herramienta de análisis de referencia para establecer condición, sin embargo, su gran deficiencia es la incertidumbre que presenta en la determinación del componente o componentes exactos causantes de la anomalía en el espectro, y por ello un análisis de espectro es muy difícil de traducir en una orden de trabajo concreta para la máquina. Es decir, el análisis espectral de máquinas recíprocas, requiere de otras técnicas de monitoreo que confirmen la gran variedad de interpretaciones que se pueden presumir de una línea con amplitud anormal en un espectro. Su principal virtud, es la facilidad para establecer cambios en las amplitudes de las diferentes líneas del espectro.

Desde el punto de vista de instrumentación y software, en orden de complejidad y por ende en costo de instrumentación de menor a mayor, las modalidades de presentación de vibración se pueden organizar en valor global de vibración (severidad de vibración), espectros o vibración en el dominio de la frecuencia y forma de onda o vibración en el dominio del tiempo; para este último (forma de onda), la principal característica que requiere su instrumentación es la propiedad multicanal para recoger señales de vibración o ultrasonido o voltaje y fase al mismo tiempo. Básicamente los requerimientos van aumentando por la necesidad del procesamiento de la señal o señales de vibración inicialmente y de vibración y fase para el caso de la presentación de vibración en forma de onda.

En definitiva, un analista de máquinas recíprocas es un recolector de evidencias con las que establece condición mecánica y desempeño.

## BIBLIOGRAFIA

CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. Tomo I y II. Mc. Graw Hill. Segunda Edición. 1996

VAN WYLEN, Gordon y Sonntag, Richard. Fundamentos de la Termodinámica. Limusa Wiley. 1972

**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.

**NORMA** API 618 Reciprocating Compressors for the Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. Cuarta edición. Jun 1995

WINDROCK INC. User's Manual Windrock Model 6300 y 6310. Reciprocating Engine/Compressor Analyser.1997-2002.

CRANE Co. DYNALCO CONTROLS. Basic Engine Analysis

BOUTIN Kathy, BOUTIN Ben. CRANE Co. AZONIX-DYNALCO CONTROLS. Short Course Basic Engine and Compressor Analysis Techniques.2002

CRANE Co. DYNALCO CONTROLS. Diesel Engine Analysis.

CRANE Co.DYNALCO CONTROLS. Intermediate Compressor Analysis

CRANE Co.DYNALCO CONTROLS. Intermediate Engine Analysis

EISENMANN Robert C. Sr., EISENMANN Robert C. Jr. Machinery Malfunction Diagnosis and Correction. Vibration Analysis and Troubleshooting for the Process Industries. PTR Prentice Hall.1997

PHILLIPPI Greg. Short Course Basic Compression. ACI Services Inc.

ARIEL CORPORATION. Software and TechData. Abr de 2002.

## CONFERENCIAS

Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995

## PAGINAS Web

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 < URL: <http://www.dynalco.com/news>>

BOUTIN, Kathy. Condition Monitoring for Diesel Engines. [Online]. Florida, 2001. Disponible en internet < URL: <http://www.dynalco.com/news>>

BOUTIN, Ken. Combustion variability in engines. [Online]. Florida, 2001. Disponible en internet < URL: <http://www.dynalco.com/news>>

WINDROCK Inc. Dynamic pressure measurements on Ingersoll Rand 4 cycle engines. [Online]. Knoxville, Tennessee, 2001. Disponible en internet < URL: <http://www.windrock.com/aplicationnotes>>

EAKIN, Keith. Loose compressor liner restricts valve passage. [Online]. Corpus Christi, Texas, 2001. Disponible en internet < URL: <http://www.dynalco.com/news>>

WINDROCK Inc. Measurements using accelerometers. [Online]. Knoxville, Tennessee, 2001. Disponible en internet < URL: <http://www.windrock.com/aplicationnotes>>

WINDROCK Inc. Timing Procedure. [Online]. Knoxville, Tennessee, 2001. Disponible en internet < URL: <http://www.windrock.com/aplicationnotes>>

WINDROCK Inc. Model 6310 Portable Reciprocating Machinery Analyzer.  
[Online]. Knoxville, Tennessee, 2001. Disponible en internet < URL:  
<http://www.windrock.com/products>>

## ANEXOS

## ANEXO A. EJEMPLO DE UN REPORTE DE COMPRESOR GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0

### ANALISIS ESTIMADO DE COSTO/BENEFICIO PROGRAMA DE MONITOREO DE CONDICION\*

#### PRIMER AÑO

Labores de mantenimiento		
1 Técnico	US	30.000
1 Supervisor	US	45.000
Vibración software/hardware/instalación		US 20.000
Servicio contratado (análisis de aceite @ 200/año)		US 4.000
Servicio contratado (termografías)		US 10.000
Entrenamiento	US	10.000
Otros	US	5.000

COSTO TOTAL DE ARRANQUE DEL PROGRAMA US  
124.000

Reducción de costos de mantenimiento 20%	US	25.000
Reducción de sobretiempo de trabajos 35%	US	70.000
Reducción de servicios externos contratados 20%		US

70.000

AHORROS GENERADOS POR EL PROGRAMA US

165.000

ROI 133%

PAYBACK PERIOD

9 meses

La eliminación en 30% de las paradas de máquinas no planeadas produjo un incremento en la capacidad de producción de unidades

2.940

Precio de venta

US 1.911.000

#### SEGUNDO AÑO

Labores de mantenimiento		
1 Técnico	US	30.000
1 Supervisor	US	45.000
Servicio contratado (análisis de aceite @ 200/año)		US 6.000
Servicio contratado (termografías)		US 15.000
Entrenamiento	US	10.000
Otros	US	5.000

COSTO TOTAL DEL PROGRAMA US 111.000

Reducción de costos de mantenimiento 30%	US	37.500
Reducción de sobretiempo de trabajos 40%	US	80.000
Reducción de servicios externos contratados 30%		US 105.000

AHORROS GENERADOS POR EL PROGRAMA

US 222.500

ROI

200%

La reducción en 50% de las paradas de máquinas no planeadas y en 10% de las paradas planeadas produjo un incremento en la capacidad de producción de

5.270 unidades

Precio de venta

US 3.425.500

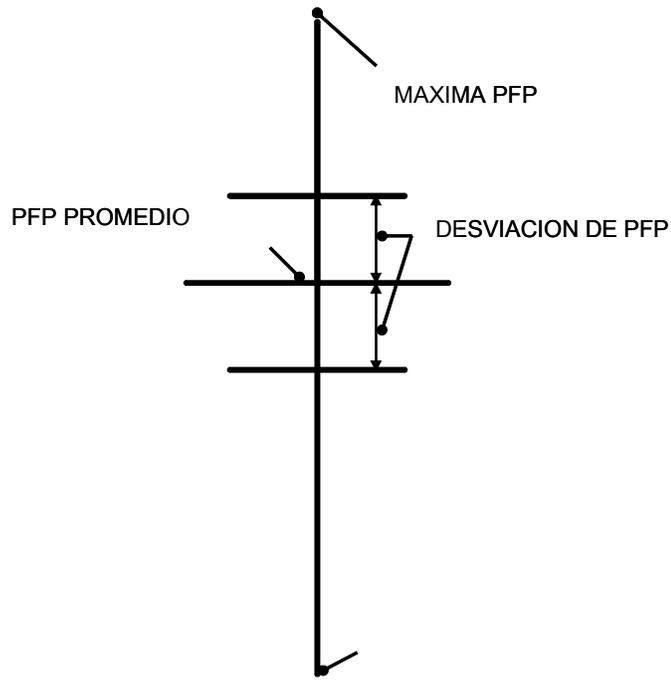
---

\* Fuente: Conferencia en Knoxville Tennessee "Predictive Maintenance Technology National Conference. An Introduction to Machine Condition Monitoring. 1995". Página 17.

## ANEXO B. DEFINICION DE LOSPOSTES DE POTENCIA

Un poste de potencia es una representación en formato gráfico (Véase **Figura B1**) de los datos estadísticos de la desviación estándar, el valor máximo, el valor mínimo y el valor promedio de los muestreos de presión. (generalmente se realizan entre 30 y 100 muestreos de presión).

**Figura B1. Poste de potencia.**



## ANEXO C. EJEMPLO DE UN REPORTE DE COMPRESOR GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0



Windrock, Inc.  
431 Park Village Dr.  
Knoxville, TN 37923  
423-539-5944  
423-531-6470 FAX

Collected  
Date: **07/28/03**  
Run : 2

Data Collected: **07/28/03**  
Station: **ECP-GLL-GAS**  
Machine: **AXC601B**

Printed  
Date: **7/4/04**  
Time: **12:24:58 a.m.**

Compressor Cylinder ID	IHP @ RPM	IHP/ MMSCFD	Capacity MMSCFD	Date	Time
1> C1 HE Pressure (3rd Stg)	120.8 @ 368.3	50.0	2.4182	7-28-03	16:36:20
2> C1 CE Pressure (3rd Stg)	108.9 @ 367.6	48.1	2.2652	7-28-03	16:39:07
3> C2 HE Pressure (1st Stg)	57.7 @ 367.7	58.7	0.9829	7-28-03	15:33:06
4> C2 CE Pressure (1st Stg)	81.7 @ 368.8	40.6	2.0160	7-28-03	16:14:25
5> C3 HE Pressure (2nd Stg)	135.1 @ 368.8	64.4	2.0979	7-28-03	16:26:28
6> C3 CE Pressure (2nd Stg)	133.5 @ 367.4	60.6	2.2019	7-28-03	16:29:15
7> C4 HE Pressure (1st Stg)	82.3 @ 368.8	41.6	1.9784	7-28-03	15:54:45
8> C4 CE Pressure (1st Stg)	84.0 @ 368.0	42.7	1.9699	7-28-03	16:04:49

%VOL Dis	EFF Suc	%VALVE LOSS Dis	%VALVE LOSS Suc	%Flow Bal Suc/Dis	Toe Press Pd	Comp Ps	Comp Ratio	Temp F Dis	Temp F Suc	Gas Ten	%Rodload Comp	Min Rod Reversal
1> 38.4	84.3	11.1	8.1	1.22	288.2	122.7	2.20	237.4	103.4	26.2	35.1	168 C
2> 41.3	87.7	8.7	7.9	1.19	286.3	123.3	2.18	237.4	103.4	26.2	35.1	168 C
3> 6.6	54.3	1.0	5.2	3.15	34.8	-0.0	3.37	237.4	84.2	55.8	34.6	65 C
4> 14.4	65.6	4.7	7.4	2.56	39.7	9.2	2.28	237.4	84.2	55.8	34.6	65 C
5> 20.0	70.5	6.4	4.8	1.47	123.9	31.1	3.02	249.9	101.3	52.9	56.3	166 C
6> 21.3	73.4	4.6	6.0	1.45	125.2	33.0	2.93	236.2	101.3	52.9	56.3	166 C
7> 13.6	63.2	5.4	5.1	2.52	41.5	9.2	2.36	236.2	83.9	41.9	47.1	169 C
8> 14.7	64.8	4.7	4.7	2.41	39.7	8.5	2.34	236.2	83.9	41.9	47.1	169 C

Stage#	Capacity (MMSCFD)	Stage#	Capacity (MMSCFD)
1	6.9472	6	
2	4.2998	7	
3	4.6834	8	
4		9	
5		10	

Total IHP = 804.1 @ 368.2 average RPM  
 Total BHP = 896.5 Current load = 36.8%  
 @ 95.0 efficiency with 50.0 Hp auxiliary load  
 Rated BHP = 2650.0 @ 400.0 RPM  
 Unable to do BSFC calculation - No Fuel Flow available  
 Analyst:

Compressor report p. 1/2  
 Smoothing factor = 1  
 Nozzle is OFF  
 Run number = 2



Windrock, Inc.  
 431 Park Village Dr.  
 Knoxville, TN 37923  
 423-539-5944  
 423-531-6470 FAX

Collected  
 Date: **07/28/03**  
 Run : 2

Data Collected: **07/28/03**  
 Station: **ECP-GLL-GAS**  
 Machine: **AXC601B**

Printed  
 Date: **7/4/04**  
 Time: **12:24:58 a.m.**

	Compressor Cylinder		Theo Dis Temp			Clearances (percent)		
	ID		(F)	(delta)	Set	SWR	GPSA->Suc	Dis
1>	C1	HE Pressure (3rd Stg)	193.4	44.0	11.71	12.81	17.02	28.20
2>	C1	CE Pressure (3rd Stg)	192.1	45.3	10.57	10.90	13.59	23.42
3>	C2	HE Pressure (1st Stg)	226.2	11.2	10.60	8.38	25.79	46.21
4>	C2	CE Pressure (1st Stg)	178.2	59.2	9.64	9.68	35.19	73.07
5>	C3	HE Pressure (2nd Stg)	229.5	20.4	10.60	11.25	19.60	33.27
6>	C3	CE Pressure (2nd Stg)	225.8	10.4	9.64	10.46	18.46	33.28
7>	C4	HE Pressure (1st Stg)	181.7	54.5	10.46	10.24	35.59	69.99
8>	C4	CE Pressure (1st Stg)	180.9	55.3	9.68	10.07	34.48	68.74

	Compressibility			Load	N ratio	Theoretical			Capacity		Polytropic		
	Z dis	Z suc	Z std			K	step	Exp/Comp	Eff	HP	STC	Suc	Dis
1>	0.955	0.965	0.996	1.230	1	0.94	87.5	105.7	3	2.66	2.18	0.93	0.99
2>	0.956	0.965	0.996	1.230	1	0.98	88.7	96.6	3	2.47	2.07	1.01	1.03
3>	0.994	0.996	0.996	1.228	1	1.12	161.3	93.1	1	1.49	0.47	0.75	0.67
4>	0.993	0.994	0.996	1.234	1	1.00	145.9	119.3	1	2.90	1.13	0.55	0.55
5>	0.983	0.989	0.996	1.226	1	0.97	107.8	145.5	2	2.50	1.70	0.84	0.87
6>	0.982	0.989	0.996	1.226	1	0.96	110.3	147.2	2	2.60	1.80	0.82	0.86
7>	0.993	0.994	0.996	1.234	1	1.01	147.7	121.6	1	2.83	1.12	0.58	0.57
8>	0.993	0.994	0.996	1.234	1	0.98	140.9	118.4	1	2.78	1.16	0.57	0.58

Stage#	Capacity (MMSCFD)	Stage#	Capacity (MMSCFD)
1	6.9472	6	
2	4.2998	7	
3	4.6834	8	
4		9	
5		10	

Total IHP = 804.1 @ 368.2 average RPM  
 Total BHP = 896.5 Current load = 36.8%  
 @ 95.0 efficiency with 50.0 Hp auxiliary load  
 Rated BHP = 2650.0 @ 400.0 RPM  
 Unable to do BSFC calculation - No Fuel Flow available  
 Analyst:

Compressor report p. 2/2  
 Smoothing factor = 1  
 Nozzle is OFF  
 Run number = 2

## ANEXO D. EJEMPLO DE UN REPORTE DE MOTOR GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0



Windrock, Inc.  
 431 Park Village Dr.  
 Knoxville, TN 37923  
 423-539-5944  
 423-531-6470 FAX

Collected  
 Date: **07/30/03**  
 Run : 1

Data Collected: **07/30/03**  
 Station: **ECP-GLL-EBA**  
 Machine: **AX401**

Printed  
 Date: **7/4/04**  
 Time: **12:22:23 a.m.**

Power Cylinder ID	IHP @ RPM	IMEP	Peak Press @ angle	Date	Time
1> PB1 CYL HEAD PRESSURE	101.4 @ 884.8	175.3	1376.7 @ 13.0	7-30-03	16:08:20
2> PB2 CYL HEAD PRESSURE	105.9 @ 882.3	183.7	1316.2 @ 15.0	7-30-03	16:15:20
3> PB3 CYL HEAD PRESSURE	111.7 @ 881.5	193.9	1207.0 @ 16.0	7-30-03	16:16:42
4> PB4 CYL HEAD PRESSURE	106.9 @ 882.9	185.3	1229.5 @ 15.0	7-30-03	16:18:35
5> PB5 CYL HEAD PRESSURE	109.5 @ 883.8	189.6	1185.0 @ 16.0	7-30-03	16:19:53
6> PB6 CYL HEAD PRESSURE	86.3 @ 882.2	149.7	1156.9 @ 14.0	7-30-03	16:21:25
7> PA1 CYL HEAD PRESSURE	107.7 @ 885.6	186.1	1048.2 @ 17.0	7-30-03	15:51:23
8> PA2 CYL HEAD PRESSURE	83.5 @ 885.9	144.3	1202.7 @ 12.0	7-30-03	15:52:44
9> PA3 CYL HEAD PRESSURE	110.8 @ 885.5	191.5	1412.1 @ 12.0	7-30-03	15:54:13
10> PA4 CYL HEAD PRESSURE	140.5 @ 994.6	216.1	1545.8 @ 13.0	7-30-03	16:02:23
11> PA5 CYL HEAD PRESSURE	101.6 @ 884.6	175.8	1241.1 @ 14.0	7-30-03	15:59:15
12> PA6 CYL HEAD PRESSURE	113.0 @ 884.7	195.5	1324.2 @ 14.0	7-30-03	16:00:44

Total IHP = 1279.0 @ 893.2 average RPM  
 Total BHP = 1087.15 @ 85.0 efficiency

Power cylinder report p. 1/3  
 Smoothing factor = 1  
 Nozzle is OFF  
 Run number = 1

Unable to do BSFC calculation - No Fuel Flow available  
 Analyst:



Windrock, Inc.  
 431 Park Village Dr.  
 Knoxville, TN 37923  
 423-539-5944  
 423-531-6470 FAX

Collected  
 Date: **07/30/03**  
 Run : 1

Data Collected: **07/30/03**  
 Station: **ECP-GLL-EBA**  
 Machine: **AX401**

Printed  
 Date: **7/4/04**  
 Time: **12:22:23 a.m.**

Power Cylinder (truncated)	# of Cycles	Peak Pressures						Peak Press Angles					
		Mean	Dev	High	Low	Spread	SD	Mean	Dev	High	Low	Spread	SD
1> PB1 CYL HEAD PR	5	1399	114	1427	1386	40	16.5	12.6	-2	13	12	1	0.5
2> PB2 CYL HEAD PR	5	1330	46	1393	1299	93	38.5	14.8	1	15	14	1	0.4
3> PB3 CYL HEAD PR	5	1224	-60	1242	1210	32	15.9	15.0	1	15	15	0	0.0
4> PB4 CYL HEAD PR	5	1242	-42	1277	1210	67	26.3	14.6	0	16	14	2	0.9
5> PB5 CYL HEAD PR	5	1198	-87	1234	1177	57	22.0	16.0	2	17	15	2	0.7
6> PB6 CYL HEAD PR	5	1172	-112	1191	1165	26	10.4	14.4	0	16	13	3	1.3
7> PA1 CYL HEAD PR	5	1054	-231L	1079	1010	70	26.3	17.6	3H	19	16	3	1.1
8> PA2 CYL HEAD PR	5	1211	-73	1249	1173	76	28.7	11.6	-3L	13	10	3	1.1
9> PA3 CYL HEAD PR	5	1425	141	1487	1391	96	37.9	11.8	-2	13	10	3	1.1
10> PA4 CYL HEAD PR	5	1563	278H	1610	1534	76	30.5	14.0	-0	15	13	2	0.7
11> PA5 CYL HEAD PR	5	1252	-32	1264	1244	20	7.9	13.4	-1	14	12	2	0.9
12> PA6 CYL HEAD PR	5	1342	58	1368	1327	41	15.3	13.6	-1	14	13	1	0.5

Total IHP = 1279.0 @ 893.2 average RPM  
 Total BHP = 1087.15 @ 85.0 efficiency  
 Ave Mean Press = 1284.39 Spread = 509.2  
 Ave Mean Angle = 14.11 Spread = 6.0  
 Unable to do BSFC calculation - No Fuel Flow available  
 Analyst:

Power cylinder report p. 2/3  
 Smoothing factor = 1  
 Nozzle is OFF  
 Run number = 1



Windrock, Inc.  
 431 Park Village Dr.  
 Knoxville, TN 37923  
 423-539-5944  
 423-531-6470 FAX

Collected  
 Date: 07/30/03  
 Run : 1

Data Collected: 07/30/03  
 Station: ECP-GLL-EBA  
 Machine: AX401

Printed  
 Date: 7/4/04  
 Time: 12:22:23 a.m.

Power Cylinder (truncated)	Pressure at degrees after TDC				
	0	200	250	310	710
1> PB1 CYL HEAD PR	812.0	9.8	9.2	7.9	557.4
2> PB2 CYL HEAD PR	774.7	14.0	12.2	12.2	529.9
3> PB3 CYL HEAD PR	689.9	15.9	11.6	13.4	490.8
4> PB4 CYL HEAD PR	709.4	14.7	11.0	12.8	503.1
5> PB5 CYL HEAD PR	622.1	14.7	9.8	12.8	435.3
6> PB6 CYL HEAD PR	669.1	8.5	8.5	10.4	457.9
7> PA1 CYL HEAD PR	608.7	6.1	3.1	3.1	417.0
8> PA2 CYL HEAD PR	776.6	4.9	5.5	5.5	505.5
9> PA3 CYL HEAD PR	947.5	6.7	0.6	1.8	511.6
10> PA4 CYL HEAD PR	903.5	17.1	11.6	14.0	591.6
11> PA5 CYL HEAD PR	814.4	11.0	9.8	12.2	476.2
12> PA6 CYL HEAD PR	799.8	14.0	9.8	12.2	511.0

Total IHP = 1279.0 @ 893.2 average RPM  
 Total BHP = 1087.15 @ 85.0 efficiency

Power cylinder report p. 3/3  
 Smoothing factor = 1  
 Nozzle is OFF  
 Run number = 1

Unable to do BSFC calculation - No Fuel Flow available  
 Analyst:

## ANEXO E. EJEMPLO DE UN REPORTE DE IGNICIÓN DE UN MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA GENERADO CON EL SOFTWARE WIN6310PA 2.0



Windrock, Inc.  
431 Park Village Dr.  
Knoxville, TN 37923  
423-539-5944  
423-531-6470 FAX

Collected  
Date: 07/30/03  
Run : 1

Data Collected: 01/15/03  
Station: BPR-C.SANTIAGO  
Machine: EGG-12

Printed  
Date: 1/19/03  
Time: 2:01:54 p.m.

	Spark Plug Name (truncated)	Cycles /Miss	Peak Level Spark Event				Timing Spark Event					
			Mean	High	Low	Spread	SD	Mean	High	Low	Spread	SD
1>	PR1 SEC IGN	30/ 0	2276	2549	1358	1192	274	701.3	702	701	1.0	0.4
2>	PR2 SEC IGN	30/ 0	2716	2960	1485	1475	244	703.2	704	703	1.0	0.4
3>	PR3 SEC IGN	30/ 0	1973	2090	1885	205	49	702.0	702	702	0.0	0.0
4>	PR4 SEC IGN	30/ 0	3106	3458	2891	567	127	701.0	701	701	0.0	0.0
5>	PR5 SEC IGN	30/ 0	3263	3419	2979	440	88	701.0	701	701	0.0	0.0
6>	PR6 SEC IGN	30/ 0	2266	3927	1231	2696	459	702.8	703	702	1.0	0.4
7>	PR7 SEC IGN	30/ 0	3155	3497	2882	615	147	703.0	703	703	0.0	0.0
8>	PR8 SEC IGN	30/ 0	2364	3731	1309	2422	479	701.3	703	701	2.0	0.6
9>	PL1 SEC IGN	30/ 0	5411	7570	3389	4181	889	704.0	704	704	0.0	0.0
10>	PL2 SEC IGN	30/ 0	2999	3311	2178	1133	195	703.0	703	702	1.0	0.2
11>	PL3 SEC IGN	30/ 0	2315	2647	1582	1065	283	704.0	704	704	0.0	0.0
12>	PL4 SEC IGN	30/ 0	2120	2237	1973	264	68	703.0	703	703	0.0	0.0
13>	PL5 SEC IGN	30/ 0	2217	2325	2129	195	39	703.0	703	703	0.0	0.0
14>	PL6 SEC IGN	30/ 0	2735	3018	2276	742	147	705.0	705	705	0.0	0.0
15>	PL7 SEC IGN	30/ 0	2940	3077	2862	215	59	703.0	703	703	0.0	0.0
16>	PL8 SEC IGN	30/ 0	2032	3243	1661	1582	254	704.0	705	704	1.0	0.2

Spark low level cutoff = 1000  
Suggested Spark Timing = 702.0

Ignition report p. 1/1

Nozzle is OFF  
Run number = 0

## ANEXO F. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS SENSORES DEL WINDROCK 6310 PA 2.0

12-8



### SENSORS

#### AC Pressure Sensor for Power Cylinder PT/PV Measurement

Range: 0-2000 psi (other ranges available 5000)  
Frequency Response: 12 Khz  
Resolution: 0.01 psi  
Linearity: <1 % full scale  
Acceleration Sensitivity: .05 psi/g  
Operating Temperature Range: -65 to 600 F  
Connector: 2-pin military  
Pressure fitting: Kiene adapter

#### DC Pressure Sensor for Compressor Cylinder PT/PV Measurement

Range: 0-2000 psi (other ranges available 100, 300, 500, 1000, 5000, 10000)  
Response time: <0.5 ms (A6082-XX-XX <0.1ms)  
Accuracy: 0.1%  
Linearity: <1% full scale  
Cycle life: >1.5 billion cycles  
Operating Temperature Range: 0-212 F (temperature compensated)  
Pressure fitting: Kiene adapter  
Output: 4-20 mA, loop powered

#### Accelerometer:

Sensitivity: 100 mV/g  
Range: +/- 50 g  
Frequency Range (3 db) : 0.4 hz to 14 Khz  
Linearity: 1% full scale  
Off-axis sensitivity: <5%  
Shock limit: 5000 g  
Temperature range: -65 to 250 F  
Excitation voltage: 18 to 28 V  
Connector: 2-pin MIL-C-5015

#### Ultrasonic:

Sensitivity: -75 dbv/mbar  
Frequency Response: 35 Khz to 45 Khz  
Temperature Range: -40 to 120 C  
Power requirement: 24V power supplied by 6310  
Cable length: 6 ft

#### Secondary Ignition Capacitive Pickup

Attenuation: 10,000 times  
Range: 50 KV  
Output Connector: BNC  
Temperature Range: 200 F  
Cable Length: 5 ft

---

## Sensor Types

### Sensors

Transducer Scaling Entries:

<b>SENSOR</b>	<b>TYPE</b>	<b>ENG UNITS</b>	<b>ZERO</b>	<b>FULL SCALE</b>	<b>4mA</b>	<b>20mA</b>	<b>1V</b>	<b>5V</b>	<b>GAIN</b>
Engine AC	AC Dynamic	PSI	0	1000	-	-	200	1000	1
Engine DC	DC Dynamic	PSI	0	1000	0	1000	-	-	N/A
Compressor DC	DC	PSI		2000	0	2000	-	-	
Accelerometer	AC	g's	0	10	-	-			5
Ultrasonic	DC		0	10	0	5			1
Other Current	DC	ma							
Spark	DC	Volts							

---

## Sensor Functions

## ANEXO G. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ANALIZADOR PARA MAQUINARIA RECIPROCANTE WINDROCK 6310 PA

---

### Technical Specifications - Model 6310 Analyzer

#### **Input Signals**

Channel 1: Current loop  
Channel 5: Supplies 12 VDC to encoder or magnetic/optical pickup conditioner  
2 inputs, TTL compatible with 10Kohm pull-ups

#### **Current loop input**

Range: 0-20 milliamp  
Frequency response: DC to 5 Kiloherz  
Supply voltage: 24 VDC  
Over-voltage protection to 2000V  
Current loop input is used for the DC pressure sensor  
Input impedance 470 ohm

#### **Ignition secondary using capacitive coupling probe**

Range: 1 Kilovolts to 50 Kilovolts  
Software selectable for positive or negative ignition systems  
Secondary Ignition data capture rate is 75 Kiloherz  
Over voltage protection

#### **Voltage Input**

Range: 0-10V  
Frequency response: DC to 5 Kiloherz  
Supply voltage: 24 VDC  
Over voltage protection to 2000V  
Voltage input is used for voltage signals  
Input impedance: >1Mohm

#### **Memory Capacity**

16 Megabytes on-board RAM memory  
3 Gigabytes of internal disk storage

#### **Communications**

Parallel interface for host communications

#### **Power Supply**

12V Lithium Ion rechargeable 3200 milliamp-hour battery  
One battery standard  
Battery is removable  
External charger provided - 1.5 hr recharge time  
External power input 12 - 18 VDC  
Battery life: approximately 6 hours depending on use

#### **Operating Conditions**

Temperature: 15-120 F  
Humidity: 0-90% non-condensing

#### **Display**

8.25" diagonal LDC, transmissive, with backlight, color option  
Backlight automatically turned off after 30 seconds of non-use  
Size of display: 8.25" diagonal  
Pixels: 640 x 480

Contrast: software controlled

#### **Processor**

133 MHz AMD 586 with (2) Microchip RISC signal conditioning processors

#### **Chassis**

Material: EMI hardened anodized aluminum  
Size and Weight: 10.5" X 8.5" X 2" (6.75 lbs.)  
Power: Long-life, field replaceable, rechargeable Li-Ion battery  
Keypad: 24 keys

## ANEXO H. PARÁMETROS PARA CONFIGURAR MOTORES Y COMPRESORES RECIPROCANTES

MOTOR	
Fabricante*	Ajax-Superior
Modelo/tipo*	12SGT
Carreras por ciclo	4
Pulsos por revolución	360
Número de cilindros de potencia	16
Disposición de los cilindros de potencia	Right/Left
Potencia (bhp)	2000
Velocidad (rpm)	600-900
Eficiencia promedio	0,85
Eficiencia mecánica	0,95
Dirección de la rotación del cigüeñal	CCW
Número de bujías por cilindro	1
Diámetro del cilindro de potencia	10
Longitud de la carrera del cilindro	10,5
Longitud de la biela	21.06 (aprox.)
Angulo de fase de los cilindros de potencia	
PR1 = 0° / 0°	PL1 = 60° / 60°
PR2 = 180° / 240°	PL2 = 240° / 300°
PR3 = 90° / 480°	PL3 = 150° / 540°
PR4 = 270° / 120°	PL4 = 330° / 180°
PR5 = 270° / 600°	PL5 = 330° / 660°
PR6 = 90° / 360°	PL6 = 150° / 420°
Apertura/cierre de la válvula de admisión	249/611
Apertura/cierre de la válvula de escape	128/416
Apertura/cierre de la válvula de combustible	390/522
Angulo de ignición (a la velocidad de operación)	40° BTDC @ 900 RPM (máx.adv)
Angulo de la V de la bancada	All Cylinders "V" bank = 90°
Orden de encendido	1R-1L-4R-4L-2R-2L-6R-6L-3R-3L-5R-5L

### COMPRESOR

\* No son datos requeridos para la configuración de la máquina en el software Windrock 6310 PA.

Fabricante*	Superior - Cooper
Modelo y Tipo*	W74 (FRAME)
Diámetro de los cilindros del compresor (pulg)	
CH1= 9.500 (2 STG)	CH3= 15.75 (1 STG)
CH2= 8.25 (3 STG)	CH4= 8.25 (3 STG)
Longitud de la carrera del pistón (pulg)	7
Longitud de la biela (pulg)	17
Diámetro de la barra del pistón (pulg)	
C1 = 2.5	C3 = 2.5
C2 = 2.5	C4 = 2.5
Angulo de fase de las cámaras de compresión (°).CH = Compresor lado cabeza CC = Compresor lado cigüeñal (Con referencia al PMS de CH1)	
CH1 = 0°	CC1 = 180°
CH2 = 0°	CC2 = 180°
CH3 = 90°	CC3 = 270°
CH4 = 90°	CC4 = 270°
Máxima carga de compresión de la barra (lbs). (carga neta sobre la barra)	
CH1 = 60000	CH3 = 60000
CH2 = 60000	CH4 = 60000
Máxima carga de tensión de la barra (lbs). (carga neta sobre la barra)	
CH1 = 60000	CH3 = 60000
CH2 = 60000	CH4 = 60000
Masa total de los componentes reciprocantes (lbm)	
CH1 = 575	CH3 = 630
CH2 = 575	CH4 = 630
Masa de las partes reciprocantes (lbm)	
Biela = 180	Pistón CH4 = 158
Cruceta = 188	Tuerca de balance CH1 = 6
Pasador de cruceta = 39	Tuerca de balance CH2 = 45
Pistón CH1 = 196	Tuerca de balance CH3 = 15
Pistón CH2 = 158	Tuerca de balance CH4 = 100
Pistón CH3 = 241	
Número de la etapa	
CH1 = 2	CH3 = 1
CC1 = 2	CC3 = 1
CH2 = 3	CH4 = 3
CC2 = 3	CC4 = 3
Composición del gas (%vol)	
Metano	76.82
Etano	11.40

\* No son datos requeridos para la configuración de la máquina en el software Windrock 6310 PA.

Dióxido de carbono	5.19
Propano	4.27
n-Butano	0.78
Iso-Butano	0.70
Nitrógeno	0.55
Iso-Pentano	0.15
n-Pentano	0.09
Hexanos	0.04

## ANEXO I. CÁLCULO DE LOS ÁNGULOS DE FASE DE CADA CILINDRO EN UN MOTOR RECIPROCANTE

Para el ejemplo del cálculo del ángulo de fase de los cilindros de un motor utilizaremos los datos del motor del ejemplo del Anexo H. los datos requeridos son:

Sentido de giro: CCW

Orden de encendido: 1R-1L-4R-4L-2R-2L-6R-6L-3R-3L-5R-5L

Angulo de la V del motor (si aplica): 90 grados.

Tiempos del motor: 4 tiempos.

Aunque puede variar, la señal de fase se configura para que ocurra cada vez que el cilindro 1R pasa por su punto muerto superior en motores antihorarios. Ahora, lo que necesitamos conocer es cuantos grados después del pulso de esa señal de fase los cilindros restantes pasan por su PMS. Para ello:

Se calcula el factor de adición de fase que es igual a 360 grados dividido en el número de cilindros para motores de 2 tiempos o 720 grados dividido en el número de cilindros para motores de cuatros tiempos. Para nuestro ejemplo 720 grados/12 cilindros es igual a 60 grados. Si el motor fuera en línea el ángulo de fase de cada cilindro respecto al pulso de fase es:

CILINDRO	ANGULO DE FASE	CILINDRO	ANGULO DE FASE
1R	0	6R	360
1L	60	6L	420
4R	120	3R	480
4L	180	3L	540
2R	240	5R	600
2L	300	5L	660

Ahora, si el motor es en V y antihorario como en este ejemplo, la diferencia entre los PMS de los cilindros del lado derecho respecto al cilindro consecutivo según orden de encendido del lado izquierdo el ángulo de la V del motor o 90 grados para el ejemplo. A su vez, la diferencia entre los PMS de los cilindros del lado izquierdo respecto al cilindro consecutivo según orden de encendido del lado derecho es dos veces el ángulo de fase de referencia menos el angulo de la V del motor o 90 grados para el ejemplo. Si el motor gira horario la regla se invierte.

CILINDRO	ANGULO DE FASE	CILINDRO	ANGULO DE FASE
1R	0	6R	360

1L	90	6L	450
4R	120	3R	480
4L	210	3L	570
2R	240	5R	600
2L	330	5L	690

Bucaramanga, Julio 07 de 2004

Señores  
COMITE DE TRABAJOS DE GRADO  
Escuela de Ingeniería Mecánica.  
Universidad Industrial de Santander

Apreciados Señores:

En vista de que se han cumplido los objetivos planteados, hago entrega del trabajo de grado titulado “DOCUMENTACION SOBRE EL ANALISIS DE SEÑALES DE DETERIORO Y FALLA EN MOTORES Y COMPRESORES RECIPROCANTES MAYORES Y ESTUDIO DEL SOFTWARE WINDROCK 6310 PA 2.0”, elaborado por el estudiante Fabian Omar Moreno Pacheco Código 1982439, para su respectiva sustentación y calificación.

Atentamente,

JORGE LUIS CHACON  
CASTRO  
Director del trabajo de Grado

ALFONSO GARCIA  
Codirector del trabajo de Grado