



FACULTAD DE INGENIERÍA

**“DISEÑO DE UNA MESA VIBRATORIA PARA LA FABRICACIÓN DE
BLOQUES DE CONCRETO, ADOQUINES Y PRODUCTOS
SIMILARES”**

**TRABAJO DE GRADUACIÓN
PARA OPTAR AL:**

GRADO DE INGENIERO MECÁNICO

**PRESENTADO POR:
LUIS ANTONIO CALDERÓN RUBIO**

**CIUDADELA DON BOSCO, ABRIL DE 2004
EL SALVADOR, AMÉRICA CENTRAL**

UNIVERSIDAD DON BOSCO

RECTOR

ING. FEDERICO MIGUEL HUGUET

SECRETARIO GENERAL

LIC. MARIO OLMOS

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA

ING. GODOFREDO GIRÓN

DIRECTOR DE ESCUELA

ING. MARIO MARTÍNEZ

ASESOR

ING. FRANCISCO ZULETA

JURADO EXAMINADOR

ING. SATURNINO GAMEZ

ING. MAURICIO HERNÁNDEZ

ING. JOAQUÍN RIVERA

UNIVERSIDAD DON BOSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“DISEÑO DE UNA MESA VIBRATORIA PARA LA FABRICACIÓN DE
BLOQUES DE CONCRETO, ADOQUINES Y PRODUCTOS
SIMILARES”**

**ING. FRANCISCO ZULETA
ASESOR**

**ING. SATURNINO GAMEZ
JURADO**

**ING. MAURICIO HERNÁNDEZ
JURADO**

**ING. JOAQUÍN RIVERA
JURADO**

DEDICATORIA

- A DIOS Y SAN ANTONIO:** Por darme la oportunidad de vivir para ofrendarles este triunfo.
- A MIS PADRES:** Toño y niña Vilma, mi agradecimiento por su invaluable apoyo y oportuna orientación en la vida. Por su gran amor y abnegados sacrificios, quiero decirles que nunca podré expresarles con palabras lo mucho que los amo.
- A MIS HERMANOS:** Vilma y José, por haberme ayudado con lo que estuvo a su alcance, para alcanzar esta meta.
- A MIS ABUELOS (Q.E.P.D.):** Papá Toño, Mamá Tita, abuelito Luis y abuelita Chela, quienes con su ejemplo me iluminaron el camino a seguir en la vida.
- A MI PROMETIDA:** Carolina, por su interés y oportunos consejos que han sido de mucha utilidad tanto en mi carrera como en mi vida personal. Mi mejor amiga y compañera de tesis.
- A MIS FAMILIARES Y AMIGOS:** Por animarme a continuar en mi esfuerzo por lograr mis objetivos en la vida.

A MIS COMPAÑEROS: Por el apoyo y compañerismo recibido durante las jornadas de estudio y desvelos.

A TODOS USTEDES, MUCHAS GRACIAS!!!

LUIS ANTONIO CALDERÓN

ÍNDICE DEL CONTENIDO	Página
INTRODUCCIÓN.....	1
IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL TEMA.....	2
OBJETIVOS.....	5
CAPITULO I. MARCO CONCEPTUAL.....	6
1.1 Marco histórico.....	7
1.2 CINVA-RAM.....	8
1.3 Utilización del vibrado.....	9
1.4 Frecuencia y amplitud de vibración.....	10
1.5 Especificaciones para vibrar el concreto.....	10
1.6 Colado 11	
1.7 Número y tamaño de los vibradores	11
1.8 Manipuleo de los vibradores.....	11
1.9 Ajuste de la mezcla.....	12
1.10 Ensayos de productos de concreto.....	12
1.10.1 Diseño de mezclas.....	14
1.10.2 Resultados de laboratorio.....	18
1.10.3 Análisis de resultados.....	23
1.11 Ensayos de ladrillos de barro cocido.....	24
1.12 Comparación técnica de unidades de concreto y ladrillos de barro cocido...25	
1.13 Costo de fabricación de unidades de concreto.....	26
1.14 Productos de concreto.....	31
1.14.1 Características.....	32
1.14.2 Ventajas.....	33
1.14.3 Esquema de fabricación.....	35
1.14.4 Máquinas y herramientas.....	39
1.14.5 Preparación manual de la mezcla.....	40
1.14.6 Fabricación por medio de máquinas.....	42
CAPITULO II. MÁQUINAS BLOQUEADORAS.....	46

2.1	Introducción.....	47
2.2	Vibramatic V/3.....	47
2.3	Vibramatic V/56.....	49
2.4	Terra-250A.....	51
2.5	Bloquera LEMACO.....	53
2.6	Impacto 2001A.....	54
CAPITULO III. DESCRIPCIÓN DEL MODELO.....		56
3.1	Introducción.....	57
3.2	Características.....	58
3.3	Fuente de energía.....	60
3.4	Método de compactado.....	62
3.4.1	Eficiencia.....	62
3.4.2	Costos.....	62
3.4.3	Calidad de producción.....	63
3.4.4	Factibilidad tecnológica.....	63
3.4.5	Vibrocompactadora vrs. hidráulico.....	64
3.5	Prototipo 65	
3.6	Funcionamiento.....	66
3.7	Mecanismo de vibrado.....	67
3.7.1	Contrapesos.....	67
3.7.2	Biela – manivela.....	68
3.7.3	Levas.....	68
3.7.4	Polea excéntrica.....	69
3.7.5	Selección del mecanismo.....	70
3.8	Sistema de transmisión.....	72
3.8.1	Cadenas.....	72
3.8.2	Bandas.....	73
3.8.3	Engranés.....	73
3.8.4	Selección del sistema.....	74
CAPITULO IV. DISEÑO DE ELEMENTOS.....		76

4.1	Introducción.....	77
4.2	Peso de los elementos.....	78
4.2.1	Contrapeso.....	78
4.2.2	Soporte guía.....	79
4.2.3	Buje guía.....	80
4.2.4	Molde macho.....	81
4.2.5	Molde hembra.....	82
4.2.6	Mesa vibradora.....	84
4.2.7	Tabla soporte.....	84
4.2.8	Mezcla.....	85
4.3	Diseño de resortes (amortiguadores).....	85
4.3.1	Frecuencia crítica de operación.....	89
4.3.2	Análisis de impacto.....	90
4.3.3	Estabilidad.....	94
4.4	Análisis del mecanismo eje - biela.....	96
4.5	Selección de la banda	99
4.6	Diseño del eje.....	104
4.6.1	Radio de muesca en las excéntricas.....	111
4.6.2	Radio de muesca en la polea.....	113
4.7	Selección de rodamientos.....	114
4.8	Selección del motor.....	116
4.8.1	Inercias de elementos rotatorios.....	116
4.8.2	Diagrama de bloques de la máquina.....	117
4.8.3	Torque de arranque del motor.....	118
4.8.4	Forma de montaje.....	119
4.8.5	Selección de elementos del sistema eléctrico.....	120
4.9	Diseño del pasador para la biela.....	120
4.10	Diseño de la biela.....	121
4.10.1	Concentración de esfuerzos en el agujero	123
4.10.2	Concentración de esfuerzos en el hombro	124

4.10.3	Análisis de pandeo.....	125
4.11	Diseño del mecanismo de desmoldeo.....	126
4.11.1	Esfuerzos en el punto B.....	130
4.11.2	Esfuerzos en el punto C.....	132
4.11.3	Análisis de pandeo en la palanca de desmoldeo.....	134
4.11.4	Análisis de pandeo en la palanca pivote.....	135
4.12	Diseño de pasadores para el mecanismo de desmoldeo.....	136
4.12.1	Pasador en el punto B de la palanca AC.....	136
4.12.2	Pasador en el punto C y D del mecanismo de desmoldeo.....	137
4.13	Diseño de las chavetas.....	139
4.14	Velocidad de las piezas en la frecuencia de vibración.....	141
4.14.1	Velocidad de la biela.....	141
4.14.2	Velocidad de las bandas.....	142
4.15	Materiales para la construcción de los elementos mecánicos.....	142
4.16	Proceso de fabricación de la máquina.....	144
4.16.1	Planificación y programación del proceso de fabricación.....	144
4.16.2	Ensamblado de las partes principales de la máquina.....	144
4.16.3	Montaje general.....	147
CAPITULO V. VIBRACIONES POR ELEMENTOS MECÁNICOS.....		149
5.1	Introducción.....	150
5.2	Conceptos básicos.....	150
5.2.1	Vibración simple.....	150
5.2.2	Vibración compuesta.....	153
5.2.3	Vibración aleatoria y golpeteos.....	153
5.2.4	Transformada de Fourier.....	154
5.2.5	Frecuencia natural y resonancias.....	156
5.3	Desbalanceo.....	157
5.3.1	En un plano.....	157
5.3.2	Dinámico.....	158
5.3.3	Rotor colgante.....	159

5.3.4 Rotor excéntrico.....	160
5.3.5 Pandeo del eje.....	161
5.4 Desalineación.....	161
5.4.1 Angular.....	161
5.4.2 Paralela.....	162
5.4.3 De rodamiento.....	163
5.5 Holgura mecánica.....	164
5.5.1 Eje - agujero	164
5.5.2 En sujeción.....	165
5.5.3 Fatiga estructural.....	166
5.6 Problemas de lubricación.....	167
5.6.1 Defecto de lubricación.....	167
5.6.2 Contacto metal - metal.....	167
5.7 Rotor rozante.....	168
5.8 Resonancia.....	169
5.9 Pulsaciones.....	170
5.10 Bandas 171	
5.10.1 Distensión.....	171
5.10.2 Desalineación en poleas.....	172
5.10.3 Excentricidad de poleas.....	173
5.11 Chumaceras.....	175
5.11.1 Desgaste o juego.....	175
5.11.2 Remolino de aceite.....	176
5.11.3 Latigazo de aceite.....	177
5.12 Rodamiento.....	178
5.12.1 Falla en pista interna.....	178
5.12.2 Falla en pista externa.....	179
5.12.3 Falla en elementos rodantes.....	180
5.12.4 Deterioro de jaula.....	181
5.13 Niveles de alarma y tendencia.....	181

CAPITULO VI. MANTENIMIENTO Y FALLAS DE LA MÁQUINA.....	186
6.1 Introducción.....	187
6.2 Fundamentos teóricos.....	187
6.3 Motor eléctrico.....	188
6.3.1 Mantenimiento preventivo.....	188
6.3.2 Mantenimiento correctivo.....	189
6.4 Cojinetes	189
6.5 Poleas y bandas en V.....	191
CONCLUSIONES.....	194
RECOMENDACIONES.....	195
BIBLIOGRAFÍA.....	196
ANEXOS.....	199
Anexo A: Tablas.....	199
Anexo B: Figuras.....	199
Anexo C: Cuadro de costos para la compra local y en el extranjero de una máquina vibrocompactadora.....	199
Anexo D: Máquinas productoras de bloques de concreto.....	199
Anexo E: Norma ASTM C – 62. Especificación de norma para ladrillos de construcción (unidades de albañilería sólida hecha de arcilla)....	199
Anexo F: Norma ASTM C – 67. Norma de métodos de prueba de ensayo y prueba de ladrillos de arcilla estructurales.....	199
Anexo G: Laminas de elementos.....	199

ÍNDICE DE TABLAS

Página

Tabla 1. Costo por millar de fabricación vrs. Costo de venta de unidades de concreto.....	2
Tabla 2. Cuadro comparativo de costos de adquisición de una máquina vibrocompactadora.....	3
Tabla 3. Mezcla No. 1 por fabricación manual (Cemento, Pómez, Escoria Volcánica y Arena Limosa) con ASTM C91 o C1157.....	15
Tabla 4. Mezcla No. 2 por fabricación manual (Cemento, Pómez y Arena Limosa), con ASTM C91 o ASTM C 1157.....	16
Tabla 5. Mezcla No. 3 por fabricación manual (Cemento, Pómez y Arena de Río), con ASTM C91 o C1157.....	16
Tabla 6. Mezcla No. 1 por fabricación mecánica (Cemento, Pómez, Escoria Volcánica y Arena Limosa) con ASTM C91 o C1157.....	17
Tabla 7. Mezcla No. 2 por fabricación mecánica (Cemento, Pómez y Arena Limosa), con ASTM C91 o C1157.....	17
Tabla 8. Mezcla No. 3 por fabricación mecánica (Cemento, Pómez y Arena de Río), con ASTM C91 o C1157.....	18
Tabla 9. Método Manual de Fabricación, tipo de cemento: ASTM C91 tipo M..	19
Tabla 10. Método de Fabricación Manual, tipo de cemento: ASTM C1157 tipo HE.....	20
Tabla 11. Método de Fabricación Mecanizado, tipo de cemento: ASTM C91 tipo M.....	21
Tabla 12. Método de Fabricación Mecanizado, tipo de cemento: ASTM C 1157 tipo HE.....	22
Tabla 13. Resultados de ensayos a ladrillos de barro cocido.....	24
Tabla 14. Costo unitario de los rubros que intervienen en la fabricación de unidades de concreto (método manual).....	26
Tabla 15. Costo unitario de los rubros que intervienen en la fabricación de unidades de concreto (método mecánico).....	27
Tabla 16. Costo por millar de unidades de concreto, cemento de mampostería Cuscatlán	28
Tabla 17. Costo por millar de unidades de concreto, cemento ASTM C-1157 Cessablock	28
Tabla 18. Costo por millar de unidades de concreto, cemento de mampostería Cuscatlán	29
Tabla 19. Costo por millar de unidades de concreto, cemento ASTM C-1157 Cessablock	30
Tabla 20. Producción de unidades de concreto en una Vibramatic V/3.....	48
Tabla 21. Producción de unidades de concreto en una Vibramatic V/56.....	50
Tabla 22. Dimensiones de bloques fabricados por la Bloquera LEMACO.....	53
Tabla 23. Cuadro comparativo de máquinas bloqueadoras.....	59
Tabla 24. Ventajas y desventajas entre un motor eléctrico y uno de combustión.....	60
Tabla 25. Cuadro comparativo entre los mecanismos de vibración.....	71

Tabla 26. Cuadro comparativo entre los mecanismos de transmisión.....	75
Tabla 27. Tabla resumen para varios valores del diámetro medio del resorte.	89
Tabla 28. Cuadro resumen de inercias de elementos rotatorios.....	118
Tabla 29. Materiales para la construcción de los elementos mecánicos.....	143
Tabla 30. Rangos de severidad de vibración para máquinas.....	183

ÍNDICE DE FIGURAS

Página

Figura 1. Máquina CINVA-RAM para producir todo tipo de bloques.....	7
Figura 2. Máquina CINVA-RAM para producir bloques macizos.....	8
Figura 3. Bloques uniformes en calidad y dimensiones.....	32
Figura 4. Prueba manual para la resistencia de los bloques.....	33
Figura 5. Las celdas de los bloques son una ventaja en la construcción.....	34
Figura 6. Diferentes diseños de adoquines de concreto.....	34
Figura 7. Preparación del molde.....	35
Figura 8. Proceso de fraguado.....	36
Figura 9. Colocación de los bloques para el curado.....	37
Figura 10. Proceso de curado.....	38
Figura 11. Proceso de almacenamiento.....	38
Figura 12. Máquina estática.....	39
Figura 13. Máquina ponedora.....	39
Figura 14. Dosificación de la arena y cemento.....	40
Figura 15. Mezcla de los materiales.....	41
Figura 16. Dosificación del material grueso.....	41
Figura 17. Mezcla de todos los materiales.....	41
Figura 18. Adición del agua a la mezcla.....	42
Figura 19. Distribución de la humedad en la mezcla.....	42
Figura 20. Tolva alimentadora.....	43
Figura 21. Llenado de la tolva alimentadora con la mezcla.....	43
Figura 22. Movimiento de la tolva alimentadora.....	44
Figura 23. Retiro de los bloques.....	45
Figura 24. Bloques de concreto.....	45
Figura 25. Máquina de vibrocompactación Vibramatic V/3.....	48
Figura 26. Máquina de vibrocompactación Vibramatic V/56.....	49
Figura 27. Máquina de compactación hidráulica Terra-250A.....	51
Figura 28. Remolque de una máquina Terra-250A.....	52
Figura 29. Bloquera ponedora LEMACO.....	53
Figura 30. Máquina de compactación hidráulica Impacto 2001A.....	54
Figura 31. Bosquejo del prototipo a diseñar.....	65
Figura 32. Sistema de contrapesos.....	67
Figura 33. Sistema biela y manivela.....	68
Figura 34. Sistema de leva.....	69
Figura 35. Sistema de polea excéntrica.....	69
Figura 36. Sistema de transmisión por cadena.....	73
Figura 37. Sistema de transmisión por banda.....	73
Figura 38. Sistema de transmisión por engranes.....	74
Figura 39. Deformación inicial de los resortes.....	91
Figura 40. Deformación de los resortes por la fuerza de impacto	92
Figura 41. Deformación de los resortes por la precarga.....	93
Figura 42. Deformación de los resortes por la biela.....	93
Figura 43. Esquema de las deformaciones que sufre un resorte.....	95

Figura 44. Diagrama de cuerpo libre de la biela.....	97
Figura 45. Fuerzas aplicadas al eje de transmisión.....	104
Figura 46. Diagrama de fuerza y momento flexionante en el eje de transmisión	110
Figura 47. Diagrama de Goodman para carga de flexión.....	112
Figura 48. Diagrama de bloques de la máquina.....	118
Figura 49. Fuerzas aplicadas al pasador de la biela.....	121
Figura 50. Biela sometida a carga axial.....	122
Figura 51. Diagrama de ambas posiciones del mecanismo de desmoldeo.....	127
Figura 52. Diagrama del brazo CD.....	128
Figura 53. Diagrama del brazo AC.....	130
Figura 54. Sección de corte en B de la palanca AC sometida a flexión.....	131
Figura 55. Sección de corte en C de la palanca AC sometida a compresión. .	132
Figura 56. Pasador en pivote del mecanismo de desmoldeo.....	136
Figura 57. Pasador en punto C de la palanca CD del mecanismo de desmoldeo	138
Figura 58. Diagrama de fuerza en una chaveta.....	139
Figura 59. Masa suspendida en un resorte.....	150
Figura 60. Oscilaciones de un resorte.....	151
Figura 61. Representación del período y la frecuencia.....	152
Figura 62. Representación de la amplitud.....	152
Figura 63. Señales sinusoidales de igual amplitud y período pero separadas 90 grados.....	152
Figura 64. Señal compuesta.....	153
Figura 65. Vibración aleatoria.....	154
Figura 66. Golpeteos.....	154
Figura 67. Espectro de vibración.....	155
Figura 68. Señales en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia	155
Figura 69. Motor que gira a una frecuencia natural.....	156
Figura 70. Desbalanceo en un plano.....	157
Figura 71. Espectro de desbalanceo en un plano.....	157
Figura 72. Desbalanceo dinámico.....	158
Figura 73. Espectro de desbalanceo dinámico.....	158
Figura 74. Desbalanceo de rotor colgante.....	159
Figura 75. Espectro de desbalanceo de rotor colgante.....	159
Figura 76. Desbalanceo de rotor excéntrico.....	160
Figura 77. Espectro de desbalanceo de rotor colgante.....	160
Figura 78. Desbalanceo de rotor excéntrico.....	161
Figura 79. Espectro de desbalanceo de rotor excéntrico.....	161
Figura 80. Desalineación angular.....	162
Figura 81. Espectro de desalineación angular.....	162
Figura 82. Desalineación paralela.....	163
Figura 83. Espectro de desalineación paralela.....	163

Figura 84. Desalineación de rodamiento.....	163
Figura 85. Espectro de desalineación de rodamiento.....	164
Figura 86. Holgura eje - agujero.....	165
Figura 87. Espectro de holgura eje - agujero.....	165
Figura 88. Holgura en sujeción.....	165
Figura 89. Espectro de holgura en sujeción.....	166
Figura 90. Holgura de fatiga estructural.....	166
Figura 91. Espectro de holgura de fatiga estructural.....	166
Figura 92. Defecto de lubricación.....	167
Figura 93. Rotor rozante.....	168
Figura 94. Espectro de rotor rozante.....	168
Figura 95. Resonancia.....	169
Figura 96. Espectro de resonancia.....	169
Figura 97. Espectro de pulsaciones.....	170
Figura 98. Frecuencias de pulsaciones en el dominio del tiempo y la suma de ambas.....	170
Figura 99. Distensión de bandas.....	171
Figura 100. Espectro de distensión.....	171
Figura 101. Desalineación en poleas.....	172
Figura 102. Espectro en desalineación en poleas.....	172
Figura 103. Excentricidad de poleas.....	173
Figura 104. Espectro de excentricidad de poleas.....	173
Figura 105. Resonancia de banda.....	174
Figura 106. Espectro de resonancia de banda.....	174
Figura 107. Vibración de chumaceras por desgaste.....	175
Figura 108. Espectro de vibración de chumaceras por desgaste.....	175
Figura 109. Vibración de chumaceras por remolino de aceite.....	176
Figura 110. Espectro de vibración de chumacera por remolino de aceite.....	176
Figura 111. Latigazo de aceite.....	177
Figura 112. Espectro de latigazo de aceite.....	177
Figura 113. Falla en pista interna de un rodamiento.....	178
Figura 114. Espectro de falla en pista interna de un rodamiento.....	178
Figura 115. Falla en pista externa de un rodamiento.....	179
Figura 116. Espectro de falla en pista externa de un rodamiento.....	179
Figura 117. Falla en elementos rodantes.....	180
Figura 118. Espectro de una falla en elementos rodantes.....	180
Figura 119. Deterioro de jaula en un rodamiento.....	181
Figura 120. Espectro de un deterioro de jaula en un rodamiento	181

INTRODUCCIÓN

Esta tesis titulada "Diseño de una Mesa Vibratoria para la Fabricación de Bloques de Concreto, Adoquines y Productos Similares" presenta una propuesta de diseño para la construcción de una máquina que ayude a contribuir con el desarrollo del país a través de la urbanización de las zonas rurales, a fin de que el sector artesanal cuente con la materia prima para la construcción de viviendas, calles, aceras, etc.

El documento se divide en seis capítulos, de los cuales, el primero presenta una reseña histórica de las distintas máquinas bloqueadoras que se han utilizado a través del tiempo, de igual forma describe el funcionamiento general de las mismas; en el capítulo dos se describen varios tipos de máquinas que se fabrican actualmente para este mismo fin.

El capítulo tres, presenta las características deseadas que debe poseer el modelo que se pretende diseñar; en el capítulo cuatro se realiza el dimensionamiento de los elementos mecánicos a través de consideraciones de diseño y análisis cuantitativos.

El capítulo cinco define algunos conceptos básicos sobre vibraciones y describe los factores más comunes que las producen, de igual forma sugiere las posibles soluciones para su disminución. Para finalizar, en el capítulo seis se presentan algunas actividades fundamentales para llevar a cabo el mantenimiento preventivo de algunos elementos de la máquina.

Las conclusiones, recomendaciones, referencias bibliográficas y anexos se presentan al final del documento.

IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL TEMA

En nuestro país existen varios sectores artesanales que se dedican a la fabricación de productos de concreto, la mayoría lo realizan por métodos manuales; al hacerlo de esta manera surgen los siguientes aspectos:

- No se puede satisfacer una gran demanda de estos productos ya que el esfuerzo humano es limitado.
- La mayoría de unidades no alcanzan una homogeneidad en sus características mecánicas ya que no han sido expuestas a la misma carga de compactación, lo que origina una calidad variable entre ellas.

Estos factores impiden que puedan competir en el área de la construcción con empresas equipadas con máquinas vibrocompactadoras que facilitan esta fabricación.

En Armenia, Sonsonate existe una cooperativa de artesanos que han adquirido a través de CESSA una serie de máquinas vibrocompactadoras. En su sala de ventas se consultó sobre el costo de venta por millar de las unidades de concreto que producían. En el siguiente cuadro se compara dicho costo con el de fabricación. Se utiliza la mezcla 3 diseño 1:4:4¹ para la fabricación por el método mecánico con cemento ASTM C-1157 Cessablock. La dimensión de las unidades son de 10 cm de ancho x 14 cm de alto x 28 cm de largo.

Tabla 1. Costo por millar de fabricación vrs. Costo de venta de unidades de concreto

Mezcla	Diseño	Unidades / bolsa	Costo de fabricación	Costo de venta
3	1:4:4	65	\$112.10	\$152.00

¹ En el sección 1.10 se da una explicación sobre la mezcla y el diseño seleccionado.

En el cuadro anterior se observa que el costo de venta es aproximadamente 36% mayor que el de fabricación, lo que vuelve la producción y venta de este producto rentable para el sector artesanal en nuestro país.

El costo para adquirir una máquina vibrocompactadora se detalla en el siguiente cuadro² (Anexo C):

Tabla 2. Cuadro comparativo de costos de adquisición de una máquina vibrocompactadora

Denominación	Compra	
	Importada	Localmente
Precio neto	\$2,815.02	\$2,850.00
Flete internacional	\$428.20	-
Honorarios agencia aduanal	\$9.14	-
Otros recargos	\$2.00	-
IVA soportado	\$423.07	\$370.50
Total	\$3,675.37	\$3,220.50

Como se puede observar el precio de adquisición de una máquina vibrocompactadora es menor si se realiza localmente. En nuestro país Talleres SARTI S.A. DE C.V. es la encargada de su fabricación y venta. Además del costo, se pueden mencionar las siguientes ventajas:

- Soporte técnico local
- Acceso a los repuestos
- Acceso al fabricante

Entre las desventajas están:

- La calidad del material utilizado en la construcción del equipo, al no contar con gran variedad de aceros en el país.

² Datos obtenidos del Departamento de Suministros Oficina Central, CESSA

- No existe información técnica sobre su construcción (cálculos, consideraciones de diseño, etc.)

OBJETIVOS

Objetivo General

Diseñar una mesa vibratoria para la fabricación de bloques de concreto, adoquines y productos similares.

Objetivos Específicos

- ✓ Identificar las etapas involucradas en la fabricación de bloques de concreto, adoquines y productos similares.
- ✓ Diseñar un prototipo que reúna las ventajas de diferentes máquinas vibratoras y resista los esfuerzos a los que estará sometido.
- ✓ Seleccionar los materiales de construcción de los elementos diseñados.
- ✓ Seleccionar la fuente de energía y transmisión.

CAPITULO I. MARCO CONCEPTUAL

1.1 Marco histórico

Para la fabricación de unidades de concreto se ha desarrollado una amplia gama de equipos en los cinco continentes que van desde equipos manuales que producen 200 unidades diarias hasta máquinas sofisticadas conocidas como ponedoras, con una producción de 20,000 unidades por día y que ejercen una presión de compactación hasta de 16 MPa.

En el Anexo D se resumen las características más importantes de 20 equipos, de los 51 conocidos por expertos de Las Naciones Unidas en el tema. De esta Tabla es necesario destacar el equipo CINVA-RAM desarrollado en Colombia, porque ha servido como modelo a los diseñadores de este tipo de máquinas en el mundo entero.

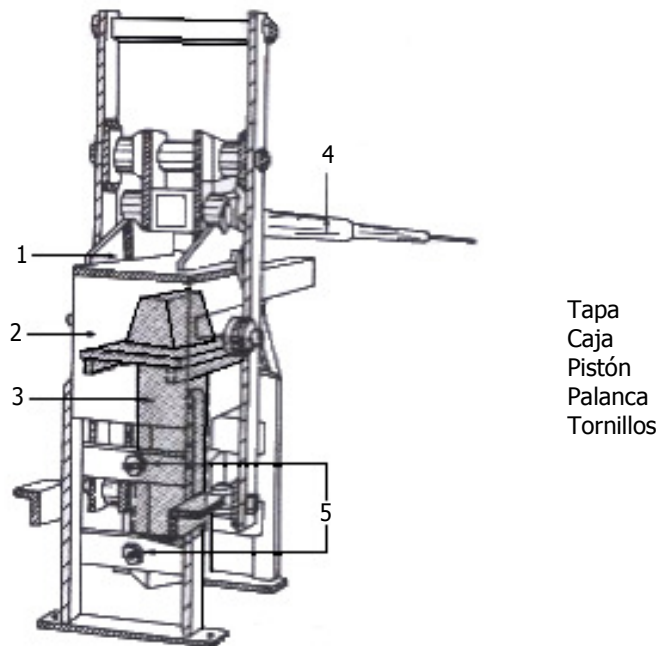


Figura 1. Máquina CINVA-RAM para producir todo tipo de bloques

En 1900 Harold Palmer patentó el principio básico de una máquina que podía producir bloques huecos de concreto; a mediados del siglo pasado el ingeniero Raúl Ramírez, miembro del personal técnico del programa de investigación del Centro Iberoamericano de Vivienda y Planeamiento – CINVA – de Bogotá, desarrolló una máquina llamada CINVA-RAM con el objetivo de proporcionar una herramienta manual, útil y económica para aquellas familias de escasos recursos que construyen sus viviendas bajo el esquema de autoconstrucción.

Desde su creación, la CINVA-RAM se ha utilizado extensivamente tanto en países subdesarrollados como en los en vía de desarrollo. Este equipo está basado en el principio de que el suelo sometido a grandes presiones adquiere propiedades estables, haciéndose resistente a la compresión y al desgaste.

1.2 CINVA-RAM

Paralelo al equipo descrito anteriormente, el centro desarrolló una simplificación para la construcción de bloques macizos únicamente.

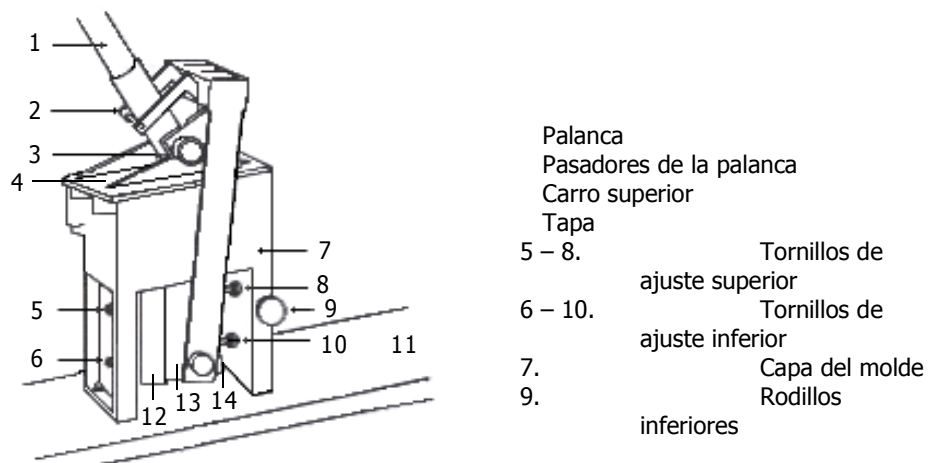


Figura 2. Máquina CINVA-RAM para producir bloques macizos.

Esta máquina manual se compone de una caja o molde donde se deposita la mezcla en su parte inferior, el asiento o tope funciona como un pistón, el cual se desplaza verticalmente y en ambas direcciones. Este pistón es accionado por un dispositivo de palanca operado a mano, haciendo posible de esta manera comprimir la mezcla fresca desde la parte inferior del molde, al mismo tiempo que ésta es retenida en la parte superior por medio de una tapadera. Al accionar la palanca en sentido inverso, es posible expulsar por medio del pistón el bloque ya elaborado, el cual es retirado para posteriormente someterlo al tratamiento del curado. Las partes principales son:

- Tapa. Es un rectángulo metálico, unido a la caja por dos tirantes laterales, móviles, que le permiten deslizarse para taparla y destaparla. En su parte posterior se encuentran dos descansos de los ejes superiores de las bielas de la palanca.
- Caja. Molde metálico sostenido por cuatro tapas angulares de hierro, el cual constituye el esqueleto de todo el mecanismo.
- Pistón. Está formado por un cilindro, guiado entre dos ángulos regulables, unido mecánicamente a una platina rectangular que hace las veces de émbolo de compresión. A ésta va atornillada una pieza de madera, cuyo objetivo es estampar los bloques.
- Palanca. Consta de un juego de bielas accionadas por un brazo, que permiten poner en movimiento el pistón. Si se desea producir bloques sólidos, se puede retirar, quitando los tornillos y obstruyendo los orificios que aparecen en la platina mediante pequeños tornillos.

1.3 Utilización del vibrado

Los sistemas de vibrados no reducen notablemente el volumen de vacíos para suelos arcillosos, pero son muy efectivos para suelos arenosos y cementos, permitiendo de esta manera el uso de mezclas más secas que las que pueden ser compactadas por métodos manuales.

La experiencia demuestra que existe una cantidad óptima de agua en la mezcla para que haya una mayor consistencia del bloque, de igual forma el compactado en la máquina se hará con mayor eficiencia; esto evita que el bloque recién elaborado presente una superficie convexa en lo alto del mismo o que durante el proceso de compactación la mezcla se escape o fugue por la parte inferior del molde.

1.4 Frecuencia y amplitud de vibración

Se debe tomar en cuenta que la frecuencia óptima de vibración es inversamente proporcional al tamaño del grano o partículas de la mezcla y que la amplitud es directamente proporcional al tamaño de éstos. La frecuencia angular de vibrado varía entre 1,500 a 5,000 revoluciones por minuto; esto se debe a que inicialmente las partículas de la mezcla están bastante apartadas y el movimiento inducido tiene que ser de una magnitud correspondiente a la separación de las partículas de la mezcla a compactar. La amplitud debe oscilar entre 8 y 15 mm, dependiendo de los materiales que componen la mezcla. Entre mayor sean los granos mayor será la amplitud.

1.5 Especificaciones para vibrar el concreto

El colado y la compactación del concreto por medio de vibradores de alta frecuencia es un arte que es difícil de prescribir en una especificación. El contratista debe estudiar las condiciones especiales del trabajo que tiene entre manos, seleccionar el equipo de acuerdo a ello, y plantear el procedimiento para que el proceso de colado esté de acuerdo con la producción de la mezcladora. En algunos casos es necesario reacondicionar la mezcladora y el equipo de transporte y ajustar la disposición de la máquina para que maneje las mezclas rígidas lo cual es posible con la vibración. Se puede obtener una clara ventaja con el uso de vibradores si se ha planteado el trabajo para ello.

Aunque las condiciones para cada tipo de trabajo se deben considerar, hay ciertos requisitos que deben tomarse en cuenta en general. Se ha hecho un esfuerzo para cubrirlos en las siguientes especificaciones que son suplementarias a las especificaciones del concreto ordinario.

1.6 Colado

El concreto debe colarse en capas de no más de 46 cm (18 pulg.) de espesor y cada capa debe vibrarse en el lugar, no permitiendo que los ingredientes se segreguen. Las superficies deben ser lisas y libres de vacíos causados por grupos de piedras. Cuando sea necesario, la vibración debe complementarse a mano con el uso de una cuchara para asegurar estos resultados.

1.7 Número y tamaño de los vibradores

Los vibradores deben ser de una construcción resistente, adecuadamente motorizados y capaces de transmitir al concreto no menos de 3,500 impulsos por minuto. La vibración debe ser suficientemente intensa para que el concreto fluya o se asiente en su lugar, y que además, afecte visiblemente al concreto de 2.5 cm (1 pulg.) de revestimiento, en un radio de por lo menos 46 cm (18 pulga.).

Un número suficiente de vibradores deben ser usados para que se asegure la compactación completa del volumen de cada capa de concreto, colada a la velocidad promedio requerida. Por lo menos un vibrador extra debe estar a mano para casos de emergencia.

1.8 Manipuleo de los vibradores

Los vibradores se deben adaptar a la máquina de manera que transmitan la vibración en forma efectiva y deben levantarse conforme se va colando el concreto. La vibración debe ser tal que el concreto sea trabajable uniformemente y con un tiempo de aplicación de por lo menos 3.5 minutos por metro cúbico de mezcla.

El tiempo requerido de aplicación para los vibradores debe ser el necesario para integrar el agregado grueso a la mezcla y sacar suficiente mortero a la superficie para un acabado satisfactorio. El vibrado no debe prolongarse a tal grado que puedan formarse bolsas de mortero (segregación).

1.9 Ajuste de la mezcla

Se realizan varias pruebas de mezcla conteniendo cemento y agua. Cuando se revisen las pruebas se selecciona la que reúna las condiciones especificadas. Debe ser trabajable y compactada bajo las condiciones de colado. La cantidad de agua y también la relación de mortero al agregado grueso serán la mínima para producir un concreto uniformemente denso libre de bolsas de agregados o panales. Si hay agua excesiva libre en la superficie, se debe corregir usando menos agua, ajustando las proporciones de los agregados, o aumentando la proporción de partículas finas que pasen los tamices 50 y 100.

1.10 Ensayos de productos de concreto

En los años 2000 y 2001 se realizó una investigación con asesoría del personal del Instituto Salvadoreño del Cemento y del Concreto – ISCYC –, la hipótesis consistió en crear una unidad de mampostería que utilizara en su fabricación Cemento Pórtland, partículas de suelo y agregados locales, de fabricación manual y mecanizada, con características técnicas y económicas, iguales o superiores al ladrillo de barro cocido.

Como resultado de esta investigación se tuvieron diversas variables por definir para la mezcla, como por ejemplo: cementos locales, suelos y agregados, relaciones agua cemento, ensayos de compresión, flexión, absorción, variación de las dimensiones y pesos volumétricos.

En resumen, se fabricaron 1,400 unidades, de las cuales 700 se fabricaron en forma manual y 700 en forma mecanizada. Se utilizaron dos tipos de cemento, regidos bajo las normas ASTM C91 tipo M y ASTM C 1157 tipo HE. Los materiales complementarios fueron arena limosa, escoria volcánica, pómez y arena de río, por lo que se investigaron tres combinaciones de materiales:

1. Cemento + Pómez + Escoria Volcánica + Arena Limosa + Agua
2. Cemento + Pómez + Arena Limosa + Agua
3. Cemento + Pómez + Arena de Río + Agua

A cada una de las combinaciones anteriores se le realizaron 4 diseños de mezcla, teniendo presente diseños para el método de fabricación manual y para el método de fabricación semimecanizada así como para el tipo de cemento utilizado ASTM C91 tipo M y ASTM C 1157 tipo HE. Así mismo cada diseño de mezcla se ensayó a los 7, 14, 28 y 90 días revisando su resistencia a la compresión, flexión, absorción, variación de dimensiones y peso volumétrico.

El trabajo requerido y el número total de ensayos, son representativos estadísticamente para el número de variables analizadas, correspondiendo a tres especímenes por cada caso particular. Todos los ensayos fueron realizados también a muestras representativas de ladrillos de barro cocido, seleccionados de 3 ladrilleras, todas ubicadas en Armenia, Sonsonate. Estos resultados fueron el punto de partida o de referencia, para el análisis comparativo con las unidades fabricadas utilizando cemento Pórtland.

Las normas ASTM utilizadas, para el diseño de mezclas para las unidades de cemento Pórtland, son las correspondientes a las que rigen el diseño de mezclas de concreto hidráulico de peso ligero y para los ensayos de las unidades, se han utilizado las normas que rigen las unidades de barro cocido (ASTM también).

1.10.1 Diseño de mezclas

Las mezclas no se diseñaron según los procedimientos del suelo cemento, sino con los procedimientos para diseños de mezclas de concreto hidráulico de peso ligero, las razones son diversas, mencionándose a continuación algunas:

- ✓ El equipo para la fabricación de las unidades; originalmente está diseñado para elaborar unidades de concreto hidráulico de peso ligero, posee vibración horizontal unidireccional y además compactación vertical dinámica.
- ✓ Para la fabricación en forma manual se necesitaba una mezcla lo suficientemente fluida para acomodar el molde, obteniendo la compactación dinámica por un procedimiento de varillado por capas. La mezcla se va compactando poco a poco hasta llegar a la superficie del molde.
- ✓ El suelo cemento como tal, o bajo especificaciones para la fabricación de unidades de mampostería tiene un tamaño máximo de partículas menor a los utilizados en esta investigación. Además posee uniformidad de tamaños (partículas de suelo filtrados previamente por un mismo tamaño de malla).
- ✓ Uno de los ensayos principales que se practicaron a las unidades de concreto fue la flexión, por lo que para obtener resultados excelentes ante este comportamiento, fue necesario considerar agregado grueso con tamaño máximo de $\frac{3}{4}$ " en la mezcla de diseño.

El diseño de las mezclas sufrió pequeños ajustes durante la elaboración de la mezcla y el proceso de fabricación, ya que el comportamiento de mezclas de agregado de peso ligero posee cierto grado de complejidad debido a la variación en los porcentajes de absorción, humedad y peso. Los ajustes realizados, no provocaron cambios en las resistencias de diseño.

Los comentarios referentes a los cementos utilizados en la investigación, corresponden a criterios técnicos económicos por lo que las variables fueron limitadas a dos tipos de cementos. Uno de ellos fue el de mampostería ASTM C91 tipo M con lo que se pretendía fabricar unidades a bajo costo (por el precio local del cemento).

El otro cemento utilizado fue ASTM C 1157 tipo HE, que por sus características de resistencia inicial temprana, podría ser atractivo para los fabricantes de unidades de mampostería, al endurecer, movilizar y comercializar en menor tiempo las unidades. Estas fueron las hipótesis de partida que obligaron a determinar una mezcla óptima a través de varios diseños y ensayos de laboratorio. Un resumen de los diseños se presenta a continuación (la relación volumétrica corresponde al orden de los materiales abajo mencionados):

Diseños de mezclas por fabricación manual:

Tabla 3. Mezcla No. 1 por fabricación manual (Cemento, Pómez, Escoria Volcánica y Arena Limosa) con ASTM C91 o C1157

Diseño	Pasta para 1m ³		Materiales para 1 m ³			Agua de corrección	Relación Volumétrica
	Cemento (L)	Agua (L)	Pómez (L)	Escoria Volcánica (L)	Arena Limosa (L)		
1	80.65	125	156.68	97.93	518.67	Dependerá de la humedad del material	1:2:1:6 ½
2	80.65	125	293.12	91.12	424.52		1:3 ½: 5 ½
3	80.65	125	281.46	175.91	349.39		1:3:2: 4 ½
4	80.65	125	391.82	163.26	270.22		1:4½:2:3½

Tabla 4. Mezcla No. 2 por fabricación manual (Cemento, Pómez y Arena Limosa), con ASTM C91 o ASTM C 1157

Diseño	Pasta para 1 m ³		Materiales para 1 m ³		Agua de corrección	Relación Volumétrica
	Cemento (L)	Agua (L)	Pómez (L)	Arena Limosa (L)		
1	80.65	125	162.52	605.25	Dependerá de la humedad del material	1:2:7 ½
2	80.65	125	304.80	504.50		1:3 ½ :6 ½
3	80.65	125	480.25	669.06		1:5 ½ :4 ½
4	80.65	125	610.20	252.49		1:7:3

Tabla 5. Mezcla No. 3 por fabricación manual (Cemento, Pómez y Arena de Río), con ASTM C91 o C1157

Diseño	Pasta para 1 m ³		Materiales para 1 m ³		Agua de corrección	Relación Volumétrica
	Cemento (L)	Agua (L)	Pómez (L)	Arena (L)		
1	80.65	125	137.33	610.38	Dependerá de la humedad del material	1:1 ½ :7 ½
2	80.65	125	260.03	513.63		1:3:6 ½
3	80.65	125	322.60	322.60		1:4:4
4	80.65	125	403.65	241.38		1:5:3

Diseños de mezclas por fabricación mecánica:

Tabla 6. Mezcla No. 1 por fabricación mecánica (Cemento, Pómez, Escoria Volcánica y Arena Limosa) con ASTM C91 o C1157

Diseño	Pasta para 1 m ³		Materiales para 1 m ³			Agua de corrección	Relación Volumétrica
	Cemento (L)	Agua (L)	Pómez (L)	Escoria Volcánica (L)	Arena Limosa (L)		
1	80.65	125	391.82	163.26	270.22	Dependerá de la humedad del material	1:4½:2:3½
2	80.65	125	156.68	97.93	518.67		1:2:1:6 ½
3	59.68	92.5	298.4	197.0	358.0		1:5:3:6
4	56.45	87.5	282.2	169.3	395.2		1:5:3:7

Tabla 7. Mezcla No. 2 por fabricación mecánica (Cemento, Pómez y Arena Limosa), con ASTM C91 o C1157

Diseño	Pasta para 1 m ³		Materiales para 1 m ³		Agua de corrección	Relación Volumétrica
	Cemento (L)	Agua (L)	Pómez (L)	Arena Limosa (L)		
1	80.65	125	480.25	669.06	Dependerá de la humedad del material	1:5½ : 4 ½
2	80.65	125	610.20	252.49		1:7:3
3	80.65	92.5	477.4	358.0		1:8:6
4	56.45	87.5	451.6	395.2		1:8:7

Tabla 8. Mezcla No. 3 por fabricación mecánica (Cemento, Pómez y Arena de Río), con ASTM C91 o C1157

Diseño	Pasta para 1 m ³		Materiales para 1 m ³		Agua de corrección	Relación Volumétrica
	Cemento (L)	Agua (L)	Pómez (L)	Arena Limosa (L)		
1	80.65	125	137.33	610.38	Dependerá de la humedad del material	1:1 ½ :7 ½
2	80.65	125	260.03	513.63		1:3:6 ½
3	80.65	92.5	322.60	322.60		1:4:4
4	56.45	87.5	403.65	241.38		1:5:3

Para determinar en peso los componentes de las mezclas de diseño, se multiplicaron por su respectivo valor de gravedad específica, (que fue calculada para cada uno de los materiales), pero en este caso se presentaron volumétricamente con el objeto de que la información sea fácil y práctica en los sitios de fabricación.

Como se puede ver, los diseños de mezcla para el proceso mecanizado son diferentes al proceso manual, esto se debe a que en el proceso mecanizado la máquina exige relaciones agua cemento considerablemente bajas (0.25 a 0.4) para compactar eficientemente la mezcla, mientras que la fabricación manual requiere de mezclas más fluidas para garantizar una distribución de la mezcla en los moldes.

1.10.2 Resultados de laboratorio

Debido a que el objetivo era obtener una unidad de mampostería con características a las presentadas en los ladrillos de barro, se han utilizado las normas ASTM C62 (Anexo E) y ASTM C67 (Anexo F), ensayándose las muestras a flexión, comprensión, absorción, peso volumétrico y variación de las dimensiones. Los resultados se resumen en los siguientes cuadros:

Tabla 9. Método Manual de Fabricación, tipo de cemento: ASTM C91 tipo M

Mezcla	Diseño	Resistencia a la compresión (Kg/cm ²)			Módulo de ruptura (Kg cm ²)			n (%) Absorción	Peso por m ³ (Kg/m ³)	Variación en las dimensiones		
		7 días	14 días	28 días	7 días	14 días	28 días			Largo (%)	Ancho (%)	Alto (%)
1	1:2:1:6½	25.78	49.28	51.50	9.97	14.28	19.04	20.37	1342.54	0.01	-0.18	7.64
	1:3½:1:5½	19.82	40.90	43.02	7.34	11.50	15.47	21.79	1264.86	-0.16	0.04	6.93
	1:3:2:4 ½	25.97	47.27	48.64	9.95	15.31	17.35	20.75	1279.25	-0.14	0.29	8.79
	1:4½:2:3½	16.15	40.30	42.96	7.35	10.81	11.58	21.29	1269.92	-0.11	-0.07	6.93
2	1:2:7 ½	22.58	31.07	47.68	6.92	8.87	19.81	18.05	1307.44	-0.14	-0.36	7.36
	1:3½:6 ½	16.44	26.56	40.73	6.73	8.21	18.28	15.00	1312.74	-0.3	-0.36	7.14
	1:4½:4 ½	23.07	28.45	43.22	6.13	7.55	19.39	15.52	1264.03	-0.38	0.11	9.64
	1:7:3	15.93	20.88	29.45	4.22	3.35	9.96	18.62	1194.42	-0.2	0.14	7.36
3	1:1½:7½	9.46	22.06	26.99	3.94	6.01	8.01	26.90	1159.15	-0.45	0.11	4.64
	1:3: 6 ½	8.11	20.81	27.62	4.05	6.51	6.51	24.89	1324.38	-0.55	-0.39	8.07
	1:4:4	12.28	29.51	31.28	5.53	11.67	11.67	25.13	1146.79	-0.41	-0.21	9.21
	1:5:3	13.34	29.99	34.10	6.68	9.19	9.19	18.81	1253.61	-0.48	-0.18	8.21

Tabla 10. Método de Fabricación Manual, tipo de cemento: ASTM C1157 tipo HE

Mezcla	Diseño	Resistencia a la compresión (Kg/cm ²)			Modulo de ruptura (Kg cm ²)			n (%) Absorción	Peso por m ² (Kg/m ³)	Variación en las dimensiones		
		7 días	14 días	28 días	7 días	14 días	28 días			Largo (%)	Ancho (%)	Alto (%)
1	1:2:1:6½	30.94	43.01	63.62	8.44	16.90	25.11	19.55	1293.65	0.01	-0.18	7.64
	1:3½:1:5½	25.08	35.90	52.51	8.25	12.92	25.15	18.63	1199.50	-0.16	0.04	6.93
	1:3:2: 4 ½	30.09	42.31	55.72	9.42	13.05	26.20	17.73	1255.53	-0.14	0.29	8.79
	1:4½:2:3½	28.14	38.95	48.57	8.20	14.39	22.30	21.24	1219.85	-0.11	-0.07	6.93
2	1:2:7 ½	27.23	38.57	53.47	10.4	19.29	17.94	14.55	1333.65	-0.14	-0.36	7.36
	1:3½:6:1/2	25.80	36.77	50.76	8.11	17.10	19.38	16.04	1265.20	-0.30	-0.36	7.14
	1:4½:4 ½	28.79	37.04	48.19	6.79	15.90	18.33	18.32	1200.22	-0.38	0.11	9.64
	1:7:3	26.74	34.09	55.87	9.12	14.15	16.14	19.56	1198.47	-0.20	0.14	7.31
3	1:1½:7 ½	13.40	17.38	33.15	5.20	4.51	10.88	16.97	1371.95	-0.45	0.11	4.64
	1:3: 6 ½	14.71	21.06	41.69	6.39	5.17	13.32	19.83	1256.56	-0.55	-0.39	8.07
	1:4:4	12.77	24.85	46.94	6.35	6.89	15.35	20.33	1193.53	-0.41	-0.21	9.21
	1:5:3	17.97	22.84	38.53	6.39	6.54	17.08	18.61	1133.13	-0.48	-0.18	8.21

Tabla 11. Método de Fabricación Mecanizado, tipo de cemento: ASTM C91 tipo M

Mezcla	Diseño	Resistencia a la compresión (Kg/cm ²)			Módulo de ruptura (Kg cm ²)			n (%) Absorción	Peso por m ³ (Kg/ m ³)	Variación en las dimensiones		
		7 días	14 días	28 días	7 días	14 días	28 días			Largo (%)	Ancho (%)	Alto (%)
1	1:2:1:6½	31.22	53.40	69.13	7.12	11.22	20.6	16.85	1269.07	0.07	7.14	0.29
	1:3½:1:5½	27.80	52.74	65.06	5.89	10.79	17.46	16.36	1290.90	0.45	5.39	0.86
	1:3:2:4 ½	26.34	49.49	58.51	6.15	7.37	11.45	20.27	1244.00	0.02	6.46	0.00
	1:4½:2:3½	27.33	48.03	57.37	6.17	7.16	12.30	19.76	1263.02	0.11	5.86	-0.40
2	1:2:7 ½	31.45	56.54	67.36	7.29	9.95	16.62	16.58	1197.50	0.09	4.57	0.36
	1:3½:6 ½	35.45	61.68	75.00	10.54	13.82	18.35	17.05	1171.20	-0.02	5.54	0.00
	1:4½:4 ½	29.52	57.05	63.95	6.40	9.94	14.03	17.53	1198.56	0.06	4.75	-0.07
	1:7:3	28.18	49.21	56.92	5.08	8.42	12.34	19.66	1162.21	0.13	4.93	-0.07
3	1:1½:7½	25.22	47.61	56.41	5.86	8.22	12.61	15.57	1518.50	0.02	5.75	0.36
	1:3: 6 ½	20.05	40.12	49.58	6.27	7.62	10.29	17.04	1400.51	0.07	4.79	0.71
	1:4:4	32.29	60.49	71.42	11.98	13.54	18.98	17.97	1335.49	0.00	6.50	0.14
	1:5:3	33.09	54.59	65.17	10.35	12.64	16.78	19.37	1215.72	0.00	5.25	-0.21

Tabla 12. Método de Fabricación Mecanizado, tipo de cemento: ASTM C 1157 tipo HE

Mezcla	Diseño	Resistencia a la compresión (Kg/cm ²)			Módulo de ruptura (Kg cm ²)			n (%) Absorción	Peso por m ³ (Kg/m ³)	Variación en las dimensiones		
		7 días	14 días	28 días	7 días	14 días	28 días			Largo (%)	Ancho (%)	Alto (%)
1	1:4½:2:3½	41.81	72.95	86.40	12.14	15.91	22.05	14.50	1316.00	0.07	7.14	0.29
	1:2:1: 6 ½	36.31	67.89	79.40	10.66	15.65	26.75	15.30	1339.16	0.45	5.39	0.86
	1:5:3:6	30.91	53.55	59.22	6.74	7.84	11.93	18.32	1267.72	0.02	6.46	0.00
	1:5:3:7	24.74	49.15	55.10	4.09	6.17	9.60	20.61	1228.78	0.11	5.86	-0.40
2	1:5½:4:1/2	34.34	62.10	73.35	8.64	11.52	20.97	16.93	1242.58	0.09	4.57	0.36
	1:7:3	38.62	64.69	71.58	10.74	11.57	20.78	17.25	1144.14	-0.02	5.54	0.00
	1:8:6	34.40	63.75	75.65	9.53	13.51	20.73	17.85	1207.63	0.06	4.75	-0.07
	1:8:7	26.45	47.15	56.71	6.91	9.35	16.01	20.68	1171.67	0.13	4.93	-0.07
3	1:1½:7 ½	25.96	49.57	50.94	6.88	9.46	14.03	16.99	1473.96	0.02	5.75	0.36
	1:3:6 ½	27.04	46.22	51.88	7.13	10.50	12.33	18.04	1375.26	0.07	4.79	0.71
	1:4:4	39.99	71.57	79.13	12.02	18.79	21.46	16.86	1348.05	0.00	6.50	0.14
	1:5:3	27.43	47.64	53.76	10.51	14.04	16.07	21.42	1179.81	0.00	5.25	-0.21

1.10.3 Análisis de resultados

Analizando los resultados se determinó un diseño de mezcla óptimo, tanto para el método de fabricación manual, como para el mecanizado, los cuales corresponden a los diseños con letra negrita en los cuadros anteriores. El criterio que se utilizó en esta investigación para designar a una mezcla como óptima, es que supere las características físicas y mecánicas de los ensayos realizados a los ladrillos de barro cocido (cuyos resultados se detallan más adelante) y que el costo de las unidades sea lo más cercano posible.

Los cementos utilizados proporcionaron excelentes resultados, con el cemento de mampostería ASTM C91 tipo M, se producen unidades de más bajo costo y mezclas de excelente trabajabilidad (aditivo plastificante del cemento) para la fabricación de unidades en forma manual, aunque la resistencia a los 7 días es baja, presentando desbordamientos en las aristas de los ladrillos al ser transportados o utilizados en obra. A los 28 días la mayoría de mezclas con este tipo de cemento, presenta valores de resistencia aceptables comparado con las obtenidas en los ladrillos de barro.

Con respecto al cemento ASTM C1157 tipo HE, los valores de resistencia a los 7 días son altos, no existiendo problemas de desbordamientos al ser movilizados o utilizados en obra, aunque el costo de este cemento es mayor que el de mampostería, los costos se compensan debido a que se necesita menor cantidad de cemento por metro cúbico, para alcanzar la resistencia especificada.

En lo referente a los métodos de fabricación, el mecanizado proporcionó mejores resultados en lo que respecta a uniformidad en los valores de resistencia y en las dimensiones de los ladrillos, así como también en valores mayores de resistencia a la flexión y comprensión, debido a que las mezclas en este método de fabricación se trabajan con relaciones agua - cemento más bajas.

En resumen, la mezcla óptima del método manual fue la que posee una relación volumétrica 1:7:3 en la Tabla 10 (Cemento ASTM C1157 + Pómez + Arena Limosa), con una producción de 85 ladrillos por bolsa de cemento. Con resultados de resistencias detallados en los cuadros. Para el método de fabricación mecanizado, el diseño óptimo fue el correspondiente a la relación volumétrica 1:8:7 de la Tabla 12 (cemento ASTM C1157 + Pómez + Arena Limosa), y con una producción de 115 ladrillos por bolsa de cemento. En ambos diseños se obtuvieron porcentajes de absorción dentro del rango especificado en la norma.

1.11 Ensayos de ladrillos de barro cocido

Como en la investigación no se fabricaron ladrillos de barro, se seleccionaron 3 fabricantes de prestigio, todos de la Ciudad de Armenia, Sonsonate, que su especialidad es la fabricación de ladrillos de barro cocido de calidad y se adquirieron muestras de cada fabricante, realizando ensayos según normas ASTM C62 y C67.

Tabla 13. Resultados de ensayos a ladrillos de barro cocido

Ladrillera (muestras)	Comp.f' c Kg/cm²	Flexión Mr. Kg/cm²	Absorción %	Peso volumétrico Kg/m³
1	51.53	9.52	25.28	1278.49
2	52.84	12.43	25.20	1327.66
3	46.76	8.96	25.22	1228.74

Observando los resultados, los valores de esfuerzo a comprensión y flexión son menores que los obtenidos por el método manual y mecanizado en los diseños 1:7:3 (Tabla 10) y 1:8:7 (Tabla 10) respectivamente. En cambio, los valores de absorción y peso volumétrico resultaron mayores en los ladrillos de barro.

Los valores altos de peso implican dificultad en el transporte y manejo de los productos, además aumenta considerablemente el peso de las estructuras. Por tanto, los resultados obtenidos en las unidades de concreto son más favorables.

1.12 Comparación técnica de unidades de concreto y ladrillos de barro cocido

La comparación técnica entre el ladrillo de barro cocido y las unidades de concreto se hará con base a los resultados de las diferentes pruebas de laboratorio presentados en la sección anterior.

Los resultados de la prueba de compresión simple para el método de fabricación manual y mecánico muestran que los especímenes fabricados con cemento ASTM C-1157 Cessablock dan los mayores valores de resistencia a la compresión, llegándose a obtener un valor máximo de 63.62 kg/cm² (diseño 1:2:1:6½) para el método manual y un máximo de 86.40 kg/cm² (diseño 1:4½ : 2:3½) para el método mecánico; comparando estos valores máximos con el valor máximo de resistencia a la compresión del ladrillo de barro, se tienen incrementos de resistencia de 20.4% y 63.5% respectivamente.

Para el módulo de ruptura la mayoría de diseños dieron valores de resistencia a la flexión mayores que los resultados que se obtuvieron del ladrillo de barro cocido. Los valores de absorción son considerablemente más bajos que los resultados obtenidos con el ladrillo de barro cocido (no cumplieron con la norma ASTM C-92).

Muy importante es la comparación de peso volumétrico entre las unidades de concreto y el ladrillo de barro cocido ya que influye en dos aspectos: el rendimiento de los trabajadores en la obra y el peso total por carga muerta de una estructura.

Al observarse se puede apreciar que en la mayoría de diseños el peso volumétrico de las unidades de concreto es menor o relativamente igual al peso volumétrico de los ladrillos de barro cocido y aún más los especímenes fabricados a través del método mecánico.

1.13 Costo de fabricación de unidades de concreto

La comparación económica se hará tomando en cuenta los presupuestos que corresponden a los ladrillos de barro cocido y unidades de concreto. Para ello se han tomado en cuenta los costos de diferentes rubros: materiales, herramientas, equipo y mano de obra, los cuales intervienen en su proceso de fabricación:

Tabla 14. Costo unitario de los rubros que intervienen en la fabricación de unidades de concreto (método manual)

RUBROS	UNIDAD	COSTO UNITARIO (\$)
Piedra pómez	m ³	5.71
Escoria Volcánica	m ³	6.67
Arena Limosa	m ³	5.71
Arena	m ³	8.57
Cemento de mampostería	m ³	130.79
Cemento ASTM C- 1157	m ³	150.91
Mano de Obra	Suma global / millar	25.71
Herramientas	Suma global / millar	1.35

Tabla 15. Costo unitario de los rubros que intervienen en la fabricación de unidades de concreto (método mecánico)

RUBROS	UNIDAD	COSTO UNITARIO (\$)
Piedra Pómez	m ³	5.71
Escoria Volcánica	m ³	6.67
Arena Limosa	m ³	5.71
Arena	m ³	8.57
Cemento de mampostería	m ³	130.79
Cemento ASTM C-1157	m ³	150.91
Mano de Obra	Suma global / millar	17.14
Herramientas	Suma global / millar	0.46
Depreciación de la máquina	Suma global / millar	1.83
Electricidad	Suma global / millar	0.10

Habiendo encontrado el costo unitario de los rubros que intervienen en cada método de fabricación, se puede calcular el costo unitario de fabricación por millar de unidades de concreto, considerando la proporción de los materiales en los diferentes diseños de cada mezcla. Los valores obtenidos de esta manera se han ordenado en las siguientes tablas:

Tabla 16. Costo por millar de unidades de concreto, cemento de mampostería Cuscatlán
(método manual)

Mezcla	Diseño	Unidades / Bolsa	Materiales	Mano de obra	Herramientas	Total
1	1:2:1:6½	78	¢592.62	¢225.00	¢11.85	¢829.47
	1:3:1:5½	82	¢572.40	¢225.00	¢11.85	¢809.25
	1:3:2:4½	84	¢553.13	¢225.00	¢11.85	¢789.98
	1:4:2:3½	85	¢554.98	¢225.00	¢11.85	¢791.83
2	1:2:7 ½	78	¢586.62	¢225.00	¢11.85	¢823.47
	1:3:6 ½	82	¢562.63	¢225.00	¢11.85	¢799.48
	1:5:4 ½	84	¢555.95	¢225.00	¢11.85	¢792.80
	1:7:3	85	¢549.41	¢225.00	¢11.85	¢786.26
3	1:1:7 ½	84	¢623.56	¢225.00	¢11.85	¢860.41
	1:3:6 ½	84	¢620.75	¢225.00	¢11.85	¢857.60
	1:4:4	64	¢744.47	¢225.00	¢11.85	¢981.32
	1:5:3	64	¢729.68	¢225.00	¢11.85	¢966.53

Tabla 17. Costo por millar de unidades de concreto, cemento ASTM C-1157 Cessablock
(método manual)

Mezcla	Diseño	Unidades / Bolsa	Materiales	Mano de obra	Herramientas	Total
1	1:2:1:6½	78	¢656.75	¢225.00	¢11.85	¢893.60
	1:3:1:5½	82	¢633.37	¢225.00	¢11.85	¢870.22
	1:3:2:4½	84	¢612.66	¢225.00	¢11.85	¢849.51
	1:4:2:3½	85	¢613.80	¢225.00	¢11.85	¢850.65
2	1:2:7 ½	78	¢653.72	¢225.00	¢11.85	¢890.57
	1:3:6 ½	82	¢627.60	¢225.00	¢11.85	¢864.45
	1:5:4 ½	84	¢615.48	¢225.00	¢11.85	¢852.33
	1:7:3	85	¢608.23	¢225.00	¢11.85	¢845.08
3	1:1:7 ½	84	¢683.09	¢225.00	¢11.85	¢919.94
	1:3:6 ½	84	¢680.27	¢225.00	¢11.85	¢917.12
	1:4:4	64	¢822.60	¢225.00	¢11.85	¢1,059.45
	1:5:3	64	¢807.81	¢225.00	¢11.85	¢1,044.66

Tabla 18. Costo por millar de unidades de concreto, cemento de mampostería Cuscatlán (método mecánico)

Mezcla	Diseño	Unidades / bolsa	Materiales	Mano de Obra	Herramientas	Máquina	Electricidad	Total
--------	--------	------------------	------------	--------------	--------------	---------	--------------	-------

1	1:4:2:3½	84	¢561.59	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢732.52
	1:2:1:6½	84	¢550.32	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢721.25
	1:5:3:6	108	¢491.57	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢662.50
	1:5:3:7	115	¢474.00	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢644.93
2	1:5½:4 ½	83	¢562.65	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢733.58
	1:7:3	83	¢562.65	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢733.58
	1:8:6	108	¢485.00	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢655.93
	1:8:7	115	¢467.83	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢638.76
3	1:1:7 ½	84	¢623.56	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢794.49
	1:3:6 ½	84	¢620.75	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢791.68
	1:4:4	65	¢733.02	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢903.95
	1:5:3	65	¢718.46	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢889.39

Tabla 19. Costo por millar de unidades de concreto, cemento ASTM C-1157 Cessablock
(método mecánico)

Mezcla	Diseño	Unidades / bolsa	Materiales	Mano de Obra	Herramientas	Máquina	Electricidad	Total
1	1:4:2:3½	84	¢621.11	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢792.04

	1:2:1:6½	84	¢609.84	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢780.77
	1:5:3:6	108	¢537.87	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢708.80
	1:5:3:7	115	¢517.48	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢688.41
2	1:5½:4 ½	83	¢622.89	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢793.82
	1:7:3	83	¢622.89	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢793.82
	1:8:6	108	¢531.30	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢702.23
	1:8:7	115	¢511.30	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢682.23
3	1:1:7 ½	84	¢683.08	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢854.01
	1:3:6 ½	84	¢680.27	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢851.20
	1:4:4	65	¢809.94	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢980.87
	1:5:3	65	¢795.38	¢150.00	¢4.05	¢16.00	¢0.88	¢966.31

1.14 Productos de concreto

Los productos de concreto son elementos o piezas elaboradas con cemento, agregados y agua; para su fabricación no se necesitan inversiones grandes; se pueden hacer manualmente sin tener que disponer de energía eléctrica y la materia prima es casi siempre fácil de conseguir, aunque es necesario bastante esfuerzo por parte de los operarios y la producción es mínima.

1.14.1 Características

Estos productos deben tener unas características apropiadas como: Uniformidad en su apariencia y calidad, resistencia adecuada y una baja absorción de humedad, para permitir su correcta utilización y garantizar un buen resultado de la obra.

Deben ser uniformes en su calidad y dimensiones. Cuando están conformando los muros o pavimentos trabajan en conjunto. Por esto se debe procurar que las características de todas las unidades sean muy similares, para que no existan algunas más débiles o diferentes que perjudiquen el resultado final.



Figura 3. Bloques uniformes en calidad y dimensiones

La resistencia es la característica que indica la calidad de los bloques. Esta propiedad se puede comprobar cualitativamente de la siguiente manera: Al pasar rayando con un elemento duro (por ejemplo un clavo) sobre las caras del bloque terminado, el material no se debe desmoronar. Un buen bloque, al caer desde la altura de un metro, debe absorber el golpe contra un piso, sin quebrarse, pero puede presentar pequeños desbordamientos.

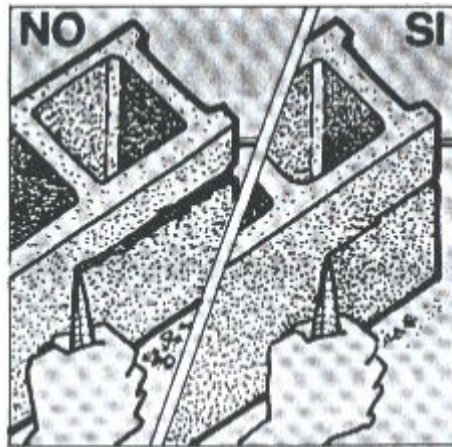


Figura 4. Prueba manual para la resistencia de los bloques

Como los bloques tienen un bajo nivel de absorción de agua son muy utilizados para sobrecimientos y en obras que estén en contacto directo con terrenos húmedos.

1.14.2 Ventajas

Bloques de concreto. Cuando se construyen paredes con bloques de concreto, se logran economías de tiempo, materiales y mano de obra, especialmente porque todos salen del molde con la misma forma y tamaño. Las varillas para el refuerzo de las paredes se pueden colocar a través de las celdas de los bloques sin necesidad de perforar las columnas. También se pueden introducir las tuberías para agua y energía, sin necesidad de canalizar el muro y luego tener que remendarlos.

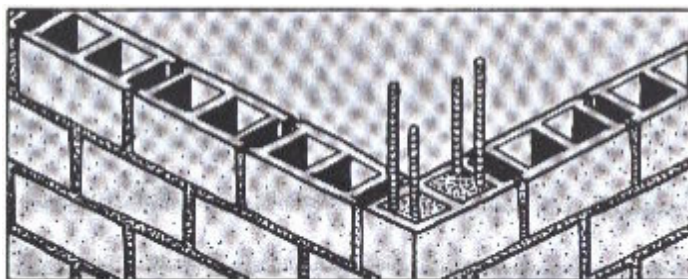


Figura 5. Las celdas de los bloques son una ventaja en la construcción

Debido a la existencia de las perforaciones o celdas se utiliza mortero de pega sobre las caras y los tabiques de los bloques, con un consecuente ahorro en la mezcla. Las paredes garantizan un buen aislamiento térmico y acústico, es decir, no dejan pasar fácilmente el ruido y protegen el interior del clima exterior, bien sea frío o cálido. Las superficies son de tan buena calidad que no es necesario repellarlas, pudiéndose pintar directamente.

Adoquines de concreto. Este tipo de pavimento se diseña para que resista cualquier tipo de tránsito. Adicionalmente, como se producen en máquinas, con moldes, se les pueden dar distintas formas y colores, para que sean decorativos.

Por esto se utiliza desde zonas para tránsito peatonal (andenes, plazas, patios para juegos, etc.) hasta las de tránsito pesado (calles, carreteras, terminales de transporte, carga y puertos).



Figura 6. Diferentes diseños de adoquines de concreto

1.14.3 Esquema de fabricación

Los pasos básicos que se deben seguir en la fabricación de productos de concreto son:

Almacenamiento de los materiales: Se debe procurar que el lugar de almacenamiento sea cubierto, para que los materiales estén protegidos de la acción del sol y del agua. Así mismo, se deben evitar los vientos fuertes. En el caso de no disponer de un techo para esta área, se pueden utilizar plásticos para su protección.

Dosificación y preparación de la mezcla: Este proceso consiste en definir las cantidades (proporciones) que se van a utilizar de cada uno de los materiales (cemento, agregados y agua) con el fin de obtener la resistencia adecuada para las unidades de concreto.

Preparación del molde: Se pueden emplear diferentes tipos de moldes o máquinas que junto con las herramientas necesarias, son fáciles de conseguir. Se pueden utilizar de madera o metálicos. Pueden ser desarmables, articulados o fijos. En todos los casos deben ser rígidos y fuertes, para que las unidades resultantes tengan dimensiones exactas y constantes.

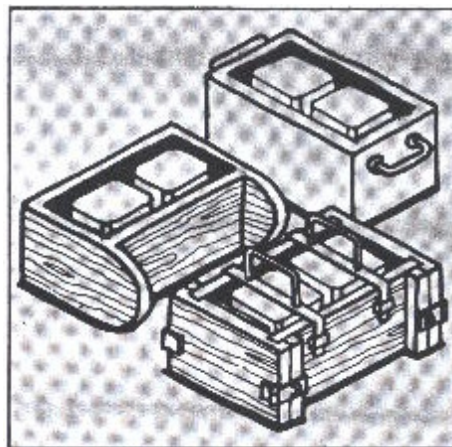


Figura 7. Preparación del molde

Vaciado de la mezcla al molde: Una vez preparada la mezcla se vacía en los moldes prefabricados según las dimensiones que se desean. Posteriormente se compacta a fin de eliminar bolsas de aire que se producen en dicho proceso.

La compactación se realiza golpeando la mezcla con un objeto sólido de superficie plana o a través de mesas vibratorias. Entre mayor sea la compactación de la mezcla, mayor resistencia conseguirán las unidades de concreto.

El transporte debe ser cuidadoso ya que la mezcla aún se mantiene húmeda y puede sufrir daños si tiene algún tipo de impacto con cualquier objeto sólido. El piso donde se deposita debe ser una superficie plana y firme, que permita seguir el proceso de fabricación de una manera apropiada. Esta superficie puede ser de concreto o un entarimado de madera.

Fraguado de los bloques: Se llama fraguado, al proceso de endurecimiento inicial del concreto hasta que se puedan mover sin dañarlos. Una vez fabricados deben permanecer en un lugar que les garantice protección del sol y de los vientos, con la finalidad de que se puedan fraguar sin secarse. Si los bloques se dejarán expuestos al sol o al viento fuertes se ocasionaría una pérdida rápida del agua de la mezcla, o sea un secado prematuro, que reduciría la resistencia final de las unidades.

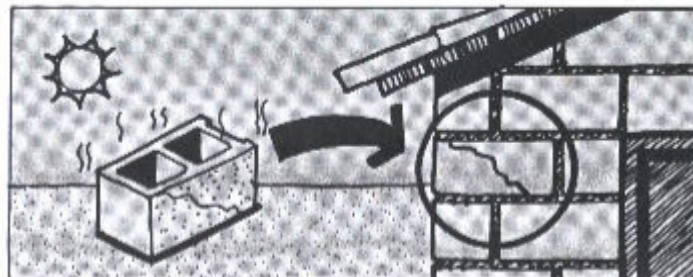


Figura 8. Proceso de fraguado

El período de fraguado debe ser de 4 a 8 horas, pero se recomienda dejar los bloques 24 horas. Luego de este tiempo, los bloques pueden ser retirados de las bandejas y ser colocados en columnas para su curado.

Curado de los bloques: El curado consiste en mantenerlos húmedos para permitir que continúe la reacción química del cemento, con el fin de obtener una buena calidad, es decir, gran resistencia. Cuando se ponen a secar inmediatamente, no se deja que el cemento reaccione con el agua, que es lo que produce la resistencia del concreto, lo que origina bloques pocos resistentes y quebradizos.

Los bloques se deben colocar en columnas de máximo cuatro unidades y dejando una separación entre ellos, como mínimo de dos centímetros, para que se puedan humedecer perfectamente por todos los lados y se permita la circulación de aire.



Figura 9. Colocación de los bloques para el curado

Para curar los bloques se riegan abundantemente con agua durante un período mínimo de tres días, preferiblemente siete. Se humedecen al menos tres veces al día o lo necesario para que no se comiencen a secar en los bordes. Se recomienda cubrirlos con plástico, papeles o costales húmedos para evitar que se evapore fácilmente el agua.

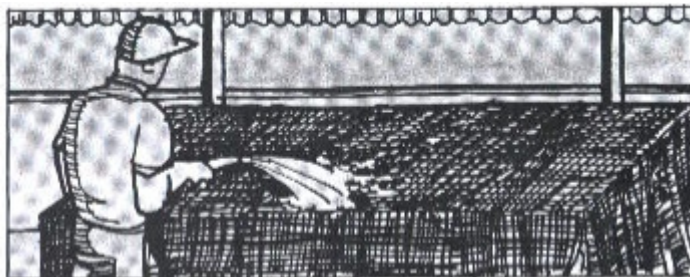


Figura 10. Proceso de curado

Almacenamiento y entrega del producto: La zona destinada para el almacenamiento de los bloques debe ser suficiente para mantener la producción de aproximadamente dos semanas y permitir que después del curado se sequen lentamente. Esta zona debe ser totalmente cubierta para evitar que las unidades se humedezcan con la lluvia.

Se recomienda utilizar un entarimado igual al que se presentó para el proceso de curado. Si no se cuenta con ello, se pueden formar columnas de máximo nueve bloques, debidamente aislados de la humedad del piso. La distribución de los bloques durante el almacenamiento debe permitir el fácil acceso a cada uno de los diferentes lotes o arrumes.

Se debe identificar cada lote con el fin de tener un control del día de fabricación, del tipo de mezcla, fecha de entrega, etc. La fabricación de los bloques se lleva de 8 a 10 días. La entrega en obra se hace a los 21 días aproximadamente y la colocación se debe realizar a los 28 días después de fabricados.



Figura 11. Proceso de almacenamiento

1.14.4 Máquinas y herramientas

Las máquinas varían de acuerdo con el sistema de funcionamiento y con la capacidad de producción. Se tienen dos tipos: Máquinas estáticas (Figura 12), permanecen en un solo sitio y lo que se mueve es el bloque recién producido. Para tal efecto se utilizan bandejas o tablas de madera, que se colocan al iniciar la operación y constituyen la tapa inferior del molde; una vez retirado éste, los bloques quedan sobre las bandejas y se pueden manipular con facilidad, sin deteriorarlos.

Máquinas ponedoras (Figura 13): En este caso la máquina se desplaza por toda la planta dejando los bloques sobre el piso, donde se realizará el fraguado. Se requiere de grandes áreas cubiertas, con un piso uniforme.

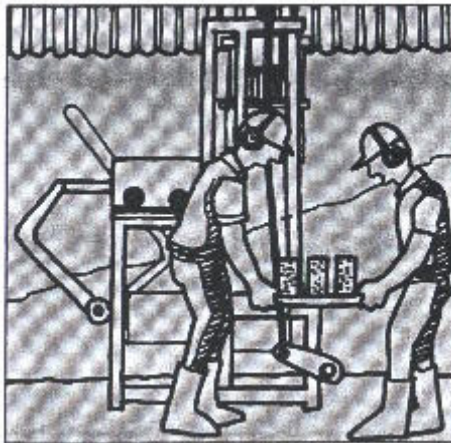


Figura 12. Máquina estática

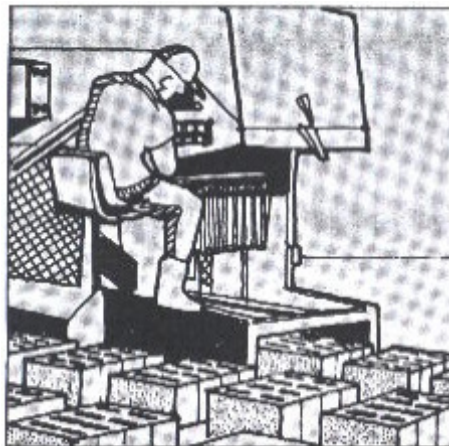


Figura 13. Máquina ponedora

Para la fabricación de bloques se necesitan las herramientas básicas de construcción tales como palas, palustres, carretas, brochas, baldes, tarros, pisones y herramientas varias de carpintería. Si el proceso de fabricación es mecánico, se debe disponer, además, de otros elementos tales como orejeras, guantes, aceiteras y bandejas de madera (en el caso de las máquinas estáticas).

1.14.5 Preparación manual de la mezcla

La preparación de la mezcla se debe hacer sobre un piso limpio y que no absorba humedad. Se debe preparar una cantidad de mezcla tal que se pueda gastar en una media hora.

Se comienza midiendo la cantidad de arena necesaria. Si se utiliza el cajón medidor éste se coloca sobre el piso y se llena con arena; luego se enrasa (cuando se utilizan cantidades fijas) o se completa hasta el nivel indicado en la dosificación. Se quita la arena que haya caído al piso y se levanta el cajón, repitiendo la operación el número de veces que sea necesario.

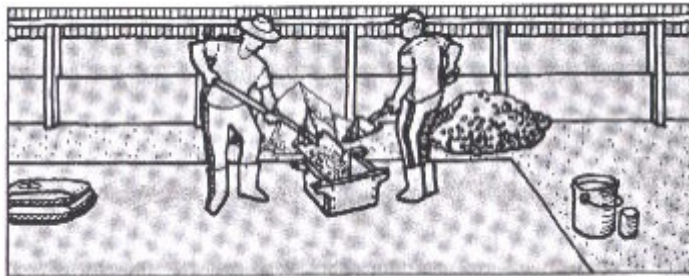


Figura 14. Dosificación de la arena y cemento

Una vez medida y regada la arena se vacía sobre ella las partes de cemento indicadas, generalmente calculando bultos enteros o medios bultos. Por medio de una pala se mezcla la arena y el cemento hasta que se obtenga un color uniforme. Luego se mide la grava de la misma forma como se hizo con la arena.



Figura 15. Mezcla de los materiales



Figura 16. Dosificación del material grueso

Se mezcla la grava con la arena y el cemento hasta que el color sea uniforme o parejo, pasando varias veces de un lugar a otro. Luego se deposita la mezcla en forma de cono, con un hueco en el medio para verter el agua.



Figura 17. Mezcla de todos los materiales

Se agrega el agua necesaria por medio de tarros (nunca utilizar manguera, pues con ésta no se puede controlar la cantidad de agua).



Figura 18. Adición del agua a la mezcla

Se mezcla de nuevo de tal forma que se distribuya bien toda la humedad y que quede de color completamente uniforme.



Figura 19. Distribución de la humedad en la mezcla

1.14.6 Fabricación por medio de máquinas

Para obtener una mayor producción se utilizan máquinas que por lo general son de fácil manejo. Dependiendo básicamente del tipo que se trate, la producción varía entre 300 y 20,000 unidades por jornada.

Cuando la fabricación se realiza por medio de máquinas, se requieren 3 ó 4 personas con las siguientes funciones: Un operario general de la máquina, dos encargados del vaciado y retiro de la mezcla y uno elaborando la misma. Los pasos que se siguen son:

Revisar que el molde se encuentre en perfecto estado y limpio. La máquina tiene un cajón donde se coloca la mezcla llamado tolva alimentadora, la cual se procede a llenar con la mezcla.



Figura 20. Tolva alimentadora

Se coloca la bandeja de madera verificando su correcto ajuste. Se baja el molde y posteriormente se hace mover la tolva alimentadora sobre él para que se llene de mezcla.



Figura 21. Llenado de la tolva alimentadora con la mezcla



Figura 22. Movimiento de la tolva alimentadora

Se retira la tolva alimentadora. Se aplica vibración al molde durante un corto tiempo para acomodar la mezcla, aproximadamente de 10 a 15 segundos. Si se deja mucho tiempo se separan los agregados de mayor tamaño y tienden a quedarse en la superficie, lo que se conoce como segregación y da una superficie dispareja.

Se vuelve a llenar el molde hasta el nivel superior. Se debe colocar en el molde tanta mezcla como sea posible compactada durante un tiempo razonable, sin que se escurra por entre el molde y la bandeja o sea difícil compactarla por medio de los martillos.

Se bajan los martillos compactadores y se aplica vibración hasta que lleguen al tope que tiene la máquina. Luego se procede a levantar el molde y los martillos. El bloque queda sobre la bandeja de madera con su forma definitiva. Tanto el molde como las bandejas se deben limpiar con estopa o un cepillo al final de cada jornada o cuando sea necesario, con el fin de evitar que se formen grumos de mezcla seca, que afectarían los resultados posteriores.



Figura 23. Retiro de los bloques



Figura 24. Bloques de concreto

CAPITULO II. MÁQUINAS BLOQUEADORAS

2.1 Introducción

Durante los últimos años se ha mejorado el diseño de máquinas para la fabricación de unidades de concreto, tanto a nivel manual como mecánico. Éstas últimas han ido utilizando diferentes medios para lograr la compactación de la mezcla, entre los más conocidos se pueden mencionar el de caída libre de un contrapeso (gravedad) y el hidráulico (pistón). Simultáneamente se ha variado sus dimensiones físicas dependiendo del grado de portabilidad y flujo de producción que se desea alcanzar.

En este capítulo se describen las máquinas bloqueadoras más comunes en el mercado y se detallan algunas especificaciones técnicas que presentan cada una de ellas. Se han tomado en cuenta solo máquinas que sean similares en dimensiones, flujo de producción, fuente de alimentación, etc.

2.2 Vibramatic V/3

La Vibramatic V/3 (Figura 25) fabricada por ITAL MEXICANA S.A., ha sido diseñada para el empleo de agregados compuestos por 20-30% de arena (0-2 mm) y 70-80% de granulado (3-7 mm). El ritmo de producción es de 30 segundos / ciclo.

Las dimensiones de la Vibramatic V/3 son de 74 cm de largo, 105 cm de ancho y 132 cm de alto, y el peso es de 380 kgs. La potencia instalada en la mesa de vibración es de 1 HP con un motor eléctrico o su equivalente de 2 HP en uno de combustión. El sistema de moldeo es manual. En la tabla 1 se presenta el número de unidades fabricadas por esta máquina en una jornada de 8 horas.



Figura 25. Máquina de vibrocompactación Vibramatic V/3³

Tabla 20. Producción de unidades de concreto en una Vibramatic V/3⁴

ELEMENTO	DIMENSIONES (cm)	UNIDADES POR CICLO	PRODUCCIÓN EN 8 HORAS
TABICON	6 X 12 X 24	6	4,800 – 6,000
	7 X 14 X 28	5	4,000 – 5,000
	8 X 13 X 26	6	4,800 – 6,000
	10 X 14 X 28	3	2,400 – 3,000
BLOQUE	10 X 20 X 40	2	1,600 – 2,000
	12 X 20 X 40	2	1,600 – 2,000
	15 X 20 X 40	1	800 – 1,000
	20 X 20 X 40	1	800 – 1,000
BOVEDILLA	10 X 20 X 40	2	1,600 – 2,000
	12 X 20 X 40	2	1,600 – 2,000
	15 X 20 X 40	1	800 – 1,000
	20 X 20 X 40	1	800 – 1,000
ADOQUÍN	TABASCO	1	800 – 1,000
	VIRREYNAL	1	800 – 1,000
	ITAL	2	1,600 – 2,000
	15 X 15	2	1,600 – 2,000
CELOSÍA	30 X 10 X 30	1	800 – 1,000
	30 X 10 X 40	1	800 – 1,000
	20 X 10 X 40	1	800 – 1,000

³ Fuente de información: CESSA DE C.V.

⁴ Fuente de información: CESSA DE C.V.

2.3 Vibramatic V/56

La Vibramatic V/56 (Figura 26) fabricada por ITAL MEXICANA S.A., ha sido diseñada para el empleo de agregados compuestos por 20-30% de arena (0-2 mm) y 70-80% de granulado (3-7 mm). El ritmo de producción de 30 segundos / ciclo. Las producciones son indicativas de diferentes plantas que ocupan este tipo de maquinaria.

La V/56 es apta para la fabricación de cualquier elemento de concreto mediante la vibrocompresión simultánea, con desmoldeo manual y extracción de los elementos sobre tablas de madera. Produce: tabique, tabicones, celosías, adoquines, canaletas de riego, bovedillas y piezas especiales.



Figura 26. Máquina de vibrocompactación Vibramatic V/56⁵

⁵ Fuente de información: CESSA DE C.V.

Las dimensiones de la Vibramatic V/56 son de 74 cm de largo, 130 cm de ancho y 132 cm de alto, y el peso es de 420 kgs. La potencia instalada en la mesa de vibración es de 2 HP con un motor eléctrico o su equivalente de 3 HP en uno de combustión. El sistema de moldeo es manual. En la tabla 2 se muestra su capacidad de producción.

Tabla 21. Producción de unidades de concreto en una Vibramatic V/56⁶

ELEMENTO	DIMENSIONES (cm)	UNIDADES POR CICLO	PRODUCCIÓN EN 8 HORAS
TABICON	6 X 12 X 24	8	6,400 – 8,000
	7 X 14 X 28	6	4,800 – 6,000
	8 X 13 X 26	8	6,400 – 8,000
	10 X 14 X 28	4	4,000 – 5,000
BLOQUE	10 X 20 X 40	3	2,400 – 3,000
	12 X 20 X 40	2	1,600 – 2,000
	15 X 20 X 40	2	1,600 – 2,000
	20 X 20 X 40	1	800 – 1,000
BOVEDILLA	10 X 20 X 50	3	2,400 – 3,000
	12 X 20 X 50	2	1,600 – 2,000
	15 X 20 X 50	2	1,600 – 2,000
	20 X 20 X 50	1	800 – 1,000
ADOQUÍN	TABASCO	2	1,600 – 2,000
	VIRREYNAL	2	1,600 – 2,000
	ITAL	4	3,200 – 4,000
	15 X 15	4	3,200 – 4,000
CELOSÍA	30 X 10 X 30	1	800 – 1,000
	30 X 10 X 40	1	800 – 1,000
	20 X 10 X 40	1	800 – 1,000
CANALETA	R – 15	1	800 – 1,000

⁶ Fuente de información: CESSA DE C.V.

2.4 Terra-250A

Este equipo (Figura 27) fabricado por TERRA – BLOCK, tiene la capacidad de ser portátil y probablemente es uno de los más eficientes en la fabricación de unidades de concreto. El método de compactación es a través de un pistón que es expulsado y contraído hidráulicamente. La presión ajustable permite que el operador mantenga constante la producción y la calidad del bloque.

La Terra-250A es accionada por un motor de gasolina de 20 HP. El consumo de combustible es de menos de 1 galón por hora y el depósito de gasolina de 5 galones es desprendible.

Las dimensiones de la Terra-250A son 420 cm de largo, 504 cm de ancho y el 900 cm de alto. La tolva de 576 cm x 846 cm se quita y se separa fácilmente en mitades. Su peso total es de 1,295 kg y es montada en rieles de acero.



Figura 27. Máquina de compactación hidráulica Terra-250A⁷

⁷ Fuente de información: www.terra-block.com

El funcionamiento de la máquina es de modo automático, solamente se debe cargar la mezcla en la tolva usando palas o un tractor pequeño.

Los bloques se producen en un índice de aproximadamente 1 cada 14.5 segundos y se expulsan del molde en una posición vertical para su fácil manejo. Se pueden ocupar inmediatamente después de compactados en la mayoría de los casos. La Terra-250A es apta para la fabricación de elementos de una variedad de materiales, tales como suelos de contenido de arcilla, roca de cal y ceniza volcánica. Se pueden producir hasta 250 bloques de 10 – 8 x 20 x 30 cm por hora.

El transporte (Figura 28) se realiza a través de una esfera metálica (tirón estándar del tipo bola) colocada en la parte trasera de un vehículo con capacidad de remolque de 3,500 libras.



Figura 28. Remolque de una máquina Terra-250A.⁸

⁸ Fuente de información: www.terra-block.com

2.5 Bloquera LEMACO

Este equipo (Figura 29) fabricado por LEMACO S.A. es práctico para la producción de bloques de concreto. Es maniobrable y de fácil operación, ha sido concebida para lograr un eficiente vibrado y una cómoda manera de depositar los bloques recién fabricados directamente sobre el piso, eliminando con esto el tiempo de traslado de las unidades al lugar destinado para el fraguado. Tiene la capacidad de producir bloques de las siguientes dimensiones:



Figura 29. Bloquera ponedora LEMACO⁹

Tabla 22. Dimensiones de bloques fabricados por la Bloquera LEMACO¹⁰

DIMENSIONES (cm)	UNIDADES POR CICLO	PRODUCCIÓN EN 8 HORAS
10 X 20 X 40	5	800
15 X 20 X 40	4	640
20 X 20 X 40	3	480

La bloquera LEMACO posee un eficiente sistema de cambio de moldes, lo cual no supera los cinco minutos. Las dimensiones son de 150 cm largo, 90 cm de ancho y 92 cm de alto. El peso es de 191 kgs y el motor es de 1 HP.

⁹ Fuente de información: OBRAS DE TIERRA, S.A. DE C.V.

¹⁰ Fuente de información: OBRAS DE TIERRA, S.A. DE C.V.

2.6 Impacto 2001A

La máquina de Impacto 2001A (Figura 30) de AECT, es muy ligera y se puede transportar detrás de un tractor de granja o de un vehículo equipado de un tirón de bola (2 pulgada de diámetro). Se puede remolcar a 100 km/h ó mover a mano alrededor del sitio. Se diseña para el dueño de una casa o el contratista pequeño y se puede cargar con las palas o los cubos.



Figura 30. Máquina de compactación hidráulica Impacto 2001A¹¹

Las dimensiones son de 206 cm de largo, 142.2 cm de ancho y 130 cm de alto, y el peso es de 745 kg. El motor de gasolina es de 6.5 HP. El tanque tiene capacidad de 19.5 galones. La compactación se realiza a través de un pistón hidráulico, el cual tiene un empuje de 1,091 psi sobre un bloque de 30 x 14 x 5 – 11.5 cm.

El funcionamiento de la máquina es de modo automático, solamente se debe cargar la mezcla de forma manual. La producción nominal es de aproximadamente 300 unidades por hora. Generalmente los bloques expulsados pueden ser utilizados inmediatamente en la mayoría de los casos

¹¹ Fuente de información: SARTI, S.A. DE C.V.

Generalmente los bloques son de 30.5 cm de largo, 14 cm de ancho y 5.0 – 11.5 cm de alto. El peso de cada bloque es entre 9 - 18 libras (4.1 – 8.1 kilogramos) dependiendo de la mezcla y la altura.

CAPITULO III. DESCRIPCIÓN DEL MODELO

3.1 Introducción

En este capítulo se describirán las ventajas de cada una de las máquinas descritas en la sección anterior, con base a esto se establecerán las características mínimas que debe poseer el prototipo a diseñar a fin de presentar un modelo que reúna en mayor medida dichas ventajas.

Una vez que se presenten las características deseadas se definirá la fuente que suministrará la potencia adecuada para la operabilidad de la máquina. Se pondrán como alternativas el motor eléctrico y el de combustión interna, para los cuales se describirán ciertos beneficios y criterios que ayuden a su elección.

Se realizará un análisis que permita seleccionar el método de compactado que mejor se adapte al prototipo a diseñar, para ello se tratarán diferentes métodos y se compararán bajo los criterios de eficiencia, costos, calidad de producción y factibilidad tecnológica.

Tomando como base estos criterios se definirá la máquina que servirá de prototipo y se presentará un bosquejo preliminar de la misma, la cual pretende cumplir con el objetivo de este proyecto.

Finalmente se describirá paso a paso el funcionamiento de la máquina, desde su alimentación con la mezcla de concreto hasta el desmoldeo de las piezas que se están fabricando, a fin de tener una idea más clara del objetivo de cada parte que la constituye.

Antes de iniciar el diseño de los elementos que compondrán el prototipo se seleccionará el mecanismo que producirá el efecto vibratorio y el sistema que se utilizará para la transmisión de potencia.

En este capítulo se presenta una diversidad de formas posibles para cada mecanismo que se utilizará en el modelo de la máquina a diseñar, destacando sus características, ventajas y desventajas. Para seleccionar los elementos se integrarán el mecanismo de vibrado y el sistema de transmisión, se hará una comparación entre ellos bajo los criterios de efectividad, factibilidad tecnológica y costos.

3.2 Características

Para definir las características que debe poseer el prototipo a diseñar se elaboró el siguiente cuadro comparativo de las diferentes máquinas que se describieron en la sección anterior (Tabla 23).

Entre las ventajas de cada máquina se pueden mencionar: Las Vibramatic ofrecen una mayor área para la colocación de moldes, lo que permite producir unidades de concreto con dimensiones más grandes. Así mismo esta ventaja permite la versatilidad de la máquina en utilizar diferentes tipos de moldes, como ladrillos, bloques, adoquines, etc.

Su tamaño físico permite colocarlas en espacios pequeños. La producción es adecuada para obras que no requieran una producción permanente de bloques, como casas, ampliaciones, etc. Solamente se requieren dos personas para su operación por lo que los costos operativos en cuanto a recurso humano son bajos.

La máquina Terra 250A presenta un ciclo de producción relativamente corto por lo que es adecuada para proyectos que demanden gran producción de bloques, como plazas, urbanizaciones, etc. Los costos operativos de la obra bajan al requerir solo dos personas para su operación. Las llantas permiten su fácil trasportación al lugar de trabajo. Ya que es accionada por un motor de combustión interna, se puede utilizar en zonas rurales donde se carece de red eléctrica.

Tabla 23. Cuadro comparativo de máquinas bloqueadoras¹²

Características	MÁQUINAS				
	Vibramatic V/ 3	Vibramatic V/ 56	Terra 250 A	Bloquera LEMACO	Impacto 2001A
Ciclo (s)	30	30	14.5	60	12
Unidades/ciclo	1	1	1	1	1
Dimensiones lxaxh (cm)	74x105x132	74x130x132	420x504x900	150x90x92	206x142.2x130
Peso (kg)	380	420	1,295	191	745
Motor (HP)	Eléctrico (1) Gasolina (5)	Eléctrico (2) Gasolina (5)	Gasolina (20)	Eléctrico (1)	Gasolina (6.5)
Tamaño max. del bloque lxaxh (cm)	40x20x20	50x20x20	30x10x8	40x20x20	30.5x14x11.5
Producción en 8 horas (unidades)	800-1,000	800-1,000	2,000	480-800	2,400
No. de trabajadores	2	2	2	1	2
Observaciones	-El desmoldeo es manual.	-El desmoldeo es manual.	-La comprensión es hidráulica. -Capacidad de ser portátil.	-Depósito de bloques recién fabricados sobre el piso (ponedora).	-Se puede remolcar a 100 Km/h. -La compactación es hidráulica.

La bloquera LEMACO tiene un tamaño relativamente pequeño lo cual permite su fácil movilidad a cualquier parte de una obra. Debido a su característica de desplazarse mientras deposita los bloques compactados sobre el piso, elimina los costos de transporte de éstos a su lugar de fraguado. La producción es adecuada

¹² Información recopilada del Capítulo II.

para pequeñas obras civiles, como muros, piscinas, tanques, etc. Su operación puede ser realizada por una sola persona.

La máquina Impacto 2001A presenta un ciclo de producción bastante corto por lo que es adecuada para grandes proyectos civiles, como comunidades, centros comerciales, edificios, etc. Las llantas y su estabilidad permiten que pueda ser remolcada a una velocidad de 100 km/h.

Su peso facilita la movilidad de forma manual alrededor del sitio de trabajo. Debido a que su operación es automática solo se requieren de dos personas para cargar la mezcla en la tolva. Ya que su accionamiento es a través de un motor de gasolina (o diesel) se puede utilizar en cualquier parte donde se carezca de red eléctrica.

Según los descrito anteriormente el prototipo debe presentar las siguientes características:

- ✓ Una mayor área para la colocación de moldes.
- ✓ Un tamaño físico adecuado para colocarlo en espacios reducidos.
- ✓ Un ciclo de producción relativamente corto (de 15 a 30 segundos).
- ✓ Una operabilidad que requiera poco recurso humano (de 1 a 2 personas).

3.3 Fuente de energía

Se requiere de un componente que suministre potencia para producir la compactación de la mezcla; éste puede ser un motor eléctrico o de combustión. A continuación se presentan las ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

Tabla 24. Ventajas y desventajas entre un motor eléctrico y uno de combustión

Elemento	Ventaja	Desventaja
Motor eléctrico	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Su tamaño es pequeño. ✓ Con el suministro de energía 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Gasto de energía eléctrica.

	eléctrica puede funcionar en forma continua e indeterminada.	
Motor de combustión	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Se puede utilizar en lugares donde no se tiene energía eléctrica. ✓ Puede sustituir satisfactoriamente al motor eléctrico. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Se gasta en combustible. ✓ Ocupa mucho espacio físico dentro de las máquinas. ✓ Su costo es elevado. ✓ Afecta el medio ambiente por la emisión de gases.

Un aspecto a considerar para seleccionar el motor es que se pretende diseñar una máquina que ocupe un espacio relativamente pequeño, lo cual no se puede lograr con un motor de combustión interna.

La continuidad de la operación de la máquina es muy importante en el sentido que la mezcla no puede pasar por más de 15 ó 20 minutos sin utilizar, ya que el agua tiende a evaporarse y como consecuencia se producen unidades con agrietamientos, discontinuidades, etc.

Adicionalmente se debe considerar el desequilibrio ecológico que ocasiona la emisión de gases contaminantes originados por la combustión, los cuales producen un impacto negativo en nuestro ambiente natural. Mientras que los diseñadores de motores de combustión y los fabricantes de los mismos no desarrollen alternativas para mejorarlos se debe tomar en cuenta primordialmente la utilización de motores eléctricos cuando puedan aplicarse.

Con base a lo descrito anteriormente se seleccionará el motor eléctrico para accionar los componentes del prototipo a diseñar.

3.4 Método de compactado

Se realizará un análisis detallado que permita seleccionar el método de compactado que mejor se adapte al prototipo a diseñar. Para ello se han tratado diferentes tipos tales como: el de la Cinva-Ram, el de la máquina vibrocompactadora y el del compactado hidráulico. A continuación se tratará de realizar una comparación de dichos métodos.

3.4.1 Eficiencia

La máquina vibrocompactadora y la hidráulica, por su forma y estructura es fácil de operar, por lo tanto el esfuerzo físico de mano de obra durante la producción no resulta ser tan extenuante como en el método de la Cinva-Ram.

El ciclo de trabajo para un vibrocompactador y un compactador hidráulico es bastante reducido con relación al de la Cinva-Ram, lo que garantiza una mayor producción de unidades de concreto durante la jornada laboral.

3.4.2 Costos

El costo de fabricación de la vibrocompactadora y la compactadora hidráulica, es muy elevado por tener una estructura mucho más compleja que la de la Cinva-Ram; de igual forma el costo de operación es mayor por la necesidad de energía eléctrica o combustible para su accionamiento, según sea el caso.

Los costos de mantenimiento se elevan por la variedad de elementos que componen éstas máquinas, como el motor, pistón, poleas, bandas, etc. La depreciación con el tiempo es más significativa ya que los esfuerzos a los que están sometidas son mayores, lo que acorta su vida útil.

Sin embargo si se toma en cuenta que el cemento es el material más caro de los componentes de la mezcla, y que si se recurre a los métodos de vibrocompactación y compactado hidráulico la proporción de éste en la mezcla se

puede reducir considerablemente, sin reducir la resistencia mecánica del bloque; es posible conseguir un mayor número de unidades con la misma cantidad de insumos. Esto se debe a que la presión que se ejerce sobre la mezcla es mucho mayor que la producida en forma manual.

Se concluye que con la reducción notable del cemento se aumenta la economía, es decir, el producto adquiere un menor precio.

3.4.3 Calidad de producción

En el vibrocompactado y el hidráulico se elaboran bloques de mayor resistencia a la compresión y mayor densidad, con una disminución de la permeabilidad y una tendencia reducida a la contracción.

La producción a través de estos métodos es alta comparada con el de la Cinva-Ram, ya que ésta última por su forma y estructura simplificada no logra liberar completamente todas las inclusiones de aire durante el compactado, dando lugar a una posible discontinuidad o porosidad en el bloque.

3.4.4 Factibilidad tecnológica

Las máquinas utilizadas en cada método de compactado descritos anteriormente, resultan ser tecnológicamente factibles para su construcción, debido a su funcionalidad en el campo de trabajo, a la facilidad de obtener los materiales y elementos que los componen en el mercado local y a la simplicidad y sencillez en cuanto a su estructura, que no requieren el uso de maquinaria sofisticada, ni tampoco de una obra de banco especializada para su fabricación.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y que se desea producir bloques con una calidad constante, tanto en las propiedades físicas como en las mecánicas, algo que no se puede obtener con la Cinva-Ram, esta última no es

adecuada para el prototipo que se pretende diseñar, por lo que se tendrá que seleccionar entre el método de vibrocompactación o el hidráulico.

A continuación se presenta una comparación breve entre estos métodos de compactación, a fin de evaluar el más adecuado para el proyecto de diseño.

3.4.5 Vibrocompactadora vrs. hidráulico

La vibrocompactadora produce la fuerza de compactación a través del método manual, con el uso de palancas, o por caída libre, con un contrapeso; en cambio el sistema hidráulico lo realiza por medio de un pistón accionado por un motor, por lo que los esfuerzos de compresión que alcanza éste último son bastante altos en comparación con el primero.

Las actividades de mantenimiento en una máquina hidráulica son complejas y requieren de recurso humano especializado, el cual debe ser capacitado por el fabricante para llevarlas a cabo. La vibrocompactadora no requiere de este tipo de personal para realizar las distintas tareas de mantenimiento ya que los mecanismos que la componen son más simples.

Para similares cantidades de producción, la capacidad del motor del sistema hidráulico debe ser dos o tres veces mayor que el de la vibrocompactadora, ya que además de la vibración se deben activar otros dispositivos como: el pistón del cilindro y la extracción del molde (desmoldeo).

Por otro lado, la versatilidad que ofrece una vibrocompactadora permite la producción de varios tipos de bloque para la construcción, ya que su diseño le permite el montaje y desmontaje de moldes para diversos elementos tales como: adoquines, soleras, losetas, etc. Por esta razón es el sistema mecánico más difundido en los trabajos específicos de moldura, tanto a base de concreto como de suelo cemento. Por esta razón se seleccionará este mecanismo para el vibrado.

3.5 Prototipo

Tomando como base los criterios planteados en esta sección se ha elaborado un esquema de la máquina que cumpliría con los objetivos de este proyecto. Un bosquejo de esta máquina se ilustra a continuación:

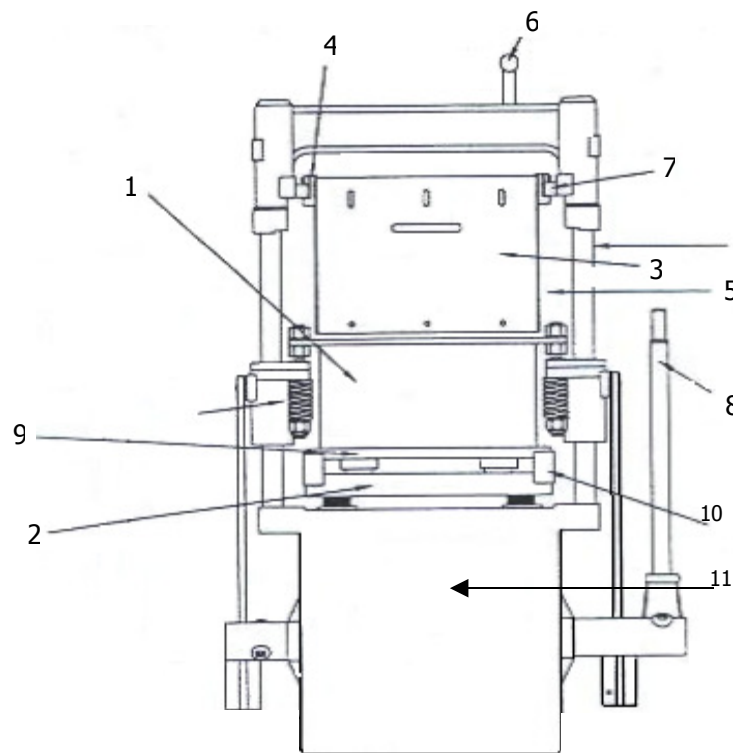


Figura 31. Bosquejo del prototipo a diseñar

Las partes principales de este prototipo son:

1. Molde: Será intercambiable para la fabricación de diferentes elementos.
2. Mesa vibradora: Estará apoyada sobre la base de la máquina.
3. Rasero: Ayudará a quitar el material sobrante del molde.
4. Carro porta peine: Se deslizará sobre valeros manualmente.
5. Peine prensador: Será intercambiable.
6. Palanca de compresión: Iniciará el proceso de compactado de los elementos.
7. Guías de deslizamiento: Servirán de guía al peine prensador.
8. Palanca de desmoldeo: Subirá y bajará el molde.
9. Tablas soporte: Estarán hechas de madera y con dimensiones únicas, apta para todo tipo de elementos fabricados.
10. Ángulos: Servirán para centrar la tabla soporte en la mesa vibradora.
11. Base: Alojará el motor y el sistema de transmisión. Servirá también para apoyar la máquina al suelo.

En esta sección se describe un prototipo en general que se pretende diseñar, a medida que se vayan realizando los cálculos para obtener cada elemento se va a ir adecuando a un nuevo diseño.

3.6 Funcionamiento

La tabla soporte se coloca sobre la mesa vibradora. El mecanismo de desmoldeo debe estar en la posición alta, el molde desciende y presionará la tabla sobre la mesa vibratoria. Se deslizará el carro porta peine hacia las guías hasta sus topes.

Por medio de palas se efectuará la alimentación del molde con la mezcla y bajará mediante una primera vibración al accionar el motor, el tiempo de vibrado será de aproximadamente 7 segundos.

El rasero es jalado hacia adelante el cual deja el material a su altura adecuada, al topar en su lugar el peine prensador se encontrará sobre el molde. Se deja caer el puente y el carro porta peine junto con éste, sobre el elemento que se está fabricando y se inicia la vibración.

En la posición anterior el molde sube dejando los elementos sobre las tablas soporte, el peine sirve en este momento de extractor. Se retiran los moldes y se inicia un nuevo ciclo.

3.7 Mecanismo de vibrado

Los mecanismos que producen el efecto vibratorio pueden tener diferentes formas y características dependiendo de los elementos que lo integren: Contrapesos, biela, levas o poleas excéntricas. A continuación se describen cada uno de ellos.

3.7.1 Contrapesos

Son de metal y su sección es sólida; la forma puede ser variada (Figura 32) y tienen un peso de 1 lb aproximadamente. Su función es desestabilizar el giro del eje, haciéndolo flexionar durante el movimiento rotatorio, originando el vibrado que permitirá compactar la mezcla con mucha facilidad.

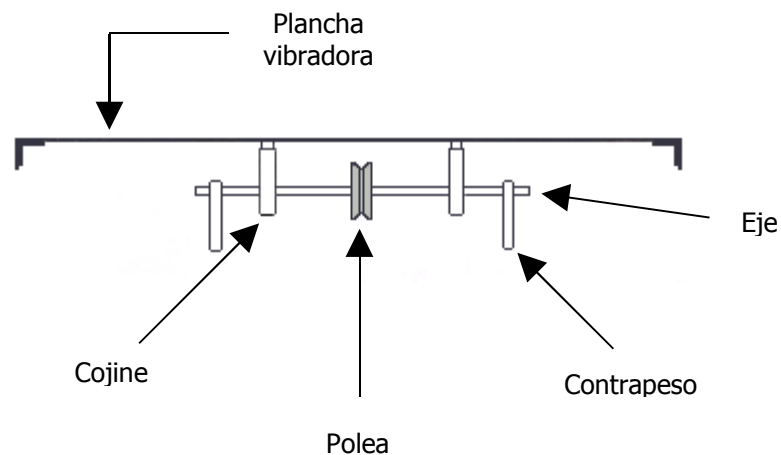


Figura 32. Sistema de contrapesos

3.7.2 Biela – manivela

Es un mecanismo que consiste de cuatro eslabones tal como lo muestra la figura 33. En el eslabón 1 está colocada la biela, el 2 es el eje acoplado a través de cojinetes que sirve de motriz y se le llama manivela, el 3 ó sea el acoplamiento, es la biela y el 4 es la plancha vibradora de la máquina que funciona como un pistón.

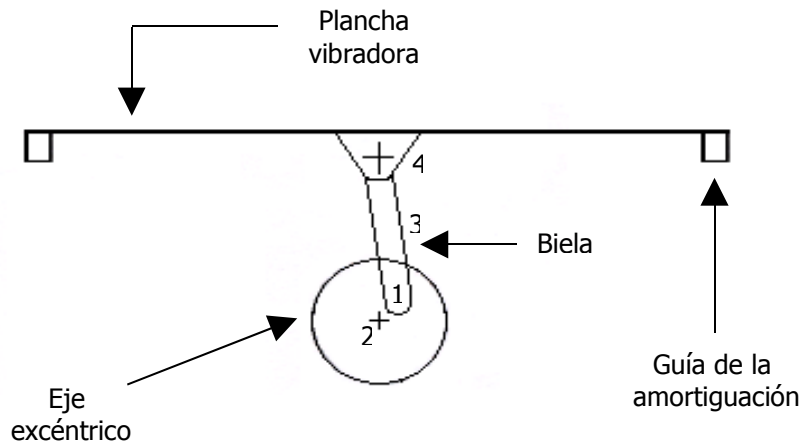


Figura 33. Sistema biela y manivela

3.7.3 Levas

La leva es un mecanismo que transforma el movimiento giratorio en alternativo y dependiendo la forma de ésta, así será el tipo de movimiento obtenido (Figura 34). Este tipo de leva por su forma y estructura pertenece a los coplanares, requieren del ángulo girado por la leva para conocer el desplazamiento "s" del seguidor. Existen dos tipos de seguidores: el brazo oscilatorio y el radial. En esta figura el seguidor solo tiene traslación pura y es de cara plana.

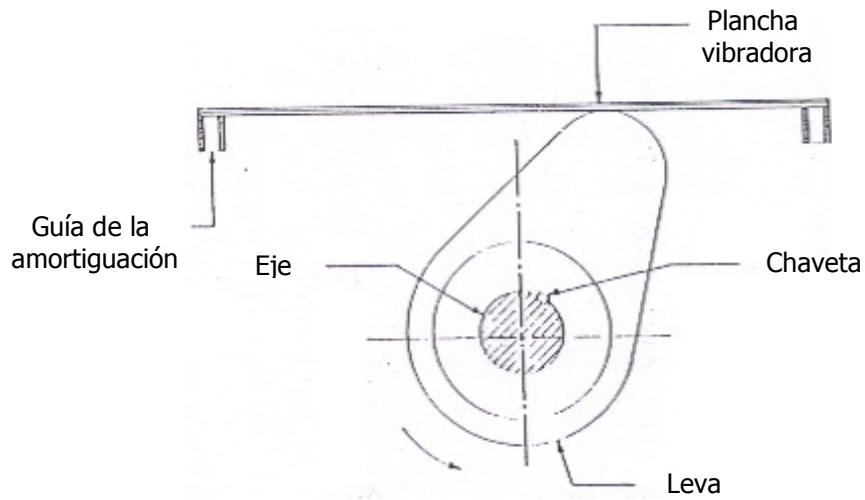


Figura 34. Sistema de leva

3.7.4 Polea excéntrica

Este mecanismo comprende de una polea descentrada que se encuentra fija al centro de un eje apoyado por cojinetes empernados a la mesa vibratoria (Figura 35).

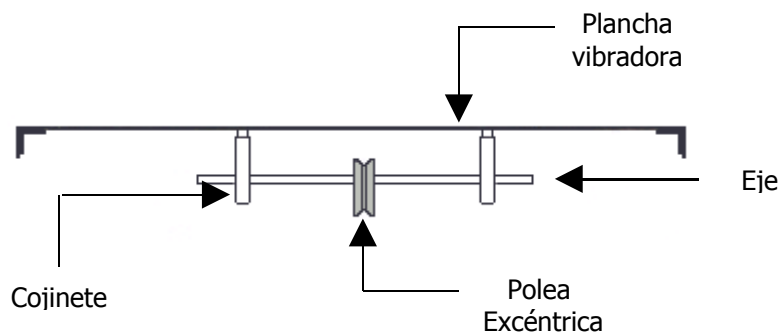


Figura 35. Sistema de polea excéntrica

En el siguiente cuadro (Tabla 25) se presenta un resumen comparativo de ventajas y desventajas de estos elementos.

3.7.5 Selección del mecanismo

Para realizar esta selección se analizarán los siguientes criterios: Efectividad, factibilidad tecnológica y costos.

a) Efectividad:

La utilización de bielas y levas produce un vibrado más directo y de operación estable en comparación con los otros mecanismos que producen un vibrado indirecto, los cuales tienden a desestabilizar el eje trabajando en una forma no estable estáticamente cuyo efecto perjudica a los elementos del sistema de transmisión.

b) Factibilidad tecnológica:

Las levas requieren de maquinaria sofisticada y mano de obra altamente calificada para obtener su forma deseada, los otros elementos pueden ser contruidos sin dificultad.

Los contrapesos y poleas excéntricas, por su forma de trabajo tienden con el tiempo de operación a dañar el sistema de transmisión, en el caso de la biela no se produce este efecto.

La biela por ser un mecanismo simple, produce un efecto de vibrado sin perjudicar otros elementos, por lo tanto, su función cumple con los requerimientos antes establecidos.

c) Costos:

Por su difícil construcción la leva se convierte en el mecanismo de mayor costo, los demás elementos están un tanto cerca para su fabricación.

Tabla 25. Cuadro comparativo entre los mecanismos de vibración

Elemento	Ventajas	Desventajas
Contrapesos	<p>Son de construcción simple.</p> <p>Son móviles, regulando en esta forma la amplitud.</p> <p>Su fabricación es simple por tanto su costo es bajo.</p>	<p>Tienden a flexionar el eje en los extremos, haciéndolo fallar por fatiga.</p> <p>Presenta mucho trabajo para el cambio de la faja.</p>
Biela – manivela	<p>El eje tiende a durar más tiempo debido a que se flexiona poco.</p> <p>El efecto de vibrado es aceptable.</p>	<p>Presenta mucho trabajo en el montaje y desmontaje de la faja.</p> <p>El costo es mayor por el proceso de fabricación.</p>
Leva	<p>El efecto de vibrado es aceptable.</p>	<p>El proceso de fabricación es más complicado lo que origina un mayor costo.</p> <p>Presenta mayor desgaste de material, debido al contacto de leva y el seguidor.</p> <p>La vibración que produce es muy ruidosa debido al golpe de la leva y el seguidor.</p>
Polea excéntrica	<p>Su costo es bajo.</p> <p>El mecanismo es simple, lo que facilita el montaje y desmontaje de la faja.</p>	<p>El eje flexiona mucho, como efecto tiende a fallar con frecuencia.</p> <p>Las fajas se deterioran con facilidad.</p>

Con relación a este punto se consultó a un supervisor de obra de TALLERES SARTI, S.A. DE C.V., que cuáles eran los parámetros que tomaban en cuenta para

seleccionar un mecanismo cuando fabricaban una determinada máquina y comentó que principalmente era su fácil construcción, ya que todos pueden proporcionar eficientemente el trabajo que se desee de ellos. Esto les traía entre otros beneficios, los siguientes:

- No requerían de máquinas herramientas sofisticadas para mecanizar las piezas.
- No requerían de mano de obra especializada para el manejo de estas máquinas.
- El período de fabricación era corto lo que directamente reducía costos.
- Las piezas eran fáciles de fabricar y sustituir una vez terminada su vida útil.

Tomando de base la funcionabilidad y simplicidad, la biela reúne las necesidades exigidas para desarrollar satisfactoriamente este tipo de trabajo, por lo que se seleccionará este mecanismo para producir la vibración de la mesa. Las máquinas que se han podido observar en el país utilizan este mismo mecanismo.

3.8 Sistema de transmisión

Este sistema permite transmitir potencia al mecanismo de vibrado, convirtiendo toda la energía mecánica en vibración. Los elementos que se pueden utilizar son las cadenas, engranes y bandas.

3.8.1 Cadenas

Este es un medio muy eficiente y sencillo para transmitir potencia al eje del sistema de vibrado. Las cadenas son generalmente utilizadas para separaciones grandes entre ejes. En la figura 36 se muestra una cadena de tipo rodillo.

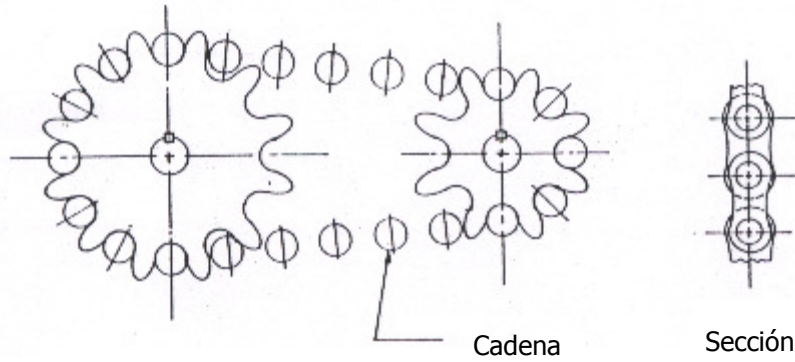


Figura 36. Sistema de transmisión por cadena

3.8.2 Bandas

Estas transmiten potencia de un eje a otro y son utilizadas para grandes separaciones entre ejes. Son necesarias para aumentar o reducir las altas velocidades de rotación de los motores eléctricos. En la figura 37 se muestra el sistema con una banda de sección trapezoidal.

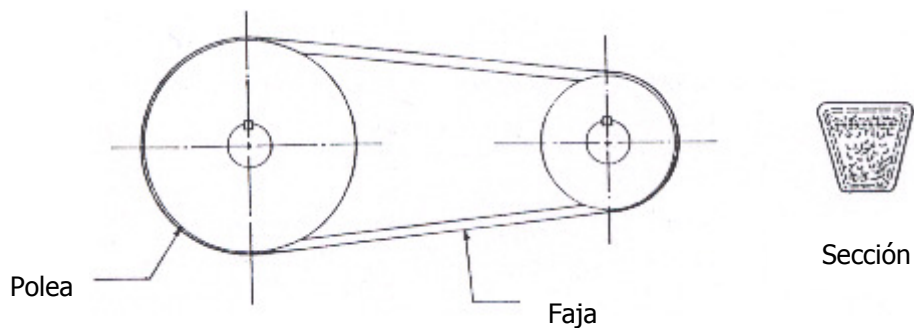


Figura 37. Sistema de transmisión por banda

3.8.3 Engranés

Estos transmiten la energía de un eje a otro manteniendo una relación precisa entre las velocidades de rotación de cada uno de ellos. En la figura 38 se muestra el sistema de transmisión mediante engranes cónicos para ejes que se cruzan.

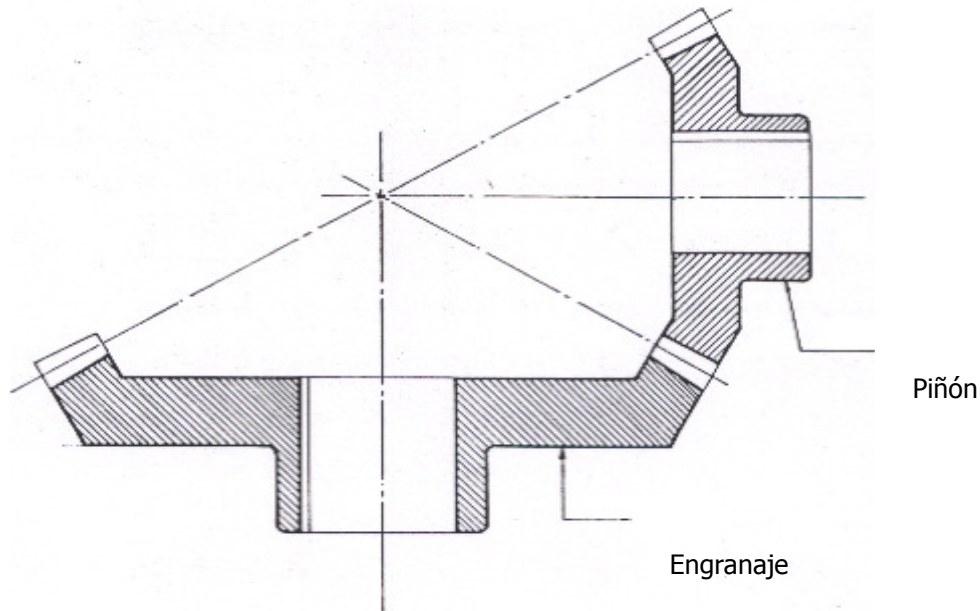


Figura 38. Sistema de transmisión por engranes

3.8.4 Selección del sistema

En el siguiente cuadro (Tabla 26) se presenta un cuadro comparativo de los sistemas de transmisión. Las cadenas y bandas son fáciles de montar y desmontar con relación a los engranes. Los elementos de máquina de estructura flexible como las bandas o las cadenas se utilizan en la transmisión de potencia mecánica a distancias relativamente grandes. Con frecuencia las bandas se utilizan para sustituir engranes, ejes, coples y otros dispositivos mecánicos de transmisión relativamente rígidos. En muchos casos su aplicación simplifica el diseño de un mecanismo o una máquina y reduce notablemente el costo.

Además, puesto que las bandas suelen ser elásticas y de gran longitud, desempeñan un papel importante en la absorción de cargas de choque y en el amortiguamiento y separación de los efectos de las vibraciones. Esta es una importante ventaja en lo que concierne a la duración de una máquina. Por lo descrito anteriormente se seleccionarán las bandas para realizar la transmisión de potencia desde el motor.

Tabla 26. Cuadro comparativo entre los mecanismos de transmisión

Elemento	Ventajas	Desventajas
Cadena	<p>Los aumentos o reducciones de velocidad pueden ser grandes.</p> <p>Su instalación es sencilla.</p> <p>No le afecta las altas temperaturas ni la presencia de aceite o grasa.</p> <p>No hay resbalamiento.</p> <p>Las tolerancias para transmitir en cadenas son grandes.</p>	<p>Su costo es elevado.</p> <p>Son ruidosos.</p> <p>El desgaste por rozamiento es alto.</p>
Engrane	<p>La pérdida por rozamiento es pequeña.</p> <p>Son silenciosos.</p> <p>Su funcionamiento es suave y sin vibraciones.</p> <p>No hay resbalamiento.</p> <p>Muy eficientes transmisores de potencia.</p>	<p>Su costo de fabricación es elevado.</p> <p>Su montaje no es sencillo.</p>
Banda	<p>Su obtención es de bajo costo.</p> <p>El montaje es fácil.</p> <p>Son capaces de transportar grandes potencias.</p>	<p>Su duración de vida es limitada.</p> <p>Su costo es bajo.</p>

CAPITULO IV. DISEÑO DE ELEMENTOS

4.1 Introducción

En este capítulo se dimensionará por medio del análisis cuantitativo, los componentes que intervienen en el mecanismo de movimiento, en el proceso de vibración y en la transmisión de potencia desde el motor.

Se calculará la precarga sobre la mesa vibradora para diseñar los amortiguadores (resortes) que la soportarán, garantizando un estado de seguridad para los esfuerzos de fatiga de los elementos mecánicos.

Luego se procederá a calcular el torque máximo que debe suministrar el eje de transmisión, a través del par de bielas, para realizar el proceso de vibrocompactación. Con base a dicho torque se encontrará la potencia que debe ser proporcionada por el motor a fin de seleccionar el más adecuado.

Se diseñaran todos los elementos involucrados en la transmisión de la potencia del motor: Bandas, Eje, cojinetes de rodamientos, pasadores biela, biela y doble excéntrica.

Se diseñará el mecanismo de desmoldeo, el cual se encargará de extraer el molde hembra y el conjunto contrapeso para poder retirar la mezcla, una vez terminado el proceso de vibrado.

Al final se presentarán las laminas en detalle y debidamente dimensionados de los principales elementos analizados en este estudio.

Cuando a lo largo de este capítulo se haga referencia a Tablas A, Figuras B y Laminas, se está refiriendo a los Anexos A, B y G de este documento, respectivamente¹³.

¹³ Se hace énfasis en que las referencias solamente aplican para este capítulo.

4.2 Peso de los elementos

Para encontrar el peso de las piezas se utilizará la siguiente ecuación:

$$W = \gamma V \quad (1)$$

Donde

W: peso absoluto en N

γ : peso específico en kN/m³

V: volumen en m³

4.2.1 Contrapeso

En la Lamina 2 se presentan las dimensiones del contrapeso. Este elemento servirá para ejercer fuerza de compactación a la mezcla a través de su peso. Su volumen en la zona central es:

$$V = 0.330 \times 0.300 \times 0.018$$

$$V = 1.782 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

En los costados:

$$V = 0.050 \times 0.080 \times 0.018 \times 2$$

$$V = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

El Volumen total:

$$V = 1.782 \times 10^{-3} + 1.44 \times 10^{-4}$$

$$V = 1.926 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (2)$$

Se ha seleccionado una construcción de hierro gris, debido a su costo relativamente bajo, a la facilidad de ser fundido en grandes cantidades y a su fácil maquinado. De la Tabla A1 se tiene que $\gamma = 70.6 \text{ kN} / \text{m}^3$ para este metal. Sustituyendo (2) en (1) se obtiene:

$$W = 70.6 \times 10^3 \times 1.926 \times 10^{-3}$$

$$W = 135.97 \text{ N} \quad (3)$$

4.2.2 Soporte guía

En la Lamina 3 se presentan las dimensiones del soporte guía. Estos elementos sujetarán el contrapeso y el molde hembra hacia las guías por las cuales se deslizarán. El área de la parte rectangular es:

$$A = 0.090 \times 0.080$$

$$A = 7.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4)$$

Para la media circunferencia, en la parte alta al lado del rectángulo:

$$A = p (0.060 / 2)^2 / 2$$

$$A = 1.4137 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (5)$$

El área del soporte es la diferencia de (4) y (5):

$$A = 7.2 \times 10^{-3} - 1.4137 \times 10^{-3}$$

$$A = 5.7863 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

El volumen del soporte es:

$$V = 5.7863 \times 10^{-3} \times 0.018$$

$$V = 1.0415 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (6)$$

El volumen de la parte de media circunferencia, en la parte alta al lado opuesto del soporte, es:

$$V = \pi [(0.080 / 2)^2 - (0.060 / 2)^2] \times 0.018 / 2$$

$$V = 1.9793 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (7)$$

El volumen de la parte baja de la guía:

$$V = \pi [(0.080 / 2)^2 - (0.060 / 2)^2] \times 0.018$$

$$V = 3.9584 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (8)$$

El volumen total del soporte guía es la suma de (6), (7) y (8):

$$V = 1.0415 \times 10^{-4} + 1.9793 \times 10^{-5} + 3.9584 \times 10^{-5}$$

$$V = 1.6353 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Para 2 piezas:

$$V = 1.6353 \times 10^{-4} \times 2$$

$$V = 3.2706 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (9)$$

Se ha seleccionado para su construcción hierro colado gris. Ahora, sustituyendo (9) en (1) se obtiene:

$$W = 70.6 \times 10^3 \times 3.2706 \times 10^{-4}$$

$$W = 23.09 \text{ N} \quad (10)$$

4.2.3 Buje guía

En la Lamina 4 se presentan las dimensiones del buje guía. Estos elementos servirán para deslizar los soportes sobre las guías. El volumen es:

$$V = \pi [(0.060 / 2)^2 - (0.038 / 2)^2] \times 0.036$$

$$V = 6.0959 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Para 2 piezas:

$$V = 6.0959 \times 10^{-5} \times 2$$

$$V = 1.2192 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (11)$$

Se ha seleccionado para su construcción bronce fosforado. De la Tabla A1 se tiene que $\gamma = 80.1 \text{ kN} / \text{m}^3$ para este metal. Sustituyendo (11) en (1) se obtiene:

$$W = 80.1 \times 10^3 \times 1.2192 \times 10^{-4}$$

$$W = 9.76 \text{ N} \quad (12)$$

El peso del conjunto contrapeso se encontrará sumando (3), (10) y (12):

$$W = 135.97 + 23.09 + 9.76$$

$$W = 168.82 \text{ N} \quad (13)$$

4.2.4 Molde macho

Este elemento presiona la mezcla para que se compacte adentro de las celdas del molde hembra. También funciona como extractor, ya que efectúa el desmoldeo del bloque fresco y evita un posible deterioro del mismo al sacarlo del molde, logrando así un mejor acabado, verticalidad en sus paredes, etc.

El conjunto del molde hembra y el extractor o molde macho, deben presentar características estructurales mínimas que garanticen un buen funcionamiento al ser colocados a la máquina. Las huellas serán soldadas en ambos lados, uno sobre el tope del molde macho y el otro sobre las huellas.

En la Lamina 5 se presentan las dimensiones de este elemento. El volumen del tope es:

$$\begin{aligned}V &= 0.310 \times 0.280 \times 0.008 \\V &= 6.944 \times 10^{-4} \text{ m}^3\end{aligned}\quad (14)$$

El volumen de las huellas:

$$\begin{aligned}V &= 0.100 \times 0.280 \times 0.005 \\V &= 1.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\ \text{Para 3 piezas:} \\V &= 1.4 \times 10^{-4} \times 3 \\V &= 4.2 \times 10^{-4} \text{ m}^3\end{aligned}\quad (15)$$

El volumen de las guías para huellas (cilindros):

$$\begin{aligned}A &= \pi [(0.015 / 2)^2 - (0.012 / 2)^2] \times 0.160 \\V &= 6.3617 \times 10^{-5} \\V &= 1.0179 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \\ \text{Para 12 piezas} \\V &= 1.0179 \times 10^{-5} \times 12 \\V &= 1.2215 \times 10^{-4}\end{aligned}\quad (16)$$

El volumen del molde macho se encontrará sumando (14), (15) y (16):

$$V = 6.944 \times 10^{-4} + 4.2 \times 10^{-4} + 1.2215 \times 10^{-4}$$
$$V = 1.2365 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (17)$$

Se ha seleccionado para la construcción de este elemento lamina anti desgaste XAR 400, ya que tendrá constante contacto con la mezcla. El peso específico de este metal se calculo de la siguiente manera: Se midieron las dimensiones de largo, ancho y espesor de la lamina para calcular su volumen, $V = l \times a \times t$. Luego se pesó la lámina directamente en una bascula para encontrar su peso. Teniendo los datos de volumen y peso se utilizó la ecuación $\gamma = W / V$, dando como resultado: $\gamma = 77.1 \text{ kN/m}^3$.

Para encontrar el peso se sustituirá (17) en (1):

$$W = 77.1 \times 10^3 \times 1.2365 \times 10^{-3}$$
$$W = 93.53 \text{ N} \quad (18)$$

La fuerza que realizará el efecto de compactación será equivalente a la suma del peso del conjunto contrapeso (13) y molde macho (18), por lo tanto.

$$F_{\text{compactación}} = 168.82 + 95.33$$
$$F_c = 264.15 \text{ N} \quad (19)$$

Considerando que se deben vencer fuerzas de rozamiento sobre las guías y que existe un peso adicional de los pernos y los cordones de soldadura, se asumirá un mayor valor para F_c .

$$F_c = 280.0 \text{ N} \quad (20)$$

4.2.5 Molde hembra

En este elemento se verterá la mezcla para ser compactada por la máquina, su forma dependerá de las dimensiones del producto que se desea fabricar. En este caso se han supuesto la fabricación de ladrillos de cemento ya que son los elementos que más volumen abarca para su estudio.

En la Lamina 6 se presentan las dimensiones de este elemento. Para calcular el volumen de la zona del molde se encontrará el área del marco de la superficie y se restará el de las huellas:

$$V = [(0.330 \times 0.300) - (0.100 \times 0.280 \times 3)] \times 0.140$$

$$V = (0.099 - 0.084) \times 0.140$$

$$V = 2.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (21)$$

De los costados:

$$V = 0.050 \times 0.080 \times 0.018 \times 2$$

$$V = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (22)$$

De los rieles sobre la superficie del molde (guías del rasero):

$$V = 0.007 \times 0.300 \times 0.025 \times 2$$

$$V = 1.05 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (23)$$

El volumen del molde hembra será igual a la suma de (21), (22) y (23):

$$V = 2.1 \times 10^{-3} + 1.44 \times 10^{-4} + 1.05 \times 10^{-4}$$

$$V = 2.349 \times 10^{-3} \quad (24)$$

Se ha seleccionado lamina anti desgaste para su construcción. Sustituyendo (24) en (1):

$$W = 77.1 \times 10^3 \times 2.349 \times 10^{-3}$$

$$W = 181.11 \text{ N} \quad (25)$$

Todas las partes que componen el molde hembra se unirán a través de soldadura. Los soportes guías y bujes serán similares a los dimensionados en las secciones 4.2.2 y 4.2.3, respectivamente. Por lo tanto el peso del conjunto molde hembra será igual a la suma de (10), (12) y (25):

$$W = 23.09 + 9.76 + 181.11$$

$$W = 213.96 \text{ N} \quad (26)$$

De igual forma se considerará un mayor valor para el conjunto molde hembra, debido a las fuerzas de rozamiento a vencer y el peso adicional de los pernos, por lo tanto:

$$W = 221.0 \text{ N} \quad (27)$$

4.2.6 Mesa vibradora

Sirve de base a la mezcla; dentro de ella están situados los elementos mecánicos que generan la amortiguación. Aquí se centrará el proceso de vibrado y la carga de trabajo de la máquina. En la Lámina 7 se presentan las dimensiones de este elemento, el volumen se encontrará calculando el área de la superficie menos el área de las guías de la tabla soporte.

$$V = (0.380 \times 0.350 \times 0.030) - (0.060 \times 0.350 \times 0.015 \times 2)$$

$$V = 3.99 \times 10^{-3} - 6.3 \times 10^{-4}$$

$$V = 3.36 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (28)$$

Se ha seleccionado para su construcción hierro gris. Sustituyendo (28) en (1):

$$W = 70.6 \times 10^3 \times 3.36 \times 10^{-3}$$

$$W = 237.22 \text{ N} \quad (29)$$

4.2.7 Tabla soporte

En la Lamina 8 se presentan las dimensiones de la tabla soporte. Este elemento es la base de la mezcla y se fija a la mesa vibradora a través de guías durante el proceso de fabricación. El volumen es igual a la zona de la superficie mas la de las guías.

$$V = (0.380 \times 0.350 \times 0.020) + (0.060 \times 0.350 \times 0.025 \times 2)$$

$$V = 2.66 \times 10^{-3} + 1.05 \times 10^{-3}$$

$$V = 3.71 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (30)$$

Para su construcción se ha seleccionado madera (abeto Douglas). De la Tabla A1 se tiene que $\gamma = 4.3 \text{ kN} / \text{m}^3$ para este material. Sustituyendo (30) en (1) se obtiene:

$$W = 4.3 \times 10^3 \times 3.71 \times 10^{-3}$$
$$W = 15.95 \text{ N} \quad (31)$$

4.2.8 Mezcla

Para este estudio se ha seleccionado arena, cemento y conglomerados para calcular su peso, debido a que otros productos pueden presentar un peso menor. Las dimensiones de la pieza más grande son de 10x28x14 mm, por tres unidades de ellas:

$$V = 0.100 \times 0.280 \times 0.140 \times 3$$
$$V = 0.0118 \text{ m}^3 \quad (32)$$

Se ha considerado que la mezcla está compuesta por cemento ASTM 1157 tipo HE (CESSA BLOCK), pómez, arena limosa y agua. De la tabla 12 de la sección 1.10.2, se obtiene el peso específico $\gamma = 1,171.67 \text{ kg} / \text{m}^3$. Sustituyendo este valor y (32) en (1) se obtiene:

$$W = 1,171.67 \times 0.0118$$
$$W = 13.82 \text{ kg} = 135.57 \text{ N} \quad (33)$$

4.3 Diseño de resortes (amortiguadores)

Existe una precarga que se concentra en la mesa vibradora de la máquina antes de iniciar el proceso de vibración, la cual es equivalente a la suma de los pesos del conjunto molde hembra (27), mesa vibradora (29), tabla soporte (31), mezcla (33) y de la fuerza de compactación ejercida por el conjunto contrapeso y molde macho (20), por lo tanto:

$$F_c = 221.0 + 237.22 + 15.95 + 135.57 + 280.00$$
$$F_c = 889.74 \text{ N} \quad (34)$$

Para el efecto de amortiguación se utilizarán cuatro resortes distribuidos en la mesa vibradora, de igual forma le servirán de apoyo sobre el cuerpo principal de la máquina. Para su diseño se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos¹⁴:

- Espacio físico en el que debe adaptarse y operar.
- Valor de la fuerza y deformación que se produzca.
- Exactitud y confiabilidad necesaria.
- Condiciones ambientales, como temperatura y ambiente corrosivo.
- Cantidad que se necesita.

Debido a la acción continua en su operación estos elementos se diseñan para vida infinita y con una confiabilidad alta; las condiciones ambientales no son extremas, solamente están expuestos a pequeñas cantidades de agua con cemento disuelto que los bloques expulsan, para reducir los riesgos de deterioro solamente se sugiere verter agua sobre los resortes al final de cada jornada; se recomienda que estos elementos estén sometidos a un solo tipo de fuerzas, para este caso solo de compresión; serán del tipo helicoidal.

Por simplicidad se realiza el análisis para las condiciones de uno de los resortes, por lo tanto la carga muerta distribuida en cada uno de ellos es:

$$F_c = 889.74 / 4$$

$$F_c = 222.44 \text{ N} \quad (35)$$

El diseño del resorte se basó en las siguientes consideraciones:

1. Se requiere que exista un factor de seguridad para carga de fatiga de 1.8, el cual es un valor adecuado para aspectos de diseño. Debido a que más adelante se toma en cuenta la fuerza de impacto sobre los resortes no es necesario asignar un factor de seguridad más alto.

¹⁴ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

2. El material será alambre para cuerda musical AISI 1085. La Tabla A16 da un diámetro máximo de 3 mm para este tipo de alambre.
3. El número de espiras será de 8, ya que es uno de los valores más comunes en el mercado para resortes de longitud libre entre 5 y 15 centímetros.
4. Se probarán varios valores para el diámetro medio del resorte a fin de obtener el factor de seguridad deseado; dichos valores son los que se encuentran comúnmente en el mercado local. Para cada diámetro se evaluarán las siguientes ecuaciones¹⁵:

- Constante del resorte

$$k = d^4 G / 8 D^3 N \quad (36)$$

d: diámetro del alambre

G: módulo de rigidez

D: diámetro medio del resorte

N: número de espiras

De la Tabla A1 para el acero, $G = 79.3 \times 10^9$ Pa

- Deflexión inicial

$$y = F_{\min} / k \quad (37)$$

Donde

F_{\min} : Carga del resorte

- Fuerza ejercida por la biela

$$F_{\max} = k (y_D + y) \quad (38)$$

Es la fuerza que se debe ejercer para deformar el resorte de su posición inicial a la final, lo cual es equivalente a la carrera de compresión de la biela.

$$y_D = 2(5)$$

$$y_D = 10 \text{ mm}$$

- Fuerza media

¹⁵ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

$$F_m = (F_{\max} + F_{\min}) / 2 \quad (39)$$

- Fuerza alterante

$$F_a = (F_{\max} - F_{\min}) / 2 \quad (40)$$

- Factor de corrección de esfuerzo cortante

$$K_s = (2C + 1) / 2C$$

Donde $C = D / d$, por lo tanto

$$K_s = d(2D + d) / 2dD$$

$$K_s = (2D + d) / 2D \quad (41)$$

- Factor de Bergsträsser

$$K_B = (4C + 2) / (4C - 3)$$

$$K_B = d(4D + 2d) / d(4D - 3d)$$

$$K_B = (4D + 2d) / (4D - 3d) \quad (42)$$

- Esfuerzo cortante medio

$$T_m = 8 K_s F_m D / \pi d^3 \quad (43)$$

- Esfuerzo cortante alternante

$$T_a = 8 K_B F_a D / \pi d^3 \quad (44)$$

5. Debido a que el diámetro del alambre "d" no variará en el diseño, los siguientes valores serán constantes:

- Resistencia a la tensión mínima

$$S_{ut} = A / d^m$$

De la Tabla A17 para alambre de cuerda musical, $A = 2,060 \times 10^6 \text{ Pa}$ y $m = 0.163$, por lo tanto:

$$S_{ut} = 2,060 \times 10^6 / (0.003)^{0.163}$$

$$S_{ut} = 5.31 \times 10^9 \text{ Pa} \quad (45)$$

- Módulo de tensión de ruptura

$$S_{su} = 0.67 S_{ut}$$

$$S_{su} = 0.67 \times 5.31 \times 10^9$$

$$S_{su} = 3.56 \times 10^9 \text{ Pa} \quad (46)$$

6. Para resortes no graneados el límite de fatiga es¹⁶:

$$S_{se} = 310 \text{ MPa} \quad (47)$$

7. Para obtener el factor de seguridad se utilizará la siguiente ecuación:

$$n = (S_{se} S_{su}) / (T_a S_{su} + T_m S_{se}) \quad (48)$$

8. Tomando en cuenta las consideraciones anteriores se lleno el siguiente cuadro:

Tabla 27. Tabla resumen para varios valores del diámetro medio del resorte¹⁷

Ecuación	Unidad	D (mm)		
		21	21.3	21.5
$K = d^4 G / 8D^3 N$	N / m	10,837.28	10,385.79	10,098.64
$y = F_{min} / k$	m	0.0210	0.0214	0.022
$F_{max} = k (y + y_D)$	N	335.96	326.11	323.16
$F_m = (F_{max} + F_{min}) / 2$	N	279.20	274.28	272.80
$F_a = (F_{max} - F_{min}) / 2$	N	56.76	51.84	50.36
$K_s = (2D + d) / 2D$	Adimensional	1.070	1.070	1.070
$K_B = (4D + 2d) / (4D - 3d)$	Adimensional	1.200	1.197	1.190
$T_m = 8 K_s F_m D / \pi d^3$	MPa	591.69	588.97	591.82
$T_a = 8 K_B F_a D / \pi d^3$	MPa	134.90	124.66	121.52
$n = S_{se} S_{su} / (T_a S_{su} + T_m S_{se})$	Adimensional	1.66	1.76	1.80

Se seleccionará el diámetro medio de 21.5 mm, ya que es el que cumple con el factor de seguridad deseado de 1.8.

4.3.1 Frecuencia crítica de operación

Se calculará el peso de la parte activa del resorte para encontrar la frecuencia crítica de operación:

$$W = \pi^2 d^2 D N \gamma / 4 \quad (49)$$

De la Tabla A1 para el acero $\gamma = 76.5 \times 10^3 \text{ N} / \text{m}^3$, por lo tanto:

¹⁶ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

¹⁷ Los diámetros que se han evaluado son comunes en el mercado local

$$W = \pi^2 (0.003)^2(0.0215)(8)(76.5 \times 10^3) / 4$$

$$W = 0.29 \text{ N} \quad (50)$$

La frecuencia crítica es:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{(gk/W)} \quad (51)$$

Donde

g: gravedad

k: constante del resorte

W: peso de la parte activa del resorte

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{[(10,098.64)(9.81)/0.29]}$$

$$f = 292.34 \text{ ciclos / seg}$$

Además:

$$w = 2 \pi f$$

$$w = 2(\pi)(292.34)(60)$$

$$w = 110,209.58 \text{ rpm} \quad (52)$$

Como se mencionó en la sección 1.4, la frecuencia de vibrado debe oscilar entre 1,500 y 5,000 revoluciones por minuto. La frecuencia crítica fundamental debe ser por lo menos 15 a 20 veces la del movimiento del resorte, a fin de evitar resonancia con las armónicas¹⁸: $110,209.58 / 5,000 = 22.04$, por lo tanto el resorte cumple con este requisito.

4.3.2 Análisis de impacto

Se realizará un estudio sobre la deformación que sufren los resortes al ser impactados por una carga (peso del conjunto contrapeso) que cae desde una distancia h. A continuación se presentan las principales deformaciones que sufren estos elementos durante el proceso de fabricación de los bloques.

¹⁸ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

Primera posición

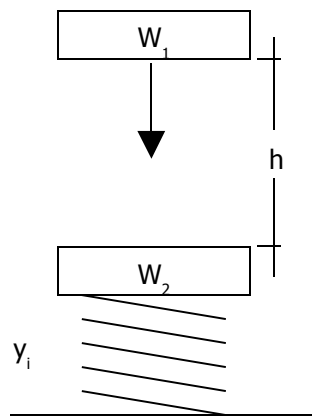


Figura 39. Deformación inicial de los resortes

Antes de hacer contacto el conjunto contrapeso con la mezcla, los resortes soportan el peso W_2 que está formado por el peso de la mesa vibradora, tabla soporte, conjunto molde hembra y la mezcla:

$$W_2 = (221.0 + 237.22 + 15.95 + 135.57) / 4$$

$$W_2 = 152.44 \text{ N (cada resorte)}$$

$$y_i = F / k$$

$$y_i = 152.44 / 10,098.64$$

$$y_i = 0.015 \text{ m}$$

Segunda posición

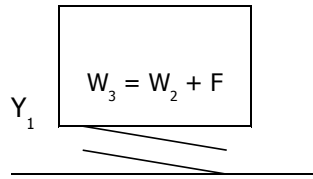


Figura 40. Deformación de los resortes por la fuerza de impacto

Cuando la carga W_1 hace impacto con la mezcla, los resortes sufren su mayor deformación. La fuerza F está compuesta por la carga debido al impacto mas W_1 , esta última se refiere al peso del conjunto contrapeso.

$$W_1 = (280.0) / 4$$

$$W_1 = 70.0 \text{ N (cada resorte)}$$

F se encuentra con la siguiente ecuación¹⁹:

$$F = W_1 + W_1 [1 + (2hk/ W_1)]^{1/2}$$

Donde

h : altura desde la cual se deja caer el conjunto contrapeso, con referencia a la superficie de la mezcla

k : constante del resorte

$$F = 70.0 + 70.0 [1 + (2)(0.223)(10,098.64)/ 70.0]^{1/2}$$

$$F = 635.84 \text{ N}$$

La carga total en esta posición es:

$$W_3 = W_2 + F$$

$$W_3 = 788.28 \text{ N}$$

$$y_1 = F / k$$

$$y_i = 788.28 / 10,098.64$$

$$y_i = 0.078 \text{ m}$$

¹⁹ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

Tercera posición

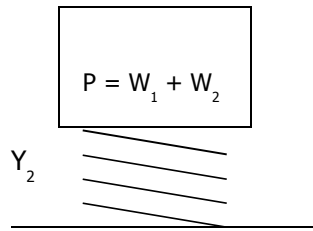


Figura 41. Deformación de los resortes por la precarga

Esta posición fue la que se analizó al inicio de esta sección para diseñar los resortes:

$$P = 222.44 \text{ N (cada resorte)}$$

$$y_2 = 0.022 \text{ m}$$

Cuarta posición

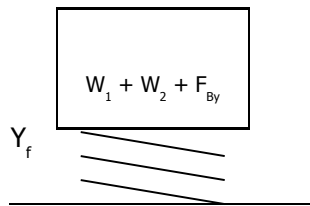


Figura 42. Deformación de los resortes por la biela

Esta posición corresponde al proceso de vibrado, cuando la biela ejerce una fuerza adicional para deformar a los resortes al realizar su carrera sobre el eje de transmisión.

$$F_{Aby} = 288.16 \text{ N}$$

$$y_4 = 0.032 \text{ m}$$

Se determinará la carga estática correspondiente a la resistencia de fluencia, a fin de determinar si los resortes soportarán la carga producida por el impacto de los elementos sobre ellos.

$$F_{\text{max permisible}} = S_{sy} \pi d^3 / 8 K_s D$$

Donde

S_{sy} : resistencia de fluencia del material

K_s : factor de corrección de esfuerzo cortante

$$S_{sy} = 0.45 S_{ut}$$

$$S_{sy} = 0.45 (5.31 \times 10^9)$$

$$S_{sy} = 2.39 \times 10^9$$

K_s se calculo anteriormente (Tabla 27):

$$K_s = 1.07$$

Sustituyendo:

$$F_{\text{max permisible}} = (2.39 \times 10^9)(\pi)(0.003)^3 / 8 (1.07)(0.0215)$$

$$F_{\text{mp}} = 1,101.54 \text{ N}$$

La fuerza que se genera debido al impacto, $F = 635.84 \text{ N}$, es menor a la fuerza permisible por el resorte, $1,101.54 \text{ N}$, por lo que se garantiza que estos elementos soportarán la carga de trabajo eficientemente.

4.3.3 Estabilidad

Los resortes de compresión helicoidales sufren pandeo cuando la carga axial deformante es demasiado alta. La estabilidad absoluta en el caso de resortes de acero ocurre cuando se cumple la siguiente condición:

$$L_0 < 2.63 D / \alpha$$

Donde

D: diámetro medio del resorte

α : constante de apoyo de extremo

De la Tabla A19

$$\alpha = 0.5$$

$$L_0 < (2.63)(0.0215) / (0.5)$$

$$L_0 < 0.113 \text{ m}$$

De la Tabla A20 se calculan las dimensiones restantes de los resortes. Los extremos serán a escuadra y aplanados.

Espiras de extremo

$$N_e = 2$$

Espiras activas

$$N_a = 8$$

Espiras totales

$$N_t = N_a + 2$$

$$N_t = 8 + 2$$

$$N_t = 10$$

Longitud cerrada

$$L_s = d N_t$$

$$L_s = (0.003)(10)$$

$$L_s = 0.030 \text{ m}$$

Para encontrar la longitud libre del resorte se analizará el siguiente esquema:

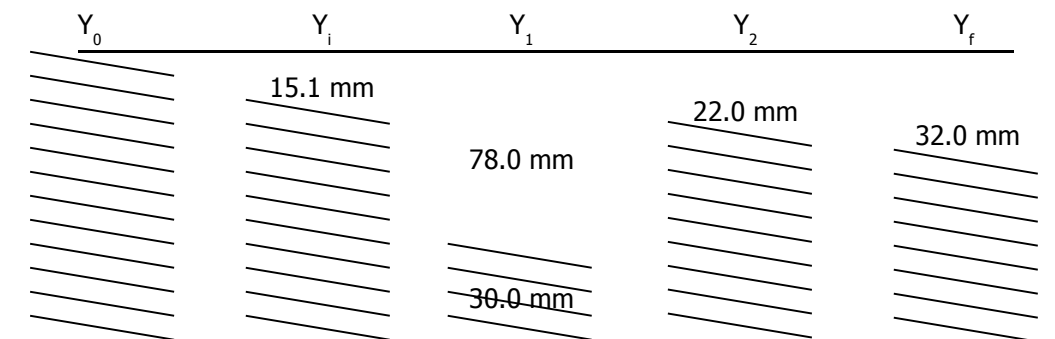


Figura 43. Esquema de las deformaciones que sufre un resorte

Cuando se da la fuerza de impacto el resorte se deforma 78.0 mm y tomando en cuenta que la longitud máxima cerrada del resorte es de 30.0 mm, se obtiene la longitud mínima que de poseer el resorte:

$$Y_2 + L_s < L_0$$

$$0.078 + 0.030 < L_0$$

$$0.108 \text{ m} < L_0$$

De la sección 4.3.3 se obtuvo que:

$$L_0 < 0.113 \text{ m}$$

Por lo tanto

$$0.108 < L_0 < 0.113 \text{ m}$$

Con base a este rango de valores se seleccionara una longitud libre del resorte de 0.110 m

Paso

$$p = (L_0 - 2d) / N_a$$

$$p = [0.110 - (2)(0.003)] / 8$$

$$p = 0.013 \text{ m}$$

$$k = 13,464.85 \text{ N / m}$$

Material acero para cuerda musical AISI 1085 HR

4.4 Análisis del mecanismo eje - biela

Para la transmisión de potencia a la mesa vibradora se utilizarán dos bielas. En la siguiente figura se presenta el diagrama de cuerpo libre de una de ellas. Ya que se analizará una de las bielas y la posición de éstas es simétrica con respecto a la mesa, las fuerzas se dividirán por la mitad:

$$F_c = 889.74 / 2$$

$$F_c = 444.87 \text{ N} \quad (53)$$

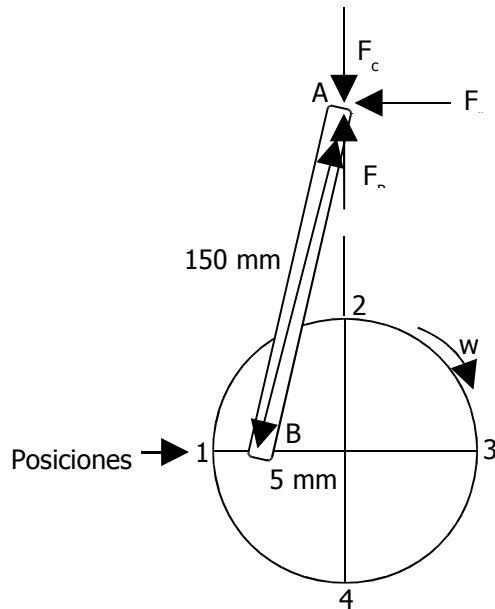


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre de la biela

La fuerza mínima en los resortes:

$$F_{Rmin} = 222.44 / 2$$

$$F_{Rmin} = 111.22 \text{ N} \quad (54)$$

La fuerza máxima en los resortes:

$$F_{Rmax} = 323.16 / 2$$

$$F_{Rmax} = 161.58 \text{ N} \quad (55)$$

En ángulo que forma la biela con la horizontal en la posición 1 es:

$$\text{Cos } \theta = 5 / 150$$

$$\theta = 88.09^\circ \quad (56)$$

Analizando el punto A de la Figura 44 y haciendo sumatoria de fuerzas en "y" se obtiene:

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$F_{BA} \text{ Sen } \theta = W - F_R$$

Se evaluará esta ecuación en las posiciones mostradas en la figura 44:

Posición uno:

$$F_{BA} = (444.87 - 161.58) / \text{Sen } 88.09^\circ$$

$$F_{BA} = 288.32 \text{ N} \quad (57)$$

Posición dos:

$$F_{BA} = (444.87 - 111.22)$$

$$F_{BA} = 333.65 \text{ N} \quad (58)$$

Posición tres:

$$F_{BA} = (444.87 - 161.58) / \text{Sen } 88.09^\circ$$

$$F_{BA} = 288.32 \text{ N} \quad (59)$$

Posición Cuatro

En esta posición el ángulo es de 180° , por lo que no existe componente para la fuerza ejercida por la biela, por lo tanto, $F_{BA} = 0$.

Analizando el punto B de la Figura 44 se encontrará la componente en "y" de la fuerza F_{AB} :

$$F_{Ba} = F_{Ab}$$

F_{ABy} : Fuerza tangencial máxima (57)

$$F_{Aby} = 288.32 \text{ Sen } 88.09^\circ$$

$$F_{Aby} = 288.16 \text{ N} \quad (60)$$

El par a transmitir por las dos bielas será:

$$T = 2 F_{Aby} r$$

r: distancia del punto B al centro del eje (5 mm)

Por lo tanto:

$$T = 2(288.16)(0.005)$$

$$T = 2.88 \text{ N} - \text{m} \quad (61)$$

La fuerza radial máxima se determina cuando la biela está en la posición superior dos (58), por lo tanto: $F_{\text{radial}} = F_b = 333.65 \text{ N}$. Esta carga será la que se transmitirá hacia el eje de transmisión.

4.5 Selección de la banda

Las bandas trapezoidales o en "V" son muy utilizadas para la transmisión de potencia entre dispositivos que tengan una distancia corta entre centros, el cual es el caso de esta máquina.

El torque de trabajo (61) demandado por la maquina es $T_T = 2.88 \text{ N} - \text{m}$. La velocidad angular máxima con la que debe girar el mecanismo eje-biela es de 5,000 rpm. La potencia se obtiene con la ecuación:

$$P = T n / 7,124.6 \quad (62)$$

Donde

T: torque generado por el eje en N - m

n: velocidad del eje en rpm

Por lo tanto la potencia de trabajo es:

$$P_T = T_T n_e / 7,124.6$$

$$P_T = (2.88)(5,000) / 7,124.6$$

$$P_T = 2.02 \text{ HP} \quad (63)$$

El torque medio del motor está dado por:

$$T_M = n T_T / \eta \quad (64)$$

Donde

n: relación de velocidades n_T / n_M

η : eficiencia en la transmisión de potencia

Además

La relación de velocidades es 1.5

La eficiencia de transmisión es 95%

Por lo tanto:

$$T_M = 1.5 (2.88) / 0.95$$

$$T_M = 4.55 \text{ N – m} \quad (65)$$

La velocidad del eje del motor es:

$$n_M = n_T / n$$

$$n_M = 5,000 / 1.5$$

$$n_M = 3,333.33 \text{ rpm} \quad (66)$$

La potencia que debe suministrar el motor se encuentra sustituyendo (65) y (66) en (62), por lo tanto:

$$P_M = T_M n_M / 7,124.6$$

$$P_M = (4.55)(3,333.33) / 7,124.6$$

$$P_M = 2.13 \text{ HP} \quad (67)$$

La potencia nominal viene dada por:

$$P_N = P_M f_s$$

Donde

f_s : factor de servicio

De la Tabla A14, se selecciona un factor de servicio de 1.3 que corresponde a un servicio normal de 8 – 10 horas diarias. Sustituyendo este valor y (67) se obtiene:

$$P_N = (2.13)(1.3)$$

$$P_N = 2.77 \text{ HP}$$

Esta potencia debe ser suministrada por el motor eléctrico de la máquina, pero es aconsejable además contar con un margen de seguridad ya que a menudo se presentan pequeñas sobrecargas difíciles de calcular. Esto puede originar que el devanado del motor se queme por sobrecalentamiento. Si se tiene que escoger entre dos tamaños diferentes de motor, siempre se deberá de seleccionar el más grande. Por lo tanto se considerará un motor de 3 HP para esta máquina.

De la Tabla A4, para choque mediano y momento torsional normal, se obtiene un factor de servicio K_s para bandas en V igual a 1.3; por lo tanto, la potencia de diseño se obtendrá de la potencia nominal del motor:

$$P = 3.0 (1.3)$$

$$P = 3.9 \text{ HP} \quad (68)$$

De la Tabla A5, con la potencia de diseño de 3.9 HP se selecciona una banda de sección A.

La longitud efectiva o de paso de una banda en V está dada por la ecuación:

$$L_p = 2C + 1.57 (D + d) + [(D - d)^2 / 4C]$$

Donde

C: distancia entre centros

D: diámetro de paso de la polea mayor (motor)

d: diámetro de paso de la polea menor (eje)

Las distancias grandes entre centros no se recomiendan para este tipo de bandas, porque la vibración excesiva del lado colgante acortaría notablemente la duración de la misma.

En general, la distancia entre centros no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas o menor que el diámetro de la polea mayor²⁰; así:

$$D < C \leq 3 (D + d) \quad (69)$$

La relación de diámetros y velocidades entre ejes viene dada por:

$$n_M D = n_T d$$

Donde

d: diámetro de paso de la polea en el eje

D: diámetro de paso de la polea en el motor

²⁰ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992, pag 762

n_M : velocidad del eje del motor

n_T : velocidad del eje de transmisión

Considerando $d = 96.0$ mm y recordando la relación de velocidades de 1.5:

$$D = n d$$

$$D = (1.5)(0.096)$$

$$D = 0.144 \text{ m}$$

Evaluando la condición (69) se obtiene el rango de posibles valores para C:

$$144.0 < C < 3(144.0 + 96)$$

$$144.0 < C < 720.0$$

Debido al espacio físico se utilizará una distancia entre centros de 250 mm. La longitud efectiva de la banda es:

$$L_p = 2(0.250) + 1.57 (0.144 + 0.096) + [(0.144 - 0.096)^2 / 4(0.250)]$$

$$L_p = 0.88 \text{ m (34.65")}$$

De la Tabla A6 se selecciona una banda A33. Para obtener la longitud de paso debe adicionarse una cantidad a la circunferencia interior, la cual depende del tipo de sección de la banda. De la Tabla A7 para una banda de sección A la cantidad a sumar es 1.3, por lo tanto:

$$L_p = 33.0 + 1.3$$

$$L_p = 34.3'' = 0.87 \text{ m} \quad (70)$$

Se obtendrá la nueva distancia entre centros sustituyendo la longitud efectiva en la ecuación de L_p e igualando a 0:

$$8 C^2 + [6.28 (D + d) - 4 L_p] C + (D + d)^2 = 0$$

Iteractuando se obtiene:

$$249 \quad 0.062$$

$$248 \quad 0.058$$

$$245 \quad 0.054$$

240 0.045

230 0.027

213 0.0004

212 -0.001

Por lo que se selecciona $C = 213$ mm (71)

Se procederá a calcular el número de bandas necesarias para transmitir la potencia, para ello se ocupara la siguiente ecuación:

$$H_r' = K_1 K_2 H_r \quad (72)$$

Donde

H_r' : potencia corregida

K_1 : factor de corrección para el ángulo de contacto

K_2 : factor de corrección de longitud de banda

H_r : potencia nominal por banda

De la Tabla A8, se interpola para obtener la potencia nominal por banda, utilizando el diámetro de la polea menor y su velocidad de desplazamiento en pies/min:

$$V = 5,000 \text{ rpm} \times 2 \times \pi \times d \times 3.28$$

$$V = 4,946.12 \text{ pies/min}$$

Interpolando

$$H_r = 1.69 \text{ HP} \quad (73)$$

El ángulo de contacto se obtiene con:

$$\theta = 180 \pm 2 \text{ Sen}^{-1} [(D - d) / 2C]$$

El signo "-" es para la polea menor y "+" para la mayor.

Sustituyendo para la polea menor:

$$\theta_d = 167.06^\circ \quad (74)$$

De la Figura B5 se obtiene el factor de corrección para el ángulo encontrado:

$$K_1 = 0.95 \quad (75)$$

De la Tabla A9 se obtiene el factor de corrección de longitud para la banda:

$$K_2 = 0.85 \quad (76)$$

Sustituyendo (73), (75) y (76) en (72) se obtiene:

$$H_r' = (0.95)(0.85)(1.69)$$

$$H_r' = 1.36 \text{ HP} \quad (77)$$

El número de bandas necesarias es:

$$N_{\text{fajas}} = P / H_r'$$

Sustituyendo (68) y (77) se obtiene:

$$N_{\text{fajas}} = 3.9 / 1.36$$

$$N_{\text{fajas}} = 2.87 \quad (78)$$

Por lo tanto se concluye que con tres bandas A33 se puede transmitir la potencia demandada.

4.6 Diseño del eje

El diseño del eje consistirá en determinar el material para su construcción. Debido a que se utilizarán rodamiento normalizados, el diámetro del eje será de 20 mm. En la Figura 45 se observan las fuerzas que se le aplicarán a este elemento.

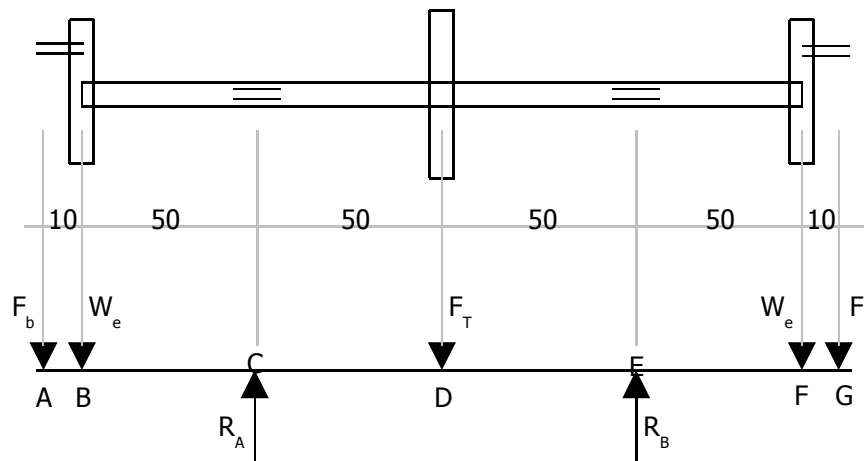


Figura 45. Fuerzas aplicadas al eje de transmisión

Donde

F_b = fuerza transmitida por la biela

W_e = peso de la excéntrica

$R_A = R_B$ = reacción de los cojinetes de rodamiento

F_T = fuerza total en la banda: fuerza de tensión + peso de la polea

Primero se determinará la fuerza total debido a la banda; para ello se calcula la fuerza de tensión y el peso de la polea. Para una trapezoidal o en "v" se tiene que:

$$(F_1 - F_c) / (F_2 - F_c) = e^{f \theta / \text{Sen}(\beta / 2)} \quad (79)$$

Donde

F_1 = fuerza del lado tirante

F_2 = fuerza del lado colgante

F_c = fuerza centrífuga

f = coeficiente de fricción

θ = ángulo de contacto

β = ángulo de ranura

De la Tabla A10 para una banda de sección A, se tiene:

$$\beta = 34^\circ \quad (80)$$

De la ecuación (74) para la polea menor se obtuvo:

$$\theta_d = 170.5^\circ = 2.98 \text{ rad} \quad (74)$$

De la Tabla A21 para una banda de material de cuero se tiene:

$$f = 0.4 \quad (81)$$

La fuerza centrífuga viene dada por:

$$F_c = \rho w^2 r^2 / g \quad (82)$$

Donde:

w = velocidad angular de la polea

R = radio de la polea

ρ = peso de la banda por unidad de longitud

g = gravedad

Además:

$$w = 5,000 (2\pi) / 60$$

$$w = 523.6 \text{ rad / seg}$$

$$r = 0.096 / 2$$

$$r = 0.048 \text{ m}$$

$$\rho = 1.113 \text{ N / m (medido directamente)}$$

Sustituyendo estos valores:

$$F_c = 1.113 (523.6)^2 (0.048)^2 / 9.81$$

$$F_c = 71.66 \text{ N} \quad (83)$$

Sustituyendo (80), (74), (81), (82) y (83) en (79) se obtiene:

$$(F_1 - 71.66) / (F_2 - 71.66) = 58.97$$

$$F_1 - 54.32 F_2 = - 3,820.91 \quad (84)$$

Además

$$P = (F_1 - F_2) V$$

Donde

P: potencia nominal en Watts

$$P = 3.0 \text{ HP} = 2,238.0 \text{ Watts}$$

V: velocidad de la banda en m/seg

$$V: 4,946.12 \text{ pies / min} = 25.13 \text{ m/seg.}$$

$$P/V = 2,238.0 / 25.13$$

$$P/V = 89.06$$

Sustituyendo

$$F_1 - F_2 = 89.06 \quad (85)$$

Resolviendo las ecuaciones (84) y (85) se obtiene:

$$F_1 = 162.39 \text{ N}$$

$$F_2 = 73.33 \text{ N}$$

La fuerza neta por tensión en la banda es:

$$F_t = F_1 + F_2$$

$$F_t = 235.72 \text{ N} \quad (86)$$

Para calcular el peso de la polea en el eje de transmisión se ha seleccionado una construcción de acero AISI 1020 HR tipo disco. El espesor de la polea lo define el número de bandas:

$$t = 3 (0.0127)$$

$$t = 0.038 \text{ m}$$

Por lo que se dimensionará a 40 mm. Para acero, $\gamma = 70.6 \times 10^3 \text{ N / m}^3$, por lo que el peso de la polea es:

$$W_p = V \gamma$$

$$W_p = (0.040)(\pi)(0.048)^2(76.5 \times 10^3)$$

$$W_p = 22.15 \text{ N} \quad (87)$$

Por lo tanto, la fuerza total en la banda F_T es igual a la suma de (86) y (87):

$$F_T = F_t + W_p$$

$$F_T = 235.72 + 22.15$$

$$F_T = 257.87 \text{ N} \quad (88)$$

Para calcular el peso de las excéntricas se ha seleccionado una construcción de acero AISI 1020 HR tipo disco. El diámetro y espesor serán de 60 y 15 mm respectivamente.

$$W_e = (0.015)(\pi)(0.030)^2(76.5 \times 10^3)$$

$$W_e = 3.24 \text{ N (cada una)} \quad (89)$$

La fuerza máxima ejercida por la biela F_b se calculó anteriormente (58), por lo tanto:

$$F_b = 333.65 \text{ N} \quad (58)$$

Ahora se procederá a calcular las reacciones en los rodamientos ($R_A = R_B$) de la Figura 45. Haciendo sumatoria de momentos en el punto C, se obtiene:

$$G + \Sigma M_c = 0$$

$$F_b(0.065) + W_e(0.050) - F_T(0.050) + R_B(0.10) - W_e(0.15) - F_b(0.165) = 0$$

$$R_b = F_b + W_e + 0.5 F_T$$

$$R_B = 333.65 + 3.24 + 0.5(257.87)$$

$$R_B = 465.83 \text{ N} \quad (90)$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en el eje "y" de la figura 45:

$$\downarrow + \Sigma F_y = \theta$$

$$2 F_b + 2W_e + F_t - R_a - R_b = \theta$$

$$R_A = 2(333.65) + 2(3.24) + 257.87 - 465.83$$

$$R_A = 465.83 \text{ N}$$

$R_A = R_B$, por lo tanto este resultado demuestra que las cargas están distribuidas simétricamente.

Ahora que se tienen las fuerzas que se aplicarán en el eje, se calcularán los momentos flexionantes en el mismo:

Punto B

$$M_1 = 333.65X$$

$$M_1 = 333.65(0.010)$$

$$M_1 = 3.33 \text{ N} - \text{m}$$

Punto C

$$M_2 = 333.65X + 3.24(X - 0.010)$$

$$M_2 = 336.89X - 0.032$$

$$M_2 = 20.18 \text{ N} - \text{m}$$

Punto D

$$M_3 = 336.89X - 0.032 - 465.83(X - 0.060)$$

$$M_3 = -128.94X + 27.92$$

$$M_3 = 13.74 \text{ N} - \text{m}$$

Punto E

$$M_4 = -128.94X + 27.92 + 257.87(X - 0.110)$$

$$M_4 = 128.93X - 0.45$$

$$M_4 = 20.18 \text{ N} - \text{m}$$

Punto F

$$M_5 = 128.93X - 0.45 - 465.83(X - 0.160)$$

$$M_5 = -336.90X + 74.08$$

$$M_5 = 3.33 \text{ N} - \text{m}$$

Punto G

$$M_6 = -336.90X + 74.08 + 3.24(X - 0.210)$$

$$M_6 = -333.66X + 73.40$$

$$M_6 = 0$$

En la Figura 46 se observan los diagramas de fuerza y momento flexionante en el eje de transmisión. Como puede observarse el momento máximo es: 20.18 N – m
Para la carga de flexión completamente invertida se tiene:

$$\sigma_{ea} = \sigma_a = 32M / \pi d^3$$

$$\sigma_{ea} = 32(20.18) / \pi (0.020)^3$$

$$\sigma_{ea} = 25.69 \text{ Mpa} \quad (91)$$

$$\sigma_{em} = \tau_m = 16T / \pi d^3$$

$$\sigma_{em} = 16(2.70) / \pi (0.020)^3$$

$$\sigma_{em} = 1.72 \quad (92)$$

La resistencia a la fatiga es:

$$S_e = C_L C_s C_G S_e' \quad (93)$$

Donde

C_L : factor de carga

C_s : factor de superficie

C_G : factor de gradiente

S_e' : límite de resistencia a la fatiga

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

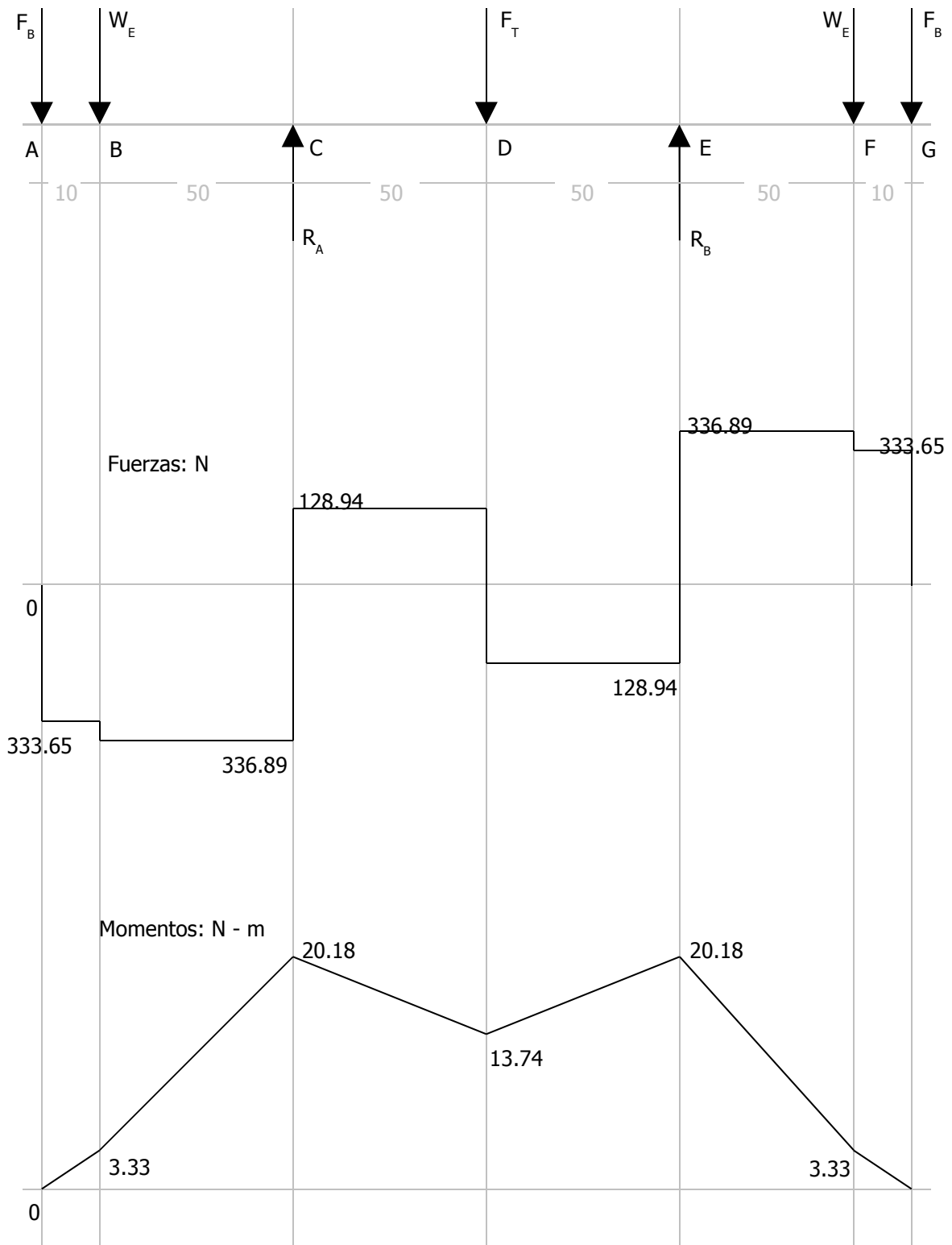


Figura 46. Diagrama de fuerza y momento flexionante en el eje de transmisión

De la Tabla A3:

$$C_L = 1.0$$

$$C_G = 1.0$$

$$C_S = 0.9$$

Sustituyendo en (93) se obtiene:

$$S_e = (1)(0.9)(1.0)(0.5) S_{ut}$$

$$S_e = 0.45 S_{ut} \quad (94)$$

La ecuación de Goodman modificada es²¹:

$$\sigma_a / S_e + \sigma_m / S_{ut} = 1 / n$$

Sustituyendo (94) y despejando S_{ut} , se tiene:

$$1 / S_{ut} (\sigma_a / 0.45 + \sigma_m) = 1 / n$$

$$(\sigma_a / 0.45 + \sigma_m) = S_{ut} / n$$

$$S_{ut} = (\sigma_a / 0.45 + \sigma_m)(n)$$

$$S_{ut} = (25.69 \times 10^6 / 0.45 + 1.72 \times 10^6)(1.8)$$

$$S_{ut} = 105.86 \text{ Mpa} \quad (95)$$

De la Tabla A2 se elegirá el acero AISI 1006 HR cuya resistencia última es 300 MPa. En la Lamina 11 se presentan las dimensiones del eje.

4.6.1 Radio de muesca en las excéntricas

Ahora se analizará el radio de la muesca en los puntos B y F de la Figura 45. El análisis se hará en cualquier punto ya que el momento flexionante es igual en ambos lados, $M = 3.33 \text{ N} - \text{m}$.

De (94) se tiene:

$$S_e = 0.45 S_{ut}$$

$$S_e = 0.45 (300)$$

$$S_e = 135 \text{ MPa}$$

De la Figura 46, el momento flexionante en este punto es $3.33 \text{ N} - \text{m}$:

²¹ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

$$\begin{aligned}\sigma_{ea} &= 32 M / \pi d^3 \\ \sigma_{ea} &= 32(3.33) / \pi d^3 \\ \sigma_{ea} &= 32(3.33) / \pi (0.020)^3 \\ \sigma_{ea} &= 4.24 \text{ Mpa}\end{aligned}\quad (96)$$

De (92) se tiene:

$$\begin{aligned}\sigma_{em} &= 1.72 \text{ MPa} \\ \sigma_{ea} / \sigma_{em} &= 2.47\end{aligned}\quad (97)$$

A continuación se presenta el diagrama de Goodman:

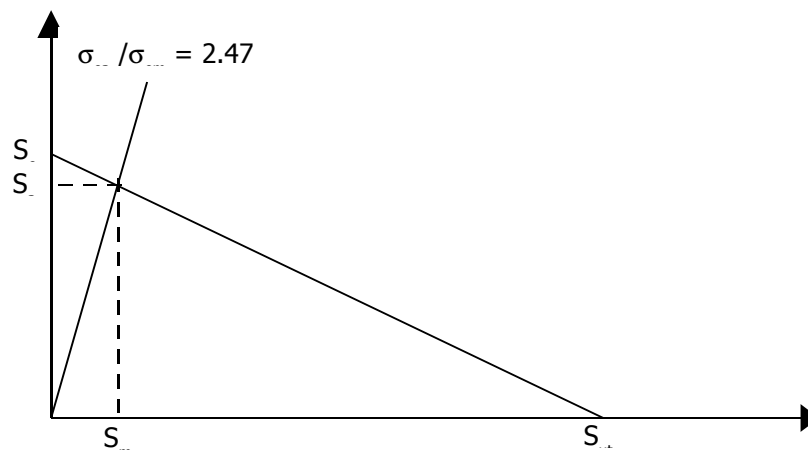


Figura 47. Diagrama de Goodman para carga de flexión

Por semejanza de triángulos se tiene:

$$S_e / S_u = S_a / (S_u - S_m)$$

$$S_a = S_e - (S_e S_m / S_u)$$

Además

$$S_a / S_m = \sigma_{ea} / \sigma_{em} = 2.47$$

$$S_m = S_a / 2.47$$

Sustituyendo:

$$S_a = S_e - (S_e S_a / 2.47 S_{ut})$$

$$S_a = S_e / [1 + (S_e / 2.47 S_{ut})]$$

$$S_a = 135.0 / [1 + (135.0 / 2.47 \times 300)]$$

$$S_a = 114.19 \text{ MPa} \quad (98)$$

Para un factor de seguridad de 1.8:

$$K_f = S_a / n \sigma_{ea}$$

$$K_f = 114.19 / (1.8)(4.24)$$

$$K_f = 14.96 \quad (99)$$

4.6.2 Radio de muesca en la polea

Ahora se analizará el radio de muesca en el punto D de la figura del eje. El momento que se presenta en esta zona es 13.74 N – m. La resistencia no varía, por lo tanto:

$$S_e = 135 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ea} = 32 M / \pi d^3$$

$$\sigma_{ea} = 32(13.74) / \pi (0.020)^3$$

$$\sigma_{ea} = 17.49 \text{ Mpa} \quad (100)$$

De (92) se tiene:

$$\sigma_{em} = 1.72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ea} / \sigma_{em} = 10.17 \quad (101)$$

$$S_a = S_e - (S_e S_a / 10.17 S_{ut})$$

$$S_a = S_e / [1 + (S_e / 10.17 S_{ut})]$$

$$S_a = 135.0 / [1 + (135.0 / 10.17 \times 300)]$$

$$S_a = 129.28 \text{ MPa} \quad (102)$$

Para un factor de seguridad de 1.8:

$$K_f = S_a / n \sigma_{ea}$$

$$K_f = 129.28 / (1.8)(17.49)$$

$$K_f = 4.11 \quad (103)$$

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga viene dado por:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) C_s \quad (104)$$

Donde

q: sensibilidad a la muesca

K_t : factor de concentración de esfuerzos

C_s : factor de superficie

Seleccionando un radio de muesca de 1 mm y de la Figura B2:

$$q = 0.65$$

De la Figura B6:

$$K_t = 1.85$$

De la Figura B1:

$$C_s = 0.8$$

Sustituyendo estos valores en (104):

$$K_f = 1 + (0.65)(1.85 - 1)(0.8)$$

$$K_f = 1.44 \quad (105)$$

Como puede observarse, al utilizar un radio de muesca de 1 mm se obtiene un valor de concentración de esfuerzo (105) menor al valor de diseño (99) y (103), por lo tanto, se está adentro de la zona de esfuerzo seguro.

4.7 Selección de rodamientos

Cada tipo de rodamiento tiene propiedades y características que lo hacen particularmente adecuado para ciertas aplicaciones. El tamaño para un determinado uso se selecciona con base a su capacidad de carga respecto a las cargas que ha de soportar y a los requisitos de duración y fiabilidad.

Se seleccionarán rodamientos de bola con manguitos de fijación y soportes de pie SNA. La capacidad de carga dinámica viene dada por²²:

$$C = P \left[\frac{60L_{10} n}{10^6} \right]^{1/k}$$

Donde

P: carga dinámica equivalente sobre rodamiento

L₁₀: duración nominal en millones de revoluciones

k: exponente de la fórmula de la duración

Siendo:

K = 3, para rodamiento de bola

K = 10/3, para rodamiento de rodillo

De la Tabla A11:

L₁₀ = 25,000 horas

Además:

P = R_A = R_B = 465.83 N

n = 5,000 rpm

Sustituyendo estos valores en (107):

$$C = 465.83 \left[\frac{(60)(25,000)(5,000)}{10^6} \right]^{1/3}$$

$$C = 9,118.31 \text{ N}$$

Por lo tanto, la capacidad de carga dinámica que debe poseer el rodamiento debe ser mayor de 9,118.31 N con un diámetro interno de 20 mm. De la Tabla A12 y A13 se selecciona la designación y soporte del rodamiento, respectivamente:

Rodamiento 1205 K

Manguito de fijación H205

Soporte SNA 505

²² "Catalogo General de la SKF", Alemania 1982.

4.8 Selección del motor

De la sección 4.5 el torque medio del motor es:

$$T_M = 4.55 \text{ N} - \text{m} \quad (65)$$

La velocidad del eje del motor:

$$n_M = 3,333.33 \text{ rpm} \quad (66)$$

La potencia que debe suministrar el motor:

$$P_M = 2.13 \text{ HP} \quad (67)$$

La potencia nominal:

$$P_N = 2.77 \text{ HP}$$

4.8.1 Inercias de elementos rotatorios

Se calculará la inercia de las poleas, excéntricas y eje de transmisión, para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$I = Wr^2/2g$$

Donde

W: peso del elemento

r: radio del elemento

g: gravedad

Para la polea de transmisión:

$$I = (22.15)(0.048)^2 / 2(9.81)$$

$$I = 2.6 \times 10^{-3} \text{ kg} - \text{m}^2 \quad (106)$$

Para la polea del motor:

$$W = \gamma V$$

$$W = (76.5 \times 10^3)(0.040)(\pi)(0.072)^2$$

$$W = 49.84 \text{ N}$$

$$I = (49.84)(0.072)^2 / 2(9.81)$$

$$I = 1.32 \times 10^{-2} \text{ kg} - \text{m}^2 \quad (107)$$

Para las excéntricas:

$$I = (3.24)(0.030)^2 / 2(9.81)$$

$$I = 1.49 \times 10^{-4} \text{ kg} - \text{m}^2 \quad (108)$$

En la Lamina 11 se presenta el eje de transmisión. Para calcular su inercia se dividió en las secciones de 22, 20 y 18 mm de diámetro.

En la sección de 22 mm

$$W = (76.5 \times 10^3)(0.040)(\pi)(0.011)^2$$

$$W = 1.16 \text{ N}$$

$$I_{22} = (1.16)(0.011)^2 / 2(9.81)$$

$$I_{22} = 7.15 \times 10^{-6} \text{ kg} - \text{m}^2$$

En la sección de 20 mm

$$W = (2)(76.5 \times 10^3)(0.072)(\pi)(0.010)^2$$

$$W = 3.46 \text{ N}$$

$$I_{20} = (3.46)(0.010)^2 / 2(9.81)$$

$$I_{20} = 1.76 \times 10^{-5} \text{ kg} - \text{m}^2$$

En la sección de 18 mm

$$W = (2)(76.5 \times 10^3)(0.008)(\pi)(0.009)^2$$

$$W = 0.31 \text{ N}$$

$$I_{18} = (0.31)(0.009)^2 / 2(9.81)$$

$$I_{18} = 1.28 \times 10^{-6} \text{ kg} - \text{m}^2$$

La inercia total del eje es:

$$I_{\text{eje}} = 7.15 \times 10^{-6} + 1.76 \times 10^{-5} + 1.28 \times 10^{-6}$$

$$I_{\text{eje}} = 2.6 \times 10^{-5} \text{ kg} - \text{m}^2 \quad (109)$$

4.8.2 Diagrama de bloques de la máquina

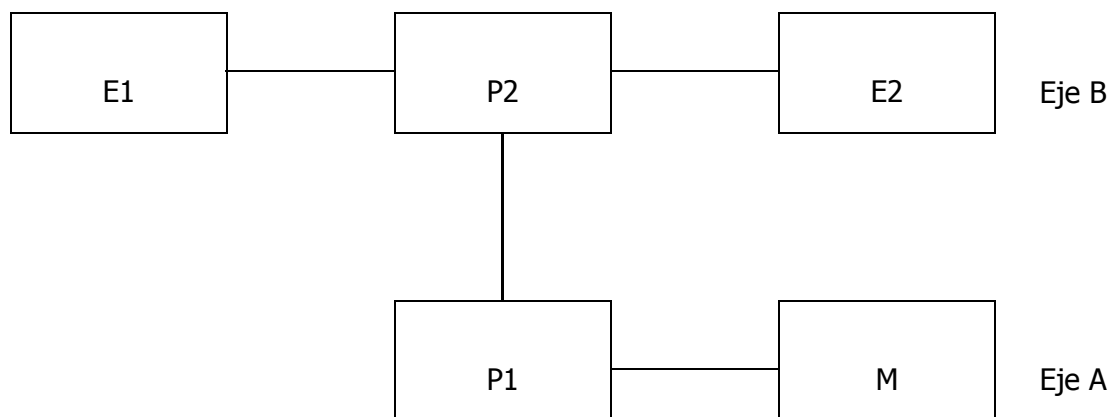


Figura 48. Diagrama de bloques de la máquina

En la siguiente tabla se muestra un cuadro resumen de las inercias de cada elemento rotatorio.

Tabla 28. Cuadro resumen de inercias de elementos rotatorios

Asignación	Elemento	Inercia (kg – m ²)
E1	Excéntrica 1	1.49 x 10 ⁻⁴
E2	Excéntrica 2	1.49 x 10 ⁻⁴
P1	Polea del motor	1.32 x 10 ⁻²
P2	Polea de transmisión	2.6 x 10 ⁻³
Eje B	Eje de transmisión	2.6 x 10 ⁻⁵

La inercia en el eje B de la Figura 48 será equivalente a la suma de las excéntricas 1 y 2, de la polea 2 y del eje mismo. La inercia en el eje A será solo la de la polea 1 ya que se despreciará la del motor y la de su eje. El tiempo de arranque será de 2 segundos, ya que es un período que se considera adecuado para este tipo de máquina. La relación de velocidad y la eficiencia de transmisión de potencia entre las poleas será de 1.5 y 95%, respectivamente.

4.8.3 Torque de arranque del motor

La ecuación de la máquina es:

$$T_{arr} = T_m + [(I_{E1} + I_{E2} + I_{P2} + I_{EJEB})(n/\eta) + I_{P1}] \Delta w / \Delta t$$

$$\omega = 3,333.33 \text{ rpm} = 349.07 \text{ rad/seg}$$

$$T_{\text{arr}} = 4.55 + [(1.49 \times 10^{-4} + 1.49 \times 10^{-4} + 2.6 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-5})(1.5/0.95) + 1.32 \times 10^{-2}] 349.07 / 2$$

$$T_{\text{arr}} = 4.55 + 3.11$$

$$T_{\text{arr}} = 7.66 \text{ N} - \text{m} \quad (110)$$

Por lo tanto:

$$T_m = 4.55 \text{ N} - \text{m} = 3.34 \text{ lb} - \text{pie}$$

$$T_{\text{arr}} = 7.66 \text{ N} - \text{m} = 5.63 \text{ lb} - \text{pie}$$

La potencia nominal es 2.77 HP

De la Tabla A18 se selecciona un motor con las siguientes características:

Potencia:	3 HP
Polos:	2
rpm a plena carga:	3,500
Torque a plena carga:	4.5 lb – pie
Torque en el arranque:	7.8 lb - pie

4.8.4 Forma de montaje

Los motores tienen en su ejecución estándar las siguientes formas de montaje:

- Horizontal: El motor puede ejecutarse sobre patas o con bridas.
- Vertical: El motor puede montarse con la flecha hacia arriba o abajo, ya sea sobre patas o con bridas de sujeción.

De acuerdo a la configuración de la máquina el motor debe ser montado horizontalmente y sujetado con pernos sobre una base plana. En uno de sus extremos se le colocará un par de bisagras y en el otro un perno para poder regular la tensión en la banda.

4.8.5 Selección de elementos del sistema eléctrico

Con el fin de proteger el motor y el cable de alimentación es necesario implementar una protección térmica de sobrecarga para evitar daños por sobrecalentamiento. De acuerdo a la corriente nominal del motor y a la potencia demandada por la máquina el sistema eléctrico constará de los siguientes elementos:

- Botonera de 220 V (arranque, parada y led).
- Bimetálico de 6.3 a 10 Amp. (3UA52 00).
- Contactor (3TF4010-OA).

4.9 Diseño del pasador para la biela

El pasador está sometido a esfuerzos de flexión. El análisis consistirá en determinar el material que servirá para su construcción a fin de obtener un factor de seguridad de 1.8. Debido a que utilizarán rodamientos rígidos de bola normalizados, el diámetro será de 10 mm. En la Figura 49 se muestra la fuerza a la cual está sometido este elemento.

La fuerza máxima de la biela sobre el pasador será de:

$$F = 333.65 \text{ N}$$

$$M = Fb$$

$$M = (333.65)(0.005)$$

$$M = 1.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{ea} = 32M / \pi d^3$$

$$\sigma_{ea} = 32(1.67) / \pi (0.005)^3$$

$$\sigma_{ea} = 136.08 \text{ Mpa}$$

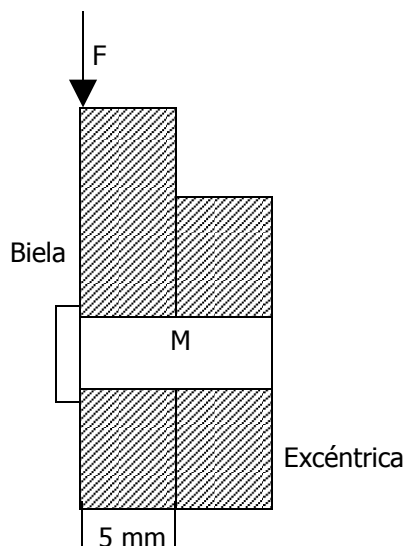


Figura 49. Fuerzas aplicadas al pasador de la biela

Tomando la relación modificada de Goodman y $\sigma_m = 0$:

$$S_{ut} = (\sigma_{ea} / 0.45) n$$

$$S_{ut} = (136.08 / 0.45)(1.8)$$

$$S_{ut} = 544.32 \quad (111)$$

De la Tabla A2 se elegirá el acero AISI 1045 HR cuya resistencia última es de 570 MPa.

Según Tabla A15, los rodamientos normalizados en los extremos de la biela, dentro de los cuales se colocarán los pasadores, tendrán las siguientes especificaciones:

Rodamiento rígido de bola

Designación 61800

Diámetro interno de 10 mm

Diámetro externo de 19 mm

Ancho de 5 mm

4.10 Diseño de la biela

Como se presenta en la Figura 50, la biela está sometida a una carga axial fluctuante. El diseño consistirá en determinar el material para su construcción a fin de obtener un factor de seguridad de 1.8.

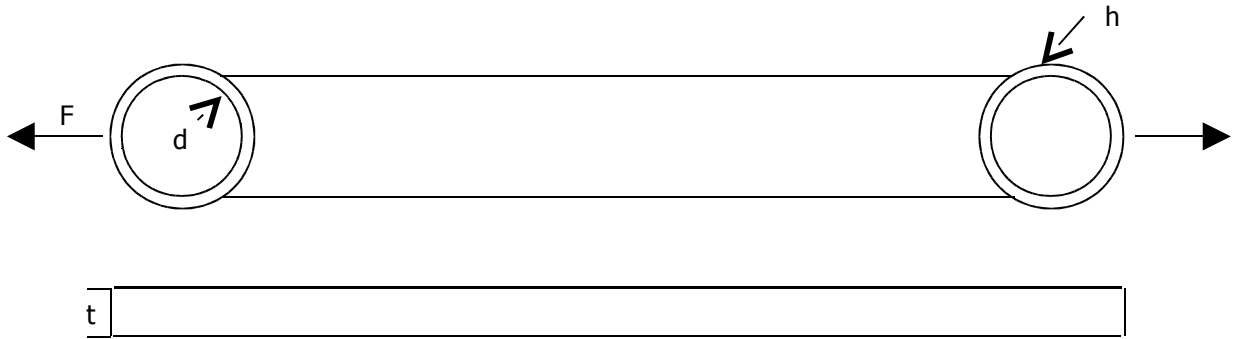


Figura 50. Biela sometida a carga axial

Para carga axial el esfuerzo es:

$$\sigma_{ea} = F / A$$

$$\sigma_{ea} = F / (h - d) t$$

Donde

F: fuerza aplicada

h: ancho de la biela

d: diámetro del agujero

t: espesor de la biela

El espesor de este elemento será de 5 mm según se consideró en la figura 49, de igual forma se considerará un diámetro externo de 23 mm. El diámetro del agujero es igual al diámetro externo del rodamiento seleccionado en el pasador, por lo que $d = 19$ mm, por lo tanto:

$$\text{De (58), } F_{BA} = F = 333.65 \text{ N}$$

$$h = 23 \text{ mm}$$

$$d = 19 \text{ mm}$$

$$t = 5 \text{ mm}$$

$$\sigma_{ea} = F / (h - d) t$$

$$\sigma_{ea} = (333.65) / (0.023 - 0.019)(0.005)$$

$$\sigma_{ea} = 16.68 \text{ MPa} \quad (112)$$

La resistencia a la fatiga es:

$$S_e = C_L C_S C_G S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

De la Tabla A3:

$$C_L = 1.0$$

$$C_G = 0.8$$

$$C_S = 0.9$$

Sustituyendo se obtiene:

$$S_e = (1.0)(0.9)(0.8)(0.5) S_{ut}$$

$$S_e = 0.36 S_{ut} \quad (113)$$

Aplicando Goodman para carga completamente invertida y $\sigma_{em} = 0$:

$$\sigma_{ea} = S_e / n$$

$$S_e = n \sigma_{ea}$$

Sustituyendo (112) y (113):

$$0.36 S_{ut} = 16.68 n$$

$$S_{ut} = (16.68)(1.8) / (0.36)$$

$$S_{ut} = 83.41 \text{ Mpa}$$

De la Tabla A2 se elegirá el acero AISI 1006 HR cuya resistencia última es de 300 MPa. En la Lamina 12 se presentan las dimensiones de la biela.

4.10.1 Concentración de esfuerzos en el agujero

De (112) se obtiene:

$$\sigma_{ea} = 16.68 \text{ MPa}$$

De (113) se obtiene:

$$S_e = 0.36 S_{ut}$$

$$S_e = 0.36 (300)$$

$$S_e = 108.0 \text{ MPa} \quad (114)$$

Aplicando el teorema de Goodman y utilizando un factor de seguridad de 1.8:

$$K_f \sigma_{ea} = S_e / n$$

$$K_f = S_e / \sigma_{ea} n$$

$$K_f = (108.0) / (16.68)(1.8)$$

$$K_f = 3.6 \quad (115)$$

De la Figura B3 para $d/h = 0.83$:

$$K_t = 2.1$$

De la Figura B2 para un radio de 2mm:

$$q = 0.70$$

De la Figura B1:

$$C_t = 0.8$$

Sustituyendo estos valores en (104):

$$K_f = 1 + (0.70)(2.1 - 1)(0.8)$$

$$K_f = 1.62 \quad (116)$$

Como puede observarse, al utilizar el radio de muesca de 2 mm se obtiene un valor de concentración de esfuerzo (116) menor al valor de diseño (115), por lo tanto, se está adentro de la zona de esfuerzo seguro.

4.10.2 Concentración de esfuerzos en el hombro

$$\sigma_{ea} = F / A$$

$$\sigma_{ea} = F / d t$$

$$\sigma_{ea} = (333.65) / (0.019)(0.005)$$

$$\sigma_{ea} = 3.51 \text{ MPa}$$

De (114):

$$S_e = 108.0 \text{ MPa}$$

Aplicando el teorema de Goodman y utilizando un factor de seguridad de 1.8:

$$K_f = S_e / \sigma_{ea} n$$

$$K_f = (108.0) / (3.51)(1.8)$$

$$K_f = 17.10 \quad (117)$$

De la Figura B4 para $r/d = 0.11$ y $D/d = 1.21$:

$$K_t = 1.8$$

De la Figura B2 para un radio de 1mm:

$$q = 0.70$$

De la Figura B1:

$$C_t = 0.8$$

Sustituyendo estos valores en (104):

$$K_f = 1 + (0.70)(1.8 - 1)(0.8)$$

$$K_f = 1.45 \quad (118)$$

Como puede observarse, al utilizar el radio de muesca de 1 mm se obtiene un valor de concentración de esfuerzo (118) menor al valor de diseño (117), por lo tanto, se está adentro de la zona de esfuerzo seguro.

4.10.3 Análisis de pandeo

Para realizar este análisis se considerará la biela como un elemento de longitud "l", con una carga "p" que actúa según el eje centroidal y sobre extremos redondos (pasadores). La fórmula de Euler²³ que obtiene la carga crítica es:

$$P_{cr} / A = C\pi^2 E / (l/k)^2$$

$$P_{cr} = C\pi^2 EI / l^2$$

Donde

P_{cr} / A : carga crítica unitaria

l/k : relación de esbeltez

A: área

k: radio de giro (o radio de inercia) de la sección

E: módulo de elasticidad

C: constante de condiciones en extremos

I: segundo momento de área

Utilizando

$$I = bh^3 / 12$$

$$I = (0.019)(0.005)^3 / 12$$

$$I = 1.98 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

De la Tabla A22

²³ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

$$C = 1$$

De la Tabla A1 para el acero

$$E = 207 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$P_{cr} = (1)(\pi)^2(207 \times 10^9)(1.98 \times 10^{-9}) / (0.173)^2$$

$$P_{cr} = 135,158.4 \text{ N}$$

Como puede observarse la carga crítica que originaría el pandeo de la biela es muy superior a la carga diseño que actúa sobre la misma. Para comprobar que se trata de una columna de Euler se debe cumplir la siguiente condición:

$$(L/k)_1 < (L/k)$$

$$(2\pi^2CE/S_y)^{1/2} < l/(h^2/12)$$

Para el acero AISI 1006 la resistencia de fluencia es 170 MPa

$$[(2)(\pi)^2(1)(207 \times 10^9)/(170 \times 10^6)]^{1/2} < (0.173)/[(0.005)^2/12]^{1/2}$$

155.03 < 119.86, no se cumple la condición por lo que la biela tenderá a pandearse.

Se elegirá un acero de mayor resistencia para evitar el pandeo. De la Tabla A2 se seleccionara el acero AISI 1040 HR cuya resistencia de fluencia es 290 Mpa. Con este valor se vuelve a evaluar la condición de Euler:

$$[(2)(\pi)^2(1)(207 \times 10^9)/(290 \times 10^6)]^{1/2} < (0.173)/[(0.005)^2/12]^{1/2}$$

118.70 < 119.86, con este material si cumple la condición y se garantiza que no se pandeara la biela.

4.11 Diseño del mecanismo de desmoldeo

El perfil seleccionado para este elemento será plano tipo platina. El análisis de diseño consistirá en determinar el material adecuado para su construcción, a fin de obtener un factor de seguridad de 1.8. El análisis se limitará a la posición final ya que al inicio la carga descansa sobre la mesa vibradora. En la Figura 51 se observa el diagrama de posición para este mecanismo.

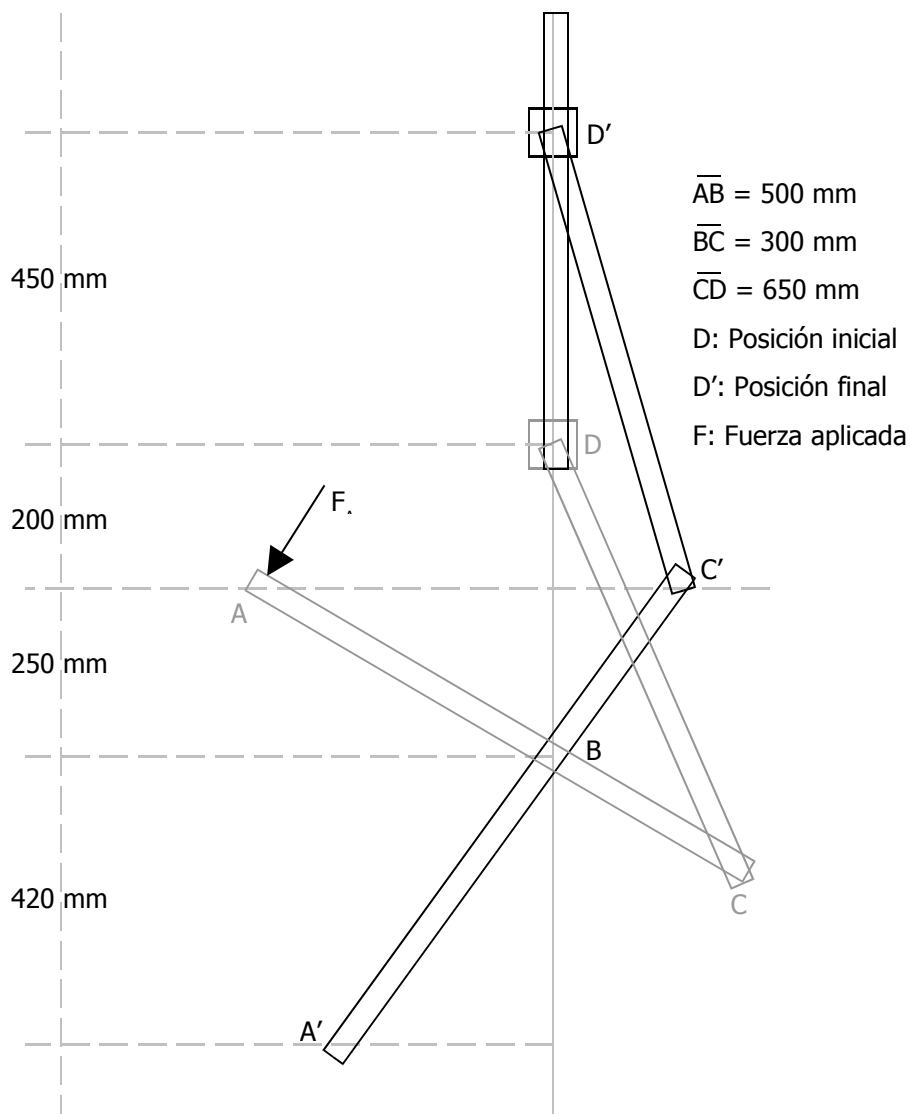


Figura 51. Diagrama de ambas posiciones del mecanismo de desmoldeo

La carga que soportará el mecanismo será equivalente a la suma del peso de los siguientes dispositivos:

- Conjunto contrapeso y molde macho (20)
- Conjunto molde hembra (27)

Por lo tanto:

$$W = 280.0 \text{ N} + 221.0 \text{ N}$$

$$W = 501.0 \text{ N} \quad (119)$$

El mecanismo de desmoldeo consistirá en dos platinas, AC y CD, unidas a través de un pasador en el punto C. Existirá un pivote ubicado en el punto B que estará unido al cuerpo de la máquina mediante otro pasador. La posición inicial está representada por los puntos ACD y se da cuando toda la carga descansa sobre la plancha vibradora. La posición final, o sea la fase final del desmoldeo, está representada por los puntos A'C'D'. La guía soporte del conjunto molde hembra está representado por el punto D y su recorrido es vertical a través de la barra guía. Para que ocurra el movimiento del punto D al D' se debe aplicar una fuerza F_A perpendicular al brazo AC. Analizando el brazo CD (palanca de desmoldeo):

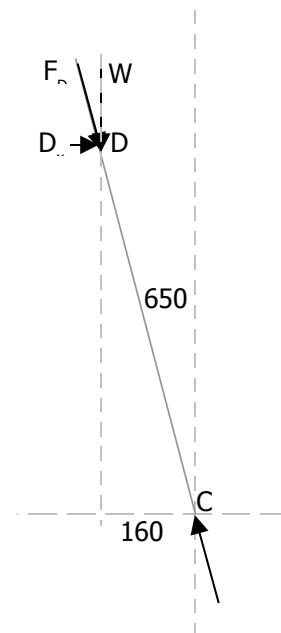


Figura 52. Diagrama del brazo CD

$$\cos \theta = 160 / 650$$

$$\theta = 75.75^\circ \quad (120)$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en "y":

$$+ \downarrow \Sigma F_y = 0$$

$$W - F_c \text{ Sen } \theta = 0$$

$$F_c = W / \text{ Sen } \theta$$

$$F_c = 501.0 / \text{ Sen } 75.75^\circ$$

$$F_c = 516.90 \text{ N} \quad (121)$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en "x":

$$+ \rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$D_x - F_c \cos \theta = 0$$

$$D_x = F_c \cos \theta$$

$$D_x = 516.90 \cos 75.75^\circ$$

$$D_x = 127.24 \text{ N} \quad (122)$$

$$F_D = \sqrt{(W^2 + D_x^2)}$$

$$F_D = \sqrt{[(501.0)^2 + (127.24)^2]}$$

$$F_D = 516.90 \text{ N} \quad (123)$$

Analizando el brazo AC (Figura 53) y haciendo sumatoria de momentos en "B":

$$G + \Sigma M_B = 0$$

$$F_A(0.5) - F_c \cos 43.52^\circ (0.3) = 0$$

$$F_A = F_c \cos 43.52^\circ (0.3) / (0.5)$$

$$F_A = 516.90 \cos 43.52^\circ (0.3) / (0.5)$$

$$F_A = 224.89 \text{ N} \quad (124)$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en "x":

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_c \sin 43.52 - b_x = 0$$

$$b_x = F_c \sin 43.52^\circ$$

$$b_x = 516.90 \sin 43.52^\circ$$

$$b_x = 355.94 \text{ N} \quad (125)$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en "y":

$$F_A - b_y + F_c \cos 43.52^\circ = 0$$

$$b_y = F_A + F_c \cos 43.52^\circ$$

$$b_y = 224.89 + 516.90 \cos 43.52^\circ$$

$$b_y = 599.71 \text{ N} \quad (126)$$

$$F_b = \sqrt{(b_x^2 + b_y^2)}$$

$$F_b = \sqrt{[(355.94)^2 + (599.71)^2]}$$

$$F_b = 697.38 \text{ N}$$

(127)

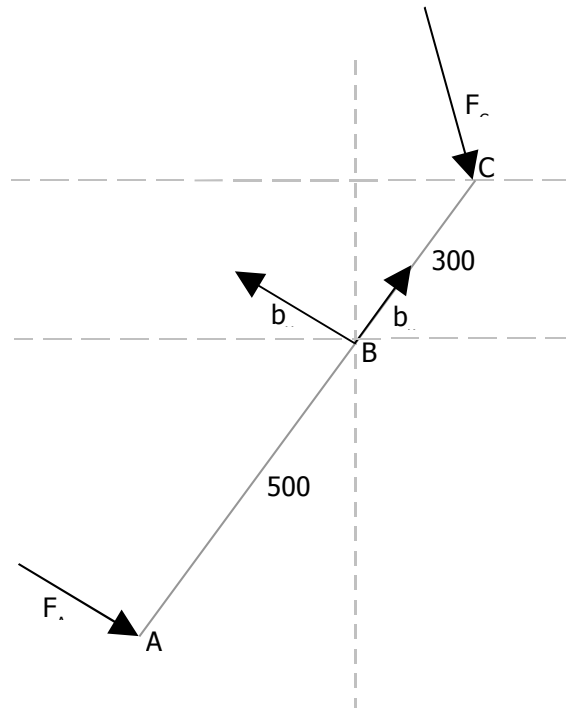


Figura 53. Diagrama del brazo AC

4.11.1 Esfuerzos en el punto B

Se calcularán los esfuerzos en el punto B del brazo AC. En la Figura 54 se muestra un corte transversal en dicho punto.

$$d = 19 \text{ mm}$$

$$w = 50 \text{ mm}$$

$$h = 20 \text{ mm}$$

De la Figura B7 para $d / h = 0.95$ y $d / w = 0.38$:

$$K_t = 1.7$$

La inercia viene dada por:

$$I = (w - d) h^3 / 12$$

$$I = (0.05 - 0.019)(0.02)^3 / 12$$

$$I = 2.1 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

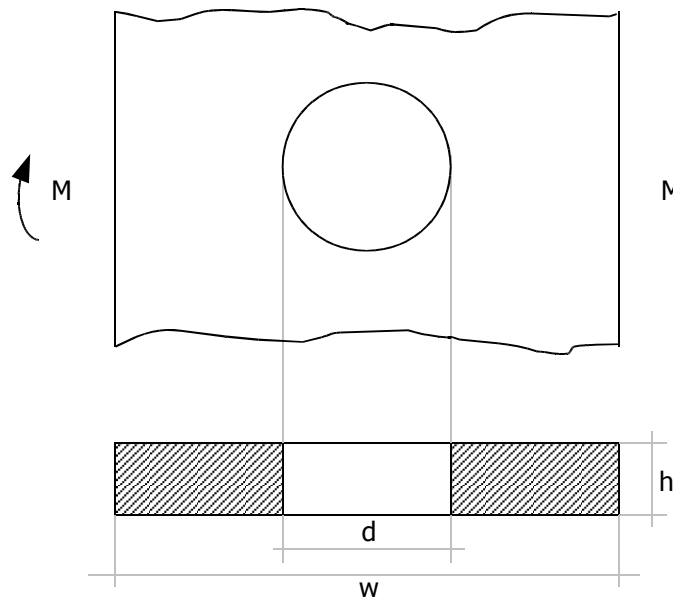


Figura 54. Sección de corte en B de la palanca AC sometida a flexión

El esfuerzo por flexión:

$$\sigma_o = K_t M c / I$$

$$\sigma_o = K_t F_A L d / I$$

$$\sigma_o = (1.7)(224.89)(0.5)(0.019) / 2.1 \times 10^{-8}$$

$$\sigma_o = 172.95 \text{ MPa} \quad (128)$$

$$S_y = n S$$

$$S_y = (1.8)(172.95)$$

$$S_y = 316.33 \text{ Mpa} \quad (129)$$

De la Tabla A2 se elegirá el acero AISI 1050 HR cuya resistencia de fluencia máxima es 340 MPa. El material y dimensiones asignados será el mismo para los demás puntos de la palanca AC.

4.11.2 Esfuerzos en el punto C

Primero se analizarán los esfuerzos en el punto C del brazo AC. En la siguiente figura se muestra un corte transversal en dicho punto.

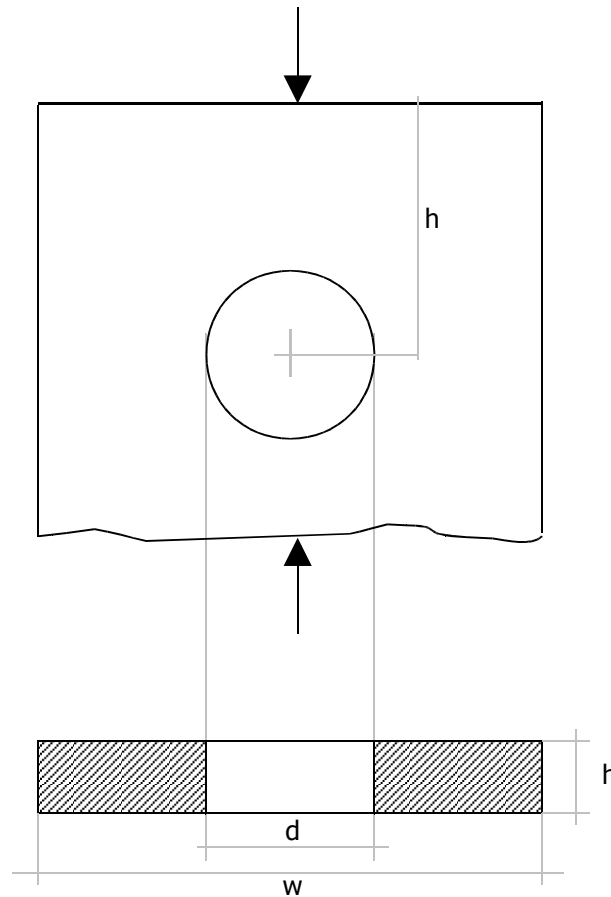


Figura 55. Sección de corte en C de la palanca AC sometida a compresión

Debido a que los esfuerzos en el punto C son menores que en el punto B, se podrá modificar el espesor en los extremos de la palanca, sin reducir su estado de seguridad.

$$d = 19 \text{ mm}$$

$$w = 50 \text{ mm}$$

$$h = 20 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

De la Figura B8 para $d / w = 0.38$ y $h / w = 0.4$:

$$K_t = 3.8$$

Como existe holgura se aumentará k_t en un 50%²⁴, por lo tanto:

$$K_t = (1.5)(3.8)$$

$$K_t = 5.7 \quad (130)$$

El área es:

$$A = (w - d) t$$

$$A = (0.050 - 0.019)(0.010)$$

$$A = 3.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (131)$$

El esfuerzo axial es:

$$\sigma_o = K_t F / A$$

La fuerza máxima en este punto es:

$$F = 516.90 \text{ N}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_o = (5.7)(516.90) / (3.1 \times 10^{-4})$$

$$\sigma_o = 9.50 \text{ MPa} \quad (132)$$

$$S_y = n S$$

$$S_y = (1.8)(9.50)$$

$$S_y = 17.10 \text{ Mpa} \quad (133)$$

La resistencia de fluencia máxima para este material es de 340 MPa, por lo que las dimensiones consideradas en este punto son seguras. Las dimensiones en el punto C y D del brazo CD serán las mismas que se consideraron en el brazo AC, por lo que el análisis será el mismo en estos puntos. De (133) se obtuvo que $S_y = 17.10$ Mpa, por lo tanto, de la Tabla A2 se elegirá un acero AISI 1006 HR cuya resistencia de fluencia máxima es 170 MPa.

²⁴ Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

4.11.3 Análisis de pandeo en la palanca de desmoldeo

Al igual que el análisis de la biela, la palanca de desmoldeo se considerará como un elemento de longitud "l", con una carga "p" que actúa según el eje centroidal y sobre extremos redondos (pasadores).

Utilizando

$$I = bh^3 / 12$$

$$I = (0.050)(0.010)^3 / 12$$

$$I = 4.17 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

De la Tabla A22

$$C = 1$$

De la Tabla A1 para el acero

$$E = 207 \times 10^9 \text{ Pa}$$

La fórmula de Euler que obtiene la carga crítica es:

$$P_{cr} = C\pi^2EI / l^2$$

$$P_{cr} = (1)(\pi)^2(207 \times 10^9)(4.17 \times 10^{-9}) / (0.650)^2$$

$$P_{cr} = 20,164.13 \text{ N}$$

Como puede observarse la carga crítica que originaría el pandeo de la palanca de desmoldeo (CD) es muy superior a la carga de diseño que actúa sobre la misma (516 N). Para comprobar que se trata de una columna de Euler se debe cumplir la siguiente condición:

$$(L/k)_1 < (L/k)$$

$$(2\pi^2CE/S_y)^{1/2} < l/(h^2/12)$$

Para el acero AISI 1006 la resistencia de fluencia es 170 MPa

$$[(2)(\pi)^2(1)(207 \times 10^9)/(170 \times 10^6)]^{1/2} < (0.650)/[(0.010)^2/12]^{1/2}$$

155.03 < 225.17, si cumple por lo que la palanca no sufrirá pandeo

4.11.4 Análisis de pandeo en la palanca pivote

Considerando que el ancho y el espesor de esta palanca es igual a la de desmoldeo y que ambas estarán construidas de acero, el segundo momento de área y la carga crítica son similares:

$$I = 4.17 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$P_{cr} = 20,164.13 \text{ N}$$

Como puede observarse la carga crítica que originaría el pandeo de la palanca pivote (AC) es muy superior a la carga de diseño que actúa sobre la misma (516 N). Para comprobar que se trata de una columna de Euler se debe cumplir la siguiente condición:

$$(L/k)_1 < (L/k)$$

$$(2\pi^2CE/S_y)^{1/2} < l/(h^2/12)$$

Para el acero AISI 1050 la resistencia de fluencia es 340 MPa

$$[(2)(\pi)^2(1)(207 \times 10^9)/(340 \times 10^6)]^{1/2} < (0.800)/[(0.010)^2/12]^{1/2}$$

109.63 < 277.13, si cumple por lo que la palanca no sufrirá pandeo

Las especificaciones de las palancas serán:

Palanca pivote (Lamina 9):

Material de acero AISI 1050 HR tipo platina

Ancho de 50 mm

Diámetro de los pasadores en B y C de 19 mm

Espesor en la parte media de 20 mm

Espesor en los extremos de 10 mm

Palanca de desmoldeo (Lamina 10):

Material de acero AISI 1006 HR tipo platina

Ancho de 50 mm

Diámetro de los pasadores en C y D de 19 mm

Espesor de 10 mm

4.12 Diseño de pasadores para el mecanismo de desmoldeo

4.12.1 Pasador en el punto B de la palanca AC

Primero se analizará el pasador que se utiliza en el pivote del mecanismo, o sea en el punto B de la palanca AC; se determinará el material adecuado para su construcción a fin de obtener un factor de seguridad de 1.8. La fuerza máxima a la que estará sometido es $F_b = 697.08 \text{ N}$.

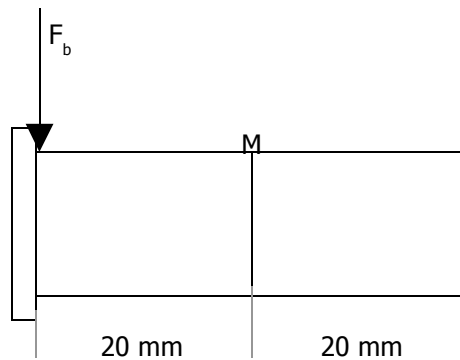


Figura 56. Pasador en pivote del mecanismo de desmoldeo

Como se mencionó en el mecanismo de desmoldeo se utilizarán rodamientos normalizados para todos los pasadores de las palancas. De la Tabla A15 se elegirán las especificaciones de estos rodamientos:

Rodamiento rígidos de bola

Designación 61800

Diámetro interno de 10 mm

Diámetro externo de 19 mm

Ancho de 5 mm

Por lo que el diámetro del pasador será igual al diámetro interno del rodamiento, o sea, 10 mm.

$$M = F b$$

$$M = (697.08)(0.020)$$

$$M = 13.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El esfuerzo al que está sometido el pasador es:

$$\sigma_{ea} = 32M / \pi d^3$$

$$\sigma_{ea} = (32)(13.95) / \pi (0.010)^3$$

$$\sigma_{ea} = 142.09 \text{ Mpa}$$

Tomando la relación modificada de Goodman y $\sigma_m = 0$:

$$S_{ut} = (\sigma_{ea} / 0.45) n$$

$$S_{ut} = (142.09 / 0.45)(1.8)$$

$$S_{ut} = 568.36 \text{ MPa}$$

De la Tabla A2 se elegirá el acero AISI 1045 HR cuya resistencia última es 570 MPa.

4.12.2 Pasador en el punto C y D del mecanismo de desmoldeo

Ahora se analizarán los pasadores en los puntos C y D del mecanismo de desmoldeo. Al igual que el pasador en el pivote, se utilizarán los mismos rodamientos normalizados, por lo que el diámetro de este elemento será de 10 mm. Se determinará el material adecuado para su construcción a fin de obtener un factor de seguridad de 1.8. La fuerza en el punto C y D son las misma, por lo que el análisis será igual para ambos pasadores. La fuerza es de 516.90 N.

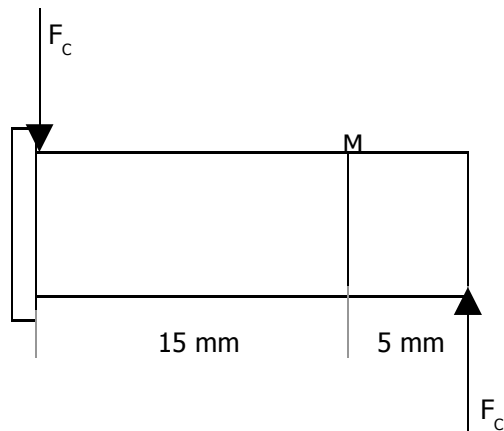


Figura 57. Pasador en punto C de la palanca CD del mecanismo de desmoldeo

$$M = F b$$

$$M = (516.90)(0.015) + (516.90)(0.005)$$

$$M = 10.34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El esfuerzo al que está sometido el pasador es:

$$\sigma_{ea} = 32M / \pi d^3$$

$$\sigma_{ea} = (32)(10.34) / \pi (0.010)^3$$

$$\sigma_{ea} = 105.32 \text{ Mpa}$$

Tomando la relación modificada de Goodman y $\sigma_m = 0$:

$$S_{ut} = (\sigma_{ea} / 0.45) n$$

$$S_{ut} = (105.32 / 0.45)(1.8)$$

$$S_{ut} = 421.28 \text{ MPa}$$

De la Tabla A2 se elegirá el acero AISI 1030 HR cuya resistencia última es 470 MPa.

4.13 Diseño de las chavetas

Estos elementos son utilizados para fijar las poleas a los ejes donde están montados, a fin de transmitir eficientemente el momento de torsión. Se considerará que las chavetas son similares en dimensiones y construcción, y que el eje del motor tiene el mismo diámetro del eje de transmisión, por lo tanto, $d = 22$ mm. El material y la resistencia a la tracción de cada dispositivo son:

Para el eje

Acero AISI 1006 HR

$$S_{sp} = 170.0 \text{ MPa}$$

Para la polea

Acero AISI 1020 HR

$$S_{sp} = 210.0 \text{ MPa}$$

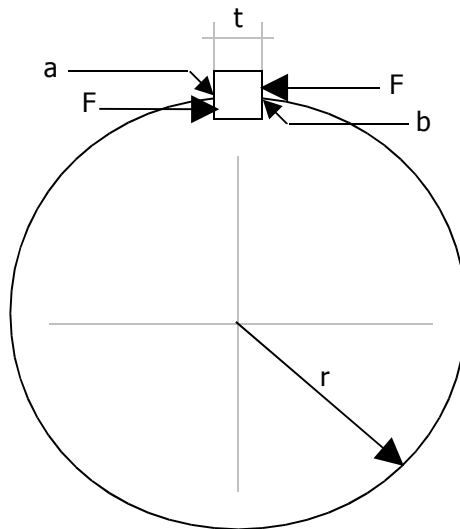


Figura 58. Diagrama de fuerza en una chaveta

De (61), el torque de trabajo es:

$$T = 2.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La fuerza tangencial en la superficie del eje es:

$$F = T / r$$

Donde

r: radio del eje

$$F = 2.7 / 0.011$$

$$F = 245.45 \text{ N}$$

Luego

$$S = S_{sp} / n$$

Si se toma un factor de seguridad de 1.8, para el eje y la polea:

Para el eje

$$S = 170.0 / 1.8$$

$$S = 94.44 \text{ MPa}$$

Si se toma una chaveta de sección cuadrada de 2 x 2 mm (t en la Figura 58), la longitud mínima será:

$$S = 2 F / l a$$

Despejando para l:

$$l = 2 F / S a$$

$$l = (2)(245.45) / (94.44 \times 10^6)(0.002)$$

$$l = 2.60 \text{ mm}$$

Para la polea

$$S = 210.0 / 1.8$$

$$S = 116.67 \text{ MPa}$$

$$l = 2F / S a$$

$$l = (2)(245.45) / (116.67 \times 10^6)(0.002)$$

$$l = 2.10 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta debe ser mayor o igual a 2.60 mm y menor o igual a la longitud del cubo de las poleas (espesor), que en este caso es de 40 mm. Se considerará una longitud de 3.0 mm.

$$S = 2 n F / a l$$

$$S = (2)(1.8)(245.45) / (0.002)(0.003)$$

$$S = 147.27 \text{ MPa}$$

De la Tabla A2 se elegirá el acero AISI 1006 HR cuya resistencia a la tracción es 170 MPa. Las dimensiones de las chavetas son:

Sección cuadrada de 2.0 mm

Longitud de 3.0 mm

4.14 Velocidad de las piezas en la frecuencia de vibración

4.14.1 Velocidad de la biela

En este mecanismo, el movimiento de rotación de la excéntrica provoca el movimiento rectilíneo y alternativo de la mesa vibradora. La biela une las dos piezas.

El recorrido máximo que efectúa la mesa se llama carrera de la biela. Los puntos extremos del recorrido corresponden a dos posiciones diametralmente opuestas de la excéntrica. Por lo tanto, el brazo de la excéntrica (distancia del eje al punto de unión con la biela) equivale a la mitad de la carrera de la mesa.

La biela completa dos carreras por cada vuelta de la excéntrica, de manera que la relación entre velocidades es:

$$V_m = \pi r w$$

Donde

V_m : velocidad media de la biela

w : velocidad de giro de la excéntrica

r : brazo de la excéntrica

Por lo tanto:

$$V_m = \pi (0.005)(5000)$$

$$V_m = 78.54 \text{ m / s}$$

El cálculo de la velocidad máxima que adquiere la mesa es más complicado, y depende básicamente de la longitud de la biela. Cuando la biela es bastante mayor que el brazo de la manivela, la máxima velocidad se produce aproximadamente a medio recorrido, y toma por valor:

$$V_M = 2 \pi r w$$

Donde

V_M : velocidad máxima de la biela

w : velocidad de giro de la excéntrica

r : brazo de la excéntrica

Por lo tanto:

$$V_m = 2 \pi (0.005)(5000)$$

$$V_m = 157.1 \text{ m / s}$$

4.14.2 Velocidad de las bandas

En la sección 4.5 se obtuvo la velocidad de las bandas en las poleas:

$$V = 2 \pi r w$$

Donde r es el radio de paso de la polea menor (montada en el eje), por lo tanto:

$$V = 2 \pi (0.048)(5000)$$

$$1,507.96 \text{ m / min} = 4,946.12 \text{ pies / min}$$

4.15 Materiales para la construcción de los elementos mecánicos

A lo largo de este capítulo se han seleccionados materiales acordes a la Tabla A2, siendo estos ideales. Pero es necesario adecuarlos a la realidad del país, por lo que se asignarán nuevos materiales para la construcción de algunos elementos mecánicos, de acuerdo a los aceros que se comercializan en el mercado local.

Para realizar esta nueva asignación de materiales, existe una ecuación que relaciona la dureza suministrada por un acero y su resistencia última, la cual es representada por:

$$S_{ut} = 500 \text{ HB}$$

Donde

S_{ut} : resistencia última a la tensión en psi

HB: dureza Brinell

Para el eje de transmisión con acero AISI 1006 HR, $S_{ut} = 300 \text{ MPa} = 43 \text{ kpsi}$, por lo tanto:

$$\text{HB} = S_{ut} / 500$$

$$\text{HB} = 43 \times 10^3 / 500$$

$$\text{HB} = 86$$

De la Tabla A22 se observa que el acero AISI 1020 tiene rangos de dureza entre 100 a 140 HB, por lo tanto se selecciona este material para la construcción del eje. De igual forma se realizará este cálculo para los demás elementos. A continuación se presentan un cuadro resumen de esta selección.

Tabla 29. Materiales para la construcción de los elementos mecánicos

Elemento Mecánico	Resistencia última		Material de Diseño	HB	Material Seleccionado
	MPa	kpsi			
Resortes			AISI 1085 HR		AISI 1085 HR
Eje de transmisión	300	43	AISI 1006 HR	86	AISI 1020 HR
Polea de transmisión	380	55	AISI 1020 HR	110	AISI 1020 HR
Excéntricas	380	55	AISI 1020 HR	110	AISI 1020 HR
Pasador Biela	570	82	AISI 1045 HR	164	AISI 1045 HR
Biela	520	76	AISI 1040 HR	152	AISI 1045 HR
Palanca Pivote	620	90	AISI 1050 HR	180	AISI 1045 HR
Palanca de desmoldeo	300	43	AISI 1006 HR	86	AISI 1020 HR
Pasador en Pivote	570	82	AISI 1045 HR	164	AISI 1045 HR
Pasador en desmoldeo	470	68	AISI 1030 HR	136	AISI 1020 HR
Chavetas	300	43	AISI 1006 HR	86	AISI 1020 HR

4.16 Proceso de fabricación de la máquina

Con el objeto de desarrollar el modelo propuesto de máquina, se presentan en esta sección, los elementos necesarios para que pueda llevarse a cabo la construcción.

4.16.1 Planificación y programación del proceso de fabricación

Para la planeación de cualquier proceso de fabricación, es necesario iniciar, tomando decisiones que ayuden a realizar los objetivos del proceso de la manera más eficiente posible. Se elaborara una lista de actividades que con un orden apropiado, presente facilidad para que la persona encargada de coordinar el proceso posea la suficiente información, a fin, de poder distribuir apropiadamente los recursos de que dispone.

El proceso de fabricación de la máquina, se presenta sintetizando en la Tabla A23, la cual, es un cuadro de secuencia, cuya construcción describe el orden de ejecución de las actividades. En el cuadro se enumeran las actividades en filas, las cuales se repiten en las columnas.

Para el uso de dicho cuadro se parte con la primera fila que marca la actividad inicial, luego se busca un asterisco a lo largo de la fila, que marca la columna de la actividad que sigue. Es posible, que existan varias marcas indicando que cualquiera de dichas actividades, podrían realizarse después o simultáneamente, el cuadro podría interpretarse además, en formas diversas, siguiendo la actividad de la columna y leyendo en la fila del asterisco, la actividad previa a realizar.

4.16.2 Ensamblado de las partes principales de la máquina

Terminada cada una de las piezas individuales en cuanto a su forma y dimensiones requeridas se procede a continuación al ensamblado de cada una de las piezas principales de la máquina:

Cuerpo principal. Como primer paso se construirá el marco de la mesa, que servirá como base a la máquina; esta operación se facilita uniendo los extremos de los perfiles con sus respectivas formas y dimensiones, por medio de puntos de soldadura. Se construirán 2 marcos de forma rectangular asegurándose que las cuatro esquinas de cada marco rectangular se encuentren a escuadra formando un ángulo de 90°.

Seguidamente y con puntos de soldadura se unen ambos marcos con columnas cuya posición será rigurosamente vertical y bien alineada; quedando un marco en la parte interior y el otro en la parte superior. El marco superior tendrá en cada esquina una guía para el resorte donde descansará la plancha de vibrado; concluidas todas las operaciones respectivas se procede a reforzar bien los puntos con soldaduras

Terminado el marco de la mesa se forrará este en su contorno con lámina de hierro 3mm. de espesor, fijándola primeramente con puntos de soldadura y posteriormente reforzado con cordones continuos de soldadura. A continuación, se colocarán los sujetadores de las barras – guías ya anteriormente elaborados, asegurándolos con soldadura y pernos; también se procede a colocar los pines, y se fijarán por soldaduras, uno a cada lado, teniendo el cuidado que su posición entre ambos pines sea la misma y sean perpendiculares al plano donde han sido fijados.

La parte delantera y trasera de la mesa de la máquina, tendrá agujero 15.0 mm de diámetros, en donde se podrán posteriormente emperrar unos apoyos con sus respectivas formas y dimensiones, la cual nos servirán de apoyo cuando se saque la tarima con el bloque recién elaborado y otros para la colocación de la razardora. Una vez terminada la mesa de la máquina, se procede a colocar las barras-guías dentro de los sujetadores, asegurándolas inmediatamente con pernos, tratando con mucha precisión que las barras se sitúen en forma alineada y vertical, perpendicularmente al plano horizontal de la mesa de la máquina.

Molde macho. Este elemento es fijado al contrapeso mediante 4 pernos. Para la construcción del contrapeso se procede primero, realizando un molde con la forma y dimensiones, tal como se detalla en la lámina.

Posteriormente, se unirán por medio de pernos los soporte guías, se tendrán el cuidado de que ambos elementos se encuentren perfectamente alineados con respecto al marco, comprobar con una escuadra.

En la construcción del molde macho, se procede a construir un marco con las dimensiones que se especifican en las láminas. La construcción del marco para el extractor es similar al anterior; en su parte interna, se fijará con puntos de soldadura un refuerzo en el centro y a lo ancho del marco; esto para poder soldar los 12 tubos circulares que ayudarán a fijar las huellas del molde. El marco llevará agujeros, en una posición tal, que coincidan exactamente, tanto, en su posición como en agujeros a los del contrapeso; para los pernos.

Mecanismos de desmoldeo. En principio se une la palanca pivote al cuerpo de la máquina por medio de un perno, luego se unen ambos brazos en el punto de articulación a través de perno. Colocar inmediatamente el pin y posteriormente el otro extremo a la guía deslizante del molde hembra.

Mecanismo de vibrado. Con la previa fabricación de piezas individuales; el ensamblado del mecanismo de vibrado se procede primero a colocar los apoyos, en los cuales serán montados los rodamientos, en forma alineada. Después de verificar la correcta posición de estos, se deberá ir colocando un eje y una polea entre ambos rodamientos. La polea es la que recibe la transmisión por medio de una faja; esta faja es colocada en forma simultánea, junto con la polea.

Posteriormente, a los extremos del eje, se colocarán las excéntricas, las cuales, poseen un tornillo prisionero para el apriete respectivo de dicha pieza.

Una vez alineados los muñones excéntricos, son colocadas las bielas con un ajuste preciso en las excéntricas. En la parte interior de la plancha de vibrado van soldados los soportes de los pasadores, los cuales sirven para fijar las bielas. El motor es montado sobre una base y se ensambla a la faja para la transmisión del movimiento.

4.16.3 Montaje general

Se espera que la posición y alineamiento de las piezas componentes, en el armado de cada una de las partes principales de la máquina sea precisa; con esta condición, no se presentará ni un problema en el ensamblado final de la máquina. El proceso general para el montaje, se describe de acuerdo a las indicaciones siguientes:

Como primer paso será, preparar el área o terreno adecuado para la colocación de la máquina, el cual deberá contar con una base de concreto, para ser colocado el cuerpo principal, cuya función será la de evitar transmitir vibraciones al suelo. Esto es posible si entre la base de concreto y el cuerpo principal se colocan unos soportes adecuados.

Fijando el marco de la mesa a la base de concreto, colocar el mecanismo de transmisión, en el interior del cajón o mesa de la máquina. Se insertará dentro de los baleros, el eje, quedando entre estos, la polea y la faja, la cual será colocada al motor eléctrico. Sujetar a los extremos del eje, las excéntricas por medio de prisioneros y posteriormente, las bielas a éstas y a la plancha de vibrado, a través de unos pines tal como lo detallan los planos.

Instalando el mecanismo de vibrado, se procede a colocar los demás accesorios a la mesa de la máquina; tales como; los soporte guías, los pines y los apoyos.

Después colocar las barras-guías, a los sujetadores, luego introducir a las barras, las guías del molde hembra y el marco soporte del molde macho respectivamente. Estos deberán desplazarse verticalmente en toda la longitud de su carrera, con facilidad y sin juego lateral excesivo; las guías contendrán un orificio para el paso del aceite ó grasa en la lubricación de las barras-guías. A continuación se fijará el rigidizante al extremo superior de las barras-guías, mediante pernos, proporcionándoles fijeza y el mismo tiempo servirá de apoyo al mecanismo de movimiento del molde macho. Al final se colocan los brazos de la forma que se describió anteriormente.

CAPITULO V. VIBRACIONES POR ELEMENTOS MECÁNICOS

5.1 Introducción

En este capítulo se definen algunos conceptos básicos sobre vibraciones, de igual forma se describen sus causas y las posibles soluciones para reducirlas. Se presentan los elementos mecánicos que están más susceptibles a producir vibraciones, ya sea por su mala fabricación o por un inadecuado montaje.

5.2 Conceptos básicos

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración característica en la cual plasman cada una de sus partes. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes.

5.2.1 Vibración simple

La base principal de las señales de vibración en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales. Estas son las más simples y son la representación de las oscilaciones puras. Una oscilación pura puede ser representada físicamente con el siguiente experimento: se coloca una masa suspendida de un resorte como el de la figura 59. Si esta masa es soltada desde una distancia X_0 , en condiciones ideales, se efectuará un movimiento armónico simple que tendrá una amplitud X_0 .

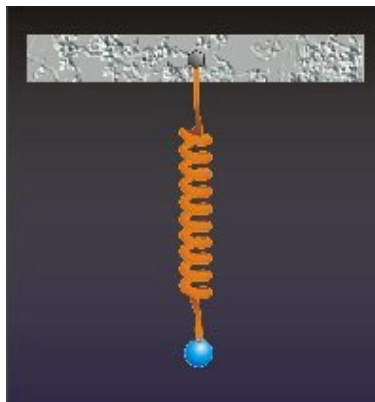


Figura 59. Masa suspendida en un resorte

Ahora a la masa vibrante se le adiciona un lápiz y una hoja de papel en su parte posterior, de manera que pueda marcar su posición. Si se jala el papel con velocidad constante hacia la izquierda se formará una gráfica parecida a la figura 60.

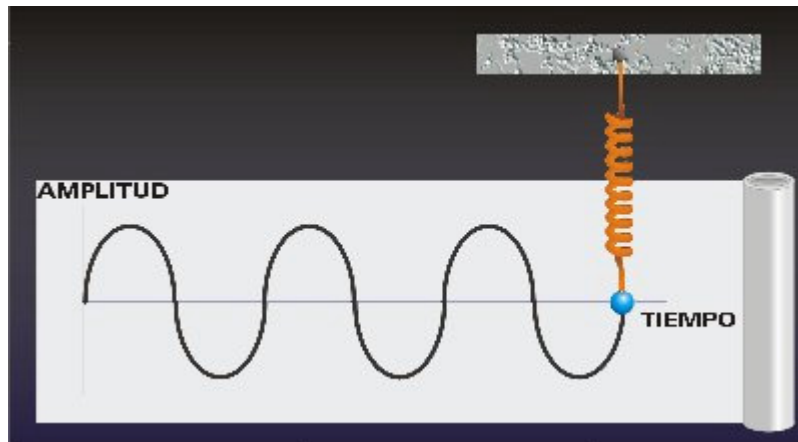


Figura 60. Oscilaciones de un resorte

El tiempo que tarda la masa para ir y regresar al punto X_0 siempre es constante. Este tiempo recibe el nombre de período de oscilación (medido generalmente en seg o mseg) y significa que el resorte completó un ciclo. El recíproco del período es la frecuencia, es decir $F=1/P$, la cual generalmente es dada en Hz (RPS) o también revoluciones por minuto (RPM). Estos conceptos pueden verse mas claramente en la figura 61.

La amplitud desde el punto de vista de las vibraciones es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. La amplitud se mide generalmente en valores pico-pico para desplazamiento y valores cero-pico y RMS para velocidad y aceleración (figura 62).

La fase realmente es una medida de tiempo entre la separación de dos señales la cual puede ser relativa o absoluta. Generalmente es encontrada en grados. La figura 63 muestra dos señales sinusoidales de igual amplitud y período pero separadas 90 grados, lo cual indica que ambas curvas están desfasadas 90 grados.

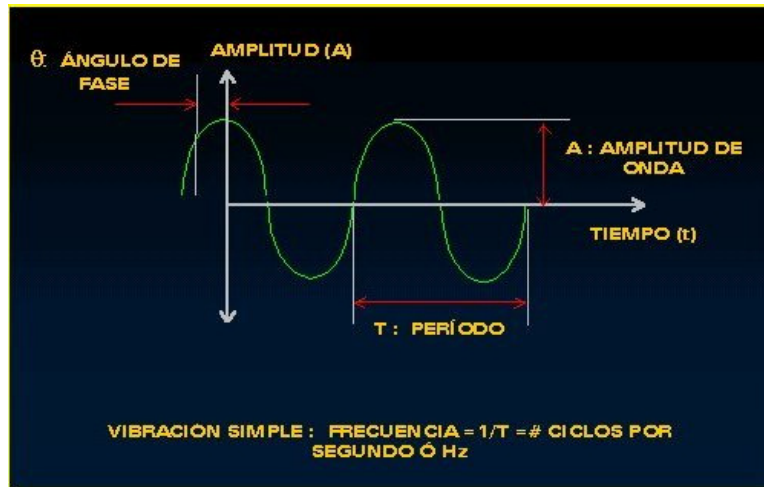


Figura 61. Representación del período y la frecuencia

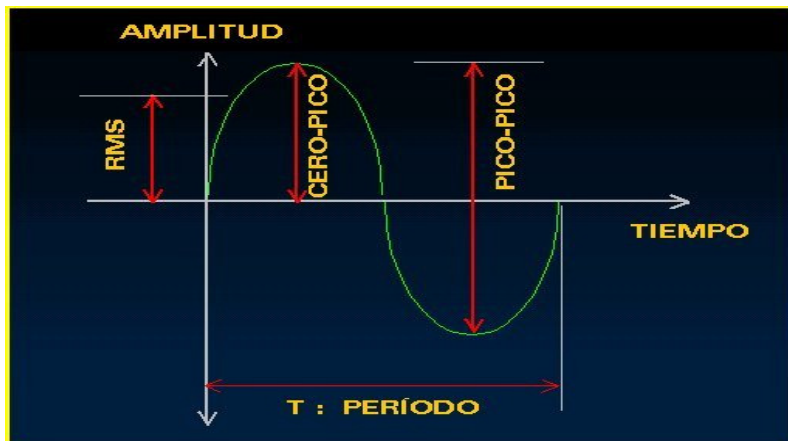


Figura 62. Representación de la amplitud

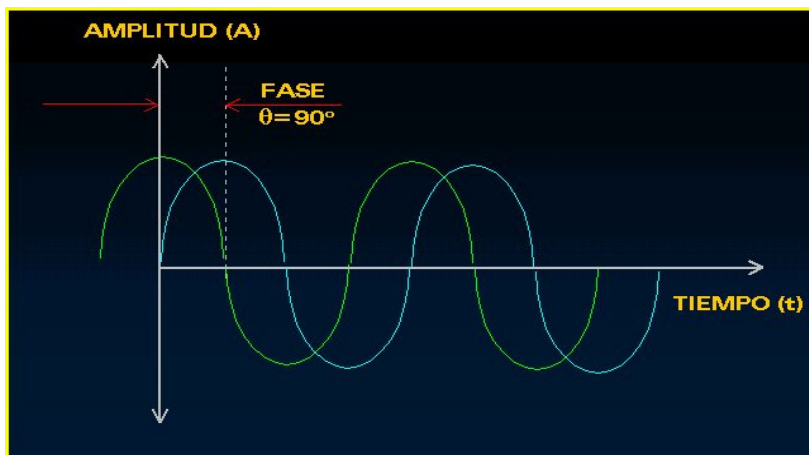


Figura 63. Señales sinusoidales de igual amplitud y período pero separadas 90 grados

5.2.2 Vibración compuesta

Una señal compuesta es una sumatoria de varias señales sinusoidales que comprenden cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, mas todos los golpeteos y vibraciones aleatorias. El resultado es una señal como la ilustrada en la figura 64.

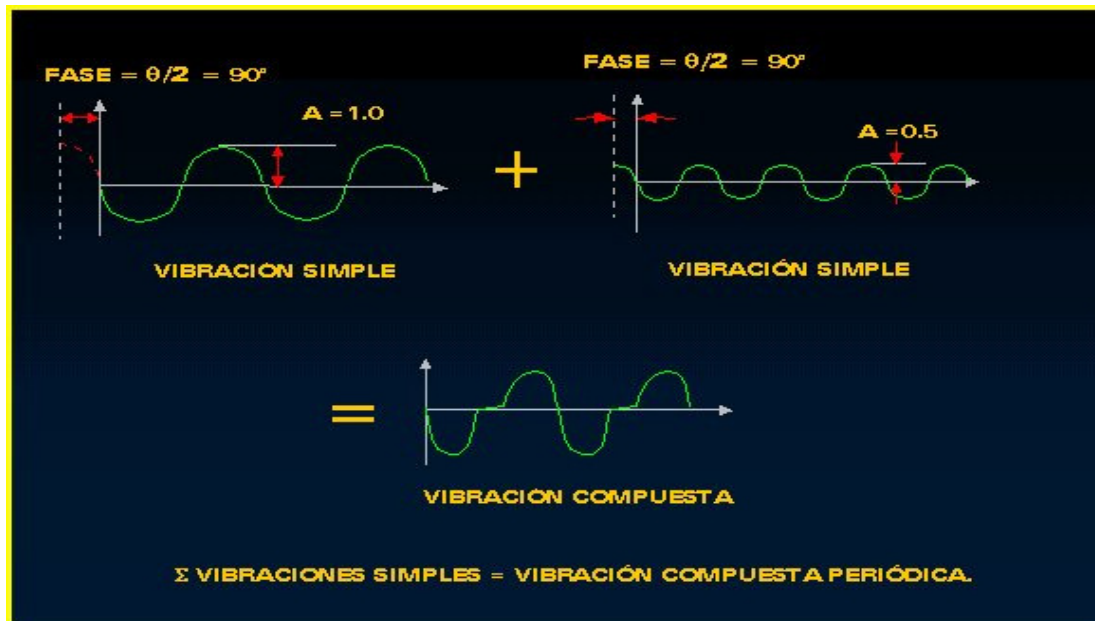


Figura 64. Señal compuesta

5.2.3 Vibración aleatoria y golpeteos

Además de las vibraciones simples, también existen otros tipos de vibraciones como son la vibración aleatoria y los golpeteos. La vibración aleatoria no cumple con patrones especiales que se repiten constantemente o es demasiado difícil detectar donde comienza el ciclo y donde termina. Estas vibraciones están asociadas generalmente a turbulencia o defectos de lubricación (figura 65). Los golpeteos están asociadas a golpes continuos y aunque crean una señal repetitiva, ésta tiende a morir debido a la amortiguación del medio (figura 66).

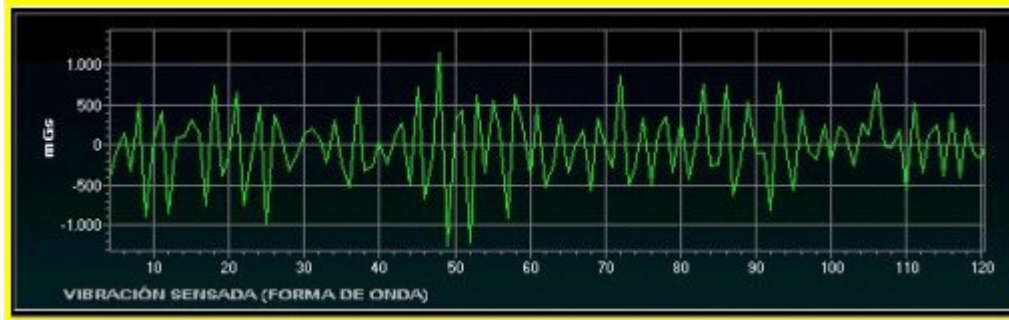


Figura 65. Vibración aleatoria



Figura 66. Golpeteos

5.2.4 Transformada de Fourier

Hasta ahora sólo se ha visto vibraciones en el dominio del tiempo, que son señales directas de la máquina. Como se dijo antes, en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Pero estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, la cual comprende las señales características de cada parte, por lo cual prácticamente queda imposible distinguir a simple vista los diferentes componentes.

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

Entonces lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje x de la frecuencia. En la ilustración de tres dimensiones (figura 67) puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo). La figura 68 muestra una señal en el dominio del tiempo y su correspondiente en el dominio de la frecuencia.

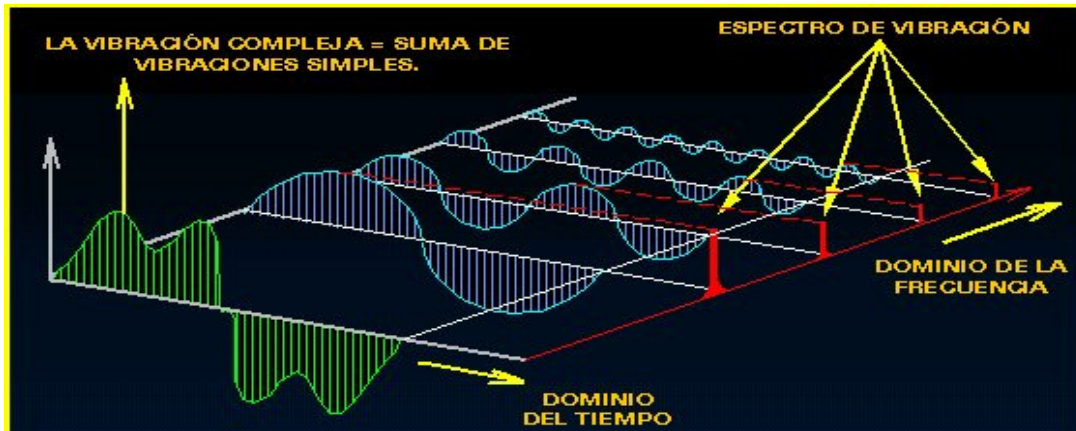


Figura 67. Espectro de vibración

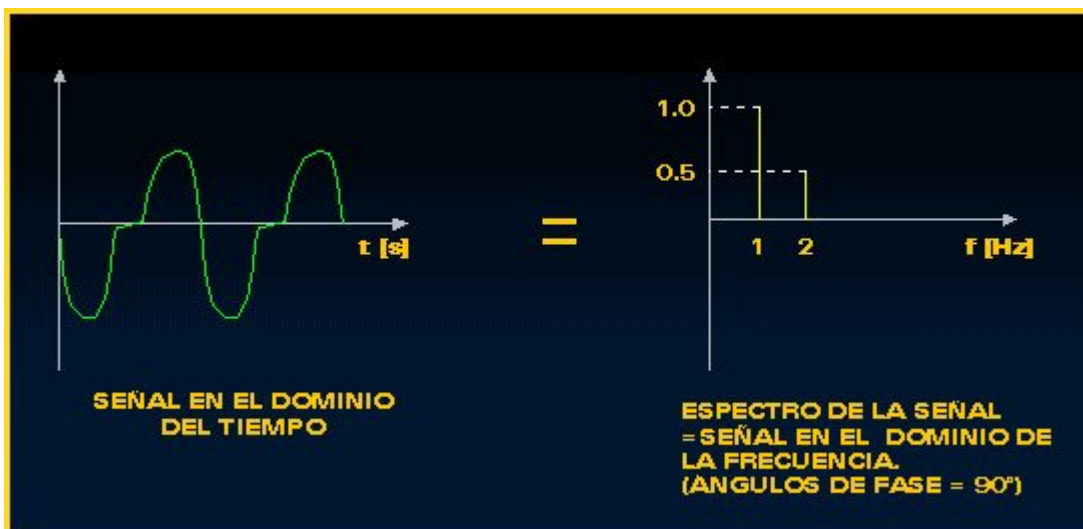


Figura 68. Señales en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia

Más adelante en este capítulo se presentarán los espectros característicos de las fallas más comunes. Estos espectros han sido el fruto de muchos estudios y se convierten en soluciones que ayudan a descubrir los problemas que pueden suceder en una máquina.

5.2.5 Frecuencia natural y resonancias

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

Si esta frecuencia natural es excitada por un agente externo, la amplitud de vibración de la máquina se incrementará enormemente causando perjuicios que en algún momento pueden llegar a ser catastróficos. Esto es lo que se conoce con el nombre de resonancia. Cuando una resonancia es detectada, se hace necesario identificar el agente externo que la está produciendo y aislarlo estructuralmente o cambiar su velocidad de operación. La figura 69 muestra un motor que gira a una velocidad muy cercana a la frecuencia natural de una estructura.

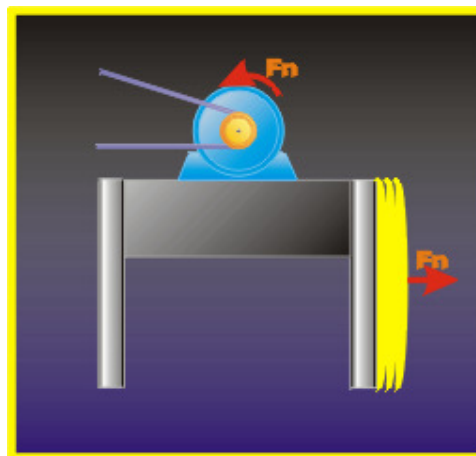


Figura 69. Motor que gira a una frecuencia natural

5.3 Desbalanceo

5.3.1 En un plano

Generalmente producido por desgaste radial superficial no uniforme en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con el diámetro. El espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1 X RPS del rotor.



Figura 70. Desbalanceo en un plano

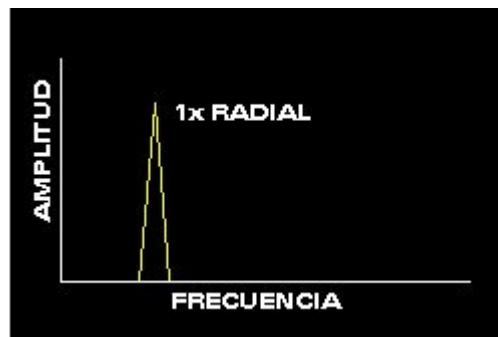


Figura 71. Espectro de desbalanceo en un plano

Para corregir la falla se recomienda balancear el rotor en un sólo plano (en el centro de gravedad del rotor) con la masa adecuada y en la posición angular calculada con un equipo de balanceo.

5.3.2 Dinámico

Ocurre en rotores medianos y largos (figura 72). Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor. El espectro presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia igual a 1 X RPS del rotor (figura 73).

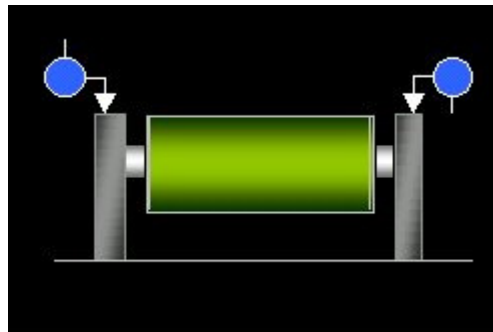


Figura 72. Desbalanceo dinámico

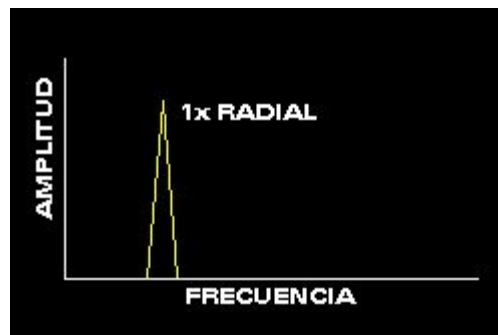


Figura 73. Espectro de desbalanceo dinámico

Para corregir la falla se recomienda balancear el rotor en dos planos con las masas adecuadas y en las posiciones angulares calculadas con un equipo de balanceo dinámico.

5.3.3 Rotor colgante

Ocurre en rotores que se encuentran en el extremo de un eje. Es producido por desgaste en la superficie del rotor y doblamiento del eje (figura 74). El espectro presenta vibración dominante a 1X RPS del rotor (figura 75), muy notoria en dirección AXIAL y RADIAL.

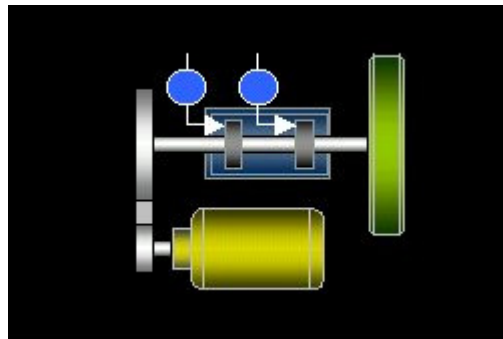


Figura 74. Desbalanceo de rotor colgante

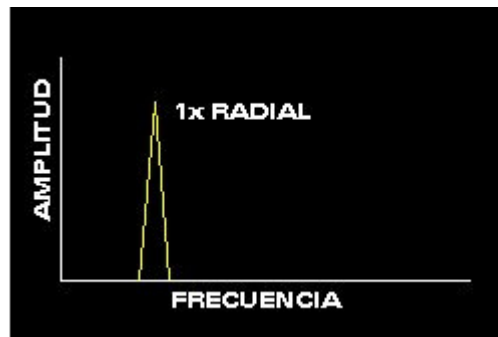


Figura 75. Espectro de desbalanceo de rotor colgante

Para corregir la falla, primero debe verificarse que el rotor no tenga excentricidad ni que el eje esté doblado. Luego debe realizarse el balanceo adecuado.

5.3.4 Rotor excéntrico

Fácilmente confundible con desbalanceo. Ocurre cuando el centro de rotación no coincide con el centro geométrico en una polea o engranaje (figura 76). La mayor vibración ocurre a 1 X RPS del elemento con excentricidad, en dirección de la línea que cruza por los centros de los dos rotores (figura 77).

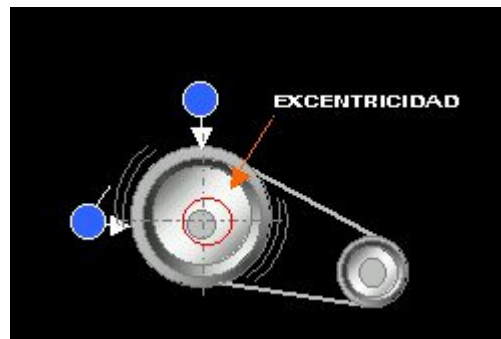


Figura 76. Desbalanceo de rotor excéntrico

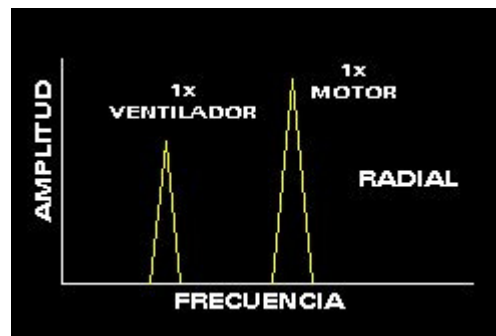


Figura 77. Espectro de desbalanceo de rotor colgante

Para corregir la falla, el rotor debe ser reensamblado o reemplazado. Tratar de balancear el rotor excéntrico resulta en una disminución del nivel de vibración en una dirección, y un aumento considerable en la otra.

5.3.5 Pandeo del eje

Más común en ejes largos. Se produce por esfuerzos excesivos en el eje (figura 78). Genera Vibración AXIAL alta con diferencia de fase de 180 grados medida en los dos soportes del rotor. La vibración dominante es de 1X RPS si el pandeo está cercano al centro del eje, y es de 2X RPS si el pandeo está cerca del rodamiento (figura 79). Para corregir la falla, el eje debe rectificarse o cambiarse.

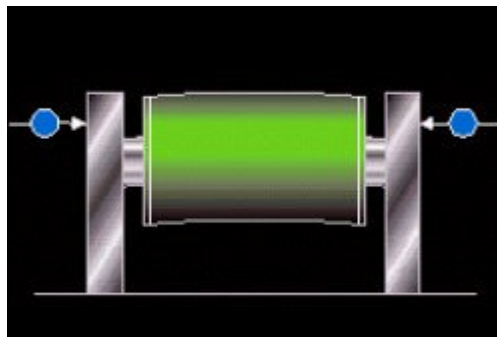


Figura 78. Desbalanceo de rotor excéntrico

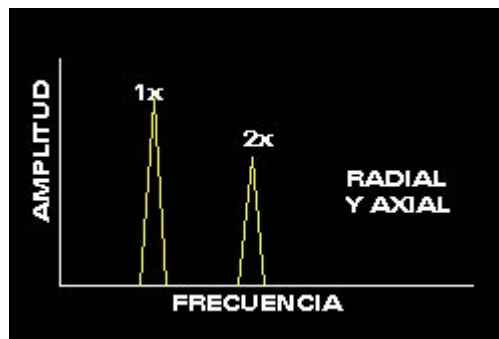


Figura 79. Espectro de desbalanceo de rotor excéntrico

5.4 Desalineación

5.4.1 Angular

Ocurre cuando el eje del motor y el eje conducido unidos en el acople, no son paralelos (figura 80). Caracterizado por altas vibraciones axiales, 1 X RPS y 2 X RPS son las más comunes, con desfase de 180 grados a través del acople. También se presenta 3 X RPS (figura 81). Estos síntomas también indican problemas en el acople.

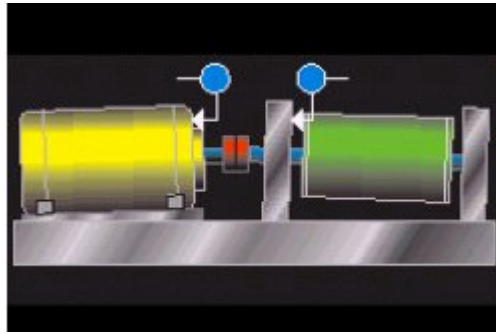


Figura 80. Desalineación angular

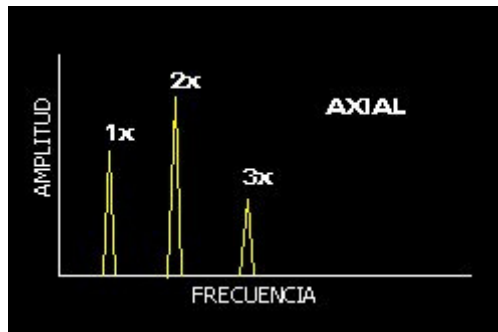


Figura 81. Espectro de desalineación angular

Para corregirlo, el motor y el rotor conducido deben alinearse. Debe emplearse un equipo de alineación adecuado.

5.4.2 Paralela

Los ejes del motor y del rotor conducido están paralelos, pero no son colineales (figura 82). Se pueden detectar altas vibraciones radiales a 2 X RPS, predominante, y a 1 X RPS, con desfase de 180 grados a través del acople. Cuando aumenta la severidad, genera picos en armónicos superiores: 4X, 8X (figura 83). El acople debe alinearse para corregir el daño. Debe emplearse un equipo de alineación adecuado.

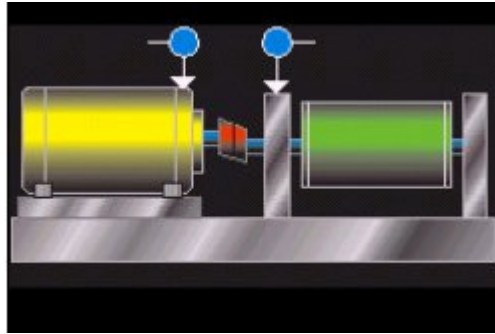


Figura 82. Desalineación paralela

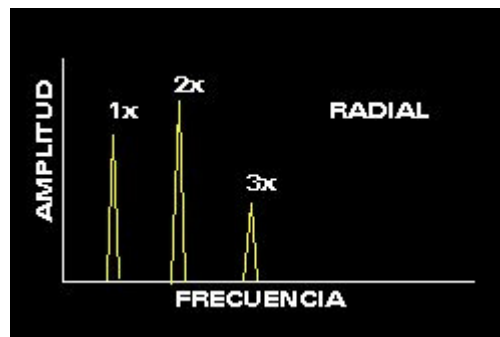


Figura 83. Espectro de desalineación paralela

5.4.3 De rodamiento

El rodamiento ha sido ensamblado torcido, respecto de su alojamiento y/o de su eje interior (figura 84). Genera armónicos a 1 X, 2 X y 3X RPS con 2X predominante en dirección axial. Frecuentemente se observa un fenómeno de cambio de fase, en mediciones axiales, a lo largo de la circunferencia del sello.

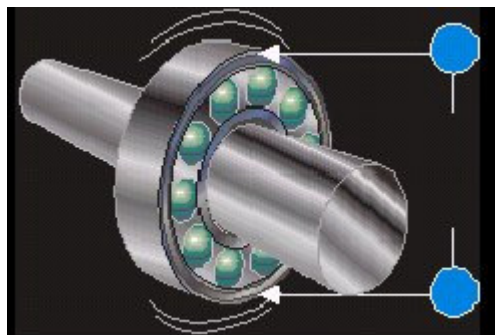


Figura 84. Desalineación de rodamiento

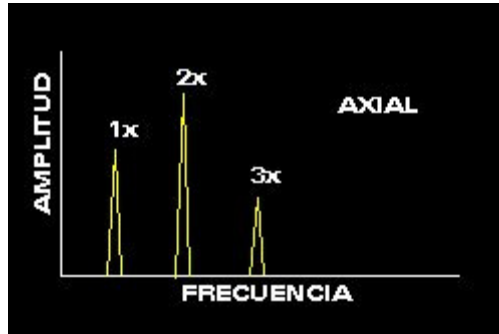


Figura 85. Espectro de desalineación de rodamiento

Para corregir el daño se recomienda reinstalar el rodamiento. Debe verificarse con cuidado, si el rodamiento aún se encuentra en buen estado, de lo contrario, debe reemplazarse. (Tratar de alinear el acople no resolverá el problema).

5.5 Holgura mecánica

5.5.1 Eje - agujero

Aflojamiento de manguitos, tolerancias de manufactura inadecuadas (con juego), y holgura entre el impulsor y su eje (figura 86). Causa un truncamiento en la forma de onda en el dominio del tiempo. La falla genera múltiples armónicos y subarmónicos de 1 X RPS, destacándose los armónicos fraccionarios $1/2 X$, $1/3 X$, $1.5 X$, $2.5 X$, ... (figura 87). Frecuentemente la fase es inestable y el nivel máximo tiende a una dirección notable realizando lecturas radiales espaciadas 30 grados entre si. Se recomienda verificar la colocación de los manguitos y los juegos eje-agujero cercanos al punto de medición. Igualmente, los ajustes de rotor-eje.

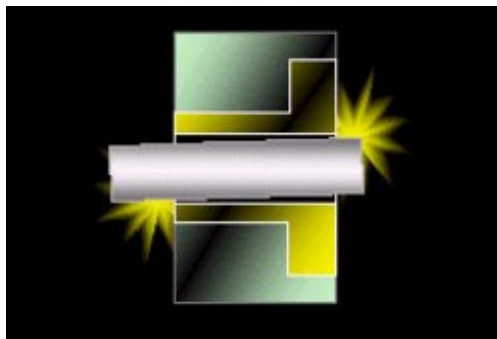


Figura 86. Holgura eje - agujero

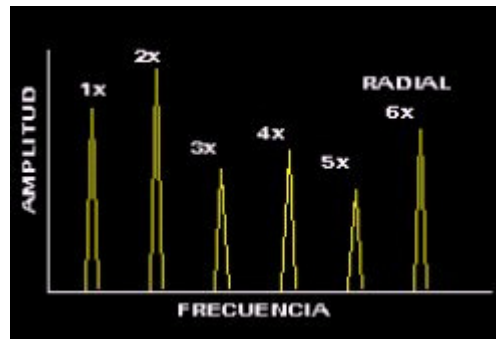


Figura 87. Espectro de holgura eje - agujero

5.5.2 En sujeción

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

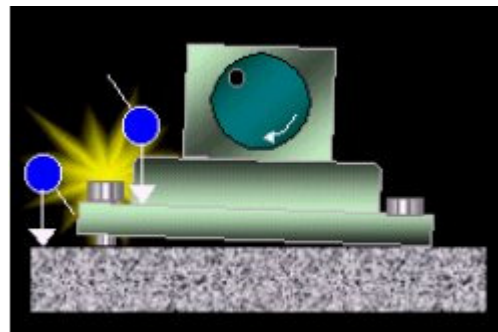


Figura 88. Holgura en sujeción

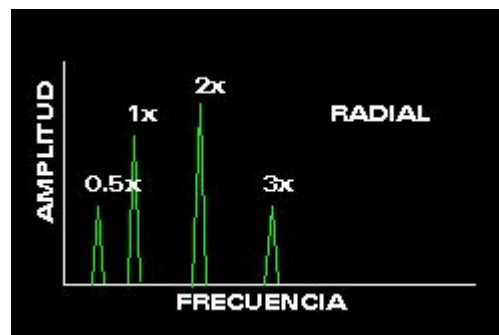


Figura 89. Espectro de holgura en sujeción

5.5.3 Fatiga estructural

Ablandamiento o sobredesplazamiento del pie de la máquina, por holgura en los pernos de la base o por deterioro de los componentes de la sujeción (figura 90). El espectro presenta vibración a 1 X en la base de la máquina con desfase de 180 grados entre los elementos sujetos en el anclaje (figura 91). Altamente direccional en la dirección de la sujeción.

Se recomienda primero revisar el estado de fatiga del pié de máquina (rajaduras, corrosión). Luego debe verificarse el estado de los sujetadores y por último el estado de la cimentación.

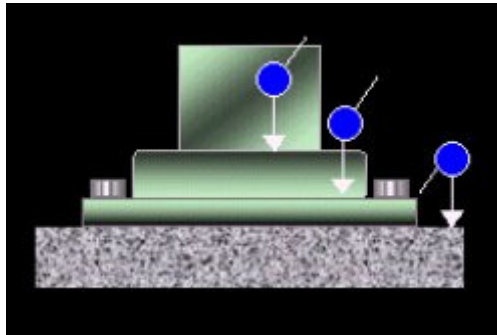


Figura 90. Holgura de fatiga estructural



Figura 91. Espectro de holgura de fatiga estructural

5.6 Problemas de lubricación

5.6.1 Defecto de lubricación

Puede suceder por pérdida de propiedades del lubricante tales como viscosidad debido a temperatura excesiva o por contaminación. También puede ser producido por falta de cumplimiento con el programa de lubricación.

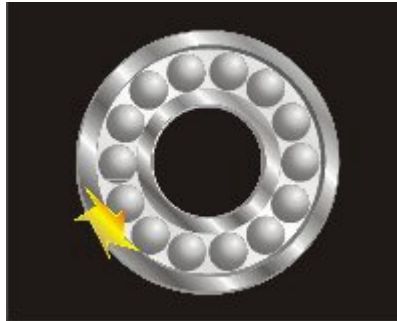


Figura 92. Defecto de lubricación

El espectro muestra presencia de vibración aleatoria al inicio del espectro en bajas frecuencias o presencia de ruido de piso en frecuencias medias. Se recomienda revisar el programa de lubricación de la máquina, lubricar y medir de nuevo en dos horas.

5.6.2 Contacto metal - metal

Se produce por falta de lubricante, por contaminación de agua o polvo que no deja trabajar correctamente el lubricante o por exceso de velocidad. El espectro muestra presencia de vibración aleatoria en rangos específicos del espectro, localizada en altas frecuencias por encima de 1 KHz. Se recomienda revisar el número de horas de los rodamientos y el programa de lubricación. Inspeccionar posibles fallas en los rodamientos.

5.7 Rotor rozante

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

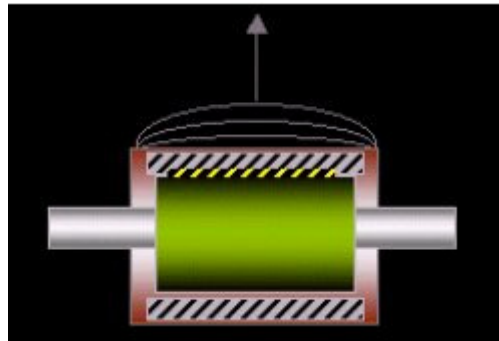


Figura 93. Rotor rozante

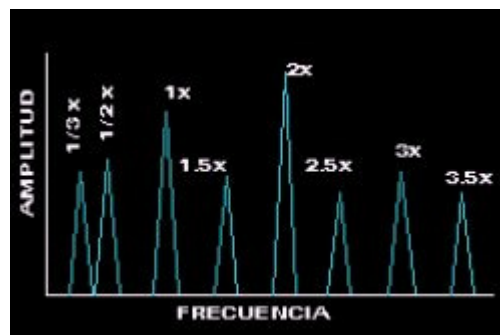


Figura 94. Espectro de rotor rozante

5.8 Resonancia

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

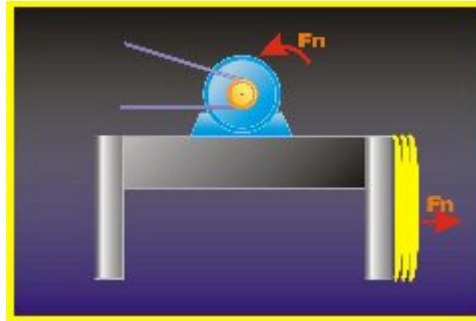


Figura 95. Resonancia

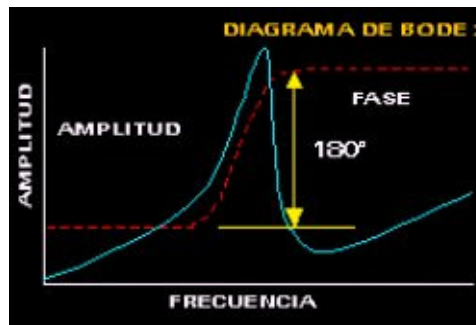


Figura 96. Espectro de resonancia

5.9 Pulsaciones

Sucede cuando una fuente de vibración interfiere con otra. Generalmente se produce por dos máquinas cercanas que trabajan casi a la misma velocidad. El espectro muestra dos picos con frecuencias similares (figura 97). La diferencia de éstas da como resultado una pulsación. La figura 98 representa estas frecuencias en el dominio del tiempo y la suma de ambas. Para solucionar el problema se deben aislar estructuralmente las máquinas en conflicto.

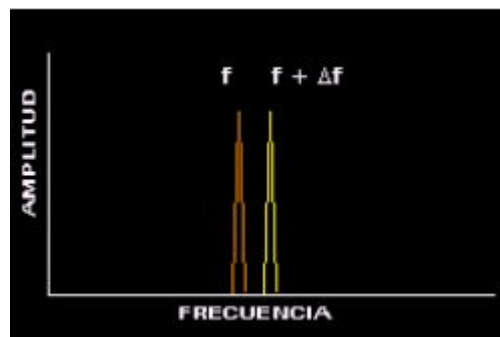


Figura 97. Espectro de pulsaciones

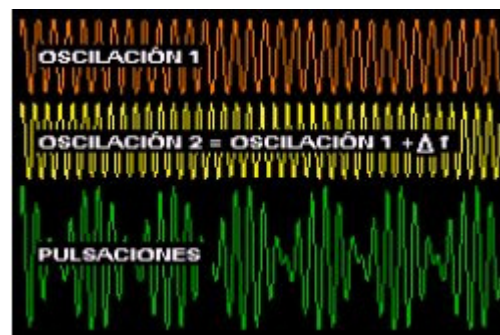


Figura 98. Frecuencias de pulsaciones en el dominio del tiempo y la suma de ambas

5.10 Bandas

5.10.1 Distensión

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

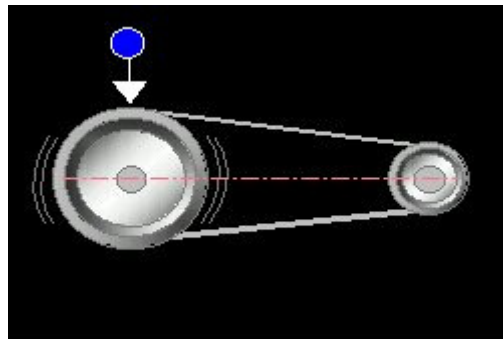


Figura 99. Distensión de bandas

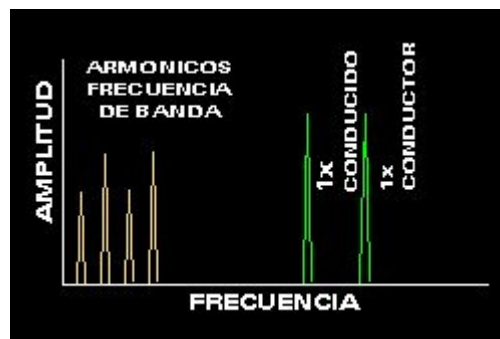


Figura 100. Espectro de distensión

5.10.2 Desalineación en poleas

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

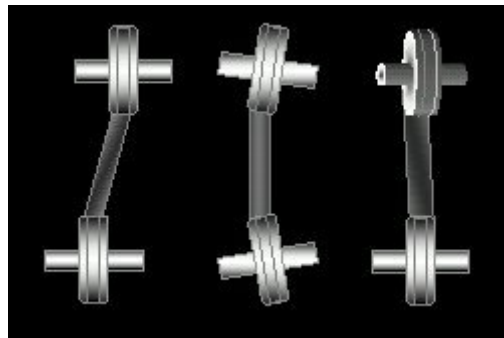


Figura 101. Desalineación en poleas

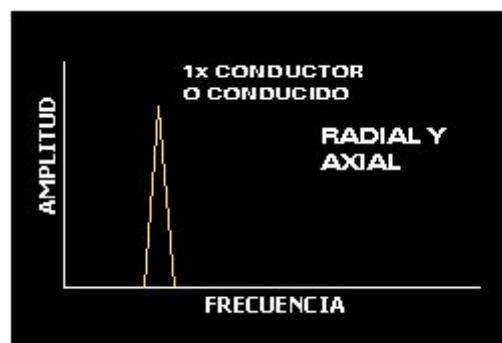


Figura 102. Espectro en desalineación en poleas

5.10.3 Excentricidad de poleas

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

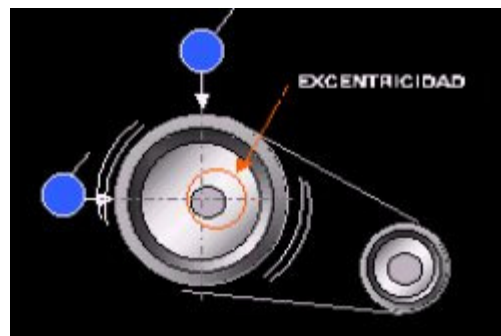


Figura 103. Excentricidad de poleas



Figura 104. Espectro de excentricidad de poleas

5.10.4 Resonancia de banda

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

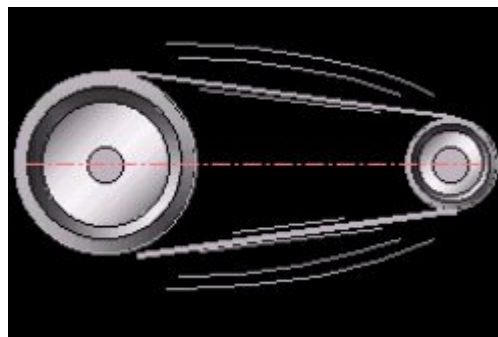


Figura 105. Resonancia de banda



Figura 106. Espectro de resonancia de banda

5.11 Chumaceras

5.11.1 Desgaste o juego

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

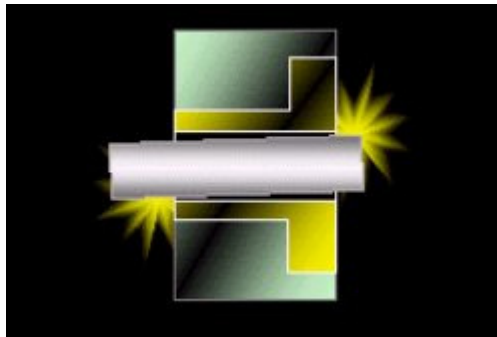


Figura 107. Vibración de chumaceras por desgaste

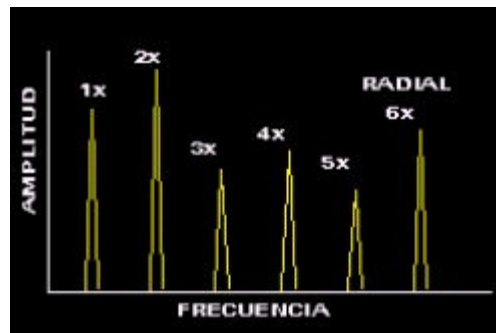


Figura 108. Espectro de vibración de chumaceras por desgaste

5.11.2 Remolino de aceite

Normal en chumaceras y crítico si el desplazamiento supera 0.5 veces la holgura eje-agujero. Ocurre entre 0.40X y 0.48X RPS y es muy grave si supera 0.5 veces la holgura eje-agujero. El fenómeno es excesivo si sobrepasa el 50% del juego. Se recomienda volver a seleccionar el lubricante o modificar las especificaciones de la chumacera para corregir el problema.



Figura 109. Vibración de chumaceras por remolino de aceite

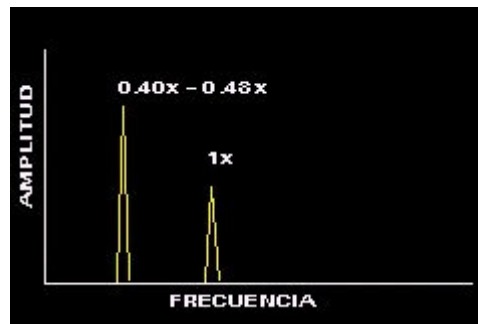


Figura 110. Espectro de vibración de chumacera por remolino de aceite

5.11.3 Latigazo de aceite

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

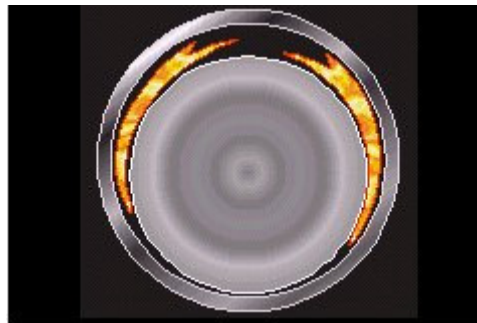


Figura 111. Latigazo de aceite

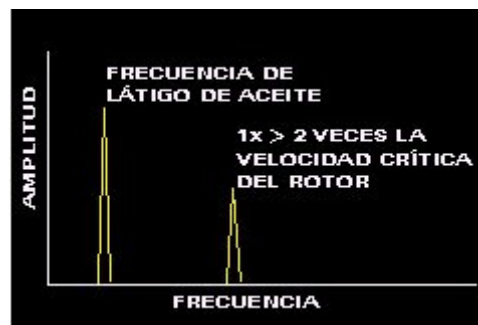


Figura 112. Espectro de latigazo de aceite

5.12 Rodamiento

5.12.1 Falla en pista interna

Agrietamiento o desastillamiento del material en la pista interna, producido por errores de ensamble, esfuerzos anormales, corrosión, partículas externas o lubricación deficiente. Se produce una serie de armónicos siendo los picos predominantes 1X y 2X RPS la frecuencia de falla de la pista interna, en dirección radial. Además el contacto metal - metal entre los elementos rodantes y las pistas producen pulsos en el dominio del tiempo del orden de 1-10 KHz.

El rodamiento debe ser reemplazado, debido a que la falla seguirá incrementándose. Antes revise el estado de lubricación del rodamiento.
Nota: Generalmente la medida mas confiable es en dirección de la carga.

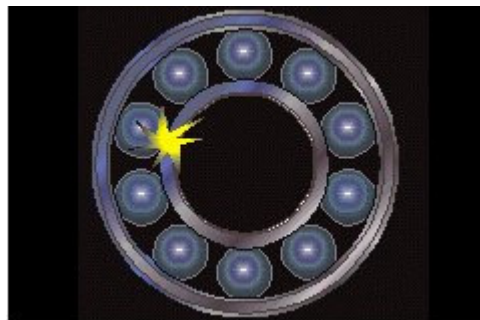


Figura 113. Falla en pista interna de un rodamiento

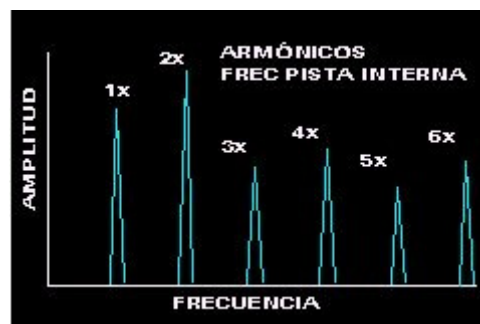


Figura 114. Espectro de falla en pista interna de un rodamiento

5.12.2 Falla en pista externa

Agrietamiento o desastillamiento del material en la pista externa, producido por errores de ensamble, esfuerzos anormales, corrosión, partículas externas o lubricación deficiente. Se produce una serie de armónicos siendo los picos predominantes 1X y 2X RPS la frecuencia de falla de la pista externa, en dirección radial. Además el contacto metal - metal entre los elementos rodantes y las pistas producen pulsos en el dominio del tiempo del orden de 1-10 KHz.

El rodamiento debe ser reemplazado, debido a que la falla seguirá incrementándose. Antes revise el estado de lubricación del rodamiento.

Nota: Generalmente la medida mas confiable es en dirección de la carga.

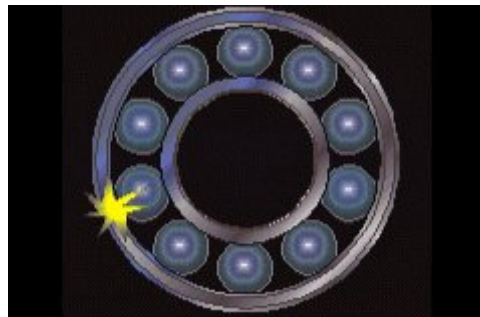


Figura 115. Falla en pista externa de un rodamiento

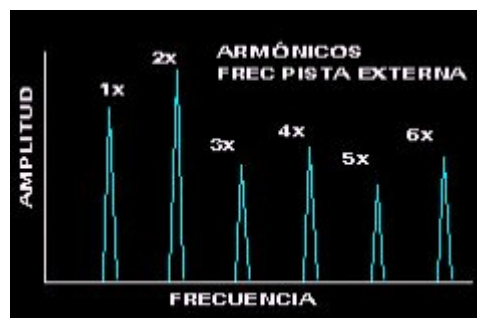


Figura 116. Espectro de falla en pista externa de un rodamiento

5.12.3 Falla en elementos rodantes

Agrietamiento o desastillamiento del material en los elementos rodantes, producido por errores de ensamble, esfuerzos anormales, corrosión, partículas externas o lubricación deficiente. Se produce una serie de armónicos siendo los picos predominantes 1X y 2X RPS la frecuencia de falla de los elementos rodantes, en dirección radial. Además el contacto metal - metal entre los elementos rodantes y las pistas producen pulsos en el dominio del tiempo del orden de 1-10 KHz.

El rodamiento debe ser reemplazado, debido a que la falla seguirá incrementándose. Antes se revisa el estado de lubricación del rodamiento. Generalmente la medida mas confiable es en dirección de la carga.

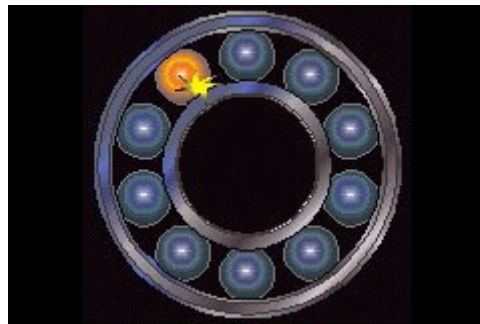


Figura 117. Falla en elementos rodantes

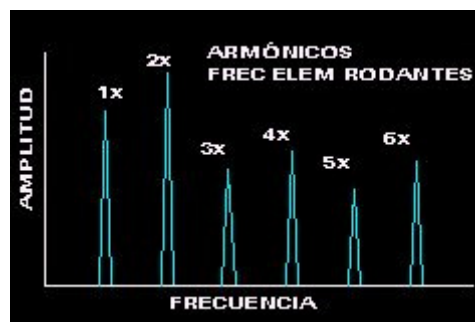


Figura 118. Espectro de una falla en elementos rodantes

5.12.4 Deterioro de jaula

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



Figura 119. Deterioro de jaula en un rodamiento

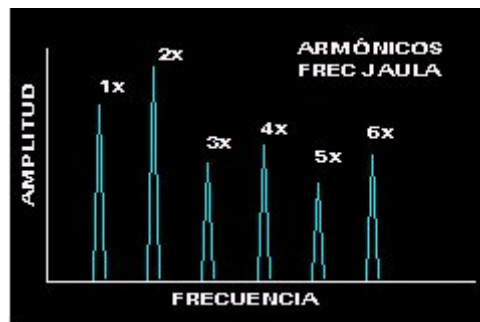


Figura 120. Espectro de un deterioro de jaula en un rodamiento

5.13 Niveles de alarma y tendencia

Antes de entrar a realizar un diagnóstico con la ayuda de las fallas vistas anteriormente, es necesario observar los niveles de vibración que presenta cada uno de los puntos de la máquina. Muchas veces los espectros de vibración pueden tener picos característicos de fallas, pero esto no significa que haya un problema, ya que la máquina puede estar operando a condiciones normales. El problema se presenta cuando estos picos comienzan a aumentar su nivel y de esta manera incrementan el overall del punto.

Existen algunas normas internacionales que proponen unos estándares generales para varios tipos de máquinas y niveles de alarma. Estos niveles pueden aplicarse a una gran cantidad de máquinas, pero hay excepciones que exigen estudiar otras herramientas para poder llegar a una conclusión del estado de máquina.

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

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

En la siguiente tabla se presentan los rangos de severidad de vibración para máquinas pequeñas (clase I), máquinas de tamaño mediano (clase II), grandes máquinas (clase III), y turbomáquinas (clase IV). Esta es una de las clasificaciones recomendadas para la selección del factor de servicio de una máquina. Pero como se ha dicho no está dada para todas las aplicaciones y por lo tanto puede sustituirse de acuerdo a situaciones particulares que se presenten.

Tabla 30. Rangos de severidad de vibración para máquinas

RANGO DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN		CLASES DE MÁQUINAS			
VELOCIDAD RMS (mm/s)	VELOCIDAD D (mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	0.3960	A	A	A	A
0.45	0.6364				
0.71	1.0041				
1.12	1.5839	B	B	B	B
1.8	2.5456				
2.8	3.9598	C	C	C	B
4.5	6.3640				
7.1	10.0409	D	D	D	C
11.2	15.8392				
18	25.4558				
28	39.5980				
45	63.6396				
71	100.4092				
FSM para las máquinas		1.57020	1	0.62608	0.39625
FSN para los niveles (1/FSM)		0.63686	1	1.59725	2.52364

FSM: factor de servicio para las clases de máquinas.

FSN: factor de servicio para los niveles.

El significado de estas clases se presenta a continuación:

- CLASE I: Partes individuales que se conectan a una máquina en operación normal. Los motores eléctricos que no pasan de 15 kW son ejemplos típicos de esta categoría.
- CLASE II: Máquinas de tamaño medio, generalmente motores de 15 a 75 kW de salida, sin cimientos especiales, o máquinas rígidas (por encima de 300 kW) montadas sobre cimientos especiales.

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

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

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

Los niveles de vibración a través de la historia de la máquina variarán entre períodos. Esto se debe a que el nivel de vibración es inferido a través de promedios. Esto será normal siempre y cuando no haya un cambio abrupto en el nivel de vibración.

CAPITULO VI. MANTENIMIENTO Y FALLAS DE LA MÁQUINA

6.1 Introducción

En este capítulo se presentan algunos fundamentos teóricos sobre mantenimiento preventivo y correctivo de la máquina. Se recomiendan actividades de mantenimiento para el motor eléctrico seleccionado y se presentan sugerencias sobre chequeos, lubricación y limpieza de algunos elementos mecánicos.

6.2 Fundamentos teóricos

Se puede considerar que el mantenimiento es una serie de trabajos que hay que realizar en algún equipo a fin de conservar el servicio para cual fue diseñado. La tarea de mantenimiento es conservar el equipo y maquinaria de producción en condiciones satisfactorias, de acuerdo a los estándares fijados.

El trabajo asignado al personal de mantenimiento generalmente incluye la remoción e instalación de equipo. Básicamente las fallas que se originan en un equipo o maquinaria son ocasionadas por las siguientes fuentes:

- a) La maquinaria o equipo mismo.
- b) El ambiente circundante.
- c) El personal que en él interviene (operarios).

La maquinaria o equipo se vuelve una fuente de fallas más o menos importantes dependiendo de las propiedades de la misma, de la calidad de los materiales empleados en ella, de la bondad del diseño y por último de la calidad de su instalación en el lugar adonde va a prestar el servicio. El ambiente circundante se vuelve un origen de fallas cuando es agresivo a la maquinaria por ejemplo, humedad y temperatura fuera de especificaciones, polvo, humo, salinidad o acidez.

Por lo descrito anteriormente se vuelve necesario crear un ambiente adecuado, donde la influencia de los factores mencionados pueda reducirse al mínimo, y así garantizar que el equipo pueda operar adecuadamente por largo tiempo.

El personal que en él interviene, se comporta como una fuente de fallas cuando sus habilidades manuales y de pensamiento lógico no tienen un nivel mínimo; también cuando no se conoce en forma plena el equipo que se va a mantener.

Cabe mencionar que el punto de vista del mantenimiento deber ser tomado con respecto al servicio. Cuando una máquina está funcionando suministra un servicio cualquiera; los trabajos que se ejecutan en esta maquinaria para mantenerla operando serán considerados de mantenimiento preventivo. En caso de que la falla que se presente suspenda la operación de la máquina el mantenimiento será correctivo.

El mantenimiento preventivo consiste en la serie de trabajos que es necesario desarrollar en alguna maquinaria o instalación para evitar que ésta pueda interrumpir el servicio que proporciona²⁵.

6.3 Motor eléctrico

6.3.1 Mantenimiento preventivo

Este servicio consiste en limpiar, lubricar, observar y hacer ajustes menores para que la operación del equipo pueda ser continua. Limpiar de polvo los aparatos eléctricos para que no ocasione falsos contactos ni disminuya la eficiencia de enfriamiento por su adhesión a la carcasa del motor.

Los rodamientos se deben de engrasar con la calidad, cantidad y con los intervalos que señala el manual del fabricante. Se hacen observaciones de la corriente, vibraciones, ruido, temperatura de rodamientos y de la carcasa.

²⁵ "Primer Curso sobre Dirección y Control de Mantenimiento", Ing. Luis Guidos, Pág. 1

También debe observarse mediante mediciones el estado del aislamiento de los devanados, por lo menos dos veces por año. Las observaciones y los ajustes efectuados deben anotarse en un informe a fin de utilizarlo en el mantenimiento correctivo.

6.3.2 Mantenimiento correctivo

Este servicio consiste, como lo indica la palabra, en hacer correcciones al equipo, por ejemplo: realinear el motor, cambiar rodamientos, etc. Al cambiar rodamientos es necesario quitar tanto el medio acople como los rodamientos. La forma correcta de hacerlo para no dañar estos elementos o la flecha es mediante un extractor. El montaje del nuevo rodamiento se puede realizar en frío o en caliente. En frío solo debe realizarse para rodamientos pequeños y cuando éstos no necesiten correr una distancia larga sobre la flecha²⁶.

6.4 Cojinetes

Un cojinete de bolas adecuadamente protegido y bien lubricado funcionará indefinidamente hasta que los esfuerzos repetidos inicien grietas por debajo de la superficie, que resultarán en desconchaduras de las superficies cargadas.

Los primeros signos de desconchamiento, que son detectables generalmente por un funcionamiento ruidoso, denotan el final de la vida útil del cojinete. Cuando ocurre una falla por fatiga, el cojinete debe ser reemplazado inmediatamente, puesto que el descarrilamiento progresará con rapidez, lanzando fragmentos de metal dentro del sistema de lubricación, ocasionando un eventual agarrotamiento del eje.

Las fallas prematuras por fatiga pueden ser causadas por sobrecargas de cojinete resultantes de alteraciones a la construcción de la máquina o de un ciclo de operación más severo que el recomendado por el constructor de la máquina.

²⁶ "Manual de Mantenimiento y Selección de Motores", ASEA, Pág. 305

La operación prolongada con lubricación limitada o insuficiente puede causar averías de superficie en los contactos de las pistas. Tales fallas tienen una apariencia muy similar a una falla por fatiga convencional.

Un cojinete antifricción no debe gastarse a menos de que penetre suciedad o materia extraña en su interior. Si este es el caso, se formará junto con el lubricante un compuesto abrasivo que desgastará rápidamente los elementos giratorios y distorsionará la geometría de las pistas interior y exterior.

En general, las manchas de corrosión sobre todas las superficies pueden ser ignoradas, de igual forma si las picaduras sobre las superficies críticas del rodamiento no pueden sentirse fácilmente con un trazador de punta no deberá ser causa de rechazo.

El lubricante es suministrado a un cojinete giratorio para soportar los contactos deslizantes que existen entre el retenedor y las otras partes, y para acomodar el deslizamiento que es inevitable en el área de contacto entre el elemento de rodamiento y las pistas. Además, el lubricante protege las superficies del cojinete de la corrosión, tiende a excluir la materia extraña y retira el exceso de calor.

Para casos donde la carga del cojinete no se conoce, es una buena regla seleccionar un aceite que tenga la siguiente viscosidad a la temperatura de operación:

Para cojinetes de bolas y de rodillos cilíndricos

70 seg. Saybolt

Para cojinetes de rodillos esféricos

100 seg. Saybolt

Para cojinetes de empuje de rodillos esféricos
150 seg. saybolt

El uso de disolventes clorinados de cualquier clase no se recomienda en operaciones de limpieza de cojinetes a causa del peligro de oxidación, tampoco es conveniente el uso de aire comprimido. Para limpiar estos elementos sin desmontarlos, puede introducirse un aceite delgado y caliente (82 a 93°C) a través de las chumaceras mientras se hace girar lentamente el eje o husillo. En casos de grasa y aceite extremadamente oxidados, se pueden hacer pasar por las chumaceras emulsiones acuosas calientes, de preferencia mientras giran los cojinetes, hasta que el elemento esté limpio en forma satisfactoria.

Entonces la disolución debe ser extraída completamente y el cojinete y la chumacera lavados con aceite delgado caliente y drenado de nuevo antes de añadir lubricante nuevo. En algunos casos, puede ser útil un lavado intermedio con una mezcla de alcohol y disolvente mineral delgado, después del tratamiento con la emulsión²⁷.

Cuando hay excesiva lubricación se debe abrir el tapón que se halla en el fondo de las cajas de los cojinetes durante un período de tiempo corto después de arrancar la máquina; esto de la oportunidad a que el exceso de grasa sea derramado. Cuando se haya removida se vuelve a colocar el tapón.

6.5 Poleas y bandas en V

La principal regla para una larga vida de las bandas es mantener la tensión correcta en la misma. Las bandas flojas se deslizan, produciendo su desgaste y el de la polea. La acción de golpeteo cuando las bandas están sueltas agregan esfuerzos repentinos, que a menudo las rompen. Para probar la tensión se debe presionar cada

²⁷ "Manual de Mantenimiento Industrial"

banda hacia abajo con firmeza, si existe la tensión adecuada, se podrá bajar una cantidad igual a la mitad de grueso de la banda por cada dos pies de distancia entre centros. Este es un dato importante que se debe recordar.

Las ranuras de la polea deben ser lisas. El polvo, el aceite y otros materiales extraños producen picaduras y óxido. Las paredes socavadas de la banda la arruinan rápidamente. Un fondo de polea brillante indica que la polea y la banda están muy desgastadas²⁸.

Entre las fallas que se pueden mencionar en las bandas se encuentran:

- a) Deterioro por aceite: La saturación de aceite arruina el hule de las bandas. Para una protección completa contra el aceite, se deben instalar guardas contra las salpicaduras. Cuando el aceite no puede evitarse, se cambian las poleas por unas que sean resistente a este lubricante.
- b) Estructura de la cubierta rota: Esta estructura se rompe por palanquear la banda sobre la polea durante la instalación. La madera o el metal que caiga dentro de la ranura producirá el mismo efecto. Para evitar el daño se debe mover el motor mientras se ajusta la banda en la polea dentro de la ranura.
- c) Rotura por parada brusca: He aquí lo que sucede cuando la banda "trueno el látigo". El desgaste de la cubierta muestra que la banda ha estado patinando demasiado. Se debe mantener tensa la banda.
- d) Quemada por patinar: Esto se da cuando una banda está demasiado floja, no se mueve y la fricción contra la polea ranurada quema el hule. Cuando la banda finalmente engancha la polea, ésta se revienta por lo que hay que revisar la tensión. Si está bien, hay que revisar la transmisión para que no haya sobrecarga.

²⁸ "Operación de Plantas Industriales", Stephen Michael Elonka, Editorial Mc Graw Hill, México 1983, Pág. 367

- e) Agrietamiento de la base: Este tipo de falla ocurre cuando la banda ha estado trabajando a altas temperaturas. Se debe evitar ambientes de más de 65.5°C.
- f) Desgaste por abrasión: Las paredes laterales de las bandas se desgastan debido a materiales extraños y al óxido en la polea. Se debe instalar protectores contra el polvo y mantener tensa la banda si el lugar de trabajo es extremadamente polvoso.
- g) Separación de una capa: Una polea ranurada demasiado pequeña origina la división a lo largo de la línea de paso de una banda. Se debe recordar que cada tamaño de banda tiene un diámetro mínimo de polea.
- h) Lados de la banda gastados: Cuando los lados de la banda muestran desgaste, éste puede deberse a causas normales. Pero se debe cerciorar que no sea por desalineación. La mugre y la arenilla también pueden producir un desgaste anormal. Se debe reemplazar la banda antes de que el desgaste sea excesivo²⁹.

²⁹ "Operación de Plantas Industriales", Stephen Michael Elonka, Editorial Mc Graw Hill, México 1983, Pág. 366

CONCLUSIONES

- ✓ Este trabajo contribuirá al desarrollo de tecnología apropiada a la realidad actual de los artesanos en nuestro país, ya que la necesidad de diseño de esta máquina es real y la factibilidad de construirla en los talleres locales es efectiva.
- ✓ La máquina se ha diseñado de tal manera que su operación simple requiera de una sola persona para realizar la producción de bloques, en situaciones que no se cuente con presupuesto para contratar mucho recurso humano dentro de una obra.
- ✓ Las actividades de mantenimiento para los mecanismos de esta máquina serán simples y periódicas, y no se requerirá de recurso humano especializado para llevarlas a cabo.
- ✓ Los factores que influyen en las fallas por fatiga, deben ser tomados en cuenta cuando se diseña un determinado elemento mecánico, a fin de reducirlos y obtener un mayor tiempo de servicio. Debido a que la resistencia a la fatiga se ve afectada con los cambios de la temperatura se deben tomar acciones que la controlen en el lugar donde se esté operando.

RECOMENDACIONES

- ✓ Para desarrollar el presente diseño, se recomienda construir un prototipo con el cual se realicen pruebas de vibración con diferentes productos de concreto, a fin de llevar cabo los ajustes de frecuencia de acuerdo a la mezcla a utilizar.
- ✓ Para poder variar las condiciones del vibrado con respecto a la frecuencia, se recomienda cambiar la relación de diámetros de las poleas.
- ✓ Debido a que el diseño de la máquina se ha realizado con base a una operación de 8 – 10 horas diarias, si se requiere para un período mayor, se recomienda volver a diseñar utilizando factores de servicio mayores a los ocupados en este trabajo.
- ✓ Debido a la vibración de la máquina, se recomienda anclarla a la superficie del suelo para evitar, aunque en pequeñas proporciones, su movimiento de traslación.
- ✓ Ya que la compactación de la mezcla se realiza a través de la carga que ejerce el contrapeso por efecto de la gravedad, se recomienda que la máquina se coloque sobre una superficie plana en forma horizontal.

BIBLIOGRAFÍA

1. INSTITUTO COLOMBIANO DE PRODUCTORES DE CEMENTO; **"Notas Técnicas ICPC"**; Serie 4, Número 38, Publicación 858, Santafe de Bogota, Colombia.
2. INSTITUTO COLOMBIANO DE PRODUCTORES DE CEMENTO; **"Construcción de Pavimentos de Adoquines de Concreto"**; Serie 12, Número 4, Publicación 1059, Santafe de Bogota, Colombia, 1991.
3. INSTITUTO COLOMBIANO DE PRODUCTORES DE CEMENTO; **"Fabricación de Bloques de Concreto"**; Serie 12, Número 5, Publicación 1127, Santafe de Bogota, Colombia.
4. INSTITUTO COLOMBIANO DE PRODUCTORES DE CEMENTO; **"Boletín ICPC"**; Número 52, enero – marzo, 1991, Santafe de Bogota, Colombia.
5. INSTITUTO SALVADOREÑO DEL CEMENTO Y DEL CONCRETO; **"Revista del ISCYC"**; Año 6, Número 20, San Salvador, El Salvador, marzo de 2001.
6. CEMENTO DE EL SALVADOR, S.A. DE C.V.; **"Revista Municipal CESSA"**; Año 2, Número 1, San Salvador, El Salvador, abril de 2001.
7. JOSEPH EDWARD SHIGLEY Y CHARLES R. MISCHKE; "Diseño en Ingeniería Mecánica"; Cuarta edición en español, McGraw Hill, Estado de México, México.
8. AARON D. DEUTSHMAN; "Diseño de Máquinas"; Editorial CECSA, México 1991.
9. ROBERT C. JUVINALL; "Fundamentos de Diseño en Ingeniería Mecánica"; Editorial LIMUSA, S.A., México 1991.

10. "Catálogo General de la SKF"; Alemania 1982.
11. ALFRED STILL; "Elementos de Diseño de Máquinas Eléctricas"; Compañía Editorial Continental, S.A., México.
12. WARREN J. LUZADDER; "Fundamentos de Dibujo en Ingeniería", Novena edición, Editorial PRENTICE HALL, México 1988.
13. PEDRO CAMARENA; "Manual de Mantenimiento Eléctrico Industrial"; Editorial Continental, 1980.
14. L. C. MORROW; "Manual de Mantenimiento Industrial"; Tomo II, Editorial Continental, 1973.
15. STEPHEN MICHAEL ELONKA; "Operación de Plantas Industriales"; Editorial McGraw Hill.
16. Entrevista al licenciado Gustavo Longoria, Director de Finanzas y Ventas del GRUPO SALTEX, S.A. DE C.V.
17. Entrevista al ingeniero Roberto Wauthion, Gerente General de OBRAS DE TIERRA, S.A. DE C.V.
18. Entrevista con el ingeniero Hugo Bonilla, Asesor Técnico de Mercadeo; y con el licenciado Nilo Martínez, Asistente de Suministros, de la Oficina Central de CESSA, DE C.V.
19. Entrevista con el ingeniero Carlos Quintanilla, Asesor Técnico del ISCYC.

20. Entrevista con el ingeniero Nelson Flores, Supervisor de Obra de TALLERES SARTI, S.A. DE C.V.

21. Visita técnica realizada con el ingeniero Carlos Guzmán, asesor independiente de obras civiles, a una cooperativa de artesanos en el municipio de Armenia, Sonsonate.

ANEXOS

Anexo A: Tablas.

Anexo B: Figuras.

Anexo C: Cuadro de costos para la compra local y en el extranjero de una máquina vibrocompactadora.

Anexo D: Máquinas productoras de bloques de concreto.

Anexo E: Norma ASTM C – 62. Especificación de norma para ladrillos de construcción (unidades de albañilería sólida hecha de arcilla).

Anexo F: Norma ASTM C – 67. Norma de métodos de prueba de ensayo y prueba de ladrillos de arcilla estructurales.

Anexo G: Laminas de elementos.

ANEXO A: TABLAS

MATERIAL	MODULO DE ELASTICIDAD E		MODULO DE RIGIDEZ G		RELACIÓN DE POISSON ν	PESO UNITARIO w		
	Mpsi	Gpa	Mpsi	Gpa		lb/in ³	lb/ft ³ m ³	kN/
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.8	26.2	0,334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0,285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0,324	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0,292	0.282	487	76.5
Hierro colado (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0,211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0,326	0.322	556	87.3
Madera (abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0,33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0,245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0,290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0,425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0,350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0,307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0,320	0.319	551	86.6
Niquel Plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0,322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0,291	0.280	484	76.0
Bronce Fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0,349	0.295	510	80.1
Acero Inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0,305	0.280	484	76.0

TABLA A1. Constantes elásticas y físicas de materiales. /7/

1	2	3	4	5	6	7	8
uns	SAE Y/O	PROCESA-	RESISTENCIA	RESISTENCIA	ELONGACIÓN	REDUCCIÓN	DUREZA
NÚM	AISI	MIENTO	ÚLTIMA	DE FLUENCIA	EN	EN ÁREA	BRINELL
	NO.		Mpa (kpsi)	Mpa (kpsi)	2 in, %	%	
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

TABLA A2. Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). /7/

	Flexión	Axial	Torsión
a. Límite de resistencia a la fatiga ^a $S_n = S_n' C_L C_G C_S$. Donde S_n' es el límite de resistencia a la fatiga de R. R. Moore y C_L (factor de carga) C_G (factor de gradiente) diám (0.4 pulg ó 10mm) (0.4 pulg ó 10mm) < diám < 2 pulg ó 50mm) C_S (factor de superficial)	1 1 0,9	1 .7 a .9 .7 a .9	0.58 1 0.9
b. resistencia a 10 ciclos	0.9S _u	0.75S _y	0.9S _{us} ^d

TABLA A3. Factores generalizados de la resistencia a la fatiga para materiales dúctiles. /9/

FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ		
CARACTERISTICA DEL IMPULSO	CARACTERISTICA DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO Ó NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

TABLA A4. Factores de servicio K_s sugeridos para transmisiones de bandas en V. /7/

SECCION	ANCHOa. in	ESPESOR b. in	MINIMO DIAMETRO DE POLEA in	POTENCIAS PARA UNA Ó MAS BANDAS. hp
A	1/2	1/3 1/2	3.0	1/4 - 10
B	2/3 1/2	7/16	5.4	1-025
C	7/8	17/32	9.0	15-100
D	1 1/4	3/4	13.0	50-250
E	1 1/2	1	21.6	100 ó mayor

TABLA A5. Secciones de bandas trapeziales estándares. /7/

SECCIÓN	CIRCUNFERNCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

TABLA A6. Circunferencias internas de bandas en V estándares. /7/

Sección de banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

TABLA A7. Conversiones de longitud de banda (súmese la cantidad enlistada a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas). /7/

SECCION DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2,6	0,47	0,62	0,53	0,15	
	3,0	0,66	1,01	1,12	0,93	0,38
	3,4	0,81	1,31	1,57	1,53	1,12
	3,8	0,93	1,55	1,92	2,00	1,71
	4,2	1,03	1,74	2,20	2,38	2,19
	4,6	1,11	1,89	2,44	2,69	2,58
	5.0 ó más	1,17	2,03	2,64	2,96	2,89
B	4,2	1,07	1,58	1,68	1,26	0,22
	4,6	1,27	1,99	2,29	2,08	1,24
	5,0	1,44	2,33	2,80	2,76	2,10
	5,4	1,59	2,62	3,24	3,34	2,82
	5,8	1,72	2,87	3,61	3,85	3,45
	6,2	1,82	3,09	3,94	4,28	4,00
	6,6	1,92	3,29	4,23	4,67	4,48
7.0 ó más	2,01	3,46	4,49	5,01	4,90	
C	6,0	1,84	2,66	2,72	1,87	
	7,0	2,48	3,94	4,64	4,44	3,12
	8,0	2,96	4,90	6,09	6,36	5,52
	9,0	3,34	5,65	7,21	7,86	7,39
	10,0	3,64	6,25	8,11	9,06	8,89
	11,0	3,88	6,74	8,84	10,0	10,1
	12.0 ó más	4,09	7,15	9,46	10,9	11,1
D	10,0	4,14	6,13	6,55	5,9	1,35
	11,0	5,00	7,83	9,11	8,5	5,62
	12,0	5,71	9,26	11,2	11,4	9,18
	13,0	6,31	10,5	13,0	13,8	12,2
	14,0	6,82	11,5	14,6	15,8	14,8
	15,0	7,27	12,4	15,9	17,6	17,0
	16,0	7,66	13,2	17,1	19,2	19,0
	17.0 ó más	8,01	13,9	18,1	20,6	20,7
E	16,0	8,68	14,0	17,5	18,1	15,3
	18,0	9,92	16,7	21,2	23	21,5
	20,0	10,9	18,7	24,2	26,9	26,4
	22,0	11,7	20,3	26,6	30,2	30,5
	24,0	12,4	21,6	28,6	32,9	33,8
	26,0	13,0	22,8	30,3	35,1	36,7
	28.0 ó más	13,4	23,7	31,8	37,1	39,1

TABLA A8. Potencias nominales en HP de bandas trapeziales. /7/

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0,85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0,90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0,95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1,00	60,75	78-97	128-158	240	270-300
1,05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1,10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1,15	120 ó más	158-180	270-300	480	540-600
1,20		195 ó más	330 ó más	540 ó más	660

*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida

TABLA A9. Factores de corrección de longitud de banda K₂. /7/

Banda	Diámetro de paso, pulg		Ángulo de la ranura, grados	Dimensiones estándares de las ranuras, pulg				
	Mínimo recomendado	Intérvalos		W	D	%	S	E
A	3.0	2.6 - 5.4	34	0.494	0.490	0.125	5/8	3/8
		Más de 5.4	38	0.504				
B	5.4	4.6 - 7.0	34	0.637	0.580	0.175	¾	½
		Más de 7.0	38	0.650				
C	9.0	7.0 - 7.99	34	0.879	0.780	0.200	1	11/16
		8.0 - 12.0	36	0.887				
		Más de 12.0	38	0.895				
D	13.0	12.0 - 12.99	34	1.259	1.050	0.300	1 7/16	7/8
		13.0 - 17.0	36	1.271				
		Más de 17.0	38	1.283				
E	21,0	18.0 - 24.0	36	1,527	1.300	0.400	1 1/2	1 1/8
		Más de 24.0	38	1,542				

TABLA A10. Dimensiones estándares de las ranuras o canales de las garruchas para múltiples bandas en V. /8/

Clase de máquina	horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos aparatos técnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso isintermitente ó por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos períodos ó intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas ó cabestrillos de tambores, embaladoras, etc.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas : Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas : Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir y centrifugas	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día : Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria propulsora para transatlánticos	60 000 a 100 000
Maquinaria para la fabricación de papel y pasta de papel maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlántico	100 000

TABLA A11. Guía para los valores de la duración L_{10h} para diferentes clases de máquinas. /10/

Dimensiones principales		Capacidad de carga			Límite de velocidad		Masas		Designaciones	
dt	D	B	Carga dinám C	estát Co	Lubricación con grasa	aceite	Roda - mientto	Manguito de fijacion	Roda- mientto	Manguito de fijacion
mm			N		r/min		kg			
20	52	15	12 100	4 050	13 000	16 000	0,14	0,070	1205 K	H 205
	52	18	12 400	4 250	11 000	14 000	0,16	0,075	2205 K	H 305
	62	17	17 800	6 000	9 500	12 000	0,25	0,075	1305 K	H 305
25	62	16	15 600	5 850	10 000	13 000	0,22	0,10	1206 K	H 206
	62	20	15 300	5 700	9 500	12 000	0,24	0,11	2206 K	H 306
	72	19	21 200	7 800	9 000	11 000	0,38	0,11	1306 K	H 306
	72	27	31 200	10 000	8 000	10 000	0,49	0,13	2306 K	H2306
30	72	17	15 900	6 700	9 000	11 000	0,32	0,13	1207 K	H 207
	72	23	21 600	8 300	8 500	10 000	0,40	0,14	2207 K	H 307
	80	21	25 100	9 800	7 500	9 000	0,50	0,14	1307 K	H 307
	80	31	39 700	12 900	7 000	8 500	0,66	0,17	2307 K	H 2307
35	80	18	19 000	8 650	8 500	10 000	0,41	0,17	1208 K	H 208
	80	23	22 500	9 500	7 500	9 000	0,49	0,19	2208 K	H 308
	90	23	29 600	12 200	6 700	8 000	0,70	0,19	1308 K	H 308
	90	33	44 900	15 600	6 300	7 500	0,90	0,22	2308 K	H 2308
40	85	19	21 600	9 650	7 500	9 000	0,46	0,23	1209 K	H 209
	85	23	23 400	10 800	7 000	8 500	0,53	0,25	2209 K	H 309
	100	25	37 700	16 000	6 300	7 500	0,94	0,25	1309 K	H 309
	100	36	54 000	19 600	5 600	6 700	1,20	0,28	2309 K	H 2309
45	90	20	22 900	10 800	7 000	8 500	0,52	0,27	1210 K	H 320
	90	23	23 400	11 400	6 300	7 500	0,58	0,30	2210 K	H 310
	110	27	43 600	17 600	5 600	6 700	1,20	0,30	1310 K	H 310
	110	40	63 700	23 600	5 300	6 300	1,60	0,36	2310 K	H 2310
50	100	21	26 500	13 400	6 300	7 500	0,69	0,31	1211 K	H 211
	100	25	26 500	13 400	6 000	7 000	0,79	0,39	2211 K	H 311
	120	29	50 700	22 400	5 000	6 000	1,55	0,39	1311 K	H 311
	120	43	76 000	28 000	4 800	5 600	2,05	0,42	2311 K	H 2311
55	110	22	30 200	15 600	5 600	6 700	0,89	0,35	1212 K	H 212
	110	28	33 800	16 600	5 300	6 300	1,05	0,39	2212 K	H 312
	130	31	57 200	26 500	4 500	5 300	1,95	0,39	1312 K	H 312
	130	46	87 200	33 500	4 500	5 300	2,55	0,49	2312 K	H 2312

TABLA A12. Rodamientos de bola a rótula con manguito de fijación. /10/

Eje diám	Componentes adecuados				Grasa cantidad inicial	Designaciones			
	Rodamiento	Manguito de Fijación	Anillo guía No.	Designación		Soporte con obturaciones	2 anillos en V arandelas de chapas	2 obturaciones de fieltro	2 obturaciones de doble labio
mm					kg				
20	1205 K	H 205	2	FRB 5/52 P	0,025	SNA 505	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 500 G
	2205 K	H 305	1	FRB 7/52 P					
	1305 K	H 305	2	FRB 7.5/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 G
25	1206 K	H 206	2	FRB 8.62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 506 A	TSNA 506 C	TSNA 506 G
	2206 K	H 306	2	FRB 6.62 P					
	1306 K	H 306	2	FRB 7 5.72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 G
	2306 K	H 2306	1	FRB 7 72 P					
30	1207 K	H 207	2	FRB 8.5 72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 507 A	TSNA 507 C	TSNA 507 G
	2207 K	H 307	2	FRB 5.5 72 P					
	22207 CCK	H 307	2	FRB 5.5 72 P					
	1307 K	H 307	2	FRB 9 80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 G
	2307 K	H 2307	1	FRB 8 80 P					
35	1208 K	H 208	2	FRB 10.5 80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 508 A	TSNA 508 C	TSNA 508 G
	2208 K	H 308	2	FRB 8 80 P					
	22208 CCK	H 308	2	FRB 8 80 P					
	1308 K	H 308	2	FRB 9 90 P	0,10	SNA 510-608	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 G
	2308 K	H 2308	1	FRB 8 90 P					
	21308 CCK	H 308	2	FRB 9 90 P					
	22308 CCK	H 2308	1	FRB 8 90 P					
40	1209 K	H 209	2	FRB 5 5.85 P	0,080	SNA 509	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 G
	2209 K	H 309	1	FRB 7 85 P					
	22209 CCK	H 309	1	FRB 7 85 P					
	1309 K	H 309	2	FRB 9.5 100 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G
	2309 K	H 2309	1	FRB 8 100 P					
	21309 CCK	H 309	2	FRB 9.5 100 P					
	22309 CCK	H 2309	1	FRB 8 100 P					

TABLA A13. Soportes de pie SNA para rodamientos con manguitos de fijación. /10/

Máquina impulsada	Motriz					
<p>Los tipos listados abajo son solo muestras representativas. Del grupo listado seleccione el que más se aproxima a las características de carga de la máquina que está siendo considerada</p> <p>Si se usan poleas locas agregar lo siguiente al factor de servicio</p> <p>Polea en el lado flojo (entre las bandas). Nada</p> <p>Polea en el lado flojo (fuera de las bandas) 0.1</p> <p>Polea en el lado tirante (entre las bandas) 0.1</p> <p>Polea en el lado tirante (fuera de las bandas) 0.2</p>	<p>Motores de ca: De par normal, jaula de ardilla, sincrónicos, de fase partida</p> <p>Motores de cd: Devanado en derivación</p> <p>Motores : De combustión interna de cilindros múltiples</p>			<p>Motores de ca: De alto par, alto deslizamiento, repulsión-inducción, monofásico derivación en serie, anillo colector</p> <p>Motores de cd: Derivación en serie, devanado compuesto</p> <p>Motores: De combustión interna de un cilindro</p> <p>Flechas de transmisión Embragues</p>		
	Servicio intermitente 3-5 h diarias ó de temporada	Servicio normal, 8-10 h diarias	Servicio continuo 16-24 h diarias	Servicio intermitente 3-5 h diarias ó de temporada	Servicio normal, 8-10 h diarias	Servicio continuo 16-24 h diarias
<p>Agitadores de líquidos</p> <p>Sopladores y extractores</p> <p>Bombas centrífugas y compresores</p> <p>Ventiladores hasta 10 hp</p> <p>Transportadores de servicio ligero</p>	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<p>Transportadores de banda para arena, granos etc</p> <p>Mezcladores de pastas</p> <p>Ventiladores de más de 10 hp</p> <p>Generadores</p> <p>Flechas de transmisión</p> <p>Maquinaria de lavandería</p> <p>Máquinas herramientas</p> <p>Punzonadoras-prensas-cortadoras</p> <p>Maquinaria de impresión</p> <p>Bombas rotatorias de desplazamiento positivo</p> <p>Revolvedoras y cribadoras vibratorias</p>	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<p>Maquinarias para hacer ladrillos</p> <p>Elevadores de cargadores. Excitadores</p> <p>Compresores de pistón</p> <p>Transportadores(de cadenas sinfín, artesas, tornillos sinfín)</p> <p>Molino a martillos</p> <p>Máquina batidora de papel</p> <p>Bombas de pistón</p> <p>Sopladores de desplazamiento positivo</p> <p>Pulverizadores. Máquina de aserradero y carpintería. Maquinaria textil</p>	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<p>Quebradoras (giratorias de quijadas, de rodillos)</p> <p>Molinos (de bolas, de rodillos, de tubos)</p> <p>Montacargas</p> <p>Calandrias</p>	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
<p>Equipo para bloqueo</p> <p>Condiciones de fuego peligrosas</p>	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

TABLA A14. Factores de servicio para transmisión con bandas en V. /8/

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de Velocidad		Masa	Designación
d	D	B	dinam	estat	grasa	aceite		
mm			C	C _D	r/min		kg	
3	10	4	488	170	40 000	48 000	0,0015	623
4	9	2,5	540	183	45 000	53 000	0,00070	618/4
	13	5	884	315	38 000	45 000	0,0031	624
	16	5	1 110	440	34 000	40 000	0,0054	634
5	11	3	637	232	40 000	48 000	0,0012	618/5
	15	5	1 110	440	34 000	40 000	0,0050	625
	19	6	1 720	720	32 000	38 000	0,0090	635
6	13	3,5	884	325	38 000	45 000	0,0020	618/6
	19	6	1 720	720	32 000	38 000	0,0084	626
7	14	3,5	956	360	38 000	45 000	0,0022	618/7
	19	5	1 720	720	34 000	40 000	0,0075	607
	22	7	3 250	1 340	30 000	36 000	0,013	627
8	16	4	1 330	530	36 000	43 000	0,0030	618/8
	22	7	3 250	1 340	32 000	38 000	0,012	608
9	17	4	1 430	585	34 000	40 000	0,0034	618/9
	24	7	3 710	1 530	30 000	36 000	0,014	609
	26	8	4 620	1 960	26 000	32 000	0,020	629
10	19	5	1 480	630	32 000	38 000	0,0055	61800
	26	5	4 620	1 960	28 000	34 000	0,019	6000
	28	3	4 620	1 960	28 000	34 000	0,022	16100
	30	9	5 070	2 240	24 000	30 000	0,032	6200
	35	1	8 060	3 750	20 000	26 000	0,053	6300
12	21	5	1 430	695	30 000	36 000	0,0063	61801
	28	8	5 070	2 240	26 000	32 000	0,022	6001
	30	8	5 070	2 240	24 000	30 000	0,023	16101
	32	10	6 890	3 100	22 000	28 000	0,037	6201
	37	12	9 750	4 650	19 000	24 000	0,060	6301
15	24	5	1 580	815	26 000	32 000	0,0074	61802
	32	8	5 590	2 500	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	5 590	2 500	22 000	28 000	0,030	6002
	45	11	7 800	3 550	19 000	24 000	0,045	6202
	45	13	11 400	5 400	17 000	20 000	0,082	6302

TABLA A15. Rodamientos rígidos de bola. /10/

NOMBRE DEL MATERIAL	ESPECIFICACIONES SIMILARES	DESCRIPCIÓN
Alambre para cuerda musical 0.80 - 0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el mejor material, el más tenaz y el más utilizado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetro de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 in). No se emplee a más de 120oC (250oF) ó a temperaturas bajo cero
Alambre revenido en aceite 0.60 - 0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo ó se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque ó impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 ó 0.5000 in), pero es posible obtener tamaños mayores ó menores. No se use a más de 180oC (350o.F), ni a temperaturas bajo cero
Alambre estirado duro 0.60 - 0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este es el acero para resorte de uso general de menor costo, y dene utilizarse sólo donde la duración (ó vida), la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12mm (0.31 a 0.500 in) No se emplee a más de 120oC (250oF)in a temperaturas bajo cero
Al cromo-vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Este es el acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos más elevados de los que pueden emplearse con aceros al alto carbono, y donde son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque ó impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220oC (425oF). Se surte en clases de recocido y prerrevenido, con 0.8 a 12mm (0.031 a 0.500 in) de diámetro
Al cromo-silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50y C53, y el material puede emplearse hasta con temperaturas de 250o.C (475oF). Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12mm (0.31 a 0.500in)

TABLA A16. Aceros de alto carbono y de aleación para resortes. /7/

TABLA A18. Datos de comportamiento para motores de inducción "jaula de ardilla" de 60 ciclos para uso general. /8/

FORMA DE EXTREMO	CONSTANTE α
Resorte soportado entre superficies paralelas planas (extremos fijos)	0.5
Un extremo soportado por una superficie plana perpendicular al eje del resorte (fijo); el otro articulado (con pivote)	0.707
Ambos extremos articulados (con pivote)	1
Un extremo con sujeción y el otro libre	2

TABLA A19. Constantes de formas de extremos α , para resortes de compresión helicoidales. /7/

TÉRMINO	TIPOS DE EXTREMOS DE RESORTES			
	SIMPLE	SIMPLE Y APLANADO	A ESCUADRA	A ESCUADRA Y APLANADO
Espiras de extremo, N_e	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_o	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud cerrada, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso p	$(L_o - d)/N_a$	$L_o/(N_a + 1)$	$(L_o - 3d)/N_a$	$(L_o - 2d)/N_a$

TABLA A20. Fórmulas para calcular las dimensiones de resortes de compresión (N_a = número de espiras activas). /7/

Material	Especificación	Tamaño in	Diámetro Mínimo de Polea in	Tensión permisible por unidad de ancho A 600 ft/min lb/in	Peso lb/in ³	Coefficiente de fricción
Cuero	1 capa	t= 11/64	3	30	0,035 - 0,045	0.4
		t= 13/64	3 1/2	33	0,035 - 0,045	0.4
	2 capas	t = 18/64	4 1/2	41	0,035 - 0,045	0.4
		t = 20/64	6a	50	0,035 - 0,045	0.4
		t = 23/64	9a	60	0,035 - 0,045	0.4
Poliamida	F-0	t = 0,03	0.60	10	0.035	0.5
	F-1	t = 0,05	1.0	35	0.035	0.5
	F-2	t = 0,07	2.4	60	0.051	0.5
	A-2	t = 0,11	2.4	60	0.037	0.8
	A-3	t = 0,13	4.3	100	0.042	0.8
	A-4	t = 0,20	9.5	175	0.039	0.8
	A-5	t = 0,25	13.5	275	0.039	0.8
Uretano	w = 0,50	t = 0,062	Véase la	5.2	0,038 - 0,045	0.7
	w = 0,75	t = 0,078	tabla	9.8	0,038 - 0,045	0.7
	w = 1,25	t = 0,090	17-3	18.9	0,038 - 0,045	0.7
	Redonda	d = 1/4	Véase la	8.3	0,038 -0,045	0.7
		d = 3/8	tabla	18.6	0,038 -0,045	0.7
		d = 1/2	17-3	33.0	0,038 -0,045	0.7
		d = 3/4		74.3	0,038 -0,045	0.7

TABLA A21. Propiedades de algunos materiales para bandas planas y redondas (diámetro = d, espesor = t, ancho = w). /7/

ACAVISA DE C.V.

Denominación	Dureza Suministrada				Equivalencia	Aplicación
	ASSAB	HB	AISI	DIN		
Aceros para maquinaria						
705 M	275 - 335	4340	1.6582	SNCM8	Acero para maquinaria de alta resistencia apropiada para el temple por flama	
707 M	215 - 260	4130	1.7218	SCM2	Acero aleado para maquinaria Buena soldabilidad	
709 M	245 - 290	4140	1.7285	SCM4	Apropiado para la industria y el temple por flameado	
7210 M	máx 217	3115		SNC21	Acero aleado templado por cementación	
Aceros resistentes al desgaste						
Lamina Hardux 400 Lamina Hardux 500	300 - 440 450 - 540				Chapa que cumple con las mas elevadas demandas de resistencia al desgaste	
Aceros al carbono						
K-100	170	W1	1.1545		Acero herramienta de muy buena calidad. Combina con un núcleo tenaz con una superficie endurecida	
1085	170	1085	1.1273		Acero de alto contenido de carbono, muy fino, de alta calidad. Combina con un núcleo tenaz con una superficie endurecida	
1045	180	1045	1.0503	S45C	Usada para la fabricación de piezas de maquinaria que esten sometidas a esfuerzos normales	
1020	100 - 140	1020	1.0402		Acero laminado en frio lo que le provee exactitud en la medida, acabado brillante, cementable si lo requiere	

TABLA A22. Aceros comercializados en el mercado local por ACAVISA DE C.V.

ANEXO B: FIGURAS

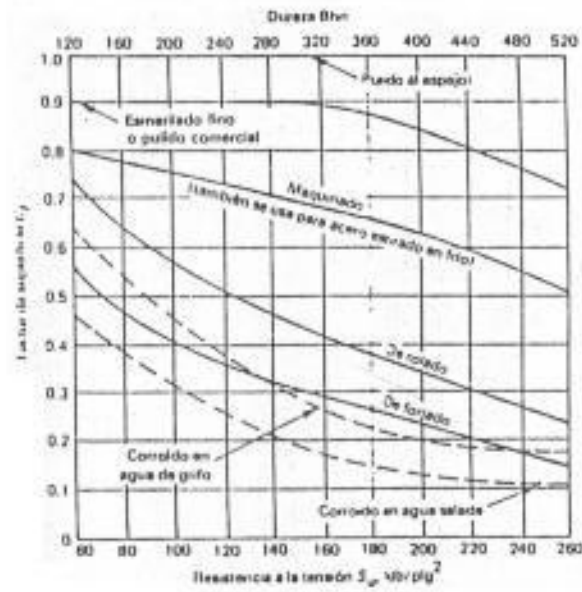


FIGURA B1. Factor de superficie. /8/

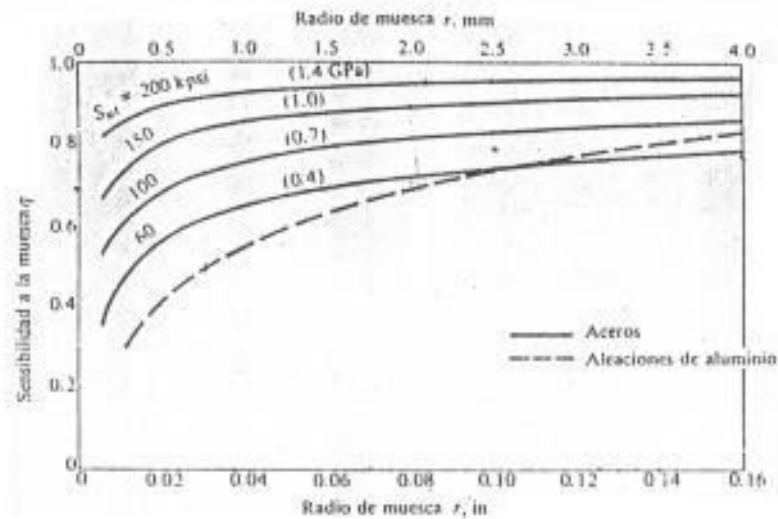


FIGURA B2. Diagramas de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T sometidos a cargas de flexión y cargas axiales, con inversiones ambas. Para radios de muesca mayores, use los valores de q correspondientes a $r = 4 \text{ mm}$. /7/

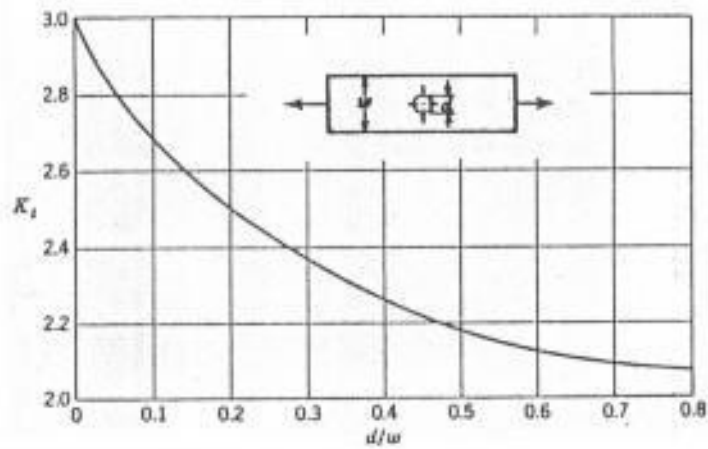


FIGURA B3. Barra con agujero transversal sometida a tensión o compresión simple $s = F/A$, donde $A = (w - d)t$ y t es el espesor. /7/

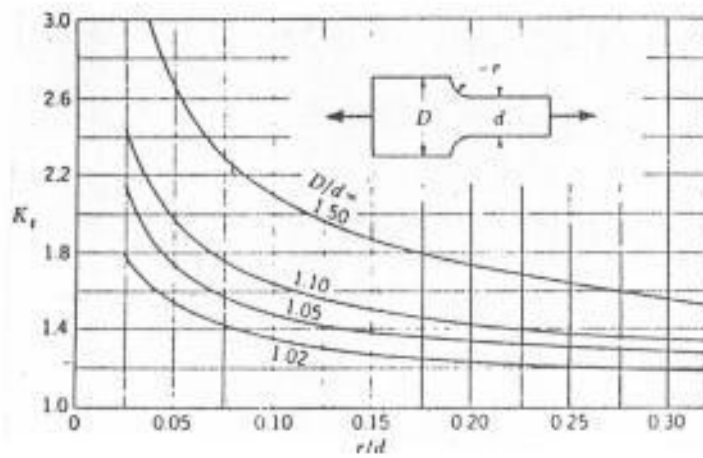


FIGURA B4. Barra rectangular con entalles transversales sometida a tensión o compresión $s = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor. /7/

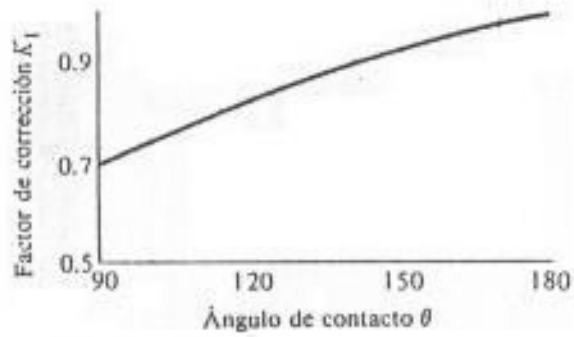


FIGURA B5. Factor de corrección k_1 para el ángulo de contacto. /7/

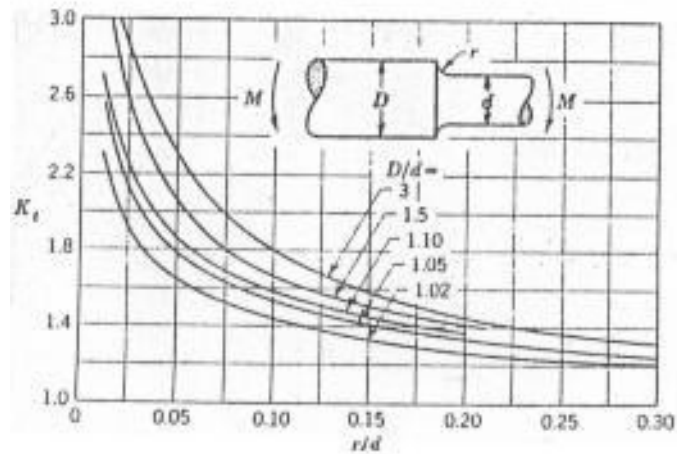


FIGURA B6. Barra circular con entalle circunferencial sometida a flexión $s = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$. /7/

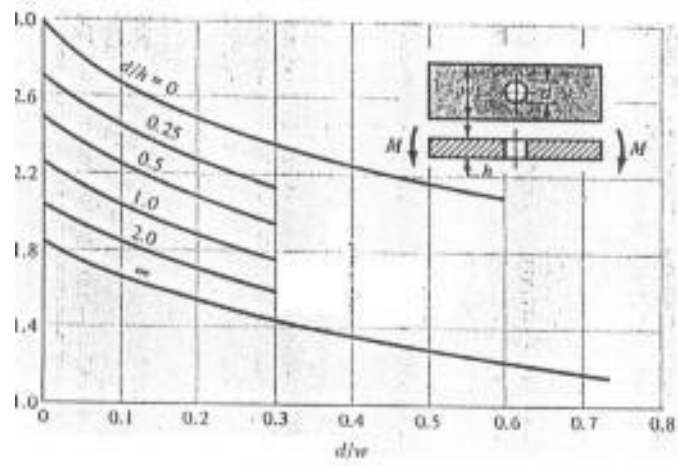


FIGURA B7. Barra rectangular con agujero transversal sometida a flexión. $s_o = Mc/I$, donde $I = (w - d)h^3/12$. /7/

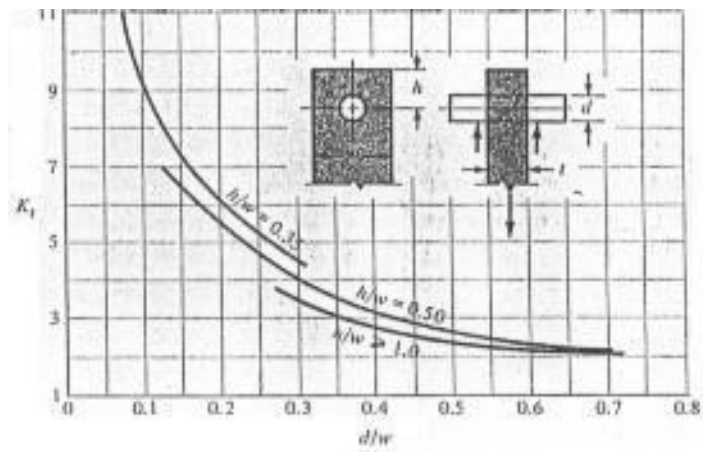
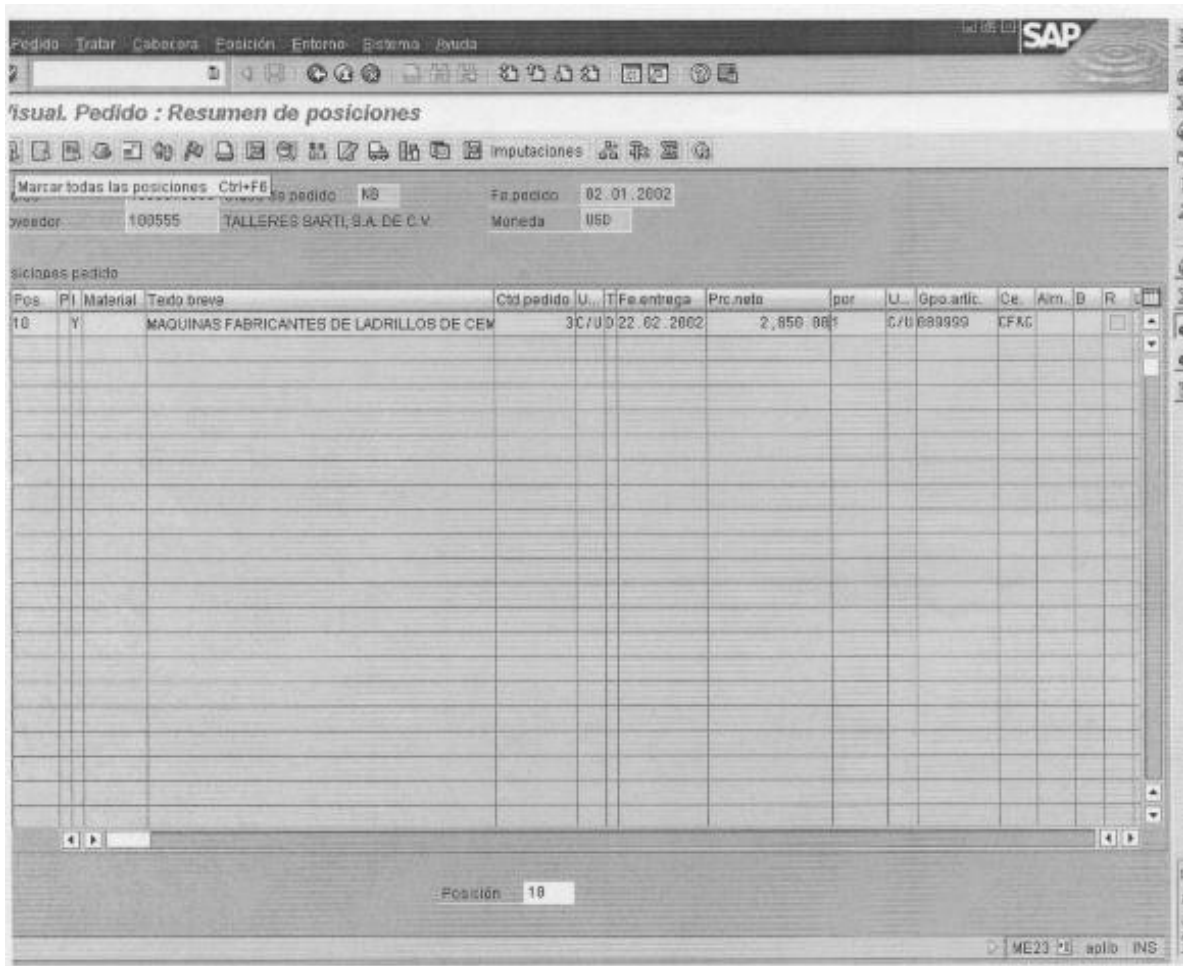


FIGURA B8. Placa con pasador en agujero. $s_o = F/A$, donde $A = (w - d)t$. /7/

ANEXO C: CUADRO DE COSTOS PARA LA COMPRA LOCAL Y EN EL
EXTRANJERO DE UNA MÁQUINA VIBROCOMPACTADORA



Compra local en talleres SARTI, S.A. DE C.V.

Condicionas Tratar Casar a Sistema Ayuda

SAP

Pedido Visual: Cabecera - Condiciones

Posición: B Material: Net: 0,550.00 USD

CICD	Denominación	Importe	Mon.	por	UM	Valor condición	Mon.	FacC...	UMB	CnC...	UM	Valor condición
PBXX	Precio bruto					0,550.00	USD	1			1 C/U	
	VALOR NETO INCL DES					0,550.00	USD	0			0	
	PRECIO EFECTIVO					0,550.00	USD	0			0	
	VALOR PEDIDO SIN IVA					0,550.00	USD	0			0	
ZWST	IVA soportado					1,111.50	USD	0			0	
	VALOR TOTAL PEDIDO					0,661.50	USD	0			0	

Reg. condición Actuar

ME23 aplib PMS

Compra local en detalle en talleres SARTI, S.A. DE C.V.

Pedido: Tratar Cabecera Posición Entorno Sistema Ayuda

SAP

sual. Pedido : Resumen de posiciones

Imputaciones

Ido: 4700000463 Clase de pedido: IM Fe pedido: 15-05-2001

Proveedor: 200320 ITAL MEXICANA S A Moneda: USD

Posiciones pedido

Pos.	Pl	Materi.	Texto breve	Ctd.pedido	U.	T	Fe.entrega	Pre.neto	por	U...	Opo.artic.	Ce	Alm.	B	R
0	Y		MAQUINAS FABRIC.DE LADRILOS DE CEMENTO	80	UD		15-05-2001	2.815.021		C/U	101900	CFAC	AC01		
0	Y		MAQUINAS FABRICANTES DE LADRILLOS DE CEM	20	UD		15-05-2001	2.815.021		C/U	9000	CFAC	AC01		

Posición: 10

ME23 nodos INE

Compra en el extranjero en ITAL MEXICANA, S.A.

Condiciones Detar Pasar a Sistema Ayuda SAP

Pedido Visual: Posición - Condiciones

Posición: 0 Material: Netor 28,158.20 USD

CICd	Denominación	Importe	Mon.	por	UM	Valor condición	Mon.	FacC	UMB	CnC	UM	Valor condición
PBXX	Precio bruto					28,158.20	USD	1			1 C/U	
ZRB2	FLETE INTERNAL	4,282.88	USD			4,282.88	USD	0			0	
	PRECIO C.&F.					32,432.28	USD	0			0	
	PRECIO C.I.F.					32,432.28	USD	0			0	
ZH0N	HONORARIOS AG ADUA	91.43	USD			91.43	USD	0			0	
	Precio efectivo					32,523.63	USD	0			0	
	PRECIO EFECTIVO + SE					32,523.63	USD	0			0	
ZGAS	OTROS RECARGOS	2.88	USD			2.88	USD	0			0	
	VALOR IMPORTACION SI					32,525.63	USD	0			0	
ZW5T	IVA soportado					4,228.37	USD	0			0	
	VALOR IMPORTACION CC					36,753.70	USD	0			0	

Reg. condición: Activar

ME23 | nodoa | INS

Compra en el extranjero en detalle en ITAL MEXICANA, S.A.

ANEXO D: MÁQUINAS PRODUCTORAS DE BLOQUES DE CONCRETO

MÁQUINAS PRODUCTORAS DE BLOQUES DE CONCRETO

Nombre	País de origen	Año aprox. de Introducción	Operación Manual (M) Energía (E)	Máquina Peso Kg.	Presión de compactación (Pa)	Producción / día (No. bloques)	No. de trabajadores (jornada 8 hr.)	Tamaño max. del bloque (mm)
Astram	India	Mitad 1970	M	110	5,0	--	3-4	300x230x100
AVM	Alemania	1984	M	--	--	320 - 480	3	--
Brepak	Reino Unido	1979	M	140	10,0	321 - 480	3	290x140x100
Ceta-ram	Guatemala	Mitad 1970	M	80	2,4	322 - 480	3	290x140x90
Ceneema	Cameroon	1979	M	--	--	323 - 480	3	300x140x110
Cinva-ram	Colombia	Inicios 1950	M	60	2,0	324 - 480	3	290x140x90
Compactador AG	Suiza	Finales 1970	E	1,600	0,8	325 - 480	6	250x120x75
Ellson	India	Inicios 1970	M	210	7,0	326 - 480	10	290x190x90
La palafitte	Francia	1975	M	--	1,4 - 2,0	327 - 480	3	290x140x90
Landcrete /	Bélgica	Cerca 1950	M	320	4,0	328 - 480	7	295x140x90
Terstaram			E	2,100		329 - 480		230x110x55
Sistema	Dinamarca	Mitad 1970	Fábrica	--	5,0	330 - 480	--	230x110x55
Latarex								x60
Maro	Suiza	--	M	--	--	320 - 450	3	--
Máquina	Colombia	Inicios 1970	M	170	1,8	180	4	200x150x40
Meili	Suiza	Finales 1970	M	120	5,0	500	--	250x125x80
			E	1,700		7,000	--	
Sisd Dirt	Thailandia	--	M	--	--	320 - 480	3	--
Cement								
Superior	Brasil	Mitad 1960	E	1,000	6,0	20,000	--	230x110x50

MÁQUINAS PRODUCTORAS DE BLOQUES DE CONCRETO (cont.)

Nombre	País de origen	Año aprox. de Introducción	Operación Manual (M) Energía (E)	Máquina Peso Kg.	Presión de compactación (Pa)	Producción / día (No. bloques)	No. de trabajadores (jornada 8 hr.)	Tamaño max. del bloque (mm)
Tecmor	Brasil	Finales 1970	M	85	2,5	2,000	6	230x110x50
			E	2,500				
Tek-block	Ghana	Inicios 1950	M	90	2,0	250	3	290x215x140
Terrablock	U.S.A.	1985	E	5,350	--	4,800	--	300x250x100
Winget	Reino Unido	1948	E	1,100	9,5	1,150	5	300x150x100
Zora	Reino Unido	1982	M	230	19	--	--	280x125x100
			E	850				

ANEXO E: NORMA ASTM C – 62. ESPECIFICACIÓN DE NORMA PARA
LADRILLOS DE CONSTRUCCIÓN (UNIDADES DE ALBAÑILERÍA SÓLIDA
HECHA DE ARCILLA)

NORMA ASTM C - 62

ESPECIFICACION DE NORMA PARA LADRILLOS DE CONSTRUCCION (UNIDADES DE ALBAÑILERIA SOLIDA HECHA DE ARCILLA O ESQUISTO)

1. Alcance

- Esta especificación cubre ladrillos intencionados para albañilería estructural como para albañilería no-estructural donde la apariencia externa no es un requerimiento. Los ladrillos son unidades prismáticas disponibles en una variedad de tamaño, forma, texturas, y colores. La especificación no cubre ladrillos intencionados para usar como unidad de guarnición o donde la apariencia de la superficie es un requerimiento. Esta especificación no cubre ladrillos intencionados para pavimentación.
- Los requerimientos de propiedad de esta norma aplican al tiempo que se compra. El uso de resultados de prueba de ladrillos extraídos de estructuras de albañilería para determinar conformidad o no-conformidad de los requerimientos de propiedad de esta norma está más allá del alcance de esta norma.
- Los ladrillos son manufacturados de arcilla, esquisto o sustancias terrestres similares y sujeta a un tratamiento de calor a altas temperaturas. El tratamiento de calor debe desarrollar suficientes enlaces entre los constituyentes particulados para proveer la fuerza y durabilidad que requiere esta especificación.
- Los ladrillos pueden dársele forma durante la fabricación por moldeo, presión o extrusión, y el método de forma puede ser usado para describir el ladrillo.
- Los valores dados en unidades de pulgada-libra deben ser visto como la norma.

2. Grados o categorías

- Categoría clasifica los ladrillos acorde su resistencia al daño causado por congelación cuando está mojado. Tres categorías son cubiertas y requerimiento de categoría se muestra en la tabla 1.
- *Categoría SW*- Los ladrillos intencionados para el uso donde hay alta y resistencia uniforme al daño causado por congelamiento cíclico son deseados y donde el ladrillo pudo ser congelado cuando hay agua saturada.
- *Categoría MW*- Ladrillos que pueden ser usados donde la resistencia moderada al daño de congelación cíclica es permisible o donde el ladrillo puede estar húmedo pero no saturado con agua cuando la congelación ocurre.
- *Categoría NW*- Ladrillos con poca resistencia al daño de congelación cíclica pero que puede ser aceptable para aplicaciones de protección de absorción de agua y congelación.

3. Propiedades físicas

- *Apariencia-* Si a los ladrillos se les requiere que tenga un color en particular, textura, acabado, uniformidad, o límites en las grietas, alabeo u otras imperfecciones reducibles de la apariencia deberían ser obtenidas bajo otras especificaciones como C216.
- *Durabilidad-* El ladrillo debe acatar los requerimientos físicos para la categoría especificada, como está prescrita en la tabla 1. Para la fuerza compresiva requerida en la tabla 1. Probar la unidad con fuerza compresiva perpendicular a la superficie de la cama de la unidad, con la unidad en la posición estirada.
- A no ser de otra manera especificada por el comprador, ladrillos de categoría SW y MW debe de ser aceptadas en ves de la categoría NW, y categoría SW en ves de categoría MW. Cuando la categoría no es especificada, los requerimientos de la categoría SW son los que gobiernan.
- El coeficiente de saturación requerido debe de desistir dado que el promedio de absorción de agua helada de una prueba al azar de cinco ladrillos no exceda el 8%, no más de un ladrillo de la prueba exceda el 8% y la absorción de agua helada debe ser menor que el 10%.
- *Congelar y deshelar-* Los requerimientos especificados en la absorción de agua y el coeficiente de saturación deben de desistir dado que una prueba de cinco ladrillos, conociendo todos los otros requerimientos, pasando la prueba de congelar y deshelar descrita en la sección de rango o clasificación de procedimientos de congelar y deshelar del método de pruebas C67.
- *Requerimientos de desistimiento de absorción y coeficiente de saturación-* Si el ladrillo está intencionado para el uso a la intemperie donde el índice del clima es menor de 50 (véase la fig. 1), a menos de otra manera especificada, Los requerimientos dados anteriormente para la absorción del agua (5-h hirviendo) y para el coeficiente de saturación deben desistir y un promedio mínimo de fuerza es requerido de 2500 psi (17.2 Mpa) debe ser aplicada.
- *Fuerza-* cuando los ladrillos son requeridos a tener una fuerza mayor que la prescrita en la especificación, el comprador debe especificar la fuerza mínima.
- *Medida inicial de absorción (IRA)-* Los resultados de prueba para la medida inicial de absorción (IRA) deben de ser determinada en acuerdo con la sección 9 de Métodos de Prueba C67 y debe de ser proporcionada a petición del especificador o el comprador. IRA no es una condición cualificativa o propiedad de unidades en esta especificación. Está propiedad es medida de manera de asistir en la selección de morteros y manejo de material en el proceso de construcción. Vea la nota

NOTA- Medida inicial de absorción (succión)- Laboratorio e investigación de campo ambas han mostrado que fuertes y uniones socadas contra agua entre morteros y unidades de albañilería no son conseguidos por métodos de construcción ordinaria cuando las unidades postradas tienen una excesiva medida inicial de absorción. Morteros que han endurecido a causas de pérdida excesiva de mezclar agua a una unidad puede no tener contacto completo e íntimo con una segunda unidad, resultando una adhesión pobre, enlace incompleto, y uniones permeables de baja resistencia. La IRA de la unidad es determinada por el método de laboratorio descrito en la sección 9 del Método de Prueba C67. La IRA en el campo depende de la humedad contenida en la unidad de albañilería y es determinada conforme la sección 14 del Método de Prueba C67. Unidades teniendo un promedio de campo de IRA excediendo 30

g/min por 3 plg² deberían de tener su IRA reducido abajo los 30 g/min por 30 plg² antes de ponerlos. Pueden ser mojados inmediatamente antes de ponerlos, pero es preferible mojarlos bien de 3 a 24 hrs antes de ponerlos en uso así para darles tiempo de humedecer y se distribuya en toda la unidad.

TABLA 1 Requerimientos físicos

Saturación	Fuerza Compresiva mínima		Absorción máxima de agua		Coeficiente de	
	Area bruta, psi (mpa)		por 5-h hirviendo, %		Máxima	
Designación						
individual	Promedio de	individual	Promedio de	individual	Promedio de	
	5 ladrillos		5 ladrillos		5 ladrillos	
Categoría SW 0.80	3000 (20.7)	2500 (17.2)	17.2	20.0	0.78	
Categoría MW 0.90	2500 (15.2)	2200 (15.2)	22.0	25.0	0.88	
Categoría NW límite	1500 (10.3)	1250 (8.6)	sin límite	sin límite	sin límite	sin

4. TAMAÑO Y NUCLEO DEL LADRILLO

- *Tamaño-* El tamaño del ladrillo deberá ser especificado por el comprador. La variación máxima permisible en dimensiones de las unidades no debe exceder esas dadas en la tabla 3.
- *Núcleo del ladrillo-* A menos que de otra manera especificado en el recibo de orden, los ladrillos deben ser solidos o con núcleo a opción del vendedor. El area neta de la sección transversal del núcleo del ladrillo en cualquier plano paralelo a la superficie conteniendo el núcleo debe de ser al menos 75% del grosor del area de la sección transversal medida en el mismo plano. Ni una parte de cualquier hoyo debe ser menor que ¼ de plg de cualquier esquina del ladrillo.

TABLA 2 Recomendación Categórica para Orientación de Cara

Orientación	Índice Climático		
	menos que 50	50 a 500	500 y mayor
En superficies verticales:			
En contacto con la tierra	MW	SW	SW
No en contacto con la tierra	MW	SW	SW
En otras que no sean superficies verticales:			
En contacto con la tierra	SW	SW	SW
No en contacto con la tierra	MW	SW	SW

TABLA 3 Variación de dimensiones permisible

Dimensiones Especificas, plg. (mm)	Variación máxima permisible en dimensiones especificadas Más o menos, plg. (mm)
hasta 3 (76), plgcl	3/32 (2.4)
arriba de 3 a 4 (76 a 102), plgcl	1/8 (3.2)
arriba de 4 a 6 (102 a 152), plgcl	3/16 (4.8)
arriba de 6 a 8 (152 a 203), plgcl	1/4 (6.4)
arriba de 8 a 12 (203 a 305), plgcl	5/16 (7.9)
arriba de 12 a 16 (305 a 406), plgcl	3/8 (9.5)

- *Cuña, cruzamiento o zapo-* A menos que de otra manera especificado en el recibo de orden, una fachada del ladrillo puede tener una escotadura o un panel de zapo y sapos hondos. La escotadura o panel de zapo no excedera los 3/8 de plg. (9.5 mm) en profundidad y ninguna parte de la escotadura o panel de zapo sera menor que 3/4 de plg. (19.1mm) de cualquier orilla del ladrillo. En ladrillos que contengan sapos hondos, sapos más hondos que 3/8 de plg. (9.5 mm), en cualquier sección transversal entre los sapos hondos paralelos a la superficie que contiene los sapos hondos debe de cumplir los requerimientos de la durabilidad.

5. Muestra y Prueba

- Para propósitos de prueba, los ladrillos que son representantes del producto comercial debe de ser seleccionado por una persona competente seleccionado por el comprador, el lugar o lugares de selección debiera ser designado cuando la orden del comprador este lista. El producto o el comprador debiera proporcionar el espécimen de prueba sin ningún cargo.
- El ladrillo debiera ser probado y examinado de acuerdo al Método de Prueba C67.

Nota- Amenos que se especifique de otra manera en la orden de compra, el costo de la prueba es llevado como lo siguiente: si el resultado de la prueba muestra que el ladrillo no acata las especificaciones requeridas, el costo es tipicamente llevado por el vendedor. Si el resultado de la prueba muestra que cumple con las especificaciones requeridas, entonces el costo es tipicamente llevado por el comprador.

6. Inspección Visual

- El ladrillo, al ser llevado al sitio, debiera, por inspección visual, debiera acatar con las especificaciones requeridas por el comprador o por la prueba o por la prueba aprobada por la norma de comparación y la prueba aprobando la prueba para los requerimientos fisicos. Sangrías menores o grietas superficiales que no son parte del proceso de producción, o pequeñas astillas causado por método de manejo y envío, no deben de ser causantes para que el ladrillo no sea reprobado.
- El ladrillo debe de estar libre de defectos, deficiencias y de tratamiento superficial, incluyendo capas que pueden interferir con la puesta apropiada del ladrillo o invalidar significativamente la fuerza o el ejecutamiento de la construcción.

- A menos que se acuerde sobre entre el comprador y el vendedor, un envío de ladrillos no puede contener más del 5% de ladrillos quebrados.

ANEXO F: NORMA ASTM C – 67. NORMA DE MÉTODOS DE PRUEBA DE
ENSAYO Y PRUEBA DE LADRILLOS DE ARCILLA ESTRUCTURALES

NORMA ASTM C- 67

NORMA DE METODOS DE PRUEBA DE ENSAYO Y PRUEBA DE LADRILLOS DE ARCILLA ESTRUCTURALES

1. Alcance

- Estos métodos de pruebas cubren procedimientos para el ensayo y prueba de ladrillos y ladrillos de arcilla estructurales. Aunque no necesariamente es aplicable a todas las clases de unidades, la prueba incluye el módulo de ruptura, fuerza compresiva, absorción, coeficiente de saturación, efecto de congelar y deshelar, eflorescencia, medida inicial de absorción y determinación de peso, tamaño, encurvamiento, cambio de longitud, y área vacía.
- Esta norma no pretende dirigir todas los factores de seguridad, si hay alguno, asociado con el uso. Es la responsabilidad del usuario de esta norma establecer practicas saludables y de seguridad apropiadas y determinar la aplicabilidad de las limitaciones regulatorias antes de usarlas.

2. Terminología

- *Definiciones:*
Terminología E 6 y Terminología C 43 deberá ser aplicada a los términos usados en esta prueba de métodos.

3. Pruebas

- *Selección de prueba de muestra-* Para el propósito de estas pruebas, ladrillos enteros o unidades de albañilería deben de ser seleccionadas por el comprador o por el representante autorizado. Las muestras deberán ser representativas de un lote de unidades de las cuales serán seleccionada e incluyan muestras representativas de los rangos de colores, texturas y tamaño en la carga y debe estar libre de suciedad, lodo u otro material que no esté asociado con el proceso de producción.
- *Número de muestras:*
Ladrillos- Para el módulo de ruptura, fuerza compresiva, resistencia a la abrasión, y determinación a la absorción, por lo menos diez ladrillos será seleccionados por lotes de 1 000 000 de ladrillos o fracción. Pruebas adicionales pueden ser tomadas a discreción del comprador.
- *Ladrillos de arcilla estructurales-* Para la determinación del peso y para la fuerza compresiva y prueba de absorción, por lo menos cinco ladrillos deben de ser seleccionados de cada lote de 250 toneladas o fracción. Para lotes más grandes, cinco muestras adicionales deberán ser probadas por cada 500 toneladas o fracción. En ningún caso menos de cinco ladrillos serán tomados. Muestras adicionales pueden ser tomadas a discreción del comprador.

- *Identificación-* Toda muestra deberá ser marcada para que pueda ser identificada. Lo marcado no deberá cubrir más del 5% del área superficial de la muestra.
- *Determinación del Peso:*
 - *Secado-* Secar la muestra de prueba en un horno ventilado a 230 hasta 239°F (110 a 115°C) por no menos de 24 horas y hasta que dos pesadas sucesivas a intervalos de 2 horas muestren un incremento de pérdida de 0.2% de la última muestra pesada.
 - *Enfriamiento-* Después de secado, enfriar la muestra en un cuarto seco manteniendo una temperatura de 24+ o - 8°C, con una humedad relativa entre 30 y 70%. Guarde la unidad libre de cargas, sin amontonar, con espacios separados, por un periodo no menos de 4 horas. No use muestras que estén calientes al tacto para cualquier prueba que requiera una unidad seca.
 - Un método alternativo para enfriar la muestra hasta aproximadamente temperatura ambiente es: Guarde las unidades sin amontonar, con separaciones, en un cuarto ventilado por un periodo de 4 horas, con una corriente de aire de un ventilador de eléctrico por encima por 2 horas.
 - *Cálculos e informe:*
Calcular el peso por unidad de área de la muestra dividiendo el total del peso en libras por el área promedia en pies cuadrados de las dos caras de la unidad como están puestos en una pared.

Los resultados de los informes separados por cada unidad con el promedio de cinco unidades o más.

- *Remover la capa de silicona de cada unidad de ladrillo-* La capa de silicona que será removida por el proceso es cualquiera de las siliconas poliméricos orgánicos compuestos usados para capas de resistencia al agua en ladrillos. Calentar el ladrillo a 510°C en una atmósfera oxidante por un periodo no menos de tres horas. La razón de calentamiento no debe de exceder los 149°C por hora.

4. Modulo de Ruptura (prueba de flexión)

- *Muestra de Prueba-* La muestra de prueba deber consistir de unidades enteras y secas. Cinco de las muestras deberán ser probadas.
- *Procedimiento:*
Sostener la muestra de prueba plana a menos que sea indicado de otra forma extendida aproximadamente a 25.4 mm menos que la longitud de unidad básica y cargado a media extensión. Si la muestra tiene encaje o rebajada ponerlas de modo que él encaja este en el lado de la compresión. Aplique la carga a la superficie superior de la muestra por medio de una placa de acero de 6.35 mm en grosor y de 38.10 mm de ancho y de largo por lo menos el ancho de la muestra.

Asegúrese que los soportes de la muestra de prueba estén libres de rotar en la dirección longitudinal y transversal de la muestra de prueba y ajústelos para que ellos no ejerzan ninguna fuerza en estas direcciones.

Velocidad de prueba- La razón de carga no deberá exceder los 8896 N/min. Pero estos requerimientos podrían ser considerados si al encontrarse la velocidad de la cabecera de movimiento de la máquina de prueba inmediatamente antes de aplicar la carga no es más de 1.27 mm/min.

- *Cálculos e informe:*

Calcular el módulo de ruptura de cada muestra como lo siguiente:

$$S = 3W(l/2 - x)/bd^2$$

Donde:

S = módulo de ruptura de la muestra al plano de falla, Pa.

W = máxima carga indicada por la máquina de prueba, N.

l = distancia entre sostenedores, mm.

b = ancho neto, de la prueba en el plano de falla mm, y

x = distancia promedio desde la media extensión de la muestra hasta el plano de falla medido desde la dirección de la extensión a lo largo de la línea central de la superficie de la cama sujeta a tensión, mm.

El informe de promedio del módulo de ruptura determina, de todas las muestras probadas el módulo de ruptura del lote.

5. Fuerza Compresiva

- *Muestra de prueba:*

Ladrillo- La muestra de prueba consistirá de medio ladrillo seco, la estatura entera y el ancho de la unidad, con una longitud igual a una mitad del largo entero de una unidad, 25.4 mm, excepto como está descrito abajo. Si la muestra de prueba, descrita arriba, excede la capacidad de la máquina, la muestra de prueba deberá consistir de pedazos secos de ladrillo, estatura entera y ancho de la unidad, con una longitud no menos de un cuarto de un cuarto de la longitud de una unidad entera, y con un área de sección transversal perpendicular al soporte no menos de 90.3 cm². La muestra deberá ser obtenida por un método que producirá, sin tambalear o rajar, una muestra con aproximadamente orillas planas y paralelas. Cinco muestras deberán ser probadas.

Ladrillo estructural de arcilla- Pruebe cinco muestra de ladrillos secos en una cama de apoyo igual al ancho, 25.4 mm; o pruebe unidades enteras.

- *Cubriendo muestras de pruebas:*

Toda muestra deberá estar seca y fría antes de que cualquier porción del procedimiento de cubierta se lleve a cabo.

Si la superficie la cual será la superficie de apoyo durante la prueba de compresión esta rebaja o paneleada, llene la depresión con un mortero compuesto de una parte por peso de cemento de rápido endurecimiento y dos partes por peso de arena. Deje la muestra por lo menos 48 horas antes de

recubrir las. Donde la rebajada exceda 12.7 mm, use un ladrillo o una tajada de ladrillo o placa de metal como relleno. Recubra las muestras de prueba con cualquiera de los siguientes procedimientos.

Cubierta Gypsum- Cubrir las superficies opuestas de apoyo de cada muestra con shellac y deje que se seque bien. Acueste una de las superficies cubiertas con shellac de la muestra en una capa delgada de gypsum calcinado que a sido tendido en un contenedor que no absorbe el aceite, como el vidrio. La placa del molde de la superficie deberá ser plana entre 0.076 mm en 406.4 mm y suficientemente rígida; y así apoyada para que no sea desviada durante la operación de cubrimiento. Dele una capa delgada de aceite u otro material adecuado. Repita este proceso con las otras superficies cubiertas de shellac. Tenga cuidado con el apoyo opuesto en la superficie por que se formará aproximadamente paralelo y perpendicular al eje vertical de la muestra y el grueso de las tapas van hacer aproximadamente la misma y no excediendo 3.18 mm, Deje las tapaderas por lo menos 24 horas antes de probar la muestra.

Cubrimiento de llenado de azufre- Use una mezcla conteniendo 40 a 60% en peso de azufre, lo sobrante que sea arcilla quemada u otro material inerte adecuado pasando un tamiz número 150µm con o sin plastificante. Los requerimientos de la placa del molde superficial son descritos en el *cubrimiento gypsum*. Ponga cuatro barras cuadradas de acero de 25.4mm en la superficie de la placa para que forme un molde rectangular de aproximadamente 12.7 mm mayor en cualquier dimensión interior de la muestra. Caliente la mezcla de azufre en una hoya controlada termostáticamente a una temperatura suficiente para poder mantener fluidez por un período razonable de tiempo después de tener contacto con la superficie que está siendo cubierta. Tenga cuidado con prevenir el sobre calentamiento, y mueva él liquido en la hoya antes de usarlo. Llene el molde a una profundidad de 6.35 mm con el material de azufre derretido. Ponga la superficie de la unidad que va hacer cubierta rápida en él liquido, y agarre la muestra tal que el eje vertical este en un ángulo derecho a la superficie cubierta. El grosor de las tapas deberá ser aproximadamente el mismo. Deje que la unida se solidifique completamente. Deje que las tapas se enfrien por lo menos 2 horas antes de probar la muestra.

- *Procedimientos:*

Prueba de muestra de ladrillo acostado (eso es, la carga será aplicada en dirección a la profundidad del ladrillo). Pruebe la muestra de ladrillo estructural de arcilla en una posición tal que la carga se aplique en la misma dirección del servicio. Centre la muestra bajo apoyos esféricos entre 1.59 mm.

El apoyo superior será un asiento esférico, un bloque de metal duro firmemente agarrada en el centro de la cabeza superior de la maquina. El centro de la esfera será acostada al centro de la superficie del bloque en contacto con la muestra. El bloque será sostenido en el asiento esférico, pero será libre de moverse en cualquier dirección, y perímetro debe de tener por lo menos 6.35 mm de espacio de la cabeza para que permita a las muestras que tengan unos apoyos que no sean

paralelos. El diámetro de la superficie de apoyo será por lo menos 127.00 mm. Use un bloque de metal de apoyo debajo de la muestra para minimizar el desgaste de la parte inferior de la maquina. El bloque de superficie de apoyo intencionado para el contacto de la muestra deberá tener una dureza no menos de HB 620. Estas superficies no podrán separarse de la superficie plana por más de 0.03 mm. Cuando el área de apoyo del bloque de apoyo esférico no es suficiente para cubrir el área de la muestra, ponga una placa de acero con superficie maquinada a placas verdaderas entre 0.03 mm, y con un grosor igual a un tercio de la distancia de la orilla del apoyo esférico hasta la esquina más distante entre el bloque de apoyo esférico y la muestra cubierta.

Velocidad de Prueba- Aplique la carga, hasta la mitad de la carga máxima esperada, a cualquier proporción conveniente, después ajuste los controles de la maquina para que la carga restante a una razón uniforme en no menos de 1 o 2 minutos.

- *Cálculos e informe:*

Calcular la fuerza compresiva de cada muestra como la siguiente:

Fuerza compresiva, $C = W/A$

Donde:

C = Fuerza compresiva de la muestra, kg/cm².

W = carga máxima, kgf, indicado por la maquina de prueba y

A = el promedio del área de la superficie superior e inferior de la muestra, cm².

6. Absorción

- *Precisión y pesos:*

Ladrillo- La pesa o balanza debe de tener una capacidad de no menos de 2000 g, y debe de ser sensible a 0.5 g.

Teja- La balanza usada debe de ser sensible a 0.2% del peso de la muestra más pequeña.

- *Muestra de Prueba:*

Ladrillo- La muestra de prueba debe consistir de medio ladrillo que cumpla todos los requerimientos. Cinco muestras deben de ser probadas.

Teja- La muestra para la prueba de absorción debe consistir de cinco tejas o de tres pedazos representativos de cada una de las cinco tejas. Si pedazos pequeños son usados, tome dos de la concha y uno del enrejado interior, el peso de cada pedazo debe de ser de no menos de 227 g. Las pruebas deben de haber sido limpiadas de las astillas de las orillas y, si han sido tomadas de tejas que han estado sometidas a pruebas de fuerza, la muestra debe de estar libre de quebraduras por que causara falla en una compresión.

- *Prueba de sumersión de 5 a 24 horas:*

Procedimiento:

Muestras de prueba secas y frías y con un cierto peso cada una.

Saturación- Sumerja la muestra seca y fría sin haber sido, preliminarmente sumergida, en agua limpia de 15.5 a 30°C por el tiempo especificado. Remover la muestra, limpie el agua de la superficie con una franela húmeda y pese la muestra. Complete de pesar las otras muestras dentro de 5 minutos después de remover la muestra del agua.

Cálculos e Informe:

Calcule la absorción de cada muestra como lo siguiente:

$$\text{Absorción, \%} = 100(W_s - W_d)/W_d$$

Donde:

W_d = El peso de la muestra seca, y

W_s = El peso saturado de la muestra después de sumérgela en agua fría.

Informe el promedio de absorción de todas las muestras de prueba como la Absorción del lote

- *Prueba de hervir de 1, 2 y 5 horas:*

Prueba de muestra- Las muestras de prueba deben de ser las mismas de la prueba de 5 y 24 horas de agua fría y serán usadas en estado de saturación para completar la prueba.

Procedimiento- Regrese la muestra que ha sido tratada con agua fría al agua, y sujétela a la prueba de hervir.

Sumerja la muestra en agua limpia de 15.5 a 30°C de tal manera que circule libremente en todos los lados de la muestra. Caliente el agua hasta hervir, dentro de 1 hora, continúe hirviendo hasta un tiempo determinado, y luego dejen que se enfríe de 15.5 a 30°C por pérdida natural de calor. Mueva la muestra, limpie la superficie de la muestra con una franela húmeda y pese la muestra. Complete de pesar las muestras dentro de un tiempo de 5 minutos después de haber quitado las muestra del agua.

Si el tanque está equipado con un drenaje para que el agua a la temperatura adecuada pueda pasar por el tanque continuamente y a tal razón que un cambio completo de agua tome lugar en menos de 2 minutos, pese las muestras después de una hora.

Cálculos e informe:

Calcule la absorción de cada muestra como sigue:

$$\text{Absorción, \%} = 100(W_b - W_d)/W_d$$

Donde:

W_d = el peso de la muestra seca, y

W_b = peso saturado de la muestra después de ser sumergida en agua hirviendo.

Informe el promedio de absorción de todas las muestras probadas como la absorción del lote.

Coeficiente de saturación: Calcule el coeficiente de saturación de cada una de las muestras como sigue:

$$\text{Coeficiente de saturación} = \frac{W_{s2} - W_d}{W_{bs} - W_d}$$

Donde:

W_d = peso de la muestra seca,

W_{s2} = peso saturado de la muestra después de 24 horas sumergida en agua fría, y

W_{bs} = peso saturado de la muestra después de 5 horas sumergida en agua caliente.

ANEXO G: LAMINAS DE ELEMENTOS