



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MECATRÓNICA**

TEMA:

**MÁQUINA VIBRADORA PARA FABRICAR POSTES DE
HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL**

AUTOR: JAIME RODRIGO CARLOSAMA MORA

DIRECTOR: ING. JAIME AGUAS

IBARRA – ECUADOR

JULIO 2013



CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente Trabajo de Grado “MÁQUINA VIBRADORA PARA FABRICAR POSTES DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL”, fue desarrollado por el egresado Jaime Rodrigo Carlosama Mora, bajo mi supervisión, lo cual certifico en honor a la verdad.

Ing. Jaime Aguas

DIRECTOR



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE dentro del proyecto Repositorio Digital determina la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DEL CONTACTO	
Cédula de identidad	100356062-8
Apellidos y Nombres	Carlosama Mora Jaime Rodrigo
Email	mecatronica_carlosama@hotmail.com
Teléfono Fijo	062658228
Teléfono Móvil	0982597459
DATOS DE LA OBRA	
Título	MÁQUINA VIBRADORA PARA FABRICAR POSTES DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL
Autor	Carlosama Mora Jaime Rodrigo
Fecha	18 de julio de 2013
Programa	Pregrado
Título por el que aspira	Ingeniero en Mecatrónica

2. AUTORIZACIÓN USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, **Carlosama Mora Jaime Rodrigo**, con cédula de identidad N°.100356062-8, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en forma digital y autorizo a la universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad de material y como apoyo a la educación, investigación y extensión, en concordancia con la Ley de educación Superior Artículo 143.



CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, **Carlosama Mora Jaime Rodrigo**, con cédula de identidad N°. 100356062-8, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, Artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor del trabajo de grado denominado: “ MÁQUINA VIBRADORA PARA FABRICAR POSTES DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL”, que ha sido desarrollado para optar por el título de **Ingeniero en Mecatrónica**, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En mi calidad de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en el formato impreso y digital a la biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Firma

Nombre: Carlosama Mora Jaime Rodrigo

Cédula: 100356062-8

Ibarra, 18 de Julio del 2013



DECLARACIÓN

Yo, Jaime Rodrigo Carlosama Mora declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que este no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Jaime Rodrigo Carlosama Mora

C.I. 100356062-8

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a las siguientes personas:

A mi padre Wilson por todos los valores que supo inculcarme, mismos que empleados en mi vida académica fueron pilares fundamentales para mi realización profesional.

A mi madre Clara por su incondicional apoyo a lo largo de toda mi formación académica.

A mis hermanos Edwin, Andrés, Janeth y Maribel por enseñarme que una familia unida puede contra cualquier adversidad de la vida.

A mis amigos(as) Verónica, Johanna, Anita, Jessica, Karen, Diego, Alexis, Byron, Edison, Edwin, Ernesto, Héctor, Jefferson, Jorge, Lenin, Luis y Yandry, por su apoyo y por todos los momentos gratos e inolvidables que vivimos juntos en la Universidad.

AGRADECIMIENTO

Quiero en primera instancia agradecer a mis padres Clara y Wilson, por todo su apoyo y amor incondicional.

A mi hermano Andrés por siempre haber sido mi modelo de hermano e hijo a seguir y por todo el apoyo que me ha brindado en cada paso de mi vida.

A mis hermanas Janeth y Maribel por toda la paciencia, comprensión y amor que me han dado.

En mi vida solo he llegado a admirar a dos grandes mentes creativas, una de esas es la de Nikola Tesla y la otra es la de Edwin Carlosama.

Gracias mi hermano por enseñarme hacer de las cosas difíciles algo fácil y de las cosas imposibles algo difícil. Y además quiero darte las gracias por enseñarme a que por más extravagante que parezca una idea, si es posible imaginarla, es posible hacerla.

Además quiero agradecer a mi director del proyecto el Ing. Jaime Aguas por su reconocida labor como docente y su valiosísima guía para culminar el presente trabajo de grado.

Y finalmente a la Universidad Técnica del Norte por brindarme todas las herramientas necesarias para hacer de mí un profesional capaz en mi área de estudio.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	Pág.
CAPÍTULO 1	1
ANTECEDENTES	1
1.1 INTRODUCCIÓN A LOS PREFABRICADOS DE HORMIGÓN ARMADO	1
1.1.1 Inicios de los prefabricados	1
1.1.2 Evolución de los prefabricados de hormigón armado	2
1.2 EL HORMIGÓN ARMADO	3
1.2.1 Definiciones básicas	3
1.2.2 Características de los elementos básicos del hormigón armado	5
1.2.2.1 Cemento	5
1.2.2.2 Áridos	5
1.2.2.3 El agua	5
1.2.2.4 Varillas corrugadas de acero	6
1.2.2.4.1 Empresas que fabrica las varillas corrugadas de acero en el Ecuador	6
1.2.2.5 Los aditivos	7
1.2.3 La consistencia del hormigón	8
1.3 MAQUINARIA PARA PREFABRICADOS DE HORMIGÓN	9
1.3.1 Estructura de la máquina	10
1.3.2 Molde	10
1.3.3 Sistema de vibración	11
1.3.4 Sistema complementario de compresión del hormigón	11
1.3.5 Sistema de evacuación	12
1.3.6 Medios de transporte del prefabricado	12
1.3.6.1 Transporte Manual	12
1.3.6.2 Transporte utilizando un coche	13
1.3.7 Ventajas de la utilización de máquinas para elaborar prefabricados de hormigón.	13
1.4 PROCESO ARTESANAL DE FABRICACIÓN DEL POSTE DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL	13

1.4.1	Introducción	13
1.4.1.1	Artefactos para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral existentes en el Ecuador.	15
1.4.1.2	Moldes de madera	15
1.4.1.2.1	Ventajas	15
1.4.1.2.2	Desventajas	16
1.4.1.3	Moldes de Acero	16
1.4.1.3.1	Ventajas	17
1.4.1.3.2	Desventajas	17
1.4.2	Elaboración de las armaduras de acero	18
1.4.3	Armado de los moldes de acero	18
1.4.4	Dosificación	19
1.4.5	Mezclado	20
1.4.6	Moldeado	20
1.4.7	Fraguado	21
1.4.8	Curado	22
1.4.9	Secado y almacenamiento	23
1.4.10	Ventajas de los postes de hormigón armado para alambrado perimetral sobre los postes de madera.	23
1.5	TIPOS DE CERCAS ELABORADAS CON POSTES DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL.	24
1.5.1	Cerco olímpico.	24
1.5.2	Cerco olímpico con zócalo	24
1.5.3	Cerco con punta de diamante	25
1.5.4	Tapiales pre moldeados	26
1.5.5	Cerco rural	27
	CAPÍTULO 2	28
	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA	28
2.1	INTRODUCCIÓN	28
2.2	MATERIALES	28
2.2.1	Normas y códigos	29
2.2.2	Perfiles Estructurales	30

2.2.2.1 Correas “G”	31
2.2.2.2 Canales “U”	32
2.2.2.3 Omega	32
2.2.2.4 Canales UV	33
2.2.2.5 Ángulos “L” doblado	34
2.2.2.6. Ángulos L	34
2.2.3 Selección de Materiales	35
2.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA	36
2.3.1 Diseños de estructuras de máquinas para prefabricados	37
2.3.1.1 Estructura de la máquina de bloque vibro prensado	37
2.3.1.2 Estructura de la máquina de bloque vibrado	38
2.3.2 Diseño de la estructura de la máquina utilizando CAD Inventor Profesional	39
2.3.2.1 Construcción de la estructura en el CAD Inventor Profesional	40
2.3.2.1.1 Especificaciones Técnicas de la Estructura	40
2.3.2.1.1.1 Material utilizado	40
2.3.2.1.1.2 Procesos aplicados para la construcción	40
2.3.2.1.1.3 Dimensiones	40
2.3.2.1.2 Estructura construida con CAD Inventor Profesional	40
2.3.2.2 Análisis de estructura	41
2.3.2.2.1 Análisis de la estructura con carga	41
2.4 ANÁLISIS DE ESFUERZOS	44
2.4.1 Análisis de esfuerzos en la estructura	44
2.4.1.1 Diseño a carga estática del molde	44
2.4.1.2 Diseño utilizando el simulador de análisis de esfuerzos del CAD Inventor Profesional.	45
2.5 FACTOR DE SEGURIDAD	48
2.5.1 Cálculo del FDS	49
2.5.2 Cálculo del FDS utilizando el CAD Inventor Profesional	49
2.6 CONSTRUCCIÓN	50
CAPÍTULO 3.	53
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE VIBRACIÓN	53
3.1 INTRODUCCIÓN	53

3.1.1 Molde de la máquina	53
3.1.1.1 Selección de la forma del molde	54
3.1.2 Diseño en 3D del molde de la máquina utilizando CAD Inventor Profesional.	55
3.1.3 Ventajas del molde de la máquina	55
3.1.4 Parámetros para la vibración del molde de la máquina	56
3.2 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE VIBRACIÓN	57
3.2.1 Análisis matemático del movimiento producido por la vibración de las masas excéntricas	57
3.2.1.1 Diseño del resorte utilizando CAD Inventor Profesional	60
3.2.1.2 Cálculo de F_0	62
3.2.2 Diseño inicial de la excéntrica	63
3.2.2.1 Cálculo de la altura (q) del disco de acero del que se formará la excéntrica.	64
3.2.3 Cálculo de la potencia para el motor del sistema de vibración	66
3.2.4 Sistema de transmisión de potencia por bandas	69
3.2.4.1 Características del motor	69
3.2.4.2 Características de la excéntrica	70
3.2.4.3 Determinación de las dimensiones de las poleas	70
3.2.4.4 Cálculo de la longitud de la banda	71
3.2.4.5 Cálculo de la velocidad de la banda	71
3.2.4.6 Cálculo de la diferencia de fuerzas en el lado tenso y flojo en la geometría de la transmisión por bandas	72
3.2.5 Diseño del eje	73
3.2.5.1 Cálculo del torque del motor (T_m)	74
3.2.5.2 Diseño del eje en el CAD Inventor Profesional	75
3.2.6 Diseño final de la masa excéntrica	82
3.2.7 Selección de las chumaceras o cojinetes	84
3.2.7.1 Cálculo de la vida útil (L_n) de los rodamientos montados	85
3.3 MATERIALES	88
3.3.1 Materiales utilizados en la construcción del molde de la máquina	88
3.3.1.1 Perfiles Laminados	88
3.3.1.1.1 Platinas	88
3.3.1.1.2 Varilla cuadrada lisa	89

3.3.1.1.3 Varilla redonda lisa	90
3.3.1.2 Perfiles Estructurales	91
3.3.1.3 Tubería para vapor cédula 80	92
3.3.2 Materiales utilizados en la construcción del sistema mecánico de vibración de la máquina	93
3.3.2.1 Eje de acero de transmisión	93
3.3.2.2 Perfiles estructurales	94
3.4 ANÁLISIS DE ESFUERZOS	95
3.4.1 Análisis de esfuerzos del molde	95
3.4.1.1 Diseño a carga estática del molde	95
3.4.1.2 Diseño del molde utilizando el simulador de análisis de esfuerzos del CAD Inventor Profesional.	97
3.4.2 Análisis de esfuerzos del sistema mecánico de vibración	99
3.4.2.1 Diseño a carga estática del sistema mecánico de vibración	99
3.4.2.2 Diseño del sistema mecánico de vibración utilizando el simulador de análisis de esfuerzos del CAD Inventor Profesional.	100
3.5 FACTOR DE SEGURIDAD (FDS)	104
3.5.1 Cálculo del FDS del molde de la máquina	104
3.5.2 Cálculo del FDS del molde utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional.	104
3.5.3 Cálculo del FDS del sistema mecánico de vibración de la máquina	105
3.5.4 Cálculo del FDS del sistema mecánico de vibración utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional.	105
3.5.5 Diseño a carga dinámica del eje para calcular el FDS real del sistema mecánico de vibración.	106
3.6 CONSTRUCCION	110
3.6.1 Especificaciones Técnicas del Molde	110
3.6.1.1 Material utilizado	110
3.6.1.2 Procesos aplicados para la construcción	110
3.6.1.3 Dimensiones	110
3.6.2 Especificaciones Técnicas del Sistema mecánico de vibración	110
3.6.2.1 Material utilizado	110

3.6.2.2 Procesos aplicados para la construcción	111
3.6.2.3 Dimensiones	111
3.6.3 Construcción del sistema mecánico de vibración y el molde	111
CAPÍTULO 4	113
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE EVACUACIÓN	113
4.1 INTRODUCCIÓN	113
4.2 MATERIALES	113
4.2.1 Especificaciones de los materiales a utilizar	114
4.2.1.1 Perfiles laminados	115
4.2.1.2 Perfiles estructurales	115
4.2.1.3 Eje de acero de transmisión	116
4.2.1.4 Tubería para vapor cédula 80	116
4.3 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE EVACUACIÓN DEL POSTE	116
4.3.1 El mecanismo de cuatro barras	116
4.3.2 Dimensionamiento de los elementos del mecanismo	117
4.3.3 Cálculos del eslabón principal del mecanismo de desmolde	119
4.3.3.1 Cálculo de las velocidades	119
4.3.3.1.1 Calculo de la velocidad V_D	120
4.3.3.2 Cálculo de las aceleraciones	121
4.3.4 Cálculo de la fuerza de desmolde	123
4.4 ANÁLISIS DE ESFUERZOS	126
4.4.1 Diseño del eslabón BC	126
4.4.1.1 Diseño a carga estática	126
4.4.1.1.1 Diseño a carga estática utilizando el simulador de esfuerzos del CAD Inventor Profesional	130
4.4.1.2 Diseño a carga dinámica	132
4.4.2 Diseño del eslabón CD	135
4.4.2.1 Diseño a carga estática	136
4.4.2.1.1 Diseño a carga estática utilizando el simulador de esfuerzos del CAD Inventor Profesional	139
4.4.2.2 Diseño a carga dinámica	141
4.5 FACTOR DE SEGURIDAD	144

4.5.1 Cálculo del FDS del eslabón BC utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional.	144
4.5.2 Cálculo del FDS del eslabón CD utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional.	145
4.6 CONSTRUCCIÓN	146
4.6.1 Especificaciones Técnicas del Molde	146
4.6.1.1 Material utilizado	146
4.6.1.2 Procesos aplicados para la construcción	147
4.6.1.3 Dimensiones	147
4.6.2 Construcción del sistema mecánico de evacuación del poste	147
CAPÍTULO 5	149
IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS	149
5.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA VIBRADORA	149
5.2 PRUEBAS	149
5.2.1 Dimensionamiento de la columna o armadura de acero	149
5.2.2 La consistencia del hormigón	151
5.2.3 El tiempo de funcionamiento del sistema mecánico de vibración	151
5.2.4 El funcionamiento del sistema mecánico de evacuación	152
5.2.5 La manipulación del poste	152
5.2.6 La resistencia mecánica del poste a la aplicación de cargas externas	153
5.2.7 La dureza del poste utilizando la prueba del paso del alambre de púas por los orificios del mismo	155
5.3 COMPARACIÓN DEL TIEMPO DE FABRICACIÓN DEL POSTE DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL, ENTRE EL USO DE LA MÁQUINA Y EL USO DE MOLDES DE ACERO	157
5.4 RESULTADOS	158
5.5 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA REALIZACIÓN DEL TRABAJO DE GRADO	159
5.5.1 Costo de los materiales	159
5.5.2 Costos de fabricación	161
5.5.3 Costos de Diseño (Cd)	162
5.5.4 Costos de Improvistos (Ci)	163
5.5.5 Costo total 1 de la máquina	163

5.5.6 Costos de investigación y Papelería (Cip)	163
5.5.7 Costo total de la realización del Trabajo de grado (CT)	163
CAPÍTULO 6	164
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	164
6.1 CONCLUSIONES	164
6.2 RECOMENDACIONES	165
6.3 RECOMENDACIONES PARA FUTURAS INVESTIGACIONES	165
BIBLIOGRAFÍA	167
ANEXOS	

INDICE DE FOTOGRAFÍAS

	Pág.
Fotografía 1.1. Pirámide de Egipto	2
Fotografía 1.2 Estructura de la máquina	10
Fotografía 1.3 Molde de la máquina	10
Fotografía 1.4 Sistema de vibración de la máquina	11
Fotografía 1.5 Sistema complementario de compresión del hormigón	11
Fotografía 1.6 Sistema de evacuación del prefabricado	12
Fotografía 1.7 Coche transportador	13
Fotografía 1.8 Cerca de un terreno con postes de hormigón armado para alambrado perimetral.	14
Fotografía 1.9 Cerca de una casa con postes de hormigón armado para alambrado perimetral.	14
Fotografía 1.10 Molde se acero para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral.	17
Fotografía 1.11 Elaboración de las columnas	18
Fotografía 1.12 Armado de los moldes de acero	18
Fotografía 1.13 Dosificación de los materiales	19
Fotografía 1.14 Mezclado manual de los materiales	20
Fotografía 1.15 Hormigón preparado.	20
Fotografía 1.16 Moldeado de los postes.	21
Fotografía 1.17 Fraguado de los postes	22
Fotografía 1.18 Curado de los postes	22
Fotografía 1.19 Secado y almacenamiento de los postes	23
Fotografía 1.20 Cerco olímpico	24
Fotografía 1.21 Cerco olímpico con zócalo de loza.	25
Fotografía 1.22 Cerco olímpico con zócalo de bloque hueco de hormigón.	25
Fotografía 1.23 Cerco punta de diamante.	26
Fotografía 1.24 tapiales pre moldeados.	26
Fotografía 1.25 Cerco rural.	27

Fotografía 2.1 Estructura de maquinaria para prefabricados	36
Fotografía 2.2 Estructura de la máquina de bloque vibro prensado	37
Fotografía 2.3 Estructura de la máquina de bloque vibrado	38
Fotografía 2.4 Proceso de medición y corte	50
Fotografía 2.5 Proceso de armado de las partes de la estructura	51
Fotografía 2.6 Proceso de soldadura eléctrica de las partes que componen la Estructura	51
Fotografía 2.7 Soporte lateral derecho	51
Fotografía 2.8 Proceso de armado de la estructura mediante soldadura eléctrica	52
Fotografía 2.9 Estructura de la máquina	52
Fotografía 3.1 Postes rectos de hormigón armado para alambrado perimetral	54
Fotografía 3.2 Postes con codo de hormigón armado para alambrado perimetral	54
Fotografía 3.3 Resortes utilizados en la maquinaria para prefabricados	60
Fotografía 3.4 Construcción inicial del molde con su respectivo sistema mecánico de vibración	111
Fotografía 3.5 Construcción final del molde con su respectivo sistema mecánico de vibración	112
Fotografía 4.1 Sistema mecánico de evacuación de una máquina de bloque vibrado.	114
Fotografía 4.2 Construcción del sistema mecánico de evacuación del poste	147
Fotografía 4.3 Funcionamiento del sistema mecánico de evacuación del poste.	148
Fotografía 5.1 Construcción de la armadura	150
Fotografía 5.2 Colocación de la armadura en el interior del molde de la máquina	150
Fotografía 5.3 Poste antes de realizarle la prueba de resistencia mecánica	153
Fotografía 5.4 Poste después de realizarle la prueba de resistencia mecánica	154
Fotografía 5.5 Poste antes de realizarle la prueba de resistencia mecánica	154
Fotografía 5.6 Poste después de realizarle la prueba de resistencia mecánica	155
Fotografía 5.7 Orificio del poste fabricado en moldes de acero, después del paso del alambre de púas	156
Fotografía 5.8 Orificio del poste fabricado en la máquina, después del paso del alambre de púas	156
Fotografía 5.9 Alambrado perimetral con los postes fabricados en la máquina	157

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1. Cono de Abrams	8
Figura 1.2 Moldes de madera para fabricar Postes de hormigón armado para alambrado.	15
Figura 2.1 Correa “G”	31
Figura 2.2 Canales U	32
Figura 2.3 Omega	33
Figura 2.4 Canales UV	33
Figura 2.5 Ángulo “L” doblado	34
Figura 2.6 Ángulo	39
Figura 2.7 Dimensiones y vista en perspectiva isométrica del Poste de Hormigón Armado.	39
Figura 2.8 Estructura de la máquina diseñada en CAD Inventor Profesional	41
Figura 2.9 Asignación de las fuerzas actuantes sobre la estructura	42
Figura 2.10 Análisis de la estructura con carga	42
Figura 2.11 Resumen de los datos de la simulación del análisis de la estructura con carga.	43
Figura 2.12 Análisis del Esfuerzo de Von Misses	46
Figura 2.13 Acercamiento del Análisis del Esfuerzo de Von Misses	47
Figura 2.14 Resumen de los datos de la simulación del análisis del esfuerzo de Von Mises	48
Figura 2.15 Análisis del Factor de seguridad de la estructura de la máquina.	49
Figura 2.16 Estructura de la máquina en CAD Inventor Profesional.	52
Figura 3.1 Molde de la máquina con su respectiva platina base.	55
Figura 3.2 Descripción del Sistema Mecánico de Vibración	57
Figura 3.3 Esquema del Sistema de Vibración	58
Figura 3.4 Esquema simplificado del Sistema de Vibración	58
Figura 3.5 Diseño del resorte en CAD Inventor Profesional	62
Figura 3.6 Resorte en CAD Inventor Profesional	62

Figura 3.7 Parámetros geométricos de la masa excéntrica	63
Figura 3.8 Esquema de la distribución de las fuerzas actuantes sobre el eje	73
Figura 3.9 Esquema de la distribución de las fuerzas radiales actuantes sobre el eje diseñado en CAD Inventor Profesional.	75
Figura 3.10 Esquema de la distribución de los torques actuantes sobre el eje diseñado en CAD Inventor Profesional.	75
Figura 3.11 Diagrama de la fuerza de corte en el Plano YZ	76
Figura 3.12 Diagrama del Momento Flector en el Plano YZ	76
Figura 3.13 Diagrama del diámetro ideal que debe tener el eje	81
Figura 3.14 Diseño del eje en CAD Inventor Profesional.	82
Figura 3.15 Diseño de la excéntrica en CAD Inventor Profesional.	83
Figura 3.16 Chumacera en CAD Inventor Profesional.	87
Figura 3.17 Platina	89
Figura 3.18 Varilla cuadrada lisa	90
Figura 3.19 Varilla redonda lisa	91
Figura 3.20 Cédula 80	92
Figura 3.21 Eje de acero de transmisión	94
Figura 3.22 Esquema de la sección de análisis para el cálculo del esfuerzo de Von Mises	96
Figura 3.23 Asignación de la fuerza F_{cm2} en la sección de la platina seleccionada	98
Figura 3.24 Análisis del esfuerzo Von Misses presente en el molde	98
Figura 3.25 Aplicación de fuerzas al sistema mecánico de vibración	101
Figura 3.26 Análisis del esfuerzo de Von Misses	101
Figura 3.27 Análisis del desplazamiento	102
Figura 3.28 Resumen de los datos de la simulación del análisis del esfuerzo de Von Mises del molde de la máquina	103
Figura 3.29 Análisis del Factor de seguridad del molde de la máquina.	104
Figura 3.30 Análisis del Factor de seguridad del sistema de vibración.	105
Figura 3.31 Diagrama de la relación esfuerzo-tiempo para un esfuerzo repetido	108
Figura 4.1 Sistema mecánico de evacuación del poste diseñado en el CAD Inventor Profesional	115
Figura 4.2 Diseño en el CAD Inventor Profesional del Sistema mecánico	

de evacuación del poste acoplado a la estructura de la máquina	115
Figura 4.3 Diagrama del mecanismo de desmolde del poste	117
Figura 4.4 Diagrama del deslizador lineal eslabón 4 del punto D al E.	118
Figura 4.5 Esquema del recorrido del deslizador lineal para evacuar el poste	118
Figura 4.6 Esquema de la trayectoria de los eslabones	119
Figura 4.7 Diagrama de velocidades	121
Figura 4.8 Diagrama de aceleraciones	122
Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas actuantes sobre el molde de la máquina	123
Figura 4.10 Diagrama de la palanca de primer género formada por los eslabones 1 y 2	124
Figura 4.11 Diagrama de la fuerza actuante sobre el eslabón BC	127
Figura 4.12 Sección transversal del eslabón BC	128
Figura 4.13 Simulación del esfuerzo de Von Mises presente en el eslabón BC utilizando el CAD Inventor Profesional.	130
Figura 4.14 Resumen de los datos de la simulación del análisis del esfuerzo de De Von Mses del eslabón BC	131
Figura 4.15 Discontinuidad del eslabón BC	133
Figura 4.16 Diagrama de la fuerza actuante sobre el eslabón CD	136
Figura 4.17 Sección transversal del eslabón CD	137
Figura 4.18 Simulación del esfuerzo de Von Mises presente en el eslabón CD utilizando el CAD Inventor Profesional.	139
Figura 4.19 Resumen de los datos de la simulación del análisis del esfuerzo de De Von Mses del eslabón CD	140
Figura 4.20 Discontinuidad del eslabón CD	142
Figura 4.21 Simulación del FDS presente en el eslabón BC utilizando el CAD Inventor Profesional.	145
Figura 4.22 Simulación del FDS presente en el eslabón CD utilizando el CAD Inventor Profesional.	146

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1 Especificaciones y Propiedades mecánicas de la varilla de acero trefilado de sección circular con superficie corrugada	7
Tabla 1.2 Tipos de consistencia del hormigón	9
Tabla 1.3 Formula experimental para la obtención del hormigón.	19
Tabla 2.1 Especificaciones generales de las Correas “G”.	31
Tabla 2.2 Especificaciones generales de los Canales “U”.	32
Tabla 2.3 Especificaciones generales de los Omega.	32
Tabla 2.4 Especificaciones generales de los Canales UV.	33
Tabla 2.5 Especificaciones generales de los Ángulos “L” doblado.	34
Tabla 2.6 Especificaciones generales de los ángulos	34
Tabla 2.7 Composición química y propiedades mecánicas del perfil estructural ángulo L con norma ASTM A36.	36
Tabla 3.1 Cálculo del espesor y peso de la excéntrica	65
Tabla 3.2 Cálculo del espesor y peso de la excéntrica para D=7.62cm	66
Tabla 3.3 Especificaciones generales de las platinas	89
Tabla 3.4 Especificaciones generales de la varilla cuadrada lisa	90
Tabla 3.5 Especificaciones generales de la varilla redonda lisa	91
Tabla 3.6 Especificaciones generales de la tubería para vapor cédula 80	92
Tabla 3.7 Especificaciones generales del eje de acero de transmisión.	93
Tabla 3.8 Composición química y propiedades mecánicas del eje de acero de transmisión con norma AISI 1018.	94
Tabla 5.1 Dimensionamiento de la armadura	149
Tabla 5.2 Consistencia adecuada del hormigón	151
Tabla 5.3 Pruebas del funcionamiento del sistema mecánico de vibración	151
Tabla 5.4 Pruebas del funcionamiento del sistema mecánico de evacuación del Poste	152
Tabla 5.5 Pruebas para la manipulación adecuada del poste	152
Tabla 5.6 Pruebas de resistencia mecánica del poste	153
Tabla 5.7 Pruebas de resistencia mecánica del poste fabricado en moldes de Acero	154

Tabla 5.8 Pruebas de la dureza del poste	155
Tabla 5.9 Tiempo de fabricación del poste en la máquina y en los moldes de Acero	158
Tabla 5.10 Costo de los materiales de la estructura y el molde	160
Tabla 5.11 Costo de los materiales del sistema de vibración	160
Tabla 5.12 Costo de los materiales del sistema de evacuación	161
Tabla 5.13 Costo del material eléctrico y el tol para forrar la máquina	161
Tabla 5.14 Costo de los procesos de fabricación	162
Tabla 5.15 Costo de la fabricación de la estructura y el molde	162
Tabla 5.16 Costo de la fabricación del sistema mecánico de vibración	162
Tabla 5.17 Costo de la fabricación del sistema mecánico de evacuación	162
Tabla 5.18 Costo de investigación y papelería	163

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO 1** Tabla A : Conversiones
- ANEXO 2** Tabla B: Circunferencias interiores de bandas en V estándar
- ANEXO 3** Tabla C: Dimensión de conversión de la banda
- ANEXO 4** Valores de f_r = Factor de velocidad para rodamientos de bolas.
- ANEXO 5** Valores de L_h a partir del valor de F_L para rodamientos de bolas
- ANEXO 6** Valores de “a” y “b” para el K_a
- ANEXO 7** Valores de K_e
- ANEXO 8** VALORES DE q para un radio de muesca 4mm
- ANEXO 9** Valores de K_t para un d/w
- ANEXO 10** MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA VIBRADORA
- ANEXO 11** MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA VIBRADORA

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1.1 INTRODUCCIÓN A LOS PREFABRICADOS DE HORMIGÓN ARMADO

Los prefabricados de hormigón simple y hormigón armado son muy utilizados en la actualidad en el campo de la construcción, debido a su fiabilidad en las medidas, resistencias y propiedades intrínsecas, características que hacen de los prefabricados un elemento vital para reducir tiempo y costos de construcción a la hora de levantar cercas, casas, edificios, puentes, etc. A nivel mundial la producción de este tipo de elementos sigue en aumento ya que su demanda es constante, muestra de aquello es la existencia de empresas y microempresas dedicadas a la elaboración y expendio de prefabricados de hormigón simple y hormigón armado en nuestro país. En la ciudad de Ibarra por citar ejemplos de las principales empresas dedicadas a la fabricación de prefabricados de hormigón simple y hormigón armado son Compacta, Pre fabricados Ruíz, San Francisco, Prefabricados Tubal y Contriblok, entre las más reconocidas.

1.1.1 Inicios de los prefabricados^[1]

A lo largo de la historia el hombre ha elaborado elementos prefabricados para mejorar la estética y el tiempo de construcción de una determinada obra. Los primeros prefabricados de los cuales se tiene constancia histórica fueron quizás los bloques de piedra empleados en la construcción de las pirámides de Egipto, ya que éstos eran elaborados bajo los mismos parámetros de dimensión, composición, acabado y calidad, en diversos lugares aledaños a la obra, para luego ser transportados al sitio de la edificación.

¹Novas J.; Sistemas constructivos prefabricados aplicables a la construcción de edificaciones en países en desarrollo (p. 17,18, 21, 22); Proyecto Fin de Máster; Universidad Politécnica de Madrid; Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos; 2010.



Fotografía 1.1. Pirámide de Egipto

Fuente: 123RF. Egipto Pirámide de Keops. Recuperado de:
http://de.123rf.com/photo_2103932_weitwinkel-der-cheops-pyramide-pharao-khufu-pyramide--agypfen.html

1.1.2 Evolución de los prefabricados de hormigón armado ^[1]

En el siglo XVIII gracias a la invención del Cemento Portland por el inglés Joseph Aspdin en 1824 se dio inicio a la era del hormigón, que no es otra cosa que la mezcla de arena, grava, piedra, agua y cemento. La aplicación que se le dio inicialmente al hormigón fue unir o revestir superficies de distintos materiales con la finalidad de protegerlas de la influencia de diversas sustancias químicas.

En el siglo XIX con la industrialización del hierro y el acero, el punto de vista de la construcción tomó nuevas tendencias e ideologías arquitectónicas e ingenieriles, que en su afán de lograr optimizar el tiempo de construcción de viviendas y edificios vio la necesidad de llevar al hormigón a un nuevo nivel dureza, durabilidad, resistencia y estabilidad, fue así que los ingenieros y arquitectos pensaron en unir las propiedades físicas y químicas del acero y el hormigón, para de este modo dar vida al hormigón armado.

Con la finalización de la Segunda Guerra Mundial, llegó el inicio de la era de los prefabricados de hormigón armado a gran escala, debido al gran número de las viviendas destruidas a causa de la guerra. En Europa la industrialización estaba en su mejor momento y de esto se valieron para realizar un plan de construcción masivo de casas prefabricadas que como principales elementos tenía columnas y grandes paneles de hormigón armado entre otros.

Con el pasar de los años la elaboración de este tipo de prefabricados tuvo un cambio significativo, porque la demanda exigía nuevas características en este tipo de elementos, era necesario redimensionarlos para que el usuario final pudiera obtener facilidad de transporte y montaje. De este modo se dio inicio a la clasificación de los prefabricados de hormigón simple y hormigón armado, en pesados y livianos.

1.2 EL HORMIGÓN ARMADO ^[2,3,4,5]

El hormigón armado es el material que está compuesto de dos elementos principales los cuales son el hormigón y varillas de refuerzo, los mismos que al unirse deben garantizar su acción conjunta, para aprovechar las características de resistencia, dureza y rigidez que posee cada parte. Es muy utilizado en el campo de la construcción debido a sus grandes virtudes para soportar cargas que producen esfuerzos axiales, de flexión y compresión. Además su uso es cada vez más industrializado, muestra de aquello son los varios prefabricados de hormigón armado existentes en nuestro medio tales como tubos para alcantarillado, postes para soportes de instalaciones de líneas y redes aéreas de energía eléctrica y telecomunicaciones, paneles lineales, viguetas, postes para alambrado perimetral ,entre otros.

² Norma CPE INEN 5 Parte2:2001 Código Ecuatoriano de la Construcción. Requisitos de diseño del hormigón armado.(p. 3-7)

³ Norma NTE INEN 1762:90 Hormigones. Definición y terminología.(p. 1-4)

⁴ Norma NTE INEN 0694:2010 1R Hormigones y áridos para elaborar hormigón. Terminología.(p. 1-3, 5,6)

⁵ NTE INEN 0102:2011 4R Varillas corrugadas de acero al carbono laminadas en caliente para hormigón armado. Requisitos. (p. 1,2)

1.2.1 Definiciones básicas

Para comprender mejor qué es el hormigón armado y su proceso de fabricación, se considerarán las siguientes definiciones:

- **Árido.** Se refiere principalmente al material granular como, arena y grava (piedra natural o triturada); al que si se le añade un aglutinante formará el hormigón.
- **Cemento hidráulico.** Cemento que es capaz de endurecerse y fraguarse por reacción química con el agua, siendo capaz de realizar esto aún bajo el agua.
- **Compactación.** Es el proceso ya sea manual o mecánico que permite reducir el volumen total de vacíos de una masa de hormigón fresco.
- **Curado.** Proceso para controlar ciertas condiciones ambientales para el fraguado y endurecimiento del hormigón.
- **Dosificación.** Es la proporción de los distintos materiales que integran una mezcla.
- **Endurecimiento.** Es el proceso en el cual aumenta de la resistencia mecánica del hormigón y se produce luego del período de fraguado.
- **Estribo.** Refuerzo empleado para resistir esfuerzos de cortante y de torsión en un elemento estructural por lo general varillas. Sus dobleces son en forma de L, U o rectangulares, los mismos que están situados perpendicularmente al refuerzo longitudinal.
- **Fraguado.** Es el proceso inicial de hidratación por medio del cual el hormigón pasa de un estado fluido a un estado rígido.
- **Hormigón.** Es la mezcla compuesta por áridos, agua, aglutinantes hidráulicos (cemento) y el uso o no de aditivos; para obtener características prefijadas.
- **Hormigón vibrado.** Es el hormigón que será compactado mediante vibraciones.

- **Pilada o parada.** Es la mezcla de hormigón preparada de una vez.
- **Varilla corrugada.** Es una varilla de acero en cuya superficie existen salientes denominados resaltes, son fabricadas especialmente para utilizarse en estructuras de hormigón armado.

1.2.2 Características de los elementos básicos del hormigón armado

Los elementos que conforman el hormigón armado deben cumplir los siguientes requisitos:

1.2.2.1 Cemento

El cemento empleado para elaborar el hormigón armado debe ser de uno de los siguientes tipos:

- Cemento Portland.
- Cemento Puzolánico
- Cemento Portland tipo 1E

1.2.2.2 Áridos

Los áridos utilizados para preparar el hormigón armado se pueden clasificar en áridos finos y gruesos. Las características para diferenciar un tipo de otro son las siguientes:

- **Árido grueso.** Es el árido cuya mayoría de sus partículas son capaces de pasar por el tamiz de 50,8 mm, pero no así con el tamiz de 4,75 mm.
- **Árido fino.** Es el árido cuya mayoría de sus partículas son capaces de pasar por el tamiz de 4,75 mm.

1.2.2.3 El agua

Las características básicas que debe tener el agua con la que se preparará el hormigón armado son las siguientes:

- Debe ser en lo sumo posible limpia y libre de aceites, ácidos, materia orgánica u otras sustancias que puedan ser perjudiciales para el hormigón o el refuerzo.
- Se debe utilizar agua potable.
- En caso de no utilizar agua potable, el agua utilizada debe garantizar una calidad del hormigón armado semejante al 90% con relación a la Norma CPE INEN 5 Parte 2:2001.
- No debe tener altos índices de cloruro en su composición química.

1.2.2.4 Varillas corrugadas de acero

- La varilla trefilada debe cumplir con las especificaciones de la Norma NTE INEN 1511 Alambre conformado en frío para hormigón armado.
- El ángulo de doblado para formar los estribos cuadrados será de 90°.
- En caso de utilizar soldadura para unir las varillas de refuerzo, se debe especificar los procedimientos de soldadura.
- La columna de acero debe estar recubierta con una capa de hormigón de 1,5 a 2.0 cm por cada lado.

1.2.2.4.1 Empresas que fabrica las varillas corrugadas de acero en el Ecuador

Entre las empresas del Ecuador más renombradas en la fabricación de productos de acero se encuentran Novacero, Andec y Adelca. Pero solo éstas dos últimas fabrican las varillas corrugadas que se emplean para la fabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral.

Se tomará la información de la empresa Adelca para dar las características técnicas de las varillas que se utilizarán para formar las armaduras de los postes.

El nombre técnico es Varilla Trefilada, la norma técnica es NTE INEN 1511 Alambre conformado en frío para hormigón armado. La sección circular de la varilla empleada es de 6mm y es por esta razón que no se toma en cuenta a la

empresa Novacero ya que ella solo fabrica varillas con una sección circular a partir de 8mm. En la tabla 1.1 se indican especificaciones técnicas y las propiedades mecánicas de la varilla de acero trefilado de sección circular con superficie corrugada.

Especificaciones técnicas		Propiedades mecánicas	
Diámetro (mm)	Peso (Kg/6m)	Límite de fluencia mín (Kgf/cm ²)	Resistencia a la tracción mínima (Kgf/cm ²)
5	0,925	5000	5500
6	1,332	Reducción del área (%)	30%

Tabla 1.1 Especificaciones y Propiedades mecánicas de la varilla de acero trefilado de sección circular con superficie corrugada

Fuente: Catálogo de productos Adelca. (2013). Varilla trefilada de acero. (pp. 20).

Elaboración: Autor

1.2.2.5 Los aditivos

Material diferente a: fibras de refuerzo, material hidráulico cementante, áridos o agua, que se utiliza como ingrediente de una mezcla cementante para modificar algunas de las propiedades de la mezcla fresca, su fraguado o endurecimiento y que se añade a la amasada, antes o durante su mezcla.

Las características básicas que deben tener los aditivos son las siguientes.

- El aditivo debe ser capaz de mantener la misma composición o comportamiento en la obra donde se use el producto en las proporciones establecidas.
- No se debe utilizar aditivos que contengan cloruro de calcio para hormigón fundido contra encofrados fijos de metal galvanizado.
- La ceniza de carbón pulverizado u otras puzolanas se pueden emplear como aditivos siempre y cuando cumplan con la Norma ASTM C 494.

1.2.3 La consistencia del hormigón^[6]

Para medir la consistencia de un hormigón se lo realiza mediante el uso del cono da Abrams el cual es un ensayo muy sencillo de realizar en obra, no requiere equipo costoso ni personal especializado y proporciona resultados satisfactorios.

En este ensayo el hormigón se coloca en un molde metálico troncocónico de 30 cm de altura y 10 y 20 cm de diámetro superior e inferior respectivamente, tal como se muestra en la figura 1.1.

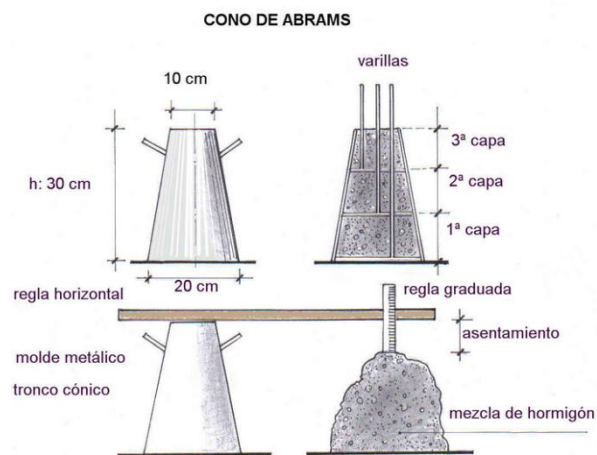


Figura 1.1. Cono de Abrams

Fuente: Construmática. (2012). Cono de Abrams. Recuperado de: http://www.construmatica.com/construpedia/Archivo:Cono_de_Abrams.jpg

Luego de colocar el hormigón en el interior del cono se procede a compactarlo utilizando una varilla en una secuencia de tres capas, en cada capa se picará 25 veces con la varilla para lograr la compactación del hormigón. Una vez terminado el proceso anterior se procede a evacuar el hormigón del interior del cono de Abrams.

⁶Construmática.(2012). Consistencia del hormigón fresco. Recuperado de http://www.construmatica.com/construpedia/Consistencia_del_Hormig%C3%B3n_Fresc

La consistencia del hormigón se determina al realizar la medición del asentamiento.

Los tipos de consistencia del hormigón se muestran en la tabla 1.2.

Consistencia	Asiento en cono de Abrams (cm)	Compactación
Seca	0 - 2	Vibrado
Plástica	3 – 5	Vibrado
Blanda	6 – 9	Picado con barra
Fluida	10 - 15	Picado con barra
Líquida	16 - 20	Picado con barra

Tabla 1.2 Tipos de consistencia del hormigón ⁶

Elaboración : Autor

1.3 MAQUINARIA PARA PREFABRICADOS DE HORMIGÓN

La existencia en el mercado de máquinas-herramientas, motores, poleas, bandas, cadenas, catarinas, engranes, componentes eléctricos y electrónicos, rodamientos y prefabricados de acero como perfiles estructurales y laminados, ejes de acero de transmisión, planchas, tubos, platinas, cédulas, etc. Han contribuido en la construcción de maquinaria para prefabricados de hormigón, ya que al trabajar con todos estos elementos en un taller se logra dar forma a las partes principales que poseen éstas máquinas como son la estructura , el sistema de vibración y el sistema de evacuación de la misma.

Como referencia para explicar las partes de la maquinaria para prefabricados de hormigón se utilizará el diseño de las máquinas vibratoras para fabricar bloques huecos de hormigón existentes en nuestro medio.

1.5.6 Estructura de la máquina

La mesa o estructura es la encargada de soportar el peso del molde, el motor, el sistema de vibración y evacuación del bloque, cuando estos ya son ensamblados sobre la misma. Por esta razón su diseño debe garantizar estabilidad estructural a toda la máquina.



Fotografía 1.2 Estructura de la máquina

Fuente: Autor

1.5.7 Molde

Es el encargado de darle la forma al prefabricado, luego de que el hormigón es colocado en su interior, se procede a activar el sistema de vibración para lograr la compactación parcial del hormigón.



Fotografía 1.3 Molde de la máquina

Fuente: Autor

1.5.8 Sistema de vibración

Consta de dos o más rodamientos, un eje se acero de transmisión, resortes, un juego de poleas, una banda y un motor. Todo esto es diseñado para que se acople al molde y de esta manera lograr la vibración del mismo. La principal función de este sistema es lograr la compactación eficiente del hormigón en el interior del molde.



Fotografía 1.4 Sistema de vibración de la máquina

Fuente: Autor

1.5.9 Sistema complementario de compresión del hormigón

La compactación del hormigón en la etapa de vibración es parcial por lo que ésta se complementa con el acabado manual del producto, acción que realiza el operador utilizando una plancha de acero y su fuerza.



Fotografía 1.5 Sistema complementario de compresión del hormigón

Fuente: Autor

1.5.10 Sistema de evacuación

Tiene la función de evacuar del molde al prefabricado de hormigón una vez que este ya ha sido elaborado para su posterior transporte al lugar destinado para su ubicación. La evacuación se produce cuando el operador hala una palanca, la misma que impulsa un mecanismo para que levante las platinas que se encuentran en el interior del molde y de esta manera evacuar el bloque del cajón.



Fotografía 1.6 Sistema de evacuación del prefabricado

Fuente: Autor

1.5.11 Medios de transporte del prefabricado

El traslado del prefabricado terminado se lo realiza de dos maneras, ya sea manualmente o utilizando un coche transportador.

1.5.11.1 Transporte Manual

Esto implica que el operador de la máquina una vez que ha elaborado el bloque lo coloca en una tabla y procede a cargarlo para llevar al prefabricado hacia el área destinada para la ubicación del mismo. En este tipo de transporte el operador desgasta mucha energía porque debe cargar los casi 86 bloques en cada parada, además al realizar este tipo de transporte se pierde mucho tiempo por la cantidad de viajes que se hace.

1.5.11.2 Transporte utilizando un coche

Para mejorar el tiempo de traslado y disminuir el esfuerzo físico del operador se crearon los coches transportadores con los cuales en vez de llevar bloque por bloque, en un solo viaje son capaces de llevar hasta 16 bloques.



Fotografía 1.7 Coche transportador

Fuente: Autor

1.5.12 Ventajas de la utilización de máquinas para elaborar prefabricados de hormigón.

- Aumento de la producción.
- Aumento de la calidad del prefabricado.
- Mayor comodidad en el trabajo para el obrero.
- Mejora la compactibilidad del hormigón.
- Mejores acabados estéticos del prefabricado.
- Rapidez en elaboración del prefabricado.
- Se obtiene un producto final lo suficientemente competitivo para el mercado, lo que redunda en beneficios económicos para el fabricante.

1.6 PROCESO ARTESANAL DE FABRICACIÓN DEL POSTE DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL

1.6.1 Introducción

La prefabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral, ha contribuido para que actualmente la elaboración de cercas tenga mejores

acabados estéticos, rapidez de instalación y una aceptable vida útil. El consumo de este tipo de prefabricados va en aumento, muestra de aquello son los miles de metros de cercas de alambrado que encontramos en zonas urbanas y rurales del país ya sea para cercar casas o terrenos tal como se muestra en las fotografías 1.2. y 1.3. Las fortalezas principales que poseen los postes son su fácil manipulación, transporte y almacenamiento.



Fotografía 1.8 Cerca de un terreno con postes de hormigón armado para alambrado perimetral.

Fuente: Autor



Fotografía 1.9 Cerca de una casa con postes de hormigón armado para alambrado perimetral.

Fuente: Autor

1.6.1.1 Artefactos para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral existentes en el Ecuador.

En nuestro país la elaboración de este tipo de postes se lo realiza en su gran mayoría de manera artesanal. Es decir no hay un proceso mecánico ni automatizado que efectúe la fabricación del poste. Los postes son elaborados en moldes de madera o de acero estructural. La compactación del hormigón se lo puede realizar ya sea artesanalmente o con la utilización de un vibrador eléctrico.

1.6.1.2 Moldes de madera

En este tipo de moldes se pueden elaborar hasta cinco postes a la vez. No se necesita de mano de obra especializada para realizar la fabricación de los postes.

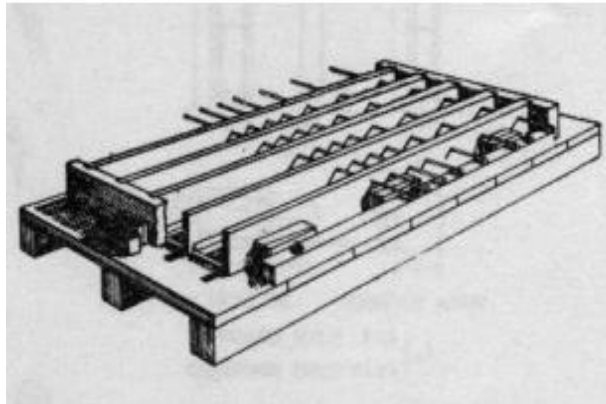


Figura 1.2 Moldes de madera para fabricar Postes de hormigón armado para alambrado.

Fuente: Postes de hormigón armado para alambrado. Recuperado de: <http://www.icpa.org.ar/publico/files/postelR1.pdf>

1.6.1.2.1 Ventajas

- Bajos costos de fabricación del molde.
- Facilidad de construcción del molde.
- Vida útil del molde de un año.

- Facilidad en la elaboración del poste.
- Fácil mantenimiento del molde.
- No es indispensable mano de obra calificada
- Cada molde puede fabricar cinco postes a la vez.

1.4.1.2.2 Desventajas

- Alto consumo de tiempo empleado para fabricar un poste hasta llegar a la etapa de Fraguado.
- Acabados deficientes del poste.
- Paredes del poste propensas al desprendimiento del hormigón, al momento de evacuar el poste del molde.
- Dificultad para poder desencofrar el poste.
- Señales de encofrado en las caras del poste.
- Bajos niveles de compactación del hormigón armado.
- Deformación del molde por exposición al sol.
- El tiempo de espera para la reutilización de los moldes es de 16 horas.

1.6.1.3 Moldes de Acero

La existencia de perfiles estructurales como correas ha contribuido a mejorar la calidad de los moldes para fabricar postes de hormigón armado. Su construcción se lo realiza al unir dos corres estructurales de hasta 2m de largo a las cuales mediante la utilización de maquinas-herramientas se les dará la forma deseada. Los moldes son diseñados para ser desarmables, lo que favorece a la hora de evacuar el poste de los mismos.

En la fotografía 1.10 se puede observar el armado final de dos moldes de acero que están listos para ser utilizaos en la fabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral.



Fotografía 1.10 Molde de acero para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral.

Fuente: Autor

1.6.1.3.1 Ventajas

- Mejores acabados estéticos del poste.
- Bajos índices de porosidades en las caras del poste.
- Vida útil del molde de 10 años.
- Fácil mantenimiento del molde.
- Fácil desencofrado.

1.6.1.3.2 Desventajas

- Altos costos de fabricación del molde.
- Alto consumo de tiempo empleado para fabricar un poste hasta llegar a la etapa de Fraguado.
- Bajos niveles de compactación del hormigón armado.
- Consumo elevado de tiempo al armar y desarmar los moldes.
- Dificultad de manipulación cuando ya se ha elaborado el poste debido al peso del molde y del hormigón armado.
- Cada molde sólo puede fabricar un poste a la vez.
- El tiempo de espera para la reutilización de los moldes es de 14 horas.

1.6.2 Elaboración de las armaduras de acero

La primera etapa en el proceso de fabricación del poste, es la elaboración de las armaduras de acero las mismas que se obtienen luego de cortar las varillas en tamaños ya preestablecidos para obtener así la armadura longitudinal y los estribos que al soldarlos darán forma a la columna o armadura. Todo este proceso se lo realiza manualmente.



Fotografía 1.11 Elaboración de las columnas

Fuente: Autor

1.6.3 Armado de los moldes de acero

El siguiente paso del proceso es el armado de los moldes de acero ya que éstos se conforman de dos partes desarmables que se acoplan mediante tornillos y tuercas. Los moldes son de forma cuadrada pero sin una de sus paredes, porque es por ese espacio por donde se introducirá la armadura de acero, los elementos que le formaran los orificios del poste y el hormigón.



Fotografía 1.12 Armado de los moldes de acero

Fuente: Autor

1.6.4 Dosificación

La dosificación es la acción de definir las proporciones de los elementos que formarán el hormigón. El propósito de esta etapa es conseguir una fórmula que permita obtener una base guía de las proporciones que se deben utilizar para cada quintal de cemento. Esta acción se lo hace de manera experimental, obteniendo los siguientes resultados mostrados en la tabla 1.3.

	Arena fina	Piedra partida	Cemento	Agua
Cantidad en Kg	150	160	50	Aproximadamente 100 litros

Tabla 1.3 Formula experimental para la obtención del hormigón.

Fuente: Autor

La cantidad de agua no es fija porque la dosificación del líquido depende de factores externos como el clima y la cantidad de humedad presente en los demás ingredientes del hormigón, por esta razón el agua es agregada paulatinamente hasta lograr la consistencia deseada del hormigón. En este caso particular la consistencia del hormigón debe ser Líquida y esto se logra con una dosificación de agua de 100 litros aproximadamente.



Fotografía 1.13 Dosificación de los materiales

Fuente: Autor

1.6.5 Mezclado

Cuando se han colocado todos los materiales en sus respectivas proporciones, el siguiente paso es mezclarlo, esto se lo realiza de manera manual mediante el uso de palas repitiendo esta acción por tres veces seguidas o de forma mecánica mediante el uso de una mezcladora de hormigón.



Fotografía 1.14 Mezclado manual de los materiales

Fuente: Autor



Fotografía 1.15 Hormigón preparado.

Fuente: Autor

1.6.6 Moldeado

En esta etapa es donde se le dará forma al poste y se hace de la siguiente manera:

- Se coloca el hormigón en el interior del molde hasta que este quede totalmente lleno.
- Empieza el proceso de compresión del hormigón en el interior del molde, esto se lo hace de manera artesanal.
- Se le da los acabados finales.
- Luego de transcurrida una hora se procede a evacuar los elementos que forman los orificios del poste.



Fotografía 1.16 Moldeado de los postes.

Fuente: Autor

1.6.7 Fraguado

Una vez terminado el moldeado los postes permanecen en reposo en el interior de los moldes por un lapso de 14 horas tiempo necesario para que se produzca el fraguado. En este procedimiento se origina una reacción química entre el agua y el cemento, misma que provocará el endurecimiento del hormigón armado. Para obtener un buen fraguado los postes son colocados en un área donde no estén expuestos al sol ni al viento, ya que estos factores evaporan rápidamente el agua, deteniendo así el fraguado y obteniéndose una resistencia mecánica pobre del hormigón armado.



Fotografía 1.17 Fraguado de los postes

Fuente: Autor

1.6.8 Curado

Cuando los postes ya han sido evacuados de sus respectivos moldes y se ha realizado satisfactoriamente el fraguado, estos son colocados en el sector de la empresa destinado al curado de los postes. En este procedimiento es indispensable que los postes tengan una separación considerable uno de otro, porque el curado consiste en mantener la humedad del hormigón armado regándole agua periódicamente para de esta manera prolongar la reacción química con el cemento. El curado se lo realiza por un lapso de cuatro días.



Fotografía 1.18 Curado de los postes

Fuente: Autor

1.6.9 Secado y almacenamiento

Terminado el proceso de curado, inicia el secado del prefabricado para su posterior almacenamiento.



Fotografía 1.19 Secado y almacenamiento de los postes

Fuente: Autor

1.6.10 Ventajas de los postes de hormigón armado para alambrado perimetral sobre los postes de madera.

- Mayor duración y resistencia. Los postes de madera deben ser reemplazados cada tres años, mientras que los de hormigón armado tiene una vida útil de aproximadamente 10 años.
- Precios cómodos. (A la fecha de elaboración del proyecto su precio rodea los 11 USD)
- Mejor adherencia al suelo.
- Mejor estética.
- No es inflamable.
- Inmune al ataque de hongos.
- No es propenso a la putrefacción.
- Posee perforaciones previas lo que facilita el alambrado.

1.7 TIPOS DE CERCAS ELABORADAS CON POSTES DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL.

Según la configuración de las cercas con postes de hormigón armado y los materiales extras utilizados para su elaboración, estas se clasifican en cinco tipos:

1.7.1 Cerco olímpico.

Es muy utilizado en perimetrales, provee de la visibilidad y seguridad necesaria ya que esta forrada con una malla de alambre galvanizado.



Fotografía 1.20 Cerco olímpico

Fuente: Eicercos. Cerco Olímpico. Recuperado de:
http://www.eicercos.com.ar/cerco_olímpico.htm

1.7.2 Cerco olímpico con zócalo

Este tipo de cercos presenta una mayor seguridad y estética que los cercos olímpicos, ya que la base está protegida con losas pre moldeadas o con bloques huecos de hormigón.



Fotografía 1.21 Cerco olímpico con zócalo de losa.

Fuente: Eicercos. Cerco Olímpico con zócalo de losa. Recuperado de: http://www.eicercos.com.ar/cerco_olímpico_cz.htm



Fotografía 1.22 Cerco olímpico con zócalo de bloque hueco de hormigón.

Fuente: Autor

1.7.3 Cerco con punta de diamante

Son diseñados exclusivamente para realizar divisiones internas en una propiedad.



Fotografía 1.23 Cercos punta de diamante.

Fuente: Eicercos. Cercos punta de diamante. Recuperado de:
http://www.eicercos.com.ar/cercos_punta_diamante.htm

1.7.4 Tapiales pre moldeados

Son cercos compuestas por varias hileras de losas pre moldeadas con alturas de 2 y 2,25 mts, además en su parte superior posee un tensado triple de alambre de púas.



Fotografía 1.24 tapiales pre moldeados.

Fuente: Eicercos. Cercos Tapiales pre moldeados. Recuperado de:
<http://www.eicercos.com.ar/tapiales.htm>

1.7.5 Cerco rural

La principal característica de este tipo de cerco es que es construido para proteger a la siembra de la invasión del ganado y de otros posibles riesgos; para ello consta de un tensado múltiple de alambre de púas.



Fotografía 1.25 Cerco rural.

Fuente: Autor

CAPÍTULO 2

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se diseñará la estructura de la máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral. Dicha estructura debe garantizar la estabilidad de la máquina y soportar las cargas que van a ser colocadas sobre ella.

Un aspecto importante al diseñar una estructura metálica es el material con el que va a ser construida, ya que en la selección de un determinado perfil estructural se podrá realizar un análisis comparativo entre ellos a partir de factores tales como la forma, características de la norma, costo y accesibilidad en el mercado local.

Para evitar gastos innecesarios en la fabricación de la estructura, primero se va a seleccionar el perfil estructural que satisfaga las necesidades de este proyecto y segundo se realizará el modelado mediante CAD Inventor Profesional de la estructura para simular y verificar el diseño de la misma.

2.2 MATERIALES

Al diseñar una parte de máquina o elemento estructural lo primero que se debe hacer es seleccionar el material con el que se va a elaborar dicha pieza o conjunto. La acertada selección del material a utilizarse repercutirá al final en el éxito o fracaso del presente proyecto, de allí la importancia de realizar una selección minuciosa y técnica del material a emplearse en el diseño y la construcción de la estructura de la máquina.

Previo a la selección del material se hará una descripción básica de las normas que rigen a los materiales con los que comúnmente se elaboran estructuras y

además se describirá los perfiles estructurales existentes en el mercado. El propósito de esto es lograr tener estos conceptos claramente identificados para de esta manera comprender términos que se utilizan en la selección del material.

2.2.1 Normas y códigos ^[7]

“Una norma es un conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y calidad especificadas. Uno de los propósitos importantes de una norma es poner un límite al número de artículos en las especificaciones para proporcionar un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades.

Un código es un conjunto de especificaciones para analizar, diseñar, manufacturar y construir algo. El propósito de un código consiste en lograr un grado específico de seguridad, eficiencia y desempeño o calidad. Es importante observar que los códigos de seguridad no implican seguridad absoluta. De hecho la seguridad absoluta es imposible de obtener. Algunas veces realmente acontece algún suceso inesperado.

Todas las organizaciones y sociedades que se presentan enseguida han establecido especificaciones para normas y códigos de diseño o seguridad. El nombre de la organización proporciona una guía de la naturaleza de la norma o código. Las organizaciones de interés para los ingenieros mecánicos y mecatrónicos son:

- Aluminium Association (AA)
- American Gear Manufacturers Association (AGMA)
- American Institute of Steel Construction (AISC)
- American Iron and Steel Institute (AISI)
- American National Standards Institute (ANSI)

⁷ Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.).(p.12) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

- ASM International
- American Society of Mechanical Engineers (ASME)
- American Society of Testing and Materials (ASTM)
- American Welding Society (AWS)
- American Bearing Manufacturers Association (ABMA)
- British Standards Institute (BSI)
- Industrial Fasteners Institute (IFI)
- Institution of Mechanical Engineers (I. Mech. E.)
- International Bureau of Weights and Measures (BIPM)
- International Standards Organization (ISO)
- National Institute for Standards and Technology (NIST)
- Society of Automotive Engineers (SAE) ”

Las normas a utilizar en la realización del presente proyecto son las ASTM, AISI, SAE, ISO e INEN

2.2.2 Perfiles Estructurales ^[8]

Los perfiles estructurales son productos de aleaciones de acero, aluminio, magnesio y cobre con diversas características en su forma y manufacturación. Han sido elaborados mediante un proceso de laminado en caliente. Se los emplea en construcción de estructuras metálicas y se los utiliza en otras aplicaciones más como cerrajería, carpintería metálica, metal mecánica, entre otras.

En el mercado ecuatoriano se pueden encontrar perfiles estructurales con diversas formas y espesores, para ser utilizados en diversos campos de la construcción dependiendo de las necesidades del diseñador mecánico o civil. Los perfiles estructurales de mayor fabricación son:

⁸ Dipac Manta S.A. (2012). *Catalogo de Productos DIPAC*

- Correas “G”
- Canales “U”
- Omega
- Canales UV
- Ángulos “L” Doblado y
- Ángulos

2.2.2.1 Correas “G”

Especificaciones Generales

Norma:	INEN 1 623:2000
Otras Calidades:	Previa consulta
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 2.1 Especificaciones generales de las Correas “G”.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

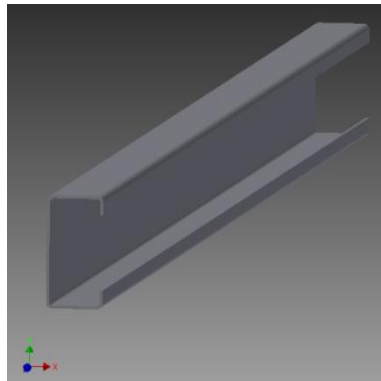


Figura 2.1 Correa “G”

Fuente: Propia

2.2.2.2 Canales “U”

Especificaciones Generales

Norma:	INEN 1 623:2000
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 2.2 Especificaciones generales de los Canales “U”.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

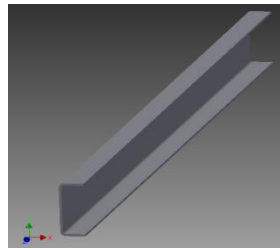


Figura 2.2 Canales U

Fuente: Propia

2.2.2.3 Omega

Especificaciones Generales

Norma:	INEN 1 623:2000
Otras Calidades:	Previa consulta
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	De 2-3 mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 2.3 Especificaciones generales de los Omega.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

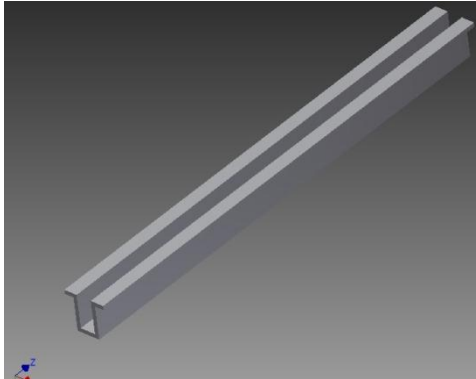


Figura 2.3 Omega

Fuente: Propia

2.2.2.4 Canales UV

Especificaciones Generales

Otras Calidades:	Previa consulta
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 2.4 Especificaciones generales de los Canales UV.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

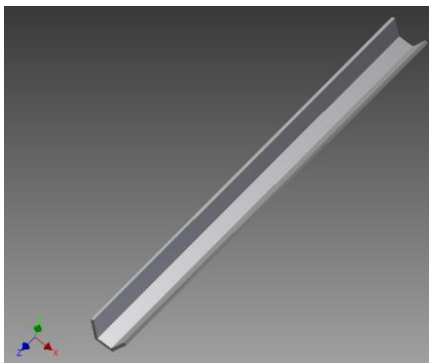


Figura 2.4 Canales UV

Fuente: Propia

2.2.2.5 Ángulos “L” doblado

Especificaciones Generales

Norma:	INEN 1 623:2000
Largo normal:	6 m
Espesores:	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 2.5 Especificaciones generales de los Ángulos “L” doblado.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

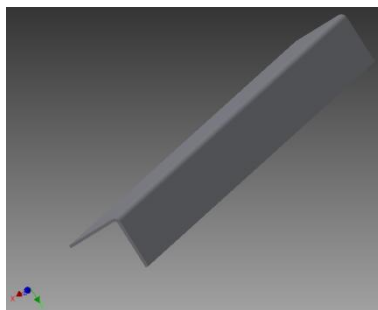


Figura 2.5 Ángulo “L” doblado

Fuente: Propia

2.2.2.6. Ángulos L

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A36 – SAE 1008
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	Desde 2.00mm hasta 12.00mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 2.6 Especificaciones generales de los ángulos

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

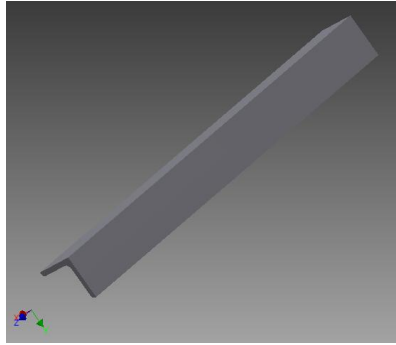


Figura 2.6 Ángulo

Fuente: Propia

2.2.3 Selección de Materiales

“La selección de un material para construir una parte de máquina o elemento estructural es una de las decisiones más importantes que debe tomar el diseñador. La selección real de un material para una aplicación de diseño particular puede ser fácil, por ejemplo, *con base en aplicaciones previas*, o el proceso de selección puede ser tan complicado y desalentador como cualquier problema de diseño con la evaluación de muchos parámetros físicos, económicos y de procesamiento del material”.^[9]

Al seleccionar el material con el que se construirá la estructura de la máquina, se debe tomar como punto de partida el enunciado anterior el cual menciona que la selección de un material puede basarse en seleccionar los mismos materiales utilizados en aplicaciones anteriores, para este caso sería el material seleccionado y utilizado en la construcción de estructuras de la maquinaria para prefabricados. En la investigación se determinó que el material más comúnmente usado en este tipo de aplicaciones es el acero al carbono ASTM A36, el procesamiento del material es laminado en caliente y su forma es perfil estructural en ángulo L.

⁹Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.).(p.56) México: McGraw-Hill/ Interamericana



Fotografía 2.1 Estructura de maquinaria para prefabricados

Fuente: Autor

NORM A					Com posic ión quími ca			Resistencia la Fluencia (Sy).	Res. A la tensión (Su)	% de elong . En 8"	% de elong . En 2"
	C	M n	P	S	Si	Nb	V				
ASTM A36	0.2 2	0.5 - 1.2	0.0 35	0.0 40	0.40	0.00 5- 0.05	0.00 5- 0.05	36 Ksi 250 MPa	58 Ksi 400 MPa	20	23

Tabla 2.7 Composición química y propiedades mecánicas del perfil estructural ángulo L con norma ASTM A36.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Autor

Por lo expuesto anteriormente se decide utilizar perfil estructural ángulo L con norma ASTM A36, para diseñar y construir la estructura de la máquina.

2.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

El diseño de la estructura de la máquina debe garantizar estabilidad estructural para soportar la masa del molde con el hormigón armado, el motor, el sistema de vibración y el sistema de evacuación del poste, el valor promedio estimado de dicha masa es de 190Kg.

En el apartado 2.2.3 se realizó la selección del material con el que se va a diseñar y construir la estructura de la máquina. El siguiente paso es seleccionar las dimensiones del perfil estructural y la forma que debe tener dicha estructura, para ello se analiza el diseño de estructuras de máquinas para prefabricados.

2.3.1 Diseños de estructuras de máquinas para prefabricados

La estructura de la maquinaria para prefabricados tiene un factor común y este es que la mayoría está diseñada y construida con perfil estructural Ángulo con norma ASTM A36.

2.3.1.1 Estructura de la máquina de bloque vibro prensado

Como se puede observar en la fotografía 2.2, la estructura de este tipo de máquinas está construida en un 85 % con perfil estructural ángulo L con norma ASTM A36. Debido a que la estructura de estas máquinas soporta grandes cargas se realiza su construcción en perfil estructural de 40X40X6 mm, para garantizar la estabilidad estructural. La masa del molde con el material más la masa de la prensa oscila entre 200-250 Kg, esto depende del molde que se esté utilizando.



Fotografía 2.2 Estructura de la máquina de bloque vibro prensado

Fuente: Autor

La forma de la estructura de este tipo de máquinas se la diseña y construye tomando en cuenta las dimensiones del molde y la prensa mecánica que se colocará en la misma.

2.3.1.2 Estructura de la máquina de bloque vibrado

Las máquinas de bloque vibrado poseen una estructura construida en un 90% con perfil estructural ángulo con norma ASTM A36. La carga que debe soportar la estructura de este tipo de máquinas es inferior a los 200Kg por lo que su construcción generalmente se lo realiza con perfil estructural Ángulo L de 50X50X3 mm ó 40X40X3 mm.

Las dimensiones y la forma de este tipo de estructuras se lo realizan a partir de las dimensiones que poseen el molde o cajón que se colocará sobre ella. Este tipo de máquinas no poseen una prensa mecánica. La compactación del hormigón se produce mediante vibraciones mecánicas y en la etapa final del moldeo el operador realiza una compresión manual utilizando una plancha de acero, este procedimiento suple la carencia de una prensa mecánica en la máquina.



Fotografía 2.3 Estructura de la máquina de bloque vibrado

Fuente: Autor

2.3.2 Diseño de la estructura de la máquina utilizando CAD Inventor Profesional

Una de las herramientas útiles para diseñar y construir virtualmente la estructura de la máquina con perfiles estructurales normalizados es el CAD Inventor Profesional, la utilización de este software de diseño mecánico, permite abaratar costos de producción al disminuir e identificar errores antes de la construcción real de la máquina o una de sus partes.

Tomando en cuenta la información de los apartados 2.3.1.1 y 2.3.1.2 se concluye que el primer paso pasa diseñar la estructura es saber cuáles son las dimensiones del molde que va a ser colocado sobre ella. Y en segundo lugar para seleccionar un perfil estructural ángulo L se debe tomar en cuenta el peso de la masa total que tiene que soportar la estructura diseñada y construida con dicho perfil estructural.

Las dimensiones del poste de hormigón armado para alambrado perimetral, determinan en sí las dimensiones del molde de la máquina.

Las dimensiones del poste acostado se muestran en la figura 2.7, las dimensiones se encuentran en milímetros. La anchura y el espesor del poste deben ser de 10cm.

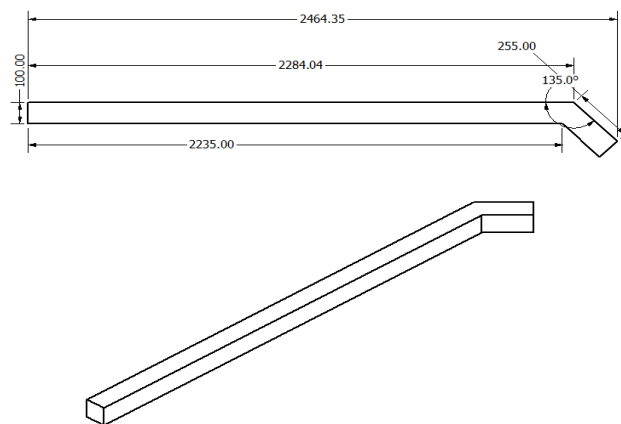


Figura 2.7 Dimensiones y vista en perspectiva isométrica del Poste de Hormigón Armado.
Fuente: Autor

2.3.2.1 Construcción de la estructura en el CAD Inventor Profesional

La máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral, producirá postes vibrados por lo que se tomará como base el diseño de la estructura de la máquina de bloque vibrado, para construir la estructura de la máquina con el CAD Inventor Profesional.

2.3.2.1.1 Especificaciones Técnicas de la Estructura

2.3.2.1.1.1 Material utilizado

- Perfil estructural Ángulo L con norma ASTM A36 de 40X40X3 mm.

2.3.2.1.1.2 Procesos aplicados para la construcción

- Corte (Amoladora)
- Suelda MIG - Soldadura Eléctrica (electrodo celulósico E 6011 y electrodo rutilico E 6013)
- Pulido

2.3.2.1.1.3 Dimensiones

- Largo 260 cm
- Altura 65 cm
- Ancho 80 cm

2.3.2.1.2 Estructura construida con CAD Inventor Profesional

En la figura 2.8 se puede apreciar la estructura de la máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral. Misma que ha sido diseñada con el perfil estructural ángulo L 40X40X3 mm, que se encuentra en las librerías del CAD Inventor Profesional.

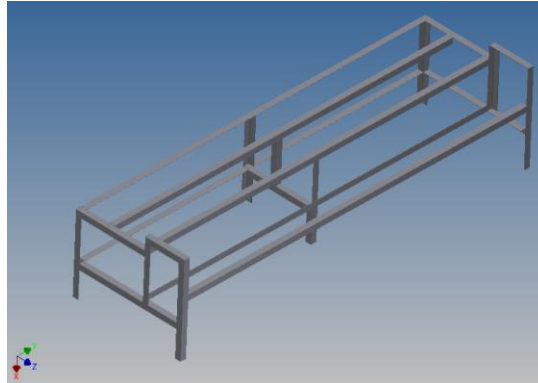


Figura 2.8 Estructura de la máquina diseñada en CAD Inventor Profesional

Fuente: Autor

2.3.2.2 Análisis de estructura

El CAD Inventor Profesional permite realizar Análisis de Estructura, el cual sirve para identificar posibles deformaciones, cuando la misma está sujeta a varias cargas o restricciones.

Lo primero que se debe hacer para poder realizar un análisis de estructura es diseñar la estructura con el perfil estructural seleccionado en el apartado 2.3.2.1.1.1, mismo que se encuentra en las librerías que posee el CAD Inventor Profesional, luego de esto se procede a ejecutar el análisis de estructura.

2.3.2.2.1 Análisis de la estructura con carga

Se realiza el análisis de estructura con carga. La carga que se aplicará a la estructura corresponde al peso del molde incluido el peso del hormigón armado que estará en su interior, el peso del sistema mecánico de vibración que estará acoplado al molde de la máquina, estos tres elementos tienen un peso aproximado de 130Kg y por último el peso del sistema mecánico de evacuación del poste que es aproximadamente 60 Kg.

La carga de 130Kg se aplicará en los soportes laterales en la parte superior que es donde se posará el molde. Dicha carga se la divide para dos por la existencia de los dos soportes laterales. En si sobre cada soporte lateral se le aplica una carga de 65 Kg. La carga de 60Kg se le aplicará en los soportes laterales pero en la parte inferior que es en donde se ensamblará el sistema mecánico de evacuación del poste. Esta carga se divide para dos lo que quiere decir que a cada soporte en la parte inferior se le aplica una carga de 30Kg. En resumen, la estructura soporta una carga aproximada de 190 Kg.

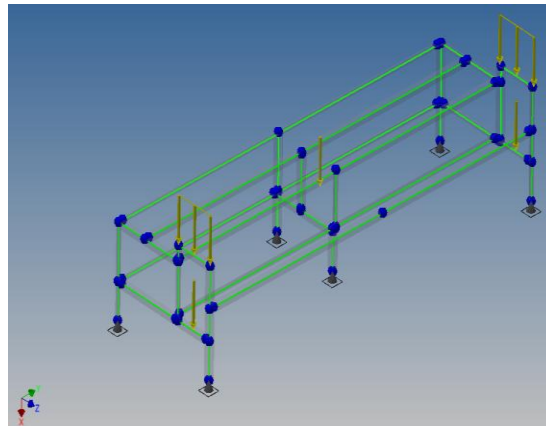


Figura 2.9 Asignación de las fuerzas actuantes sobre la estructura

Fuente: Autor

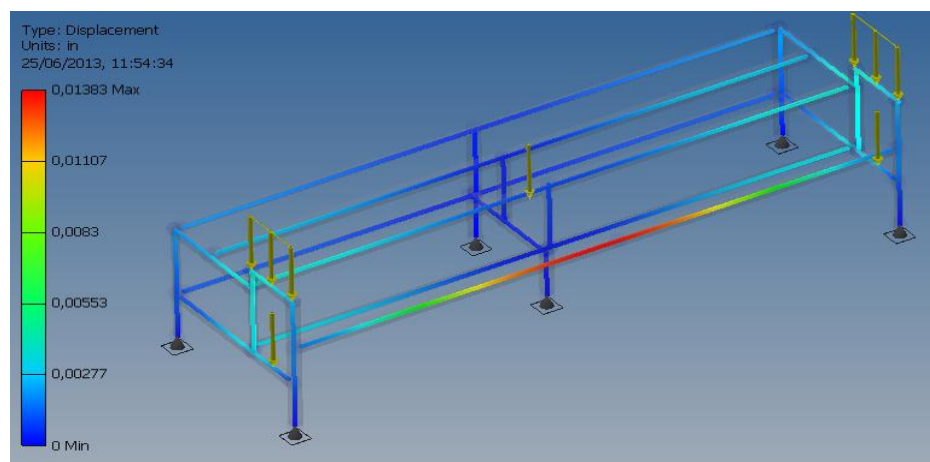


Figura 2.10 Análisis de la estructura con carga

Fuente: Autor

Al analizar los resultados de la simulación figura 2.10 se puede observar que el desplazamiento en el perfil estructural ángulo L es de 0.01383 in, lo equivalente a 0,35 mm. Esto se debe a que existe la fuerza de la carga aplicada sobre la estructura. Finalmente del resultado de la simulación se concluye que el diseño de la estructura de la máquina soporta la carga de 190 Kg.

A continuación se presenta el resumen de los datos de la simulación:

☐ **Results**

☐ **Reaction Force and Moment on Constraints**

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Components (Fx,Fy,Fz)	Magnitude	Components (Mx,My,Mz)
Pinned Constraint:2	169,177 lbf force	-168,508 lbf force 4,624 lbf force -14,301 lbf force	0,000 lbf force in	0,000 lbf force in -0,000 lbf force in 0,000 lbf force in
Pinned Constraint:1	46,032 lbf force	-44,191 lbf force 0,911 lbf force 12,854 lbf force	0,000 lbf force in	-0,000 lbf force in 0,000 lbf force in 0,000 lbf force in
Pinned Constraint:6	169,336 lbf force	-168,668 lbf force -4,677 lbf force -14,282 lbf force	0,000 lbf force in	-0,000 lbf force in -0,000 lbf force in 0,000 lbf force in
Pinned Constraint:5	46,425 lbf force	-44,570 lbf force -0,936 lbf force 12,958 lbf force	0,000 lbf force in	-0,000 lbf force in 0,000 lbf force in 0,000 lbf force in
Pinned Constraint:3	21,244 lbf force	-21,002 lbf force -0,251 lbf force 3,186 lbf force	0,000 lbf force in	-0,000 lbf force in 0,000 lbf force in -0,000 lbf force in
Pinned Constraint:4	17,916 lbf force	-17,909 lbf force 0,329 lbf force -0,416 lbf force	0,000 lbf force in	-0,000 lbf force in -0,000 lbf force in -0,000 lbf force in

☐ **Static Result Summary**

Name		Minimum	Maximum
Displacement		0,000 in	0,014 in
Forces	Fx	-86,043 lbf force	85,995 lbf force
	Fy	-122,318 lbf force	22,149 lbf force
	Fz	-7,881 lbf force	168,667 lbf force
Moments	Mx	-134,280 lbf force in	125,336 lbf force in
	My	-218,086 lbf force in	198,632 lbf force in
	Mz	-0,912 lbf force in	0,886 lbf force in
Normal Stresses	Smax	-0,466 ksi	2,862 ksi
	Smin	-2,933 ksi	0,005 ksi
	Smax(Mx)	0,000 ksi	1,816 ksi
	Smin(Mx)	-1,695 ksi	0,000 ksi
	Smax(My)	0,000 ksi	2,687 ksi
	Smin(My)	-2,950 ksi	-0,000 ksi
Shear Stresses	Saxial	-0,466 ksi	0,022 ksi
	Tx	-0,653 ksi	0,654 ksi
Torsional Stresses	Ty	-0,168 ksi	0,929 ksi
	T	-0,091 ksi	0,093 ksi

Figura 2.11 Resumen de los datos de la simulación del Análisis de la estructura con carga
Fuente: Autor

2.4 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Las Teorías de Falla ayudan a determinar si se produce la fluencia en un determinado elemento estructural. En esta sección realizaremos cálculos de los esfuerzos a los que está sometida la estructura para determinar si existe o no la fluencia y además los comprobaremos con las simulaciones en el CAD Inventor Profesional.

2.4.1 Análisis de esfuerzos en la estructura

Para determinar si ocurre la fluencia en la estructura se utilizará la teoría de falla de la Energía de Distorsión o de Von Mises que es la teoría de falla con la que trabaja el CAD Inventor Profesional.

2.4.1.1 Diseño a carga estática de la estructura

Cálculo del esfuerzo de Von Mises (σ') ^[10]

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3T_{xy}^2)^{1/2} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

donde

σ_x = Esfuerzo normal en el plano X

σ_y = Esfuerzo normal en el plano Y = 0

T_{xy} = Esfuerzo cortante en el plano xy = 0

Por cuestiones de diseño se establece que el esfuerzo normal en el plano X, es en sí el esfuerzo flexionante (σ_F) en el mismo plano:

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma' \quad (\text{Ec. 2.2})$$

¹⁰ Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). (p.213-217) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

Se calcula el valor del esfuerzo flexionante presente en el los soportes laterales de la máquina, que es el lugar en donde se aplicará la mayor carga.

$$\sigma_F = \sigma' = (M \cdot c) / I \quad (\text{Ec. 2.3})$$

en donde:

$$M = F \cdot x = \text{momento flector} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$M = 65\text{Kg} \cdot 14,5 \text{ cm} = 92,4277 \text{ N}\cdot\text{m}$$

c= magnitud máxima de Y = 0,010414 m

I= segundo momento de área de un perfil ángulo L = 0,0000000308 m⁴

reemplazando valores:

$$\sigma_F = (M \cdot c) / I = (92,4277 \cdot 0.010414) / 0.0000000308 = 31,25 \text{ MPa} = 4,5 \text{ Ksi}$$

por lo tanto:

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma' = 4.5 \text{ Ksi}$$

2.4.1.2 Diseño utilizando el simulador de análisis de esfuerzos del CAD Inventor Profesional.

Una de las teorías para determinar si se produce la fluencia en los materiales dúctiles es la teoría de la Energía de Distorsión (ED), llamada también Esfuerzo Von Misses.

“La teoría de la energía de deformación máxima predice que la fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material”.

Es decir, la fluencia ocurre cuando ^[11]:

$$\sigma' \geq S_y \quad (\text{Desigualdad 2.1})$$

donde σ' , es el esfuerzo Von Mises

S_y , es la resistencia a la fluencia del material.

Para determinar si la fluencia ocurre en la estructura de la máquina, se simula el esfuerzo de Von Mises en el CAD Inventor Profesional.

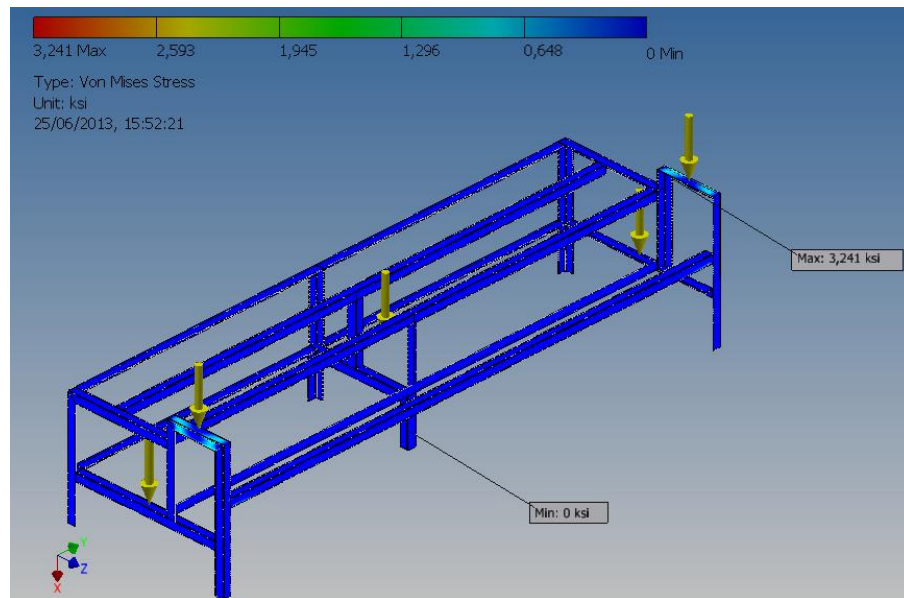


Figura 2.12 Análisis del Esfuerzo de Von Mises

Fuente: Autor

¹¹ Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.).(p.213-219)
México: McGraw-Hill/ Interamericana.

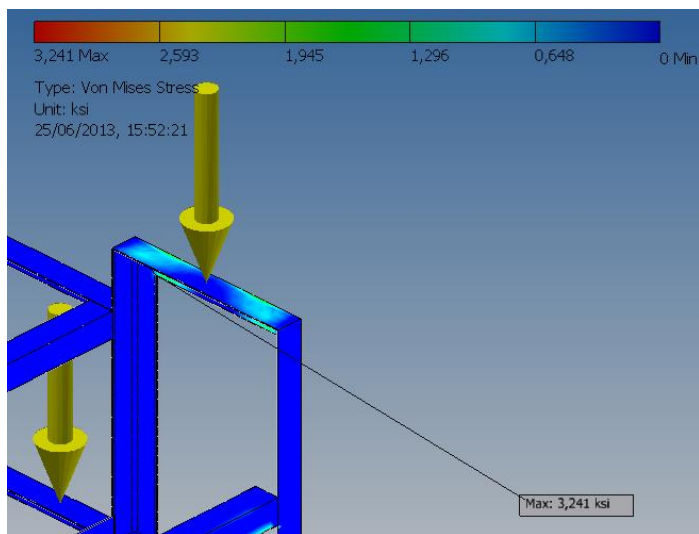


Figura 2.13 Acercamiento del Análisis del Esfuerzo de Von Misses

Fuente: Autor

Los resultados de la simulación establecen que el máximo Esfuerzo de Von Misses presente en la estructura es de 3,2 Ksi; mismo que se presenta en los soportes laterales de la máquina. Si se compara este valor con el valor de la resistencia a la fluencia del material de la Tabla 2.1, se puede concluir que no existe fluencia en la estructura, porque no se cumple lo estipulado en la desigualdad 2.1:

$$3,2 \text{ Ksi} \geq 36 \text{ Ksi}$$

Los resultados de la simulación del Esfuerzo Von Misses comprueban que el diseño de la estructura cumple con las necesidades del diseñador ya que garantiza estabilidad estructural.

El valor de los resultados tanto de los cálculos como de la simulación son semejantes, lo que garantiza la fiabilidad del diseño de la estructura de la máquina.

A continuación se presenta el resumen de los datos de la simulación:

▣ **Results**

▣ **Reaction Force and Moment on Constraints**

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	200,829 lbf	-123,271 lbf	208,784 lbf ft	-171,698 lbf ft
		-158,442 lbf		-111,421 lbf ft
		5,70725 lbf		-41,178 lbf ft
Frictionless Constraint:3	229,096 lbf	-165,611 lbf	187,319 lbf ft	126,254 lbf ft
		158,227 lbf		-93,5214 lbf ft
		-4,70258 lbf		101,991 lbf ft

▣ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	329,233 in ³	
Mass	93,4893 lbmass	
Von Mises Stress	0,00000361701 ksi	3,23893 ksi
1st Principal Stress	-1,61523 ksi	1,68001 ksi
3rd Principal Stress	-4,16966 ksi	0,191575 ksi
Displacement	0,0000000268182 in	0,0214587 in
Safety Factor	9,26936 ul	15 ul
Stress XX	-2,61022 ksi	1,00929 ksi
Stress XY	-0,704243 ksi	0,729689 ksi
Stress XZ	-1,18254 ksi	1,18092 ksi
Stress YY	-1,81601 ksi	0,94313 ksi
Stress YZ	-0,845725 ksi	1,08719 ksi
Stress ZZ	-3,26623 ksi	1,45703 ksi
X Displacement	-0,00000611194 in	0,0192388 in
Y Displacement	-0,00182215 in	0,00183119 in
Z Displacement	-0,00954029 in	0,000531057 in
Equivalent Strain	0,000000000104336 ul	0,0000921303 ul
1st Principal Strain	-0,00000046577 ul	0,0000565292 ul
3rd Principal Strain	-0,000104417 ul	0,000000726153 ul
Strain XX	-0,0000478481 ul	0,0000288349 ul
Strain XY	-0,0000281403 ul	0,0000291571 ul
Strain XZ	-0,0000472521 ul	0,0000471876 ul
Strain YY	-0,0000548576 ul	0,0000420822 ul
Strain YZ	-0,0000337937 ul	0,0000434422 ul
Strain ZZ	-0,0000705332 ul	0,0000445572 ul
Contact Pressure	0 ksi	11,8125 ksi
Contact Pressure X	-4,57593 ksi	9,00891 ksi
Contact Pressure Y	-7,66504 ksi	5,45664 ksi
Contact Pressure Z	-7,57221 ksi	5,93781 ksi

▣ **Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	143,299 lbf
Vector X	143,299 lbf
Vector Y	0,000 lbf
Vector Z	0,000 lbf

▣ **Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	55,115 lbf
Vector X	55,115 lbf
Vector Y	0,000 lbf
Vector Z	-0,006 lbf

Figura 2.14 Resumen de los datos de la simulación del Análisis del Esfuerzo de Von Mises
Fuente: Autor

2.5 FACTOR DE SEGURIDAD ^[12]

El factor de seguridad FDS es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real al que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en reserva que tiene el sistema por sobre sus requerimientos.

¹² Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.).(p.17) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

2.5.1 Cálculo del FDS

La teoría de la energía de distorsión o Esfuerzo de Von Mises establecía que si se cumplía la desigualdad 2.2 ocurría la fluencia. Para cuestiones de diseño y cálculo del FDS la desigualdad 2.2 se convierte en: ^[11]

$$\sigma' = S_y / n \quad (\text{Ec. 2.5})$$

donde n es el factor de seguridad, reemplazando valores tenemos :

$$n = S_y / \sigma' = 36\text{MPa} / 4,5 \text{ MPa} = 8$$

Del resultado anterior se deduce que la estructura soportará tranquilamente la carga de 190Kg sobre ella. Lo que demuestra que el diseño garantiza estabilidad estructural en la máquina.

2.5.2 Cálculo del FDS utilizando el CAD Inventor Profesional

El CAD Inventor Profesional nos permite determinar cuál es el Factor de Seguridad que debe tener la estructura de la máquina como se muestra en la figura 2.15.

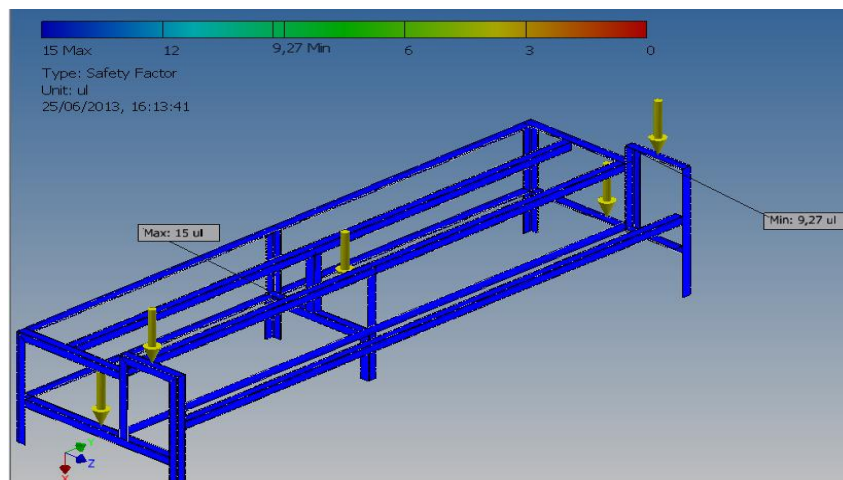


Figura 2.15 Análisis del Factor de seguridad de la estructura de la máquina.

Fuente: Autor

Tanto en los cálculos como en la simulación del Factor de seguridad el valor obtenido en ambos casos es semejante, por lo que se concluye que el diseño y la fiabilidad están garantizados. La simulación del FDS da como resultado que el FDS mínimo es de 9,27 y que el FDS máximo es de 15. El factor de seguridad que escogeremos será de 3 por cuestiones de diseño, esto significa que la estructura soportará satisfactoriamente la carga de 190 Kg.

2.6 CONSTRUCCIÓN

Una vez realizado el diseño de la estructura y mediante el CAD Inventor Profesional haber obteniendo resultados satisfactorios al simular el Análisis de Estructura y el Análisis de Esfuerzos de la misma, se procede a la construcción de la estructura de la Máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral.



Fotografía 2.4 Proceso de medición y corte

Fuente: Autor



Fotografía 2.5 Proceso de armado de las partes de la estructura
Fuente: Autor



Fotografía 2.6 Proceso de soldadura eléctrica de las partes que componen la estructura
Fuente: Autor



Fotografía 2.7 Soporte lateral derecho
Fuente: Autor



Fotografía 2.8 Proceso de armado de la estructura mediante soldadura eléctrica
Fuente: Autor



Fotografía 2.9 Estructura de la máquina

Fuente: Autor

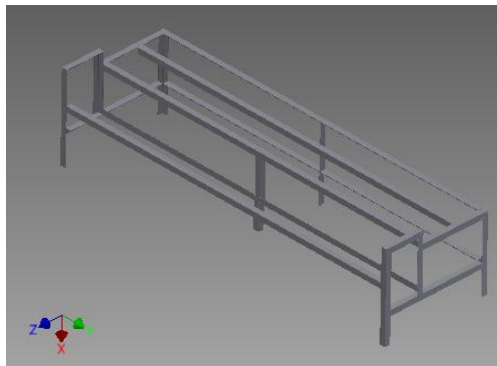


Figura 2.16 Estructura de la máquina en CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

CAPÍTULO 3.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE VIBRACIÓN

3.1 INTRODUCCIÓN

Una vez que se ha diseñado y construido la estructura de la máquina se procede a diseñar el molde en donde se formarán los postes de hormigón armado para alambrado perimetral. Al inicio del presente capítulo se diseñará el molde porque es en este en donde se acoplara el sistema mecánico de vibración.

Luego de terminar el diseño del molde se procede a diseñar el sistema mecánico de vibración, dicho sistema debe garantizar una aceptable compactibilidad del hormigón armado en el interior del molde, lo que repercute directamente en la calidad del poste para alambrado perimetral.

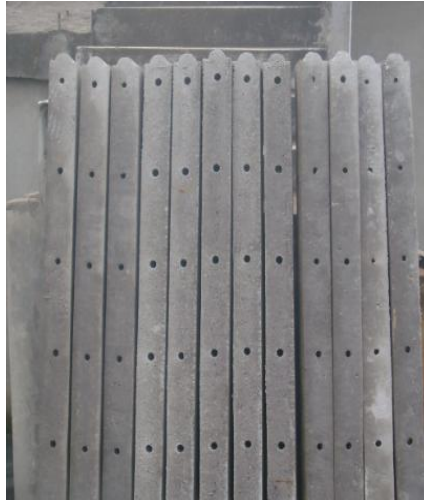
3.1.1 Molde de la máquina

El molde es la parte de la máquina en donde luego de colocar el hormigón armado y encender la misma, el sistema mecánico de vibración se encarga de la primera etapa de la compactación del material para la formación del poste.

La segunda etapa de compactación del material se lo realiza de forma manual por los operadores mientras la máquina está en marcha, para lo cual ellos utilizan dos planchas de acero. Una vez terminadas las dos etapas se procede a apagar la máquina, para dar el acabado final al poste.

La forma que debe tener el molde se basa en la forma que posee actualmente este tipo de postes. A estos se los puede clasificar en dos grupos:

- Postes rectos



Fotografía 3.1 Postes rectos de hormigón armado para alambrado perimetral

Fuente: Autor

- Postes con codo.



Fotografía 3.2 Postes con codo de hormigón armado para alambrado perimetral

Fuente: Autor

3.1.1.1 Selección de la forma del molde

La selección de la forma del molde se basará principalmente tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- La demanda de un determinado tipo de poste por parte del consumidor
- Las necesidades expuestas por parte del propietario de la empresa en donde se implementará la máquina.

Una vez analizados estos puntos de criterio, la decisión final es diseñar el molde para fabricar postes con codo.

3.1.2 Diseño en 3D del molde de la máquina utilizando CAD Inventor Profesional.

El diseño del molde será tal y como se muestra a continuación:

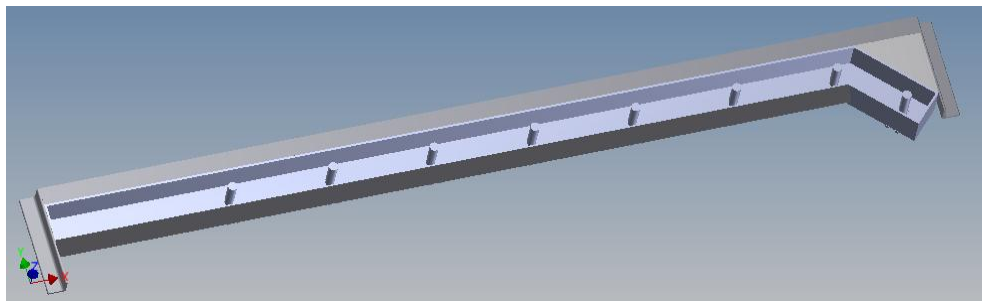


Figura 3.1 Molde de la máquina con su respectiva platina base.

Fuente: Autor

Como se puede observar en la figura el molde tiene las siguientes características:

- Su forma es igual a la de los postes de codo
- Posee 8 elementos cilíndricos, su función es formar los orificios por donde pasará el alambre de púas.
- Posee una platina que se posará en la base del molde para permitir la colocación del hormigón armado en el interior del mismo.
- Tiene dos soportes laterales para acoplarse a la estructura de la máquina.

3.1.3 Ventajas del molde de la máquina

- Facilidad en elaboración del poste.

- Ahorro de tiempo porque el operador ya no tiene que armar y desarmar varios moldes en la elaboración de los postes.
- Se elimina la colocación artesanal de los elementos que formarán los orificios del poste.
- Facilidad para evacuar el poste del interior del molde.
- Mejor acabado estético del poste.
- Su diseño permite aumentar la cantidad diaria de producción.
- Mejor compactibilidad del hormigón armado porque el molde poseerá un sistema mecánico de vibración acoplado a él.

3.1.4 Parámetros para la vibración del molde de la máquina ^[13,14]

La vibración cumple un papel fundamental ya que de ella depende la calidad de la compactibilidad del hormigón, lo que repercute directamente en la calidad del poste de hormigón armado para alambrado perimetral. Los siguientes parámetros servirán para diseñar adecuadamente el sistema de vibración de la máquina:

- Para garantizar una excelente compactibilidad del hormigón, el rango de rpm del sistema de vibración se ubica entre las 2300 y las 3000 rpm .
- En la maquinaria para prefabricados se considera que el peso de la masa excéntrica debe ser menor a 2kg.

La amplitud a utilizar debe ser de mínimo 0.04 mm.

- Se debe tomar en cuenta el valor de la región de resonancia porque si esta se acerca demasiado al molde puede provocar la destrucción del mismo.

¹³ Bloqueras y Adoquineras del Norte - Maquinaria para Prefabricados; Sistema mecánico de vibración en maquinaria para prefabricados.

¹⁴ Pablo G.; Cristian M.; Diseño y construcción de una máquina automática para la fabricación de prefabricados de hormigón; Tesis de grado previa a la obtención de Ingeniero mecánico; Escuela Superior Politécnica del Chimborazo, Facultad de Mecánica; 2009. (p. 14)

3.2 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE VIBRACIÓN

El sistema mecánico de vibración de la máquina se conforma de los siguientes elementos:

- eje
- resortes
- chumaceras
- excéntricas
- poleas
- motor

Este sistema realiza la compactibilidad del hormigón armado por medio del giro de masas excéntricas acopladas al eje que está unido al molde de la máquina mediante chumaceras. La velocidad de giro más la forma geométrica de las excéntricas provoca una frecuencia de vibración misma que es transmitida al molde de la máquina.

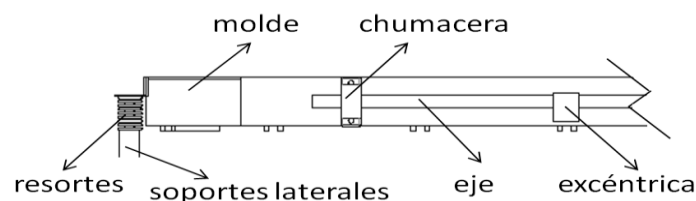


Figura 3.2 Descripción del Sistema Mecánico de Vibración

Fuente: Autor

3.2.1 Análisis matemático del movimiento producido por la vibración de las masas excéntricas ^[15]

Si se toma en cuenta la existencia de los resortes en el sistema de vibración más

¹⁵ Medina H. (s.f.). Movimiento Oscilatorio. Pontificia Universidad Católica del Perú. Departamento de Física. Recuperado de: http://biblioteca.pucp.edu.pe/docs/elibros_pucp/medina_hugo/Medina_Fisica2_Cap2.pdf

el giro de las excéntricas provocadas por una fuente permanente (el motor), podemos decir que en este sistema existe una oscilación forzada con amortiguamiento. En la figura 3.3 se explica el esquema del sistema mecánico de vibración de la máquina.

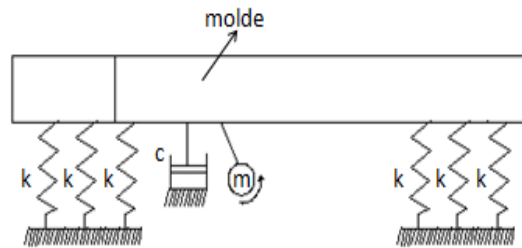


Figura 3.3 Esquema del Sistema de Vibración

Fuente: Autor

Como los resortes están colocados en paralelo se los puede considerar como uno solo para el análisis matemático, quedando finalmente el diagrama del movimiento como sigue:

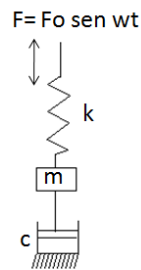


Figura 3.4 Esquema simplificado del Sistema de Vibración

Fuente: Autor

Las vibraciones que experimentará el molde serán en sentido vertical y esto se lo puede considerar como un caso de vibración forzada con amortiguamiento, y la ecuación diferencial que gobierna dicho movimiento está dada por la siguiente expresión:

$$F_o \cdot \text{sen } \omega t = m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Las soluciones correspondientes a esta ecuación son la transitoria y la estacionaria. La solución que predomina en la vibración forzada con amortiguamiento es la solución estacionaria o solución particular y viene dada por la expresión:^[16]

$$x = \frac{F_0 \operatorname{sen}(wt - \varphi)}{\sqrt{(k - mw^2)^2 + c^2 w^2}} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

En donde φ es la diferencia de fase, y por lo tanto

$$\tan\varphi = \frac{cw}{k - mw^2} \quad (\text{Ec.3.3})$$

Siendo φ el ángulo de fase del sistema y este puede ser despreciado sin incurrir en ningún error, por lo tanto la ecuación ahora queda de la siguiente manera:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(k - mw^2)^2 + c^2 w^2}} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Siendo x_0 la amplitud de la vibración, y despejando F_0 tenemos:

$$F_0 = x_0(\sqrt{(k - mw^2)^2 + c^2 w^2}) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

- F_0 = Fuerza centrífuga provocada por la excéntrica
- x_0 = Amplitud de la frecuencia que por condiciones de diseño se considera que es igual a 1mm.
- k_i = Constante del resorte
- N_r = número de resortes del sistema

¹⁶ Pablo G.; Cristian M.; Diseño y construcción de una máquina automática para la fabricación de prefabricados de hormigón; Tesis de grado previa a la obtención de Ingeniero mecánico; Escuela Superior Politécnica del Chimborazo, Facultad de Mecánica; 2009 (p. 43,44,45)

- $k=k_i * Nr$ (Ec. 3.6)
- m_1 = masa del molde
- $W= 2307 \text{ rpm} = 241.49 \text{ rad/s}$. (velocidad de giro del eje de las máquinas para prefabricados)⁹
- c =coeficiente de amortiguamiento=5,65kg/cm. [16]

3.2.1.1 Diseño del resorte utilizando CAD Inventor Profesional

Una de las variables para encontrar el valor de F_0 es K_i que es la constante del resorte, dato que no sabemos aún. En la sección 2.2.3 Selección de materiales, se estableció que al momento de la selección real de un material para una aplicación de diseño particular tomamos como base aplicaciones previas o que ya existen y han sido probadas obteniendo resultados satisfactorios. Con base en esto, diseñaremos en CAD Inventor Profesional los resortes que poseen las máquinas para prefabricados. Los resortes de mayor expendio en el mercado local son los fabricados bajo la norma ASTM 231-41 que es una aleación de cromo vanadio, estos resortes soportan esfuerzos mayores que los fabricados con acero al alto carbono, tienen una alta durabilidad, resistencia a la fatiga y además sirven para cargas de choque o impacto.



Fotografía 3.3 Resortes utilizados en la maquinaria para prefabricados

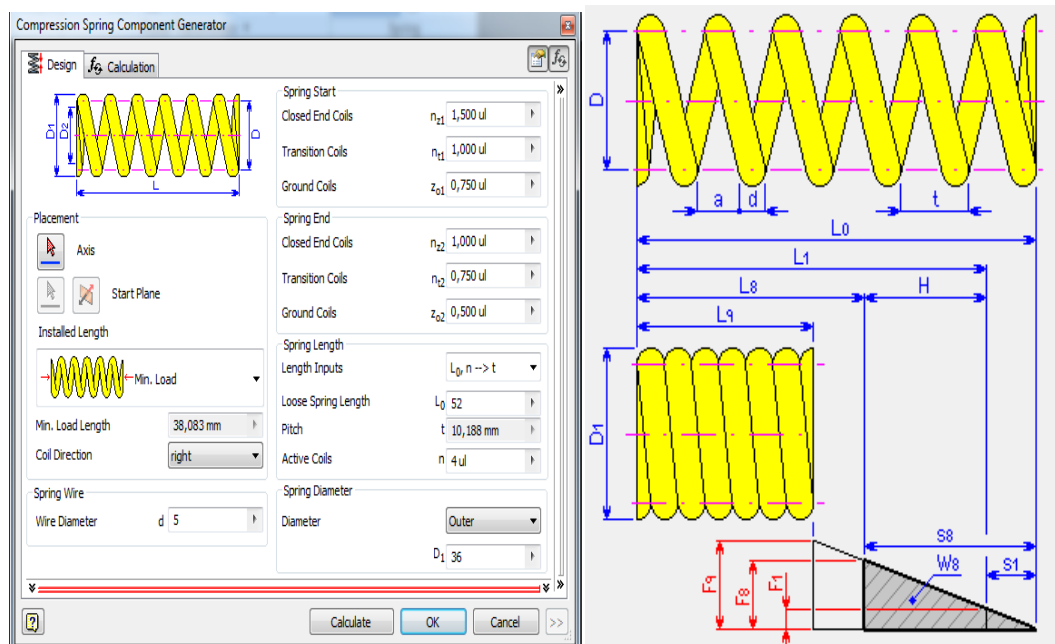
Fuente: Autor

El CAD Inventor Profesional permite diseñar un resorte sabiendo su altura, diámetro exterior, número de espiras activas y el diámetro del alambre. Estos datos los obtenemos de los resortes existentes en la maquinaria para prefabricados.

Al extraer los resortes de la máquina y haber realizado las mediciones respectivas se obtuvieron los siguientes datos:

- D = diámetro exterior=36mm
- d =diámetro del alambre=5mm
- L_0 =longitud del resorte=52mm
- n =número de espiras activas= 4

Introducimos estos datos en el CAD Inventor Profesional para simular el diseño del resorte y de esta manera obtener k_i (constante del resorte).



Results		Load	
a	5,188 mm	Min. Load	F ₁ 625,000 N
t	10,188 mm	Max. Load	F ₈ 1500,000 N
K _w	1,000 ul	Working Load	F 625,000 N
k	44,909 N/mm	Dimensions	
s ₁	13,917 mm	Wire Diameter	d 5 mm
s ₈	33,401 mm	Outside Diameter	D ₁ 36 mm
s ₉	20,750 mm	Loose Spring Length	L ₀ 52 mm
L _{minf}	34,980 mm	Spring Coils	
L _g	31,250 mm	Rounding of Coil Number	1
		Active Coils	n 4 ul

Figura 3.5 Diseño del resorte en CAD Inventor Profesional

Fuente: Propia



Figura 3.6 Resorte en CAD Inventor Profesional

Fuente: Autor

De la simulación obtenemos que el Ki para un resorte con estas especificaciones es de 44,909 N/mm (4894,4 Kg/cm). Además se obtiene el valor de la carga de trabajo que soporta 625N (63,7 Kg).

3.2.1.2 Cálculo de Fo

$$F_o = x_0(\sqrt{(k - mw^2)^2 + c^2w^2})$$

$$K=ki*Nr= 29366,4 \text{ Kg/cm}$$

$$m=m_1=\text{masa del molde}= 50\text{Kg (estimado)}$$

$$F_o= 0.1 \text{ cm}(\sqrt{(29366,4 - 50 * 241.49^2)^2 + 5.65^2 * 241.49^2})$$

$$F_o = 288892.03 \text{ kg}$$

3.2.2 Diseño inicial de la excéntrica

Las masas excéntricas son las encargadas de generar las vibraciones en el molde de la máquina. Estas van acopladas al eje del sistema mecánico de vibración, mismo que al entrar en funcionamiento provoca el giro de las excéntricas y estas a su vez generan las vibraciones. Al diseñar excéntricas se debe tomar en consideración su masa y dimensiones porque si estos valores son demasiado elevados causarían serios daños a los elementos que componen el sistema mecánico de vibración, especialmente al motor.

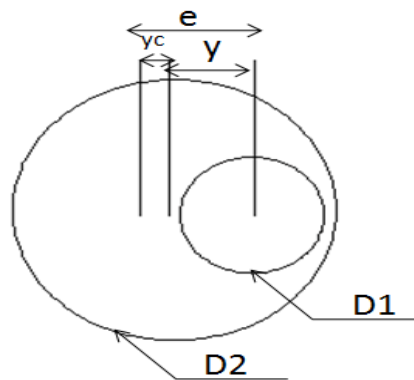


Figura 3.7 Parámetros geométricos de la masa excéntrica

Fuente: Autor

de donde:

D_1 = diámetro del agujero (diámetro del eje)

D_2 = diámetro del disco

Y = posición del centro del agujero al centro del disco

Y_c = posición del centroide respecto del centro del disco

e = brazo de excentricidad = excentricidad

3.2.2.1 Cálculo de la altura (q) del disco de acero del que se formará la excéntrica.

Con la fuerza centrífuga F_o provocada por el giro de la excéntrica a una velocidad de 2307 rpm se puede calcular la altura (q) del cilindro de acero del que se formará la excéntrica.

La fuerza centrífuga (F_c) se establece de la siguiente manera:

$$F_c = F_o = m \cdot a_n \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Donde:

m = masa de la excéntrica = $V\rho$

$$a_n = \text{aceleración} = e\omega^2 \quad [16] \quad (\text{Ec. 3.8})$$

e = excentricidad

ω = velocidad angular = 241.59 rad/seg

V = volumen de la excéntrica

ρ = densidad del acero = $7.8 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$ [17]

reemplazando se tiene:

$$F_c = V \cdot \rho \cdot e \cdot \omega^2 \quad (\text{Ec. 3.9})$$

$$F_c = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot q \cdot \rho \cdot e \cdot \omega^2 \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Despejando q tenemos:

$$q = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} D^2 \cdot \rho \cdot e \cdot \omega^2} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Se analiza el diseño de la excéntrica asignando valores a las variables desconocidas, tal como se muestra en la tabla 3.1:

¹⁷ Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). (p.987) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

q[cm]	e[cm]	D[cm]	Masa (Kg)
32.35	1	5	4.9544
26.73	1	5.5	4.9534
22.46	1	6	4.9533
19.14	1	6.5	4.9539
16.5	1	7	4.9529
14.37	1	7.5	4.9518
21.56	1.5	5	3.3019
17.82	1.5	5.5	3.3023
14.97	1.5	6	3.3014
12.76	1.5	6.5	3.3026
11.00	1.5	7	3.3019
9.58	1.5	7.5	3.3012
16.17	2	5	2.4764
13.36	2	5.5	2.4758
11.23	2	6	2.4766
9.57	2	6.5	2.4769
8.25	2	7	2.4764
7.18	2	7.5	2.4741
12.94	2.5	5	1.9817
10.69	2.5	5.5	1.9810
8.98	2.5	6	1.9804
7.65	2.5	6.5	1.9800
6.60	2.5	7	1.9811
5.75	2.5	7.5	1.9814

Tabla 3.1 Cálculo del espesor y peso de la excéntrica

Fuente: Autor

De los datos de la tabla 3.1 se obtiene que el espesor y la masa de la excéntrica disminuyen conforme se incrementan el brazo de excentricidad y el diámetro del disco. La masa de la excéntrica para los últimos seis valores de la tabla son casi iguales (1.98 Kg) y entran dentro del rango establecido en el apartado 3.1.4.

Como aún se desconoce cuál va a ser el diámetro del eje, se escoge provisionalmente el mayor valor de D de los seis valores mencionados anteriormente. Al buscar en el mercado un disco de acero con un valor semejante a $D=7.5\text{cm}$, se encontró que existe un eje de acero de transmisión con norma AISI 1018 de 7.62cm (3in), por lo tanto los valores para este eje son:

q[cm]	e[cm]	D[cm]	Masa (Kg)
5.57	2.5	7.62	1.9812

Tabla 3.2 Cálculo del espesor y peso de la excéntrica para $D=7.62\text{cm}$

Fuente: Autor

En conclusión, se escoge provisionalmente un eje de 7.62cm de diámetro y un espesor de 5.57cm para formar la excéntrica con una masa de 1.98kg .

3.2.3 Cálculo de la potencia para el motor del sistema de vibración

Para calcular la potencia del motor es necesario determinar la cantidad de inercia que debe vencer para que este produzca el momento adecuado y por ende el eje y las excéntricas giren, logrando así el correcto funcionamiento del sistema mecánico de vibración.

La potencia del motor viene dada por:

$$\text{Pot} = M \cdot w \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Donde:

M= Momento

w= velocidad angular de eje

Para calcular M se utiliza la siguiente ecuación:

$$M = \Sigma I * n \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Donde

ΣI = la suma total de Inercia de todos los elementos del sistema

$$\Sigma I = I_{\text{eje}} + I_{\text{excéntrica}} + I_{\text{polea}} + I_{\text{platina posterior del molde}} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

n= aceleración angular

Para determinar la aceleración angular se utiliza la siguiente ecuación:

$$n = w / t \quad (\text{Ec. 3.15})$$

donde t= 1,5 s y es el tiempo que necesita un motor para estabilizarse. [16]

$$n = (241,49 \text{ rad/s}) / 1,5 \text{ s} = 160,99 \text{ rad/s}^2$$

Se calcula la inercia de la $I_{\text{platina posterior del molde}}$, porque es en esa platina en donde estará acoplado el sistema mecánico de vibración.

Antes de calcular la inercia de los cuatro elementos primero calcularemos el valor de sus respectivas masas.

$$m_{\text{eje}} = \pi * r^2 * L * \rho_{\text{acero AISI 1018}} \quad [8] \quad (\text{Ec. 3.16})$$

$$m_{\text{eje}} = \pi * (0,015875\text{m})^2 * 2,26\text{m} * (7800 \text{ Kg/m}^3) = 13,96 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{excéntrica}} = 1,98\text{Kg}$$

$$m_{\text{polea}} = \pi * r^2 * L * \rho_{\text{aluminio}} \quad [17]$$

$$m_{\text{polea}} = \pi * (0,0381\text{m})^2 * 0,02\text{m} * (2636 \text{ Kg/m}^3) = 0,24 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{platina posterior del molde}} = L * A * E * \rho_{\text{acero ASTM A36}} \quad [8] \quad (\text{Ec. 3.17})$$

donde

L=largo ; A= ancho ; E= espesor

$$m_{\text{platina posterior del molde}} = 2,26\text{m} * 0,1\text{m} * 0,006\text{m} * 7850\text{Kg/m}^3 = 10,64 \text{ Kg}$$

Cálculo de los momentos de inercia: ^[18]

$$I_{\text{eje}} = (m_{\text{eje}} * r^2) / 2 \quad (\text{Ec. 3.18})$$

$$I_{\text{eje}} = (13,96\text{Kg} * (0,015875\text{m})^2) / 2 = 0.00176 \text{ Kg*m}^2$$

$$I_{\text{excéntrica}} = (m_{\text{excéntrica}} * r^2) / 2 = (1,98\text{Kg} * (0,0381\text{m})^2) / 2 = 0,0014 \text{ Kg*m}^2$$

$$I_{\text{polea}} = (m_{\text{polea}} * r^2) / 2 = (0,24 \text{ Kg} * (0,0381\text{m})^2) / 2 = 0,00017 \text{ Kg*m}^2$$

$$I_{\text{platina posterior del molde}} = (m_{\text{platina posterior del molde}} * A^2) / 12 \quad (\text{Ec. 3.19})$$

$$I_{\text{platina posterior del molde}} = (10,64\text{Kg} * (0,1\text{m})^2) / 12 = 0,0088 \text{ Kg*m}^2$$

Reemplazando valores en la Ec. 3.14 se tiene

$$\Sigma I = 0,01219 \text{ Kg*m}^2$$

Reemplazando valores en la Ec. 3.13 se tiene

$$M = 1,9635 \text{ N*m}$$

Reemplazando valores en la Ec. 3.12 se tiene

$$\text{Pot} = 1,9635 \text{ N*m} (241,49 \text{ rad/s}) = 474.17 \text{ W} = 0,64 \text{ Hp}$$

Para garantizar el funcionamiento adecuado del sistema mecánico de vibración se selecciona un motor monofásico de 1 Hp de catálogo. Este motor puede operar con voltaje de 120 o 220 Voltios

¹⁸ Departamento de física aplicada UCLM. Cálculo de momentos de inercia. Recuperado de: http://www.uclm.es/profesorado/ajbarbero/Problemas/Momentos_de_inercia07.pdf

3.2.4 Sistema de transmisión de potencia por bandas ^[19;20]

Las bandas están entre los principales tipos de elementos flexibles para transmisión de potencia. En general se aplican las transmisiones por banda cuando las velocidades de rotación son relativamente altas. Un tipo de banda muy usado en transmisiones de potencia es el accionamiento con bandas en V. La forma en V hace que la banda se acúñe firmemente en la ranura, lo que incrementa la fricción y permite la transmisión de grandes pares torsionales sin que exista deslizamiento.

En nuestro caso particular utilizaremos la transmisión de potencia por bandas por lo descrito anteriormente. En esta sección se diseña la longitud de la banda y el diámetro de las poleas en base a las características del motor y la excéntrica.

3.2.4.1 Características del motor

- Potencia= 1Hp
- Velocidad= 1730 rpm=n1

$$P_d = \text{potencia de diseño} = f * P_m \quad [21] \quad (\text{Ec. 3.20})$$

donde:

f=factor de servicio de sobrecarga=1

p_m=potencia del motor= 1Hp por lo tanto:

P_d= 1Hp

¹⁹ Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.).(p.878-884) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

²⁰ Norton R. (2009). *Diseño de maquinaria* (4ta ed.). (p. 268-277). México: McGraw-Hill

²¹ Corzo D.; Cuatín M.; Diseño de una máquina semiautomática para la fabricación de bloques y adoquines; Tesis de grado previa a la obtención de Ingeniero mecánico; Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica; 2011.(p. 143,145)

3.2.4.2 Características de la excéntrica

- Velocidad= 2307 rpm= n_2

3.2.4.3 Determinación de las dimensiones de las poleas

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1730}{2307} = 0.75 \quad (\text{Ec.3.21})$$

D_1 = diámetro de la polea motriz = polea mayor

D_2 = diámetro de la polea conducida = polea menor

Si $D_2 = 3$ in, entonces:

$$D_1 = \frac{D_2}{0,75} = 4 \text{ in}$$

En resumen las dimensiones de las poleas son las siguientes:

$D_1 = 4$ in y $D_2 = 3$ in.

Una vez que se conoce las especificaciones del motor y se selecciona los diámetros de las poleas, procedemos a seleccionar la banda que se acople a nuestro diseño. La banda escogida es una de sección A tal como se muestra en la Tabla A: Secciones de bandas en V estándar del Anexo 1.

Para continuar con el diseño se debe tomar un valor arbitrario de C pero que cumpla con el siguiente enunciado:

El intervalo de distancias nominales entre centros debe ser

$$D_2 < C < 3(D_1 + D_2) \quad (\text{Ec. 3.22})$$

C= Distancia entre los centros de las poleas, (si se reduce C la calidad de transmisión de potencia aumenta.)

$$3\text{in} < C < 3(4\text{in} + 3\text{in})$$

$3\text{in} < C < 21\text{in}$ o $C < 533.4\text{mm}$ por tanto vamos asignarle a C un valor de 10in (254mm) para de esta manera poder calcular la longitud de la banda.

3.2.4.4 Cálculo de la longitud de la banda ^[20]

La longitud de la banda se obtiene de resolver la siguiente ecuación tomada del libro de Norton R. página 270:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

Reemplazando valores se tiene:

$$L = 2(254\text{mm}) + 1.57(101.6\text{mm} + 76.2\text{mm}) + \frac{(101.6\text{mm} - 76.2\text{mm})^2}{4(254\text{mm})}$$

$$L = 787.171\text{mm} = 30.99\text{in}$$

De la Tabla B: Circunferencias interiores de bandas en V estándar (Anexo 2) seleccionamos provisionalmente la circunferencia que más se aproxime al valor que obtuvimos, por lo tanto seleccionamos una banda en V A31.

Al valor de la longitud de la banda se debe sumar 1.3 que es la dimensión de conversión de la banda Tabla C (Anexo 3) para obtener la longitud de paso de la misma:

$$L_p = L + 1.3 = 31\text{in} + 1.3\text{in} = 32.3\text{in}. \quad (\text{Ec. 3.24})$$

Luego de este análisis, la selección final para la transmisión de potencia es una banda en V A33.

3.2.4.5 Cálculo de la velocidad de la banda ^[20]

La relación de velocidades de las poleas motriz y conducida es inversamente proporcional a la relación de los diámetros de paso. Esto es consecuencia de la

observación de que allí no existe deslizamiento (bajo cargas normales). Así la velocidad lineal de la línea de paso en ambas poleas es igual a la velocidad de la banda V_b . Entonces:

$$V_b = \frac{\pi D_1 n_1}{12} \text{ (pies/min)} \quad (\text{Ec. 3.25})$$

Reemplazando valores tenemos:

$$V_b = 0.2718 \cdot 4 \cdot 1730 = 1811.65 \text{ pies/min} = 9.20 \text{ m/s}$$

3.2.4.6 Cálculo de la diferencia de fuerzas en el lado tenso y flojo en la geometría de la transmisión por bandas

F_b = Fuerza generada por la banda

$$P_d = (F_1 - F_2) V_b \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Dónde:

$$P_d = \text{Potencia de diseño} = 1 \text{ Hp} = 746 \text{ w}$$

$$(F_1 - F_2) = \frac{P_d}{V_b} = \frac{746}{9.20} = 81.08 \text{ N}$$

Para fines de diseño se supone que $F_1/F_2=3$ para un Angulo de contacto de 180° entonces se tiene que: [21]

$$3F_2 = F_2 + 81.08 \quad (\text{Ec. 3.27})$$

$$3F_2 - F_2 = 81.08$$

$$F_2 = \frac{81.08}{2}$$

$$F_2 = 40.54 \text{ N}$$

$$F_1 = 81.08 \text{ N} + 40.54 \text{ N}$$

$$F_1 = 121.62 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza que ejerce la banda sobre el eje es:

$$(F_1 + F_2) = 121.62 \text{ N} + 40.54 \text{ N} = 162.16 \text{ N} = F_b \quad (\text{Ec. 3.28})$$

3.2.5 Diseño del eje

El eje es el elemento del sistema mecánico de vibración que deberá soportar las fuerzas generadas por las masas excéntricas y la tensión de la banda de transmisión de potencia. El eje se acopla al molde de la máquina por medio de chumaceras o cojinetes montados.

La excéntrica se la va a dividir en tres partes para distribuir su masa en tres puntos distintos a lo largo del eje:

$$m_{e1} = m_{e2} = m_{e3} = m_e / 3 = 0.66 \text{ Kg.} \quad (\text{Ec. 3.29})$$

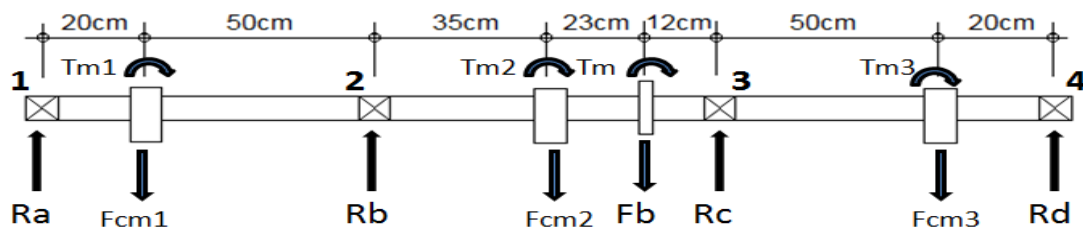


Figura 3.8 Esquema de la distribución de las fuerzas actuantes sobre el eje

Fuente: Autor

En la figura anterior:

$F_{cm1}=F_{cm2}=F_{cm3}$ = Fuerza centrífuga + peso de la masa excéntrica

$$F_{cm1}=F_{cm2}=F_{cm3}= m_{e1} * e * w^2 + m_{e1} * g \quad (\text{Ec. 3.30})$$

$$F_{cm1}=F_{cm2}=F_{cm3}= 0.66 \text{ kg} (241.59 \text{ rad/s})^2(0.025\text{m})+(0.66\text{kg})(9.8\text{m/s}^2)$$

$$F_{cm1}=F_{cm2}=F_{cm3}= 963.03 \text{ N}+6.468 \text{ N}= 969.50 \text{ N}$$

3.2.5.1 Cálculo del torque del motor (T_m)

$$T_m = P_m / w \quad (\text{Ec. 3.31})$$

donde:

T_m = torque del motor

P_m = Potencia del motor

w =velocidad angular del eje del motor

Reemplazando valores se tiene:

$$T_m = \frac{746 \text{ w}}{181.17 \text{ rad/s}} = 4.12 \text{ N} * m$$

T_{m1}, T_{m2} y T_{m3} son los torques necesarios para mover las masas excéntricas.

Cada una de las masas excéntricas consumen 1/3 del T_m , entonces:

$$T_{m1}=T_{m2}=T_{m3}= 1.373 \text{ N*m} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

Al realizar la $\Sigma M=0$ en los puntos 1,2,3 y 4 se obtienen cuatro ecuaciones y al resolverlas se puede conocer el valor de R_a, R_b, R_c, R_d .

Los resultados obtenidos fueron:

$$R_a = 521,1 \text{ N}; R_b = 1023,3 \text{ N}; R_c = 1149 \text{ N}; R_d = 516,2 \text{ N}$$

3.2.5.2 Diseño del eje en el CAD Inventor Profesional

El CAD Inventor Profesional permite realizar el diseño del eje a partir de las fuerzas que se aplicaran sobre él. Además nos permite conocer cuál debe ser el diámetro ideal del eje para que logre soportar dichas fuerzas. A continuación se mostraran figuras del diseño del eje en CAD Inventor Profesional:

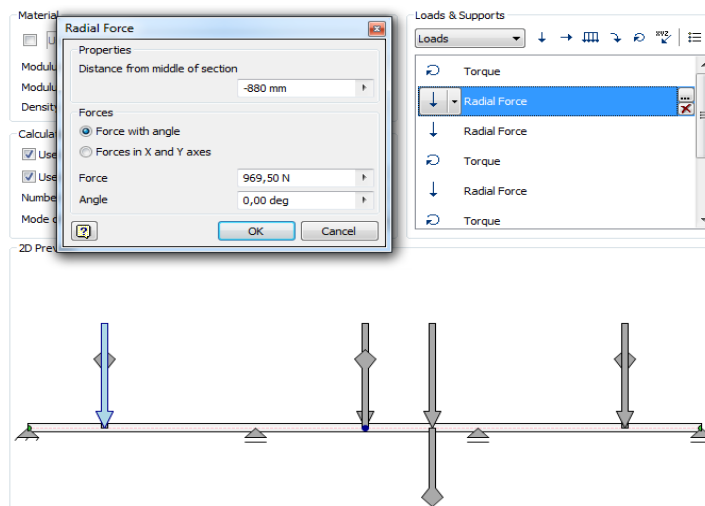


Figura 3.9 Esquema de la distribución de las fuerzas radiales actuantes sobre el eje diseñado en CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

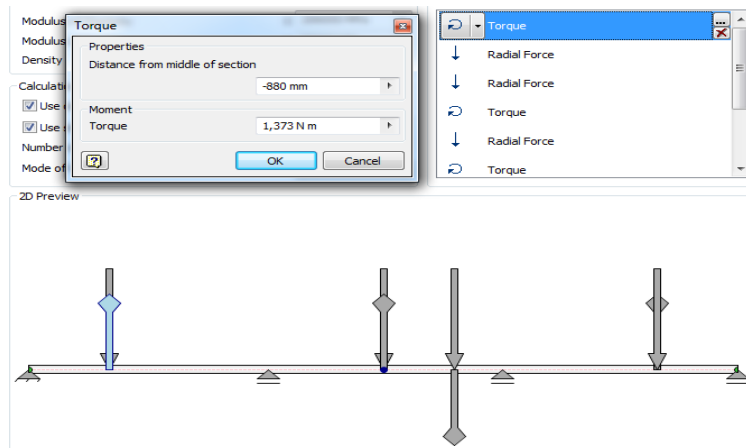


Figura 3.10 Esquema de la distribución de los torques actuantes sobre el eje diseñado en CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

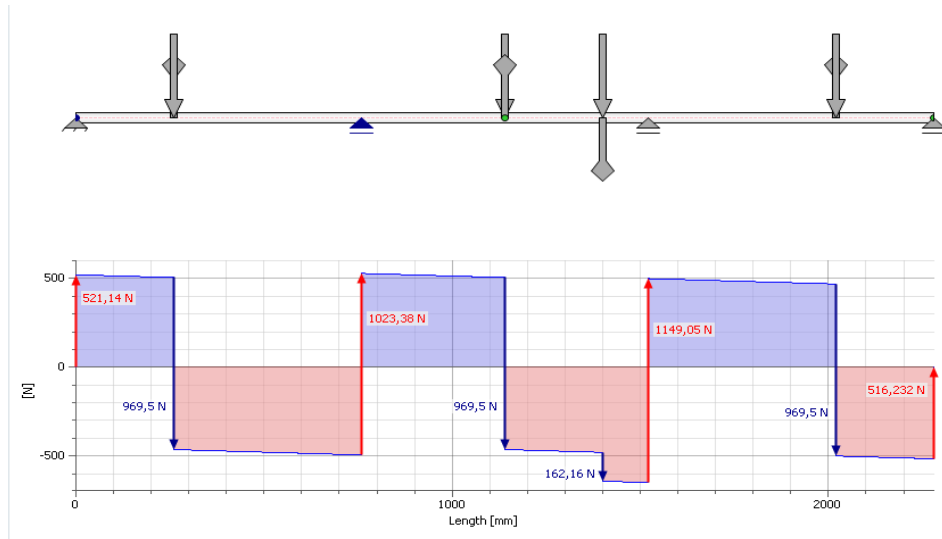


Figura 3.11 Diagrama de la fuerza de corte en el Plano YZ

Fuente: Autor

De la figura 3.11 se determina que el valor máximo de la fuerza cortante sobre el eje es de 1149,05 N.

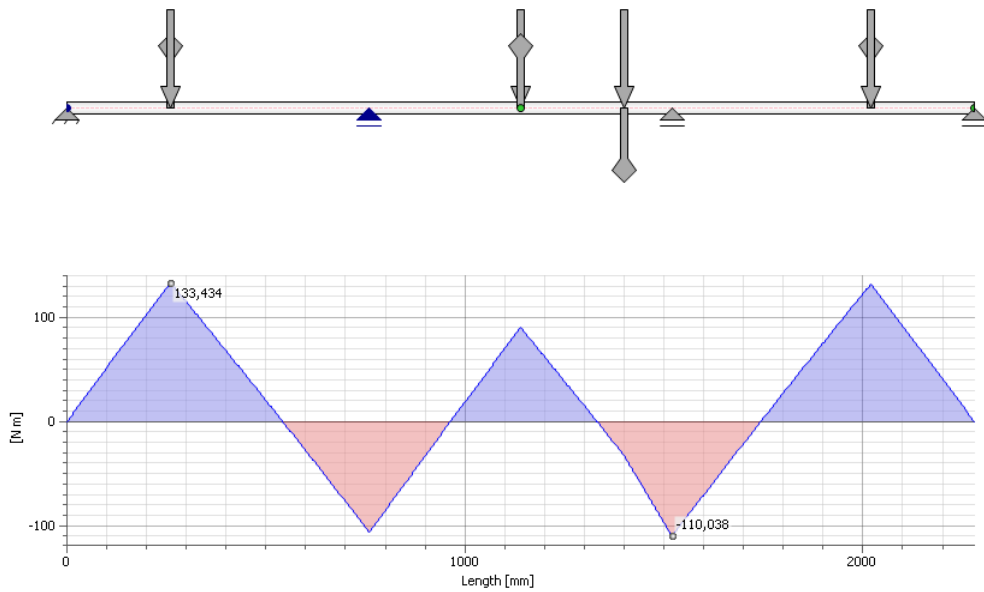


Figura 3.12 Diagrama del Momento Flector en el Plano YZ

Fuente: Autor

De la figura 3.12 se determina que el valor máximo del momento flector sobre el eje es de 133,434 N*m.

Cálculo del diámetro del eje ^[22]

Con los valores obtenidos hasta el momento es posible calcular el diámetro estimado que debe tener el eje, para esto se calcula los esfuerzos presentes en el mismo.

Esfuerzos en ejes:

$$\sigma_a = kf ((Ma * C) / I) \quad (\text{Ec. 3.33})$$

$$\sigma_m = kf ((Mm * C) / I) \quad (\text{Ec. 3.34})$$

$$T_a = kfs ((Ta * C) / J) \quad (\text{Ec. 3.35})$$

$$T_m = kfs ((Tm * C) / J) \quad (\text{Ec. 3.36})$$

en donde:

σ = esfuerzo de flexión

T = esfuerzo de torsión

Mm y Ma = momento flexionante medio y alternante

Tm y Ta = pares de torsión medio y alternante

Kf y kfs = factores de concentración del esfuerzo por fatiga de flexión y la torsión.

²² Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). (p.54-58) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c , I y J .

$$\sigma_a = kf ((32Ma \cdot C) / \pi d^3) \quad (\text{Ec. 3.37})$$

$$\sigma_m = kf ((32Mm \cdot C) / \pi d^3) \quad (\text{Ec. 3.38})$$

$$T_a = kfs ((16Ta \cdot C) / \pi d^3) \quad (\text{Ec. 3.39})$$

$$T_m = kfs ((16Tm \cdot C) / \pi d^3) \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Combinando estos esfuerzos de acuerdo con la Energía de Distorsión, los esfuerzos Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta cargas axiales están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 T_a^2)^{1/2} \quad (\text{Ec. 3.41})$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 T_m^2)^{1/2} \quad (\text{Ec. 3.42})$$

Estos esfuerzos medios y alternantes equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificado . El criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman es:

$$(1/n) = (\sigma'_a / S_e) + (\sigma'_m / S_{ut}) \quad (\text{Ec. 3.43})$$

Reemplazando valores y para cuestiones de diseño despejamos el diámetro:

$$d = (16n / \pi \{ (1/S_e) [4(kf \cdot Ma)^2 + 3(kfs \cdot Ta)^2]^{1/2} + 1/S_{ut} [4(kf \cdot Mm)^2 + 3(kfs \cdot Tm)^2]^{1/2} \})^{1/3} \quad (\text{Ec. 3.44})$$

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante por lo tanto:

$$M_m = T_a = 0$$

Para obtener el diámetro el eje a utilizar se calcula el S_e , M_a , M_m , T_a , T_m , k_f y k_s .

Cálculo del S_e ^[23]

Con base en lo que se estableció en el apartado 2.2.3, la selección del material del eje a utilizar parte de determinar cuál es el material de los ejes utilizados en la maquinaria para prefabricados. La investigación arrojó que el material utilizado para los ejes es Acero laminado en frío con norma AISI 1018. En la tabla 3.8 se características de este tipo de material, en donde se establece que tiene un:

$$S_y = 370 \text{MPa} \quad \text{y} \quad S_{ut} = 440 \text{MPa}$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut} ; \text{ para un } S_{ut} \leq 1400 \text{Mpa} \quad (\text{Ec. 3.45})$$

$$S_e' = 0,5(440 \text{Mpa}) = 220 \text{MPa}$$

Para determinar K_a , debemos tomar en cuenta que nuestro eje tiene un acabado superficial de laminado en frío. Los valores de “a” y “b” se obtienen de las tablas del ANEXO 6:

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (\text{Ec. 3.46})$$

$$\text{Si } a = 4,51; b = -0,265 \text{ y } S_{ut} = 440 \text{ Mpa}$$

$$K_a = 0,8987$$

²³ Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). (p.278-286) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

Por cuestiones de parámetros geométricos en la excéntrica el diámetro del eje debe ser menor a 2 pulg por lo tanto K_b se calcula de la siguiente manera:

Si $0,11\text{pul} < d < 2\text{pul}$, por lo tanto:

$$K_b = 0,879(d)^{-0,107} \quad (\text{ Ec. 3.47})$$

Como aun se desconoce el valor de (d) , se toma el mayor valor de la condición expuesta anteriormente. El valor provisional del diámetro del eje es de 2 in, reemplazando valores en la ecuación 3.45:

$$K_b = 0,8161$$

$K_c = 1$; para un esfuerzo combinado de flexión y torsión

$$K_d = 1$$

$K_e = 0,868$; para una confiabilidad del 95 % (ANEXO 7)

$K_f = 1$; por cuestiones de diseño provisionalmente se establece que el eje no tiene discontinuidades, por lo tanto $K_f = K_{fs} = 1$.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e' \quad (\text{ Ec. 3.48})$$

$$S_e = (0,8987)(0,8161)(1)(1)(0,868)(1)(220) = 140,05 \text{ MPa}$$

Si $M_m = T_a = 0$ por lo tanto la Ec. 3.44 queda de la siguiente manera:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \left(\frac{1}{S_e} \right) \left[4(k_f * M_a)^2 \right]^{1/2} + \left(\frac{1}{S_{ut}} \right) \left[3(k_{fs} * T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

De la figura 3.12 se establece que el $M_f = M_a = 133,434 \text{ N*m}$. Por cuestiones de diseño se toma un $n=3$, y del apartado 3.2.5.1 se tiene que el $T_m = 4.12 \text{ N*m}$; reemplazando valores se tiene:

$$d = \left(\frac{16 * 3}{\pi} \left\{ \left(\frac{1}{140,05} \right) \left[4(1 * 133,434)^2 \right]^{1/2} + \left(\frac{1}{440} \right) \left[3(1 * 4,12)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.03080 \text{ m.} = 3.08 \text{ cm} = 30,85 \text{ mm}$$

El CAD Inventor Profesional también puede calcular el valor del diámetro ideal que debe tener un eje para soportar determinadas cargas. Se ha utilizado este software para comprobar si el valor del cálculo realizado para seleccionar el diámetro del eje es acertado.

La figura 3.13 muestra los resultados de la simulación de las fuerzas (F_{cm1} , F_{cm2} , F_{cm3}) y los torques (T_m , T_{m1} , T_{m2} , T_{m3}) aplicados a un eje y determina el valor que debe tener dicho eje para soportar esas cargas de trabajo.

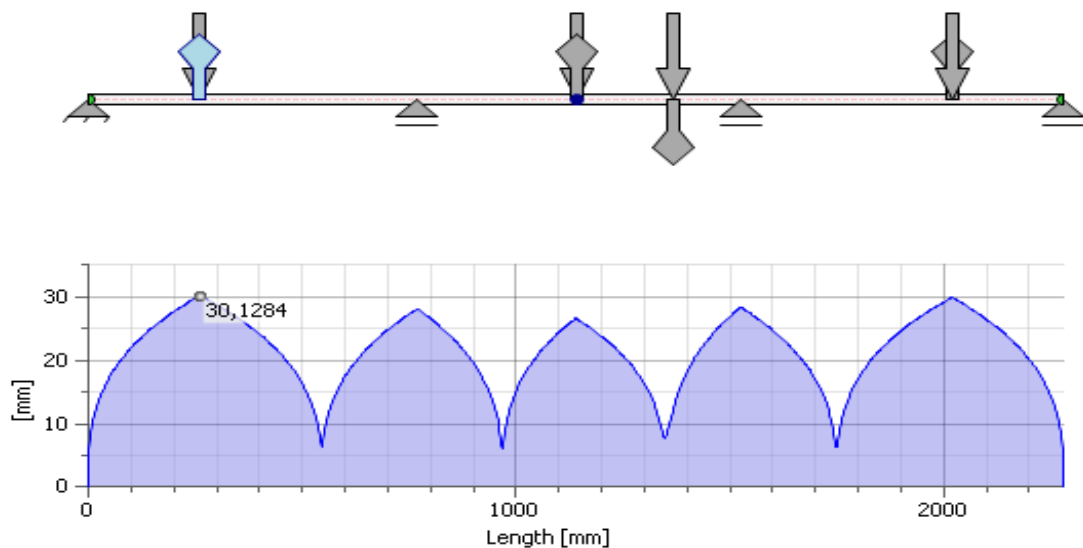


Figura 3.13 Diagrama del diámetro ideal que debe tener el eje

Fuente: Autor

De la figura 3.13 se deduce la diferencia entre los cálculos del diámetro del eje y la simulación en el CAD Inventor Profesional es de tan solo 0.72mm. Buscando en el mercado un eje que posea un diámetro aproximado al obtenido en los cálculos y la simulación se encontró y seleccionó un eje de acero de transmisión de laminado en frío con norma AISI 1018, con un diámetro de 31.75mm. En el apartado 3.3 Materiales, se explicará las propiedades mecánicas de este tipo de eje y su respectiva norma de fabricación.

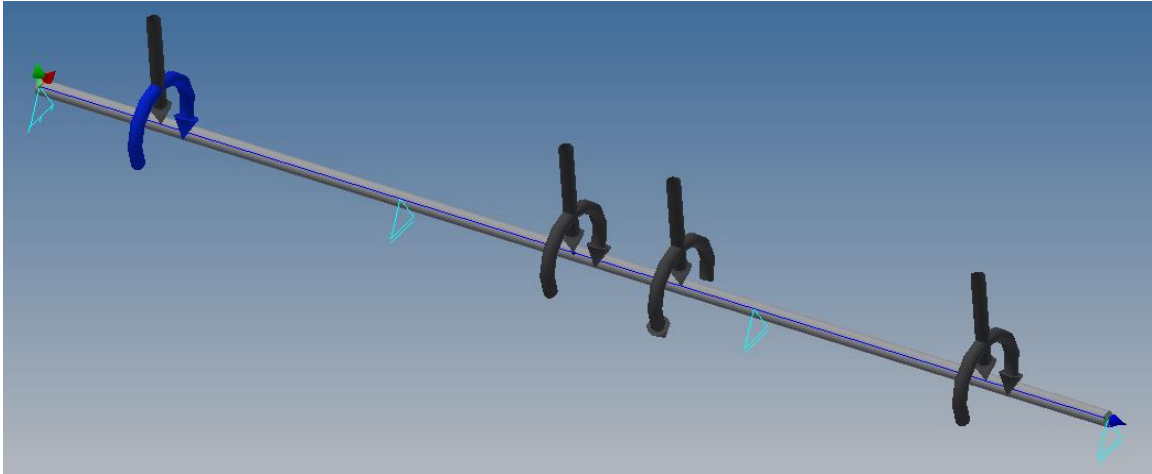


Figura 3.14 Diseño del eje en CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

De acuerdo con la figura 3.14 se comprueba que la elección del eje de diámetro 7.62cm para formar la excéntrica fue acertada, porque el diámetro del eje donde se posarán las excéntricas entra en los parámetros geométricos de la misma, lo que no habría ocurrido si el diámetro escogido del disco de la excéntrica hubiese sido menor.

3.2.6 Diseño final de la masa excéntrica

Ahora que se tiene las dimensiones del eje de la excéntrica y del eje que pasará por el orificio de la misma, se procede a realizar los respectivos cálculos para su diseño.

En este apartado se calcula cuál es el valor de Y , Y_c ; para poder construir la excéntrica.

De la figura 3.7 y de la Tabla 3.1 se tiene:

$$Y = e - y_c = 0.025 - y_c \text{ [m]} \quad (\text{Ec. 3.49})$$

El cálculo de la posición del centroide viene dado por la siguiente ecuación ^[10] :

$$Y_c = -e * \frac{(D_1/2)^2}{(D_2/2)^2} = -(2.5) \frac{(3.175/2)^2}{(7.62/2)^2} = -2.5(0.17) = -0.43 \text{ cm} = -4.3 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 3.50})$$

Reemplazando valores en la Ec. 3.49 se tiene:

$$Y = 25 \text{ mm} - 4.3 \text{ mm} = 20.7 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos los valores de los parámetros geométricos de la excéntrica se procede con su construcción.

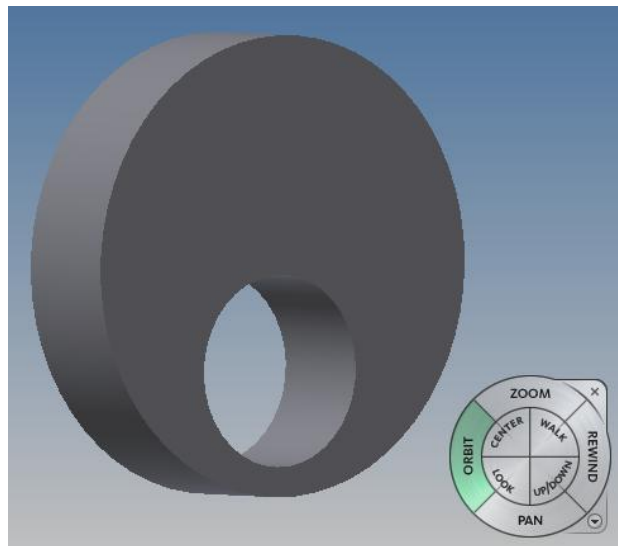


Figura 3.15 Diseño de la excéntrica en CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

El valor de Y establece que necesariamente el radio del eje que pasará por el agujero debe ser menor a 20,7 mm, para que de esta manera se cumpla que el brazo de excentricidad sea de 25 mm. Del apartado 3.2.5.2 se determinó que el diámetro del eje es de 31,75 mm y por lo tanto su radio es de 15,875 mm; con lo que queda comprobado el enunciado del inicio del párrafo. De la figura 3.7 se establece que geoméricamente el diámetro escogido para el disco de la masa excéntrica (7,62cm) y del diámetro del eje (3,175cm) es acertado porque si uno de los dos diámetros cambiara, no se lograría obtener un brazo de excentricidad

adecuado y por ende las vibraciones que deberían producirse por el giro de las masas excéntricas sería deficiente.

Se toma como ejemplo que si se hubiera tomado de la Tabla 3.1 un valor de 6,5cm para el diámetro del disco, mismo que está dentro del rango de masa que debe tener la excéntrica, esto significaba seleccionar del mercado un eje de 6,35 cm.

De la tabla 3.1 se tiene que para un disco de diámetro de 6,5cm le corresponde una excentricidad de 2,5cm. Como se vio en el párrafo anterior, en el mercado existe un eje con un valor aproximado al de la tabla 3.1, el cual es de 6,35cm. Si se realizan los cálculos de las ecuaciones 3.49 y 3.50 para estos valores se tiene que:

$$Y_c = 17,36\text{mm} \text{ y por ende } Y = 7,64\text{mm}$$

Geométricamente hablando, si se hubiera escogido un disco con $D=6,35\text{cm}$, el agujero para el eje seleccionado en el apartado 3.2.5.2 hubiera ocupado la mitad del disco de la masa excéntrica, lo que significa que no existiría brazo de excentricidad.

Por lo expuesto anteriormente queda comprobado que la selección tanto del diámetro del disco como la selección del diámetro del eje fueron acertados, porque dichos valores están dentro de los parámetros geométricos de la construcción de masas excéntricas. Lo que garantiza que el sistema mecánico de vibración de la máquina funcione adecuadamente.

3.2.7 Selección de las chumaceras o cojinetes

La selección del diámetro del agujero del rodamiento viene condicionado por el valor del diámetro del eje a utilizarse. Es decir, el diámetro del eje seleccionado influye directamente en la selección del rodamiento.

El diámetro de nuestro eje es de 31.75mm y por ende necesitamos un rodamiento que se acople al mismo. Debido a que nuestro eje generará una fuerza centrífuga es necesario que los rodamientos se encuentren montados en algo para evitar posibles accidentes. En el mercado uno puede encontrar rodamientos solos o montados. Para el sistema mecánico de vibración es necesario que los rodamientos estén montados, por esto se selecciona una chumacera con nomenclatura UCP 207-20, lo que significa que es una chumacera con rodamiento de bolas, para ejes de 31.75mm de diámetro. Se selecciona esta chumacera porque ésta es capaz de soportar cargas radiales.

Hemos hecho la selección de la chumacera basados únicamente en aspectos geométricos, como lo es el diámetro del eje y el diámetro del orificio del rodamiento montado. Por ello es necesario hacer cálculos que verifiquen que el rodamiento montado seleccionado va a soportar las cargas que se le aplicaran al mismo.

En el diseño de rodamientos es importante determinar cuan será su la vida útil, ya que ese dato nos proporciona información valiosa para su respectivo mantenimiento.

Las ecuaciones así como los valores de algunas variables que se utilizarán para calcular la vida útil de nuestros rodamientos montados son tomados de información y tablas de la Norma DIN ISO 281.

3.2.7.1 Cálculo de la vida útil (Ln) de los rodamientos montados

Para conocer el valor de Lh de los rodamientos es indispensable obtener el valor de la fórmula reducida de vida.

$$f_L = (C/P_r)^* f_n \quad (\text{Ec. 3.51})$$

donde:

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos

C= Capacidad de carga dinámica [KN]

P_r = Carga dinámica equivalente radial [KN]

f_n = Factor de velocidad

El factor de velocidad se puede obtener de tablas (ANEXO 4) conociendo el valor de la velocidad de giro del eje. En nuestro caso es de 2307rpm, de las tablas se obtiene que el f_n tiene un valor de 0,243.

El valor de C es un valor establecido también por norma DIN ISO 281 en tablas para diferentes rodamientos. Para el rodamiento con nuestra nomenclatura el valor de C es de 25.5 [KN].

El valor de P_r se obtiene de la siguiente ecuación:

$$P_r = F_r \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Donde

F_r , es el valor de la carga radial a soportar. [KN]

La carga que debe soportar es la fuerza centrífuga que generarán las tres excéntricas y sumado también el peso del molde, el material y el sistema de vibración (130 Kg ó 13,26N).

$$F_r = 3F_{cm1} + 13,26 \text{ N} \quad (\text{Ec. 3.53})$$

$$F_r = 3 \cdot 969,5 \text{ N} + 13,26 \text{ N} = 2921,76 \text{ N} = 2.92 \text{ KN}$$

Reemplazando valores en Ec. 3.36 se tiene que

$$f_L = (25,5/2,92) \cdot (0,243) = 2,12$$

Con el valor de f_L se puede obtener el valor de L_h de tablas (ANEXO 5).

Al realizar la interpolación de los datos de la tabla se obtuvo que para un valor de $f_L = 2,12$; le corresponde un valor de $L_h = 4733$ Horas.

De los resultados se deduce que la vida útil de los rodamientos bajo estas condiciones de carga radial, es de 4733 horas.

La maquinaria para prefabricados por lo general trabaja 6 días a la semana lo que significa que anualmente la máquina trabajará aproximadamente 270 días.

Para determinar la vida útil de las chumaceras en días realizamos la siguiente operación, dividimos el valor del L_h para las 8 horas /día que trabaja la máquina:

Vida útil de las chumaceras en días = $4733 / 8 = 591,625$ días

Ahora para saber la vida útil de las chumaceras en años se divide el valor obtenido anteriormente para los 270 días /año que trabajará la máquina:

Vida útil de las chumaceras en años = $591,625 / 270 = 2,19$ años.

En conclusión, se establece que los rodamientos serán necesarios cambiar aproximadamente cada 2 años.

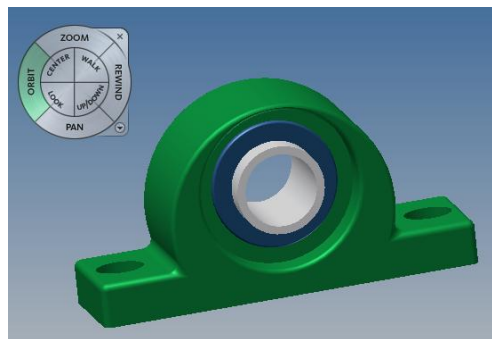


Figura 3.16 Chumacera en CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

3.3 MATERIALES ^[8]

La selección de los materiales para la construcción tanto del molde como del sistema de vibración de la máquina debe garantizar que soportarán las fuerzas actuantes sobre ellos. A continuación se detallarán los materiales utilizados.

3.3.1 Materiales utilizados en la construcción del molde de la máquina

Para la construcción del molde de la máquina se seleccionó varios perfiles laminados como platinas, varilla redonda lisa y varillas cuadradas lisa. Además se utilizó perfiles estructurales (ángulos L) y tubería para vapor cédula 80. La decisión de escoger los perfiles laminados se basa en que su forma y sus propiedades mecánicas facilitan y garantizan respectivamente, la construcción aceptable del molde. El criterio de selección de los materiales es el expuesto en el apartado 2.2.3. En la figura 3.1 se pueden observar los elementos que forman el molde de la máquina y que se detallarán a continuación.

3.3.1.1 Perfiles Laminados

Los perfiles laminados existentes en el mercado local son productos de aleaciones de acero, aluminio, magnesio y cobre con diversas características en su forma y manufacturación. A continuación se detallan las especificaciones generales de los perfiles laminados utilizados en la construcción del molde. La mayor parte de los perfiles laminados se fabrican bajo la norma ASTM A36 y sus propiedades mecánicas se muestran en la tabla 2.7.

3.3.1.1.1 Platinas

La platina es el elemento con el cual se formará la figura del molde, la platina a utilizar es una PLT 100X6 lo que quiere decir que mide 100mm de ancho y tiene un espesor de 6mm.

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A36 – SAE 1008
Otras Calidades:	Previa consulta
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	Desde 3.00mm hasta 20.00mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 3.3 Especificaciones generales de las platinas

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Autor

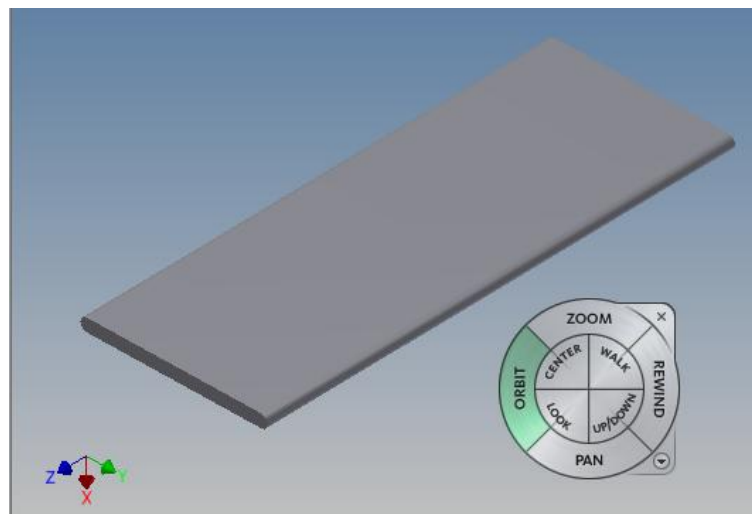


Figura 3.17 Platina

Fuente: Autor

3.3.1.1.2 Varilla cuadrada lisa

La varilla cuadrada lisa es el elemento con el cual se formará la base donde se colocarán los elementos que formarán los orificios del poste. La varilla a utilizar es una VCU 1/2 lo que quiere decir que mide 11mm de lado.

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A36 – SAE 1008
Otras Calidades:	Previa consulta
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Dimensión del lado:	Desde 8.00mm hasta 24.5mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 3.4 Especificaciones generales de la varilla cuadrada lisa

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Autor

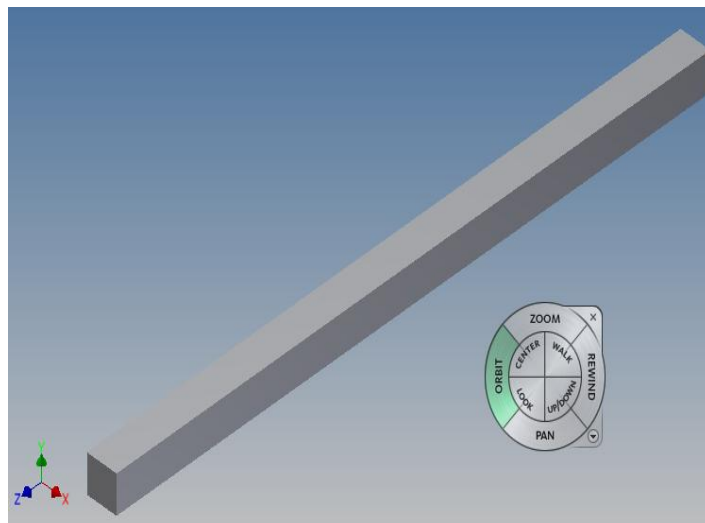


Figura 3.18 Varilla cuadrada lisa

Fuente: Autor

3.3.1.1.3 Varilla redonda lisa

La varilla redonda lisa es el elemento con el cual se formarán los orificios del poste por donde pasará el alambre de púas. La varilla a utilizar es una VRL 24.5 lo que quiere decir que mide 24mm de diámetro.

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A36 – SAE 1008
Otras Calidades:	Previa consulta
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Diámetro:	Desde 5.5mm hasta 24mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta

Tabla 3.5 Especificaciones generales de la varilla redonda lisa

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Autor

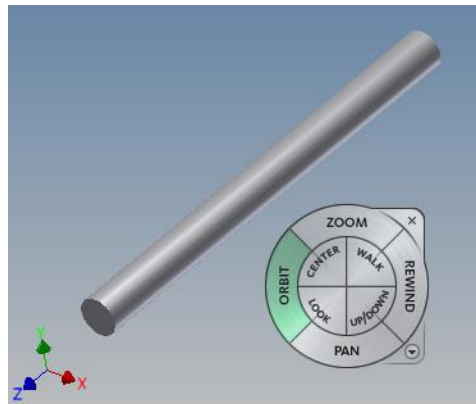


Figura 3.19 Varilla redonda lisa

Fuente: Autor

3.3.1.2 Perfiles Estructurales

Los perfiles estructurales utilizados en el contorno del molde serán ángulos con las siguientes dimensiones:

- AL 40X4 lo que quiere decir que tiene 40mm de lado con un espesor de 4mm. Este ángulo se lo colocará en el contorno del molde para garantizar estabilidad geométrica.
- AL 50X4 lo que quiere decir que tiene 50mm de lado con un espesor de 4mm. Este ángulo se lo colocará en los extremos del molde para que este logre ubicarse sobre los soportes laterales de la estructura de la máquina.

- AL 50X6 lo que quiere decir que tiene 50mm de lado con un espesor de 6mm. Este ángulo será la base para las chumaceras.

Las especificaciones generales de los ángulos se encuentran en la tabla 2.6.

3.3.1.3 Tubería para vapor cédula 80

Este elemento sirve para los empaques en donde se colocarán los resortes, mismos que se ubicarán en los soportes laterales de la máquina y en los soportes extremos del molde.

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A53 GrB
Recubrimiento:	Negro o galvanizado
Largo normal:	6 m
Otros largos:	Previa consulta
Diámetro:	Desde 13.70mm hasta 168.30mm

Tabla 3.6 Especificaciones generales de la tubería para vapor cédula 80

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Autor

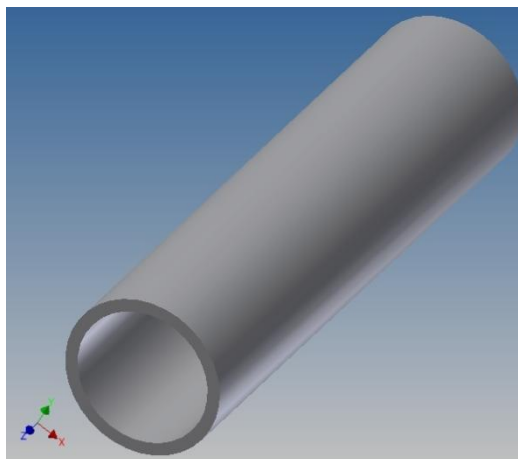


Figura 3.20 Cédula 80

Fuente: Autor

3.3.2 Materiales utilizados en la construcción del sistema mecánico de vibración de la máquina

Los elementos del sistema mecánico de vibración y especialmente el eje deben soportar grandes fuerzas radiales y torques, por ello la selección adecuada de los materiales presentes en el mismo repercutirá en la vida útil del sistema y la calidad de las vibraciones mecánicas generadas por el mismo.

Se han obtenido excelentes resultados tanto en la vida útil como también en la calidad del sistema mecánico de vibración cuando este ha sido elaborado principalmente con eje de acero de transmisión.^[9]

A continuación detallaremos las principales características que poseen los elementos que conforman este sistema:

3.3.2.1 Eje de acero de transmisión

El eje seleccionado para formar las masa excéntricas y el eje de de giro del sistema de vibración es un eje de acero de transmisión con norma AISI 1018 el cual tiene las siguientes características.

Especificaciones Generales

Norma:	AISI 1018
Dureza HRC:	60
Largo normal:	6 m
Diámetro:	Desde 3/8 in hasta 6 in.
Densidad:	7.87 g/cm ³

Tabla 3.7 Especificaciones generales del eje de acero de transmisión.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

NORMA	Composición química				Esfuerzo de fluencia (Mpa)	Esfuerzo máximo (Mpa)	Módulo de elasticidad (Gpa)	Maquinabilidad
	C %	Mn %	P %	S %				
AISI 1018	0.15-0.20	0.6-0.9	0.04	0.05	370	440	205	76 %

Tabla 3.8 Composición química y propiedades mecánicas del eje de acero de transmisión con norma AISI 1018.

Fuente: Dipac Manta S.A. (2012). Catalogo de Productos DIPAC. **Elaboración:** Propia

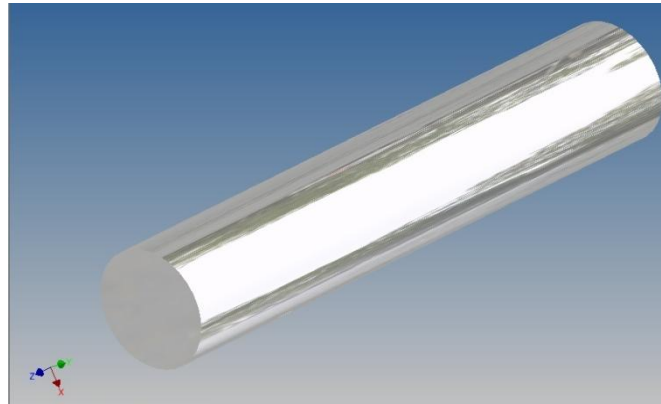


Figura 3.21 Eje de acero de transmisión

Fuente: Autor

Se seleccionó este material para el eje y el disco de las masa excéntrica porque tiene un $S_y = 370$ MPa y por su accesibilidad en el mercado local. El acero con norma AISI 1018 soporta 120MPa más que el acero con norma ASTM A36.

3.3.2.2 Perfiles estructurales

Utilizaremos perfil estructural ángulo para colocar las chumaceras, el ángulo seleccionado es el siguiente:

- AL 50X6 lo que quiere decir que tiene 50mm de lado con un espesor de 6mm. Este ángulo servirá de base para las chumaceras del sistema de vibración.

3.4 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

En esta sección realizaremos cálculos de los esfuerzos a los que están sometidos tanto el molde como el eje del sistema mecánico de vibración para determinar si existe o no la fluencia de los mismos y además los comprobaremos con las simulaciones en el CAD Inventor Profesional.

El CAD Inventor Profesional nos permite verificar si va a existir fluencia el algún elemento de la máquina mediante la simulación de análisis de esfuerzos y de esta manera comprobar si el diseño es correcto o erróneo.

3.4.1 Análisis de esfuerzos del molde

Para determinar si ocurre la fluencia en el molde se utilizará la teoría de falla del Esfuerzo Cortante Máximo (ECM) en los cálculos y en la simulación se utilizará la teoría de falla de la Energía de Distorsión o de Von Mises que es la teoría de falla con la que trabaja el CAD Inventor Profesional.

3.4.1.1 Diseño a carga estática del molde

Cálculo del Esfuerzo a flexión (σ_F)

Cuando actúa sobre un elemento una carga que tiende a doblarlo, se dice que dicho elemento está sometido a un esfuerzo de flexión.

Sobre la platina posterior del molde se ejerce una fuerza y un momento flector generado por el giro de las excéntricas del sistema mecánico de vibración, mismo que está ensamblado sobre dicha platina. La presencia del momento flector con el tiempo tiende a doblar la parte posterior de los moldes de la maquinaria para prefabricados. Por esta razón calcularemos el σ_F según la Ec. 2.3, para determinar si existe la fluencia y también calcular el FDS que existe en el molde.

Para obtener el valor del Esfuerzo de Von Mises se calcula para una sección de la platina posterior del molde, misma que está delimitada por dos de los elementos formadores del orificio del poste. En la figura XXX se aprecia la sección que será objeto de estudio para los cálculos. En el ANEXO 10 en la lámina N° 5, se puede observar las dimensiones del molde y sus respectivas secciones, tal y como se muestra en el Anexo 10, la dimensión de la sección de estudio de la platina es de 0,248 m.

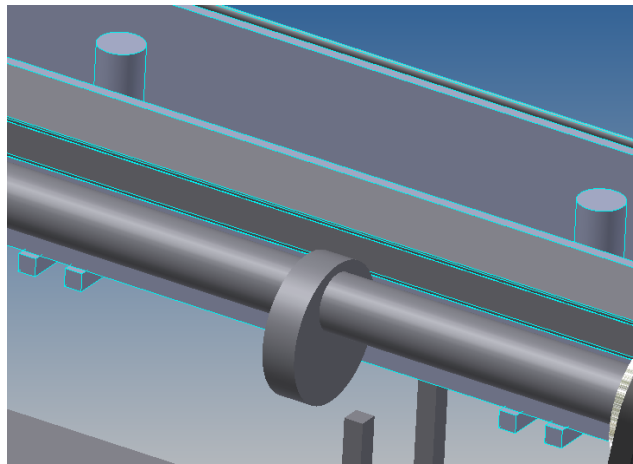


Figura 3.22 Esquema de la sección de análisis para el cálculo del esfuerzo de Von Mises

Fuente: Autor

$$\sigma_F = (M_F * C) / I \quad [22]$$

donde

$$M_F = \text{momento flector} = F_{cm2} * x = 969,5 \text{ N} (0.124\text{m}) = 120,218 \text{ N*m}$$

$$C = \text{distancia máxima en el eje "Y"} = 0.05 \text{ m}$$

I = momento de inercia de la sección transversal de la platina

$$I = (b * h^3) / 12 \quad [18] \quad (\text{Ec. 3.54})$$

$$I = (0,006\text{m} * (0,1\text{m})^3) / 12 = 0,0000005 \text{ m}^4$$

Reemplazando valores en la ecuación 2.3:

$$\sigma_F = (120,218 \text{ N}\cdot\text{m} (0,05\text{m})) / 0.0000005 \text{ m}^4 = 12,02 \text{ MPa}$$

Cálculo del Esfuerzo de Von Mises (σ')

Del apartado 2.4.1.1 y de la Ec. 2.2, se concluyó que por cuestiones de diseño se establece que:

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma'$$

por lo tanto:

$$\sigma' = 12,02 \text{ MPa}$$

La desigualdad 2.1 establece que ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

$$S_y = 250 \text{ Mpa}$$

$$12,02 \text{ Mpa} \geq 250 \text{ Mpa}$$

Como no se cumple el enunciado de la desigualdad 2.1, se concluye que no ocurre la fluencia en la platina PLT 100X6, lo que determina que la selección del material y el diseño del molde con el mismo, fue acertado. Ya que soportará satisfactoriamente la fuerza centrífuga provocada por el giro de las masas excéntricas.

3.4.1.2 Diseño del molde utilizando el simulador de análisis de esfuerzos del CAD Inventor Profesional.

Los esfuerzos que debe soportar el molde es la fuerza centrífuga generada por el giro de las masas excéntricas.

Inicialmente se asigna la fuerza $F_{cm2} = 969.5 \text{ N}$ en el lado de la sección del molde donde se colocará el sistema mecánico de vibración.

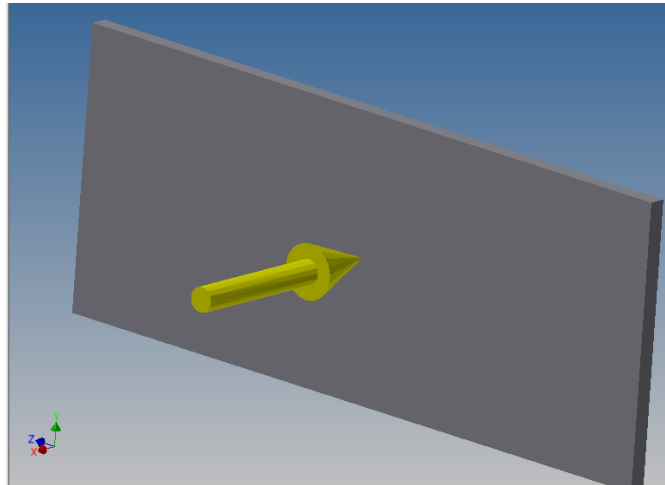


Figura 3.23 Asignación de la fuerza Fcm2 en la sección de la platina seleccionada
Fuente: Autor

Cálculo del esfuerzo de Von Mises

Para verificar si el diseño del molde y la chapa metálica del mismo es el adecuado realizamos el Análisis de Esfuerzos utilizando la Teoría de Von Mises a la platina seleccionada PTL 100X6.

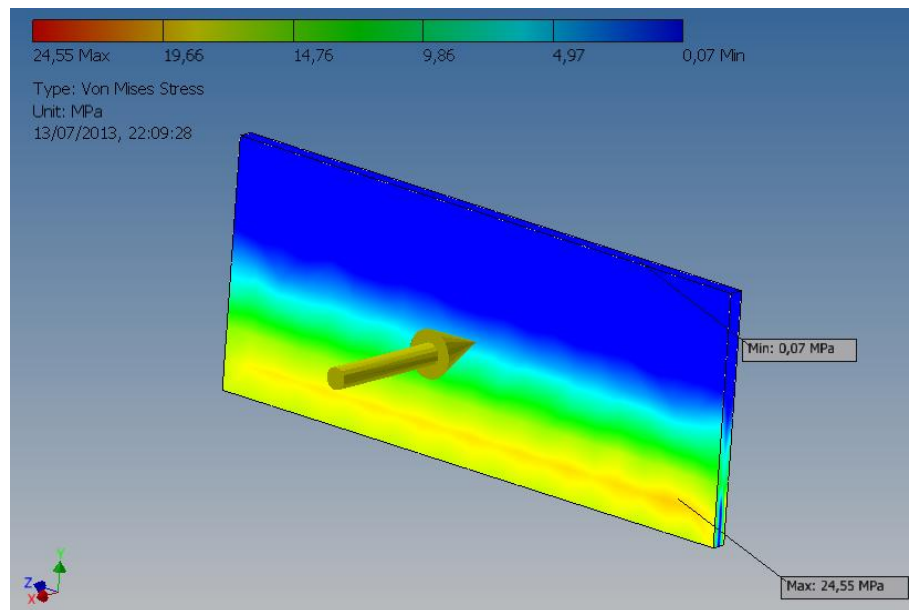


Figura 3.24 Análisis del esfuerzo Von Mises presente en el molde
Fuente: Autor

De la simulación deducimos que no existe fluencia en el molde y que el diseño de este es correcto porque no se cumple la desigualdad 2.1

$$\sigma' \geq S_y$$

reemplazando valores se tiene:

$$24,55 \text{ MPa} \geq 250 \text{ MPa}$$

Como vemos al no cumplirse con la desigualdad 2.1, la conclusión final es que el diseño del molde en su forma y dimensiones es correcto lo que garantiza el buen funcionamiento de la máquina cuando esta esté construida. Además se verifica que la selección de los materiales utilizados para construir el molde también son los correctos.

3.4.2 Análisis de esfuerzos del sistema mecánico de vibración

3.4.2.1 Diseño a carga estática del sistema mecánico de vibración

El eje está sometido a un esfuerzo de flexión debido a la fuerza centrífuga que genera el giro de las masas excéntricas. El cálculo del σ_F presente en el eje, nos servirá para determinar si se produce la fluencia y también para calcular el FDS del mismo. El esfuerzo flexionante para secciones circulares sólidas viene dado por la ecuación:

$$\sigma_F = (M_F * c) / I$$

$c = d/2$; $I = (\pi * d^4) / 64$ datos para una sección circular sólida, simplificando términos se tiene que:

$$\sigma_F = (32 M_F) / \pi * d^3 \quad \text{Ec. (3.55)}$$

donde

$d = 0,03175 \text{ m}$, que es el valor del diámetro del eje

reemplazando valores

$$\sigma_F = (32(133,434N*m)) / \pi*(0,03175m)^3 = 42,47 \text{ MPa}$$

Cálculo del Esfuerzo de Von Mises (σ')

Del apartado 2.4.1.1 y de la Ec. 2.2, se concluyó que por cuestiones de diseño se establece que:

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma'$$

por lo tanto σ' presente en el eje es de:

$$\sigma' = 42,47 \text{ MPa}$$

La desigualdad 2.1 establece que ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

$$S_y = 370 \text{ Mpa}$$

$$42,47 \text{ Mpa} \geq 370 \text{ Mpa}$$

Como no se cumple el enunciado de la desigualdad 2.1, se concluye que no ocurre la fluencia en el eje, lo que determina que la selección del material y el diseño del sistema mecánico de vibración con el mismo, fue acertado. Ya que soporta satisfactoriamente la fuerza centrífuga provocada por el giro de las masas excéntricas.

3.4.2.2 Diseño del sistema mecánico de vibración utilizando el simulador de análisis de esfuerzos del CAD Inventor Profesional.

Lo primero que hacemos es asignarle el valor de las fuerzas actuantes sobre el eje

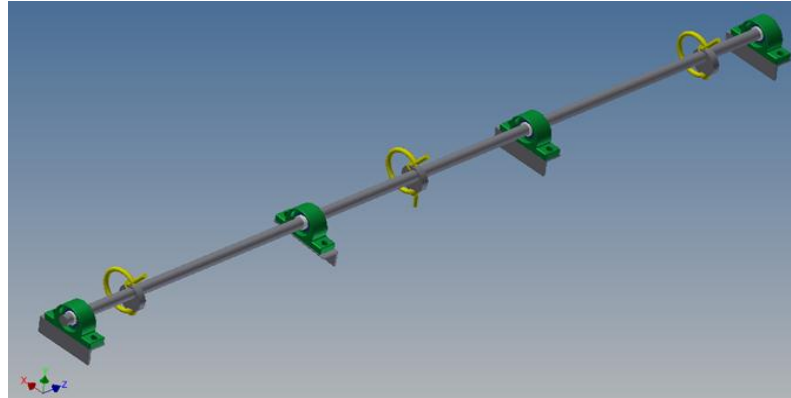


Figura 3.25 Aplicación de fuerzas al sistema mecánico de vibración

Fuente: Autor

Una vez asignadas las fuerzas y definido el material del sistema mecánico de vibración se realiza el Análisis de Von Misses para ver si se produce la fluencia o no en alguno de los puntos del eje.

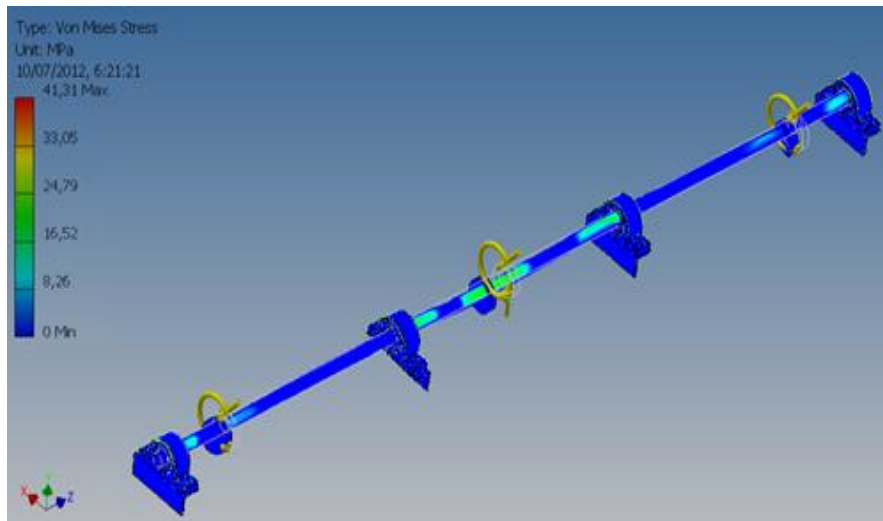


Figura 3.26 Análisis del esfuerzo de Von Misses

Fuente: Autor

La simulación arroja como resultado que el esfuerzo máximo de Von Misses presente en el eje es de 41,31 MPa. Según la desigualdad 2.1 ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

reemplazando valores se tiene:

$$41,61 \text{ MPa} \geq 370 \text{ MPa}$$

Como no se cumple la desigualdad 2.1 se concluye que el eje si soporta las fuerzas actuantes sobre él, lo que significa que el diseño del sistema mecánico de vibración es aceptable.

Un parámetro más para verificar que el diseño del sistema mecánico de vibración es correcto es verificar la amplitud de las masas excéntricas cuando éstas están girando, es decir el desplazamiento que se produce en ellas.

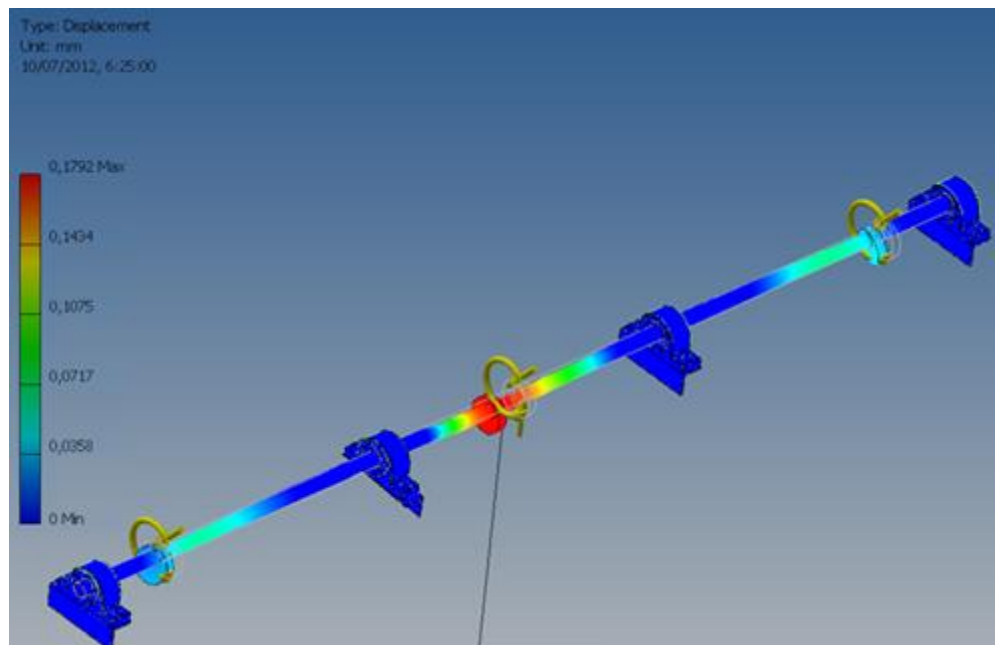


Figura 3.27 Análisis del desplazamiento

Fuente: Autor

En el diseño se tomo que la Amplitud = 1mm al comparar este valor con el obtenido en la simulación (0.1529mm) se comprueba una vez más que el diseño es correcto porque en realidad el valor de la amplitud de las masas excéntricas es semejante a 1mm.

A continuación se presenta el resumen de los datos de la simulación

☐ **Results**

☐ **Reaction Force and Moment on Constraints**

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	68,1724 N	-8,51764 N	7,55278 N m	7,12921 N m
		66,9791 N		2,07328 N m
		9,41934 N		-1,38577 N m
Fixed Constraint:1	980,432 N	978,156 N	48,1686 N m	-7,63226 N m
		-66,7602 N		-2,20123 N m
		0 N		-47,5091 N m

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	148801 mm ³	
Mass	1,16957 kg	
Von Mises Stress	0,0718791 MPa	24,5524 MPa
1st Principal Stress	-7,00094 MPa	31,1127 MPa
3rd Principal Stress	-31,1144 MPa	11,4216 MPa
Displacement	0 mm	0,112529 mm
Safety Factor	8,43094 ul	15 ul
Stress XX	-7,00559 MPa	11,7178 MPa
Stress XY	-1,97766 MPa	0,553376 MPa
Stress XZ	-0,732036 MPa	0,681404 MPa
Stress YY	-31,0787 MPa	30,9362 MPa
Stress YZ	-0,531025 MPa	0,324582 MPa
Stress ZZ	-10,3582 MPa	11,6739 MPa
X Displacement	-0,112438 mm	0 mm
Y Displacement	-0,00452609 mm	0,00452861 mm
Z Displacement	-0,000034387 mm	0,0000352119 mm
Equivalent Strain	0,000000279261 ul	0,000100597 ul
1st Principal Strain	0,000000144847 ul	0,000112403 ul
3rd Principal Strain	-0,000120292 ul	-0,000000267561 ul
Strain XX	-0,0000373236 ul	0,0000446095 ul
Strain XY	-0,0000114614 ul	0,00000320706 ul
Strain XZ	-0,00000424248 ul	0,00000394905 ul
Strain YY	-0,000120085 ul	0,000111379 ul
Strain YZ	-0,00000307753 ul	0,0000018811 ul
Strain ZZ	-0,00000304629 ul	0,00000245853 ul

☐ **Physical**

Material	Steel, Mild
Density	7,86 g/cm ³
Mass	1,16957 kg
Area	53776,2 mm ²
Volume	148801 mm ³
Center of Gravity	x=0 mm y=0 mm z=124,001 mm

☐ **Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	969,500 N
Vector X	-969,500 N
Vector Y	-0,000 N
Vector Z	0,000 N

Figura 3.28 Resumen de los datos de la simulación del Análisis del Esfuerzo de Von Misses del molde de la maquina

Fuente: Autor

3.5 FACTOR DE SEGURIDAD (FDS)

3.5.1 Cálculo del FDS del molde de la máquina

Según la Ec. 2.5; para cuestiones de diseño se puede establecer que ^[23]:

$$\sigma_F = S_y / n$$

Despejando n y reemplazando valores tenemos:

$$n = 250 \text{ MPa} / 12,02 \text{ MPa} = 20,7$$

El resultado obtenido indica que el diseño del molde de la máquina así como la selección de los materiales que lo componen; es correcto. Lo anterior queda comprobado por el valor del cálculo de FDS.

3.5.2 Cálculo del FDS del molde utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional.

Tal como se puede observar en la figura 3.28, los resultados de la simulación del FDS establecen que el valor máximo de FDS es 15 y su valor mínimo es 8,43. Por cuestiones de diseño se escoge un factor de seguridad de 3 para el molde de la máquina. La selección de dicho valor garantiza que el molde no sufrirá daños considerables debido a la fuerza generada por el giro de las masas excéntricas.

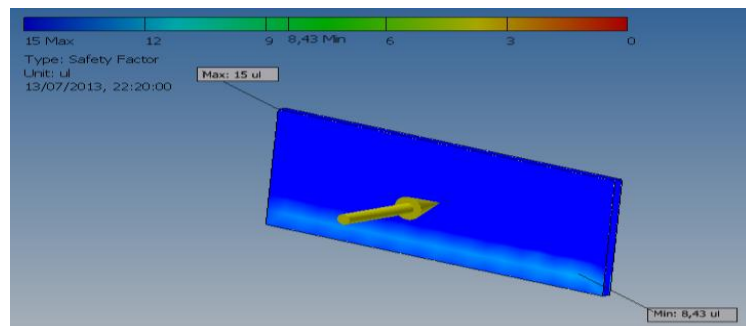


Figura 3.29 Análisis del Factor de seguridad del molde de la máquina.

Fuente: Autor

3.5.3 Cálculo del FDS del sistema mecánico de vibración de la máquina

Utilizando la ecuación 2.5 tenemos que:

$$\sigma' = S_y / n$$

$$n = S_y / \sigma' = 370\text{MPa} / 42,47\text{MPa} = 8,71$$

3.5.4 Cálculo del FDS del sistema mecánico de vibración utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional.

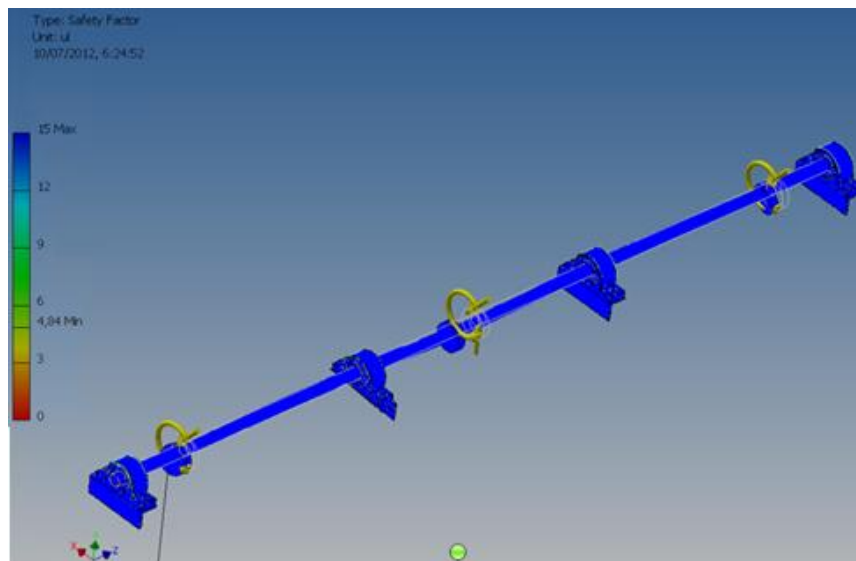


Figura 3.30 Análisis del Factor de seguridad del sistema de vibración.

Fuente: Autor

Como se mencionó en el apartado 3.4.2 mediante los cálculos y los datos de las simulaciones se verificó que el diseño del sistema mecánico de vibración de la máquina es correcto. Ahora al analizar los datos de la simulación del Factor de Seguridad se puede observar que el diseño es acertado por que presenta un FDS mínimo de 4.84 y máximo de 15. Por cuestiones de diseño escogemos el FDS con menor valor es decir el FDS del sistema mecánico de vibración de la máquina es de 3.

3.5.5 Diseño a carga dinámica del eje para calcular el FDS real del sistema mecánico de vibración.

Las teorías de falla utilizadas hasta el momento para determinar si existe o no la fluencia han sido el Esfuerzo Cortante Máximo y el Esfuerzo de Von Mises. Estas teorías entran en el diseño estático de elementos de máquina. Pero para determinar si el eje va a soportar los esfuerzos presentes en él, debido al giro de las excéntricas, es necesario realizar un diseño a carga dinámica del mismo.

Para realizar el diseño dinámico del eje, se lo hace mediante las fallas por fatiga resultantes de carga variable. En nuestro caso calcularemos el Límite de resistencia a la fatiga, los esfuerzos fluctuantes y la ecuación de la recta de Soderberg para determinar el factor de seguridad del eje bajo carga dinámica.

Cálculo del Límite de resistencia a la fatiga (S_e) ^[23]

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 220 \text{ MPa}$$

Para determinar K_a , debemos tomar en cuenta que nuestro eje tiene un acabado superficial de laminado en frío. Los valores de “a” y “b” se obtienen de las tablas del ANEXO 6:

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$\text{Si } a = 4,51; b = -0,265 \text{ y } S_{ut} = 440 \text{ Mpa}$$

$$K_a = 0,8987$$

Si $0,11 \text{ pul} < d < 2 \text{ pul}$, por lo tanto:

$$K_b = 0,879(d)^{-0,107}$$

El diámetro del eje es de 1,25 in, reemplazando valores en la ecuación 3.45:

$$K_b = 0,8582$$

$K_c = 1$; para un factor de carga de flexión rotativa

$$K_d = 1$$

$K_e = 0,897$; para una confiabilidad del 90 % (ANEXO 7)

Para calcular K_f se debe tomar en cuenta que los orificios para ensamblar las excéntricas al eje, representa una discontinuidad o lo que es lo mismo un intensificador de esfuerzos.

Del ANEXO 8, se deduce que para $a/D = 0,20$ y $d/D = 0$, se tienen los siguientes valores:

$$A = 0,68 \text{ y } K_t = 2,10$$

Con estos valores es posible calcular el esfuerzo flexionante nominal (σ_0):

$$\sigma_0 = M_F / Z_{\text{neto}} \quad (\text{Ec. 3.56})$$

$$Z_{\text{neto}} = (\pi * A * D^3) / 32 \quad (\text{Ec. 3.57})$$

$$Z_{\text{neto}} = 0,00000213668 \text{m}^3$$

Reemplazando valores en Ecuación 3.46 tenemos:

$$\sigma_0 = 62,43 \text{ MPa}$$

ahora tenemos que:

$$K_f = \sigma_{\text{máx}} / \sigma_0 \quad (\text{Ec. 3.58})$$

Si el $\sigma_{\text{máx}} = \sigma_F$

$$K_f = 42,47 / 62,43 = 0,68$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.42 tenemos:

$$S_e = (0,8987)(0,8582)(1)(1)(0,897)(0,68)(220\text{MPa}) = 103,5\text{MPa}$$

Cálculo de los esfuerzos fluctuantes

El eslabón eje está sometido tanto a esfuerzos de flexión máximos y mínimos, y dichos esfuerzos provocan fluctuaciones sobre el mismo.

A la presencia de los dos tipos de esfuerzos los vamos a llamar Esfuerzo equivalente. El esfuerzo equivalente presente en el eje es un esfuerzo repetido en una dirección, debido a que este esfuerzo solo se presenta sobre el eje cuando empiezan a girar las excéntricas del sistema mecánico de vibración.

Cuando el esfuerzo es repetido en una dirección los esfuerzos mínimos son iguales a cero tal como lo muestra la figura 3.32

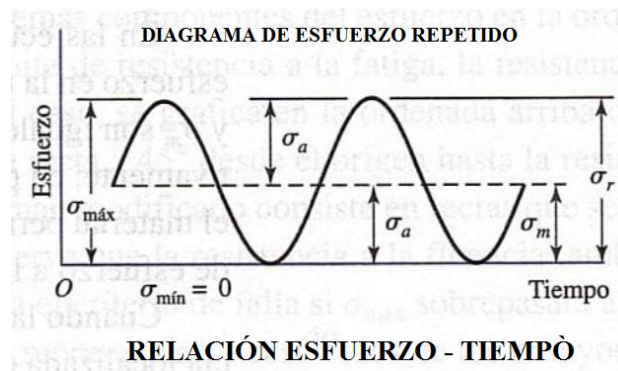


Figura 3.31 Diagrama de la relación esfuerzo-tiempo para un esfuerzo repetido

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (8va ed.) Pág. 293

De la figura 3.32 se deduce que:

$$\sigma_a = \sigma_m = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad (\text{Ec. 3.59})$$

$$\sigma_a = \sigma_m = (42,47\text{MPa} - 0) / 2 = 21,2326 \text{MPa}$$

Cálculo del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables presentes en el eje ^[24]

Para comprobar si en el eje existe o no la falla por fatiga ante esfuerzos variables, se utiliza el criterio de la curva de Gerber, misma que se emplea para el análisis de materiales dúctiles:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (\text{Ec. 3.60})$$

La ecuación establece que la falla por fatiga ocurre si el lado izquierdo de la ecuación es igual a la unidad.

Los esfuerzos σ_a y σ_m ; pueden reemplazar a S_a y S_m . Reemplazando valores tenemos que:

$$\frac{21,2326}{103,5} + \left(\frac{21,2326}{440}\right)^2 = 1$$

$$0,2074 = 1$$

Como la igualdad no se da, queda comprobado que en el eje no ocurre la falla por fatiga ante esfuerzos variables.

En conclusión, los resultados del diseño a carga dinámica del eje garantizan el perfecto funcionamiento del sistema mecánico de vibración cuando esté construido. Además se puede observar que el material seleccionado (Eje de acero de transmisión laminado en frío, con diámetro de 31,75mm con norma AISI 1018), soporta satisfactoriamente los requerimientos del sistema mecánico de vibración de la máquina.

²⁴ Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.).(p.298) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

3.6 CONSTRUCCION

Luego de realizar el diseño y comprobar mediante cálculos y simulaciones que los materiales seleccionados fueron acertados, se procede a la construcción del molde con su respectivo sistema mecánico de vibración.

3.6.1 Especificaciones Técnicas del Molde

3.6.1.1 Material utilizado

- Perfil estructural Ángulo L con norma ASTM A36 de 40X40X4 mm.
- Perfil estructural Ángulo L con norma ASTM A36 de 50X50X4 mm.
- Perfil laminado platina con norma ASTM A36 , PTL 100X6 mm.
- Perfil laminado varilla redonda lisa con norma ASTM A36 , VRL 24,5 mm.
- Perfil laminado varilla cuadrada lisa con norma ASTM A36 , VCU ½ , lado 11 mm.

3.6.1.2 Procesos aplicados para la construcción

- Corte (Amoladora)
- Sueda MIG - Soldadura Eléctrica (electrodos 6011 y 6013)
- Pulido
- Torno

3.6.1.3 Dimensiones

- Largo 248 cm
- Altura 10 cm
- Ancho 10 cm

3.6.2 Especificaciones Técnicas del Sistema mecánico de vibración

3.6.2.1 Material utilizado

- Perfil estructural Ángulo L con norma ASTM A36 de 50X50X6 mm.

- Eje de acero de transmisión con norma AISI 1018, diámetro 31,71mm.
- Eje de acero de transmisión con norma AISI 1018, diámetro 76,2mm.
- Chumaceras UCP 207-20
- Pernos, tuercas y arandelas.
- Poleas de aluminio con diámetro de 3in y 4in.
- Motor e 1Hp
- Banda en V A33
- Resortes de Cromo - Vanadio

3.6.2.2 Procesos aplicados para la construcción

- Corte (Amoladora)
- Suelda MIG - Soldadura Eléctrica (electrodos 6011 y 6013)
- Pulido
- Torno
- Taladrado

3.6.2.3 Dimensiones

- Largo 228 cm

3.6.3 Construcción del sistema mecánico de vibración y el molde



Fotografía 3.4 Construcción inicial del molde con su respectivo sistema mecánico de vibración

Fuente: Autor



Fotografía 3.5 Construcción final del molde con su respectivo sistema mecánico de vibración
Fuente: Autor

CAPÍTULO 4

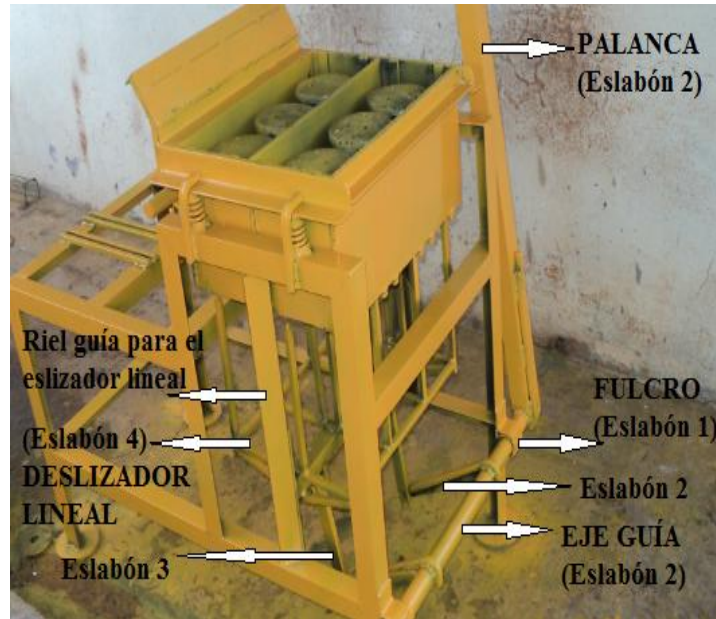
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE EVACUACIÓN

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se diseñará el sistema mecánico de evacuación del poste, para lo cual se utilizará un mecanismo biela-deslizador el cual estará formado por cuatro eslabones. Este sistema permite el desmolde del poste mediante su evacuación. En la primera etapa se determinará cuáles son los materiales más adecuados para la construcción de cada uno de los eslabones. En la segunda etapa se diseñará el sistema mecánico de evacuación del poste con base en los materiales seleccionados. En la tercera etapa se realizarán simulaciones en el CAD Inventor Profesional para verificar mediante el Análisis de Esfuerzo si la selección de los materiales fue acertado o no. Y en la etapa final se establecerá el factor de seguridad.

4.2 MATERIALES

En el apartado 2.2.3 según el libro “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” (8va ed.), se menciona que antes de seleccionar los materiales se debe tomar como punto de partida aplicaciones previas. Tomando esta idea partiremos de investigar qué materiales se utilizan para construir el sistema mecánico de evacuación en la maquinaria para prefabricados. En la fotografía 4.1 se muestran los resultados de la investigación. En ella se observa que los materiales utilizados en el diseño y construcción del sistema mecánico de evacuación en este tipo de maquinaria son: perfiles laminados (Eslabón 2, 3 y 4), perfiles estructurales (Palanca y riel guía para el deslizador lineal), eje de acero de transmisión (eje guía del eslabón 2) y tubería para vapor cédula 80 (Fulcro o eslabón 1).



Fotografía 4.1 Sistema mecánico de evacuación de una máquina de bloque vibrado.
Fuente: Autor

4.2.1 Especificaciones de los materiales a utilizar

El diseño y los materiales utilizados en el sistema mecánico de evacuación de la máquina vibradora para fabricar bloques de hormigón simple, han demostrado rigidez estructural, facilidad y velocidad de evacuación y lo principal, una larga vida útil.

Por lo detallado anteriormente se procede a diseñar en el CAD Inventor Profesional utilizando los mismos materiales, nuestro sistema mecánico de evacuación el poste de hormigón armado para alambrado perimetral. En la figura 4.1 y 4.2 se muestra el diseño del mismo.

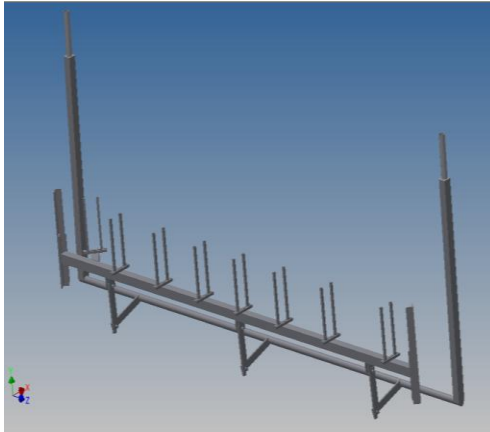


Figura 4.1 Sistema mecánico de evacuación del poste diseñado en el CAD Inventor Profesional
Fuente: Autor

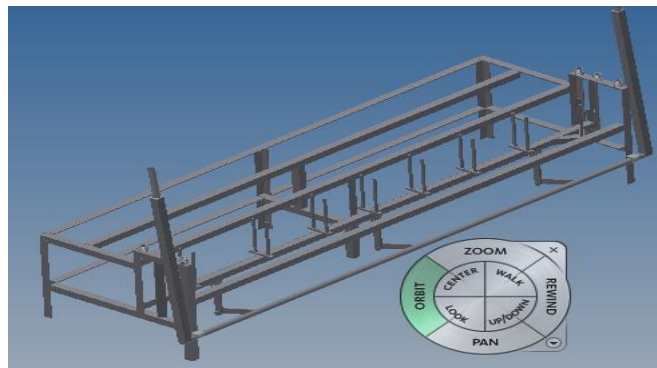


Figura 4.2 Diseño en el CAD Inventor Profesional del Sistema mecánico de evacuación del poste acoplado a la estructura de la máquina
Fuente: Autor

Ahora que ya se han seleccionado los materiales procedemos a detallar sus principales características.

4.2.1.1 Perfiles laminados

Para construir los eslabones principales se utiliza perfiles laminados Platinas y varilla cuadrada lisa, en el apartado 3.3.1.1.1 y 3.3.1.1.2 se detallan las especificaciones generales de cada uno de ellos.

4.2.1.2 Perfiles estructurales

El perfil estructural a utilizar es ángulo L. En el apartado 2.2.2.6, se encuentran las especificaciones generales de este tipo de perfiles.

4.2.1.3 Eje de acero de transmisión

En el momento de halar la palanca, para guiar el movimiento uniforme de las eslabones principales se utiliza eje de acero de transmisión con norma AISI 1018. Sus características generales se detallan en el apartado 3.3.2.1.

4.2.1.4 Tubería para vapor cédula 80

Este elemento forma el fulcro o eslabón 1, es en donde se coloca el eje que guía uniformemente el desplazamiento de los eslabones principales del sistema de evacuación. Sus características se encuentran en el apartado 3.3.1.3.

4.3 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE EVACUACIÓN DEL POSTE

Para realizar la evacuación del poste se opta por utilizar un mecanismo de cuatro barras de biela- deslizador el cual permite desmoldar el prefabricado del interior del molde de la máquina.

4.3.1 El mecanismo de cuatro barras

El mecanismo utilizado consta de las siguientes partes:

- El eslabón 1 es un enclavamiento.
- El eslabón 2 es la palanca.
- El eslabón 3 y 4 forman el mecanismo deslizador.

Como se puede apreciar en la figura 4.3 el movimiento de la biela está dado por la palanca en el punto B, lo que permite que el mecanismo se desplace linealmente en el punto D.

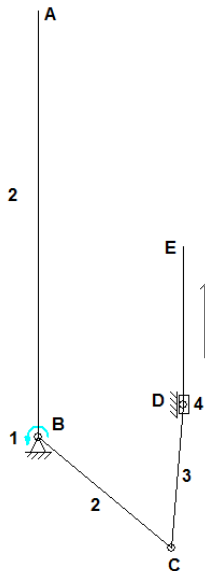


Figura 4.3 Diagrama del mecanismo de desmolde del poste

Fuente: Propia

4.3.2 Dimensionamiento de los elementos del mecanismo

Las dimensiones de los eslabones que conforman el mecanismo son las siguientes:

- Eslabón 2 del punto A al B = 112 cm (Palanca)
- Eslabón 2 del punto B al C = 22 cm
- Eslabón 3 del punto C al D = 20,5 cm
- El eslabón 4 del punto D al E = 32 cm

Los ángulos de giro de los eslabones que conforman el mecanismo son los siguientes:

- Eslabón 2 del punto A al B $\alpha_1 = 0^\circ$ a $\alpha_1 = 82^\circ$
- Eslabón 2 del punto B al C $\beta_2 = 0^\circ$ a $\beta_2 = 76^\circ$
- Eslabón 3 del punto C al D $\gamma_3 = 0^\circ$ a $\gamma_3 = 35^\circ$
- El eslabón 4 no tiene ángulo de giro porque es el deslizador lineal, como se puede observar en la figura 4.4

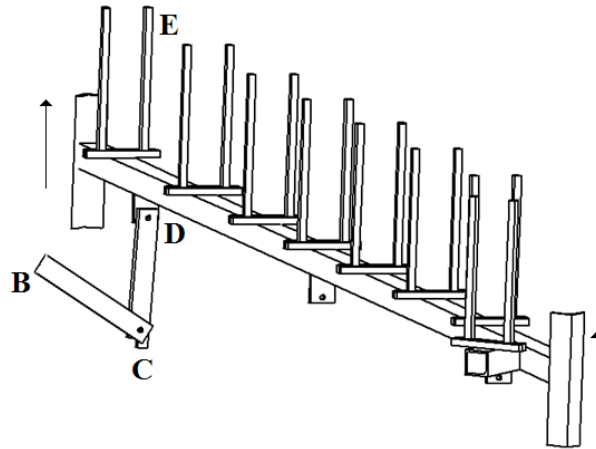


Figura 4.4 Diagrama del deslizador lineal eslabón 4 del punto D al E.

Fuente: Autor

El punto E del eslabón 4 debe desplazarse 20,5cm para permitir la adecuada evacuación del poste del interior del molde de la máquina tal como se aprecia en la figura 4.5.

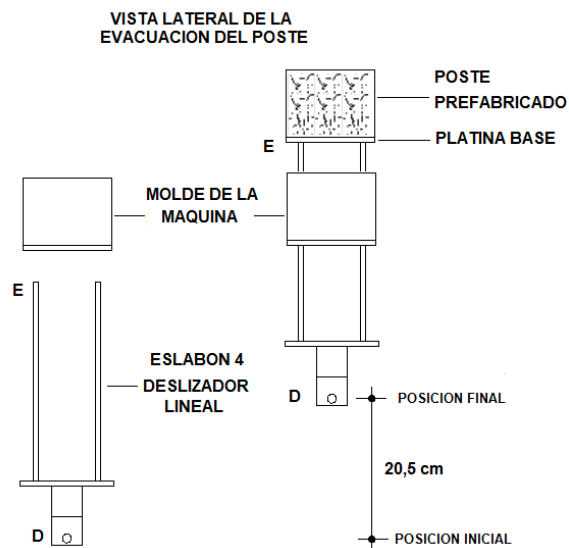


Figura 4.5 Esquema del recorrido del deslizador lineal para evacuar el poste

Fuente: Autor

4.3.3 Cálculos del eslabón principal del mecanismo de desmolde

El eslabón 2 del punto B al C es el que proporcionará la fuerza y giro adecuado para que el eslabón 3 realice adecuadamente su función de desplazar linealmente al eslabón 4, logrando así la evacuación del poste del interior del molde de la máquina. La figura 4.6 muestra la trayectoria del eslabón principal.

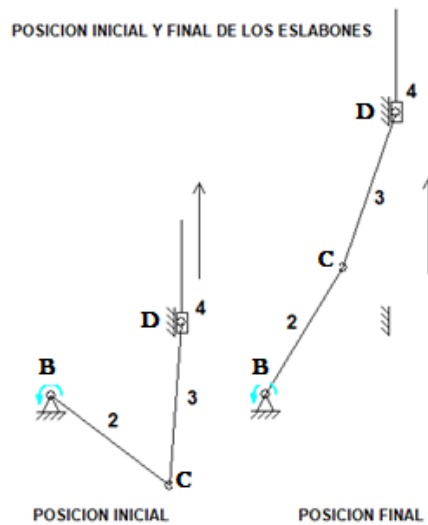


Figura 4.6 Esquema de la trayectoria de los eslabones

Fuente: Autor

4.3.3.1 Cálculo de las velocidades ^[25]

$$\overline{BC} = 20,5 \text{ cm}$$

$$\overline{CD} = 22 \text{ cm}$$

$$W_2 = \frac{76^\circ}{3s} * \frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} = 0,44 \frac{\text{rad}}{s} * \frac{60s}{1\text{min}} * \frac{1\text{rev}}{2\pi \text{ rad}} = 4,20 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$V_C = W_2 * BC = 0,44 \text{ rad/s} * 20,5 \text{ cm} = 9,02 \text{ cm/s} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

$$V_D = V_C + V_{CD} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

²⁵ Erdman A.; Sandor G.(1998).*Diseño de mecanismos* (3ra ed.). (p139-152.). Mexico: Prentice Hall

$$V_{DC} = V_D - V_C \quad (\text{Ec. 4.3})$$

$$V_D = V_{DC} + V_C \quad (\text{Ec. 4.4})$$

4.3.3.1.1 Cálculo de la velocidad V_D

Para realizar el cálculo de V_D , se analizará la posición final de los eslabones principales a partir de la figura 4.6 utilizando las componentes en "x" e "y" de los mismos.

$$\cos 35^\circ = \frac{DC_y}{CD} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

$$DC_y = 18,021 \text{ cm}$$

$$DC_x = 12,61 \text{ cm}$$

$$\text{sen } 76^\circ = \frac{BC_y}{BC} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

$$BC_y = 19,89 \text{ cm}$$

$$BC_x = 4,95 \text{ cm}$$

$$W_3 = W_2 * \frac{BC_y}{DC_y} = 0,485 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 4,63 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

$$V_{Dy} = V_D = W_2 * BC_x + W_3 * DC_x \quad (\text{Ec. 4.8})$$

$$V_D = 8,3 \text{ cm/s}$$

$$V_{DC} = W_2 * \frac{BC_y}{DC_y} * DC = 10,68 \text{ cm/s} \quad (\text{Ec. 4.9})$$

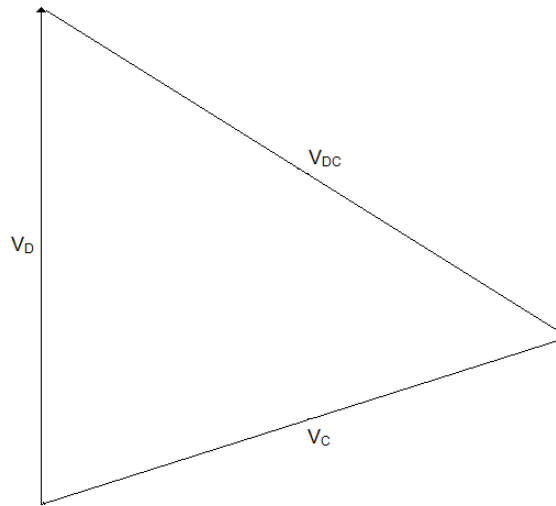


Figura 4.7 Diagrama de velocidades

Fuente: Autor

De los resultados obtenidos hasta el momento se deduce que si el deslizador lineal necesita desplazarse 20,5 cm; y si la velocidad de desplazamiento del eslabón CD es de 10,68 cm/s; esto quiere decir que para que el punto E del eslabón DE llegue a su posición final se necesita de aproximadamente de 2 segundos. Claro está que en este tiempo no está considerado el factor de rozamiento que se produce en el molde entre el hormigón armado y las paredes del mismo. Aun a pesar de esto se plantea la hipótesis de que la velocidad de desmolde es menor o igual a 3 segundos.

4.3.3.2 Cálculo de las aceleraciones ^[26]

$$A_C = A_C^n + A_C^t \quad (\text{Ec. 4.10})$$

$$A_C^t = V_C / t = (9,02 \text{ cm/s}) / 3\text{s} = 3,007 \text{ cm/s}^2 \quad (\text{Ec. 4.11})$$

$$A_C^n = V_C^2 / BC = (9,02 \text{ cm/s})^2 / 20,5 \text{ cm} = 3,97 \text{ cm/s}^2 \quad (\text{Ec. 4.12})$$

²⁶ Erdman A.; Sandor G.(1998). *Diseño de mecanismos* (3ra ed.). (p.233-242). Mexico: Prentice Hall

$$A_C = 6,98 \text{ cm/s}^2$$

$$A_D = A_C + A_{DC} \quad (\text{ Ec. 4.13})$$

$$A_D^n + A_D^t = A_C + A_{DC}^n + A_{DC}^t \quad (\text{ Ec. 4.14})$$

$A_D^n = 0$; esto es debido a que el punto D se mueve en línea recta

$$A_D^t = A_D = A_C + A_{DC}^n + A_{DC}^t$$

$$A_{DC}^n = V_{DC}^2 / DC = (10,68 \text{ cm/s})^2 / 22\text{cm} = 5,18 \text{ cm/s}^2 \quad (\text{ Ec. 4.15})$$

$$A_{DC}^t = V_{DC} / t = (10,68 \text{ cm/s}) / 3\text{s} = 3,56 \text{ cm/s}^2 \quad (\text{ Ec. 4.16})$$

$$A_D = 15,72 \text{ cm/s}^2$$

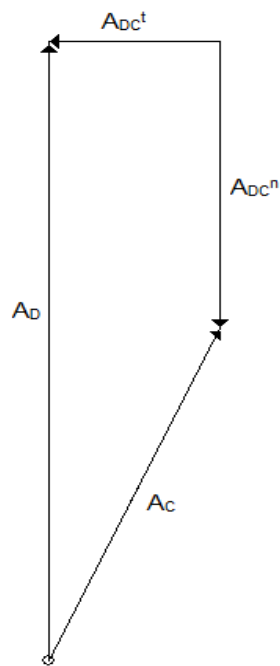


Figura 4.8 Diagrama de aceleraciones

Fuente: Autor

4.3.4 Cálculo de la fuerza de desmolde

En esta sección se calcula la fuerza requerida para realizar el desmolde del poste de hormigón armado del interior del molde de la máquina.

Para iniciar se analiza el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas existentes en el proceso de desmolde, la figura 4.9 muestra dichas fuerzas:

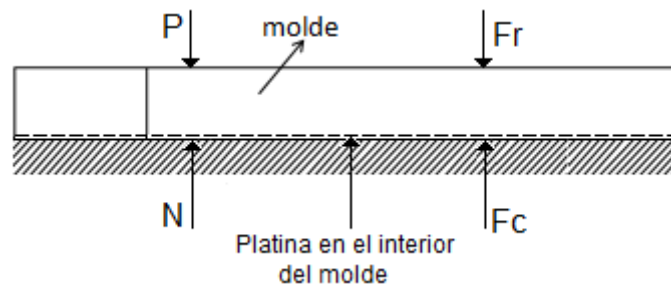


Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas actuantes sobre el molde de la máquina

Fuente: Autor

El proceso de desmolde se explica gráficamente en la figura 4.5 y 4.6 , en ellas se puede observar que para evacuar el poste, los extremos del eslabón DE deben primeramente entrar en contacto con la platina que está en el interior del molde logrando de esta manera expulsar el poste al utilizar el mecanismo de biela- deslizador diseñado anteriormente.

De la figura 4.9 se deduce:

$$F_c = F_r \quad (\text{Ec. 4.17})$$

$$F_r = \mu N = \mu P \quad (\text{Ec. 4.18})$$

$$F_c = \mu P$$

donde,

$$P = \text{Peso del material } (P_M) + \text{Peso de la platina } (P_P)$$

$\mu = 0,74$ Coeficiente de rozamiento hormigón/acero (rozamiento entre el poste y las paredes del molde, al momento de desmoldar) ^[27]

F_c = fuerza requerida para evacuar el poste del interior del molde de la máquina.

$P_M = 56 \text{ Kg}$, $P_P = 12 \text{ Kg}$

$F_c = (0,74)(68 \text{ kg}) = 50,32 \text{ Kg} = 493,14 \text{ N}$

Para determinar la fuerza que cada operador debe ejercer sobre su respectiva palanca se debe analizar la palanca formada por los eslabones 1 y 2 del sistema mecánico de evacuación del poste como se muestra en la figura 4.10.

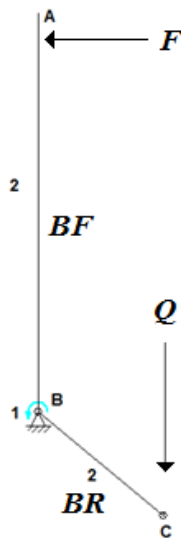


Figura 4.10 Diagrama de la palanca de primer género formada por los eslabones 1 y 2

Fuente: Autor

²⁷ Pablo G.; Cristian M.; Diseño y construcción de una máquina automática para la fabricación de prefabricados de hormigón; Tesis de grado previa a la obtención de Ingeniero mecánico; Escuela Superior Politécnica del Chimborazo, Facultad de Mecánica; 2009. (p. 53)

La teoría sobre palancas establece que ^[28]:

$$F \cdot BF = Q \cdot BR \quad (\text{Ec. 4.19})$$

Donde

F= La fuerza de entrada

BF= Brazo de fuerza

BR= Brazo de resistencia

Q= Resistencia

Un factor más que se debe tomar en cuenta para obtener el valor de Q es la fuerza necesaria para desplazar el deslizador lineal. Es decir

$$Q = F_c + F_d \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Por lo tanto

$$F_d = \mu P_d \quad (\text{Ec. 4.21})$$

F_d = fuerza requerida para desplazar el deslizador lineal

$\mu = 0,74$ Coeficiente dinámico de fricción acero sobre acero (fricción entre la el riel interior y el riel exterior del deslizador lineal)

P_d= peso del deslizador lineal = 14 Kg

$$F_d = (0.74)(14K) = 10.36 \text{ Kg} = 101,52 \text{ N}$$

Por lo tanto $Q = 493.14 + 102.52 = 594,67 \text{ N}$

Para este caso se teine el valor de tres de las cuatro incógnitas y el único valor que falta determinar es el valor de F.

²⁸ Cristi I. (2003). Universidad Santiago de Chile. *Palancas, poleas y garruchas. Chile*. Recuperado de: http://casanachi.com/fis/05_palancas.pdf

$F = ?$; $BF = AB = 112 \text{ cm}$; $BR = BC = 20,5 \text{ cm}$ y $Q = 594,67 \text{ N}$

Reemplazando valores tenemos que

$$F = (Q \cdot BR) / BF = (594,67 \text{ N} \cdot 20,5 \text{ cm}) / 112 \text{ cm} = 108,85 \text{ N}.$$

En conclusión, para lograr la fuerza de desmolde se ha de aplicar como fuerza de entrada una $F = 108,85 \text{ N}$. Como el sistema mecánico de evacuación del poste posee dos palancas la F se ha de dividir para dos, es decir cada operador debe aplicar sobre su respectiva palanca una fuerza de $54,42 \text{ N}$.

4.4 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

4.4.1 Diseño del eslabón BC

En el sistema mecánico de evacuación del poste existen tres eslabones BC como se puede observar en la figura 4.4. Por lo tanto la fuerza de resistencia Q se debe dividir para tres para determinar la fuerza que cae sobre cada uno de los tres eslabones.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (\text{Ec. 4.22})$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = 198,22 \text{ N} = 20,21 \text{ K}$$

Para realizar el diseño estático del eslabón es necesario obtener el valor del Momento flexionante máximo (M) en el punto C.

Realizando sumatoria de momentos se obtiene que

$$M = 20,21 \text{ Kg} \cdot 19,1 \text{ cm} = 386,11 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

4.4.1.1 Diseño a carga estática

El eslabón BC está sometido a esfuerzos de tracción y flexión, los cálculos de dichos esfuerzos se muestran a continuación.

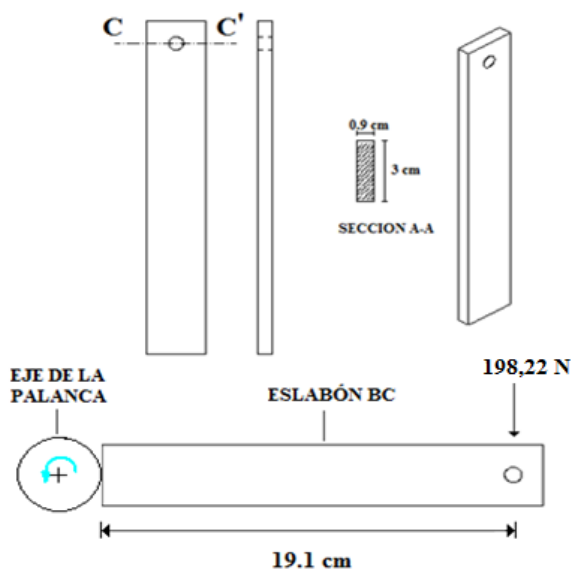


Figura 4.11 Diagrama de la fuerza actuante sobre el eslabón BC

Fuente: Autor

Calculo del Esfuerzo a tracción

De la ecuación 2.1 se tiene:

$$\sigma = F / A_{A-A}$$

donde

$$F = Q_1 = 20,21 \text{ Kg}$$

σ_x = Esfuerzo normal en el plano X

A_{A-A} = Área de la sección transversal

$$\sigma_x = 20,21 \text{ Kg} / (3 \text{ cm} * 0.9 \text{ cm}) = 7,49 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

Calculo del Esfuerzo a flexión

La magnitud máxima del esfuerzo en flexión se obtiene de la ecuación 3.39:

$$\sigma_{\text{flexión}} = (M \cdot c) / I$$

donde

c = la magnitud máxima de Y

M= momento flexionante máximo

I = momento de inercia del área (Para nuestro caso el I de una figura rectangular Ecuación 3.40)

$$I = (b \cdot h^3) / 12$$

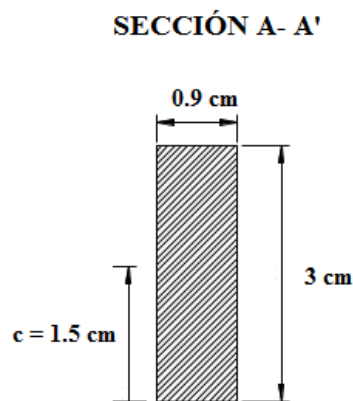


Figura 4.12 Sección transversal del eslabón BC

Fuente: Autor

$$I = (0.9 \cdot 3^3) / 12 = 2,025 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{\text{flexión}} = ((386,011 \text{ Kg} \cdot \text{cm}) (1,5 \text{ cm})) / 2,025 \text{ cm}^4 = 285,93 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo del Esfuerzo de Von Mises (σ')

Del apartado 2.4.1.1 y de la Ec. 2.2, se concluyó que por cuestiones de diseño se establece que:

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma'$$

por lo tanto σ' presente en el eje es de:

$$\sigma' = 285.93 \text{ Kg/cm}^2 = 28,04 \text{ MPa}$$

La desigualdad 2.1 establece que ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

$$S_y = 250 \text{ Mpa}$$

$$28,04 \text{ Mpa} \geq 250 \text{ Mpa}$$

Como no se cumple el enunciado de la desigualdad 2.1, se concluye que no ocurre la fluencia en el eslabón BC, lo que determina que la selección del material y el diseño con el mismo, fue acertada. Ya que soporta satisfactoriamente las condiciones de trabajo del sistema mecánico de evacuación del poste.

Cálculo del factor de seguridad (n)

Las propiedades del material del eslabón BC son:

Material ASTM A36

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = S_y / n$$

$$n = 250 / 28,04 = 8,9$$

Se puede observar que el material seleccionado (perfil laminado platina de 30 x 9 mm con norma ASTM A36), soporta satisfactoriamente los requerimientos del sistema mecánico de evacuación del poste.

4.4.1.1 Diseño a carga estática utilizando el simulador de esfuerzos del CAD Inventor Profesional

Se procede a simular las fuerzas que actúan en el eslabón BC para determinar el Esfuerzo de Von Mises y verificar mediante estos datos si se da o no la fluencia en el eslabón.

En la figura 4.13 se pueden observar los resultados de la simulación:

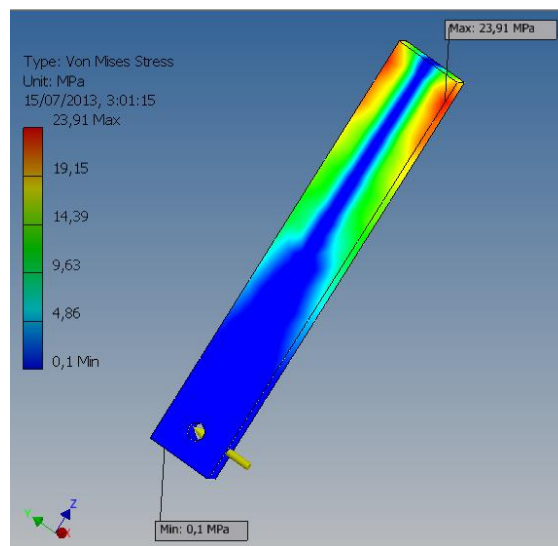


Figura 4.13 Simulación del esfuerzo de Von Mises presente en el eslabón BC utilizando el CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

La simulación arroja como resultado que el esfuerzo máximo de Von Mises presente en el eslabón BC es de 23,91 MPa. Según la desigualdad 2.1 ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

reemplazando valores tenemos:

$$23,91 \text{ MPa} \geq 250 \text{ MPa}$$

Como no se cumple la desigualdad 2.1 se concluye que el eslabón BC si soporta las fuerzas actuantes sobre él, lo que significa que el diseño es aceptable.

A continuación se presenta el resumen de los datos de la simulación del Esfuerzo de Von Mises del eslabón BC.

☐ **Results**

☐ **Reaction Force and Moment on Constraints**

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	198,19 N	0 N	37,8522 N m	-37,8522 N m
		-198,19 N		0 N m
		0 N		0 N m

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	58587,9 mm ³	
Mass	0,460501 kg	
Von Mises Stress	0,102946 MPa	23,9113 MPa
1st Principal Stress	-7,31062 MPa	27,4901 MPa
3rd Principal Stress	-26,6739 MPa	7,27244 MPa
Displacement	0 mm	0,0963052 mm
Safety Factor	8,65699 ul	15 ul
Stress XX	-9,14483 MPa	9,17191 MPa
Stress XY	-0,589809 MPa	0,783547 MPa
Stress XZ	-2,50774 MPa	2,75137 MPa
Stress YY	-7,83426 MPa	7,8956 MPa
Stress YZ	-2,59115 MPa	1,10537 MPa
Stress ZZ	-26,4203 MPa	26,7474 MPa
X Displacement	-0,000141622 mm	0,000143695 mm
Y Displacement	0 mm	0,0957122 mm
Z Displacement	-0,0106745 mm	0,0106794 mm
Equivalent Strain	0,000000399502 ul	0,0000956871 ul
1st Principal Strain	0,000000273457 ul	0,000109997 ul
3rd Principal Strain	-0,000109975 ul	-0,000000230256 ul
Strain XX	-0,0000289825 ul	0,0000293469 ul
Strain XY	-0,00000341821 ul	0,00000454101 ul
Strain XZ	-0,0000145335 ul	0,0000159454 ul
Strain YY	-0,0000312096 ul	0,0000290304 ul
Strain YZ	-0,0000150169 ul	0,00000640611 ul
Strain ZZ	-0,000109509 ul	0,000109429 ul

☐ **Physical**

Material	Steel, Mild
Density	7,86 g/cm ³
Mass	0,460501 kg
Area	17511,7 mm ²
Volume	58587,9 mm ³
Center of Gravity	x=0 mm y=0 mm z=103,184 mm

☐ **Bearing Load:1**

Load Type	Bearing Load
Magnitude	198,190 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	198,190 N
Vector Z	0,000 N

Figura 4.14 Resumen de los datos de la simulación del Análisis del Esfuerzo de Von Mises del eslabón BC

Fuente: Autor

4.4.1.2 Diseño a carga dinámica

Para analizar el eslabón BC se analiza las fallas por fatiga resultantes de carga variable. En este caso se debe calcular el Límite de resistencia a la fatiga, los esfuerzos fluctuantes y finalmente la ecuación de la recta de Gerber.

Cálculo del Límite de resistencia a la fatiga (S_e) ^[7]

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa} = 4078,86 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_e' = 2039,43 \text{ Kg/cm}^2$$

Para determinar K_a , se debe tomar en cuenta que el eslabón tiene un acabado superficial de laminado en caliente. Los valores de “a” y “b” se obtienen de las tablas del ANEXO 6.

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$\text{Si } a = 57,7 ; b = -0,718 \text{ y } S_{ut} = 400 \text{ Mpa}$$

$$K_a = 0,78$$

$$K_b = 1 ; \text{ para una carga axial en la que no hay efecto de tamaño}$$

$$K_c = 1 ; \text{ para un factor de carga axial}$$

$$K_d = 1 ;$$

$$K_e = 0,897 ; \text{ para una confiabilidad del 90 \% (ANEXO 7)}$$

Para calcular K_f se debe tomar en cuenta que el orificio presente en el eslabón representa una discontinuidad o lo que es lo mismo un intensificador de esfuerzos.

SECCIÓN A- A'

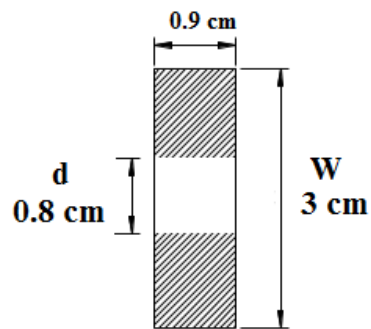


Figura 4.15 Discontinuidad del eslabón BC

Fuente: Autor

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (\text{Ec. 4.23})$$

$q = 0,5$; para una muesca de 4mm de radio (ANEXO 8).

$$K_t = 4,5 \text{ para } d/w = 0,26 \quad (\text{ANEXO 9}) \quad (\text{Ec. 4.24})$$

$$K_f = 1,14$$

Ahora reemplazando todos los valores y se tiene que

$$S_e = (0,78)(1)(1)(1)(0,897)(1,14)(2039,43 \text{ Kg/cm}^2)$$

$$S_e = 1629,68 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo de los esfuerzos fluctuantes

El eslabón BC está sometido tanto a esfuerzos de flexión y tracción máximos y mínimos, y dichos esfuerzos provocan fluctuaciones sobre el eslabón.

A la presencia de los dos tipos de esfuerzos los vamos a llamar Esfuerzo equivalente. El esfuerzo equivalente presente en el eslabón BC es un esfuerzo

repetido en una dirección, debido a que este esfuerzo solo se presenta sobre el eslabón cuando la palanca sube y debe vencer la fuerza de resistencia Q.

Cuando el esfuerzo es repetido en una dirección los esfuerzos mínimos son iguales a cero tal como lo muestra la figura 3.32

$$\sigma_{\text{equi a}} = \sigma_{\text{trac a}} + \sigma_{\text{flexión a}} \quad (\text{Ec. 4.25})$$

$$\sigma_{\text{trac a}} = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 = (7,49 \text{ Kg/cm}^2 - 0) / 2 = 3,745 \text{ Kg/cm}^2 \quad (\text{Ec. 4.26})$$

$$\sigma_{\text{flexión a}} = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 \quad (\text{Ec. 4.27})$$

$$\sigma_{\text{flexión a}} = (285,93 \text{ Kg/cm}^2 - 0) / 2 = 142,965 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{equi a}} = 146,71 \text{ Kg/cm}^2$$

De la figura 4.12 se deduce que

$$\sigma_{\text{equi a}} = \sigma_{\text{equi m}} \quad (\text{Ec. 4.28})$$

Cálculo del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables presentes en el eslabón BC ^[25]

Para comprobar si en el eslabón BC existe o no la falla por fatiga ante esfuerzos variables, se utiliza el criterio de la recta de Gerber, misma que se emplea para el análisis de materiales dúctiles:

$$\frac{Sa}{Se} + \left(\frac{Sm}{Sut}\right)^2 = 1$$

La ecuación establece que la falla por fatiga ocurre si el lado izquierdo de la ecuación es igual a la unidad.

Los esfuerzos $\sigma_{\text{equi a}}$; $\sigma_{\text{equi m}}$ pueden reemplazar a Sa y Sm. Reemplazando valores se tiene que:

$$\frac{146,71}{1629,68} + \left(\frac{146,71}{4078,86}\right)^2 = 1$$

$$0.091 = 1$$

Como la igualdad no se da, queda comprobado que en el eslabón BC no ocurre la falla por fatiga ante esfuerzos variables.

Se puede observar que el material seleccionado (perfil laminado platina de 30 x 9 mm con norma ASTM A36), soporta satisfactoriamente los requerimientos del sistema mecánico de evacuación del poste.

En conclusión, los resultados del diseño a carga dinámica del eslabón BC garantiza el perfecto funcionamiento del sistema mecánico de evacuación del poste cuando esté construido.

4.4.2 Diseño del eslabón CD

En el sistema mecánico de evacuación del poste existen tres eslabones CD como se puede observar en la figura 4.2. Por lo tanto la fuerza de resistencia Q se divide para tres para determinar la fuerza que cae sobre cada uno de los tres eslabones.

Para los cálculos se utilizan las mismas ecuaciones empleadas en la sección 4.4.1.

$$Q=Q1+Q2+Q3$$

$$Q1=Q2=Q3= 198,22 \text{ N} = 20,21 \text{ Kg}$$

ESLABÓN CD

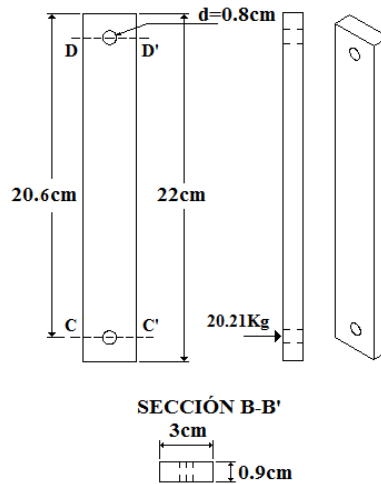


Figura 4.16 Diagrama de la fuerza actuante sobre el eslabón CD

Fuente: Autor

Para realizar el diseño estático del eslabón es necesario obtener el valor del Momento flexionante máximo (M) en el punto C.

Realizando sumatoria de momentos se obtiene que

$$M = 20,21 \text{ Kg} * 20,6 \text{ cm} = 416,33 \text{ Kg*cm}$$

4.4.2.1 Diseño a carga estática

El eslabón CD está sometido a esfuerzos de tracción y flexión, los cálculos de dichos esfuerzos se muestran a continuación.

Calculo del Esfuerzo a tracción

$$\sigma = F / A_{B-B}$$

donde

$$F = Q_1 = 20,21 \text{ Kg}$$

σ_y = Esfuerzo normal en el plano y

A_{A-A} = Área de la sección transversal

$$\sigma_y = 20,21 \text{ Kg} / (3 \text{ cm} * 0.9 \text{ cm}) = 7,49 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

Calculo del Esfuerzo a flexión

La magnitud máxima del esfuerzo en flexión se obtiene de la siguiente fórmula

$$\sigma_{\text{flexión}} = (M * c) / I$$

donde

c = la magnitud máxima de Y

M = momento flexionante máximo

I = momento de inercia del área (Para nuestro caso el I de una figura rectangular)

$$I = (b * h^3) / 12$$

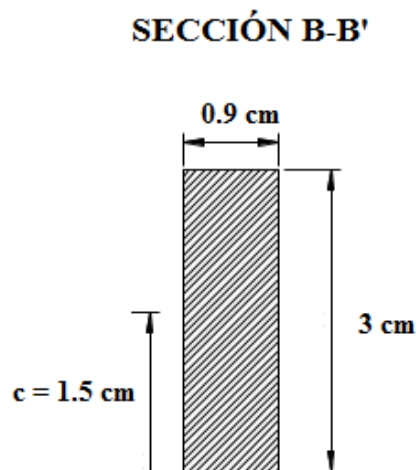


Figura 4.17 Sección transversal del eslabón CD

Fuente: Autor

$$I = (0.9 * 3^3) / 12 = 2,025 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{\text{flexión}} = ((416,33 \text{ Kg*cm}) (1,5 \text{ cm})) / 2,025 \text{ cm}^4 = 308,39 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo del Esfuerzo de Von Mises (σ')

Del apartado 2.4.1.1 y de la Ec. 2.2, se concluyó que por cuestiones de diseño se establece que:

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma'$$

por lo tanto σ' presente en el eje es de:

$$\sigma' = 308.39 \text{ Kg/cm}^2 = 30,24 \text{ MPa}$$

La desigualdad 2.1 establece que ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

$$S_y = 250 \text{ Mpa}$$

$$30,34 \text{ Mpa} \geq 250 \text{ Mpa}$$

Como no se cumple el enunciado de la desigualdad 2.1, se concluye que no ocurre la fluencia en el eslabón CD, lo que determina que la selección del material y el diseño con el mismo, fue acertada. Ya que soporta satisfactoriamente las condiciones de trabajo del sistema mecánico de evacuación del poste.

Cálculo del factor de seguridad (n)

Las propiedades del material del eslabón BC son:

Material ASTM A36

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = S_y / n$$

$$n = 250 / 30,34 = 8,26$$

Se puede observar que el material seleccionado (perfil laminado platina de 30 x 9 mm con norma ASTM A36), soporta satisfactoriamente los requerimientos del sistema mecánico de evacuación del poste.

4.4.2.1.1 Diseño a carga estática utilizando el simulador de esfuerzos del CAD Inventor Profesional

Se simula las fuerzas que actúan en el eslabón CD para determinar el Esfuerzo de Von Mises y verificar mediante estos datos si se da o no la fluencia en el eslabón.

En la figura 4.17 se pueden observar los resultados de la simulación:

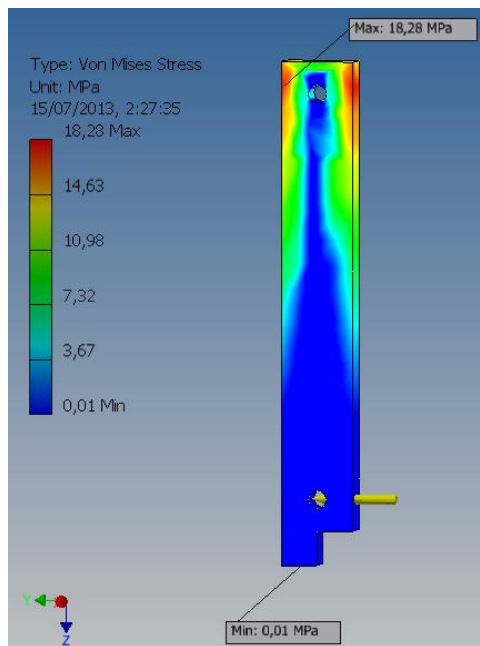


Figura 4.18 Simulación del esfuerzo de Von Mises presente en el eslabón CD utilizando el CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

La simulación arroja como resultado que el esfuerzo máximo de Von Mises presente en el eslabón CD es de 18,28 MPa. Según el apartado 2.4 ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

reemplazando valores tenemos:

$$18,28 \text{ MPa} \geq 250 \text{ MPa}$$

Como no se cumple la desigualdad 2.1 se concluye que el eslabón CD si soporta las fuerzas actuantes sobre él, lo que significa que el diseño es aceptable.

A continuación se presenta el resumen de los datos de la simulación del Esfuerzo de Von Mises del eslabón CD.

▣ **Results**

▣ **Reaction Force and Moment on Constraints**

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	198,19 N	0 N	37,8511 N m	37,8511 N m
		-198,19 N		0 N m
		0 N		0 N m

▣ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	80394 mm ³	
Mass	0,631897 kg	
Von Mises Stress	0,0130795 MPa	18,2838 MPa
1st Principal Stress	-5,25383 MPa	20,9109 MPa
3rd Principal Stress	-20,9276 MPa	5,48041 MPa
Displacement	0 mm	0,0798509 mm
Safety Factor	11,3215 ul	15 ul
Stress XX	-7,11476 MPa	7,2464 MPa
Stress XY	-1,17955 MPa	1,13538 MPa
Stress XZ	-3,17095 MPa	3,0801 MPa
Stress YY	-5,42937 MPa	5,66919 MPa
Stress YZ	-1,57693 MPa	2,11834 MPa
Stress ZZ	-20,4853 MPa	20,6813 MPa
X Displacement	-0,000142184 mm	0,000140501 mm
Y Displacement	0 mm	0,079451 mm
Z Displacement	-0,00801966 mm	0,00801567 mm
Equivalent Strain	0,000000510604 ul	0,0000736593 ul
1st Principal Strain	0,000000248733 ul	0,0000846719 ul
3rd Principal Strain	-0,0000851941 ul	-0,000000513683 ul
Strain XX	-0,0000201767 ul	0,0000215016 ul
Strain XY	-0,00000683603 ul	0,00000658004 ul
Strain XZ	-0,0000183771 ul	0,0000178506 ul
Strain YY	-0,00002357 ul	0,0000233589 ul
Strain YZ	-0,000009139 ul	0,0000122768 ul
Strain ZZ	-0,0000847438 ul	0,0000842639 ul

▣ **Physical**

Material	Steel, Mild
Density	7,86 g/cm ³
Mass	0,631897 kg
Area	20050,2 mm ²
Volume	80394 mm ³
Center of Gravity	x=0 mm y=0,286589 mm z=106,441 mm

▣ **Bearing Load:1**

Load Type	Bearing Load
Magnitude	198,190 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	198,190 N
Vector Z	0,000 N

Figura 4.19 Resumen de los datos de la simulación del Análisis del Esfuerzo de Von Mises del eslabón CD

Fuente: Autor

4.4.2.2 Diseño a carga dinámica

Para analizar el eslabón CD se analiza las fallas por fatiga resultantes de carga variable. En este caso se debe calcular el Límite de resistencia a la fatiga, los esfuerzos fluctuantes y finalmente la ecuación de la recta de Gerber.

Cálculo del Límite de resistencia a la fatiga (S_e)

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa} = 4078,86 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_e' = 2039,43 \text{ Kg/cm}^2$$

Para determinar K_a , se debe tomar en cuenta que el eslabón tiene un acabado superficial de laminado en caliente. Los valores de "a" y "b" se obtienen de las tablas del ANEXO 6.

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$\text{Si } a = 57,7 ; b = -0,718 \text{ y } S_{ut} = 400 \text{ Mpa}$$

$$K_a = 0,78$$

$$K_b = 1 ; \text{ para una carga axial en la que no hay efecto de tamaño}$$

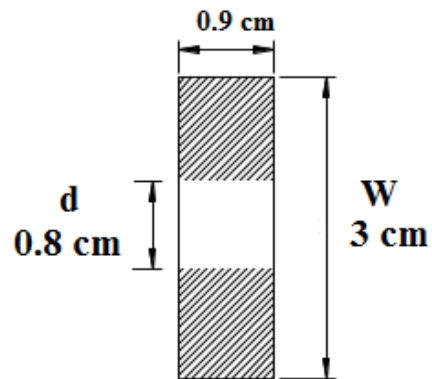
$$K_c = 1 ; \text{ para un factor de carga axial}$$

$$K_d = 1 ;$$

$$K_e = 0,897 ; \text{ para una confiabilidad del } 90 \% \text{ (ANEXO 7)}$$

Para calcular K_f se debe tomar en cuenta que el orificio presente en el eslabón representa una discontinuidad o lo que es lo mismo un intensificador de

SECCIÓN B-B'



esfuerzos.

Figura 4.20 Discontinuidad del eslabón CD

Fuente: Autor

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$q = 0,5$; para una muesca de 4mm de radio.

$K_t = 4,5$ para $d/w = 0,26$

$$K_f = 1,14$$

Ahora reemplazando todos los valores y se tiene que

$$S_e = (0,78)(1)(1)(1)(0,897)(1,14)(2039,43 \text{ Kg/cm}^2)$$

$$S_e = 1629,68 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo de los esfuerzos fluctuantes

El eslabón CD está sometido tanto a esfuerzos de flexión y tracción máximos y mínimos, y dichos esfuerzos provocan fluctuaciones sobre el eslabón.

A la presencia de los dos tipos de esfuerzos los vamos a llamar Esfuerzo equivalente. El esfuerzo equivalente presente en el eslabón CD es un esfuerzo repetido en una dirección, debido a que este esfuerzo solo se presenta sobre el eslabón cuando la palanca sube y debe vencer la fuerza de resistencia Q.

Cuando el esfuerzo es repetido en una dirección los esfuerzos mínimos son iguales a cero tal como lo muestra la figura 4.12

$$\sigma_{\text{equi a}} = \sigma_{\text{trac a}} + \sigma_{\text{flexión a}}$$

$$\sigma_{\text{trac a}} = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 = (7,49 \text{ Kg/cm}^2 - 0) / 2 = 3,745 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{flexión a}} = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 = (308,39 \text{ Kg/cm}^2 - 0) / 2 = 154,195 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{equi a}} = 157,94 \text{ Kg/cm}^2$$

De la figura 4.12 se deduce que

$$\sigma_{\text{equi a}} = \sigma_{\text{equi m}}$$

Cálculo del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables presentes en el eslabón CD ^[24]

Para comprobar si en el eslabón CD existe o no la falla por fatiga ante esfuerzos variables, se utiliza el criterio de la recta de Gerber, misma que se emplea para el análisis de materiales dúctiles:

$$\frac{Sa}{Se} + \left(\frac{Sm}{Sut}\right)^2 = 1$$

La ecuación establece que la falla por fatiga ocurre si el lado izquierdo de la ecuación iguala es igual al unidad.

Los esfuerzos $\sigma_{\text{equi a}}$; $\sigma_{\text{equi m}}$ pueden reemplazar a Sa y Sm. Reemplazando valores tenemos que:

$$\frac{157,94}{1629,68} + \left(\frac{157,94}{4078,86}\right)^2 = 1$$

$$0.098 = 1$$

Como la igualdad no se da, queda comprobado que en el eslabón CD no ocurre la falla por fatiga ante esfuerzos variables.

Se puede observar que el material seleccionado (perfil laminado platina de 30 x 9 mm con norma ASTM A36), soportará satisfactoriamente los requerimientos del sistema mecánico de evacuación del poste.

En conclusión los resultados del diseño del eslabón CD garantizan el perfecto funcionamiento del sistema mecánico de evacuación del poste, cuando esté construido.

4.5 FACTOR DE SEGURIDAD

4.5.1 Cálculo del FDS del eslabón BC utilizando el simulador de FDS del CAD

Inventor Profesional.

En el apartado 4.4.1.1 se pudo determinar que el FDS del eslabón BC es de 8,9. En este apartado utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional se procede a comprobar estos datos.

En la figura 4.19 se aprecian los resultados de la simulación del FDS.

Los resultados de la simulación establecen que valor del FDS presente en el eslabón BC es de mínimo 8,66 y máximo 15. Con esto queda comprobado que los cálculos están correctos porque éstos entran en el rango del resultado de la simulación.

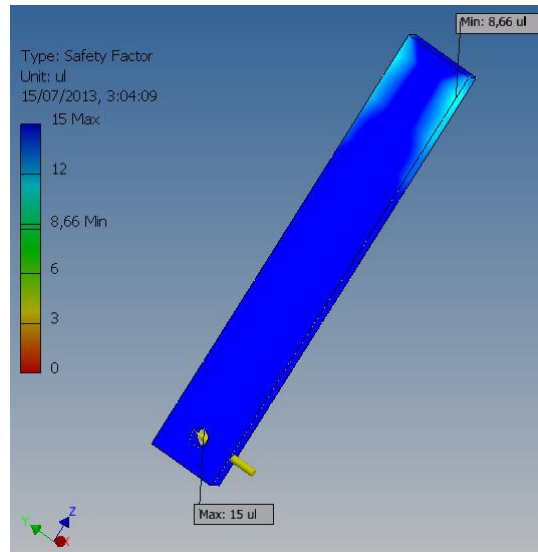


Figura 4.21 Simulación del FDS presente en el eslabón BC utilizando el CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

Con los resultados de la simulación también queda comprobado que el diseño así como la selección del material para el eslabón BC, fueron acertados porque el eslabón soporta satisfactoriamente las cargas aplicadas sobre él.

4.5.2 Cálculo del FDS del eslabón CD utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional.

En el apartado 4.4.2.1 se pudo determinar que el FDS del eslabón BC es de 8,26. En este apartado utilizando el simulador de FDS del CAD Inventor Profesional se procede a comprobar estos datos.

En la figura 4.20 se aprecian los resultados de la simulación del FDS

Los resultados de la simulación establecen que valor del FDS presente en el eslabón CD es de mínimo 11,32 y máximo 15. Con esto queda comprobado que los cálculos están correctos porque éstos entran en el rango del resultado de la simulación.

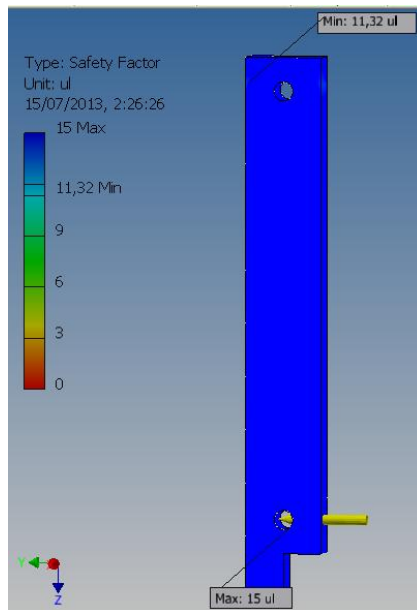


Figura 4.22 Simulación del FDS presente en el eslabón CD utilizando el CAD Inventor Profesional.

Fuente: Autor

Con los resultados de la simulación también queda comprobado que el diseño así como la selección del material para el eslabón CD, fueron acertados porque el eslabón soporta satisfactoriamente las cargas aplicadas sobre él.

4.6 CONSTRUCCIÓN

Una vez realizado el diseño y comprobado mediante cálculos y simulaciones que los materiales seleccionados fueron acertados, se procede a la construcción del sistema mecánico de evacuación del poste.

4.6.1 Especificaciones Técnicas del Molde

4.6.1.1 Material utilizado

- Perfil estructural Ángulo L con norma ASTM A36 de 40X40X3 mm.
- Perfil estructural Ángulo L con norma ASTM A36 de 40X40X6 mm.
- Perfil laminado platina con norma ASTM A36 , PTL 30X9 mm.

- Perfil laminado varilla cuadrada lisa con norma ASTM A36 , VCU ½ , lado 11 mm.
- Tornillos, tuercas y arandelas.
- Eje de acero de transmisión con norma AISI 1018, diámetro 31,71mm.
- Tubería para vapor Cédula 80, con norma ASTM A53, diámetro interno 31,75mm, espesor 6mm.

4.6.1.2 Procesos aplicados para la construcción

- Corte (Amoladora)
- Suelda MIG - Soldadura Eléctrica (electrodos 6011 y 6013)
- Pulido
- Torno
- Taladrado

4.6.1.3 Dimensiones

- Largo 275 cm

4.6.2 Construcción del sistema mecánico de evacuación del poste



Fotografía 4.2 Construcción del sistema mecánico de evacuación del poste

Fuente: Propia



Fotografía 4.3 Funcionamiento del sistema mecánico de evacuación del poste.

Fuente: Autor

CAPÍTULO 5

IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

5.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA VIBRADORA

Una vez diseñadas, construidas y ensambladas todas las partes que forman la máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral, procedemos a su implementación, es decir a poner en funcionamiento la máquina.

5.2 PRUEBAS

Luego de haber construido la máquina se procede a realizar las respectivas pruebas para verificar su funcionamiento. Las pruebas a realizarse son dimensionamiento del armadura de acero, la consistencia del hormigón, el tiempo de funcionamiento del sistema mecánico de vibración, el funcionamiento del sistema mecánico de evacuación, la manipulación del poste, la resistencia mecánica del poste a la aplicación de cargas externas, la dureza del poste utilizando la prueba del paso del alambre de púas por los orificios del mismo.

5.2.1 Dimensionamiento de la columna o armadura de acero

Hay que tomar en cuenta que la armadura debe estar recubierta por una capa de hormigón de 1,5 a 2 cm por cada lado. La varilla utilizada para formar la armadura tiene 6mm de diámetro. Se establecieron diferentes medidas con los siguientes resultados

Longitud del lado del estribo (cm)	Larguero mayor (cm)	Larguero menor (cm)	¿Entra en el molde?	¿La capa de hormigón es la adecuada?
9	240	237	SI	NO
8	240	237	SI	NO
7	240	237	SI	SI

6	240	237	SI	NO
---	-----	-----	----	----

Tabla 5.1 Dimensionamiento de la armadura

Fuente: Autor



Fotografía 5.1 Construcción de la armadura

Fuente: Autor



Fotografía 5.2 Colocación de la armadura en el interior del molde de la máquina

Fuente: Autor

5.2.2 La consistencia del hormigón

Cabe recalcar que la consistencia del hormigón depende directamente de la cantidad de agua del mismo, la siguiente tabla muestra cual es la cantidad de agua necesaria para lograr la consistencia adecuada del hormigón para el correcto funcionamiento de la máquina. La dosificación de los materiales ya se estableció en el Capítulo 1, en este apartado solo se analiza la cantidad de agua necesaria para lograr la consistencia adecuada del hormigón para que la máquina pueda funcionar correctamente.

Cantidad de agua (litros)	Consistencia del hormigón	¿Se puede operar la máquina?	Conclusión
100	Líquida	NO	Reducir la cantidad de agua
90	Blanda	NO	Reducir la cantidad de agua
70	Seca	SI	Consistencia adecuada

Tabla 5.2 Consistencia adecuada del hormigón

Fuente: Autor

5.2.3 El tiempo de funcionamiento del sistema mecánico de vibración

El tiempo de vibración garantiza la acertada compactación del hormigón armado y moldeado del poste. La velocidad de giro de las excéntricas es de 2275 rpm. La siguiente tabla muestra las respectivas pruebas de tiempo de vibración.

Tiempo de vibración (segundos)	Número de giros de las masas excéntricas	Moldeado del poste	Compactación del hormigón armado	Calidad del Producto final
30-40	1517	INCOMPLETO	BAJA	BAJA
40-50	1896	INCOMPLETO	BAJA	BAJA
50-60	2275	INCOMPLETO	BAJA	BAJA
60-70	2654	SEMI	MEDIA	MEDIA

		COMPLETO		
70-80	3033	SEMI COMPLETO	MEDIA	MEDIA
80-90	3413	COMPLETO	ALTA	ALTA
90-100	3792	COMPLETO	ALTA	ALTA

Tabla 5.3 Pruebas del funcionamiento del sistema mecánico de vibración

Fuente: Autor

5.2.4 El funcionamiento del sistema mecánico de evacuación

La evacuación del poste se efectúa al halar las dos palancas que posee la máquina, la siguiente tabla muestra las pruebas realizadas al sistema mecánico de evacuación:

Movimiento palanca 1	Movimiento palanca 2	Funcionamiento del sistema de evacuación	Tiempo empleado para la evacuación (segundos)	Problema
SI	NO	INCOMPLETO	10	LIGERO ATASCAMIENTO
NO	SI	INCOMPLETO	10	LIGERO ATASCAMIENTO
SI	SI	COMPLETO	3	NINGUNO

Tabla 5.4 Pruebas del funcionamiento del sistema mecánico de evacuación del poste

Fuente: Autor

5.2.5 La manipulación del poste

Una vez evacuado el poste se procede a colocarlo en una tabla para poder retirar la platina base. Las pruebas de manipulación del poste se explican en la siguiente tabla:

Número de operadores	Colocación del poste en la tabla	Transportación del poste	Retiro de la platina base
1	DIFÍCIL	DIFÍCIL	DIFÍCIL
2	FÁCIL	FÁCIL	FÁCIL

Tabla 5.5 Pruebas para la manipulación adecuada del poste

Fuente: Autor

5.2.6 La resistencia mecánica del poste a la aplicación de cargas externas

Una vez que el poste ya está apto para la venta se le realiza pruebas de resistencia mecánica para comprobar su dureza, para lo cual se coloca al poste acostado sobre apoyos en los extremos del mismo y sobre él se comienza a aplicar cargas externas. La tabla muestra las pruebas realizadas:

Valor de la carga externa (Kg)	Presencia de fisuras en el poste	Deformación (mm)
110	NO	0
220	NO	0
330	NO	1
440	NO	2
550	SI	3

Tabla 5.6 Pruebas de resistencia mecánica del poste

Fuente: Autor



Fotografía 5.3 Poste antes de realizarle la prueba de resistencia mecánica

Fuente: Autor



Fotografía 5.4 Poste después de realizarle la prueba de resistencia mecánica

Fuente: Autor

Ahora se realiza la misma prueba al poste fabricado de manera artesanal en moldes de acero, para hacer comparaciones entre el anterior proceso de fabricación del poste y el actual.

Valor de la carga externa (Kg)	Presencia de fisuras en el poste	Deformación (mm)
110	NO	0
230	SI	2

Tabla 5.7 Pruebas de resistencia mecánica del poste fabricado en moldes de acero

Fuente: Autor



Fotografía 5.5 Poste antes de realizarle la prueba de resistencia mecánica

Fuente: Autor



Fotografía 5.6 Poste después de realizarle la prueba de resistencia mecánica

Fuente: Autor

5.2.7 La dureza del poste utilizando la prueba del paso del alambre de púas por los orificios del mismo

Para comprobar la dureza del poste se procede a pasar el alambre por los orificios del mismo y se compara con el poste fabricado con el proceso anterior previo a la existencia de la máquina.

Modo de fabricación del poste	Compactación	Calidad de la compactación	Dureza del poste	Desgaste del orificio al pasar el alambre de púas por él.
En moldes de acero	Artesanamente	Media	Media	Alto
En la máquina	Por vibraciones mecánicas	Alta	Alta	Bajo

Tabla 5.8 Pruebas de la dureza del poste

Fuente: Autor



Fotografía 5.7 Orificio del poste fabricado en moldes de acero, después del paso del alambre de púas

Fuente: Autor



Fotografía 5.8 Orificio del poste fabricado en la máquina, después del paso del alambre de púas

Fuente: Autor



Fotografía 5.9 Alambrado perimetral con los postes fabricados en la máquina

Fuente: Autor

En la fotografía 5.9 se puede observar claramente que los orificios del poste no sufren mayor desgaste al pasar el alambre de púas por ellos, caso que no sucede en los postes fabricados en moldes de acero.

5.3 COMPARACIÓN DEL TIEMPO DE FABRICACIÓN DEL POSTE DE HORMIGÓN ARMADO PARA ALAMBRADO PERIMETRAL, ENTRE EL USO DE LA MÁQUINA Y EL USO DE MOLDES DE ACERO

Teniendo el hormigón previamente preparado y las armaduras también, el tiempo de fabricación del poste tanto en la máquina como en los moldes de acero se muestran en la tabla 5.9

Método de fabricación	Tiempo para moldear y compactar el hormigón armado (minutos)	Lapso de tiempo para poder desmoldar el poste	Tiempo de desmolde	Lapso de tiempo para poder almacenar el poste (días)	Cantidad de postes fabricados en una hora
En la máquina	1,2 a 1,4	0	3 segundos	7	20
En los moldes de acero	12	14 horas	10 minutos	5	5

Tabla 5.9 Tiempo de fabricación del poste en la máquina y en los moldes de acero

Fuente: Autor

5.4 RESULTADOS

Una vez que se han realizado las respectivas pruebas, los resultados obtenidos son los siguientes:

- El hormigón empleado para trabajar en la máquina debe ser de consistencia seca.
- La dimensión adecuada del lado del estribo de la armadura debe ser de 7 cm.
- La utilización de una armadura formada por la varilla de 6mm de diámetro y de un hormigón de consistencia seca, garantiza que el poste de hormigón armado elaborado en la máquina, tendrá una apropiada resistencia mecánica y dureza.
- El tiempo necesario para fabricar un poste en la máquina es de 80 a 100 segundos, tiempo en el cual las vibraciones mecánicas compactarán eficazmente el hormigón armado, evitando así la formación de porosidades tanto internas como externas en el poste.

- El diseño del sistema mecánico de vibración es acertado porque la compacidad del poste garantiza una excelente resistencia mecánica, dureza, impermeabilidad y rapidez de fabricación del poste.
- En el campo real el diseño del sistema mecánico de evacuación del poste, es acertado porque facilita la evacuación del poste del interior del molde de la maquina con una aplicación mínima de fuerza por parte de los operadores sobre las palancas. El tiempo de evacuación es de tres segundos.
- Es indispensable que dos operadores trabajen en la máquina esto es porque de esta manera será más fácil la evacuación del poste y la manipulación del mismo. Además debido a las dimensiones del molde de la maquina es necesario que dos personas operen la misma porque así será más fácil y rápido fabricar el poste.
- La resistencia mecánica que presenta el poste fabricado en la máquina es de 550 Kg para que empiece la aparición de fisuras en él, mientras que en el poste fabricado en moldes de acero es de tan solo 230 Kg. Además, la dureza que el poste fabricado en la máquina presenta en comparación con el poste fabricado en moldes de acero es notablemente mayor. De esta forma queda garantizado que el diseño de la máquina cumple con todas las expectativas del planteadas al inicio del proyecto.
- En dos horas de trabajo en la máquina se produce el mismo número de postes que se fabrican en un día utilizando moldes de acero.

5.5 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA REALIZACIÓN DEL TRABAJO DE GRADO

5.5.1 Costo de los materiales

Estructura y molde

DETALLE	CANTIDAD	COSTO/U (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Ángulo L	7	14,50	101,5

40X40X3 mm			
Ángulo L 40X40X4 mm	1	16,50	16,50
Ángulo L 50X50X4 mm	0,1	19,20	2,50
Platina de 100X6 mm	1	65,40	65,40
Varilla redonda lisa diámetro 25,4 mm	0,17	17,30	4,20
Varilla cuadrada de media	0,33	8,75	3,50
		Total	193,6

Tabla 5.10 Costo de los materiales de la estructura y el molde

Fuente: Autor

Sistema de vibración

DETALLE	CANTIDAD	COSTO/U (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Ángulo L 50X50X6 mm	0,17	32,75	6,50
Eje de acero de transmisión 1in	0.5	92.35	46,18
Eje de acero de transmisión 3in	0,02	590	14
Polea de aluminio de 3in	1	6,50	6,50
Polea de aluminio de 4in	1	8,50	8,50
Pernos de sujeción	8	0.15	1,20
Motor 1Hp	1	140	140
Banda en V A33	1	3.50	3,50
Resortes	6	2,50	15
		Total	241,38

Tabla 5.11 Costo de los materiales del sistema de vibración

Fuente: Autor

Sistema de evacuación

DETALLE	CANTIDAD	COSTO/U (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Ángulo L 40X40X3 mm	1	14,50	14,50
Ángulo L 40X40X6 mm	0,25	28,50	9,50
Platina de 30X9 mm	0,25	25,30	7,20
Varilla cuadrada de media	2	8,75	17,5
Pernos de sujeción	6	0,15	0,80
Eje de acero de transmisión 1in	0,5	92,35	46,18
Tubería para vapor Cédula 80	0,041		2
		Total	97,68

Tabla 5.12 Costo de los materiales del sistema de evacuación

Fuente: Autor

Material eléctrico y tol para forrar la maquina

DETALLE	CANTIDAD	COSTO/U (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Botonera Industrial	1	10	10
Breaker 30A	1	7	7
Cable	20	0,8 / m	32
Tol Negro 3mm	1	55	55
		Total	104

Tabla 5.13 Costo del material eléctrico y el tol para forrar la máquina

Fuente: Autor

Total costo de materiales: 636,66 USD

5.5.2 Costos de fabricación

Costos de fabricación por hora

Operación	Costo (USD/Hora)
Taladro manual	5
Amolado	5
pintado	10
soldadura	10
torneado	10

Tabla 5.14 Costo de los procesos de fabricación

Fuente: Autor

Estructura y molde

Operación	Tiempo (horas)	Costo (USD)	Subtotal
Amolado	8	5	40
Torneado	1	10	10
Pintado	1	10	10
Soldadura	5	10	50
		Total	110

Tabla 5.15 Costo de la fabricación de la estructura y el molde

Fuente: Propia

Sistema de vibración

Operación	Tiempo (horas)	Costo (USD)	Subtotal
Amolado	1	5	5
Torneado	1,5	10	15
Soldadura	1	10	10
Taladro Manual	0,5	5	2,50
		Total	32,50

Tabla 5.16 Costo de la fabricación del sistema mecánico de vibración

Fuente: Autor

Sistema de evacuación

Operación	Tiempo (horas)	Costo (USD)	Subtotal
Amolado	4	5	20
Pintado	0,5	10	5
Soldadura	5	10	50
		Total	75

Tabla 5.17 Costo de la fabricación del sistema mecánico de evacuación

Fuente: Autor

Total costos de fabricación: 217,50 USD

5.5.3 Costos de Diseño (Cd)

$C_{mf} = \text{Cotos materiales} + \text{costo fabricación} = 854,16$

Costo de diseño C_d ^[30]

$C_d = 0.2 * C_{mf} = 0,2 * 874,16 = 170,83 \text{ USD}$

5.5.4 Costos de Improvistos (Ci)

Costo de imprevistos C_i

$C_i = 0.02 (C_d + C_{mf}) = 0,02 (170,83 + 854,16) = 20,5 \text{ USD}$

5.5.5 Costo total 1 de la máquina

Costo total 1 = $C_{mf} + C_d + C_i = 1045,49 \text{ USD}$

5.5.6 Costos de investigación y Papelería (Cip)

Literal	Descripción	Valor
1	Uso de internet	100
2	Transporte	50
3	Adquisición de libros	100
4	Papelería (Borradores y empastados)	270
	Total	520

Tabla 5.18 Costo de investigación y papelería

Fuente: Autor

5.5.7 Costo total de la realización del Trabajo de grado (CT)

$CT = \text{Costo total 1} + C_{ip}$

$CT = 1045,49 + 520$

CT = 1565,49 USD

³⁰ Taramuel J.; Máquina dobladora de tubo redondo de acero con costura de hasta 19mm de diámetro y 1,5 mm de grosos controlada por un microcontrolador.; Tesis de grado previa a la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica; Universidad Técnica del Norte, Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas ; 2012. (p. 72)

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.4 CONCLUSIONES

- El uso de la máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral, optimiza la producción de postes diarios y sobre todo brinda a los operadores mayor comodidad y rapidez en la fabricación de los mismos.
- La compactación del hormigón armado, la dureza y la resistencia mecánica del poste, cumple con las expectativas del diseño planteadas, con lo que queda comprobada la eficiencia del sistema mecánico de vibración de la máquina.
- El tiempo requerido para evacuar el poste es de 3 segundos comprobando así la eficiencia y velocidad del sistema mecánico de evacuación del poste.
- Para la operación de la máquina es indispensable que trabajen dos personas, debido a las dimensiones del molde de la máquina y también debido al peso del poste.
- El diseño y la eficiencia de la máquina garantizan velocidad de fabricación, calidad en la compactación y estética del poste y sobre todo reducción en los costos de operación.
- Es posible modificar el tamaño del largo del poste. Esto se logra introduciendo unos topes de acero ya sea en la parte superior o inferior del molde de la máquina.
- Diariamente se pueden fabricar hasta 70 postes.

6.5 RECOMENDACIONES

- Para que la máquina funcione correctamente se deben seguir los pasos expuestos en el apartado del montaje de la máquina.
- Siempre verificar que la banda del sistema de transmisión de potencia este correctamente templada, porque caso contrario esto afectaría directamente a la calidad de la compactación del poste y por ende a su dureza y resistencia mecánica.
- Los operadores deben saber sobre preparación de hormigón ya que un exceso en la cantidad de agua provocaría que el hormigón pase de ser un hormigón de consistencia seca a uno de consistencia blanda, y esto impediría que se pueda trabajar en la máquina.
- Al evacuar el poste los dos operadores deben halar simultáneamente de las palancas para garantizar que la evacuación sea rápida, uniforme y fácil.
- Se recomienda que la platina base del molde sea separada del poste prefabricado solamente cuando este ya haya sido ubicado en el suelo y no se lo vaya a mover nuevamente a otro lugar.
- Para evitar posibles accidentes no retirar la protección del sistema mecánico de vibración si este se encuentra en funcionamiento.
- Por precaución al momento de realizar el mantenimiento de la máquina se recomienda que el breaker que protege al motor este deshabilitado

6.6 RECOMENDACIONES PARA FUTURAS INVESTIGACIONES

- La elaboración del hormigón por lo general se lo realiza de forma manual, y en este proceso los operadores se desgastan físicamente. Por eso se recomienda que en futuras investigaciones se realice el diseño y construcción de una mezcladora de hormigón con capacidad de 1/2

quintal, para así reducir el tiempo de elaboración del hormigón y sobre todo evitar el desgaste físico de los operadores.

- Una vez que el poste sale del interior del molde de la máquina, es transportado manualmente por los operadores lo que ocasiona agotamiento físico de los mismos; por eso se recomienda que en futuras investigaciones se realice el diseño y construcción de un sistema automático de transporte que podría ser complementado con un coche transportador.

BIBLIOGRAFÍA

1. ADELCA S.A.(2013). Catálogo de productos ADELCA
2. Bedford A., Fowler W. (2008). *Mecánica para ingeniería estática* (5ta ed.). México: Pearson Education.
3. Bedford A., Fowler W. (2008). *Mecánica para ingeniería dinámica* (5ta ed.). México: Pearson Education
4. Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). México: McGraw-Hill/ Interamericana.
5. Construmática. Consistencia del hormigón fresco. Recuperado de http://www.construmatica.com/construpedia/Consistencia_del_Hormig%C3%B3n_Fresco
6. Corzo D.; Cuatín M.; Diseño de una máquina semiautomática para la fabricación de bloques y adoquines; Tesis de grado previa a la obtención de Ingeniero mecánico; Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica; 2011.
7. DIN ISO 281 (2009). Dimensionamiento de rodamientos. Alemania. Recuperado de: http://www.eassistant.eu/fileadmin/dokumente/eassistant/pdf/Hilfe/Beispiel/Waelzlager_en.pdf
8. Dipac Manta S.A. (2011). Catalogo de Productos DIPAC.
9. Erdman A.; Sandor G.(1998). *Diseño de mecanismos* (3ra ed.). Mexico: Prentice Hall
10. Medina H. (s.f.). Movimiento Oscilatorio. Pontifica Universidad Católica del Perú. *Departamento de Física*. Recuperado de: http://biblioteca.pucp.edu.pe/docs/elibros_pucp/medina_hugo/Medina_Fisica2_Cap2.pdf
11. Moreno A. (2004). *Instalaciones eléctricas de baja tensión* (1ra ed.). España: Thomsom
12. Norton R. (2009). *Diseño de maquinaria* (4ta ed.). México: McGraw-Hill

13. Norma CPE INEN 5 Parte2:2001 Código Ecuatoriano de la Construcción. Requisitos de diseño del hormigón armado.
14. Norma NTE INEN 1762:90 Hormigones. Definición y terminología.
15. Norma NTE INEN 0694:2010 1R Hormigones y áridos para elaborar hormigón. Terminología.
16. Norma NTE INEN 0102:2011 4R Varillas corrugadas de acero al carbono laminadas en caliente para hormigón armado. Requisitos
17. Novas J.; Sistemas constructivos prefabricados aplicables a la construcción de edificaciones en países en desarrollo; Proyecto Fin de Máster; Universidad Politécnica de Madrid; Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos; 2010.
18. Pablo G.; Cristian M.; Diseño y construcción de una máquina automática para la fabricación de prefabricados de hormigón; Tesis de grado previa a la obtención de Ingeniero mecánico; Escuela Superior Politécnica del Chimborazo, Facultad de Mecánica; 2009.
19. Departamento de física aplicada UCLM. Cálculo de momentos de inercia. Recuperado de: http://www.uclm.es/profesorado/ajbarbero/Problemas/Momentos_de_inercia07.pdf
20. Quezada C. (2011). *Autodesk Inventor 2011*(1ra ed.). Perú: Megabyte

ANEXO 1

Tabla A : Conversiones

Tabla A-2

Factores de conversión A para convertir la entrada X en el resultado Y mediante el empleo de la fórmula $Y = AX^*$

Multiplique la entrada X	Por el factor A	Para obtener el resultado Y	Multiplique la entrada X	Por el factor A	Para obtener el resultado Y
Unidad térmica británica, Btu	1.055	joule, J	milla/hora, mi/h	1.61	kilómetro/hora, km/h
Btu/segundo, Btu/s	1.05	kilowatt, kW	milla/hora, mi/h	0.447	metro/segundo, m/s
caloría	4.19	joule, J	momento de inercia, $\text{lbm} \cdot \text{ft}^2$	0.0421	kilogramo-metro ² , $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
centímetro de mercurio (0°C)	1.333	kilopascal, kPa	momento de inercia, $\text{lbm} \cdot \text{pulg}^2$	293	kilogramo-milímetro ² , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
centipoise, cP	0.001	pascal-segundo, $\text{Pa} \cdot \text{s}$	momento de sección (segundo momento de área), pulg^4	41.6	centímetro ⁴ , cm^4
grado (ángulo)	0.0174	radián, rad	onza fuerza, oz	0.278	newton, N
pie, ft	0.305	metro, m	onza masa	0.0311	kilogramo, kg
pie ² , ft ²	0.0929	metro ² , m ²	libra, lbf [†]	4.45	newton, N
pie/minuto, ft/min	0.0051	metro/segundo, m/s	libra-pie, $\text{lbf} \cdot \text{ft}$	1.36	newton-metro, $\text{N} \cdot \text{m}$
pie-libra, $\text{ft} \cdot \text{lb}$	1.35	joule, J	libra/pie ² , lbf/ft^2	47.9	pascal, Pa
pie-libra/segundo, $\text{ft} \cdot \text{lb}/\text{s}$	1.35	watt, W	libra-pulgada, $\text{lbf} \cdot \text{pulg}$	0.113	joule, J
pie/segundo, ft/s	0.305	metro/segundo, m/s	libra-pulgada, $\text{lbf} \cdot \text{pulg}$	0.113	newton-metro, $\text{N} \cdot \text{m}$
galón (EUA), gal	3.785	litro, l	libra/pulgada, lbf/pulg	175	newton-metro, N/m
caballo de fuerza, hp	0.746	kilowatt, kW	libra/pulgada ² , psi (lbf/pulg^2)	6.89	kilopascal, kPa
pulgada, pulg	0.0254	metro, m	libra-masa, lbm	0.454	kilogramo, kg
pulgada, pulg	25.4	milímetro, mm	libra-masa/segundo, lbm/s	0.454	kilogramo/segundo, kg/s
pulgada ² , pulg^2	645	milímetro ² , mm^2	cuarto de galón (EUA), qt	946	mililitro, mL
pulgada de mercurio (32°F)	3.386	kilopascal, kPa	módulo de sección, pulg^3	16.4	centímetro ³ , cm^3
kilolibra, kip	4.45	kilonewton, kN	slug	14.6	kilogramo, kg
kilolibra/pulgada ² , kpsi (ksi)	6.89	megapascal, MPa (N/mm^2)	ton (corta 2 000 lbm)	907	kilogramo, kg
masa, $\text{lbf} \cdot \text{s}^2/\text{pulg}$	175	kilogramo, kg	yarda, yd	0.914	metro, m
milla, mi	1.610	kilómetro, km			

*Aproximado.

†La unidad del sistema de uso común en Estados Unidos libra-fuerza, con frecuencia se abrevia lbf para distinguirla de la libra-masa, que se abrevia lbm.

ANEXO 2

Tabla B: Circunferencias interiores de bandas en V estándar

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (8va ed.) Pág. 879

Tabla 17-10	Sección	Circunferencia, pulg
Circunferencias interiores de bandas en V estándar	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, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

ANEXO 3

Tabla C: Dimensión de conversión de la banda

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (8va ed.) Pág. 879

Tabla 17-11
Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

ANEXO 4

Valores de f_n = Factor de velocidad para rodamientos de bolas.

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas									
$f_n = \sqrt[3]{\frac{33^{1/3}}{n}}$									
n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

ANEXO 5

Valores de L_h a partir del valor de F_L para rodamientos de bolas

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas									
L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

ANEXO 6

Valores de “a” y “b” para el Ka

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{UT} , kpsi	S_{UT} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

ANEXO 7

Valores de Ke

Tabla 6-5

	Confiabilidad, %	Variación de transformación z_0	Factor de confiabilidad k_e
Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	50	0	1.000
	90	1.288	0.897
	95	1.645	0.868
	99	2.326	0.814
	99.9	3.091	0.753
	99.99	3.719	0.702
	99.999	4.265	0.659
	99.9999	4.753	0.620

ANEXO 8

VALORES DE q para un radio de muesca 4mm

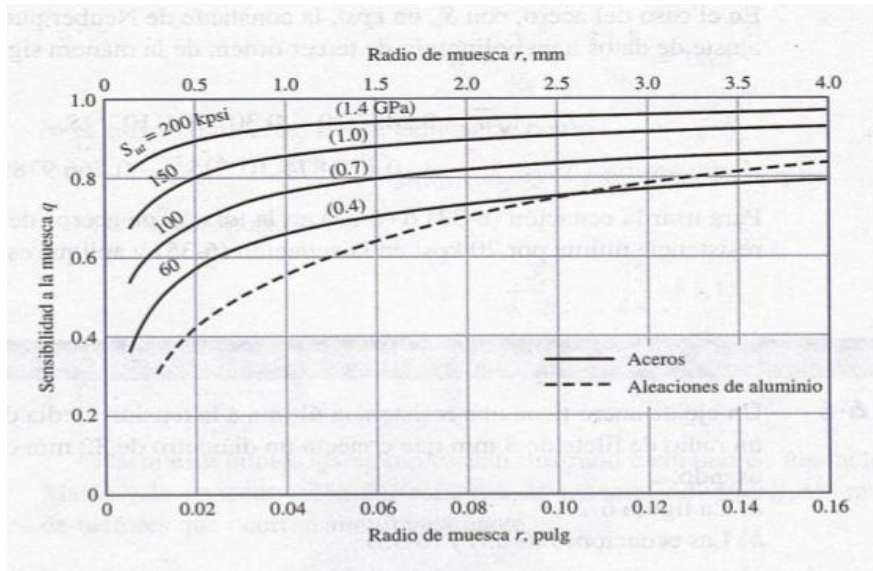
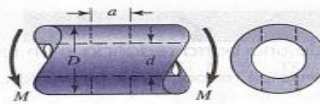


Tabla A-16

Factores aproximados de concentración del esfuerzo, K_t , de una barra redonda o un tubo con un agujero redondo transversal, carga en torsión.

Fuente: R. E. Peterson, *Stress Concentration Factors*, Wiley, Nueva York, 1974, pp. 146, 235.



El esfuerzo flexionante nominal es $\sigma_0 = M/Z_{\text{neto}}$, donde Z_{neto} es un valor reducido del módulo de sección y se define por

$$Z_{\text{neto}} = \frac{\pi A}{32D} (D^4 - d^4)$$

Los valores de A se listan en la tabla. En el caso de una barra sólida use $d = 0$

a/D	d/D					
	0.9		0.6		0	
	A	K_t	A	K_t	A	K_t
0.050	0.92	2.63	0.91	2.55	0.88	2.42
0.075	0.89	2.55	0.88	2.43	0.86	2.35
0.10	0.86	2.49	0.85	2.36	0.83	2.27
0.125	0.82	2.41	0.82	2.32	0.80	2.20
0.15	0.79	2.39	0.79	2.29	0.76	2.15
0.175	0.76	2.38	0.75	2.26	0.72	2.10
0.20	0.73	2.39	0.72	2.23	0.68	2.07
0.225	0.69	2.40	0.68	2.21	0.65	2.04
0.25	0.67	2.42	0.64	2.18	0.61	2.00
0.275	0.66	2.48	0.61	2.16	0.58	1.97
0.30	0.64	2.52	0.58	2.14	0.54	1.94

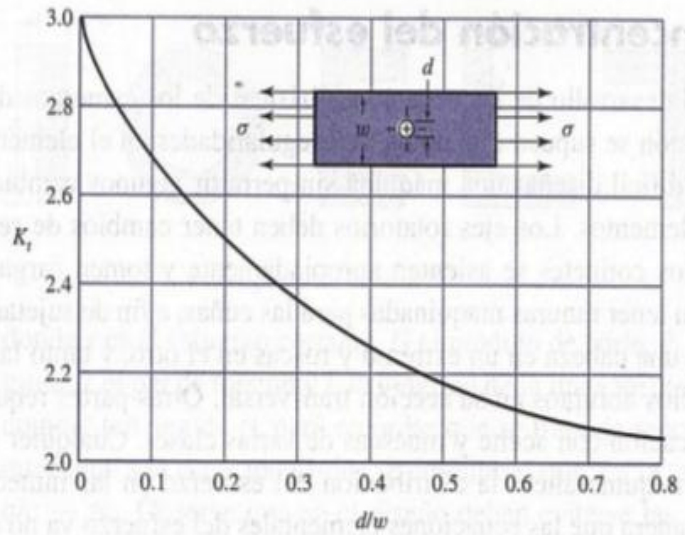
ANEXO 9

Valores de K_t para un d/w

Figura 3-29

Placa delgada en tensión o compresión simple con un orificio central transversal. La fuerza en tensión neta es $F = \sigma w t$, donde t es el espesor de la placa. El esfuerzo nominal está dado por

$$\sigma_0 = \frac{F}{(w-d)t} = \frac{w}{w-d} \sigma$$



ANEXO 10

MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA VIBRADORA

Previa a la utilización de la máquina deben tenerse en cuenta las siguientes recomendaciones para su correcta operación.

10.1 Montaje de la máquina

- La máquina debe ubicarse en un lugar que posea una protección para lluvias.
- El tablero eléctrico de control debe ser ubicado en un área seca libre de aceite, polvo, grasa o agua, que afecte los componentes del mismo.
- La máquina debe ser anclada al suelo para asegurar su perfecto funcionamiento.
- Observar y verificar la acertada conexión de las instalaciones eléctricas.
- Observar y verificar la correcta posición y conexión de los elementos que conforman el sistema mecánico de vibración de la máquina.
- Verificar que el sistema mecánico de evacuación del poste este correctamente empernado en todas sus juntas.

10.2 Indumentaria de los operadores

- Guantes de hule, para evitar el contacto directo del hormigón con las manos.
- Orejeras, para disminuir el nivel de decibeles producido por el sistema de vibración de la máquina, evitando que el operador sufra estrés debido al ruido.
- Botas de caucho, para evitar que la humedad del hormigón penetre en los pies

10.3 Requisitos para encender la máquina

- Verificar que la platina base se encuentra colocada en el interior del molde de la máquina.
- Verificar que la armadura de acero esta correctamente ubicada en el interior del molde.
- Verificar que no existan residuos de hormigón en el lugar donde están ubicados los resortes.
- Tener a la mano las dos planchas utilizadas para la compresión manual y el acabado estético al poste.

10.4 Características del hormigón

- El hormigón debe ser de consistencia seca.

10.5 Características de las columnas o armaduras de acero

- Las columnas de acero deben estar soldadas o amarrados con alambre en todos sus puntos para garantizar un hormigón armado excelente.
- Para que ingrese fácilmente la columna de acero, los estribos existentes en ella no deben topar las varillas redondas que forman los orificios del poste.
- Las columnas no deben presentar altos indicios de oxidación porque provocaría un hormigón armado deficiente.

10.6 Descripción del proceso de fabricación del poste de hormigón armado para alambrado perimetral.

- Preparar la mezcla con la dosificación expuesta en el apartado 1.4.4 hasta que esta obtenga una consistencia pastosa de la misma.
- Cumplir con los requisitos expuestos en los apartados 10.1 al 10.5
- Colocar el hormigón en el interior del molde
- Encender la máquina activando el Interruptor On/Off

- Dejar vibrar para permitir la compactación mediante el funcionamiento del sistema mecánico de vibración.
- Complementar la compactación mecánica con la manual mediante la utilización de las planchas de acero.
- Dar el primer acabado al poste utilizando las planchas de acero.
- Apagar la máquina desactivando el Interruptor On/Off.
- Dar el acabado final al poste.
- Evacuar el poste mediante la utilización del sistema mecánico de evacuación.
- Colocar el poste en la tabla.
- Transportar el poste hacia el lugar destinado para que inicie los procesos de fraguado, curado y secado.
- Para fabricar otro poste repetir todos los pasos anteriores.
- Una vez cumplidos los procesos de fraguado, curado y secado se procede a la etapa final del proceso de fabricación del poste de hormigón armado para alambrado perimetral, su almacenamiento.

10.7 Detección de problemas y posibles soluciones

Los problemas más comunes así como sus respectivas soluciones se detallan en la tabla 10.1:

PROBLEMA	CAUSA	POSIBLE SOLUCIÓN
Motor eléctrico no funciona	<ul style="list-style-type: none"> • Breaker quemado 	<ul style="list-style-type: none"> • Cambiar breaker
Vibración deficiente	<ul style="list-style-type: none"> • Banda destemplada o dañada • Chumaceras dañadas • Motor no ira • Excentricidad deficiente 	<ul style="list-style-type: none"> • Templar banda o cambiar • Reemplazar chumaceras • Revisar cableado y tablero eléctrico de control • Regular las excéntricas.
Máquina no enciende	<ul style="list-style-type: none"> • Ausencia de energía eléctrica • Interruptor On/Off desactivado 	<ul style="list-style-type: none"> • Revisar las acometidas • Revisar tablero eléctrico de control.
Endurecimiento del sistema mecánico de evacuación	<ul style="list-style-type: none"> • Pernos desajustados en las juntas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ajustar todos los pernos y tuercas del sistema mecánico de evacuación.
Difícil evacuación del poste del interior del molde.	<ul style="list-style-type: none"> • Consistencia errónea del hormigón 	<ul style="list-style-type: none"> • Mezclar inmediatamente con otra dosificación de materiales.
Platina no ingresa en el interior del molde	<ul style="list-style-type: none"> • La platina ha perdido su rectitud. 	<ul style="list-style-type: none"> • Enderezar la platina.
Armadura de acero no ingresa en el interior del molde	<ul style="list-style-type: none"> • Dimensionamiento erróneo. • Posición equivocada de los estribos 	<ul style="list-style-type: none"> • Reconstruir o desechar la armadura • Reconstruir o modificar posición del o los estribos defectuosos.

Tabla 10.1 Detección de problemas y posibles soluciones

Fuente: Autor

ANEXO 11

MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA VIBRADORA

El mantenimiento de las diferentes partes de la máquina se lo realiza según la tabla 11.1 y 11.2.

Descripción	Diario	Semanal	Mensual	Trimestral	Semestral	Anual
Rieles del deslizador lineal.	X					
Molde de la máquina						X
Cojinetes o chumaceras						X
Pintura						X
Juntas empernadas					X	
Sistema eléctrico de control				X		
Los porta resortes	X					
El sistema mecánico de evacuación		X				
Transmisión de potencia por banda			X			

Tabla 11.1 Mantenimiento de las diferentes partes de la máquina

Fuente: Autor

Lubricación

DESCRIPCIÓN	DIARIO	ANUAL	LUBRICANTE
Rieles del deslizador lineal	X		Aceite automotriz reciclable
Cojinetes		X	Grasa LGHP 2

Tabla 11.2 Lubricantes a utilizar en el mantenimiento de la máquina.

Fuente: Auto

11.1 Descripción del mantenimiento mecánico

- El mantenimiento aplicado a la máquina es el mantenimiento preventivo para así garantizar el buen funcionamiento de los elementos de la misma.
- Al iniciar un período de producción diaria es indispensable lubricar los rieles del deslizador lineal.
- Al terminar la producción diaria de los postes es indispensable limpiar todas las partes de la máquina que posean restos de hormigón.
- Una vez retirados los restos de hormigón se procede a bañar la máquina, para ello se enciende por el lapso de 7 a 10 segundos la máquina en vacío y se vierte sobre el molde un balde con agua de 25 litros.
- Para garantizar el adecuado funcionamiento del sistema mecánico de evacuación del poste es importante revisar quincenalmente que los pernos y las turcas estén correctamente ajustadas.
- Debido a las vibraciones a las que está expuesto el molde es indispensable repararlo anualmente.
- Revisar quincenal o mensualmente que el templado de la banda esta correcto.
- Cada seis meses revisar que no existan juegos significativos en las juntas de los eslabones del sistema mecánico de evacuación, caso contrario proceder al respectivo mantenimiento de los mismos.
- Los cojinetes están diseñados para una vida útil de 2 años, por eso es indispensable revisarlos anualmente para identificar fallas en los mismos, de ser así se procederá a su mantenimiento o como último recurso a su reemplazo.

ANEXO 12

PLANOS