



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

AREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TÍTULO:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
ELECTROMECAÁNICA PARA LA FABRICACIÓN DE BALDOSAS”**

Tesis previa a la obtención del Título de
Ingeniero Electromecánico.

AUTORES:

- ❖ Jiménez Jiménez Gerardo Javier
- ❖ Jiménez Jaramillo Ermel Agosto
- ❖ Maldonado Calderón Byron Fernando

DIRECTOR:

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo

ASESOR:

Ing. Juan Francisco Hidalgo Eguiguren



LOJA – ECUADOR

2010

CERTIFICACIÓN

Loja, Marzo del 2010

Ing. LUIS ARMANDO SALGADO VALAREZO, Director de tesis cuyo tema versa: *“Diseño y Construcción de una Maquina Electromecánica para la Fabricación de Baldosas”*, de la carrera de *Ingeniería Electromecánica* de la *Universidad Nacional de Loja*, a petición de la parte interesada:

CERTIFICA:

Que el presente **Proyecto de Investigación** fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminado, autorizo la presentación del mismo para los fines pertinentes.

.....
Ing. Armando Salgado
DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Los conceptos, las ideas, los principios, el diseño general de la máquina, y el proceso de elaboración de baldosas de cemento, del presente proyecto de tesis son de exclusiva responsabilidad de los autores que firman a continuación:

.....
Gerardo Javier Jiménez J.
Egdo. Ingeniería Electromecánica

.....
Ermel Augusto Jiménez J.
Egdo. Ingeniería Electromecánica

.....
Byron Fernando Maldonado C.
Egdo. Ingeniería Electromecánica

DEDICATORIA

Al ser celestial Dios, por darnos la fuerza, paciencia y sabiduría para superar todos los problemas adversos en este proyecto de tesis, a mis Padres por ser los pilares fundamentales que con sus consejos, sabiduría y amor me han sabido guiar por el buen camino y ayudarme alcanzar mis metas, a mi Esposa por su comprensión y apoyo incondicional, a mi Hija que es el amor de vida y fuerza de inspiración diaria, a mi Hermana, dedico a todos ellos el logro que se esta cosechando y las metas alcanzadas.

Egdo. Gerardo Javier Jiménez Jiménez

Dedico este trabajo de tesis primeramente a dios el dador de la vida, luego a mis padres José Fernando Jiménez Ojeda y Melina Jaramillo Narváez que han sido puntales fundamentales en mi formación como profesional y que han logrado con todo su esfuerzo y amor brindarme lo necesario para culminar mi carrera académica, también expreso mis sinceros agradecimientos a mis hermanos Carlos, Gregorio, Patricia, Dino y Jimmy que de una u otra manera han sido fuente de inspiración para concluir este trabajo, además dejo expreso agradecimiento a mi novia Yaneth Ordoñez que con sus palabras de afecto y motivación lograron despertar en mi el empeño y deseo de finalizar este trabajo.

Gracias a todos.

Egdo. Ermel Agosto Jiménez Jaramillo

El presente Proyecto de Tesis, lo dedico de manera especial a mis padres y hermanos quienes me brindaron apoyo moral y económico para poder realizar el presente Proyecto de Tesis, también lo dedico a mis familiares y amigos cercanos; y sobretodo a Dios.

Egdo. Byron Fernando Maldonado Calderón

AGRADECIMIENTOS

Nuestros más sinceros agradecimientos son para:

- ✓ La **Universidad Nacional de Loja, al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables**; la cual representada por cada uno de los docentes que en el desarrollo de nuestra formación académica nos impartieron sus conocimientos para formarnos como profesionales idóneos.
- ✓ A dios por darnos salud, fe, paciencia, sabiduría, perseverancia y fortaleza para culminar nuestros estudios con el Proyecto de Tesis.
- ✓ Al **Ing. Luis Armando Salgado Valarezo**, Director de Tesis, por su colaboración para la elaboración y ejecución de nuestro proyecto
- ✓ Al **Ing. Juan Francisco Hidalgo Eguiguren**, Superintendente de fabrica de la Empresa MALCA, por su asesoramiento en el desarrollo de nuestro proyecto de tesis y por facilitarnos los talleres de la empresa para realizar la construcción de la maquina para fabricar baldosas.
- ✓ Por ultimo a nuestros familiares, compañeros y amigos que con su apoyo y esfuerzo nos impulsaron a la culminación de nuestro Proyecto de Tesis.

PENSAMIENTO

“No hay secretos para triunfar. En la práctica todas las teorías se derrumban. Todo se reduce a la suerte y a una larga paciencia.”

Andre Mauroi

RESUMEN

El presente trabajo investigativo corresponde al cálculo, diseño y construcción de una máquina electromecánica para fabricar baldosas de cemento en serie, a la que la hemos llamado “MEFBAC”; la que sirve para la fabricación en serie de baldosas de cemento.

La MEFBAC está diseñada, tomando en consideración el proceso de fabricación de baldosas de cemento, el que comienza por la mezcla de materias primas, luego la vibración de las mezclas, después el prensado de las mezclas y finalmente el fraguado. En cada etapa se realizó la medición de los parámetros necesarios, para seleccionar el mecanismo apropiado.

Una vez seleccionado el mecanismo o sistema se procedió al diseño y la construcción de los mismo, que conforman la estructura de la MEFBAC, dichos mecanismos son; sistema de mezclado, vibración, transportación, extracción del molde y presión, cada uno de estos sistemas cierran el proceso de fabricación en serie de las baldosas de cemento, por lo tanto actuarán directamente proporcional en las propiedades mecánicas y estéticas de las baldosas.

El producto que se obtiene de la MEFBAC es casi competitivo en el mercado de la construcción civil, solo faltaría realizar los pertinentes ensayos y el control de calidad.

SUMMARY

The present investigative work corresponds to the I calculate, I design and construction of one schemes electromechanical to manufacture cement tiles in series, to which we have called it "MEFBAC"; the one that is good for the production in series of cement tiles

The MEFBAC this designed, taking then in consideration the process of production of cement tiles that begins with the mixture of matters cousins, the vibration of the mixtures, later the one pressed of the mixtures and finally the one forged. In each one of these stages it is carried out the necessary measures to assure the exact mechanism to use.

Once selected the mechanism or system you proceeded to the design and the construction of the same one that conform the structure of the MEFBAC, this mechanisms they are; system of blended, vibration, transportation, extraction of the mold, pressure, each one of these systems closes the process of production in series of the cement tiles, therefore they acted directly proportional in the mechanical and aesthetic properties of the tiles.

The product that is obtained of the MEFBAC is almost competitive in the market of the civil, alone construction he/she would lack to carry out the pertinent rehearsals and the control of pertinent quality.

INDICE

RESUMEN	I
INTRODUCCIÓN	3
CAPÍTULO I FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE BALDOSAS DE CEMENTO	4
1.1 BALDOSAS DE CEMENTO.....	4
1.1.1 Historia de las baldosas.....	4
1.1.2 Definición.....	4
1.1.3 Clasificación de las baldosas	4
1.1.3. Baldosas de cemento.....	5
1.2 PROCESO DE FABRICACIÓN.....	5
1.2.1 Dosificación de la capa vista.....	5
1.2.2 Dosificación de la capa revés o base.....	5
1.2.3 Vibro prensado de la mezclas.....	6
1.2.4 Curado.....	6
1.2.5 Pulido.....	6
1.2.6 Tiempo de vibración.....	6
1.2.7 Tiempo de prensado.....	7
1.2.8 Presión para el prensado.....	8
1.2.9 Fraguado.....	8
1.3 COMPOSICIÓN.....	9
1.3.1 Cemento.....	9
1.3.2 Marmolina.....	9
1.3.3 Áridos.....	9
1.3.4 Arena.....	9
1.3.5 Pigmentos.....	9
1.3.7 Detalles de las materias primas.....	10
1.4 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.....	11
1.4.1 Longitud y anchura.....	11
1.4.2 Espesor y planeidad.....	11
1.4.3 Profundidad y regularidad de la profundidad de las acanaladuras.....	11
1.4.4 Rectitud de los bordes de la cara vista.....	12

1.4.5 Resistencia a la flexión.....	12
1.4.6 Carga de rotura.....	12
1.4.7 Resistencia al desgaste por abrasión	12
1.4.8 Absorción total.....	13
1.4.9 Resistencia al impacto	13
CAPÍTULO II METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO.....	14
2.1 FUNDAMENTACIÓN INTRODUCTORIA PARA EL DISEÑO GENERAL.....	14
2.1.1 Fluido.....	14
2.1.2 Peso específico.....	14
2.1.3 Densidad específica o absoluta.....	14
2.1.4 Viscosidad Cinemática.....	15
2.1.5 Definición de caudal.....	15
2.1.6 Ecuación de continuidad.....	16
2.1.7 Régimen laminar.....	16
2.1.8 Régimen turbulento.....	17
2.1.9 Número de Reynolds.....	17
2.1.9.1 Definición del régimen con el número de Reynolds.....	17
2.1.10 Caída de presión.....	18
2.1.10.1 Pérdidas primarias.....	18
2.1.10.2 Coeficiente de rozamiento o de pérdida de carga.....	18
2.1.10.3 Pérdidas secundarias.....	19
2.1.11 Presión.....	19
2.1.11.1 Unidades de presión.....	19
2.1.12 Velocidad de una partícula.....	20
2.1.13 Área plana.....	20
2.1.14 Volumen de sólidos geométricos.....	20
2.1.15 Presión cinemática.....	21
2.2 SISTEMA OLEOHIDRÁULICO.....	22
2.2.1 Cilindros oleohidráulico.....	22
2.2.1.1 Cilindros de doble efecto.....	23
2.2.2 Características técnicas de los cilindros hidráulicos.....	23
2.2.2.1 Fuerza hidráulica.....	23
2.2.2.2 Velocidad de un cilindro.....	23

2.2.2.3	Tiempo en efectuar una carrera.....	24
2.2.2.4	Consumo de aceite.....	24
2.2.3.	Tubos sometidos a grandes presiones.....	24
2.2.3.1	Presión límite de diseño.....	24
2.2.3.2	Coficiente adimensional para el espesor del cilindro.....	25
2.2.3.3	Espesor del cilindro oleohidráulico	25
2.2.4	Potencia del motor eléctrico.	26
2.2.5	Bomba hidráulica de engranajes externos.....	26
2.2.6	Depósito de aceite.....	27
2.2.6.1	Elementos de un depósito de aceite.....	27
2.2.6.2	Capacidad del depósito de aceite.....	28
2.2.6.3	Factores para la construcción.....	28
2.2.7	Válvulas hidráulicas.....	28
2.2.7.1	Válvulas de control direccional o distribuidoras.....	29
2.2.7.2	Válvula de seguridad o de alivio.....	29
2.2.7.3	Válvula antirretorno.....	30
2.2.8	Conducciones hidráulicas.....	30
2.2.8.1	Parámetros para la elección de conducciones hidráulicas.....	30
2.2.8.2	Conducciones flexibles.....	31
2.2.9	Aceites hidráulicos.....	32
2.2.10	Accesorios hidráulicos.....	32
2.2.10.1	Racores.....	32
2.2.10.2	Filtro.....	33
2.2.10.3	Manómetro.....	33
2.3	SISTEMA MECÁNICO – ESTRUCTURAL.....	34
2.3.1	Tensiones simples.....	34
2.3.1.1	Tracción.....	34
2.3.1.2	Compresión.....	34
2.3.1.3	Flexión.....	35
2.3.1.4	Cortadura y aplastamiento.....	35
2.3.1.5	Torsión.....	36
2.3.1.5.1	Rigidez torsional.....	36
2.3.1.5.2	Tensión máxima de corte por torsión.....	37
2.3.2	Condiciones de agotamiento.....	37

2.3.3 Coeficiente de seguridad.....	38
2.3.4 Modulo de elasticidad.....	38
2.3.5 Momentos y esfuerzos.....	39
2.3.5.1 Momento Estático.....	39
2.3.5.2 Momento de inercia.....	40
2.3.5.3 Momento resistente.....	40
2.3.5.4 Momento flector.....	40
2.3.5.5 La Teoría de corte máximo.....	41
2.3.5.6 Momento torsor en un eje.....	41
2.3.6 Radio de giro de los perfiles.....	41
2.3.7 Vigas.....	41
2.3.7.1 Tipos de vigas.....	42
2.3.7.2 Tensión de flexión máxima en vigas.....	44
2.3.7.2 Flecha.....	44
2.3.8 Platabanda.....	44
2.3.9 Columnas.....	45
2.3.9.1 Esbeltez mecánica.....	45
2.3.9.2 Longitud de pandeo.....	46
2.3.9.3 Pandeo de las columnas con carga centrada.....	46
2.3.9.4 Presillas.....	47
2.3.10 Uniones atornilladas.....	47
2.3.10.1 Terminología de roscas.....	47
2.3.10.1.1 Paso (p).....	48
2.3.10.1.2 Avance.....	48
2.3.10.1.3 Ángulo de la hélice (α).....	48
2.3.10.1.4 Pendiente del perfil de la rosca.....	48
2.3.10.1.5 Momento de giro.....	49
2.3.10.1.6 Esfuerzo en la rosca.....	49
2.3.10.1.7 Presión por aplastamiento.....	49
2.3.10.1.8 Esfuerzo de corte.....	49
2.3.10.1.9 Esfuerzo combinado.....	50
2.3.11 Soldadura.....	50
2.3.11.1 Uniones soldadas.....	51
2.3.12 Barra circular hueca.....	51

2.3.12.1 Momento polar de inercia para un eje circular hueco.....	52
2.3.13 Fuerza de arrastre.....	52
2.3.14 Palanca.....	52
2.3.15 Placa plana rectangular.....	53
2.3.15.1 Tensión en una placa plana.....	53
2.3.15.2 Tensión reducida.....	53
2.3.15.3 Flecha.....	54
2.3.15.4 Factor de longitudes principales.....	54
2.4 SISTEMA DE VIBRACIÓN.....	55
2.4.1 Vibración.....	55
2.4.2 Mesa de vibración por contrapesos.....	55
2.4.2.1 Contrapesos.....	55
2.4.2.2 Masa de los contrapesos.....	55
2.4.2.3 Fuerza centrífuga.....	56
2.4.2.4 Volantes.....	56
2.4.3 Potencia del motor eléctrico para sistemas de vibración.....	56
2.4.4 Criterio de Soderberg.....	57
2.4.5 Resortes helicoidales a compresión.....	58
2.4.5.1 Criterio de soderberg modificado para resortes.....	59
2.4.5.1.1 Forma grafica para obtener el esfuerzo medio.....	60
2.4.5.1.2 Forma analítica para obtener el esfuerzo medio.....	60
2.4.5.2 Índice del Resorte.....	60
2.4.5.3 Diámetro del alambre del resorte.....	60
2.4.5.4 Radio medio del resorte.....	61
2.4.5.5 Constante de rigidez del resorte.....	61
2.4.5.6 Vueltas activas para el resorte.....	61
2.4.5.7 Número total de vueltas del resorte.....	61
2.4.5.8 Longitud efectiva del resorte.....	62
2.4.5.9 Altura solida del resorte.....	62
2.4.5.10 Deflexión sólida del resorte.....	62
2.4.5.11 Altura libre del resorte.....	63
2.4.5.12 Pulsaciones en resortes helicoidales.....	63
2.4.5.13 Pandeo en resortes helicoidales.....	63
2.4.5.13.1 Momento equivalente.....	63

2.4.5.13.2 Carga crítica de pandeo para resortes helicoidales.....	64
2.4.6 Resortes helicoidales a tensión.....	64
2.5 MECANISMOS PARA TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.....	65
2.5.1 Transmisión de movimiento por banda trapezoidal.....	65
2.5.1.1 Potencia de diseño.....	65
2.5.1.2 Relación de transmisión.....	65
2.5.1.3 Angulo alfa (α) de las poleas.....	66
2.5.1.4 Distancia entre centros para diseño.....	66
2.5.1.5 Longitud de la banda.....	66
2.5.1.6 Distancia entre centros real.....	66
2.5.1.7 Ángulo de contacto.....	67
2.5.1.8 Potencia transmisible por correa.....	67
2.5.1.9 Número de bandas.....	67
2.5.1.10 Fuerza de inercia en el conjunto polea - banda (V).....	67
2.5.1.11 Factor Gamma (γ).....	68
2.5.1.12 Tensiones en el ramal de la banda trapezoidal.....	68
2.5.1.12 Potencia transmitida por el sistema de bandas trapezoidal.....	68
2.5.2 Transmisión por cadena de rodillos.....	69
2.5.2.1 Mecánica de cadenas de rodillos.....	69
2.5.2.2 Relación de transmisión.....	70
2.5.2.3 Diámetro primitivo para catarinas.....	70
2.5.2.4 Distancia de diseño entre centros de las catarinas.....	70
2.5.2.5 Número de eslabones de la cadena.....	70
2.5.2.6 Velocidad de la cadena.....	70
2.5.2.7 Tensión máxima en el ramal de la cadena.....	71
2.5.2.8 Fuerza centrípeta.....	71
2.5.3 Motorreductor mecánico de velocidad.....	71
2.5.4 Diseño de flechas sujetas a cargas fluctuantes basadas en la teoría del corte máximo.....	72
2.5.5 Acoplamientos.....	72
2.5.5.1 Acoplamientos rígidos o bridas.....	72
2.5.5.2 Acoplamientos flexibles.....	73
CAPÍTULO III DISEÑO CÁLCULO Y SELECCIÓN.....	74
3.1 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO.....	74

3.1.1 Cálculo de la fuerza de trabajo.....	74
3.1.2 Cálculo del cilindro hidráulico.....	75
3.1.2.1 Cálculo de la presión admisible.....	75
3.1.2.2 Cálculo del área teórica del cilindro hidráulico.....	76
3.1.2.3 Cálculo del diámetro teórico del cilindro hidráulico.....	76
3.1.2.4 Selección del diámetro estándar.....	77
3.1.2.5 Cálculo del área real del cilindro hidráulico.....	77
3.1.2.6 Cálculo de área del cilindro sentido de avance.....	77
3.1.2.7 Cálculo del área del cilindro en sentido de retroceso.....	78
3.1.2.8 Cálculo de la presión de trabajo.....	78
3.1.2.9 Cálculo del espesor del cilindro hidráulico.....	78
3.1.2.10 Cálculo de la velocidad del cilindro.....	79
3.1.2.11 Cálculo del caudal teórico.....	79
3.1.3 Selección de la bomba hidráulica.....	80
3.1.4 Cálculo de la capacidad de aceite del cilindro.....	80
3.1.5 Cálculo de la potencia y selección del motor eléctrico.....	81
3.1.5.1 Selección del motor eléctrico.....	81
3.1.6. Dimensionamiento del depósito de aceite.....	81
3.1.6.1 Elección de elementos auxiliares para el depósito de aceite.....	82
3.1.6.2 Cálculo del nivel de aceite necesario en el depósito.....	83
3.1.6.3 Selección del aceite hidráulico.....	83
3.1.7 Cálculo y selección de la tubería del sistema hidráulico.....	83
3.1.7.1 Cálculo y selección de la tubería de alta presión.....	85
3.1.7.2 Tramo uno de tubería; desde la bomba hacia el direccional.....	85
3.1.7.3 Tramo cuatro de la tubería; desde el direccional al depósito.....	87
3.1.7.4 Tubería de baja presión.....	89
3.1.7.5 Comprobación de la caída de presión.....	89
3.1.8 Selección de las válvulas para el sistema hidráulico.....	90
3.1.8.1 Selección de la válvula direccional.....	90
3.1.8.2 Selección de la válvula de seguridad o de alivio.....	91
3.1.8.3 Selección de la válvula antirretorno.....	91
3.1.8.4 Selección del filtro.....	91
3.1.8.5 Selección del manómetro.....	92
3.1.8.6 Selección de racores.....	92

3.1.9 Arquitectura del funcionamiento del sistema oleohidráulico.....	93
3.2 ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LA ZONA DE PRESIÓN.....	94
3.2.1 Cálculo y selección de las vigas de sujeción superior.....	94
3.2.1.1 Cálculo de la fuerza máxima de trabajo para las vigas superiores.....	94
3.2.1.2 Selección del material para las vigas de superiores.....	95
3.2.1.3 Cálculo de la tensión de trabajo y del esfuerzo cortante máximo.....	96
3.2.1.4 Cálculo del momento flector máximo teórico.....	97
3.2.1.5 Cálculo del momento resistente.....	98
3.2.1.6 Selección de los perfiles para las vigas.....	98
3.2.1.7 Cálculo del esfuerzo cortante.....	99
3.2.1.8 Cálculo verificativo del perfil seleccionado.....	99
3.2.1.9 Cálculo de la flecha del perfil.....	100
3.2.1.10 Cálculo de la flecha máxima del perfil.....	101
3.2.1.11 Cálculo del tensión cortante (τ_v).....	102
3.2.1 Cálculo de las platabandas.....	102
3.2.1.1 Cálculo del espesor de las platabandas (e).....	102
3.2.1.2 Cálculo del momento de inercia de las platabandas.....	104
3.2.1.3 Cálculo del momento resistente (W_{xx}).....	104
3.2.1.4 Cálculo del radio de giro de las platabandas (i_x).....	105
3.2.1.5 Cálculo de la carga máxima que soportan las platabandas (P_{max}).....	105
3.2.1.6 Selección y análisis del tipo de perno para la unión platabanda-perfil.....	106
3.2.1.6.1 Cálculo del torque en los pernos.....	108
3.2.1.6.2 Cálculo de la presión de contacto entre el perno y la tuerca.....	110
3.2.1.6.3 Cálculo del esfuerzo de flexión en la rosca (σ_b).....	110
3.2.1.6.4 Cálculo del esfuerzo cortante.....	111
3.2.1.6.5 Cálculo del esfuerzo de compresión en el núcleo (σ_{toc}).....	111
3.2.1.6.6 Cálculo del esfuerzo de corte provocado por el torque (τ_T).....	112
3.2.1.6.7 Cálculo del esfuerzo cortante máximo del núcleo del perno.....	112
3.2.2 Cálculo de las columnas.....	113
3.2.2.1 Selección y cálculo del perfil para las columnas.....	113
3.2.2.2 Determinación de las longitudes de las presillas.....	114
3.2.2.3 Cálculo de soldadura de las presillas.....	115
3.2.3 Cálculo de los pernos para la unión viga superior-columnas.....	118
3.2.3.1 Selección del diámetro de los pernos para resistir la fuerza de corte (Dt).....	118

3.2.3.2 Cálculo de la sección sometida a tensión de aplastamiento(σ_{ap})	119
3.2.4 Diseño estructural de la mesa de presión.....	120
3.2.4.1 Cálculo de la plancha para la mesa de presión.....	120
3.2.4.2 Cálculo del espesor de la plancha de la mesa de presión.....	121
3.2.4.3 Selección del espesor de la plancha para la mesa de presión.....	122
3.2.4.4 Cálculo de la base para la estructura general.....	122
3.2.4.5 Cálculo verificativo de la soldadura.....	123
3.2.4.5.1 Cálculo de la tensión combinada para la soldadura de la base.....	123
3.2.5 Cálculo del elemento presionador de las mezclas.....	126
3.2.5.1 Cálculo de la placa base.....	126
3.2.5.2 Selección del espesor de la placa base.....	127
3.2.5.3 Diseño de las placas triangulares	127
3.2.6 Acoplamiento entre el vástago y el elemento presionador.....	127
3.2.6.1 Cálculo de del torque en la rosca del vástago.....	128
3.2.6.2 Cálculo de los pernos para la unión de las bridas.....	129
3.2.7 Diseño del molde para la baldosa.....	130
3.2.7.1 Cálculo del espesor de las placas rectangulares.....	130
3.2.7.2 Cálculo de la flecha de la placa.....	131
3.2.8 Diseño del sistema de extracción y sujeción del molde.....	132
3.2.8.1 Cálculo del peso total que actúa en el mecanismo.....	133
3.2.8.2 Cálculo de la palanca de accionamiento.....	135
3.2.8.3 Cálculo de los muelles o resortes.....	137
3.2.8.3.1 Cálculo del esfuerzo medio de corte	137
3.2.8.3.2 Cálculo del diámetro del alambre del resorte(D_a).....	139
3.2.8.3.3 Cálculo del radio medio del resorte(D_e).....	139
3.2.8.3.4 Cálculo del diámetro medio del resorte.....	139
3.2.8.3.5 Cálculo de la constante de rigidez para el resorte(K).....	139
3.2.8.3.6 Cálculo del número total de vueltas o espiras del resorte(N_t).....	140
3.2.8.3.7 Cálculo de la altura libre del resorte(h_f).....	140
3.2.8.3.8 Cálculo esfuerzo máximo de corte	141
3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VIBRACIÓN.....	142
3.3.1 Descripción de la mesa de vibración.....	142
3.3.2 Selección de la placa superior para la mesa de vibración.....	142
3.3.3 Cálculo de los contrapesos para la mesa de vibración	143

3.3.3.1 Cálculo de los pesos que actúan directamente en los contrapesos.....	143
3.3.3.2 Cálculo del radio de la circunferencia descrita por el contrapeso.....	144
3.3.3.3 Cálculo de la masa de los contrapesos.....	145
3.3.3.4 Cálculo del espesor de los contrapesos.....	145
3.3.3.5 Cálculo de la fuerza centrífuga.....	146
3.3.3.6 Cálculo del diámetro del perno para la fijación del contrapeso al volante.....	146
3.3.4 Cálculo del peso de los volantes.....	147
3.3.5 Cálculo de la potencia que consume la mesa de vibración.....	148
3.3.6 Cálculo del mecanismo de transmisión.....	149
3.3.6.1 Cálculo del tipo de banda y diámetros de las poleas.....	149
3.3.6.2 Cálculo de la distancia media entre los ejes para diseño.....	150
3.3.6.3 Cálculo de la longitud de la banda (L_b).....	150
3.3.6.4 Cálculo de la distancia real entre centros.....	150
3.3.6.5 Ángulo de contacto (θ) polea motriz.....	151
3.3.6.6 Determinación del número de correas.....	151
3.3.6.7 Cálculo de la velocidad tangencial.....	152
3.3.6.8 Cálculo fuerza de inercia en la polea motriz.....	152
3.3.6.9 Cálculo de las tensiones en los ramales de la banda.....	153
3.3.7 Cálculo del diámetro del árbol para la mesa de vibración.....	155
3.3.7.1 Selección del soporte para el eje.....	159
3.3.8 Cálculo de los muelles o resortes.....	159
3.3.8.1 Cálculo del esfuerzo medio de corte.....	160
3.3.8.2 Cálculo del diámetro del resorte(D_a).....	162
3.3.8.3 Cálculo del diámetro exterior del resorte(D_e).....	162
3.3.8.4 Cálculo de la constante de rigidez para el resorte(K).....	163
3.3.8.5 Cálculo del número total de vueltas o espiras del resorte(N_t).....	163
3.3.8.6 Cálculo de la altura libre del resorte(h_f).....	164
3.3.8.7 Cálculo de las pulsaciones en el resorte (f_n).....	164
3.3.8.8 Verificación de pandeo y flexión del resorte.....	165
3.4 CÁLCULO Y DISEÑO DE LA MEZCLADORA.....	166
3.4.1 Consideraciones generales para el diseño.....	166
3.4.2 Diseño de la estructura mecánica de la mezcladora.....	166
3.4.3 Cálculo y diseño de las paletas de mezclado.....	166
3.4.3.1 Cálculo del área plana de la paleta de mezclado.....	168

3.4.3.2 Cálculo del peso de las paletas (F_A).....	169
3.4.4 Cálculo de la velocidad tangencial de las paletas de mezclado.....	170
3.4.5 Cálculo de la presión de velocidad de las mezclas (P_v).....	171
3.4.5.1 Cálculo de la fuerza de resistencia al desplazamiento de las paletas (F_a).....	171
3.4.6 Cálculo de sistema de transmisión por cadena.....	172
3.4.6.1 Diámetro primitivo de la rueda dentada motriz.....	172
3.4.6.2 Diámetro primitivo de la rueda dentada conducida.....	172
3.4.6.3 Cálculo de la distancia entre centros.....	173
3.4.6.4 Cálculo del número de eslabones.....	173
3.4.6.5 Cálculo de la longitud de la cadena.....	174
3.4.6.6 Cálculo del centro entre ejes real.....	174
3.4.6.7 Cálculo de la tensión máxima en el ramal de la cadena.....	174
3.4.6.5 Parámetros principales de la cadena.....	175
3.4.6.6 Cálculo de la fuerza centrífuga que genera la catarina.....	175
3.4.7 Cálculo de la fuerza total de resistencia (F_T).....	176
3.4.8 Cálculo del momento torsor (M_t).....	176
3.4.9 Cálculo de la potencia teórica requerida.....	177
3.4.9.1 Cálculo y selección de la potencia de trabajo.....	177
3.4.10 Cálculo del diámetro del eje para la mezcladora.....	177
3.4.11 Estructura de soporte para la mezcladora.....	179
3.4.11.1 Cálculo de las vigas superiores.....	179
3.4.11.2 Cálculo de las columnas.....	182
3.5 SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN.....	184
3.5.1 Selección del sistema de transportación.....	184
3.6 SISTEMA ELÉCTRICO.....	185
3.6.1 Dimensionamiento de las protecciones y calibres de conductores.....	185
3.6.2 Selección de los elementos eléctricos.....	186
CAPÍTULO IV VALORACIÓN ECONÓMICA, IMPACTO AMBIENTAL Y	
MANTENIMIENTO DEL PROYECTO	187
4.1 VALORACIÓN ECONÓMICA.....	187
4.1.1 Costo de maquinaria y mano de obra.....	187
4.1.1.1 Costo del alquiler de maquinas – herramientas.....	188
4.1.1.2 Costo de la mano de obra.....	188
4.1.2 Costo de materiales (CM).....	189

4.1.2.1 Costos directos (<i>CD</i>).....	189
4.1.2.1.1 Costo de productos de acero.....	189
4.1.2.1.2 Costo de elementos de sujeción.....	190
4.1.2.1.3 Costo de accesorios complementario.....	192
4.1.2.1.4 Costo del sistema oleohidráulico.....	193
4.1.2.1.5 Costo del sistema eléctrico.....	194
4.1.2.2 Costo Indirectos (<i>CI</i>).....	196
4.1.3 Costos de diseño en Ingeniería.....	197
4.1.4 Costo total del proyecto.....	198
4.2 IMPACTO AMBIENTAL.....	199
4.3 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL.....	200
4.3.1 Tipos de mantenimiento que se recomienda aplicar a la máquina.....	200
4.3.1.1 Diariamente.....	200
4.3.1.2 Semanalmente.....	201
4.3.1.3 Mensual y semestralmente.....	201
4.3.1.4 Anualmente.....	201
4.3.2 Seguridad industrial.....	202
CAPÍTULO V RESULTADOS	203
5.1 DESCRIPCIÓN GENERAL.....	203
5.2 MANIPULACIÓN DE LA MEFBAC.....	204
5.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MEFBAC.....	205
5.3.1 Características técnicas.....	205
5.3.2 Datos de producción.....	206
CONCLUSIONES	207
RECOMENDACIONES	208
BIBLIOGRAFÍA	209
ANEXOS A: Tablas y características técnicas	211
ANEXOS B: Planos y hojas de proceso tecnológico	237
ANEXOS C: Circuito eléctrico e hidráulico	306
ANEXOS D: Fotos de la MEFBAC	310

INTRODUCCIÓN

Las cualidades estéticas y funcionales de las baldosas de cemento y cerámicas han hecho universal su uso en muchos ámbitos de la vida. Su utilización en arquitectura, con diferentes fines, es muy antigua. El desarrollo constructivo de las baldosas aparecieron en Europa aproximadamente a fines del siglo XIII, siendo el país catalán España uno de los primeros en realizar la fabricación de baldosas.

En nuestro país existen fábricas dedicadas a la elaboración de una gran gama de baldosa y cerámicas, ubicadas en Guayaquil (Famogusa), Quito, Riobamba y Cuenca. En La provincia de Loja existen pocas (por no decir casi nada) empresas dedicadas a la fabricación de Baldosas de cemento y cerámicas.

La utilización de las baldosas de cemento tienen gran acogida en sectores industriales, fabricas, centros comerciales, terminales terrestres, lugares de alto tránsito peatonal, exteriores de edificios, aceras, etc. debido a que estas presentan propiedades mecánicas ideales como resistencia a la flexión, resistencia al choque, resistencia a los ácidos, resistencia al desgaste, resistencia a las manchas, brillo permanente, diferentes formas y un sin número de variedades.

Existen varios métodos para la elaboración de las baldosas de cemento, uno de ellos puede ser el más conocido el proceso hidráulico, donde se aprovecha la presión proveniente de un cilindro hidráulico para presionar las materias primas; teniendo en cuenta que la fabricación de baldosas de cemento empieza por la mezcla de sus materias primas, vibración de las mezclas, y por último se aplica la presión necesaria para elevar así sus características mecánicas. En merced a esto nuestro trabajo de tesis de grado de Ingeniería en electromecánica, se enmarca en llevar a cabo el proceso de fabricación de baldosas de cemento a un proceso casi automático; en el desarrollo del documento se presenta el diseño, selección, planos, normas, tablas y especificaciones técnicas necesarias para la construcción de una; ***Maquina electromecánica para la fabricación de baldosas de cemento en serie; (MEFBAC.)***

CAPÍTULO I

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE BALDOSAS DE CEMENTO

1.1 BALDOSAS DE CEMENTO

1.1.1 Historia de las baldosas

Los orígenes de las baldosas hidráulicas o simplemente baldosas de cemento, se remontan a la Italia del Renacimiento, pero no es hasta la segunda mitad del siglo XIX cuando se extiende el uso de este tipo de baldosas como hoy la conocemos. En Andalucía comenzaron a fabricarse a finales del siglo XIX y principios del XX. Existían entonces pequeñas fábricas o talleres en numerosos pueblos de la comarca que abastecían al núcleo urbano en cuestión y a los pueblos vecinos. Nuestra historia se remonta a los años 70, con la compra de un almacén de materiales que funcionaba desde principios del siglo XX y que incluía dos máquinas y los utensilios para fabricar baldosas hidráulicas. Convirtiéndose así en una aplicación a nivel mundial. Existe una gran variedad de formas en la cara vista, con colores lisos como blanco, rojo, negro, gris y verde.

1.1.2 Definición

Las baldosa son elementos de mortero de cemento vibro prensada por la capa de huella y la capa base. Las baldosas de cemento se distinguen, entre otros aspectos, por su colorido, su composición, por su forma, su superficie y su acabado. Destinados netamente a pavimentos. En la *Figura (1.1)* vemos una aplicación de las baldosas.



Fig. 1.1 Piso de una vivienda con baldosas de cemento

1.1.3 Clasificación de las baldosas

Las baldosas de cemento poseen una clasificación por la composición de sus materias primas y su forma geométrica tomando una diferente definición cada una de ellas.

1.1.3. Baldosas de cemento

Elemento premoldeado de hormigón compactado y vibrado, de forma y espesor uniforme, monocapa o bicapa *figura 1.2*. **La capa de la cara vista** esta compuesta por cemento gris o blanco, arena muy fina o marmolina, mármol o piedras duras, capaces de soportar un tratamiento secundario de acabado superficial (pulido, lavado, granallado, etc.) con el fin de dejar a la vista los áridos o de conseguir diversas texturas, puede contener pigmentos y aditivos. **La capa del revés** esta compuesta de cemento y arena de río o de trituración, pudiendo incorporar aditivos.

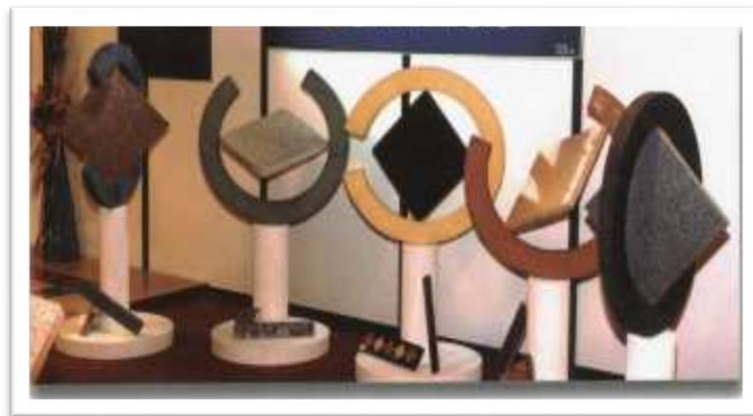


Fig. 1.2 Tipos de baldosas

1.2 PROCESO DE FABRICACIÓN

El proceso de fabricación se divide de la siguiente manera:(*ver figura 1.3*)

Tabla 1.1.- Cantidad de materias primas

Denominación	% en peso seco
Cemento Blanco estructural	15 - 20
Polvo de mármol	20 - 25
Árido medio o grueso	45 - 65
Pigmento	Máximo 5 %

FUENTE: *Cemento Cerro Blanco [Soporte electrónico]*



1.2.1 Dosificación de la capa vista

En la *tabla 1.1* se muestra la relación de dosificación de materias primas para la cara vista, según su peso.

1.2.2 Dosificación de la capa revés o base

Se prepara una mezcla seca de arena y cemento en proporción aproximada entre 1:4 y 1:6 en peso. En ambas caras los cementos deben ser equivalentes en cantidad y calidad para tener resistencias a la flexión similares y evitar deformación por alabeo de la baldosa durante el endurecimiento.

1.2.3 Vibro prensado de la mezclas

Se llena el molde con la mezcla de la cara, se vibra para distribuirla uniformemente y eliminar el aire que contenga, a continuación se vierte el mortero del revés, enrasándolo al nivel del molde para dejar la superficie horizontal. El siguiente paso es el prensado, se realiza en dos etapas; el primer prensado a **5 Mpa** y el segundo prensado a **16 Mpa** aproximadamente.

1.2.4 Curado

Las baldosas se deben endurecer con un aporte de humedad adecuado para obtener una resistencia suficiente que permita ser colocada sin problemas o alteraciones, y soportar las tensiones a la que se verá sometida. Se recomienda asegurar que las piezas están continuamente húmedas, a una temperatura moderada (18-20 °C) y en ausencia de corrientes de aire, hasta que transcurra el tiempo necesario para llevar a cabo los movimientos de traslado, colocación, pulido, brillo.

1.2.5 Pulido

Se realiza mediante piedras abrasivas de diferentes durezas y granulometrías, montadas en cabezales giratorios.

1.2.6 Tiempo de vibración

Es difícil establecer que tiempo de vibrado es el más adecuado, ya que depende de la dosificación empleada, de la fluidez de la pasta, del tipo de áridos, del tipo de cemento, de la relación **cemento/polvo de mármol**, etc. En cualquier caso deberá ser el más adecuado que permita una buena **homogeneización** de la pasta en el molde de fabricación, que favorezca a la desaparición del aire ocluido en la pasta y que asegure

las más altas resistencias. La experiencia del fabricante es la definitiva. Si el tiempo de vibrado no es el adecuado las baldosas presentarán una alta porosidad y bajas resistencias.

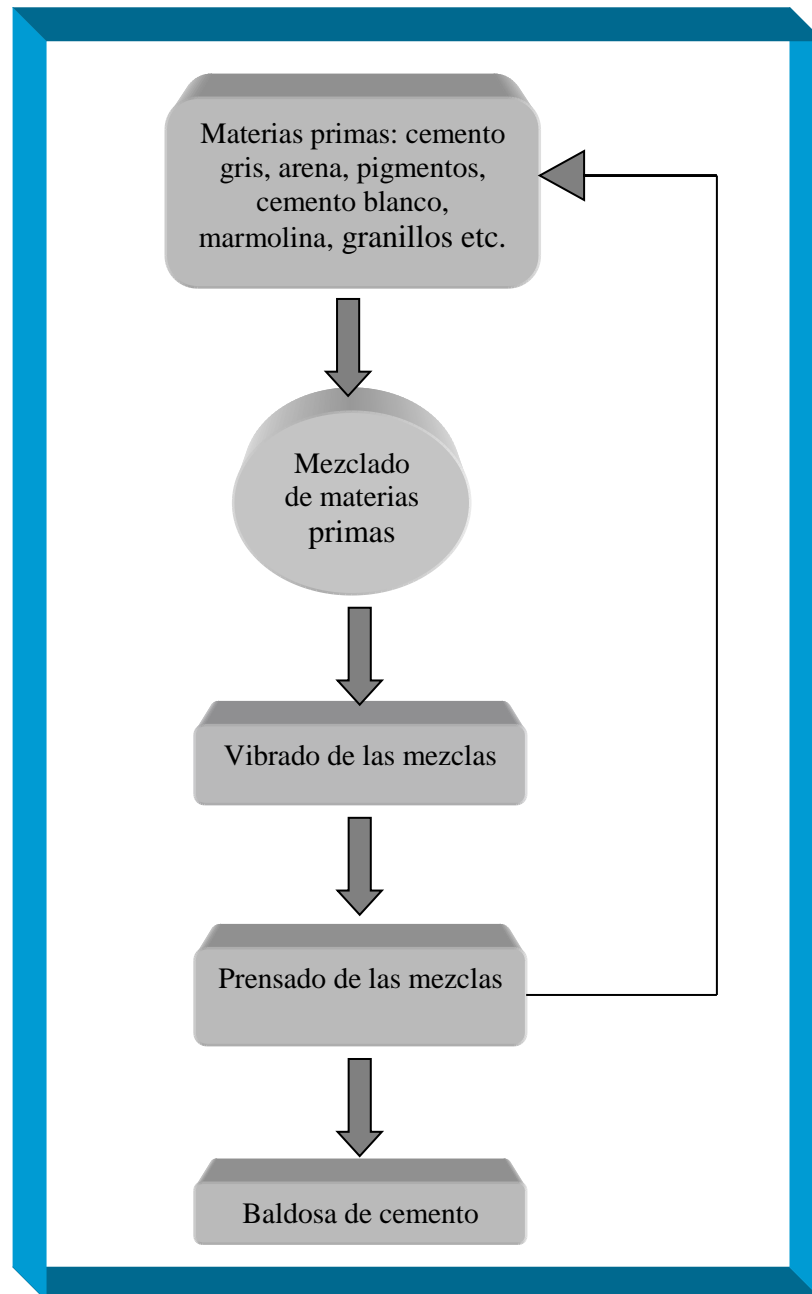


Fig. 1.3 Diagrama del proceso para la fabricación de baldosas

1.2.7 Tiempo de prensado

Depende del formato de la baldosa fabricada, y es directamente proporcional al espesor de la misma. De tal forma que baldosas de gran espesor necesitan un tiempo de



compactación (**prensado**) mayor que las de espesor normal. Las baldosas insuficientemente prensadas presentan bajas resistencias mecánicas.

1.2.8 Presión para el prensado

Teniendo en cuenta que la resistencia de la baldosa esta en función de la presión efectuada sobre su capa revés huella y por el espesor de la misma; la presión mas adecuada para una baldosa de uso industrial oscila entre de **5 Mpa** (50 kgf/cm^2) a **160Mpa** (160 kgf/cm^2).

1.2.9 Fraguado

El fraguado de las baldosas de cemento es un aspecto importante como lo es en cualquier otro derivado del cemento. Es muy importante asegurar condiciones óptimas de curado evitando en lo posible variaciones bruscas de temperatura, baja humedad ambiental y corrientes de aire. Para esto es conveniente, al menos, introducir las baldosas en cámaras aisladas que proporcionen un aislamiento del exterior y que favorezcan el curado adecuado al evitar variaciones en la temperatura de fraguado. Un mal fraguado puede provocar fisuraciones, bajas resistencias, retracciones de fraguado, etc.



1.3 COMPOSICIÓN

Las materias primas que componen las baldosas de cemento se definen a continuación; en la *tabla 1.2* mostramos las cantidades de materias primas para una baldosa de cemento de 300 x 300 x 32 mm; se compone de una capa vista y una capa de revés.

1.3.1 Cemento

El cemento utilizado en la cara vista y revés puede ser el mismo o ser diferente. Por necesidades estéticas, suele ser común utilizar cemento blanco en la cara vista y gris en el revés. Los cementos blancos deben cumplir con los requisitos establecidos en la Norma IRAM 50000/2000 e IRAM 50001/2000 y de clase CP 40 o CP 50 y tener un índice de blancura elevado.

1.3.2 Marmolina

Es el producto de la trituración de mármoles de alta blancura con tamaños menores a 1,5 mm; junto con el cemento forma la pasta del mortero de la cara vista.

1.3.3 Áridos

Los áridos utilizados en la cara vista proceden de rocas naturales (arenas de río o triturados de mármoles, granitos, calizas). Deben tener adecuada resistencia mecánica y la estabilidad química, y ser libres de polvo. Para obtener diferentes efectos de diseño se utilizan distintos tamaños de grano de rocas de distintos colores.

1.3.4 Arena

Su granulometría y humedad son importantes para las características del dorso (revés) de las baldosas, deben estar secas y no contener excesiva cantidad de finos. Puesto que es importante que la arena sea absorbente para que el mortero del revés sea capaz de absorber parte de la humedad de la capa vista; en lo concerniente a los finos, una cantidad excesiva disminuye la permeabilidad del mortero de revés y limita el acceso del agua de la pasta de la cara vista.

1.3.5 Pigmentos

Modifican el color del mortero de la cara vista, deben de ser químicamente compatibles con la cal liberada en la hidratación del cemento y su composición química no debe influir sobre las reacciones de hidratación y endurecimiento de éste. No deben tener



sales solubles y deben ser estables al ser expuestos a la intemperie. Son recomendables los de naturaleza inorgánica.

Tabla 1.2.- Cantidad de materias primas

Material	Porción	Peso específico (kgf/cm^3)	Volumen (cm^3)	Peso (kgf)
Agua	1½	1.0×10^{-03}	594	0.594 kgf
Arena fina < 2mm	4½	1.6×10^{-03}	1782	2.851 kgf
Cemento gris	2 ¼	3.2×10^{-03}	891	2.851 kgf
Cemento blanco	2	1.3×10^{-03}	792	1.029 kgf
Granillo (mármol)	2	2.8×10^{-03}	792	2.218 kgf
Marmolina	2	1.1×10^{-03}	792	0.871 kgf
Total				10.144 kgf

FUENTE: *Experiencias practicas por el grupo de investigación*

1.3.7 Detalles de las materias primas

En base a un sin número de practicas realizadas de la construcción de baldosas de cemento con una superficie de $900cm^2$ y 2.8cm de espesor de lados 30 x 30 cm; se obtuvo la cantidad exacta de para cada una de las materias primas cuyos valores se dan en la *tabla (1.2)*.



1.4 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Según la normas UNE 127.020 de baldosas de terrazo de uso interior UNE 127.021 de baldosas de terrazo de uso exterior y son las siguientes:

- ✓ Longitud y anchura
- ✓ Espesor y planeidad
- ✓ Profundidad y regularidad de la profundidad de las acanaladuras
- ✓ Rectitud de los bordes de la cara vista
- ✓ Resistencia a la flexión
- ✓ Carga de rotura
- ✓ Resistencia al desgaste por abrasión
- ✓ Absorción total
- ✓ Resistencia al impacto

1.4.1 Longitud y anchura

Estos valores son de gran importancia para su forma geométrica y para la colocación en el piso, por tanto su valor se encuentran en un $\pm 0.3\%$ del lado correspondiente a su medida.

1.4.2 Espesor y planeidad

En la *tabla 1.3* especificamos valores estándar de espesores de baldosas según su aplicación, y debe tener una flecha máxima no superior a $\pm 0.3\%$ de la diagonal; estos se aplican solo a baldosas lisas, pulidas o sin pulir.

Tabla 1.3.- Espesor de la baldosa

Uso	Valor (mm)
Normal	28
Intensivo e industrial	32
Exterior e industrial	38

FUENTE: Documento electrónico de baldosas terrazo

1.4.3 Profundidad y regularidad de las acanaladuras

La profundidad de las acanaladuras debe ser igual o superior a 2 mm. Y la regularidad de la profundidad de las acanaladuras no debe ser superior a 2 mm.



1.4.4 Rectitud de los bordes de la cara vista

La cara vista debe poseer un margen de error de $\pm 0.3 \%$ de sus bordes tomando en cuenta cada uno de ellos.

Tabla 1.4.- Valores de Resistencia a la Flexión

Clase (uso)	Valor Medio (MPa)	Valor Individual (MPa)
S (Normal)	>3.5	>2.8
T (Intensivo)	>4.5	>4.0
U (Industrial)	>5.0	>4.0

FUENTE: Documento electrónico de baldosas terrazo

1.4.5 Resistencia a la flexión

Los parámetros para la resistencia a la flexión de las baldosas de cemento se dividen o se dan según su uso, exterior e interior; baldosas. Para uso interior el modulo de resistencia será mayor o igual a **5 MPa**; y para uso exterior se establece los valores en diferentes clases de baldosas que se muestra en la *tabla 1.4*

1.4.6 Carga de rotura

Los valores para determinar que carga pueden soportar las baldosas de cemento tanto para uso exterior como para interior son los mostrados en la *tabla 1.5*

Tabla. 1.5.- Carga a la rotura según su uso

Uso Recomendado	Tamaño Baldosa (cm ²)	Carga Rotura (kN)
Uso Normal	<1100	2.5
	>1100	3.0
Uso Intensivo	<1100	3.0
	>1100	3.9
Uso Industrial	<1100	3.6
	>1100	4.7

FUENTE: Documento electrónico de baldosas terrazo

1.4.7 Resistencia al desgaste por abrasión

Los valores limites de la resistencia al desgaste por abrasión va desde <25mm según la aplicación



1.4.8 Absorción total

La absorción de agua no debe ser inferior al **6 %** para baldosas de uso exterior e inferior al **8 %** para las de uso interior.

1.4.9 Resistencia al impacto

Para baldosas de uso exterior la altura mínima de caída para la no aparición de la primera fisura en la baldosa será de 60mm.



CAPÍTULO II

METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO

2.1 FUNDAMENTACIÓN INTRODUCTORIA PARA EL DISEÑO GENERAL

Se detallara los conceptos y ecuaciones científicas necesarias para el diseño global de la máquina electromecánica.

2.1.1 Fluido

Es la sustancia que carece de forma propia, debido a su poca cohesión intermolecular, y adopta la forma del recipiente que la contiene.

2.1.2 Peso específico

Es el peso del cuerpo o sustancia por unidad de volumen; su formulación matemática es:

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad \left[\frac{kgf}{cm^3} \right] \quad (2.1)$$

Donde

W = Peso del cuerpo (kgf); V = volumen que ocupa el cuerpo (cm^3)

También se la puede obtener aplicando la siguiente ecuación:

$$\gamma = g \times \rho \quad \left[\frac{N}{m^3} \right] \quad (2.2)$$

Donde:

g = Gravedad local (m/seg^2); ρ = densidad específica (kg/m^3)

2.1.3 Densidad específica o absoluta

Es la masa de un fluido o un cuerpo sólido por unidad de volumen, y su formulación matemática es:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \left[\frac{kg}{cm^3} \right] \quad (2.3)$$



2.1.4 Viscosidad cinemática

Es la resistencia del fluido por deformación para que las capas de un fluido resbalen unas con otra, generándose pérdidas de energía en el mismo, la viscosidad cinemática es la más utilizada, en la práctica se la obtiene de la relación entre la viscosidad dinámica (μ) y la densidad del fluido (ρ) a tratar, su formulación es:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \left[\frac{cm^2}{seg} \right] \quad (2.4)$$

En la actualidad todas las medidas de viscosidad se han estandarizado bajo la medida del *viscosímetro Engler*, por tanto la viscosidad en los aceites comerciales vienen en *Grados Engler (°E)*; “que es la relación entre los tiempos necesarios para evacuar 200cm³ de líquido y el mismo volumen de agua a 20°C (48.51 s), a continuación se expresa una fórmula empírica para obtener la viscosidad cinemática a partir de los °E;

$$\nu = \left(0.0731^\circ E - \frac{0,0631}{^\circ E} \right) \quad \left[\frac{cm^2}{seg} \right] \quad (2.5)$$

2.1.5 Definición de caudal

Es el volumen del fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente y su ecuación es:

$$Q = Av \quad \left[\frac{cm^3}{seg} \right] \quad (2.6)$$

Donde:

A = Área transversal de la tubería (cm^2); ν = velocidad del hilo de corriente del fluido (cm/seg)

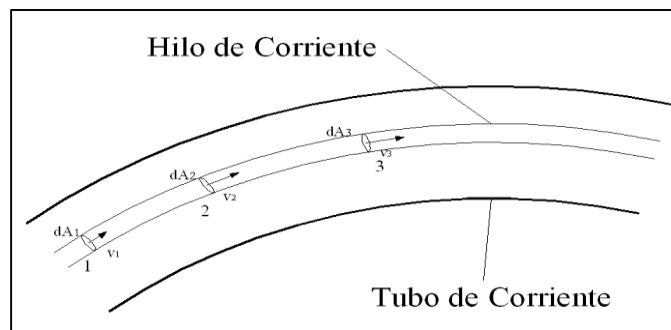


Fig. 2.1 Tubo e hilo de corriente, continuidad de un fluido

2.1.6 Ecuación de continuidad

En un hilo de corriente no entra ni sale fluido porque la velocidad es tangencial al mismo [Ver figura (2.1)]; en régimen permanente el hilo de corriente es estacionario; no se crea ni destruye masa; luego la masa que entra en el tubo infinitesimal es igual a la masa que sale, por lo tanto si se trata de un fluido incompresible (**no Gas**) la densidad, peso específico y viscosidad serán constantes lo que la ecuación de continuidad es;

$$V_1 dA_1 = V_2 dA_2 = V_3 dA_3 = C$$

(2.7)

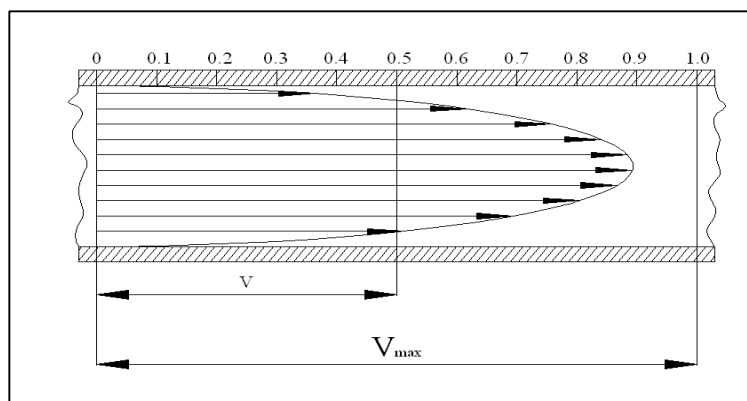


Fig. 2.2 Distribución de las velocidades en régimen laminar

2.1.7 Régimen laminar

El movimiento de las líneas de corriente del fluido en este régimen es ordenado, estratificado [Ver figura (2.2)]; el fluido ahora se mueve como clasificado en capas que no se mezclan entre sí, esto tanto en corriente permanente y variable; uniforme y no uniforme. En el régimen laminar la velocidad del fluido en las cercanías de las paredes del conducto es cero y es máxima en el núcleo del fluido, dependiendo del tipo de viscosidad del fluido, ya que en este régimen no existe mucha disipación de energía,

2.1.8 Régimen turbulento

En este régimen el movimiento de las líneas de corriente del fluido es caótico; las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se entrecruzan formando pequeños remolinos aperiódicos como se muestra en la *figura* (2.3); es evidente que la disipación de energía es mayor que en el régimen laminar.

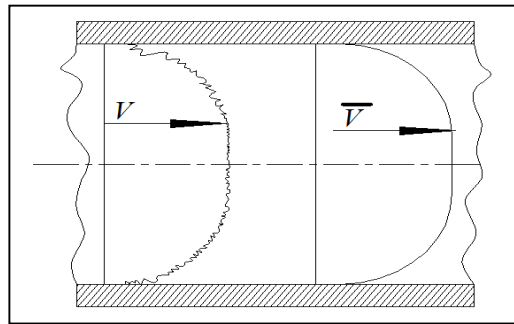


Fig. 2.3 Distribución de las velocidades en régimen turbulento

2.1.9 Número de Reynolds

El número de Reynolds es el parámetro a dimensional de semejanza en los problemas con predominio de la viscosidad, siendo así el cociente de una fuerza de inercia por una fuerza de viscosidad mide el influjo relativo de esta última, un número de Reynolds grande implica un influjo de la viscosidad pequeño y viceversa. Con un número de Reynolds pequeño la corriente es laminar; con un número de Reynolds grande la corriente es turbulenta. A continuación exponemos la formulación científica para el número crítico de Reynolds:

$$R_e = \frac{D \times v}{\nu} \quad (2.8)$$

Donde:

D = Diámetro de tubería (cm); v = velocidad del fluido (cm); ν = viscosidad

2.1.9.1 Definición del régimen con el número de Reynolds

Luego de los continuos experimentos el Físico inglés Reynolds observó lo siguiente:

- ✓ Cuando el número de Reynolds $R > 12000$ la corriente es necesariamente turbulenta, lo que sería el *número crítico de Reynolds superior*; pero con la eliminación de transmisibilidad de vibraciones se puede obtener regímenes



laminares para números de Reynolds elevados; por lo tanto se comprobó que este número crítico es indeterminado.

- ✓ Cuando el número de Reynolds $R \leq 2000$ la corriente es necesariamente laminar, lo que sería el *número crítico de Reynolds inferior*.

2.1.10 Caída de presión

2.1.10.1 Pérdidas primarias

Se generan en la superficie de contacto del fluido con la tubería, también por el rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar), o de las partículas del fluido entre sí (régimen turbulento); tienen lugar en flujo uniforme por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante. La fórmula fundamental para encontrar las pérdidas primarias es la ecuación de **DARCY-WEISBACH**:

$$H_{rp}(\Delta P) = \lambda \times \frac{L \times V^2}{D \times 2g} \quad [cmH_2O] \quad (2.9)$$

Donde:

λ = Coeficiente de rozamiento; L = longitud de la tubería (cm); D = diámetro de la tubería (cm); V = velocidad del fluido (cm/seg); g = gravedad (cm/seg²)

2.1.10.2 Coeficiente de rozamiento o de pérdida de carga

El coeficiente de rozamiento (λ) es un parámetro adimensional y va en función de la velocidad, del diámetro de la tubería, de la densidad, de la viscosidad cinemática y la rugosidad, se puede afirmar que este coeficiente en casos generales depende de el número de Reynolds y la rugosidad relativa; el cálculo del coeficiente de pérdida de carga se lo puede realizar por los siguientes métodos:

- ✓ Ecuación de **POISEUILLE**, como en el régimen laminar el coeficiente (λ) no está en función de la rugosidad por lo tanto la siguiente fórmula es solamente para casos cuando se trata de un régimen laminar:

$$\lambda = \frac{64}{R} \quad (2.10)$$



- ✓ Para régimen turbulento existe la fórmula para tuberías lisas que según **BLASIUS** es:

$$\lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{R}} \quad (2.11)$$

- ✓ Y por último tenemos el diagrama de Moody que sirve para cualquier régimen de los hilos de corriente del fluido y va en base de la velocidad del fluido y la rugosidad relativa de la tubería

2.1.10.3 Pérdidas secundarias

Son las pérdidas presentes en los accesorios de las tuberías, en algunos casos las pérdidas secundarias se pueden despreciar o bien se puede tomar en cuenta para la pérdida total entre un 5 al 10 por ciento del 100 por ciento de las pérdidas principales calculadas.

2.1.11 Presión

Es la fuerza que ejerce un cuerpo sobre cualquier superficie dividido para el área de contacto. La presión en cualquier punto en un líquido estático es la misma en cualquier dirección y ejerce una fuerza igual en áreas iguales, y su formulación científica es:

$$P = \frac{F}{A} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.12)$$

Donde:

F = Fuerza del líquido (kgf); A = área transversal donde actúa la fuerza (cm^2)

2.1.11.1 Unidades de presión

Existen varias unidades de presión utilizados para fines investigativos a continuación presentamos las más utilizadas:

- ✓ Pascal (N/m^2)
- ✓ Atmosferas (kgf/cm^2)
- ✓ PSI (lbf/plg^2)
- ✓ Bar
- ✓ Metros columna de agua ($m H_2O$)



- ✓ Centímetros columna de agua ($cm H_2O$)
- ✓ Milímetros columna de mercurio ($mm Hg$)

2.1.12 Velocidad de una partícula

La velocidad de un fluido es la distancia del hilo o tubo de corriente [Ver figura (2.1)] que recorre en un tiempo determinado:

$$V = \frac{L}{t} \quad \left[\frac{cm}{seg} \right] \quad (2.13)$$

Donde:

L = Longitud o distancia recorrida (cm); t = tiempo de recorrido (seg)

2.1.13 Área plana

El área plana de un cuerpo geométrico circunferencial es la relación directa entre la constante Pi(π) y el cuadrado del diámetro de la circunferencia dividido para cuatro, esto se presenta en la siguiente ecuación:

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad [cm^2] \quad (2.14)$$

Donde:

D = Diámetro de la circunferencia (cm)

2.1.14 Volumen de sólidos geométricos

Es el espacio ocupado por un cuerpo o sustancia en un determinado punto; los cuerpos sólidos geométricos son muchos y a continuación presentamos las ecuaciones de los cuerpos geométricos más utilizados en el presente trabajo:

- ✓ Volumen de un cilindro

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 h \quad [cm^3] \quad (2.15)$$

Donde:

D = Diámetro de las caras laterales del cilindro (cm); h = altura del cilindro (cm)

- ✓ Volumen de un prisma recto



$$V = abh \quad [cm^3] \quad (2.16)$$

Donde

a = Lado mayor (cm); b = lado menor (cm); h = altura del (cm)

2.1.15 Presión cinemática

Es la presión que se genera cuando se aplica una velocidad tangencial o lineal a un líquido u otra sustancia y su ecuación es:

$$P_v = \frac{1}{2} v^2 \rho_h \quad \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (2.17)$$

Donde:

v = Velocidad tangencial (m/s); ρ_h = densidad (kg/m³)

2.2 SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

La oleohidráulica industrial nace en el siglo **XVII** con **PASCAL**, con la primera ley fundamental en la presión: “la presión en un punto de un fluido en reposo es igual en todas direcciones.” Esto se muestra en la *figura (2.4)*. En un sistema oleohidráulico cuando la presión de trabajo es mayor de **9.8 Mpa** ($100\text{kgf}/\text{cm}^2$ o 1500 PSI) se consideran sistemas de alta presión.

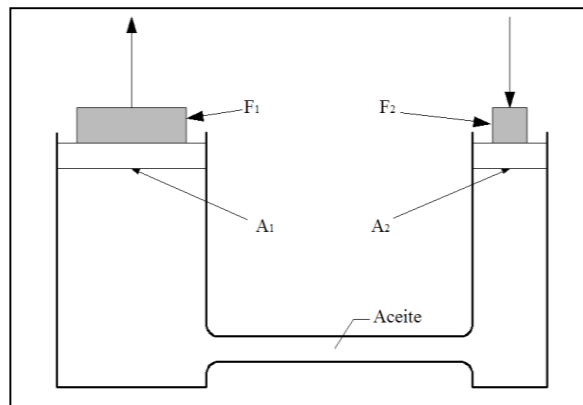


Fig. 2.4 Principio de pascal

El principio de pascal matemáticamente es:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

(2.18)

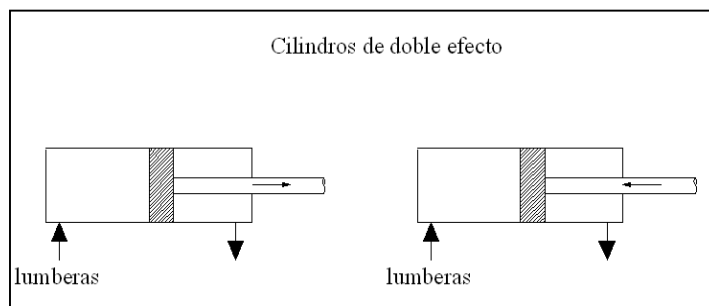


Fig. 2.5 Cilindro hidráulico de doble efecto

2.2.1 Cilindros oleohidráulico

Los cilindros hidráulicos son sin duda alguna la forma más corriente de accionador lineal hidráulico. Recibe la energía hidráulica producida por el conjunto motor-bomba(o

manualmente) y la transforma en movimientos o esfuerzos lineales, con un rendimiento generalmente superior al de los dispositivos neumáticos y eléctricos.

2.2.1.1 Cilindros de doble efecto

Los cilindros de doble efecto son los más corrientes en aplicaciones generales. En cada extremo hay lumbreras para el fluido que funcionan alternativamente como de admisión y de escape y están comandadas por un selector tal como se muestra en la *figura (2.5)*.

2.2.2 Características técnicas de los cilindros hidráulicos

A continuación haremos mención de las características más importantes para su diseño.

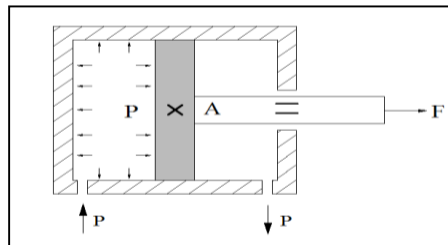


Fig. 2.6 Cilindro hidráulico de doble efecto

2.2.2.1 Fuerza hidráulica

La fuerza hidráulica de un cilindro es igual al producto de la presión por la superficie sobre la que actúa, esto se muestra en la *figura (2.6)* con lo que la ecuación es:

$$F = P \times A \quad [kgf] \quad (2.19)$$

Donde:

P = Presión del sistema (kgf/cm^2); A = área de la cara plana del pistón (cm^2)

2.2.2.2 Velocidad de un cilindro

Es el movimiento que se da al vástago en avance o retroceso en una unidad de tiempo y su fórmula es:

$$V = \frac{Q}{A} \quad [cm/seg] \quad (2.20)$$

Donde:

Q = Caudal (cm^3/seg); A = superficie de la cara plana del pistón (cm^2)



2.2.2.3 Tiempo en efectuar una carrera

Según la siguiente ecuación es:

$$T = \frac{A \times L}{Q} \quad [seg] \quad (2.21)$$

Donde:

Q = Caudal efectivo del sistema (cm^3/seg); A = superficie de la cara plana del pistón (cm^2); L = carrera del vástago (cm)

2.2.2.4 Consumo de aceite

El consumo de aceite viene dado por:

$$\text{Consumo de aceite} = \frac{\pi \times (D^2 - d^2) \times L}{4} \quad [cm^3] \quad (2.22)$$

Donde:

D = Diámetro del pistón (cm); d = diámetro del vástago (cm)

Tabla 2.1.- Tensiones máximas admisibles

MATERIAL	TENSION ADMISIBLE	
	PSI (lbf/plg^2)	(kgf/cm^2)
Latón	6000	420
Hierro moldeado	4000	280
Acero moldeado	12000	850

FUENTE: Jiménez de Cisneros Luis, Manual de Oleohidráulica, Pag.573

2.2.3. Tubos sometidos a grandes presiones

Como estamos hablando de un sistema de alta presión [Ver figura (2.7)] vamos a utilizar la metodología de tubos cerrados sometidos a grandes presiones.

2.2.3.1 Presión límite de diseño

Presión límite de diseño, la obtenemos de la tensión admisible del material de fabricación del cilindro.

$$P < \frac{\sigma_{ad}}{1.73} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

(2.23)

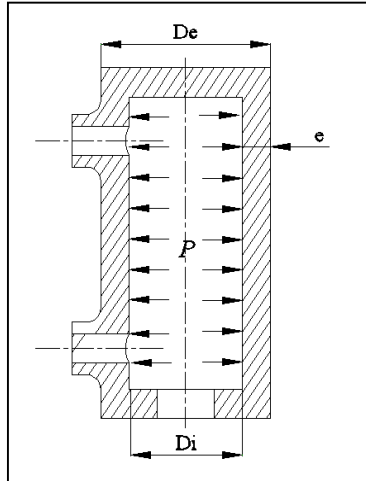


Fig. 2.7 Tubo de alta presión

Existe una gama muy considerable de materiales que se fabrican los cilindros que pueden ser moldeados o estirados en la tabla (2.1) se muestra los valores de tensión máximas admisibles para cilindros moldeados:

2.2.3.2 Coeficiente adimensional para el espesor del cilindro

Es un coeficiente adimensional que relaciona la tensión admisible y la presión de trabajo; es directamente proporcional al diámetro interior del cilindro con lo que obtenemos el diámetro exterior por consiguiente el espesor de la pared del cilindro:

$$\eta \geq \sqrt{\frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{ad} - 1.73 P}}$$

(2.24)

Y el diámetro exterior es:

$$D_e = D_i \times \eta \quad [cm]$$

(2.25)

2.2.3.3 Espesor del cilindro oleohidráulico

El espesor del cilindro hidráulico [Ver figura (2.7)] viene dado con la siguiente expresión matemática.

$$e_t = \frac{D_e - D_i}{2} \quad [cm] \quad (2.26)$$

2.2.4 Potencia del motor eléctrico.

En muchos de los casos la potencia de la bomba deberá ser capaz de soportar cargas transitorias para ello tiene mucho que ver el buen dimensionamiento de la potencia del motor eléctrico el cual se da por la siguiente ecuación matemática para sistemas hidráulicos:

$$H = (5.83 \times 10^{-04}) \times P \times Q \quad [hp] \quad (2.27)$$

Donde:

P = Presión del sistema (lbf/plg^2); Q = caudal del sistema (GPM)

2.2.5 Bomba hidráulica de engranajes externos

Este tipo de bomba se basa en el principio del desplazamiento positivo, acompañadas de un movimiento rotativo, son hidráulicamente reversibles, sus elementos básicos son los engranajes de igual diámetro, montados en distintos ejes y alojados en un cárter bien ajustados. Sus lumbreras (**A; B**) están en los costados ver *figura (2.8)*. La elección de una bomba puede ser arbitraria o calculada; en todo caso los factores que determinan la elección pueden ser puramente técnicos. Los principales factores de selección son:

- ✓ Presión de trabajo
- ✓ Capacidad (caudal y potencia)
- ✓ Rendimiento
- ✓ Control
- ✓ Peso
- ✓ Velocidad
- ✓ Fluido
- ✓ Ruido
- ✓ Precio
- ✓ Mantenimiento
- ✓ Repuestos y servicio

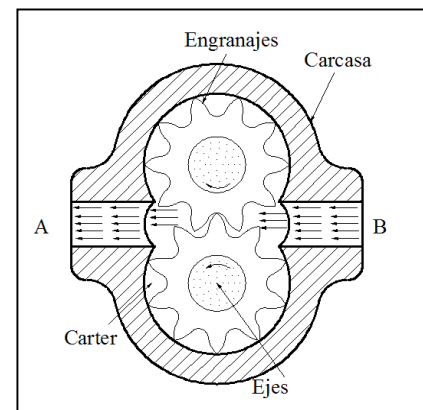


Fig. 2.8 Bomba hidráulica de engranajes externos

2.2.6 Depósito de aceite

El depósito o tanque es un elemento normal en la mayoría de circuitos hidráulicos y sirve para almacenar el fluido. También sirve para la función de llenado y actúa como cámara de expansión que acepta los cambios de volumen del fluido en el circuito principal debido al desequilibrio volumétrico de los cilindros. Básicamente existen dos tipos de depósitos abiertos y cerrados, por lo general la forma para la mayoría de las aplicaciones hidráulicas es la rectangular.

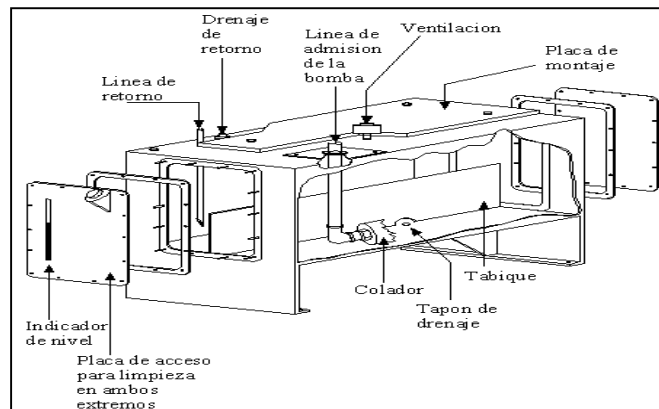


Fig. 2.9 Elementos de un depósito de aceite

2.2.6.1 Elementos de un depósito de aceite

Los elementos que conforman el depósito de aceite [Ver figura (2.9)] son:

- ✓ Línea de retorno y admisión; van en la parte superior del depósito, la tubería de admisión va lo más bajo posible evitando los torbellinos (aire con aceite) y la no entrada de aire en el sistema, la tubería de retorno va muy por debajo del nivel del fluido, su extremo se lo dobla 45° apuntando la pared.
- ✓ Tubo de ventilación; está en la parte superior debe ser del tamaño suficiente para mantener la presión atmosférica dentro del depósito, (Con elemento filtrante)
- ✓ Abertura o tubo de llenado
- ✓ Tapón de vaciado; es necesario para la limpieza del depósito va ubicada en el fondo del mismo y también para el cambio de aceite.
- ✓ Tabiques; un tabique entre las líneas de retorno y aspiración se restringe la agitación, se impide que el líquido que entra ensucie el filtro de aspiración y se detienen los residuos sólidos arrastrados por el fluido de retorno, ayudando a expulsar el aire disuelto en el fluido o las burbujas generadas por el ciclo de



trabajo. Los depósitos sencillos se proyectan con un solo tabique longitudinal que alcanza unos tres cuartos de la altura del depósito.

- ✓ Indicador de nivel; puede ser una ventana o tubo lateral la cual es apropiada para la mayoría de depósitos.
- ✓ Placa de montaje; esta es la placa donde van montadas todas las tuberías mencionadas, sirve también como acceso de limpieza para el depósito.

2.2.6.2 Capacidad del depósito de aceite

El depósito deberá dimensionarse generosamente, no solamente para admitir los desequilibrios volumétricos del sistema, sino también a fin de facilitar una superficie máxima para la disipación de calor y refrigeración del fluido.

Para decidir el tamaño adecuado hay varias reglas empíricas:

- ✓ La capacidad mínima debe ser el doble del caudal de la bomba.

$$CA_m = 2Q \text{ [GPM]} \quad (2.28)$$

- ✓ La capacidad del depósito debe ser el triple del caudal de la bomba.

$$CA = 3Q \text{ [GPM]} \quad (2.29)$$

- ✓ La capacidad del depósito debe ser de 5 a 10 galones por caballo de potencia del sistema

2.2.6.3 Factores para la construcción

La mayor parte de depósitos de tipo industrial son de acero dulce con uniones soldadas; con frecuencia, el espesor del material se selecciona de una forma arbitraria, pero como restricción no debe ser menor a **3mm**. Para eliminar la corrosión superficial y la cascarilla, se somete al depósito a chorro de arena; y este deberá llevar un indicador de nivel formada por una varilla de inmersión con niveles máximo y mínimo.

2.2.7 Válvulas hidráulicas

El control de una instalación hidráulica se realiza mediante válvulas, tienen la misión de regular el caudal, distribuir el aceite o cerrar cierta parte del circuito, regular la potencia que deba transmitir la instalación procurando que sus pérdidas sean mínimas. Las

válvulas deben tener una pérdida de carga no superiores al 4%. a continuación presentamos las válvulas utilizadas en nuestro sistema:

2.2.7.1 Válvulas de control direccional o distribuidoras

Esta válvula se convierte en un aparato que dirige el flujo del aceite seleccionando los conductos por los que debe circular y los órganos que deben circular y deben alimentar. Los distribuidores pueden presentar dos o tres estados estables en los que realizan ciertas conexiones entre los conductos a ellos conectados; el cierre de los distintos orificios que interconectan las conducciones puede realizarse por asiento cónico o por pistón deslizante en sentido perpendicular al derrame del fluido. [Ver figura (2.10)]

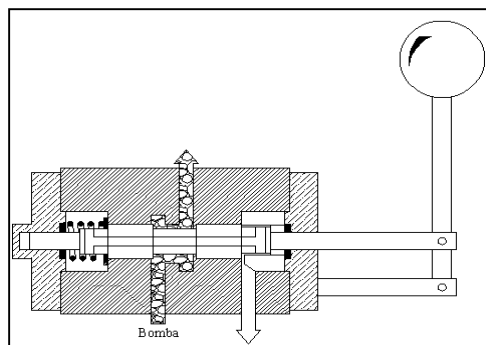


Fig. 2.10 Válvula direccional

Las características de las válvulas direccionales:

- ✓ Tipo de elemento interno del distribuidor, giratorio, asiento o carrete.
- ✓ Accionamiento del distribuidor, leva, manual, mecánico, eléctrico, hidráulico, neumático y electrohidráulico.
- ✓ Numero de vías y posiciones
- ✓ Tamaño de las rocas de las conexiones de la tubería al distribuidor.
- ✓ Conexiones, tubería roscada, rosca a derecha, brida y montaje reforzado.
- ✓ Caída de presión a diferentes caudales
- ✓ Montajes modulares.

2.2.7.2 Válvula de seguridad o de alivio

Tienen la misión de limitar la presión en el sistema hidráulico, permanecen abiertas durante el ciclo de trabajo del sistema, manteniendo la presión constante en el sistema y evacuando el exceso de aceite al depósito, el valor que se debe ajustar para la presión de

trabajo de la válvula debe ser un 15% de la presión de trabajo del sistema, esta válvula va conectada en serie. La presión de taraje se la obtiene con la ecuación siguiente:

$$P_{ta} = P_t \times 1.15 \quad (2.30)$$

2.2.7.3 Válvula anti retorno

Estas válvulas, son conocidas como válvulas de retención, se intercalan en los circuitos o se integran en el cuerpo de otras válvulas para lograr que el caudal fluya en un solo sentido. Las más sencillas son de bolas taradas por muelle. Pero para altas presiones se debe prever de una junta resiliente en el asiento; la presión del muelle es tal que se crea una contrapresión de unos **5 PSI** con la válvula abierta. Ver figura (2.11).

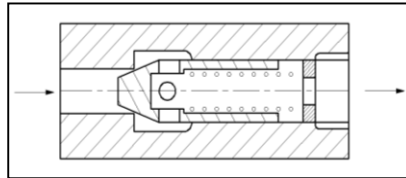


Fig. 2.11 Válvula de retención

2.2.8 Conducciones hidráulicas

Las tuberías que sirven para conectar los componentes de un circuito hidráulico y para transportar así el fluido, son los que forman las conducciones o líneas hidráulicas. Estas pueden ser de tubería de acero, tubing de acero y manguera flexible; para dar lugar a líneas hidráulicas rígidas y flexibles. Las líneas rígidas son utilizadas para sistemas de alta presión porque se trata de un diámetro pequeño con estirados de precisión y las líneas flexibles que consisten en la utilización de mangueras flexibles y tubos en espiral

4.2.8.1 Parámetros para la elección de conducciones hidráulicas

Los principales parámetros para la elección de una línea hidráulica son:

- ✓ Presión de trabajo
- ✓ Caudal del sistema
- ✓ Velocidad del flujo
- ✓ Caída de presión admisible
- ✓ Compatibilidad

2.2.8.2 Conducciones flexibles

Las conducciones flexibles [Ver figura (2.12)], se emplean en circuitos cuando sus conexiones son móviles, o para facilidad de conexión y desconexión. También son útiles para amortiguar vibraciones y choques, para absorber ruidos y para infinidad de aplicaciones en las que unas conexiones rígidas presentarían problemas de instalación o funcionamiento.

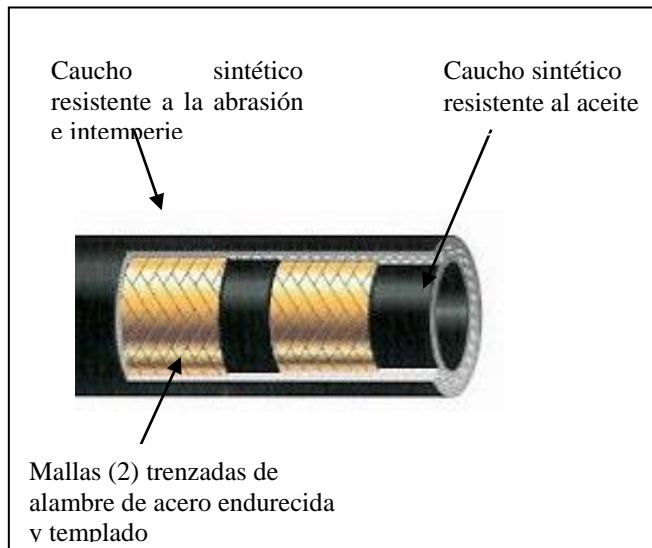


Fig. 2.12 Conducción flexible (manguera)

El tipo de tubería más utilizado para conducciones hidráulicas es la manguera flexible la cual esta fabricada de capas de goma y en algunas con trenzado de alambre para mayor presión, la parte interior debe ser compatible con el aceite o fluido a utilizar, esta se debe utilizar en tramos cortos, en la figura (2.13) se muestra la correcta instalación de líneas hidráulicas flexibles.

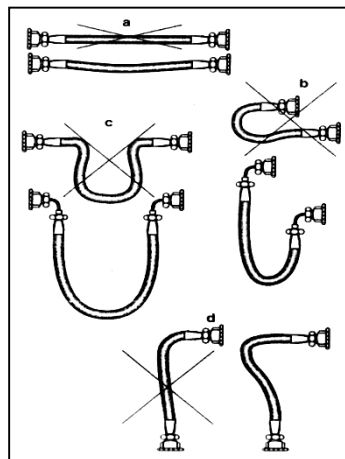


Fig. 2.13 Instalación de tuberías flexibles

2.2.9 Aceites hidráulicos

Son aceites minerales refinados, su misión es la de proteger un sistema contra la oxidación y la corrosión, no hacer espuma, separar el agua del aceite y conservar su viscosidad dentro de un margen de temperaturas.

La elección de un aceite hidráulico se hace en función de:

- ✓ Tipo de circuito
- ✓ Temperatura ambiente
- ✓ Presión de trabajo
- ✓ Temperatura de trabajo
- ✓ Tipo de bomba

Los aceites hidráulicos tienen un valor aproximado de viscosidad con los aceites monogrados (SAE) **10W**; los aceites hidráulicos más conocidos son: Móbil Aero HFF, Mobil DTE oil series, Hidraulic 275, Tellus33, Telmex 5 Merak B, Teresso 52, Oleodinamic 275 y los de la familia de los ésteres fosfatados.

2.2.10 Accesorios hidráulicos

Vamos a comprender a los accesorios como una parte fundamental del sistema hidráulico ya que estos tienen una incidencia muy directa en su funcionamiento en tiempo real, una mala elección o prescindir de ellos sería un error que llevaría al deterioro prematuro del sistema.



Fig. 2.14 Tipos de racores

2.2.10.1 Racores

Las tuberías hidráulicas no pueden acoplarse directamente a los equipos hidráulicos entonces, los racores facilitan su unión; existen racores para tubería flexible hembra giratorio (prensado) que tiene reten cónico para un cierre perfecto y racores machos; se

utilizan también racores o acoples roscado para tubos; con rosca métrica cónica, normal NPT, o gas cónica (BSP), en la *figura (2.14)* se muestra algunos tipos de racores.

2.2.10.2 Filtro

La filtración en todo sistema hidráulico cerrado sirve para eliminar agentes contaminantes impidiendo su circulación continua en el fluido; dando lugar a una erosión y desgaste rápido en los componentes, las partículas nocivas dentro del fluido son consideradas como esferas, cuyo diámetro se mide en micras (μ) convirtiéndose en la unidad patrón o la capacidad filtrante. Los filtros se clasifican en:

- ✓ Filtro ambiente, capacidad filtrante de 25μ y está hecho de papel celulósico.
- ✓ Filtro de aspiración, grado de filtración de 100, 160, 270μ ; es de superficie tienen una malla de bronce, espiral magnética y captadores magnéticos
- ✓ Filtro de Presión va de $3-5\mu$; es de superficie, malla de bronce, resinas especiales y malla de acero inoxidable. Y Filtro de Retorno va de $10-160\mu$; de superficie, papel micronic, discos lenticulares, malla, bronce fosforoso, espiral magnética, profundidad, filtros magnéticos, absorción, lana vidrio y algodón.

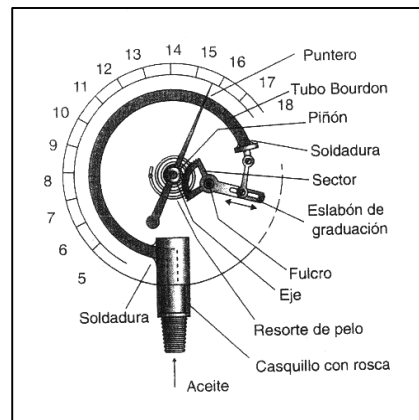


Fig. 2.15 Manómetro de tubo de Bourdon

2.2.10.3 Manómetro

El instrumento más adecuado para medir la presión es el manómetro de tubo de Bourdon; el que consiste en un tubo elástico que genera la medida de la presión en la *figura (2.15)* está el esquema de construcción del manómetro mencionado. Marca la presión en las unidades más conocidas (**Bar y PSI**). Estos manómetros van sellados con glicerina, con el fin de protegerlos y amortiguar las vibraciones de la aguja, en el lugar de su instalación se restringe el paso de aceite, bien con un restrictor, tubo espiral, etc.

2.3 SISTEMA MECÁNICO – ESTRUCTURAL

Todos dos elementos que conforman una estructura deben estar bien definidos en sus dimensiones y propiedades tanto físicas, mecánicas, eléctricas y químicas para que trabajen de una manera segura y sin ninguna amenaza para quienes hacen uso de estas. Para el cálculo de los elementos estructurales de la máquina es necesario definir algunos conceptos que nos ayudaran a comprender de una mejor manera a qué tipo de sollicitación mecánica esta sometido cada elemento.

2.3.1 Tensiones simples

Un cuerpo está sometido a tensiones simples cuando se considera que este está sometido a una única sollicitación mecánica, que se definen a continuación.

2.3.1.1 Tracción

Pieza mecánica de sección **A** sometida en sus extremos a dos fuerzas colineales dirigidas en sentidos contrarios (opuestos) y que actúan en el centro de las secciones de la pieza. *Fig. (2.16)*

$$\sigma = \frac{F}{A} \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

(2.31)

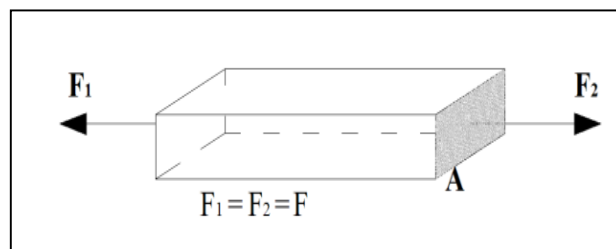


Fig. 2.16 Placa sometida a tracción

2.3.1.2 Compresión

Un cuerpo prismático de sección **A**, sometido a la acción de dos fuerzas **F** iguales que actúan según su eje y en sentido opuesto dirigidas al interior se contrae y sufre una tensión longitudinal uniforme de compresión, de valor: *Fig.(2.17)*

$$\sigma = \frac{F}{A} \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

(2.32)

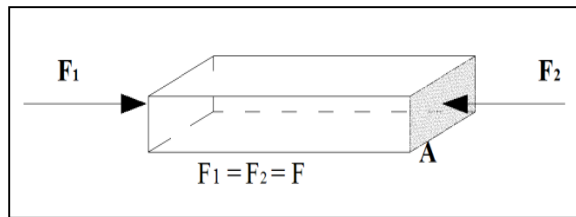


Fig. 2.17 Placa sometida a compresión

2.3.1.3 Flexión

Un cuerpo está sometido a flexión cuando actúa sobre él dos fuerzas iguales con una separación, y otra en sentido contrario en el centro de las dos igual a la suma de estas. Fig. (2.18)

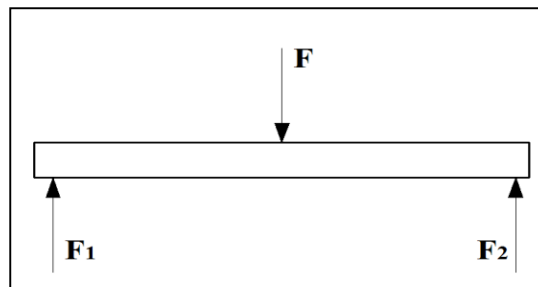


Fig. 2.18 Cuerpo sometido a flexión

$$F = F_1 + F_2$$

2.3.1.4 Cortadura y aplastamiento

Una barra de sección A , sobre la que actúan dos fuerzas F iguales y dirigidas en sentido opuesto perpendicular a su eje en el mismo plano que tienden a separar las dos porciones que hay a cada lado del plano de cortadura, sufre en este plano una tensión tangencial uniforme. Fig. (2.19)

$$\tau = \frac{F}{A} \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.33)$$

Donde:

F =Fuerza de corte; A = área de corte

Cuando se aplican fuerzas de tracción o compresión como se ve en la *figura (2.19)* la barra y la abrazadera presionaran al perno en aplastamiento y se desarrollan tensiones de aplastamiento que son iguales a:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_b} \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.34)$$

Donde:

F_b = Fuerza de aplastamiento; A_b = área de aplastamiento

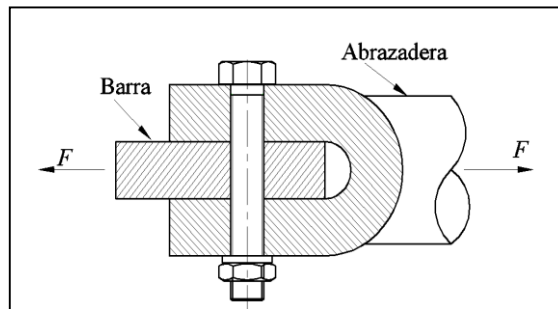


Fig. 2.19 Cortadura y aplastamiento en unión atornillada

2.3.1.5 Torsión

Es el torcimiento de una barra recta que al ser cargada por momentos [Ver *figura (2.20)*] tienden a producir una rotación alrededor del eje longitudinal de la barra estos momentos son conocidos como momentos de un par y son:

$$M_t = F \times d \text{ [kgf} \cdot \text{cm]} \quad (2.35)$$

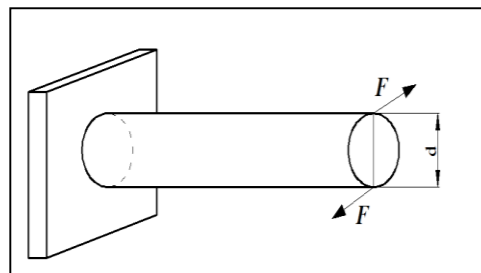


Fig. 2.20 Barra sometida a torsión

2.3.1.5.1 Rigidez torsional

El ángulo de torsión por unidad de longitud es directamente proporcional al par de torsión e inversamente proporcional a la rigidez torsional unitaria de la barra lo cual es;



$$\theta = \frac{T}{GI_p} \quad [rad/cm]$$

(2.36a)

Donde:

T = Momento torsor ($kgf \cdot cm$); G = modulo cortante (kgf/cm^2); I_p = momento polar de inercia (cm^4)

Y el ángulo de torsión para una flecha sometida a torsión pura según su longitud es:

$$\phi = \frac{TL}{GI_p} \quad [rad]$$

(2.36b)

Donde:

L = longitud de la flecha (cm)

2.3.1.5.2 Tensión máxima de corte por torsión

Si sobre una barra de sección A actúan dos pares de fuerza F , en sentido opuesto y perpendicularmente al eje, estos tienden a hacer girar cada sección transversal respecto a los demás sometiendo a las secciones de la barra a una tensión transversal uniforme, de valor:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

(2.37)

Donde:

M_t = Momento de torsión ($kgf \cdot cm$) y W_t = modulo de torsión de la barra en (cm^3).

2.3.2 Condiciones de agotamiento

En el estado de triple tensión del material definido por las tensiones a las que está sometido, la condición de agotamiento del material es:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

(2.38)



Y en el plano definido por sus tensiones principales (plano xy):

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \times \sigma_2} \quad [kgf/cm^2] \quad (2.39)$$

En estado simple de tracción o compresión, la condición de agotamiento es; $\sigma_v = \sigma_e$ (Limite elástico). Parámetro de diseño de las tablas de materiales.

Y en cortadura simple ($\sigma_x = \sigma_y = 0$), ésta condición de agotamiento es:

$$\tau_v = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3}} = 0,567 \times \sigma_e \quad \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \quad (2.40)$$

2.3.3 Coeficiente de seguridad

El coeficiente de seguridad o la reserva de seguridad con el que trabaja el diseñador y es la relación que hay entre la tensión limite (rotura) y la máxima admisible (diseño) de un cuerpo sometido a la acción de fuerzas externas.

$$N = \frac{\sigma}{\sigma_{max}} \frac{(tension\ limite)}{(tension\ maxima\ admisible)} \geq 1 \quad (2.41)$$

2.3.4 Modulo de elasticidad

El coeficiente de alargamiento es igual al alargamiento del material dividido por la tensión de rotura. Con una tensión de 1 kgf/mm^2 , se produce en el acero colado un alargamiento de $0,0000465$ mm. Como esta cifra es muy pequeña se usa su valor reciproco que es:

$$E = \frac{1}{0,0000465} = 2150000 \frac{kgf}{cm^2}$$

A este valor se le llama Modulo de Elasticidad. Para el cálculo de estructuras el valor que se utiliza es; 2100000 kgf/cm^2 .

2.3.5 Momentos y esfuerzos

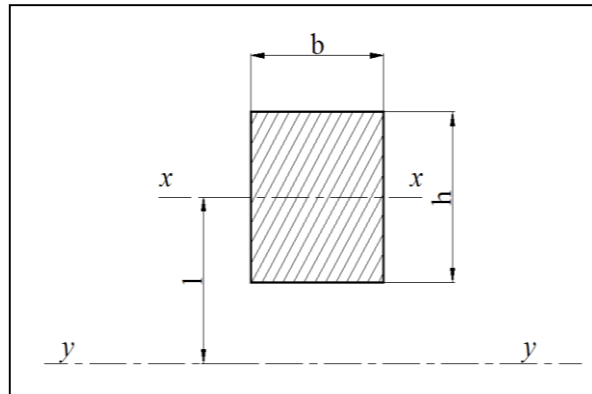


Fig. 2.21 Geometría para el momento estático, inercia y resistente respecto al eje y-y

2.3.5.1 Momento Estático

Es el producto de una fuerza por su brazo de palanca. El momento estático de la sección de un cuerpo prismático, con respecto al eje que pasa por su centro de gravedad es igual a cero. El momento estático de la sección de un cuerpo prismático con respecto a un eje que no pasa por su centro de gravedad, es igual al producto de la sección por la distancia del centro de gravedad al eje se expresa en cm^3 . Momento estático [Fig. (2.21)] con respecto al eje y-y.

$$y - y = b \times h \times l \quad [\text{cm}^3]$$

(2.42)

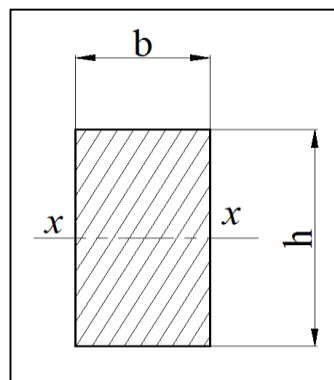


Fig. 2.22 Geometría para el momento resistente y de inercia respecto al eje x-x



2.3.5.2 Momento de inercia

El momento de inercia de la sección de un cuerpo prismático con respecto a uno de sus ejes que pasa por su centro de gravedad es el siguiente: *Fig. (2.22)*

$$I_{x-x} = \frac{b \times h^3}{12} \quad [cm^4] \quad (2.43)$$

El momento de inercia de la sección de un cuerpo prismático con respecto a un eje que no pasa por su centro de gravedad es el siguiente: *Fig. (2.21)*

$$I_{y-y} = I_{x-x} + (b \times h \times l^2) \quad [cm^4] \quad (2.44)$$

2.3.5.3 Momento resistente

El momento resistente de la sección de un cuerpo prismático con respecto a uno de sus ejes que pasa por su centro de gravedad es: *[Ver figura. (2.21)]*

$$R_{x-x} = \frac{b \times h^2}{6} = \frac{I_{x-x}}{h/2} \quad [cm^3] \quad (2.45)$$

El momento resistente de la sección de un cuerpo prismático con respecto a un eje que no pasa por su centro de gravedad esta dado por la siguiente formula y por la *figura (2.21)*:

$$R_{y-y} = \frac{I_{y-y}}{l} \quad [cm^3] \quad (2.46)$$

2.3.5.4 Momento flector

El momento flector es igual a la suma algebraica de los momentos estáticos de todas las fuerzas que actúan a la izquierda o derecha de la sección que se considere.

$$M = \left(\sum M \right)_{izq} = \left(\sum M \right)_{der} \quad [kgf \cdot cm] \quad (2.47)$$



2.3.5.5 La Teoría de corte máximo

La teoría de corte máximo es particularmente útil para el diseño de miembros de máquinas de acero dúctil. Es conservadora y fácil de usar, está basada en el hecho de que la falla ocurre cuando el esfuerzo máximo de corte llega a cierto valor. Es el esfuerzo de corte en el instante que ocurre la falla en la prueba de tensión, la ecuación de la teoría de corte máximo está dada por:

$$\tau_t = \frac{(\sigma_t)}{2N} \quad [kgf/cm^2] \quad (2.48)$$

2.3.5.6 Momento torsor en un eje

Un par de torsión generado por la velocidad de giro y la potencia a transmitir es:

$$T = \frac{33000 \times H}{2\pi n} \quad [lbf \cdot pie] \quad (2.49)$$

Donde:

H = Potencia de trabajo (hp); n = velocidad de giro (rpm)

2.3.6 Radio de giro de los perfiles

El valor del radio de giro de los perfiles es igual a la raíz cuadrada del momento de inercia (cm^4) dividido para la sección del perfil (cm^2). El radio de giro sirve para calcular la distancia a los ejes, entre presillas de los elementos comprimidos. Generalmente este valor viene expresado en tablas de los diferentes tipos de perfiles.

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} \quad [cm] \quad (2.50)$$

2.3.7 Viga

Una barra sometida a la acción de fuerzas o pares situados en un plano que contiene a su eje longitudinal se llama viga. Se supone que las fuerzas actúan perpendicularmente a dicho eje longitudinal. En la *tabla (2.2)* se muestra un resumen de dimensionamiento de vigas.

Tabla 2.2.- Tipos de vigas con cargas correspondientes

Con aproximación * 35					Tipo de cargas.
	$M_{max} = \frac{C \cdot l}{8}$	$M_{max} = \frac{P \cdot l}{4}$	$M_{max} = \frac{P \cdot l_1 \cdot l_2}{l}$	$M_{P1} = R_A \cdot l_1$ $M_{P2} = R_A \cdot (l_1 + l_2) - P_1 \cdot l_2$	Momentos flectores.
	$Q_A = R_A$ $Q_{\frac{l}{2}} = 0$ $Q_B = R_B$	$Q_A = R_A$ $Q_P = R_A - P$ $Q_B = R_A - P$	$Q_A = R_A$ $Q_{P1} = R_A - P_1$ $Q_{P2} = R_A - P_1 - P_2$ $Q_B = R_A - P_1 - P_2$	$Q_A = R_A$ $Q_{P1} = R_A - P_1$ $Q_{P2} = R_A - P_1 - P_2$ $Q_{P3} = R_A - P_1 - P_2$	Esfuerzos cortantes.
	$A = B = \frac{C}{2}$	$A = B = \frac{P}{2}$	$A = \frac{P \cdot l_2}{l}; B = \frac{P \cdot l_1}{l}$	$A = \frac{P_1 \cdot (l_2 + l_3) + P_2 \cdot l_3}{l}$ $B = P_1 + P_2 - A$	Reac. apoyos.
	$f = \frac{5 \cdot C \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I}$	$f = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$	$f = \frac{P \cdot l_2}{27 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot \sqrt{3 \cdot (l^2 - l_2^2)^3}$ cuando $l_1 > l_2$ $f = \frac{P \cdot l_1}{27 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot \sqrt{3 \cdot (l^2 - l_1^2)^3}$ cuando $l_1 < l_2$	$f = \frac{P_1 \cdot l_1^2 \cdot (l_2 + l_3)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} + \frac{P_2 \cdot (l_1 + l_2)^2 \cdot l_3^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}$ *	Flecha máx.

FUENTE: Nomast Robert, El Proyectista de Estructuras Metálicas, Pag.573

2.3.7.1 Tipos de vigas

A continuación se muestra algunos casos típicos de vigas apoyadas, con distintas condiciones de cargas y fuerzas.

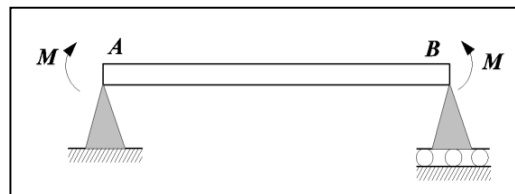


Fig. 2.23 Viga simplemente apoyada

- ✓ Una viga simplemente apoyada en sus extremos (viga simple), tiene una articulación en un extremo y un apoyo móvil rodillos en el otro. *Fig. (2.23)*

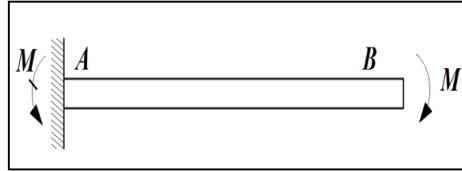


Fig. 2.24 *Viga cantiléver*

- ✓ Una viga en voladizo o cantiléver, se sujeta en un solo extremo en un empotramiento que impide el giro. *Fig. (2.24)*

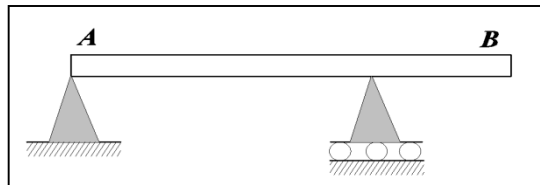


Fig. 2.25 *Viga con voladizo*

- ✓ Una viga apoyada en voladizos, esta soportada mediante una articulación y un apoyo de rodillos, uno de los extremos sobresale. *Fig. (2.25)*

Todas estas vigas son estáticamente determinadas, ya que sus reacciones pueden determinarse directamente mediante la aplicación de las seis ecuaciones de equilibrio estático.

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum M = 0$$

(2.51)

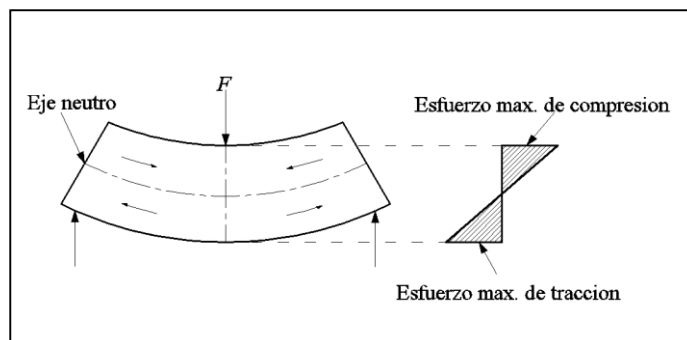


Fig. 2.26 *Eje neutro de una viga sometida a flexión*

2.3.7.2 Tensión de flexión máxima en vigas

La tensión de flexión máxima de tracción y compresión que actúan en cualquier sección transversal dada, ocurren en puntos localizados a la mayor distancia del eje neutro [Ver figura. (2.26)] y se obtiene dividiendo el momento flector por el modulo resistente.

$$\sigma_{max} = \pm \frac{M_f}{W} \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.52)$$

Donde:

M_f = Momento flector ($kgf \cdot cm$); W = momento resistente de la barra en (cm^3).

2.3.7.2 Flecha

Si una viga se carga con exceso se produce en ella una deformación plástica que puede llegar hasta la rotura (deformación permanente). Pero podemos encontrar un límite para una deformación elástica que toma la forma de una curva y tiene el valor máximo, según sea la carga y los apoyos de la viga. A esta deformación se le llama *flecha*.

Ver Tabla (2.2).

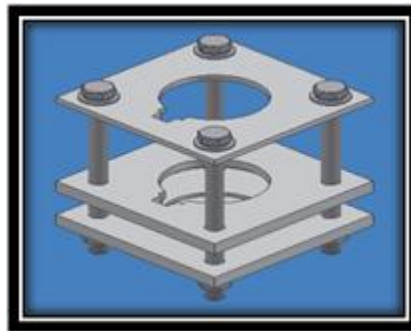


Fig 2.27. Configuración de las platabandas

2.3.8 Platabanda

Es la unión de dos perfiles con el propósito de que la fuerza que actúa sobre estos pase por el centroide de la viga. [Ver figura (2.27)]

2.3.9 Columnas

Están constituidas por uno, dos o varios perfiles laminados, unidos por presillas. La misión de la columna es la sujetar las vigas, cerchas u otros elementos que se apoyen sobre él. La longitud de los soportes en relación a su sección es mucho mayor, por lo tanto las columnas están sometidas a pandeo.

2.3.9.1 Esbeltez mecánica

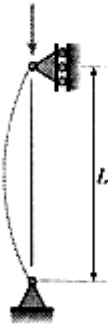
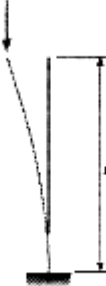
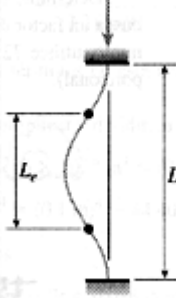
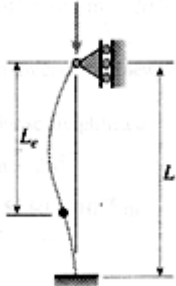
La esbeltez mecánica λ de una pieza simple de sección constante en un plano perpendicular al eje de inercia de la sección tiene por valor:

$$\lambda = \frac{l_e}{i} \quad (2.53)$$

Donde:

l_e = Longitud de pandeo (cm); i = el radio de giro de la sección bruta de la pieza (cm), respecto del eje de inercia que se considere.

Tabla 2.3.- Cargas críticas, y factores de longitud efectiva para columnas

a) Columna articulada-articulada	b) Columna empotrada-libre	c) Columna empotrada- empotrada	d) Columna empotrada-articulada
$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{2.046\pi^2 EI}{L^2}$
			
$L_e = L$	$L_e = 2L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 0.699L$
$K = 1$	$K = 2$	$K = 0.5$	$K = 0.699$

FUENTE: Timoshenko, Resistencia de Materiales, Pag.763

2.3.9.2 Longitud de pandeo

Se denomina longitud de pandeo l_e de una pieza sometida a un esfuerzo normal de compresión, a la longitud de otra pieza ideal recta, prismática y biarticulada, cargada en sus extremos con la misma carga crítica de la pieza real considerada; la longitud de pandeo viene dada por:

$$l_e = K \times L \quad [cm] \quad (2.54)$$

Donde:

L = la longitud de la pieza (cm), y K = coeficiente cuyo valor para piezas de sección constante sometidas a compresión centrada, se expresa según los casos de la *tabla (2.3)*.

2.3.9.3 Pandeo de las columnas con carga centrada

En las piezas sometidas a compresión centrada, se verificará que:

$$P = \frac{\sigma \times A}{\omega} \geq P_r \quad [kgf] \quad (2.55)$$

Donde:

P = Carga normal ponderada a compresión de diseño (kgf); P_r = carga real (kgf);
 σ = resistencia admisible de diseño (kg/cm²); ω = el coeficiente de pandeo de la columna
y A = la sección del perfil (cm²).

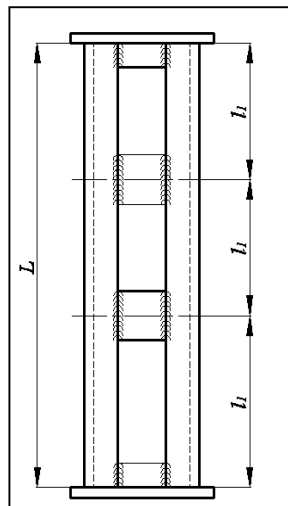


Fig. 2.28 Ubicación vertical de las presillas

2.3.9.4 Presillas

Para determinar las distancias de colocación de las presillas en las columnas, se tiene las siguientes ecuaciones; según el *Proyectista de Estructuras Metálicas* de Robert Nonnast.

Longitud de separación en función de L del perfil: *Fig. (2.28)*

$$l_1 \leq 50 \times i_y \quad [cm] \quad (2.56)$$

Donde:

i_y = Radio de giro mínimo de uno de los perfiles (*cm*)

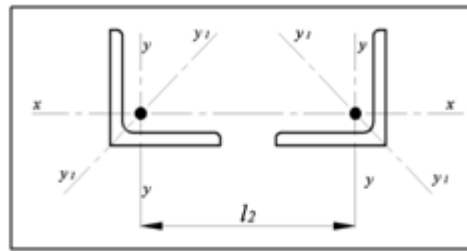


Fig. 2.29 Longitud horizontal de las presillas

Longitud de separación entre los dos perfiles: Fig. (2.29)

$$l_2 \leq 20 \times i_y \quad [cm]$$

(2.57)

Donde:

i_y = Radio de giro con respecto al eje y .

2.3.10 Uniones atornilladas

Las uniones atornilladas son muy útiles para facilitar la unión en el montaje de piezas, que por sus dimensiones tienen que ir en varios empalmes. También se usan en otros casos para obtener más comodidad y rapidez en el trabajo.

2.3.10.1 Terminología de roscas

Los diferentes parámetros en el cálculo y selección de roscas se ilustran en la figura (2.30).

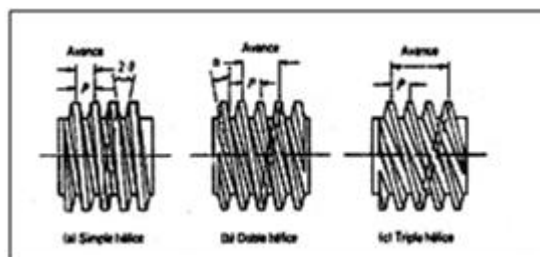


Fig. 2.30 Rosca de múltiples hélices

2.3.10.1.1 Paso (p)

Es la distancia axial a lo largo del cilindro de paso del tornillo desde un punto sobre el filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente.



2.3.10.1.2 Avance

Es la distancia axial que la tuerca avanza por una revolución del tornillo; para varias hélices o entradas el avance es igual al producto del número de entradas (n_e) por el paso (p), caso contrario será igual al paso y su ecuación es:

$$avance = n_e \times p \quad (2.58)$$

2.3.10.1.3 Angulo de la hélice (α)

Es el ángulo de una cuerda formada por un plano trazado tangente a la hélice de paso y un plano trazado normal al eje del tornillo y tenemos:

$$\tan \alpha = \frac{avance}{\pi \times D_m} = \frac{Paso \times \# \text{ de entradas}}{\pi \times D_m} \quad (2.59)$$

2.3.10.1.4 Pendiente del perfil de la rosca

Está relacionado con el ángulo de la hélice y con el ángulo de la sección axial θ o de la rosca.

$$\tan \theta_n = \tan \theta \times \cos \alpha \quad (2.60)$$

Tabla 2.4.- Coeficientes de fricción

Material del tornillo	Acero	Latón	Bronce	Hierro vaciado
Acero (seco)	0.15 – 0.25	0.15 – 0.23	0.15 - 0.19	0.15 – 0.25
Acero (lubricado)	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.60		0.06-0.09

FUENTE: Aaron D. Deutschman, *Diseño de Maquinas*, Pag795

2.3.10.1.5 Momento de giro

Es el par necesario para subir o soportar una carga directa sobre la superficie de presión de los filetes de la rosca en función de la fricción que se genera entre el tornillo y la tuerca, los valores del coeficiente de fricción se dan en la *tabla (2.4)* (elevando la carga).

$$T = \frac{P_p \times D_m}{2} \left[\frac{\tan \alpha + (f / \cos \theta_n)}{1 - f \times (\tan \alpha / \cos \theta_n)} \right] \quad [kgf \cdot mm] \quad (2.61)$$

Donde:

P_p = Carga axial del tornillo (kgf) y f el coeficiente de rozamiento del tornillo.

2.3.10.1.6 Esfuerzo en la rosca

Esfuerzo de flexión en la rosca se la considera como una viga cantilever: Fig. (2.31)

$$\sigma_f = \frac{3 \times P_p \times h}{\pi \times n_e \times D_m \times b^2} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.62)$$

Donde:

h = Altura de la rosca (cm); D_m = diámetro medio de la rosca del tornillo (cm); n_e = número de cuerdas en contacto; b = profundidad del rectángulo que forma la rosca (cm).

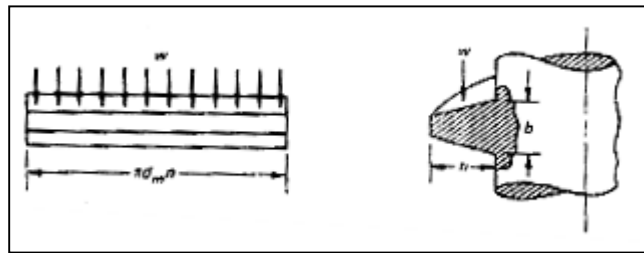


Fig. 2.31 Rosca de tornillo cargada como viga cantilever

2.3.10.1.7 Presión por aplastamiento

Es un factor crítico de diseño, especialmente para tornillos sometidos a carga; esta dado por la siguiente ecuación;

$$\sigma_B = \frac{P_p}{\pi \times D_m \times n_e \times h} \quad \left[\frac{kgf}{mm^2} \right] \quad (2.63)$$

2.3.10.1.8 Esfuerzo de corte

Tanto las roscas en el tornillo como en la tuerca están sujetas a corte, por corte transversal debido a la flexión.

- El esfuerzo de corte por corte transversal para el tornillo es:



$$\tau_o = \frac{3P_p}{2\pi \times D_r \times n_e \times h} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.64)$$

Donde:

D_r = Diámetro de la raíz del tornillo

b) El esfuerzo de corte por corte transversal para la tuerca es:

$$\tau_a = \frac{3P_p}{2\pi \times D_o \times n_e \times h} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.65)$$

Donde:

D_o = Diámetro mayor del tornillo

2.3.10.1.9 Esfuerzo combinado

Cuando a un tornillo se lo considera como un miembro sometido a compresión, el área del tornillo que corresponde al diámetro de la raíz estará sujeto a un esfuerzo biaxial, entonces utilizamos la teoría de falla de corte máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{(\sigma_c/2)^2 + (\tau_T)^2} \quad (2.66)$$

Donde:

a) Esfuerzo de tensión es:

$$\sigma_c = \frac{P_p}{Area\ base} = \frac{4 \times P_p}{\pi \times D_r^2} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.67)$$

b) Esfuerzo cortante torsional:

$$\tau_T = \frac{16 \times T}{\pi \times D_i^3} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.68)$$

2.3.11 Soldadura

Es la unión entre dos piezas metálicas, lograda por la aplicación localizada de calor, hasta obtener la fusión del metal en las zonas de contacto.

2.3.11.1 Uniones soldadas

El diseño de soldadura implica un análisis de esfuerzos de las diferentes partes en los puntos sometidos a cargas estáticas o fluctuantes. Cuando se tiene que reducir su resistencia la ecuación de la fuerza permisible en una soldadura a tope está dada por la fórmula siguiente:

$$P_1 = \sigma \times b \times h \times e \quad [kgf] \quad (2.69)$$

Donde:

σ = Esfuerzo admisible del electrodo empleado (kgf/cm^2), b = altura de penetración del cordón (cm); h = largo del cordón (cm) y e = eficiencia de la soldadura.

La tensión total de la soldadura viene dada por:

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{Mf}{R_s}\right)^2 + \left(\frac{P_2}{A_{sold}}\right)^2} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2}\right] \quad (2.70)$$

Donde:

Mf = Momento flector de la soldadura ($kgf \cdot cm$); R_s = momento resistente (cm^3); P_2 = fuerza flexionante (kgf) y A_{sold} = área de la soldadura (cm^2).

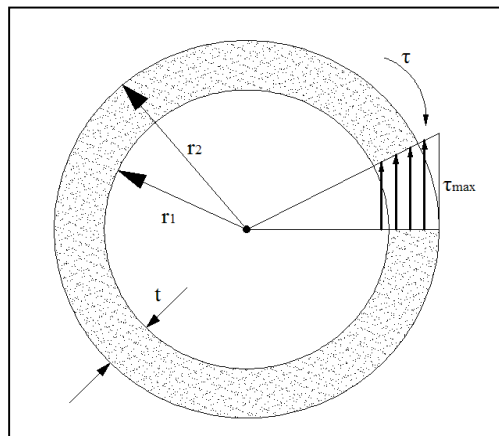


Fig. 2.32 Barra circular hueca

2.3.12 Barra circular hueca

Las barras circulares resisten con más eficiencia cargas de torsión que las barras solidas; en una barra circular hueca la mayor parte del material esta cerca del borde exterior de

la sección transversal, donde las tensiones tangenciales y los brazos de momento son grandes sufriendo muy poco el alma del material como en la parte crítica [Figura (2.32)]. Al diseñar un eje circular para transmitir un par debemos asegurarnos que el espesor (t) es suficientemente grande para impedir el pandeo o abollamiento de la pared del tubo; tomando un valor máximo de la razón radio espesor igual a:

$$\left(\frac{r_2}{t}\right)_{max} = 10 \text{ o } 20$$

2.3.12.1 Momento polar de inercia para un eje circular hueco

El momento polar de inercia de la sección transversal de un tubo circular hueco es: [Ver figura (2.32)]

$$I_p = \frac{\pi}{2} (r_2^4 - r_1^4) = \frac{\pi}{32} (d_2^4 - d_1^4) \quad [cm^4] \quad (2.71)$$

2.3.13 Fuerza de arrastre

Es la fuerza que se encarga de vencer la resistencia de presión, al actuar un cuerpo sólido dentro de un fluido con movimiento circular cuya fuerza ira en dirección del mismo; de viscosidad, peso específico y densidad conocidos.

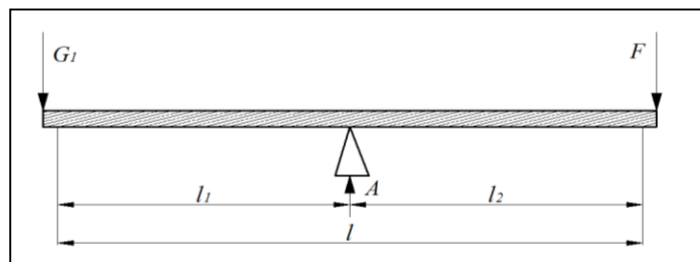


Fig. 2.33 Palanca simple

2.3.14 Palanca

Es un cuerpo rígido apoyado en un punto, sometido a la acción de una fuerza o cargas que tienden a hacerlo girar alrededor del punto de apoyo o mantenerlo en equilibrio [(Ver figura (2.33))], esto cuando la suma algebraica de los momentos estáticos de las fuerzas o cargas son superiores o iguales a cero su ecuación es:

$$G_1 \cdot l_1 = F \cdot l_2 \quad (2.72)$$

Donde:

l_1 y l_2 =Distancias al apoyo (cm); G_1 = peso a vencer (kgf); F = fuerza (kgf)

2.3.15 Placa plana rectangular

Es cuerpo geométrico con espesor pequeño y sirve para transmitir presiones uniformes un ejemplo se muestra en la *figura (2.34)*.

2.3.15.1 Tensión en una placa plana

Según la *figura 2.34* la tensión según su eje es la siguiente:

$$\sigma_x = \varphi_x \times \frac{qb^2}{e^2}; \sigma_y = \varphi_y \times \frac{qb^2}{e^2} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \quad (2.73)$$

Donde:

σ_x =Tension de trabajo del material(kgf/cm²); φ_y = tensiones máximas en el centro de la placa (valor de tablas); q = carga que actúa en la superficie de la placa(kgf/cm²); e = espesor de la placa (cm); b = lado menor de la placa (cm)

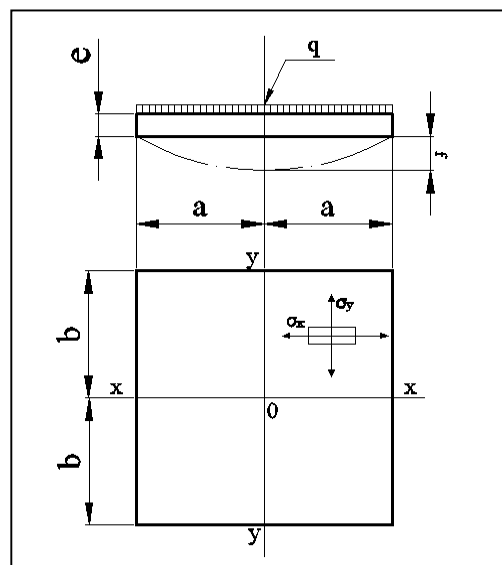


Fig. 2.34 Palanca simple

2.3.15.2 Tensión reducida

La tensión reducida que se genera en una placa rectangular plana, cuando se le aplica una presión uniforme es:



$$\sigma_r = \sigma_y \times \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - (\sigma_x \times \sigma_y)} = 0.89\sigma_y \quad [kgf/cm^2] \quad (2.74)$$

2.3.15.3 Flecha

La flecha que se da por efecto de la carga uniforme en una placa rectangular plana está basada en la siguiente ecuación: *Fig. (2.34)*

$$f = \psi \times \frac{q \times b^4}{e^3 \times E} \quad [cm] \quad (2.75)$$

Donde:

ψ = Factor de tablas por la relación de longitudes

2.3.15.4 Factor de longitudes principales

La relación entre dimensiones geométricas de la placa rectangular plana es la siguiente: *Fig. (2.34)*

$$\eta = \frac{a}{b} \quad (2.76)$$

2.4 SISTEMA DE VIBRACIÓN

Los sistemas de vibración tienen en general un medio que almacena energía potencial (elastómero o resorte) y un medio que almacena energía cinética (masa o inercia) y un medio por el cual se disipa energía en forma gradual (amortiguador).

2.4.1 Vibración

Es un movimiento que se repite así mismo en intervalos de tiempo. Donde puede o no actuar una fuerza externa.

2.4.2 Mesa de vibración por contrapesos

Son sistemas mecánicos que sirven para obtener vibraciones por medio de masas excéntricas accionadas por un motor eléctrico la *figura 2.36* muestra su configuración.

2.4.2.1 Contrapesos

Los contrapesos son masas excéntricas, utilizadas para obtener vibraciones forzadas para diversas aplicaciones, su forma geométrica depende de su aplicación, en la *figura (2.35)*, se muestran las formas más regulares de contrapesos y el material para su construcción por lo general es de acero dúctil.

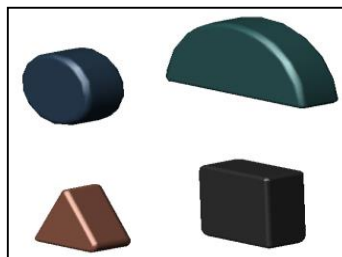


Fig. 2.35 Contrapesos

2.4.2.2 Masa de los contrapesos

La masa de los contrapesos según la formulación matemática de S.E. Andréiev; donde relaciona la amplitud de las oscilaciones del sistema y su peso igual al doble producto de la masa del contrapeso, con el radio de giro del volante con el contrapeso: [Ver *figura (2.36)*]

$$am_c = 2mr \quad (2.77)$$

Donde:

a = Amplitud de las oscilaciones (mm); m = Masa del contrapeso (kg); m_c = Masa del peso que actúa directamente proporcional en la superficie del sistema (kg); r = Radio de giro del contrapeso al centro del volante (mm).

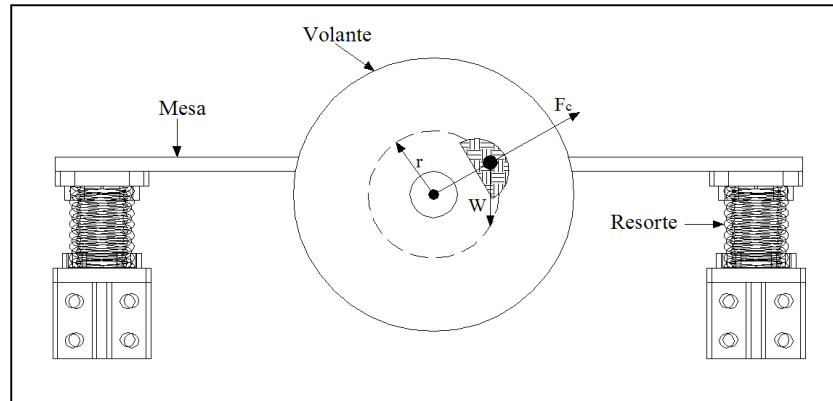


Fig. 2.36 Sistema de vibración por contrapesos

2.4.2.3 Fuerza centrífuga

Es una fuerza que se manifiesta cuando un cuerpo en movimiento describe una trayectoria curvilínea, la misma que relaciona el radio y su velocidad de giro, esta se muestra en la *figura (2.36)*, su ecuación según S.E. A Andréiev es:

$$F_c = \frac{\pi^2 n^2 m r}{30^2} \quad [N] \quad (2.78)$$

Donde:

m = Masa del contrapeso (kg); n = Velocidad de giro (rev/min); r = radio de giro del contrapeso al centro del volante (m)

2.4.2.4 Volantes

Estos son elementos en forma de disco que sirven para sujetar los contrapesos y transmitirles la velocidad de giro del sistema de rotación empleado estos se muestran en la *figura (2.36)*.

2.4.3 Potencia del motor eléctrico para sistemas de vibración

La potencia que consume la mesa de vibración la relacionaremos con la potencia que consume una criba vibratoria, la que se basa en vencer la fricción de los cojinetes del árbol o eje de transmisión. Su ecuación científica es:

$$H = \frac{qrdn^3f}{1760000} [kw]$$

(2.79)

Donde:

q = Peso de la mesa de vibración (kgf); r = radio de rotación del contrapeso (m);

d = diámetro interior del cojinete (m); n = velocidad de giro para la mesa de vibración (rev/min); f = coeficiente de fricción del cojinete

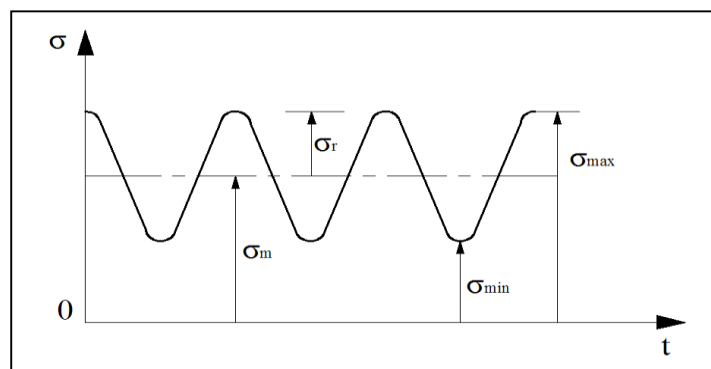


Fig. 2.37 Variación esfuerzo-tiempo para esfuerzo fluctuante con esfuerzo medio mayor a cero

2.4.4 Criterio de Soderberg

Si el esfuerzo de tensión en un punto está dado por el esfuerzo fluctuante σ_r y el esfuerzo medio σ_m [Ver figura (2.37)], entonces ambos esfuerzos contribuyen a la falla. La línea de **Soderberg** de falla es una representación aproximada de este efecto, es una línea trazada entre el esfuerzo del punto de cedencia y el esfuerzo límite de fatiga en el sistema de coordenada de esfuerzo medio – esfuerzo fluctuante. Las fallas debido a las combinaciones de las cargas media y fluctuante pudieran quedar representadas como puntos para arriba o por abajo de esta línea. Y para obtener la **línea de esfuerzo seguro** basta con aplicar un factor de seguridad N al esfuerzo de cedencia y al límite de fatiga, que es una línea paralela a la línea de falla se muestra en la figura (2.38).

Un punto de coordenadas σ_m , σ_r trazado en o bajo de esta línea de esfuerzo seguro representará un cargado seguro. De esta manera podrá verificarse gráficamente cualquier combinación de cargado medio y fluctuante. También suele aplicarse este

criterio cuando el esfuerzo mínimo es cero. Cuando el esfuerzo varía al azar entre los límites σ_{min} y σ_{max} , se tiene:

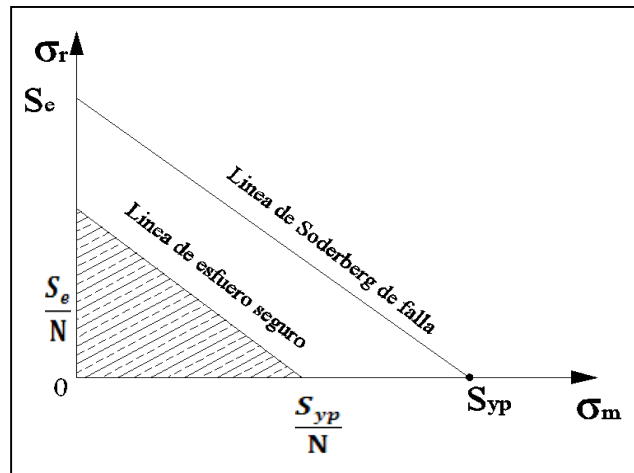


Fig. 2.38 Trazo de soderberg

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\grave{a}x} + \sigma_{min}}{2} \left[\frac{lbf}{plg^2} \right] \quad (2.80)$$

Y el esfuerzo fluctuante es:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{m\grave{a}x} - \sigma_{min}}{2} \left[\frac{lbf}{plg^2} \right] \quad (2.81)$$

El criterio de soderberg se aplica particularmente para aceros dúctiles. Pero puede usárselo con seguridad para casi todos los materiales cuyos esfuerzos límite de fatiga y cedencia sean conocidos, para una vida finita.

2.4.5 Resortes helicoidales a compresión

Este tipo de resorte se deriva de la gran familia de resortes, que son elementos mecánicos capaces de almacenar energía, aplicación de una fuerza, pares etc. Ahora bien a los resortes helicoidales a compresión [Ver figura (2.39)] se identifica por la forma de su cuerpo cilíndrico helicoidal abierto, y por el tipo de fuerza aplicado en su centro de gravedad; en el diseño de resorte la deflexión es tan importante como su resistencia.

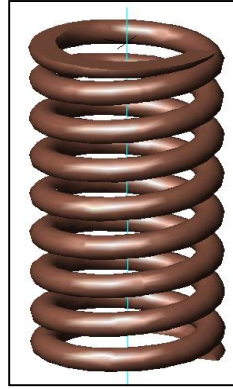


Fig. 2.39 Resorte helicoidal

2.4.5.1 Criterio de soderberg modificado para resortes

El esfuerzo de corte esta variando continuamente desde cero hasta un valor máximo S'_{se} y se supone que es el valor del esfuerzo de corte para el cual una pieza o elemento esta en el límite de la falla después de un número “infinito” de ciclos. En muchos casos, S_{se} esta basado en 1×10^6 o 1×10^7 ciclos de carga de corte. Los puntos de falla en el trazo modificado [Ver figura (2.40)] de soderberg serán por los tanto $(S'_{se}/2; S'_{se}/2)$ y $(S_{syp}, 0)$, las líneas entre los puntos de falla se usara para predecir falla debido a la combinación de los esfuerzos medio y fluctuante, y para identificar el límite de combinaciones seguras de los esfuerzos medio y fluctuante basta con relacionar los esfuerzos con el factor de seguridad (N). Los puntos de esfuerzo seguro $\tau_m; \tau_r$ que caiga sobre o debajo de la línea de esfuerzo seguro constituirán un diseño adecuado del resorte.

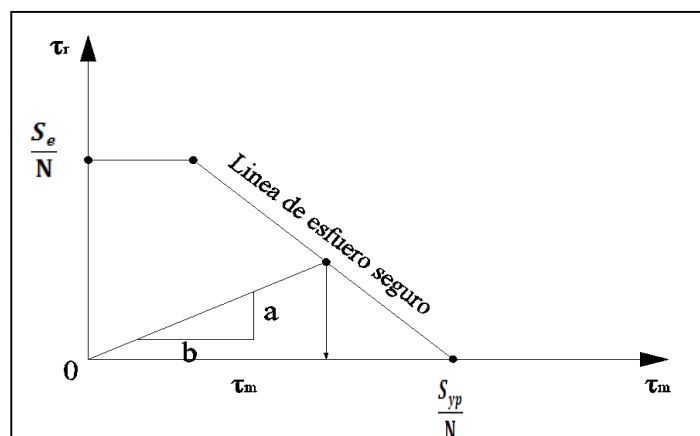


Fig. 2.40 Línea de soderberg para resortes

**2.4.5.1.1 Forma gráfica para obtener el esfuerzo medio**

Si el esfuerzo de corte es directamente proporcional a la carga y aplicando trigonometría básica obtenemos la siguiente relación, *de la figura (2.40)*.

$$\frac{\tau_r}{\tau_m} = \frac{P_r}{P_m} = \frac{a}{b} \quad (2.82)$$

2.4.5.1.2 Forma analítica para obtener el esfuerzo medio

Cuando se conoce la relación del esfuerzo fluctuante máximo a esfuerzo medio, podemos encontrar el esfuerzo medio con la siguiente relación:

$$\tau_m = \frac{S_{syp}/N}{\frac{(\tau_r/\tau_m)(2S_{syp} - S'_{se})}{S'_{se}} + 1} \left[\frac{lbf}{plg^2} \right] \quad (2.83)$$

Donde:

τ_m = Esfuerzo medio (lbf/plg^2); τ_r = esfuerzo fluctuante (lbf/plg^2); S_{syp} = resistencia de cedencia a corte (lbf/plg^2); S'_{se} = esfuerzo límite de fatiga a corte (lbf/plg^2); N = factor de seguridad

2.4.5.2 Índice del Resorte

El índice del resorte debe tomarse según Dobrovolski en el siguiente rango:

$C = (4-12)$; $C < 4$ para resortes difíciles de fabricar; $C > 12$ resorte propenso a pandearse y enredarse

2.4.5.3 Diámetro del alambre del resorte

El diámetro eficiente del resorte se lo obtiene con la ecuación del esfuerzo de corte máximo a torsión y la incidencia de un **factor de corrección de Wahl** (entre paréntesis):

$$D_a^2 = \frac{8C}{\tau_m \pi} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \right) [plg] \quad (2.84)$$

Donde:

P_m = Carga media (lbf); C = índice del resorte



2.4.5.4 Radio medio del resorte

El radio medio del resorte helicoidal viene dado por la relación del diámetro del alambre y el índice del resorte.

$$R = \frac{CD_a}{2} \quad [plg] \quad (2.85)$$

2.4.5.5 Constante de rigidez del resorte

Esta constante va relacionada con la frecuencia natural y la masa soportada por el resorte lo cual da:

$$K = \frac{w}{g} \times \left(\frac{2\pi f_n}{60} \right)^2 \quad [lb \cdot plg] \quad (2.86)$$

Donde:

w = Peso que actúa en el centroide del resorte (lbf); f_n = frecuencia natural (cpm);
 g = gravedad (plg/s^2)

2.4.5.6 Vueltas activas para el resorte

El número de vueltas activas para un resorte helicoidal se lo obtienen con la relación de la deflexión del mismo el cual es reemplazado por la constante de rigidez y tenemos la siguiente formulación:

$$N_a = \frac{GD_a^4}{64KR^3} \quad (2.87)$$

Donde:

G = Modulo cortante (lbf/cm^2); 64 = constante

2.4.5.7 Número total de vueltas del resorte

Para resortes con extremos escuadrados y rectificandos se tiene dos vueltas inactivas por lo que tenemos.

$$N_t = N_a + 2 \quad (2.88)$$

2.4.5.8 Longitud efectiva del resorte

La longitud efectiva del alambre esta dado en función del radio medio y del número de vueltas efectivas:

$$L = 2 \pi R N_a \quad [plg] \quad (2.89)$$

2.4.5.9 Altura sólida del resorte

Es la altura que se muestra en la *figura (2.41)* y viene dada por la siguiente relación

$$h_s = N_a D_a \quad [plg] \quad (2.90)$$

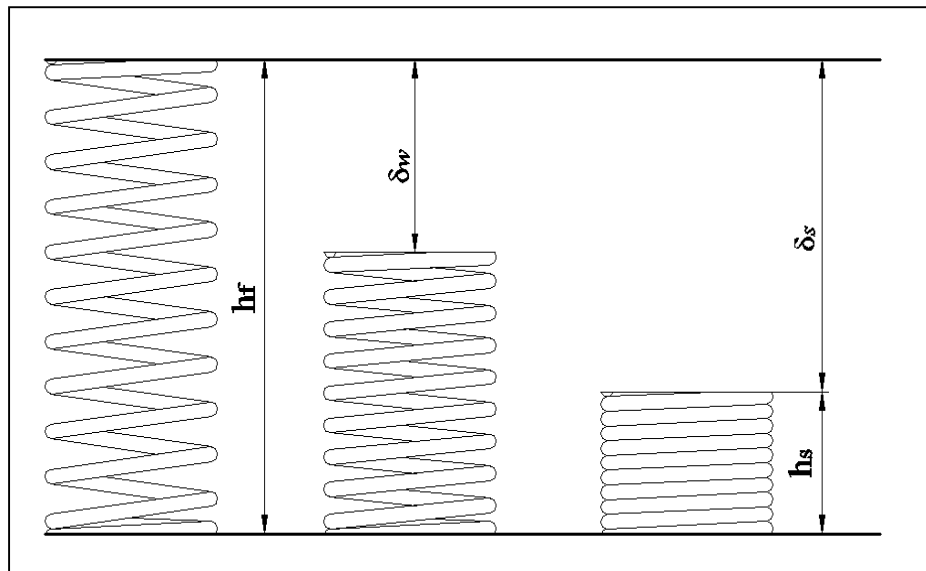


Fig. 2.41 Deflexión de trabajo y sólida de un resorte helicoidal

2.4.5.10 Deflexión sólida del resorte

La deflexión sólida [Fig. (2.41)] se le da un 20% de sobrecarga para que no se presenten vibraciones extremas y esta dado por la siguiente ecuación:

$$\delta_s = 1.20 \frac{P_w}{K} \quad [plg] \quad (2.91)$$

Donde:

P_w = Fuerza de trabajo (lbf)



2.4.5.11 Altura libre del resorte

La altura libre [Fig. (2.41)] es la altura del resorte cuando no actúa una carga en su eje longitudinal y su formulación matemática es:

$$h_f = h_s + \delta_s \quad [plg] \quad (2.92)$$

2.4.5.12 Pulsaciones en resortes helicoidales

Un resorte helicoidal sometido a compresión no se lo puede considerar sin peso, por lo que posee sus propias características de vibración, las que son conocidas como pulsaciones, entonces se debe verificar que las frecuencias pulsatorias no ocurran cerca de las frecuencias de excitación del resorte; y para obtener frecuencias pulsantes en resortes tenemos:

$$f_{(n)} = \frac{nD_a}{16\pi R_m^2 N_a} \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \quad [cps] \quad (2.93)$$

Donde:

ρ = Densidad del material [(0.28 lb/plg³)/g]; para extremos fijos $n = 2, 4, 6, 8, \dots$
y para un extremo fijo y el otro libre $n = 1, 2, 3, \dots$

2.4.5.13 Pandeo en resortes helicoidales

El pandeo es un fenómeno que se presenta en los resortes sometidos a compresión esto se obtiene basándose en la resistencia a la flexión.

2.4.5.13.1 Momento equivalente

El momento de inercia equivalente para un resorte helicoidal es:

$$I_{eq} = \frac{LD_a^4}{128N_a R_m \left(1 + \frac{v}{2}\right)} \quad [plg^4] \quad (2.94)$$

Donde:

v = Rugosidad del acero; L = altura con carga [$L = h_f - (P_f/K)$]



2.4.5.13.2 Carga crítica de pandeo para resortes helicoidales

Para obtener la carga crítica de pandeo para resortes helicoidales se utiliza la ecuación de la carga *crítica de Euler* para columnas teniendo en cuenta las siguientes características; cuando los dos extremos de los resortes están bien asentados, escuadrados y rectificadas, la carga por resorte es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{eq}}{L^2} \quad [lbf] \quad (2.95)$$

2.4.6 Resortes helicoidales a tensión

Los procedimientos para el diseño de resortes helicoidales a tensión son bastante similares a los usados para el diseño de resortes a compresión, pero el arrollado en los resortes a tensión es más tirante de modo que se tiene una tensión inicial, no hay deflexión [Ver figura (2.41)] en tanto no se exceda la tensión inicial y su ecuación es:

$$\delta_s = \frac{64N_a R^3 (P - P_i)}{GD^4} \quad [plg] \quad (2.96)$$

Donde:

R =Radio medio (plg); N_a = número de vueltas activas; P = carga final (lbf); P_i = carga inicial (lbf); D = diámetro medio (plg); G = modulo de Corte (lbf/cm^2)

El esfuerzo máximo de corte esta dado por:

$$\tau = \frac{16k_f PR}{\pi D^3} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \right) \left[\frac{lbf}{plg^2} \right] \quad (2.97)$$

Donde:

k_f = Factor de concentración de esfuerzo debido por el dobléz en los extremos; P = carga final (lbf)

2.5 MECANISMOS PARA TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO

Las transmisiones con banda y cadena ofrecen la máxima versatilidad como elemento de transmisión de potencia, ofrece una considerable flexibilidad en la localización de los elementos motrices y de la maquinaria impulsada; reducen la vibración y la transmisión con choque.

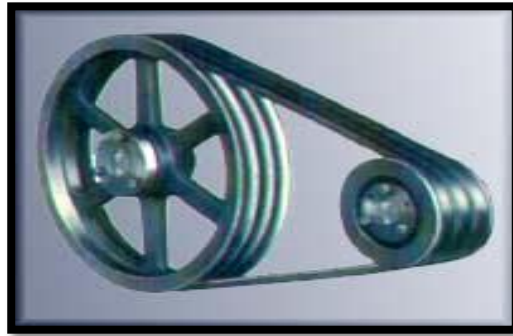


Fig. 2.42 Sistema por banda trapezoidal

2.5.1 Transmisión de movimiento por banda trapezoidal

Las bandas trapezoidales son probablemente las más usadas en la transmisión de potencia entre motores eléctricos de potencia fraccional y maquinaria impulsada tienen una pérdida de potencia debido al deslizamiento y arrastres e de **3 a 5%**; van montadas en poleas [Fig. (2.42)] y el número de ellas va según su aplicación.

2.5.1.1 Potencia de diseño

La potencia de diseño es igual a la potencia útil por el factor de servicio su ecuación es;

$$H_c = H \times C_p \quad [hp] \quad (2.98)$$

Donde:

H = Potencia de la máquina motriz (hp); C_p = factor de servicio (valor de tablas)

2.5.1.2 Relación de transmisión

Esta es la relación entre la velocidad del eje rápido por el del eje lento o lo que es lo mismo el diámetro de las poleas y la relación es:

$$i = \frac{n_r}{n_l} = \frac{D_r}{D_l} \quad (2.99)$$

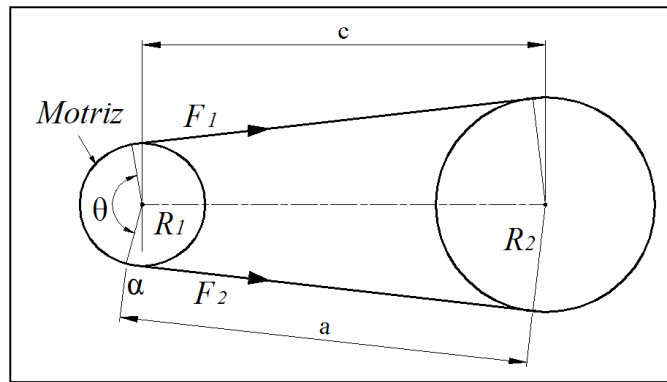


Fig. 2.43 Banda trapecoidal

2.5.1.3 Ángulo alfa (α) de las poleas

Es el ángulo [Ver figura (2.43)] que se forma entre los puntos de contacto de la banda con la polea al centro del eje de la misma y es:

$$\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1}{c} \quad (2.100)$$

2.5.1.4 Distancia entre centros para diseño

Es la distancia que relaciona los radios de las poleas; siendo la base fundamental para encontrar el ángulo alfa (α) y su ecuación es: [Fig. (2.43)]

$$c = 3R_1 + R_2 \quad [mm] \quad (2.101)$$

Donde:

R_1 = Radio de la polea menor (mm); R_2 = radio de la polea mayor (mm)

2.5.1.5 Longitud de la banda

La longitud de la banda trapecoidal se la puede calcular por la siguiente expresión

$$L_b \approx 2c + \pi(R_1 + R_2) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{c} \quad [mm] \quad (2.102)$$

2.5.1.6 Distancia entre centros real

La distancia entre centro real o de trabajo cuando viene limitados por el tamaño de la máquina u otras restricciones es:



$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(R_2 - R_1)^2}}{4} \quad [mm] \quad (2.103)$$

Donde:

$b = L - \pi(R_2 + R_1)$; siendo L la longitud estándar de la banda

2.5.1.7 Ángulo de contacto

El ángulo formado entre los dos puntos de contacto entre la polea y la banda viene definido por la siguiente ecuación la ubicación del ángulo se muestra en la *figura (2.43)*:

$$\theta_1 = \pi - 2\alpha \quad [rad] \quad (2.104)$$

Donde:

α = en radianes

2.5.1.8 Potencia transmisible por correa

Es la potencia transmitida por cada correa en condiciones reales de funcionamiento y se la obtienen con:

$$P_a = (P_b + P_d) \times C_\alpha \times C_l \quad [CV] \quad (2.105)$$

Donde:

P_b = Potencia transmitida por cada correa cuando el ángulo de contacto es 180° (CV);

P_d = potencia para $i \neq 1$ (CV); C_α = factor que relaciona el ángulo de abrace;

C_l =factor que relaciona la longitud de la banda.

2.5.1.9 Número de bandas

El número de correas necesarias resulta por:

$$z = \frac{N_c}{P_a} \quad (2.106)$$

2.5.1.10 Fuerza de inercia en el conjunto polea - banda (V)

La fuerza de inercia que se genera en el conjunto cuando se tiene una aceleración normal es:



$$F_{c'} = \frac{w' \omega^2 R^2}{g} \quad [lbf] \quad (2.107)$$

Donde:

w' = Peso de la banda (lbf/plg); g = gravedad local (plg/seg^2); ω = velocidad angular (rad/seg); R = radio medio de la polea (plg)

2.5.1.11 Factor Gamma (γ)

El factor gamma se lo obtiene de relacionar el ángulo de contacto, con el ángulo Beta:

$$\gamma = e^{f\theta/\sin\beta} \quad (2.108)$$

Donde:

f = Coeficiente de fricción del acero seco con caucho (0.2-0.3); β = ángulo de garganta de la polea para bandas tipo V (17° - 19°)

2.5.1.12 Tensiones en el ramal de la banda trapezoidal

La fuerza de tensión máxima en la banda es: Fig. (2.43)

$$F_1 = F_{c'} + \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \frac{T_1}{R_1} \quad [lbf] \quad (2.109)$$

Donde:

T = Par de torsión ($lbf-plg^2$)

Y la tensión menor es:

$$F_2 = F_1 - \frac{T_1}{R_1} \quad [lbf] \quad (2.110)$$

2.5.1.12 Potencia transmitida por el sistema de bandas trapezoidal

La potencia transmitida por el sistema de bandas trapezoidal se la encuentra con la siguiente ecuación:

$$H = \frac{63025T}{n} \quad [hp] \quad (2.111)$$

Donde:

T = Par torsor en la polea ($lbf \cdot plg$); n = velocidad de giro de la polea (rpm)

2.5.2 Transmisión por cadena de rodillos

Para transmitir movimiento entre dos ejes mediante una cadena, se montan unas ruedas dentadas sobre ambos ejes y se enlazan con una cadena que encaje en los dientes de las ruedas; de manera que, al girar una de ellas, arrastra a la otra. Las cadenas están formadas por eslabones, una serie de elementos metálicos iguales y unidos entre sí. Existen diferentes cadenas en función del tipo de eslabón de que están compuestas la más conocida es la cadenas de rodillos. [Ver figura (2.44)]

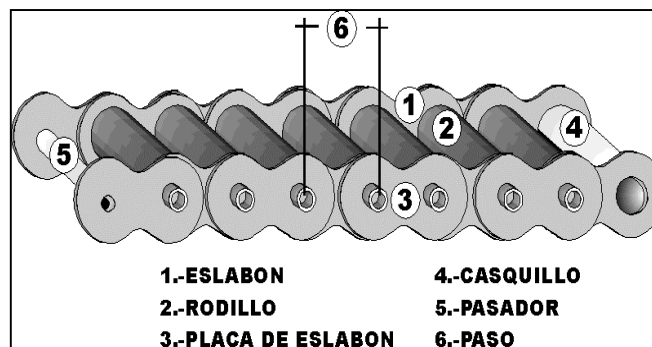


Fig. 2.44 Cadena de rodillos de una hilera

2.5.2.1 Mecánica de la cadena de rodillos

Las cadenas de rodillos se utilizan para transmitir potencia entre ejes paralelos a distancias relativamente grandes y con una eficacia elevada en comparación con las correas.. El ángulo de abrace o de cobertura mínimo de la rueda dentada (también llamada “rueda Catarina”) es de unos 120° [Ver figura (2.45) Estas pueden ser de una o más hileras según su aplicación.

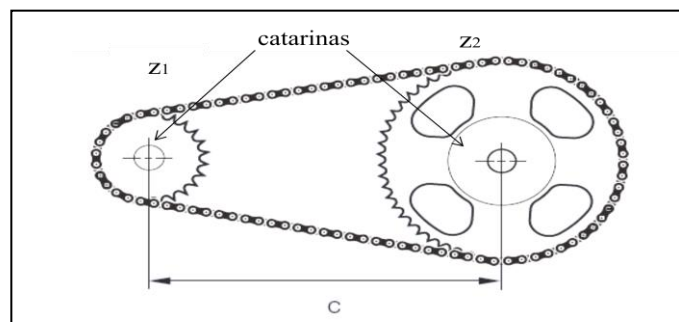


Fig. 2.45 Sistema de cadena de rodillos y catarinas



2.5.2.2 Relación de transmisión

La relación de transmisión en las cadenas de rodillos es la siguiente:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.112)$$

Donde:

z_1 y z_2 ; Número de dientes de las catarinas

2.5.2.3 Diámetro primitivo para catarinas

El diámetro primitivo está dado por la siguiente relación:

$$d = p \times \operatorname{cosec} \alpha \quad [mm, cm, m \dots] \quad (2.113)$$

Donde:

p = Paso de la cadena (mm , cm ...), $\operatorname{cosec} \alpha$ = cosecante del ángulo de paso [Anexo (27)]

2.5.2.4 Distancia de diseño entre centros de las catarinas

La distancia entre centros de los ejes de las catarinas está dado por: [Ver figura (2.45)]

$$c = 2(R_1 + R_2) \quad (2.114)$$

2.5.2.5 Número de eslabones de la cadena

El número de eslabones de una cadena de rodillos se los puede encontrar con la siguiente relación:

$$N = \frac{2 \times c}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + p \frac{(z_1 + z_2)^2}{40 \times c} \quad (2.115)$$

2.5.2.6 Velocidad de la cadena

La velocidad de la cadena por la catarina motriz es dada por la siguiente ecuación:

$$v_{ca} = \frac{z_{mo} \times n_{mo} \times p}{60000} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.116)$$



Donde:

z_{mo} = Número de dientes de la catarina motriz; n_{mo} = velocidad angular motriz (*rpm*);

p = paso de la cadena (*rpm*)

2.5.2.7 Tensión máxima en el ramal de la cadena

La tensión generada en los ramales de la cadena por la potencia de trabajo es la siguiente:

$$F_1 = \frac{1000 \times H_r}{v_{ca}} \quad [N] \quad (2.117)$$

Donde:

H_r = Potencia de trabajo (*kw*)

2.5.2.8 Fuerza centrípeta

La fuerza resultante por la aceleración centrípeta en la catarina afecta a la cadena y viene determinado por:

$$F_{cet} = q(v_{ca})^2 \quad [N] \quad (2.118)$$

Donde:

q = Masa de la cadena por metro lineal (*kg/m*)

2.5.3 Moto-reductor mecánico de velocidad

Son máquinas que reducen la velocidad nominal del motor y se incrementa el par torsor en la misma proporción que se reduce la velocidad, el par motor en la salida del eje del moto-reductor viene dada por:

$$T = \frac{9550H}{n} \quad [N \cdot m] \quad (2.119)$$

Donde:

H = Potencia del moto-reductor (*kw*); ω = velocidad de giro(*rpm*).

Hay diversas clases de moto-reductores considerando su construcción y forma de obtener la reducción de la velocidad: [Ver Anexo (45)]

- ✓ Reductor de engranajes cilíndricos.

- ✓ Reductor de grupo cónico.
- ✓ Reductor de corona-tornillo sin-fin.
- ✓ Reductor tipo tándem

2.5.4 Diseño de flechas sujetas a cargas fluctuantes basadas en la teoría del corte máximo

Este diseño se basa cuando una flecha está sujeta a una carga estable de torsión y flexión estática, asociado a la teoría del corte máximo tenemos para una flecha solida que la tensión de corte máxima es:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.120)$$

Donde:

D = Diámetro de la flecha; M = Momento flector ($lbf \cdot plg$); T = Momento torsor ($lbf \cdot plg$)

2.5.5 Acoplamientos

Los acoplamientos son elementos de una cadena cinemática que tienen por objeto transmitir movimiento entre árboles de transmisión que se encuentran uno a continuación de otro. Los acoplamientos pueden ser fijos o rígidos, móviles o flexibles. Los acoplamientos flexibles se usan para conectar flechas sujetas a uno o más especies de deslizamiento y para reducir el efecto de las cargas de choque e impacto que pudieran transferir entre flechas, se clasifican en acoplos flexibilidad cinemática y acoplos que tienen partes resiliente.

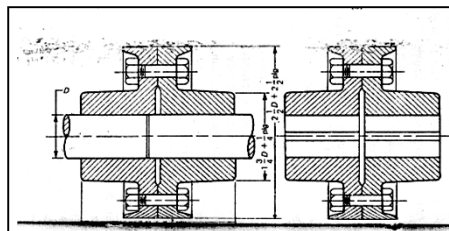


Fig. 2.46 Corte de una brida

2.5.5.1 Acoplamientos rígidos o bridas

Es un acoplamiento rígido, entre dos ejes o arboles sometidos a un momento de giro que transmite el esfuerzo cortante a los pernos. [Ver figura (2.46)]

El momento de giro esta dado por la siguiente ecuación:

$$T = \tau \times A_t \times r \times n \quad [kgf \cdot cm]$$

(2.121)

Donde:

τ = Esfuerzo cortante máximo (kgf/cm^2); A_t = área de los tornillos (cm^2); r = radio de giro (cm) y n = número de los tornillos.

En la práctica el número de tornillos se obtienen con la siguiente ecuación empírica:

$$n = 0.5D + 3$$

(2.122)

Donde:

D = Diámetro de la flecha (plg)

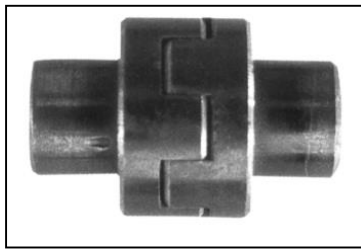


Fig. 2.47 Acople con flexibilidad cinemática

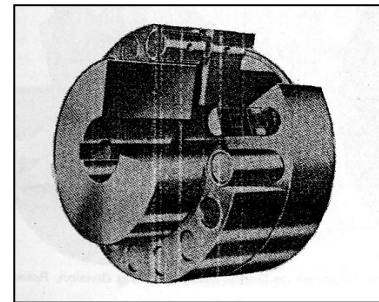


Fig. 2.48 Acople flexible con partes resilientes

2.5.5.2 Acoplamiento flexible

Los acoplamiento con flexibilidad cinemática que usan partes rígidas [Ver figura (2.47)] están diseñados para flechas o ejes específicos desalineados que no tienen restricciones en las direcciones desalineadas, transmiten el par de torsión sin otro juego angular que el indicado por las tolerancias de fabricación y desgaste; son incapaces de amortiguar la transmisión de carga por choque e impacto. Los acoplamiento que tienen partes resilientes son capaces de acomodarse a flechas desalineadas, como también a cargas de choque e impacto. Convirtiéndose en dispositivo desintonizador por su flexibilidad torsional, alterando las propiedades de vibración. [Ver figura (2.48)]

CAPÍTULO III

DISEÑO CÁLCULO Y SELECCIÓN

3.1 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

3.1.1 Cálculo de la fuerza de trabajo

Para encontrar la fuerza de trabajo se realizó la elaboración de baldosas de cemento en una prensa hidráulica propiedad de la empresa **MALCA**, los datos técnicos de la prensa son:

- ✓ Diámetro del pistón:

$$D = 13.970 \text{ cm}$$

- ✓ Presión máxima de trabajo:

$$P_m = 5000 \text{ PSI} = 34.5 \text{ Mpa}$$

- ✓ Número de cilindros:

$$N_c = 2 \text{ cilindros hidráulicos}$$

A continuación presentamos los valores de presión de trabajo utilizadas para la elaboración de baldosas de cemento así como el valor límite para un sistema de prensado hidráulico; cuyo número de fabricación sea una por carrera;

Presiones de trabajo ver *acápite 1.2.3*:

$$P_1 = 80 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 8 \text{ Mpa}$$

$$P_2 = 100 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 9.8 \text{ Mpa}$$

$$P_3 = 150 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 14.7 \text{ Mpa}$$

Presión límite de trabajo estimado para el dimensionamiento del circuito hidráulico:

$$P_{\text{lim}} = 210 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 20.5 \text{ Mpa}$$

Ahora encontramos el área del pistón, de la prensa hidráulica:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$A = 153.279 \text{ cm}^2$$

Finalmente tomamos el valor de cada presión que se le aplicó a la mezcla para la fabricación de las baldosas en la prensa hidráulica, y procedemos a calcular la fuerza de trabajo más conveniente y eficaz, para esto nos valemos de la *ecuación (2.19)* y tenemos: (*ver figura 16*)

Fuerza Uno

$$F_1 = P_1 \times A$$

$$F_1 = 80 \frac{kgf}{cm^2} \times 153.279 cm^2$$

$$F_1 = 12262.32 kgf$$

Fuerza Dos

$$F_2 = P_2 \times A$$

$$F_2 = 100 \frac{kgf}{cm^2} \times 153.279 cm^2$$

$$F_2 = 15327.900 kgf$$

Fuerza Tres

$$F_3 = P_3 \times A$$

$$F_3 = 150 \frac{kgf}{cm^2} \times 153.279 cm^2$$

$$F_3 = 22991.850 kgf$$

En consecuencia la fuerza de trabajo es:

$$F_3 = 22991.850 kgf \rightarrow F_3 = \mathbf{23000 kgf}$$

3.1.2 Cálculo del cilindro hidráulico

Para dimensionar al cilindro hidráulico nos guiamos en la metodología de cálculo de tubos sometidos a grandes presiones, y asumiendo el valor de la tensión admisible. Para el acero moldeado [*Tabla (2.1)*]

$$\sigma_{ad} = 850 kgf/cm^2$$

3.1.2.1 Cálculo de la presión admisible

Con la *ecuación (2.23)* encontramos la presión admisible para recipientes cerrados fabricados de acero moldeado y comparamos con el valor de la presión límite del *acápito 3.1.2* desarrollando se tiene:

$$P \leq \frac{\sigma_{ad}}{1.73}$$

Donde:

1.73 = factor de Seguridad (*Anexo 1*)

Resolviendo:

$$P \leq \frac{850 \frac{kgf}{cm^2}}{1.73} = 491.329 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$210 \frac{kgf}{cm^2} \leq 491.329 \frac{kgf}{cm^2}$$

3.1.2.2 Cálculo del área teórica del cilindro hidráulico

El área teórica del cilindro hidráulico se deriva de la ecuación (4.19);

$$A_{ci} = \frac{F_3}{P_{lim}}$$

$$A_{ci} = \frac{23000 \text{ kgf}}{210 \frac{kgf}{cm^2}}$$

$$A_{ci} = 109.5 \text{ cm}^2 \rightarrow \text{Área Teórica de Presión}$$

3.1.2.3 Cálculo del diámetro teórico del cilindro hidráulico

Siendo el área donde se aplica la presión una circunferencia tenemos: (*Ver figura 2.4*)

$$A_{ci} = \frac{\pi \times D_{ci}^2}{4}$$

Despejamos y tenemos:

$$D_{ci} = \sqrt{\frac{4 \times A_{ci}}{\pi}} = \frac{4 \times 109.5 \text{ cm}^2}{\pi} = 11.81 \text{ cm}$$

$$D_{ci} = 11.81 \text{ cm}$$

Tabla 3.1.- Diámetros comerciales de cilindros Oleohidráulicos

Diámetro del pistón (mm)	Diámetros de los vástagos (mm)		Sección total (cm ²)	Secciones anulares (cm ²)	
25	12	-	4,90	3,77	-
32	18	-	8,04	5,50	-
40	22	-	12,56	8,76	-
50	22	28	19,63	15,83	13,48
63	36	40	31,17	21,00	18,60
70	40	50	39,48	25,92	18,85
80	45	56	50,26	34,36	25,63
100	56	70	78,53	53,90	40,05
115	70	80	103,86	62,38	53,60
125	70	90	122,71	84,23	59,10
140	80	100	153,38	103,6	75,39
160	90	110	201,06	137,45	106,03
180	110	125	254,47	159,43	131,75
200	110	140	314,16	219,13	160,23
220	140	160	380,13	226,19	179,07
250	140	160	490,87	336,93	289,81

FUENTE: Antonio Serrano, *Oleohidráulica*

3.1.2.4 Selección del diámetro estándar

Con el valor del diámetro teórico calculado vamos a la *tabla (3.1)* y seleccionamos el diámetro interior del cilindro hidráulico (o del pistón) y se escogió:

$$\checkmark D_{ic} = 12.700 \text{ cm o } 5 \text{ plg} \quad (\text{Diámetro interno del cilindro Oleohidráulico})$$

$$\checkmark d = 7 \text{ cm o } 2\frac{3}{4} \text{ plg} \quad (\text{Diámetro del vástago})$$

3.1.2.5 Cálculo del área real del cilindro hidráulico

Una vez obtenido el valor real de un cilindro hidráulico comercial vamos a proceder a calcular el área transversal del cilindro en sentido de avance y retroceso. [Ver figura (2.6)]

3.1.2.6 Cálculo de área del cilindro sentido de avance

Se toma el área de la cara plana circunferencial del pistón cuando este transmite una fuerza de compresión:

$$A_a = \frac{\pi \times D_{ci}^2}{4} = \frac{\pi \times (12.7\text{cm})^2}{4} = 126.677\text{cm}^2$$

$$A_a = 126.677\text{cm}^2$$

3.1.2.7 Cálculo del área del cilindro en sentido de retroceso

De la misma manera tenemos que el área plana del pistón del cilindro hidráulico cuando realiza una fuerza de tracción es:

$$A_r = \frac{\pi \times (D_{ci}^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \times [(12.700\text{cm}^2) - (7\text{cm}^2)]}{4} = 88.192\text{cm}^2$$

$$A_r = 88.192\text{cm}^2$$

3.1.2.8 Cálculo de la presión de trabajo.

Con los valores del área, el diámetro estándar del pistón y la fuerza de presión o de trabajo del cilindro hidráulico, vamos a calcular la presión teórica de trabajo del sistema oleohidráulico que según la ecuación (2.12), nos da: [Ver figura (2.6)]

$$P_t = \frac{F_3}{A_a}$$

$$P_t = \frac{23000\text{kgf}}{126.677\text{cm}^2} = 181.564 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$P_t = 181.564 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} < 210 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Asumimos igual a 210 kg/cm^2 o 3000 PSI de presión para el dimensionamiento de nuestro proyecto.

3.1.2.9 Cálculo del espesor del cilindro hidráulico

Para el dimensionamiento del espesor del cilindro hidráulico empezamos por encontrar el factor de seguridad que relaciona la tensión admisible del acero moldeado y la presión de trabajo; para esto aplicamos la ecuación (2.24) y tenemos: [Ver figura (2.7)]

$$n = \sqrt{\frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{ad} - (1.73 \times P_t)}} = \frac{850 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{850 \text{kgf}/\text{cm}^2 - (1.73 \times 181.564 \text{kgf}/\text{cm}^2)} = 1.259$$

$$n = 1.259$$

Luego con la ecuación (2.25) calculamos el diámetro exterior para el cilindro:

$$D_e = D_{ci} \times n$$

$$D_e = 12.7 \text{ cm} \times 1,259$$

$$D_e = 15.989 \text{ cm} \cong 16 \text{ cm}$$

Finalmente calculamos el espesor del cilindro con la *ecuación (2.26)*:

$$e_t = \frac{D_e - D_{ci}}{2}$$

$$e_t = \frac{16 \text{ cm} - 12.7 \text{ cm}}{2} = 1.65 \text{ cm}$$

$$e_t = 1.65 \text{ cm}$$

3.1.2.10 Cálculo de la velocidad del cilindro

En la *figura (3.1)* se muestra la longitud de la carrera del cilindro, y teniendo presente que en el tiempo de un minuto se realizará dos carreras esto es en el sentido de avance y retroceso, entonces la velocidad del cilindro es: [*Ecuación (2.13)*]

$$v = \frac{L_c}{t_c}$$

Si; $L_c = 35 \text{ cm}$; $t_c = 30 \text{ s}$ (*Tiempo en realizar una carrera*)

$$v_c = \frac{35 \text{ cm}}{30 \text{ s}}$$

$$v_c = 1.167 \text{ cm/s}$$

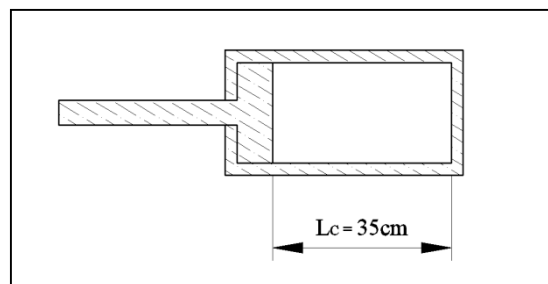


Fig 3.1 Carrera del cilindro hidráulico

3.1.2.11 Cálculo del caudal teórico

Primeramente vamos a encontrar el caudal necesario en la carrera de avance y retroceso del pistón con la ayuda de *ecuación (2.6)*;

Sentido de avance

$$Q_a = v_c \times A_a$$

$$Q_a = 1.167 \text{ cm/s} \times 126.677 \text{ cm}^2 = 147.823 \text{ cm}^3/\text{s}$$



$$Q_a = 147.823 \frac{cm^3}{s}$$

Sentido de retroceso

$$v_r = \frac{Q_a}{A_r}$$

$$v_r = \frac{147.823 \text{ cm}^3/s}{88.192 \text{ cm}^2}$$

$$v_r = 1.675 \text{ cm/s}$$

Ahora vamos a encontrar el caudal de demanda o teórico del cilindro hidráulico para efectuar una carrera en treinta segundos, el mismo que es igual al caudal de avance más el treinta por ciento del mismo y tenemos:

$$Q_n = Q_a \times 0.3$$

$$Q_n = 147.823 \text{ cm}^3/s \times 0.3$$

$$Q_n = 44.346 \text{ cm}^3/s$$

Entonces calculamos el caudal teórico:

$$Q_t = Q_a + Q_n$$

$$Q_t = 147.823 \text{ cm}^3/s + 44.346 \text{ cm}^3/s$$

$$Q_t = 192.169 \text{ cm}^3/s \approx 11530 \text{ cm}^3/min$$

Transformando a unidades convenientes se escoge una bomba de **3 GPM**.

3.1.3 Selección de la bomba hidráulica

La Bomba hidráulica para el sistema de presión es del tipo de desplazamiento positivo de engranajes externos con las siguientes características: (*ver Anexo 2*)

- ✓ Presión límite de trabajo: > 3000 PSI(210 kgf/cm²)
- ✓ Caudal de trabajo: 3 GPM
- ✓ Diámetro en la succión 3/4 plg
- ✓ Diámetro en la descarga 1/2 plg
- ✓ Velocidad de giro 1720 rpm

3.1.4 Cálculo de la capacidad de aceite del cilindro

Primero comenzamos por obtener la capacidad de aceite del cilindro, para ello aplicamos la ecuación (2.15) y procedemos a calcular el volumen en los dos sentidos:

Sentido de avance:

$$V_a = A_a \times L = 126.677 \text{ cm}^2 \times 35 \text{ cm}$$

$$V_a = 4433.3455 \text{ cm}^3$$

3.1.5 Cálculo de la potencia y selección del motor eléctrico

Según la *ecuación (2.27)* y con los datos de los acápites anteriores se dimensionará la potencia necesaria para el motor eléctrico.

$$N = 5.83 \times 10^{-4} \times P \times Q \quad [hp]$$

$$\text{Si; } P = 3000 \text{ PSI; } Q = 3 \text{ GPM}$$

Resolviendo tenemos:

$$N = 5.83 \times 10^{-4} \times 3000 \frac{lb}{plg^2} \times 3 \text{ GPM}$$

$$N = 5.247 \text{ hp} \approx 7.5 \text{ hp}$$

Por lo tanto se escoge un motor de 7.5 hp.

3.1.5.1 Selección del motor eléctrico

Las características para el motor eléctrico son:

- ✓ Motor asíncrono monofásico a 220 V
- ✓ Potencia de 7.5 hp
- ✓ Velocidad mínima de giro 1720 rpm
- ✓ Patas para fijación al suelo
- ✓ Protección IP22

3.1.6. Dimensionamiento del depósito de aceite

El dimensionamiento del depósito de aceite lo realizamos de una forma técnica, tomando en cuenta factores que influyen en su correcta elección; por lo tanto el depósito será cerrado sin presión interna y de forma rectangular, sus ventajas son:

- ✓ Fácil construcción y montaje.
- ✓ Sencilla instalación de accesorios del sistema.
- ✓ Rápida inspección de los elementos de trabajo;
- ✓ Mayor seguridad en cuanto a accidentes
- ✓ Fácil llenado y drenado del aceite.

Para obtener la capacidad óptima del depósito aplicamos la *ecuación (2.29)*, y tenemos:

$$CA = 3Q$$

$$CA = 3(11530\text{cm}^3)$$

$$CA = 34590\text{ cm}^3 = 9\text{ Gal} \rightarrow \text{Capacidad del depósito.}$$

La capacidad real del depósito la obtenemos dando medidas en forma rectangular y obtener una capacidad mayor que la teórica, estas medidas se dan en la *figura (3.2)*:

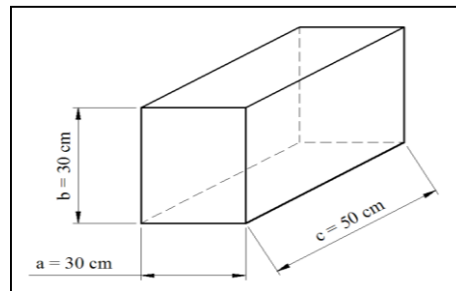


Fig 3.2 Dimensiones del depósito

Con la ecuación de volumen para cuerpos rectangulares tenemos: [Ecuación (2.16)]

$$CA_r = a \times b \times c$$

$$CA_r = 30\text{ cm} \times 30\text{cm} \times 50\text{cm}$$

$$CA_r = 45000\text{cm}^3$$

Una vez dadas las dimensiones del depósito se debe tener en cuenta que las medidas reales o las de trabajo deben dar un volumen mayor que el teórico:

$$CA_r > CA$$

$$45000 > 34590\text{ cm}^3$$

3.1.6.1 Elección de elementos auxiliares para el depósito de aceite

Los elementos auxiliares para el depósito sirven para eliminar fenómenos que se puedan producir en su interior, estos elementos los describiremos a continuación, en el **Anexo B** se especifican sus medidas, posición y material de construcción; [Ver figura (2.12)]

- ✓ Forma rectangular
- ✓ Línea de retorno y línea de admisión
- ✓ Accesos para limpieza (tapa superior y tapón de drenaje)
- ✓ Tubo de ventilación
- ✓ Abertura o tubo de llenado
- ✓ Tabique interior e indicador de nivel
- ✓ Filtro interior o colador

3.1.6.2 Cálculo del nivel de aceite necesario en el depósito

Para el cálculo del aceite necesario en el depósito que maximiza el óptimo trabajo del sistema, tomamos el 70% de la capacidad total que es:

$$V_n = 0.7 \times V_d$$

$$V_n = 0.7 \times 34590 \text{ cm}^3$$

$$V_n = 24213 \text{ cm}^3 \approx 6.5 \text{ Gal Cantidad real de aceite para el ciclo de trabajo del sistema}$$

3.1.6.3 Selección del aceite hidráulico

Los fluidos hidráulicos más utilizados para estos sistemas, son los aceites minerales refinados; su papel primordial es dar protección contra la oxidación y corrosión, no hacer espuma, separar el agua del aceite y conservar su viscosidad dentro de un margen de temperatura, la experiencia ha puesto de manifiesto en muchas instalaciones hidráulicas los aceites con índices de viscosidad **SAE 10W**, [Anexo (3)] cumplen una labor satisfactoria y casi similar a los de grados **ISO**; entonces hemos procedido a seleccionar el aceite monogrado **10W** por sus prestaciones casi similares a los aceites hidráulicos y más características según *el aceite* (2.2.9).

3.1.7 Cálculo y selección de la tubería del sistema hidráulico

Para la selección de la tubería del sistema se debe tener en cuenta lo siguiente:

- ✓ Presión de trabajo
- ✓ Caudal del sistema
- ✓ Velocidad de flujo
- ✓ Caída de presión admisible
- ✓ Compatibilidad
- ✓ Temperatura de trabajo

Las tuberías utilizadas en el campo industrial son las tuberías flexibles y rígidas, presentando ventajas muy importantes las tuberías flexibles; estas pueden ser del tipo:

- ✓ Elastómeros reforzados con revestimiento textil.
- ✓ Mangueras flexibles. [Ver figura (2.12)]
- ✓ Tubos de nailon flexibles.

La ventaja o el beneficio primordial que presentan las tuberías flexibles es su gran flexibilidad, reducen el ruido, amortiguan las vibraciones y choque generados en el sistema; para la selección de la tubería flexible nos valdremos de los siguientes criterios:

- ✓ La teoría de diseño y selección de las tuberías o mangueras hidráulicas dice: “Una tubería de sección interna excesiva permite un mayor paso de fluido mientras que una tubería de sección interna muy reducida conduce un caudal de fluido pequeño, su presión se mantiene en el sistema y trabaja a pequeños ciclos de velocidad”
- ✓ Para sistemas de alta presión ($< 140 \text{ kgf/cm}^2$) no se debe utilizar mangueras con diámetro superior a **19 mm o 3/4 de plg.**
- ✓ Asesoría de proveedores de este tipo de accesorios y personas profesionales o empíricas que tengan una gran experiencia.

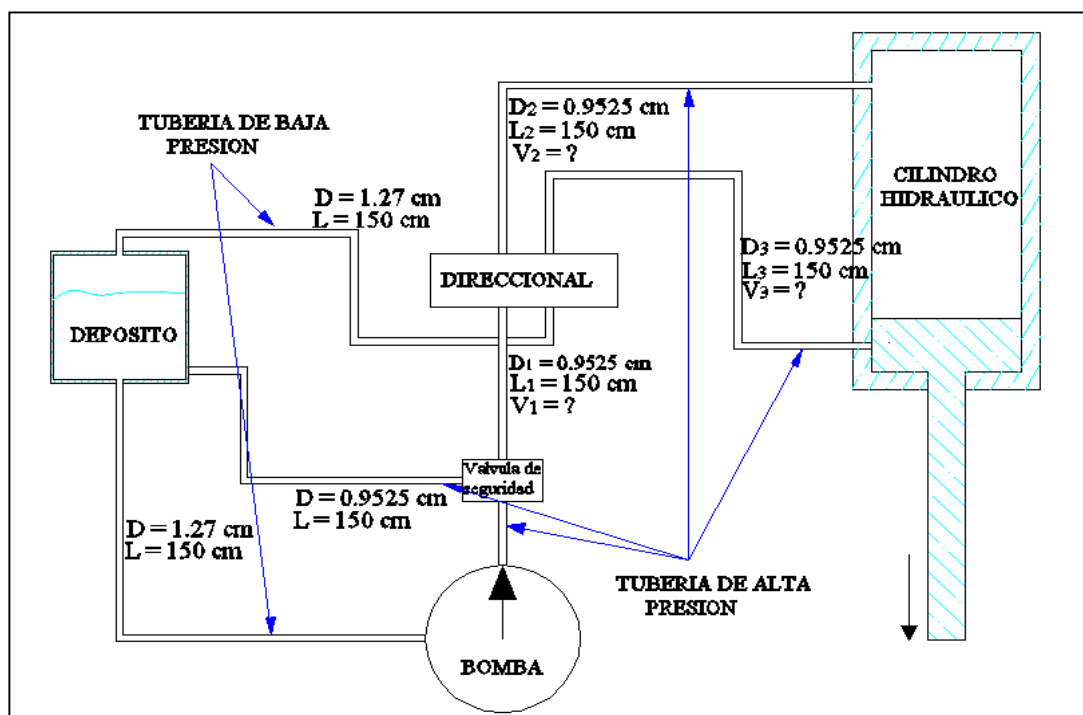


Fig 3.3 Tuberías del sistema hidráulico

El sistema hidráulico está dividido en dos ramales tal como se muestra en la *figura 3.3*; tubería de alta presión y tubería de baja presión, en los dos casos se seleccionó el tipo de manguera flexible de nailon, presenta una alta resistencia a la fatiga por el trabajo constante; es necesario recalcar que las pérdidas de presión en los sistemas hidráulicos no deben exceder del 5% al 10% de su presión de trabajo y la velocidad del fluido dentro de la tubería debe guardar la siguiente relación; para presiones mayores de 1400 *PSI* van desde 450 cm/s hasta 600 cm/s .

3.1.7.1 Cálculo y selección de la tubería de alta presión.

En esta parte de la tubería es donde se genera la afluencia de esfuerzos y fenómenos por la elevación de la temperatura y la presión de trabajo; para las tuberías de alta presión seleccionamos la manguera flexible con doble trenzado metálico [Ver figura (2.12)], que tiene un límite de presión de explosión de 10000 PSI. Se ha elegido el diámetro interior de $1/2$ plg (1.270 cm) para todos los tramos de tubería de alta presión, y debemos verificar los siguientes parámetros:

- ✓ Velocidad del Fluido
- ✓ Tipo de Flujo
- ✓ Caída de presión en el sistema.

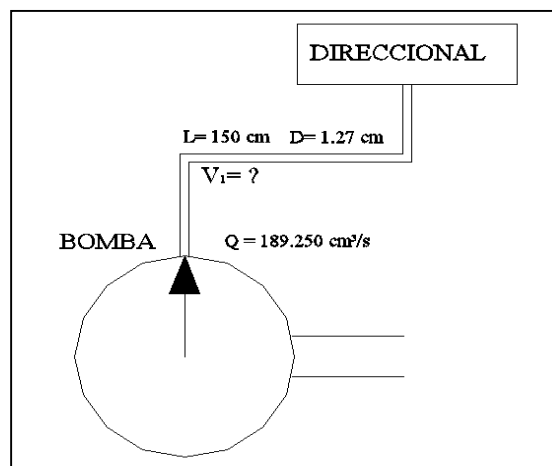


Fig. 3.4 Dimensiones del tramo uno

3.1.7.2 Tramo uno de tubería desde la bomba hacia el direccional

Primeramente vamos a transformar el valor del caudal real de la bomba y lo llevamos a unidades convenientes y nos da:

$$Q_B = 3 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \times \frac{3785 \text{ cm}^3}{1 \text{ Gal}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 189.25 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_B = 189.25 \text{ cm}^3/\text{s}$$

A continuación encontraremos el área transversal de la tubería con la ayuda de la ecuación (2.14) y en la figura (3.4) se muestra el esquema del tramo uno:

$$A_1 = \frac{\pi \times (D_1)^2}{4}$$



$$A_1 = \frac{\pi \times (1.270 \text{ cm})^2}{4}$$

$$A_1 = 1.2667 \text{ cm}^2$$

Luego tenemos que la velocidad del fluido en el tramo uno es: [Ecuación (2.20)]

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

$$v_1 = \frac{189,25 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{1.2667 \text{ cm}^2}$$

$$v_1 = 149.403 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

También es necesario encontrar la viscosidad cinemática del aceite monogrado (**10W**) que viene dada en grados Engler (E°), la cual es:

$$\nu = 5E^\circ = 0.353 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}}$$

Entonces con la ecuación (2.5) encontramos la viscosidad en Stoke:

$$\nu = \left[0.0731^\circ E - \frac{0,0631}{^\circ E} \right] \left(\frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\nu = \left[0.0731 \times 5^\circ E - \frac{0,0631}{5^\circ E} \right]$$

$$\nu = 0.353 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}}$$

A continuación calculamos el número de Reynolds: [Ecuación (2.8)]

$$Re = \frac{D \times v_1}{\nu}$$

$$Re = \frac{1.270 \text{ cm} \times 149.403 \text{ cm/s}}{0.353 \text{ cm}^2/\text{s}}$$

$$Re = 537.515 < 2300$$

Con la igualdad anterior y con el acápite (2.1.9.1) tenemos que el flujo presente en este tramo es un *flujo laminar*.

Por lo tanto el coeficiente de rozamiento en régimen laminar según la *ecuación (2.10)* es:

$$\lambda = \frac{64}{537.515}$$

$$\lambda = 0.119$$

La caída de presión en la tubería del tramo uno se la obtiene con la *ecuación (2.9)*:

$$\Delta P_1 = \lambda \times \frac{L \times v_1^2}{D \times 2g}$$

$$\Delta P_1 = 0.119 \times \frac{150 \text{ cm} \times (149.403 \text{ cm/s})^2}{1.27 \text{ cm} \times 2 \times 981 \text{ cm/s}^2} = 159.502 \text{ cm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_1 = 159.502 \text{ cm H}_2\text{O} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 1.595 \text{ m H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_1 = 1.595 \text{ m H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_1 = 1.595 \text{ H}_2\text{O} \times \frac{0,09991 \text{ kgf/cm}^2}{1 \text{ mH}_2\text{O}}$$

$$\Delta P_1 = 0.159 \text{ kgf/cm}^2$$

En los tramos dos y tres (direccional-cilindro), la velocidad del fluido [Ver acápite (2.16)] va a ser la misma que en el tramo, igual longitud y diámetro; por consiguiente la caída de presión será la misma que la del tramo uno. Así tenemos: [Ver figura (3.3)]

$$\Delta P_2 = 0.159 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_3 = 0.159 \text{ kgf/cm}^2$$

3.1.7.3 Tramo cuatro de tubería de alta presión; desde el direccional al depósito

En la *figura (3.5)* se muestra los parámetros y esquema respectivo de este tramo. Con la *ecuación (2.7)* encontramos la velocidad del fluido; este tramo es el de descarga o retorno y el fluido tendrá las mismas características de todo el sistema y el diámetro de la tubería es de 3/4 *pulg* (1.905cm), primero encontramos el área de la tubería:

$$A_2 = \frac{\pi \times (D_2)^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi \times (1.905 \text{ cm})^2}{4}$$

$$A_2 = 2.850 \text{ cm}^2$$

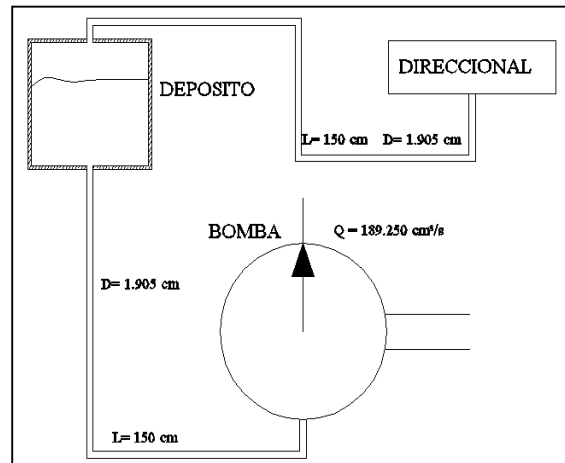


Fig 3.5. Tramo de cuatro

Ahora aplicamos el principio de continuidad de un fluido [Ver acápite (2.16)] y tenemos:

$$Q_3 = Q_4$$

$$A_2 \times v_2 = A_1 \times v_1$$

$$v_2 = \frac{A_1 \times v_1}{A_2}$$

$$v_2 = \frac{1.2667 \text{ cm}^2 \times 149.403 \text{ cm/s}}{2.580 \text{ cm}^2}$$

$$v_2 = 73.352 \text{ cm/s}$$

Por lo tanto el número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{1.905 \text{ cm} \times 73.352 \text{ cm/s}}{0.353 \text{ cm}^2/\text{s}} = 1583.422$$

$$R_e = 395.851 < 2300$$

Con la igualdad anterior y con la ayuda del acápite (2.1.9.1), tenemos que el flujo presente en este tramo es un *flujo laminar*.

Por lo tanto el coeficiente de rozamiento en régimen laminar es:

$$\lambda = \frac{64}{395.851}$$

$$\lambda = 0.161$$

La caída de presión en la tubería del tramo cuatro se la obtiene con la ecuación (2.9):

$$\Delta P_4 = \lambda \times \frac{L \times v_2^2}{D \times 2g}$$

$$\Delta P_4 = 0.161 \times \frac{150 \text{ cm} \times (73.352 \text{ cm/s})^2}{1.905 \text{ cm} \times 2 \times 981 \text{ cm/s}^2} = 34.765 \text{ cm H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_4 = 34.765 \text{ cm H}_2\text{O} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}$$

$$\Delta P_4 = 0.347 \text{ m H}_2\text{O}$$

$$\Delta P_4 = 0.347 \text{ mH}_2\text{O} \times \frac{0,09991 \text{ kgf/cm}^2}{1 \text{ m H}_2\text{O}} = 0.034 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\Delta P_4 = 0.034 \text{ kgf/cm}^2$$

Esta pérdida de carga la multiplicamos por dos ya que el tipo de válvula es de centro abierto y también retorna fluido por la tubería que va conectado a la válvula de alivio incorporada en la válvula direccional:

$$\Delta P_4 = 0.034 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times 2$$

$$\Delta P_4 = 0.068 \text{ kgf/cm}^2$$

3.1.7.4 Tubería de baja presión

Este tramo de tubería consiste solo la succión de la bomba y el diámetro seleccionado es de 1 plg (2.54 cm) En este tramo de tubería no se genera presiones críticas.

3.1.7.5 Comprobación de la caída de presión

La presión a la que trabajará el sistema es 181.564 kgf/cm^2 y por lo tanto el 10% será $\Delta P_s = 18.15 \text{ kgf/cm}^2$, cantidad a la cual la caída de presión no deberá superar ya que de lo contrario el sistema no se desempeñara con la máxima eficiencia.

Ahora comprobamos de la caída de presión, lo que involucra las tuberías de alta y baja presión así como en los equipos y accesorios que conforman todo el sistema, ahora para compensar las caídas de presión que se generan en los accesorios multiplicamos el resultado por tres y luego verificamos si es mayor al 10% de la presión de trabajo.

$$\Delta P_p = 3[3(\Delta P_1) + \Delta P_4]$$

$$\Delta P_p = 3[3(0.159 \text{ kgf/cm}^2) + 0.068 \text{ kgf/cm}^2]$$

$$\Delta P_p = 3(0.545 \text{ kgf/cm}^2) = 1.635 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_p < \Delta P_s$$

$$1.635 \text{ kgf/cm}^2 < 18.15 \text{ kgf/cm}^2$$

3.1.8 Selección de las válvulas para el sistema hidráulico

Para obtener un control en todo el sistema hidráulico, es conveniente que se realice las siguientes acciones; regular la presión del fluido, regular el caudal y distribuir el aceite de manera secuencial para el trabajo del cilindro hidráulico, evitando pérdidas de presión dando un buen funcionamiento del mismo. En las válvulas se tiene que las pérdidas de carga no deben exceder el 4%, lo que para evitar todo esto se seleccionó las siguientes válvulas:

- ✓ Válvula direccional
- ✓ Válvula de seguridad o alivio
- ✓ Válvula antirretorno

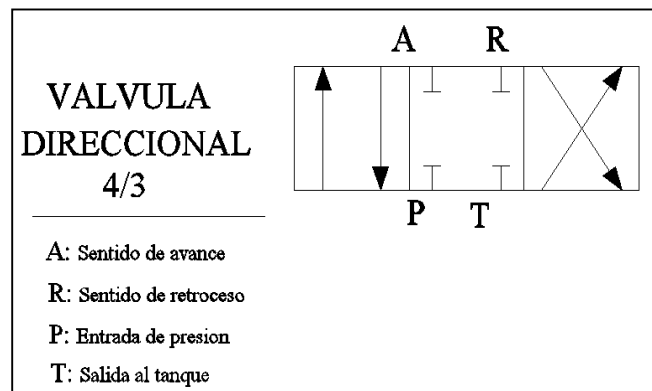


Fig. 3.6 Esquema de la válvula direccional

3.1.8.1 Selección de la válvula direccional

Para una correcta selección debemos recordar el proceso que va a desempeñar el cilindro hidráulico; necesariamente debe trabajar a una presión constante, de la misma manera ejecutará dos carreras en un minuto(*avance y retroceso*) por tanto debe poseer las siguientes características en la *figura (3.6)*, se muestra un esquema de estas válvulas:

- ✓ Presión límite de trabajo, 3000PSI.
- ✓ Elemento interno distribuidor de asiento cónico
- ✓ Caudal 3GPM
- ✓ Accionamiento manual
- ✓ Cuatro vías, tres posiciones (4/3)
- ✓ Para tubería roscada

3.1.8.2 Selección de la válvula de seguridad o de alivio

Para esta selección le daremos prioridad a la seguridad industrial; para cumplir con esto daremos un paso muy importante en proteger al sistema contra una eventual sobrepresión seleccionando una válvula de seguridad o de alivio [Figura (3.7)], normalmente abierta(N/A) y de tres vías, la que debe ser ubicada lo mas cerca posible a la bomba encargada de suministrar el fluido, también debe tener un taraje que no sea igual a la presión límite de trabajo; esto ocasionaría pérdidas excesivas de aceite. Para esto daremos un valor de taraje del 15%, de la presión límite de trabajo teniendo un margen considerable de sobrepresión, y aplicando la ecuación (2.30);

$$P_{ta} = P_t \times 1.15$$

$$P_{ta} = 3000 \text{ PSI} \times 1.15 = 3450 \approx 3500 \text{ PSI} = 246 \text{ kgf/cm}^2 \rightarrow \text{Presion de taraje}$$

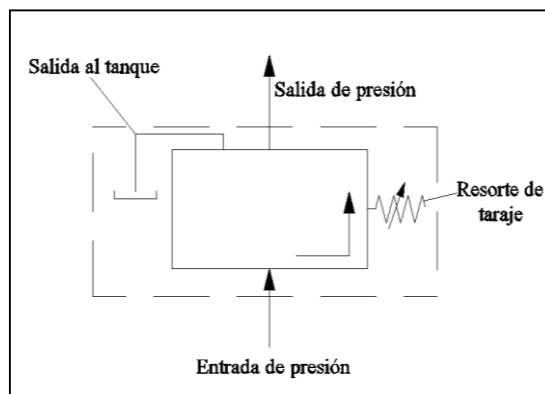


Fig. 3.7 Válvula de seguridad o de alivio

3.1.8.3 Selección de la válvula antirretorno

Con el fin de mantener el buen ciclo de flujo en el sistema oleohidráulico y elevar su protección, seleccionamos una válvula de retención o antirretorno, la cual tendrá la misión de mantener con aceite la tubería de descarga del sistema su ubicación será a la salida de la bomba(conexión serie) su taraje será para la presión límite de trabajo., ya que el tipo de bomba utilizada es de engranajes externos. ver figura (2.11);

3.1.8.4 Selección del filtro

En todo sistema hidráulico es imprescindible la eliminación de contaminantes, por lo contrario, circularían continuamente dentro del fluido y podrían bloquear los



componentes del mismo generando una erosión y desgastes rápidos, entonces utilizamos un filtro el cual tiene las siguientes características:

- ✓ Grado de filtración 10μ
- ✓ Filtro de presión, superficie de malla de acero inoxidable

3.1.8.5 Selección del manómetro

Con la finalidad de tener un indicador de los niveles de presión que es la variable más importante dentro de nuestro sistema debemos seleccionar un manómetro Bourdond de tubo elástico, cuyo extremo va unido al eslabón de graduación que a su vez hace girar un piñón solidario a la aguja que marca la presión en **Bar o PSI**, estos manómetros van sellados con glicerina, esto es para protegerlos y amortiguar las vibraciones de la aguja, con normalidad en la tubería que va el manómetro o en la misma conexión se restringe el paso de aceite, bien con un restrictor, tubo espiral, o una restricción en el mismo racor, y su rango de presión es de **0 a 5000PSI**.

3.1.8.6 Selección de Racores

Estos elementos son los que ayudan a unir las tuberías seleccionadas con los demás elementos para formar el circuito hidráulico, y así evitar cualquier pérdida de presión y sobrepresiones; entonces los racores van de acuerdo al diámetro de la tubería y la presión máxima de trabajo, aplicaremos un tipo de unión abocardado a 37° , rosca métrica cónica, Rosca NPT, Rosca gas cónica (BSP); en *el Anexo 4* se muestra las características de los racores de acuerdo a la aplicación.

3.1.9 Arquitectura del funcionamiento del Sistema Oleohidráulico

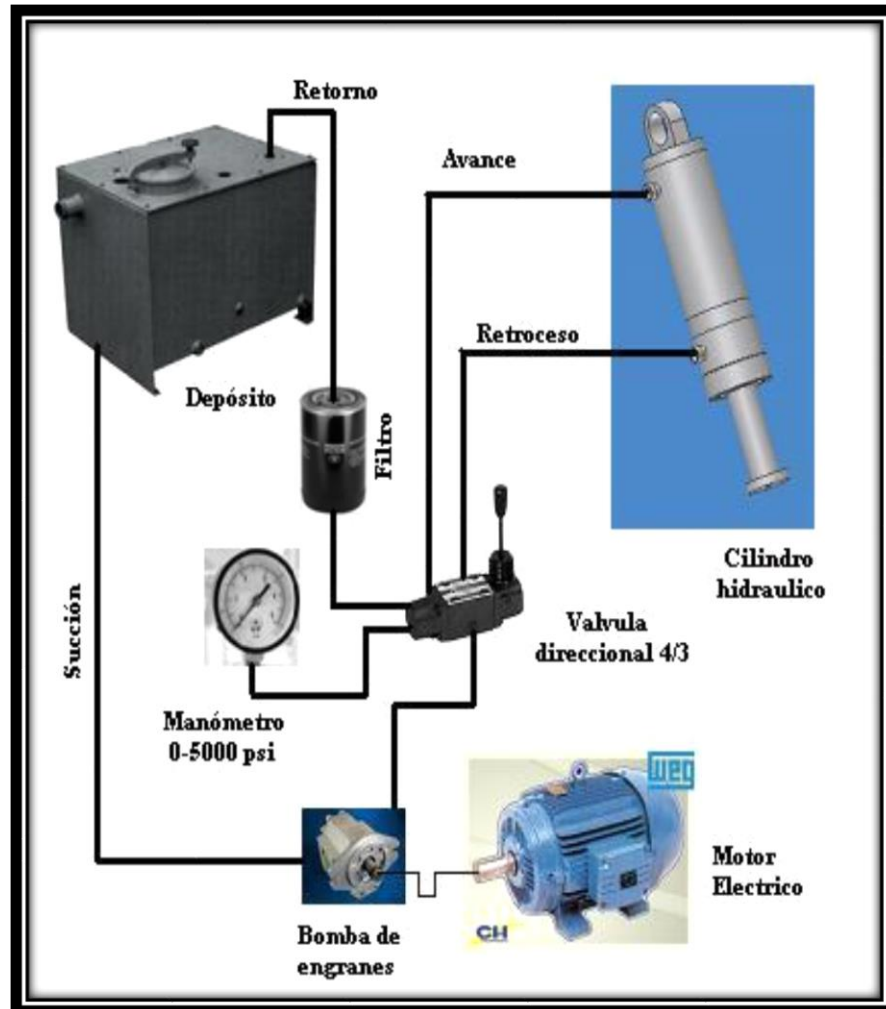


Fig 3.8. Arquitectura de funcionamiento del Sistema Oleohidráulico

3.2 ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LA ZONA DE PRESIÓN

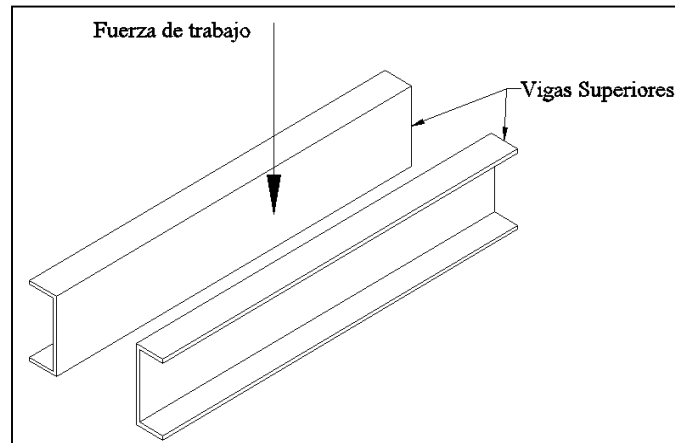


Fig. 3.9 Vigas de sujeción superior

3.2.1 Cálculo y selección de las vigas de sujeción superior

Los perfiles que se muestran en la *figura (3.9)* son las vigas que irán en la parte superior de la estructura de soporte de la zona de presión, las que sujetaran al cilindro hidráulico y contribuirán al equilibrio de la estructura mencionada,

3.2.1.1 Cálculo de la fuerza máxima de trabajo para las vigas superiores

Para la determinación de la fuerza máxima en las vigas vamos a considerar las siguientes fuerzas:

- ✓ Peso total del cilindro
- ✓ Peso de las vigas
- ✓ Fuerza de compresión del sistema hidráulico

Primero vamos a calcular el peso total del cilindro:

$$W = W_A + W_C$$

Donde: W_C = Peso del cilindro (*sin aceite*); W_A = Peso del aceite en sentido de avance (*con aceite*)

Como el peso comercial de un cilindro hidráulico de 5 plg (W_C) es: **40 kgf**.

Ahora nos queda por encontrar el peso del aceite en el sentido de avance para lo cual tomamos en cuenta los siguientes parámetros:

γ = Peso específico del aceite (0.88 – 0.93 grf/cm^3).

V_A = Capacidad en el sentido de avance [*Acápite (3.1.2.5)*].

Luego aplicando la *ecuación 2.1* tenemos;

$$W_A = \gamma \times V_A = 0.93 \frac{\text{grf}}{\text{cm}^3} \times 4433.345 \text{cm}^3 = 4123.011 \text{grf} \times \frac{1 \text{kgf}}{1000 \text{grf}}$$

$$W_A = 4.123 \text{kgf} \text{ (Peso en sentido de avance)}$$

Finalmente calculamos el peso total del cilindro (W) y tenemos;

$$W = W_c + W_A = 40 \text{kgf} + 4.123 \text{kgf}$$

$$W = 44.123 \text{kgf}$$

A continuación la fuerza que actuará en las vigas superiores, se la obtiene de la suma entre el peso total de cilindro y la fuerza de compresión del sistema hidráulico:

$$F_R = 23000 \text{kgf} \rightarrow \text{Fuerza de compresión [Acápite (3.1.1.1)]}$$

$$W = 44.123 \text{kgf} \rightarrow \text{Peso del cilindro}$$

Desarrollando tenemos:

$$F_V = F_R + W = 23000 \text{kgf} + 44.123 \text{kgf}$$

$$F_V = 23044.123 \text{kgf}$$

Ahora asociamos la fuerza de trabajo con un factor de ponderación que es:

$$\text{Factor de ponderación (k)} = 1,12 \text{ (Ver Anexo 5)}$$

$$F_t = F_v \times k = 23044.122 \text{kgf} \times 1.12$$

$$F_t = 25809.417 \text{kgf} \cong \mathbf{26000 \text{kgf}} = \mathbf{26 \text{TON}}$$

Entonces esta es la fuerza máxima de compresión que es la que actuará con mayor intensidad en la aplicación de la máquina para elaborar baldosas de cemento.

3.2.1.2 Selección del material para las vigas de superiores

El material apto para las vigas de soporte es el acero laminado obtenido de los procedimientos usuales, como horno eléctrico, proceso **LD (convertidor)** etc. Para los cuales se establece sus características mecánicas; resistencia a la tensión, alargamiento de rotura, límite elástico, doblado, módulo de resiliencia, así como su composición química, en la *tabla (3.2)* se detalla las tensiones para el acero laminado. Para la selección del material de las vigas nos basamos en la *tabla (3.2)*, fuentes bibliográficas y la consulta a personas de gran experiencia en la construcción de estructuras; por medio de todo eso se ha escogido el **A42**, el cual posee las siguientes características:

- ✓ Modulo de elasticidad (E) = $2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$
- ✓ Modulo de Rigidez (G) = $8.1 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$
- ✓ Coeficiente de Poisson (μ) = 0.30
- ✓ Coeficiente de dilatación lineal (α) = $1.2 \times 10^{-5} \text{ mm} \times ^\circ\text{C}$

Tabla 3.2.-Características del Acero Laminado

TENSIONES PARA PERFILES DE ACERO LAMINADO					
	Tipo de Acero	Elástico σ (kgf/cm^2)	Rotura σ (kgf/cm^2)	Admisible σ (kgf/cm^2)	
				Máxima	Mínima
Acero Suave	A36	2400	4100	1640	1455
	A42	2600	4600	1780	1575
Acero Duro	A52	3600	5700	2465	2180

FUENTE: tesis de Grado; Diseño y Construcción de una Máquina Manual para ensayo de tracción de metales Ferrosos, Diseño Estructural, Pg. 93.

3.2.1.3 Cálculo de la tensión de trabajo y del esfuerzo cortante máximo

En este acápite obtendremos los valores permisibles de las sollicitaciones mecánicas en las vigas superiores; para esto escogemos un factor de seguridad (**Anexo 6**), el mismo que se lo seleccionó bajo un minucioso criterio de diseño; después aplicamos la ecuación (2.41) y procedemos a calcular la tensión de trabajo;

$$\sigma_t = \frac{\sigma_E}{N}$$

$$N = 1.5$$

$$\sigma_t = \frac{2600 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{1.5} = 1733.333 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_t = 1733.333 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Y el esfuerzo cortante máximo se lo obtiene según la ecuación (2.48);

$$\tau = 0.6(\sigma_t)$$

$$\tau = 0.6(1733.333 \text{ kgf/cm}^2) = 1039.9998 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau = 1039.9998 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cong 1040 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

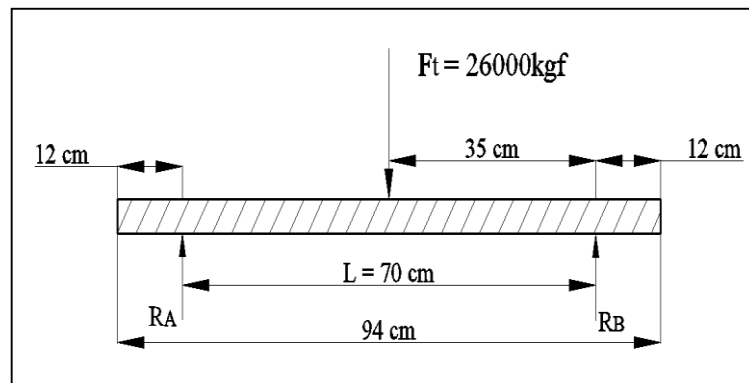


Fig. 3.10 Cargas y dimensiones de las vigas superiores.

3.2.1.4 Cálculo del momento flector máximo teórico

Como se muestra en la figura (3.10), la carga aplicada y dimensiones de la viga; así entonces como se trata de una viga que soporta una carga puntual centrada, con sus reacciones equidistantes obtenemos el momento flector máximo valiéndonos en la tabla (2.2) y tenemos:

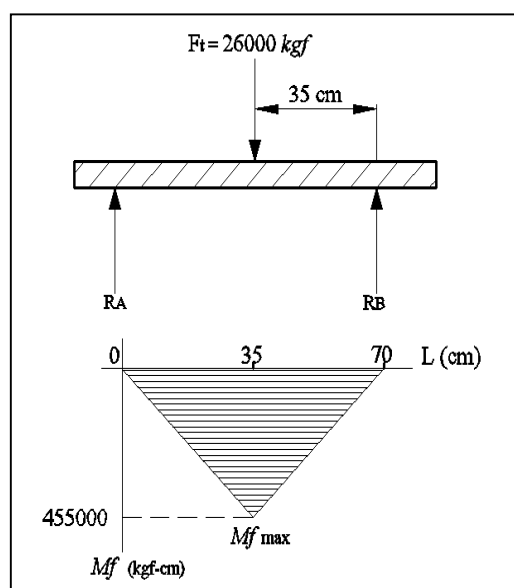


Fig. 3.11 Diagrama esfuerzo cortante en el perfil.

$$Mf_{max} = \frac{F_t \times L}{4}$$

$$Mf_{max} = \frac{26000kgf \times 70cm}{4} = 455000kgf \cdot cm$$

$$Mf_{max} = 455000kgf \cdot cm$$

En la *figura (3.11)* se muestra el diagrama del momento flector que provoca la carga de trabajo en la viga.

Luego encontramos los valores de las reacciones en los apoyos con la ayuda de la *ecuación (2.51)* de equilibrio estático ($\sum Fy = 0$) y obtenemos;

$$R_A = R_B = \frac{F_t}{2}$$

$$R_A = \frac{26000kgf}{2}$$

$$R_A = R_B = 13000kgf$$

3.2.1.5 Cálculo del momento resistente

El momento resistente que se genera por el momento flector y la tensión de trabajo del acero que en este caso es dos veces; y se lo obtiene con la ayuda de la *ecuación (2.52)*:

$$W_x \geq \frac{Mf_{max}}{2\sigma_t}$$

$$W_x = \frac{45000kg \cdot cm}{2 \times 1733.333 \frac{kgf}{cm^3}} = 131.250 cm^3$$

$$W_x = 131.250 cm^3$$

3.2.1.6 Selección de los perfiles para las vigas

Con el valor del momento resistente calculado en el acápite anterior vamos a escoger de las tablas de perfiles del Prontuario de Maquinas-Herramientas, tomando en cuenta las exigencias del diseño de la máquina se selecciona el perfil que tenga un momento resistente superior; en base a esto se obtuvo el perfil tipo **UPN 180** [Ver *figura (3.9)*], sus características se muestran en el *Anexo 7*.

3.2.1.7 Cálculo del esfuerzo cortante

La tensión cortante que se genera en las vigas horizontales se la obtiene gracias a la formulación matemática de la *tabla (2.2)*, su diagrama se muestra en la *figura (3.12)*

Desarrollando tenemos:

$$Q_{Ft} = R_B$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$Q_{Ft} = -F_t + R_A = -26000\text{kgf} + 13000\text{kgf}$$

$$Q_{Ft} = -13000\text{kgf}$$

3.2.1.8 Cálculo verificativo del perfil seleccionado

Primero vamos a encontrar el peso de los dos perfiles seleccionados, para esto tomamos el peso lineal de los perfiles (*ver anexo 7*) y multiplicamos por su longitud real tenemos:

$$C = W_v \times L$$

$$C = 22 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \times 0.94 \text{ m}$$

$$C = 20.68\text{kgf}$$

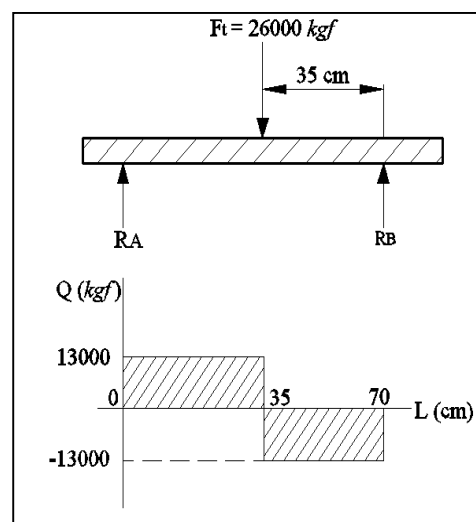


Fig 3.12. Diagrama esfuerzo cortante en el perfil.

Ahora encontraremos el momento flector en las vigas; ocasionado por su propio peso, para ello aplicamos la ecuación de la *tabla (2.2)* y tenemos;

$$Mf_{max} = \frac{C \times L}{8}$$

$$Mf_{max} = \frac{20.68kgf \times 94cm}{8}$$

$$Mf_{max} = 242.990kgf \cdot cm$$

Por tanto el modulo resistente del peso propio del perfil es:

$$W_{X1} = \frac{Mf_{max}}{\sigma_t}$$

$$W_{X1} = \frac{242.990 kgf \cdot cm}{1733.33 kgf/cm^2} = 0.140 cm^3$$

$$W_{X1} = 0.122cm^3$$

Y el momento resistente total de las vigas es:

$$W_{xt} = W_x + W_{X1}$$

$$W_{xt} = 131.250cm^3 + 0.140 cm^3 = 131.390 cm^3$$

$$W_{xt} = 131.390 cm^3$$

Finalmente verificamos el momento resistente calculado con el momento resistente del perfil seleccionado el cual es $W_x = 150cm^3$. (Ver anexo 7)

Por lo tanto tenemos:

$$W_x \geq W_{xt}$$
$$150cm^3 \geq 131.390 cm^3$$

Se verifica que el perfil seleccionado resiste las solicitaciones que actúan en la viga.

3.2.1.9 Cálculo de la flecha del perfil

Ahora vamos a encontrar la flecha del perfil [Ver tabla (2.2)] que es generada por la fuerza de trabajo.

$$f = \frac{P \times L^3}{48 \times I_x \times E}$$

Donde tenemos los valores siguientes:

- ✓ Modulo de elasticidad (E) = 2100000 kgf/cm²
- ✓ Distancia entre los apoyos (L) = 70cm

- ✓ Fuerza de trabajo en la viga (F_t) = 26000 kgf
- ✓ Momento de inercia respecto al eje $x-x(I_x) = 1350\text{cm}^4 \times 2 = 2700\text{cm}^4$ [(ver Anexo 7)]

Luego reemplazamos y tenemos:

$$f = \frac{26000\text{kgf} \times (70\text{cm})^2}{48 \times 2700\text{cm}^4 \times \left(2.1 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right)}$$

$$f = 4.68 \times 10^{-4} \text{ cm}$$

3.2.1.10 Cálculo de la flecha máxima del perfil

Finalmente calcularemos el valor de la flecha máxima que producirá la acción de la fuerza de trabajo en conjunto con el peso de los perfiles, dicha flecha del peso del perfil la obtenemos con la ayuda de la *tabla (2.2)*.

$$f_{max} = f + f_c$$

Si;

$$f_c = \frac{5 \times C \times L^3}{348 \times E \times I_x}$$

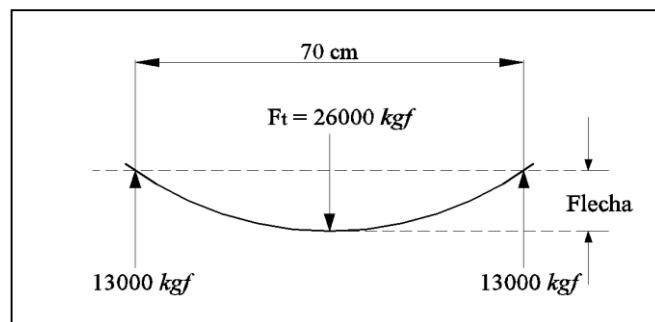


Fig. 3.13 Flecha producida en la viga

Tenemos que la flecha máxima es;

$$f_{max} = 4.68 \times 10^{-4} + \frac{5 \times 10.04\text{kgf} \times (62\text{cm})^3}{348 \times (2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2) \times 2700\text{cm}^4}$$

$$f_{max} = 4.74 \times 10^{-4} \text{ cm} \text{ [Ver figura (3.13)]}$$

Entonces comprobamos que el valor de la flecha que se genera es muy pequeño que no afecta el alma de los perfiles.

3.2.1.11 Cálculo del tensión cortante (τ_v)

El esfuerzo de corte que se producirá en la viga por la acción de la carga de trabajo se la obtiene con la *ecuación* (2.33), tomando el valor del área del perfil seleccionado y multiplicándola por dos tenemos:

$$\tau_v = \frac{Q_{Ft}}{2A}$$

$$A = 28 \text{ cm}^2$$

$$\tau_v = \frac{13000 \text{ kgf}}{56 \text{ cm}^2} = 232.143 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$232.143 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} < 1000.740 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto la viga no tiene peligro de sufrir un corte en su sección transversal.

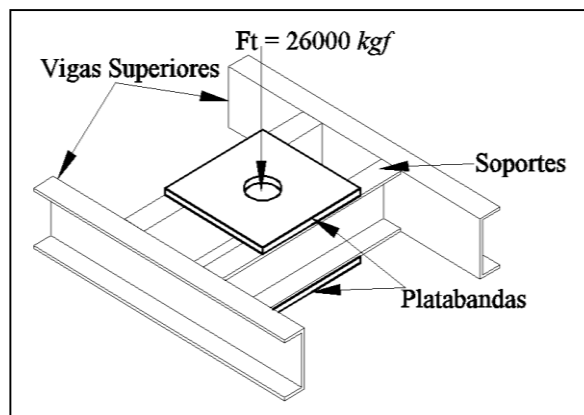


Fig 3.14 Diseño de la platabanda

3.2.1 Cálculo de las platabandas

Para contribuir al equilibrio de la máquina y sujetar el cilindro hidráulico se procederá a dimensionar las platabandas [Acápite (2.3.8)], la *figura* (3.14) muestra su diseño.

3.2.1.1 Cálculo del espesor de las platabandas (e)

El cilindro hidráulico se montará en el centro de las platabandas, para que los perfiles sean los que contribuyan a la sujeción del cilindro por eso la longitud de separación (l_2), es la que se da en la *figura* (3.15), entonces obtendremos el valor permisible de la

presión que es capaz de soportar la placa que forma la platabanda, con la ayuda de la ecuación (2.12):

$$k_{adm} = \frac{F_t}{A}$$

$$\text{Si: } A = b^2$$

$$k_{adm} = \frac{26000 \text{ kgf}}{(30 \text{ cm}^2)}$$

$$k_{adm} = 28.88 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

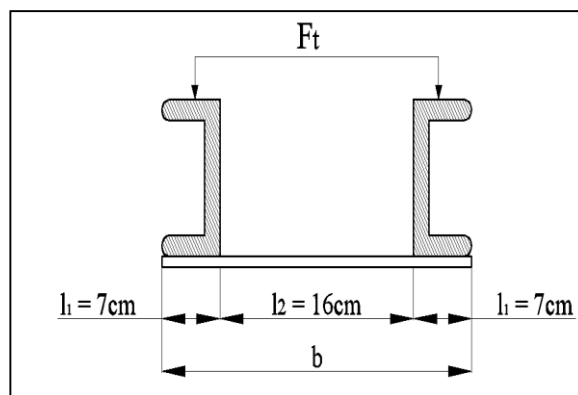


Fig. 3.15 Dimensiones de la platabanda

Para encontrar el espesor de las platabandas (placas) nos valdremos de la siguiente formulación, donde se la relaciona directamente con la presión que soportan las mismas, así también se introduce el valor de la tensión transversal:

$$e \geq (b - 2l_1) \times 0.225 \times \sqrt{\frac{3 \times k_{adm}}{\sigma_p}}$$

Donde:

σ_p = Tensión transversal de la placa: 1200 kgf/cm^2 . Ver Anexo 8

Resolviendo tenemos;

$$e \geq l_2 \times 0.225 \times \sqrt{\frac{3 \times 28.88 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}}$$

$$e \geq 16 \text{ cm} \times 0.225 \times 0.268$$

$$e \geq 0.967 \text{ cm}$$

En base a este cálculo adoptaremos un espesor de chapa comercial igual a $7/16 \text{ plg} = 11.1\text{mm}$.

3.2.1.2 Cálculo del momento de inercia de las platabandas

Para encontrar el momento de inercia que presentan las platabandas según esta configuración tomamos los valores de la *figura (3.16)* y aplicando la *ecuación (2.43)* se tiene:

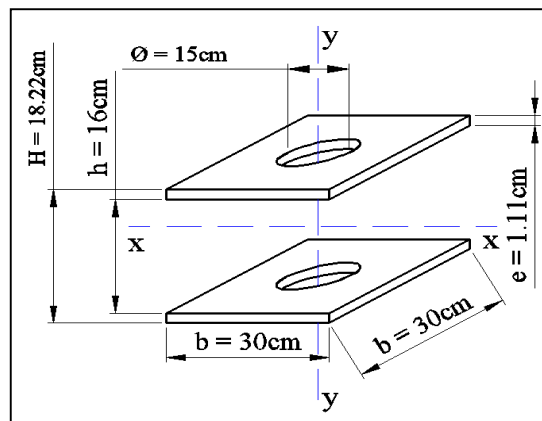


Fig. 3.16 Centroide y dimensiones de las platabandas

$$I_{x-x} = \frac{b}{12} [H^3 - h^3] - \frac{\phi}{12} [H^3 - h^3]$$

$$I_{x-x} = \frac{30\text{cm}}{12} [(18.22\text{cm})^3 - (16\text{cm})^3] - \frac{15\text{cm}}{12} [(18.22\text{cm})^3 - (16\text{cm})^3]$$

$$I_{x-x} = 4881.161\text{cm}^4 - 2440.583\text{cm}^4 = 2440.578\text{cm}^4$$

$$I_{x-x} = 2440.578\text{cm}^4$$

3.2.1.3 Cálculo del momento resistente (W_{xx})

Primero encontramos la coordenada (C) con respecto al centroide del eje x y se la obtiene con la ayuda de la *figura (3.17)*.

$$C = \frac{H}{2} = \frac{18.22\text{cm}}{2} = 9.11\text{cm}$$

$$C = 9.11\text{cm}$$

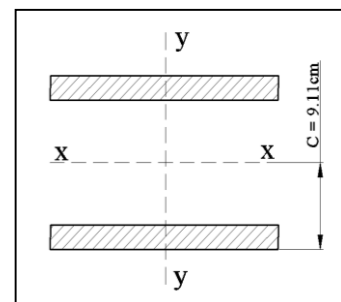


Fig. 3.17 Sección transversal de las platabandas

Ahora reemplazando los valores en la ecuación (2.46) tenemos:

$$W_{x-x} = \frac{I_{x-x}}{C}$$

$$W_{x-x} = \frac{2440.578 \text{cm}^4}{9.11 \text{cm}} = 267.901 \text{cm}^3$$

$$W_{x-x} = 267.901 \text{cm}^3$$

3.2.1.4 Cálculo del radio de giro de las platabandas (i_x)

Para comprobar que el diámetro permisible de las platabandas suple al diámetro exterior del cilindro hidráulico procedemos a calcular el radio de giro que se deriva de la ecuación (2.50):

$$i_x = \sqrt{\frac{(H^3 - h^3)}{12(H - h)}}$$

$$i_x = \sqrt{\frac{(18.22 \text{cm}^3) - (16 \text{cm}^3)}{12(18.22 \text{cm} - 16 \text{cm})}} = \sqrt{73.2907 \text{cm}^2} = 8.561 \text{cm}$$

$$i_x = 8.561 \text{cm}$$

3.2.1.5 Cálculo de la carga máxima que soportan las platabandas (P_{max})

Para encontrar la carga máxima que soporta las platabandas nos basaremos en la siguiente ecuación (2.47): [Ver tabla (2.2)]

$$Mf = \frac{P_{max} \times L}{4} + \frac{C \times L}{4}$$

Primero encontramos el momento flector máximo de las platabandas para lo cual aplicamos la ecuación (2.52):

$$Mf = W_{x-x} \times \sigma_t$$

$$Mf = 267.901 \text{cm}^3 \times 1733.333 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 464361.644 \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

$$Mf = 464361.644 \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Luego obtenemos el peso de las placas (C); siendo peso específico de las dos planchas de acero: [Fuente: LARBURU, Nicolás. *Prontuario de Maquinas herramientas*. Pág.77]

$$\gamma_{Acero} = 7.85 \times 10^{-3} \frac{kgf}{cm^3}$$

Y el volumen (V_p) de las dos placas es:

$$V_p = 2(V_1 - V_2)$$

$$V_p = 2 \left[(b^2 \times e) - \left(\frac{\pi \times D^2}{4} \times e \right) \right]$$

$$V_p = 2 \left[((30cm)^2 \times 1.11cm) - \left(\frac{\pi \times (15cm)^2}{4} \times 1.11cm \right) \right]$$

$$V_p = 2[999cm^3 - 196.153cm^3] = 2[802.847cm^3] = 1605.694cm^3$$

$$V_p = 1605.694cm^3$$

Tenemos que el peso de las placas es: [Ver ecuación (2.1)]

$$C = \gamma_{Acero} \times V_p$$

$$C = 7.85 \times 10^{-3} \frac{kgf}{cm^3} \times 1605.694cm^3 = 12.605kgf$$

$$C = 12605kgf$$

Con lo que despejando de la primera ecuación la carga máxima es:

$$P_{max} = \frac{8Mf - (C \times L)}{4 \times L}$$

$$P_{max} = \frac{8(464361.644kgf \cdot cm) - (12.605kgf \times 30cm)}{4 \times 30cm}$$

$$P_{max} = 30932.246kgf > 26000kgf$$

Se verifica que la carga máxima que es capaz de soportar la platabanda, es superior a la que produce el cilindro hidráulico.

3.2.1.6 Selección y análisis del tipo de perno para la unión platabanda-perfil

La unión platabanda-perfil estará sometida a una carga estática y también cargas de impacto, pues necesitamos pernos de sujeción que sean capaces de absorber gran cantidad de energía de deformación a través de su centroide; para ello seleccionamos perno tipo esparrago [Ver figura (3.19)] de acero de transmisión SAE 1018; y su límite de fluencia es $\sigma = 3100 kgf/cm^2$. (Ver Anexo 9)

Ahora escogemos un coeficiente de seguridad adecuado para la presente aplicación [(ver Anexo (5))] y aplicando la ecuación (2.41) calculamos la tensión de trabajo:

$$\sigma_T = \frac{\sigma_{SAE}}{n}$$

$$n = 1.33$$

$$\sigma_T = \frac{3100 \frac{kgf}{cm^2}}{1.33} = 2330.827 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_T = 2330.827 \frac{kgf}{cm^2}$$

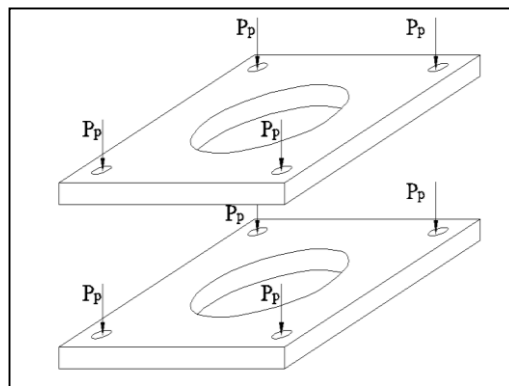


Fig. 3.18. Distribución de los pernos en las platabandas

Y el esfuerzo cortante máximo se lo obtiene según la ecuación (2.48):

$$\tau_T = 0.6(\sigma_T)$$

$$\tau_T = 0.6 \left(2330,827 \frac{kgf}{cm^2} \right) = 1398.496 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\tau_T = 1398.496 \frac{kgf}{cm^2}$$

Según la distribución de los pernos que tenemos en la figura (3.18), la carga es directamente proporcional por lo tanto lo podemos considerar como $n_p = 8$; y procedemos a calcular la carga para cada perno:

$$P_p = \frac{F_t}{n_p}$$

$$P_p = \frac{26000kgf}{8} = 3250kgf$$

$$P_p = 3250kgf$$

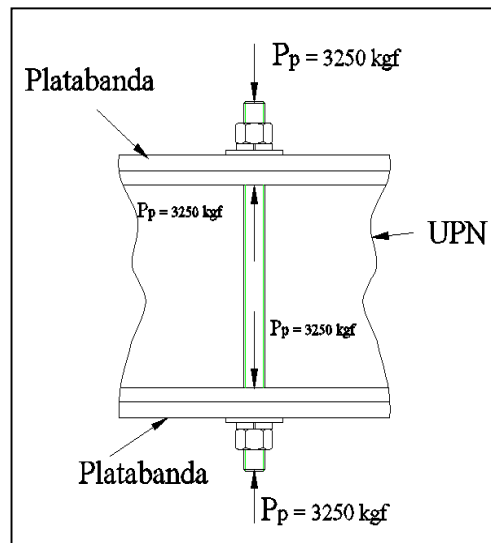


Fig. 3.19 Carga en los pernos espárragos

3.2.1.6.1 Cálculo del torque en los pernos

Primeramente vamos a tener en cuenta que el diámetro máximo permisible en las alas de los perfiles UPN 180 es de $D_a = 21\text{mm}$ (*Anexo 7*), entonces el tipo de perno será $3/4\text{ NC}$ (*Rosca Whitworth*), sus características más importantes según *anexo 10* son:

- ✓ Tipo de rosca → Gruesa
- ✓ Diámetro exterior (D_e) = 19.051 mm
- ✓ Diámetro interior (D_i) = 15.798 mm
- ✓ Diámetro medio (D_m) = 17.424 mm
- ✓ Paso (Q) = 2.540 mm → Ancho del filete
- ✓ Altura del filete (h) = 1.627 mm
- ✓ Ángulos de flancos = 55° ; y,
- ✓ Ángulo de la rosca (θ) = 27.5° ($\theta = 55^\circ / 2 = 27.5^\circ$)
- ✓ Número de entradas por revolución (l) = 1
- ✓ Longitud de la rosca 10 hilos por pulgada

El ángulo de la hélice de la rosca del perno (α) que se muestra en la *figura (3.20)*, siendo la distancia axial de la tuerca una por revolución, por lo tanto el avance va a ser igual al paso del perno y tenemos: [*Ver ecuación (2.59)*]

$$\tan \alpha = \frac{\text{Avance}}{\pi \times D_m}$$

Siendo; $\text{Avance} = Q \times l$

$$\tan \alpha = \frac{2.540\text{mm} \times 1}{\pi \times 17.424\text{mm}} = 0.046$$

$$\alpha = \tan^{-1} 0.046 = 2.656^\circ$$

$$\alpha = 2.656^\circ$$

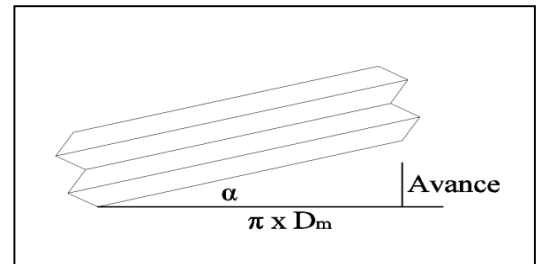


Fig. 3.20 Ángulo de la hélice del perno

Y la pendiente del perfil de la rosca (θ_n) se la obtiene con la ecuación (2.60), su posición se muestra en la figura (3.21); aplicando tenemos

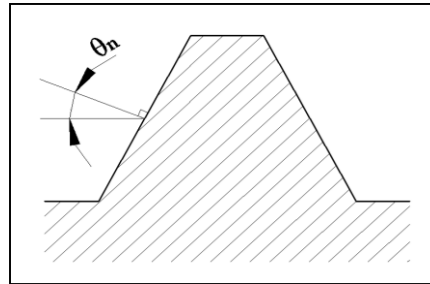


Fig. 3.21 Pendiente del perfil de la rosca

$$\tan \theta_n = \tan \theta \times \cos \alpha$$

$$\tan \theta_n = \tan 27.5^\circ \times \cos 2.656^\circ = 0.52$$

$$\theta_n = 27.47^\circ$$

Finalmente el momento de giro del perno esparrago viene dado por la ecuación (2.61).

Si el coeficiente de rozamiento para el acero seco es ($f=0.25$); de la tabla (2.4):

$$T = \frac{P_p \times D_m}{2} \left[\frac{\tan \alpha + \frac{f}{\cos \theta_n}}{1 - \frac{f \times \tan \alpha}{\cos \theta_n}} \right]$$

$$T = \frac{3250\text{kgf} \times 17.424\text{mm}}{2} \left[\frac{\tan 2.656^\circ + \frac{0.25}{\cos 27.47^\circ}}{1 - \frac{0.25 \times \tan 2.656^\circ}{\cos 27.47^\circ}} \right]$$

$$T = 9414.520 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$T = 941.452 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

3.2.1.6.2 Cálculo de la presión de contacto entre el perno y la tuerca

Antes de encontrar la presión de contacto entre estos dos elementos primero encontramos el número de vueltas de la rosca (n) que serán sometidas a carga:

$$n = \frac{l_t}{Q}$$

Siendo; Longitud de la tuerca(l_t) = 16.27mm (*ver Anexo II*)

$$n = \frac{16.27mm}{2.540mm} = 6.406 \text{ vueltas}$$

$$n = 6.4 \text{ vueltas}$$

Ahora encontraremos la presión de aplastamiento en la superficie de contacto del tornillo y la tuerca, tenemos: [*Ver ecuación (63)*]

$$\sigma_B = \frac{W}{\pi \times d_m \times h \times n}$$

Si: $W = P_p$ y $d_m = D_m$

$$\sigma_B = \frac{3250kgf}{\pi \times 1.742cm \times 0.163cm \times 6.4} = \frac{3250kgf}{18.1696cm^2} = 179.137 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_B = 179.137 \frac{kgf}{cm^2}$$

3.2.1.6.3 Cálculo del esfuerzo de flexión en la rosca(σ_b)

Vamos a considerar a la rosca como una viga cantiléver [*Ver figura (2.34)*], con una carga en el extremo del diámetro de la raíz, esta carga esta uniformemente repartida en el diámetro medio del tornillo, aplicando la *ecuación 62* encontramos el esfuerzo de flexión de la rosca

$$\sigma_b = \frac{3 \times W \times h}{\pi \times n \times d_m \times b^2}$$

Si; $W = P_p$; $d_m = D_m$; $b = Q$

$$\sigma_b = \frac{3 \times 3250kgf \times 0.163cm}{\pi \times 6.4 \times 1.742cm \times (0.254cm)^2} = 703.301 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_b = 703.301 \frac{kgf}{cm^2}$$

3.2.1.6.4 Cálculo del esfuerzo cortante

Estamos evidenciando que tanto el tornillo como la tuerca están sujetos a corte, esto por corte transversal debido a la flexión que provoca la fuerza tangencial. De acuerdo con la ecuación (2.64), tenemos que para una sección rectangular se da el siguiente corte transversal:

Para el tornillo;

$$\tau_0 = \frac{3 \times P_p}{2\pi \times D_r \times n \times b}$$

$$\tau_0 = \frac{3 \times 3250kgf}{2\pi \times 1.5798cm \times 6.4 \times 0.254cm} = \frac{9750kgf}{15.8839cm^2} = 604.239 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\tau_0 = 604.239 \frac{kgf}{cm^2}$$

Para la Tuerca;

$$\tau_u = \frac{3 \times P_p}{2\pi \times D_e \times n \times b}$$

$$\tau_u = \frac{3 \times 3250kgf}{2\pi \times 1.905cm \times 6.4 \times 0.254cm} = \frac{9750kgf}{19.154cm^2} = 501.090 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\tau_u = 501.090 \frac{kgf}{cm^2}$$

3.2.1.6.5 Cálculo del esfuerzo de compresión en el núcleo (σ_{toc})

El esfuerzo de compresión o tensión generado por la carga aplicada [Acápite (3.2.2.6)] esto viene dado en la ecuación (2.67).

$$\sigma_{toc} = \frac{4 \times P_p}{\pi \times D_i^2}$$

$$\sigma_{toc} = \frac{4 \times 3250kgf}{\pi \times (1.5798cm)^2} = 1658.018 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{toc} = 1658.018 \frac{kgf}{cm^2}$$

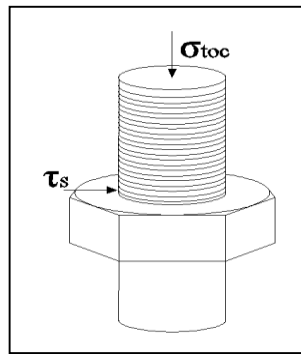


Fig. 3.22 Esfuerzos combinados en el núcleo del perno

3.2.1.6.6 Cálculo del esfuerzo de corte provocado por el torque (τ_T)

Ahora encontraremos el esfuerzo de corte provocado por el torque de apriete con la ayuda de la ecuación (2.68):

$$\tau_T = \frac{16T}{\pi D_r^3}$$

$$\tau_T = \frac{16(941.452 \text{ kgf} \cdot \text{cm})}{\pi(1.5798 \text{ cm})^3}$$

$$\tau_T = 1216.079 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

3.2.1.6.7 Cálculo del esfuerzo cortante máximo del núcleo del perno

Utilizando teoría de la falla de corte máximo provocado por el torque de apriete y esfuerzo biaxial combinado en el área de raíz del perno que actúan en el perno [figura (3.22)] se deriva de la ecuación (2.70):

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{toc}}{2}\right)^2 + (\tau_T)^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{1658.018 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{2}\right)^2 + \left(1216.079 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right)^2}$$

$$\tau_{max} = 1471.769 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

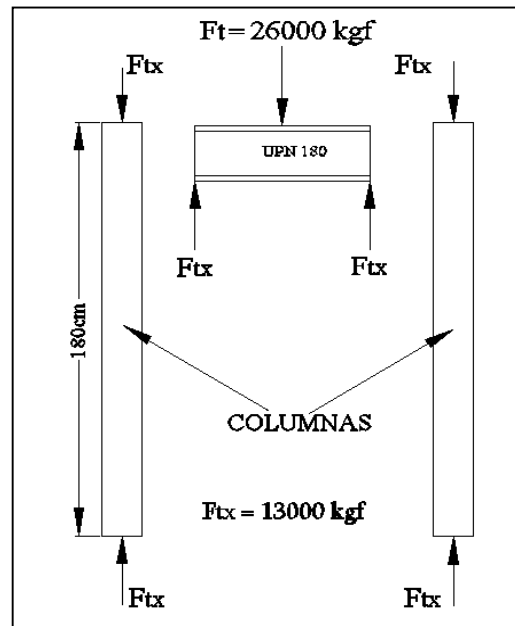


Fig 3.23 Fuerzas actuantes en la estructura

3.2.2 Cálculo de las columnas

Vamos a tener en consideración que el tipo de columnas que se utilizará es de extremos articulados, armada por medio de pernos; la distribución de la carga y sus dimensiones se dan en la *figura (3.23)*:

3.2.2.1 Selección y cálculo del perfil para las columnas

El dimensionamiento de las columnas para la estructura de soporte del sistema hidráulico la obtenemos por la **carga crítica de Euler** ver *tabla (2.3)*; asumiremos que la carga crítica de trabajo es la que se da en la *figura (3.24)*, y tenemos:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I_n}{L^2}$$

E = modulo de elasticidad del acero [Ver acápite (3.2.1.3)]

Con lo que el momento de inercia es:

$$I_n = \frac{L^2 \times P_{cr}}{\pi^2 \times E} = \frac{(180\text{cm})^2 \times (13000\text{kgf})}{\pi^2 \times 2100000 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$I_n = 20.322\text{cm}^4$$

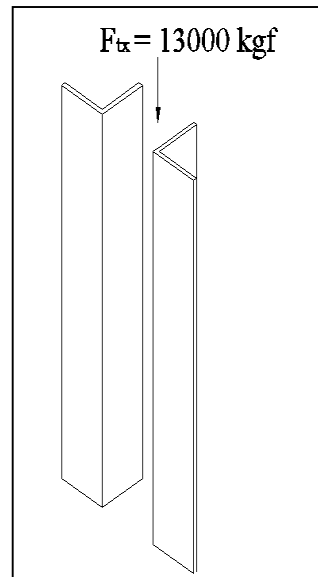


Fig. 3.24 Configuración de la columna

Con esto escogemos el tipo de perfil a utilizar en las columnas; angular de lados iguales **100 x 100 x 8 mm**, y sus características más importantes son (*ver Anexo 12*):

- ✓ Sección (A_p) = 15.5 cm^2
- ✓ Radio de giro (i_x) = $3.06 = (i_y)$
- ✓ Momento de inercia menor (I_n) = 59.8 cm^4

La carga crítica que resulta con el perfil [*Ver figura (3.24)*] es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I_n}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2100000 \text{ kgf/cm}^2 \times 59.8 \text{ cm}^4}{(180 \text{ cm})^2}$$

$$P_{cr} = 38253.8556 \text{ kgf} \geq 13000 \text{ kgf}$$

Se comprueba que la columna dimensionada soporta la fuerza que actúa en ella.

3.2.2.2 Determinación de las longitudes de las presillas

Según el acápite 2.3.9.4 para dimensionar las presillas tenemos:

Primero calculamos la longitud de separación máxima entre presillas en la distancia vertical de la columna [*Ver ecuación (2.57)*] la cual se muestra en la *figura (3.25)*;

$$L_1 \leq 50 \times i_x$$

$$L_1 \leq 50 \times 3.06 \text{ cm}$$

$$L_1 \leq 153 \text{ cm}$$

$$\text{Si } L_1 = 60 \text{ cm} \leq 153 \text{ cm}$$

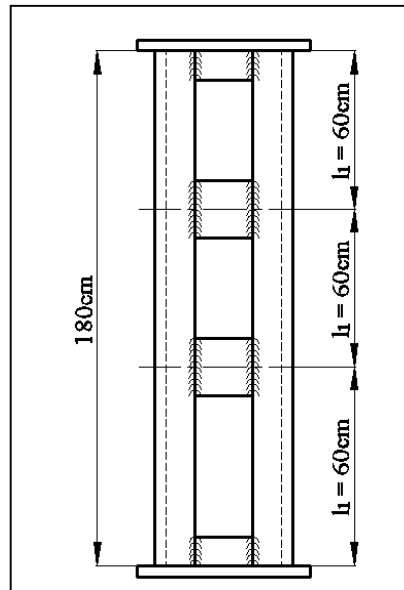


Fig. 3.25 Distancia vertical entre presillas

Luego se calcula la longitud máxima de separación a lo ancho de la columna *ecuación* (2.57), entonces procedemos a desarrollar:

$$L_2 \leq 20 \times i_x$$

$$L_2 \leq 20 \times 3.06 \text{ cm}$$

$$L_2 \leq 61.2 \text{ cm}$$

Por lo tanto de la *figura* (3.26) calculamos el valor de la longitud de separación real para las presillas y tenemos:

$$l_2 = 2z + 46 \text{ cm}$$

$$\text{Si; } z = 7.26 \text{ cm}$$

$$l_2 = 2(7.26 \text{ cm}) + 46 \text{ cm}$$

$$l_2 = 60.52 \text{ cm} < 61.2 \text{ cm}$$

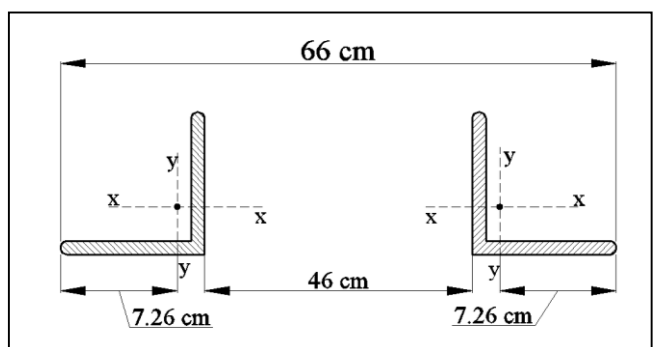


Fig 3.26. Distancia horizontal entre secciones de las presillas

3.2.2.3 Cálculo de soldadura de las presillas

Primeramente tendremos en cuenta que el espesor máximo del cordón de soldadura no será mayor de **0.7** del espesor más pequeño a unir. Entonces para la unión entre la presilla y el ángulo se lo realizara con soldadura de arco eléctrico cuyo material de

aporte será con electrodos B-10 (7018-1/8), siendo este un tipo de suelda elástica; cuyas características son las siguientes: (*Ver Anexo 13*)

- ✓ $eff = 80\% \cong 0.8$
- ✓ Resistencia a la tracción $55-57 \text{ kgf/mm}^2$
- ✓ Limite elástico $42-47 \text{ kgf/mm}^2$

Teniendo el límite elástico de la soldadura igual a $\sigma_e = 4200 \text{ kgf/cm}^2$, y con la elección de un coeficiente de seguridad ($N = 2$), encontramos la tensión normal de la suelda con la ayuda de la *ecuación (2.41)*:

$$\sigma_n = \frac{\sigma_e}{n}$$

$$\sigma_n = \frac{4200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{2} = 2100 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

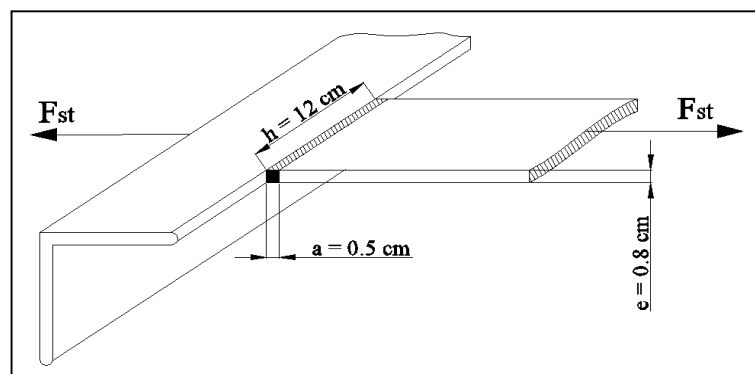


Fig. 3.27 Fuerza de tracción en la soldadura

Ahora calculamos la fuerza de tracción con la ayuda de la *figura (3.27)*; y procedemos a calcular: [*Ver ecuación (2.69)*]

$$F_{st} = \sigma_n \times e \times h \times eff$$

$$F_{st} = 2100 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times 0.8 \text{ cm} \times 12 \text{ cm} \times 0.8$$

$$F_{st} = 16128 \text{ kgf}$$

De igual manera encontramos la fuerza de flexión de la *figura (3.28)*, luego aplicamos la *ecuación (2.47)* y tenemos

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{sf} \times 23\text{cm} \times -F_{st} \times 6\text{cm} = 0$$

$$F_{sf} = \frac{F_{st} \times 6\text{cm}}{23\text{cm}} = \frac{16128\text{kgf} \times 6\text{cm}}{23\text{cm}} = 4207.304\text{kgf}$$

$$F_{sf} = 4207.304\text{kgf}$$

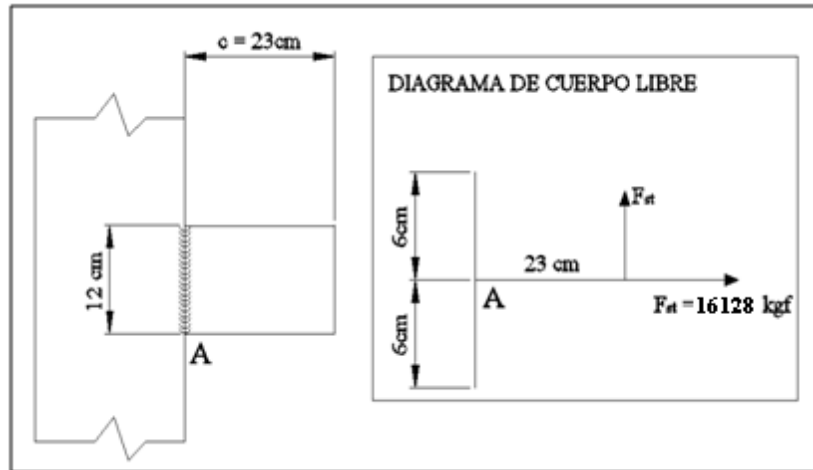


Fig. 3.28 Esfuerzos de flexión de la soldadura

El momento flector máximo en las presillas (M_{fp}) es: [Ver tabla (2.2)]

$$M_{fp} = \frac{F_{sf} \times L_2}{4}$$

$$M_{fp} = \frac{4207.304\text{kgf} \times 46\text{cm}}{4} = 48383.996\text{kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_{fp} = 48383.996\text{kgf} \cdot \text{cm}$$

En consecuencia el momento resistente de la soldadura (R_s) es: [Ver ecuación (2.45)]

$$R_s = \frac{e \times h^2}{6}$$

Si; $e = 0.8\text{ cm}$ (ancho del cordón) y $h = 12\text{ cm}$ (longitud del cordón de la soldadura)

$$R_s = \frac{0,8\text{cm} \times (12\text{cm})^2}{6} = 19.2\text{cm}^3$$

$$R_s = 19.2\text{cm}^3$$

Ahora encontramos el área de la soldadura (A_s) es:

$$A_s = e \times h$$

$$A_s = 0.8\text{cm} \times 12\text{cm}$$

$$A_s = 9.6\text{ cm}^2$$

Aplicando la ecuación (2.70) encontramos la tensión total de trabajo de la soldadura:

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{M_{fp}}{R_s}\right)^2 + \left(\frac{F_{sf}}{A}\right)^2}$$
$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{48383.996 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{19.2 \text{ cm}^3}\right)^2 + \left(\frac{4207.304 \text{ kgf}}{9.6 \text{ cm}^2}\right)^2} = 2557.826 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$
$$\sigma_s = 2557.826 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} < 4200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

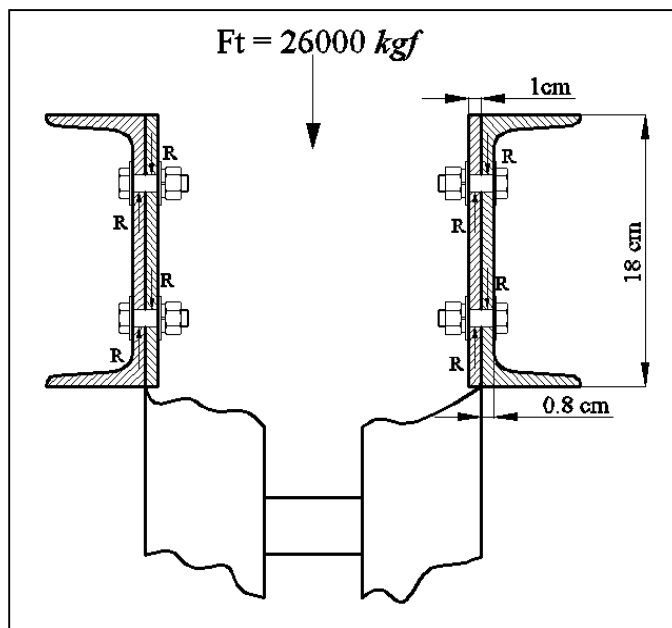


Fig. 3.29 Fuerzas actuantes en los pernos

3.2.3 Cálculo de los pernos para la unión viga superior-columnas.

En la figura (3.29) se ve el número de pernos (8) para la unión viga superior-columnas; la fuerza de corte que actúa en los pernos va a ser igual a la fuerza que produce el cilindro hidráulico dividido para el número de pernos:

$$R = \frac{F_t}{8} = \frac{26000 \text{ kgf}}{8} = 3250 \text{ kgf}$$

3.2.3.1 Selección del diámetro de los pernos para resistir la fuerza de corte (D_t)

Los pernos van a estar sometidos a cortante simple y aplastamiento. El diámetro de los pernos se lo determina con la ecuación (2.33) tenemos:

$$P_p = A \times \tau_c = \frac{\pi \times D_t^2}{4} \times \tau_c$$

Si según el *Anexo (4)* la tensión de cortadura (τ_c) para uniones atornilladas es:

$$\tau_c = 960 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Reemplazando tenemos:

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \times P_p}{\tau_c \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3250 \text{kgf}}{960 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times \pi}} = 2.076 \text{cm}$$

$$D_t = 2.076 \text{cm} \cong 21 \text{mm}$$

Entonces asumiremos el diámetro (perno) comercial (D_t) = **7/8 pulg**, rosca *Whitworth americana* y sus características se muestran en el *Anexo 10*.

3.2.3.2 Cálculo de la sección sometida a tensión de aplastamiento (σ_{ap})

Como las reacciones (3250 kgf) de los pernos que tendrán por la carga aplicada provocaran tensiones de aplastamiento en el perno; tenemos que verificar si no rebasa la tensión admisible (σ_t) para uniones atornilladas; entonces aplicamos la *ecuación (2.34)*.

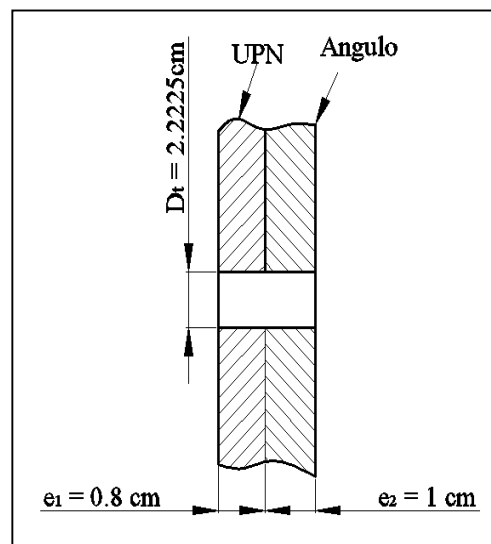


Fig 3.30. Sección sometido a aplastamiento

Entonces tomando el área de aplastamiento de la *figura (3.30)*, tenemos:

$$\sigma_{ap} = \frac{P_p}{A_{ap}} \leq \sigma_t$$

Si; $\sigma_t = 1200 \text{kgf}/\text{cm}^2$ y $A_{ap} = D_t \times (e_1 + e_2)$ (área de aplastamiento)

$$\sigma_{ap} = \frac{3250 \text{ kgf}}{2.222 \text{ cm} \times (0.8 \text{ cm} + 1 \text{ cm})} = 812.581 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{ap} = 812.581 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \leq 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto resiste la tensión de aplastamiento producida entre los pernos y los perfiles.

3.2.4 Diseño estructural de la mesa de presión

Esta mesa será la encargada de soportar toda la presión que generará el cilindro hidráulico; la mesa está conformada por la plancha superior y soporte inferior, en la *figura (3.31)*; se muestra el diseño estructural de los soportes inferiores de la mesa, con perfiles **UPN 180**.

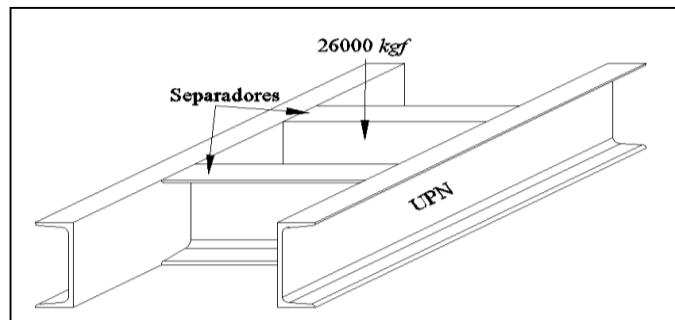


Fig 3.31 soporte inferior

En el *acápite (3.2.2)* ya se realizó el análisis de mecánica y a continuación presentamos los parámetros obtenidos para estos perfiles:

- ✓ Esfuerzo cortante (τ_v) = 232,143 kgf/cm²
- ✓ Flecha máxima f_{max} = 0,0328 cm
- ✓ Diámetro de los pernos de sujeción (D_p) = 7/8 pulg
- ✓ Fuerza de trabajo (F_t) = 26000 kgf

Se colocarán dos separadores (**UPN 180**) intermedios espaciados simétricamente, los mismos que elevan el grado de rigidez y soporte a la presión que están sometidos. Estos perfiles serán unidos por medio de soldadura de arco eléctrico (E7018).

3.2.4.1 Cálculo de la plancha para la mesa de presión

Para el cálculo de la plancha de la mesa estructural primero obtenemos el momento flector y resistente de diseño, asociándolos a la fuerza máxima de trabajo bajo los siguientes datos reales:

- ✓ Fuerza máxima de trabajo (F_t) = 26000 kgf
- ✓ Tensión de trabajo (σ_{trab}) = 1200 kgf/cm²
- ✓ Longitud de la plancha (L) = 40cm

Ahora el momento flector según *tabla (2.2)* es:

$$Mf_{max} = \frac{F_t \times L}{4}$$

$$Mf_{max} = \frac{26000kgf \times 40cm}{4} = 260000kgf \cdot cm$$

$$Mf_{max} = 260000kgf \cdot cm$$

Utilizamos la *ecuación (2.52)* y procedemos a calcular el momento resistente:

$$W_{x-x} = \frac{Mf_{max}}{\sigma_t}$$

$$W_{x-x} = \frac{260000kgf \cdot cm}{1200 \frac{kgf}{cm^2}} = 216.66cm^3$$

$$W_{x-x} = 216.66cm^3$$

3.2.4.2 Cálculo del espesor de la plancha de la mesa de presión

Para calcular el espesor que cumpla con las exigencias de nuestro diseño vamos a encontrar el momento resistente de un cuerpo prismático que no pasa por su centro de gravedad, para esto utilizamos la siguiente metodología que consiste en dar espesores de planchas comerciales para encontrar el momento resistente [Acápite (3. 2.4.1)]:

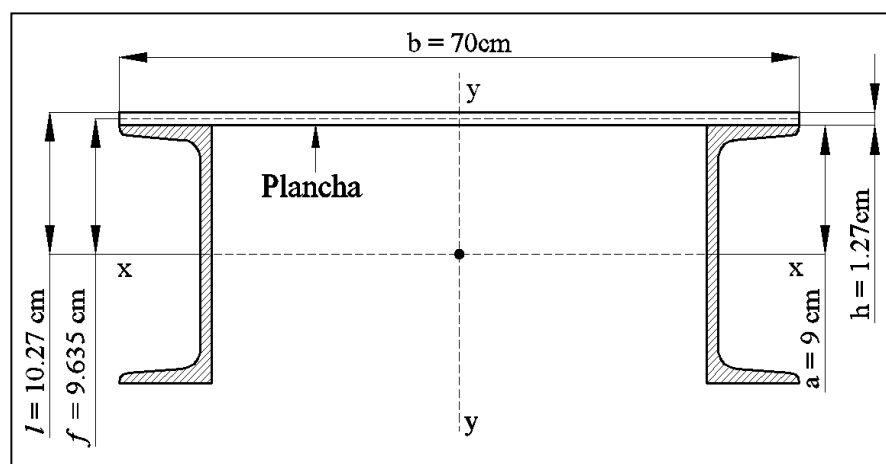


Fig. 3.32. Centroide de la mesa

Las dimensiones para obtener el momento resistente de la mesa se dan en la *figura* (3.32). Aplicando la *ecuación* (2.46), procedemos a calcular el momento resistente:

$$R_{yy} = \frac{I_{yy}}{\ell}$$

Pero por cuestiones de cálculo asumiremos que:

$$R_{yy} = W'_{xx}$$

$$W'_{xx} = \frac{\frac{b \times h^3}{12} + (b \times h \times l^2)}{l}$$

$$W'_{xx} = \frac{\frac{70 \text{ cm} \times (1.27 \text{ cm})^3}{12} + [70 \text{ cm} \times 1.27 \text{ cm} \times (9.6355 \text{ cm})^2]}{10.27 \text{ cm}}$$

$$W'_{xx} = 804.754 \text{ cm}^3 > 216.667 \text{ cm}^3$$

3.2.4.3 Selección del espesor de la plancha para la mesa de presión

En el acápite anterior verificamos que el espesor de la plancha para la mesa es $1/2 \text{ plg}$ de acero laminado; para realizar la unión plancha-perfiles se seleccionara los pernos $3/4 \text{ plg}$, *rosca whitworth americana* [ver Anexo (10)]

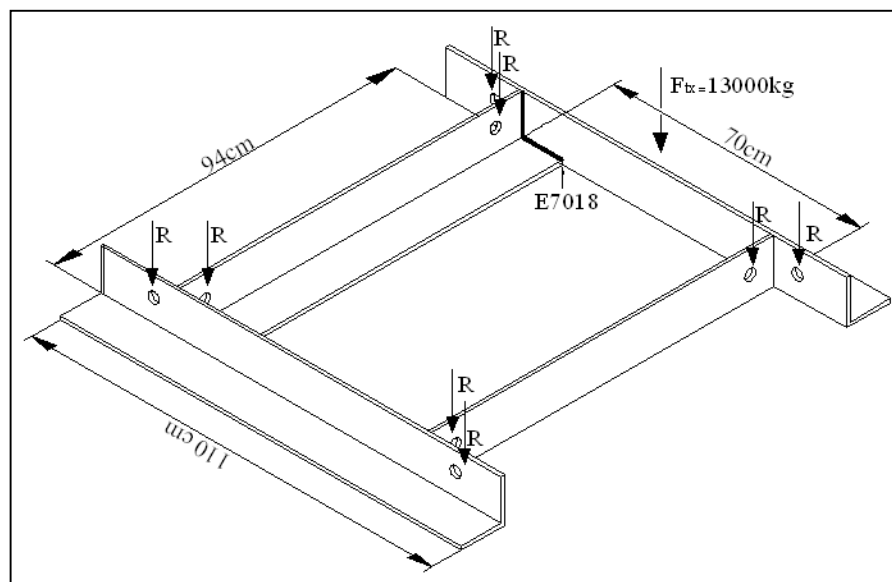


Fig. 3.33 Dimensiones de base de la zona de presión

3.2.4.4 Cálculo de la base para la estructura general

En la *figura* (3.33) se muestra la configuración mecánica y geométrica de la base para la estructura general, por requerimiento de diseño vamos a utilizar perfiles angulares de

lados iguales (**100x100x8**) cuyas características se muestran en el *Anexo 12*, los perfiles forman una sola estructura que son unidos por soldadura de arco eléctrico. El método para unir los perfiles de la base con las columnas es el de unión atornillada para esto se tomará el valor de los pernos de $7/8$ plg.

3.2.4.5 Cálculo verificativo de la soldadura

Las partes más afectadas por las solicitaciones mecánicas, se sitúan en la unión de los perfiles angulares por medio de soldadura de arco eléctrico E7018, [*Ver Anexo (13)*], sus cálculos verificativos son:

3.2.4.5.1 Cálculo de la tensión combinada para la soldadura de la base

Vamos a comenzar por encontrar el momento flector que se genera en las uniones por soldadura y atornilladas con las columnas tal como se muestra en la *figura (3.34)*;

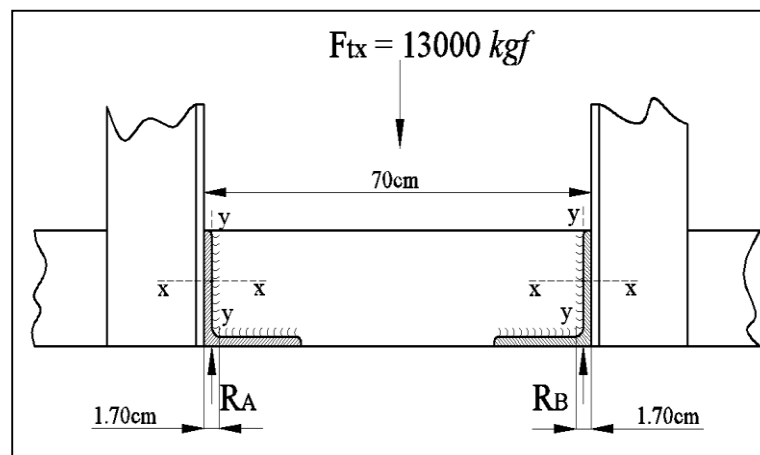


Fig 3. 34 Momento flector en la soldadura de la base

De la *tabla (2.2)* escogemos la ecuación del momento flector máximo y los datos de la *figura (3.34)*; tenemos:

$$M_{fmax} = \frac{F_t \times l}{4} = \frac{13000kgf \times 70cm}{4}$$

$$M_{fmax} = 227500 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Por lo que la reacción en los apoyos es:

$$R_A = \frac{F_{tx}}{2}$$

$$R_A = \frac{13000kgf}{2}$$

$$R_A = 6500 \text{ kgf}$$

A continuación procedemos a calcular el momento de inercia de los cordones de soldadura con la ayuda de la ecuación (2.44):

$$I_{sol} = \frac{\overbrace{a \times h^3}^{y-y}}{12} + \left[N_c \underbrace{\left(\frac{b \times a^3}{12} + A_x \times d^2 \right)}_{x-x} \right]$$

Donde los parámetros más importantes se muestran en la figura (3.35) y obtenemos lo siguiente:

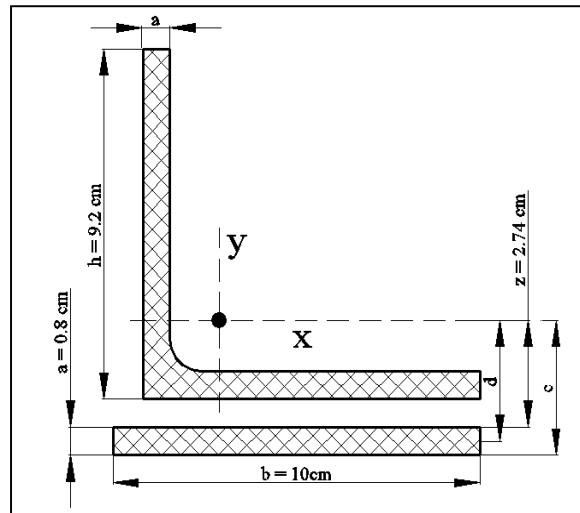


Fig. 3.35 Dimensiones para el momento de inercia de la soldadura de la base

$$a = 8 \text{ mm}$$

$$d = \left(z + \frac{a}{2} \right) \left(27.4 \text{ mm} + \frac{8 \text{ mm}}{2} \right) = 31.4 \text{ mm}$$

$$c = z + a$$

$$c = 27.4 \text{ mm} + 8 \text{ mm} = 35.4 \text{ mm}$$

$$A_x = b \times a \text{ (Área del cordón de soldadura)}$$

$$N_c = 2 \text{ (número de cordones de soldadura)}$$

Desarrollando:

$$I_{sol} = \frac{0.8 \text{ cm} \times (9.2 \text{ cm})^3}{12} + \left\{ 2 \left[\frac{10 \text{ cm} \times (0.8 \text{ cm})^3}{12} + 10 \text{ cm} \times 0.8 \text{ cm} \times (2.78 \text{ cm})^2 \right] \right\}$$

$$I_{sol} = 51.913cm^4 + 158.607cm^4 = 210.52cm^4$$

$$I_{sol} = 210.52cm^4$$

Ahora con el valor del momento de inercia de la soldadura procedemos a calcular su momento resistente:

$$R_{sol} = \frac{I_{sol}}{c}$$

$$R_{sol} = \frac{210.52cm^4}{3.54cm} = 59.469cm^3$$

$$R_{sol} = 59.469cm^3$$

Por lo que la tensión de flexión en las uniones soldadas es: [Ver ecuación (2.52)]

$$\sigma_{fsol} = \frac{M_{fmax}}{R_{sol}}$$

$$\sigma_{fsol} = \frac{227500 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{59.469cm^3} = 3825.523 \frac{\text{kgf}}{cm^2}$$

$$\sigma_{fsol} = 3825.523 \frac{\text{kgf}}{cm^2}$$

Como las uniones soldadas de la base de la máquina están sometidas a fuerzas cortantes es necesario encontrar la tensión que generan estas fuerzas y lo hacemos con la ayuda de ecuación (2.33):

$$\tau_{sol} = \frac{R_A}{A_y}$$

$$\text{Si; } A_y = h \times a$$

Desarrollando;

$$\tau_{sol} = \frac{6500\text{kgf}}{(9.2\text{cm} \times 0.8\text{cm})} = 883.152 \frac{\text{kgf}}{cm^2}$$

$$\tau_{sol} = 883.152 \frac{\text{kgf}}{cm^2}$$

Para finalizar determinamos la tensión máxima de trabajo que se genera en las uniones soldadas por esfuerzos combinados tenemos:

$$\sigma_{sol} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_{sol} = \sqrt{\left(3825.523 \frac{kgf}{cm^2}\right)^2 + \left(883.152 \frac{kgf}{cm^2}\right)^2} = 3132.189 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{sol} = 3132.189 \frac{kgf}{cm^2} < 4200 \frac{kgf}{cm^2}$$

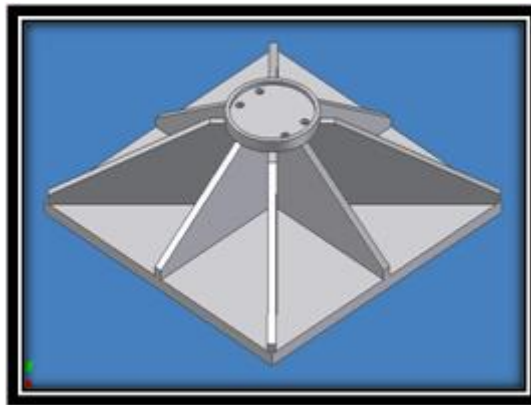


Fig. 3.36 Elemento presionador

3.2.5 Cálculo del elemento presionador de las mezclas

Le hemos dado este nombre de elemento de presionador, al conjunto de piezas de acero tales como; placas y brida, las mismas que se utilizarán para transmitir la presión requerida a las mezclas que conforman la baldosa de cemento, *figura (3.36)*

3.2.5.1 Cálculo de la placa base

Para este dimensionamiento vamos a asumir que la placa está sometida a compresión *figura (3.37)*; el espesor necesario para soportar la fuerza de compresión según la *ecuación (2.32)* es: si la tensión de trabajo, $\sigma_{trab} = 1200 \text{ kgf/cm}^2$ tenemos [*ver Anexos (8)*]:

$$\sigma_{trab} = \frac{F_t}{A_{comp}}$$

Si; $F_t = 23000 \text{ kgf}$ y; $A_{comp} = b \cdot e$ (Área de compresión);

Luego remplazamos y despejamos:

$$b \times e = \frac{F_t}{\sigma_{trab}}$$

$$e = \frac{F_t}{\sigma_{trab} \times b} = \frac{26000kgf}{1200 \frac{kgf}{cm^2} \times 30cm} = 0.722 cm$$

$$e = 7.22 mm = 0.722 cm$$

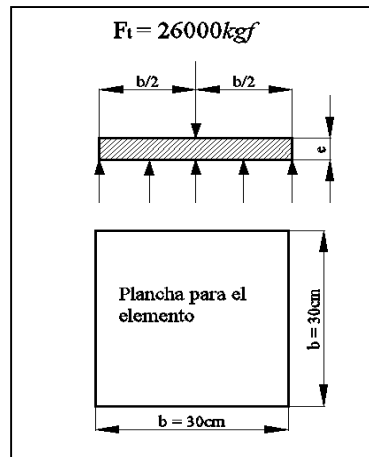


Fig. 3.37 Dimensiones de la placa base

3.2.5.2 Selección del espesor de la placa base

El espesor de una plancha comercial de acero laminado es igual a:

$$e = 1/2 plg = 12.7cm$$

La unión de todos los elementos se harán mediante suelda eléctrica *E-7018* y el aporte de temperatura por el arco eléctrico provocara deformaciones en el plano transversal de la plancha. Por esta razón se selecciona el espesor mencionado.

3.2.5.3 Diseño de las placas triangulares

La placas triangulares, diagonales y la placa base contribuyen sustancialmente a la distribución de la presión que transmitirá el elemento presionador, las placas triangulares se ubicaran en la parte media y lateral, de la placa base. Se unirán con soldadura de arco eléctrico, electrodo B-10, cuyas características están en el *Anexo 13*, el espesor de las placas triangulares es de ($e = 5/16plg$). Primero se diseñaran las placas medias triangulares (**4 placas**) donde haremos uso de la trigonometría para encontrar las dimensiones, luego las placas diagonales. Ver *Anexo B*

3.2.6 Acoplamiento entre el vástago y el elemento presionador

Por exigencias de nuestro diseño, vamos a emplear un acoplamiento rígido por bridas; brida una superior e inferior, dándonos mayor seguridad y facilidades para centrar el elemento de presión en el molde, la *figura (3.38)* muestra su configuración, la forma de

sujeción entre las brida será por medio de pernos; el material de las bridas será el Acero SAE 1018.

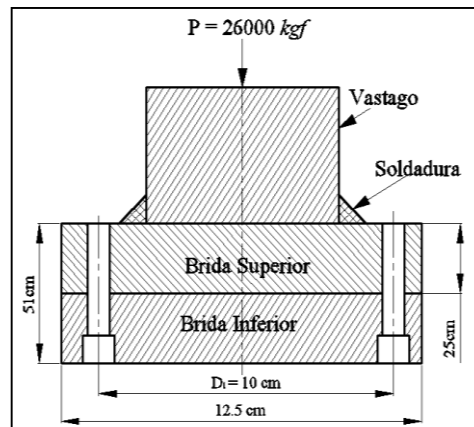


Fig.3.38 Bridas de acople para vástago y elemento de presión

3.2.6.1 Cálculo del torque en la rosca del vástago

Obtendremos el torque que se producirá en la rosca del vástago, se utilizara la metodología del *acápite* (3.2.2.6.1), los datos de la rosca de vástagos estandarizados son: [Ver anexo (14)]

Datos técnicos de la rosca del vástago 72 MB pág. 232 de la tesis

- ✓ $D_e = 7.2 \text{ cm}$
- ✓ Paso (Q) = 0.4 cm
- ✓ $D_m = 6.9402 \text{ cm}$
- ✓ $D_i = 6.6804 \text{ cm}$
- ✓ $A_i = 35.05 \text{ cm}^2$
- ✓ $h_{rosca} = 0.2598 \text{ cm}$
- ✓ $R_{re} = 0.043 \text{ cm}$
- ✓ $\beta = 60^\circ$
- ✓ $\theta = 30^\circ$
- ✓ Longitud de la rosca (l) = 5.5 cm

Si el ángulo de la hélice de la rosca (α) es: [ecuación (2.59)]

$$\tan \alpha = \frac{\text{Avance}}{\pi \times D_m} = \frac{Q \times \text{numero de entradas}}{\pi \times D_m}$$

$$\tan \alpha = \frac{0.4 \text{ cm} \times 1}{\pi \times 6.940 \text{ cm}} = 0.018$$

$$\alpha = 1.05^\circ$$

Y la pendiente del perfil de la rosca (θ_n) según la ecuación (2.60) es:

$$\tan \theta_n = \tan \theta_n \times \cos \alpha = \tan 30^\circ \times \cos 1.05^\circ$$

$$\theta_n = 29.995 \cong 30$$

El torque que soporta la tuerca se lo calcula con la ecuación (2.61), si el coeficiente de fricción de la rosca en seco según tabla (2.4) es:

$$f = 0.15$$

Resolvemos:

$$T = \frac{26000 \text{kgf} \times 6.940 \text{cm}}{2} \left[\frac{0.018 + \frac{0.15}{\cos 30^\circ}}{1 - \frac{0.15 \times 0.018}{\cos 30^\circ}} \right]$$

$$T = 90220 \text{kgf} \cdot \text{cm} \times (0.192)$$

$$T = 17302.430 \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

3.2.6.2 Cálculo de los pernos para la unión de las bridas

La unión entre las bridas es por medio de pernos tipo Allen, presentan facilidad al momento de centrar el elemento presionador, el diámetro ideal de los pernos es ver figura (3.38). Como el momento se basa en función de la fuerza aplicada tenemos que:

$$T = f(P)$$

Luego para obtener el diámetro de los pernos nos basamos en la ecuación (2.121):

$$T = \tau \times A_t \times (D_1/2) \times n$$

Antes tomamos la ecuación (2.122) y obtenemos el número de pernos para las bridas

$$n = 0.5D + 3 = (0.5 \times 2.75) + 3 = 4.376 \cong 4$$

$$n = 4$$

El radio de giro de los pernos ($D_1/2$) se lo obtenemos de la figura (3.38).

Luego despejando tenemos que el diámetro de cada tornillo es igual a:

$$A_t = \frac{2 \times T}{\tau \times n \times D_1}$$

$$\frac{\pi \times D_p^2}{4} = \frac{2 \times T}{\tau \times n \times D_1}$$

$$D_p = \sqrt{\frac{8 \times T}{\tau \times n \times D_1 \times \pi}} = \sqrt{\frac{8 \times (17302.430 \text{ kgf} \cdot \text{cm})}{\pi \times 4 \times \left(960 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right) \times (10\text{cm})}}$$

$$D_p = 1.071\text{cm}$$

El tipo de perno será Allen rosca gruesa de 7/16 plg.

3.2.7 Diseño del molde para la baldosa

La *figura (3.39)* muestra diseño del molde, el mismo que va a ser construido con ángulo laminado de alas iguales mm. Sus dimensiones y proceso de construcción se muestran en el *Anexo B*. Este molde es para una baldosa de 30x30cm

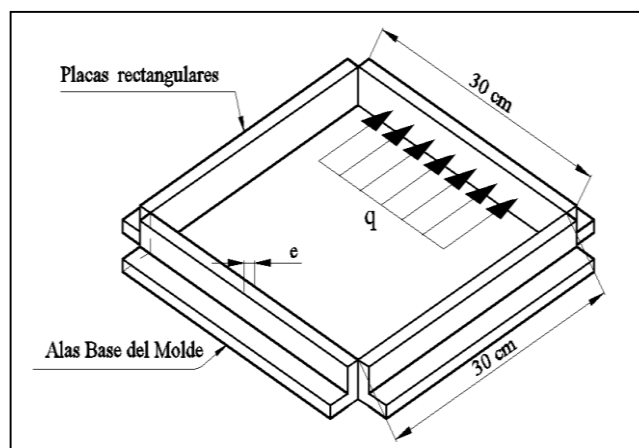


Fig 3.39. Molde para mezclas de la baldosa.

3.2.7.1 Cálculo del espesor de las placas rectangulares

Para dimensionar el espesor de las placas rectangulares utilizamos la metodología de placas planas rectangulares sometidas a carga uniforme, por sus extremos soldadas las vamos a considerar como si estuviera empotrada; *ver figura (3.40)*. Vamos a obtener la relación entre las dimensiones principales de la placa, tal como se muestran en la *figura (3.40)*, luego aplicamos la *ecuación (2.76)* y tenemos:

$$\eta = \frac{a}{b} = \frac{15}{2} = 7.5$$

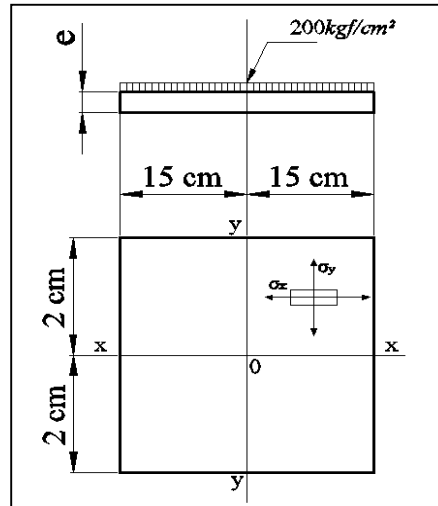


Fig.3.40 Placa lateral rectangular.

Si la consideramos a la placa empotrada obtenemos los valores del Anexo 15, que son:

$$\varphi_y = 1 \quad \psi = 0.455$$

Y para el acero A42 la tensión de trabajo obtenida en el acápite (3.2.1.4) es:

$$\sigma_t = 1733.333 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente para encontrar el espesor necesario de la placa nos valemos de la ecuación (2.73) y tenemos:

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y \times q \times b^2}{\sigma_t}}$$

$$e = \sqrt{\frac{1 \times 200 \text{ kgf/cm}^2 \times (2\text{cm})^2}{1733.333 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}}$$

$$e = 0.679 \text{ cm}$$

Por lo tanto asumimos el espesor de 3/8 pulg, que es la comercial, cuyo material es acero laminado cuyas características se muestran en el acápite (3.2.1.2):

3.2.7.2 Cálculo de la flecha de la placa

La flecha que provocara la carga uniforme en la placa rectangular la obtenemos de la ecuación (2.75).

$$f = \psi \times \frac{q \times b^4}{e^3 \times E}$$

$$f = 0.455 \times \frac{200 \text{ kgf/cm}^2 \times 2^4}{(0.70 \text{ cm})^3 \times 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2} = 2.021 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

$$f = 2.021 \times 10^{-3} \text{ cm} = 0.0202 \text{ mm} \text{ (Ver figura 3.41)}$$

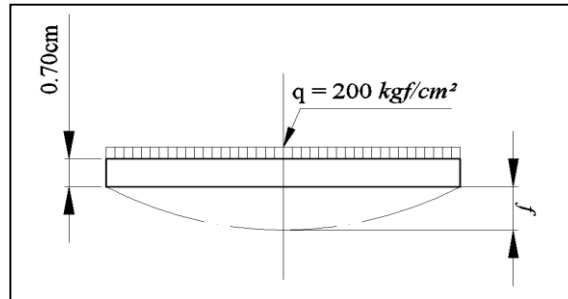


Fig 3.41 Flecha en la placa lateral rectangular.

3.2.8 Diseño del sistema de extracción y sujeción del molde

El sistema de extracción y sujeción del molde esta situado en la mesa de presión con la finalidad de sujetar el molde cuando comienza la descarga de presión y extraerlo cuando se esté retirando la presión (50 PSI) en la *figura (3.42)*.

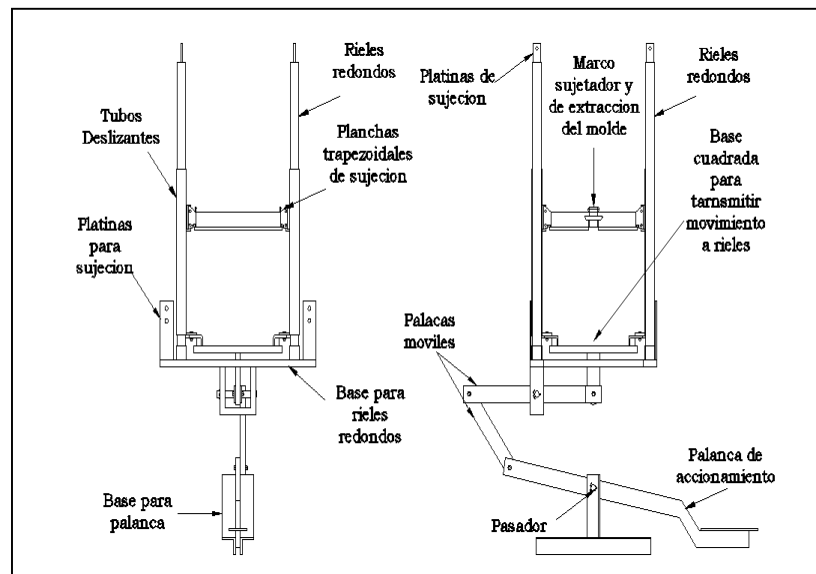


Fig 3.42 Sistema de extracción y sujeción del molde

La mayor parte del sistema lo hemos basado en la experiencia como también en las exigencias y ventajas que deba presentar al momento de extraer el molde ya que tendrá una relación directa en el acabado geométrico de la baldosa. Para encontrar la fuerza que deba vencer el mecanismo para realizar el recorrido perpendicular a la mesa de presión, nos basaremos en el principio de la palanca *acápite (2.3.14)*; Si el peso total

que actúa en el mecanismo es: peso del marco de extracción, peso de las planchas trapecoidales que sujetan el marco, peso de los tubos deslizantes, peso del cuadrante transmisor de movimiento en los tubos deslizante.

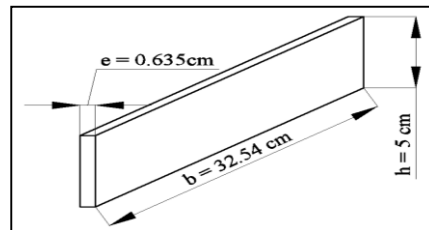


Fig 3.43. Plancha rectangular del marco sujetador

3.2.8.1 Cálculo del peso total que actúa en el mecanismo

El peso del marco de sujeción esta conformado por cuatro planchas rectangulares se muestran en la figura (3.43), con las dimensiones de las planchas y el peso específico del acero, procedemos a encontrar el peso del marco (P_{ms});

El volumen de la plancha lo encontramos con la ecuación (2.16):

$$V_p = 4(b \times h \times e)$$

$$V_p = 4(32.54\text{cm} \times 5\text{cm} \times 0.635\text{cm})$$

$$V_p = 413.258\text{cm}^3$$

Después tomamos peso específico del acero [Ver acápite (3.2.1.5)] y aplicando la ecuación (2.1) y tenemos:

$$\gamma_{Acero} = 7.85 \times 10^{-3} \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_{Re} = \gamma_{Acero} \times V_p$$

$$P_{Re} = 7.85 \times 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} \times 413.258\text{cm}^3$$

$$P_{Re} = 3.244\text{kgf}$$

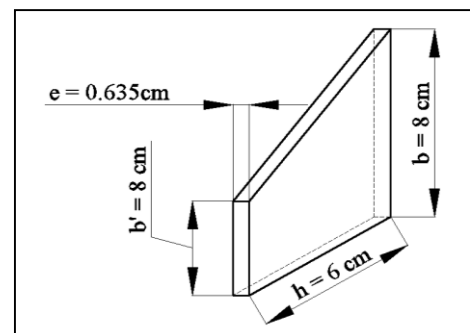


Fig 2.44. Planchas Trapezoidales

Según la *figura (3.44)* el peso de las planchas trapezoidales (P_{tp}) de sujeción (trapecio) con el procedimiento anterior y el número de placas son cuatro:

$$P_{Pt} = 0.718kgf$$

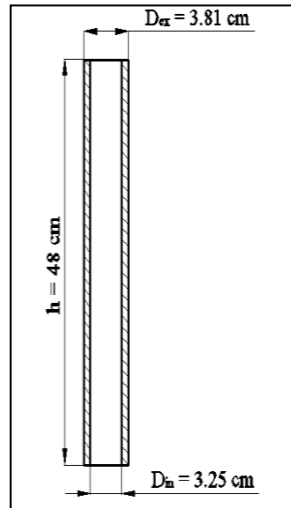


Fig. 3.45 Tubos deslizantes

El peso de los tubos deslizantes (P_{Tb}) se lo obtiene con la ecuación de cilindros huecos para encontrar su volumen; sus dimensiones que se dan en la *figura (3.45)*,

$$P_{Tb} = 4.680kgf$$

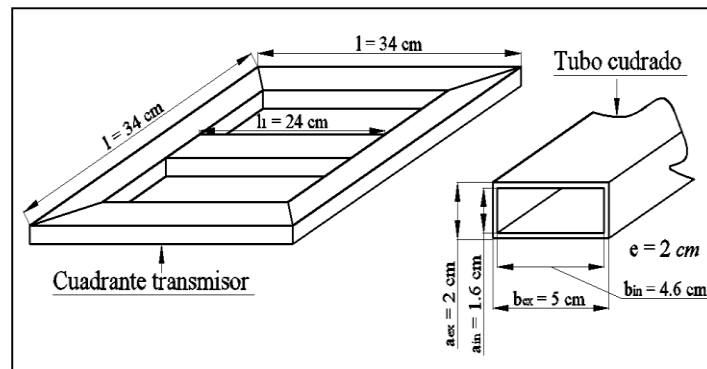


Fig 3.46. Cuadrante transmisor de movimiento

Para calcular el peso del cuadrante transmisor de movimiento (P_{Ctm}), en la *figura (3.46)*, se presenta las medidas del cuadrante; el material para su construcción es de tubo estructural cuadrado hueco;

$$P_{Ctm} = 3.316kgf$$

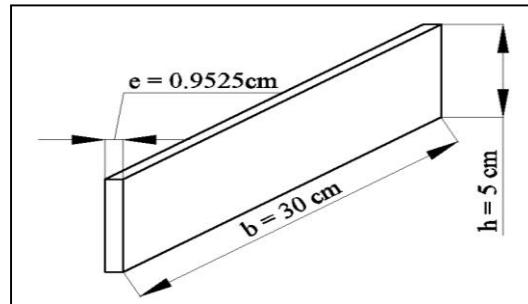


Fig 3.47 Placa lateral del molde

En la figura (3.47) se da las medidas de una placa lateral del molde el peso de esta placa se multiplica por el número (4) de placas que conforman el molde y tenemos:

$$P_{mo} = 4.485 \text{ kgf}$$

Ahora realizaremos la sumatoria de los pesos para encontrar el peso preliminar:

$$P_1 = P_{Re} + P_{Pt} + P_{Tb} + P_{Ctm} + P_{mo}$$

$$P_1 = 3.244 \text{ kgf} + 0.718 \text{ kgf} + 4.680 \text{ kgf} + 3.316 \text{ kgf} + 4.485 \text{ kgf}$$

$$P_1 = 16.443 \text{ kgf}$$

El peso de las vinchas que agarran el molde, las platinas que unen a los tubos deslizantes con el cuadrante, y platinas que unen las planchas trapezoidales con el tubo deslizante, pernos que aseguran el acoplamiento tomando, soldadura y fricción, son un peso que hay que tomar en cuenta por eso asumimos un factor de ponderación (k) del anexo 5, para realizar el correcto dimensionamiento de la palanca:

$$k = 2$$

$$P_{TSj} = P_1 \times k$$

$$P_{TSj} = 16.443 \text{ kgf} \times 2$$

$$P_{TSj} = 32.886 \text{ kgf}$$

3.2.8.2 Cálculo de la palanca de accionamiento

Primero vamos a encontrar la fuerza necesaria para vencer el peso encontrado para el sistema de extracción del molde, dicha fuerza será en la palanca Móvil (1), figura (3.48), se muestra las longitudes y las fuerzas que actúan, aplicando la ecuación (2.72) obtenemos la fuerza en la palanca uno.

Desarrollamos:

$$G \cdot l_1 = F_1 \cdot l_2$$

$$F_1 = \frac{G_1 \times l_1}{l_2}$$

$$F_1 = \frac{32.886 \text{ kgf} \times 20 \text{ cm}}{27 \text{ cm}}$$

$$F_1 = 24.360 \text{ kgf}$$

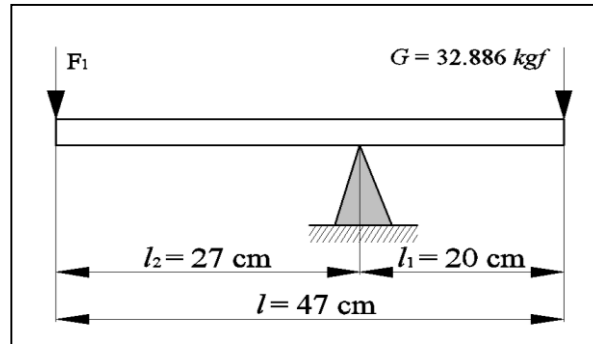


Fig. 3.48 Fuerza en la palanca móvil uno

Ahora vamos a calcular la fuerza total que debe efectuar la palanca de accionamiento que se realizara mediante el pie, figura (3.49):

Desarrollando tenemos:

$$\text{Si; } G_1 = F_1$$

$$G_1 \cdot l_1 = F_p \cdot l_2$$

$$F_p = \frac{G_1 \times l_1}{l_2}$$

$$F_p = \frac{24.360 \text{ kgf} \times 37 \text{ cm}}{32 \text{ cm}}$$

$$F_p = 28.166 \text{ kgf}$$

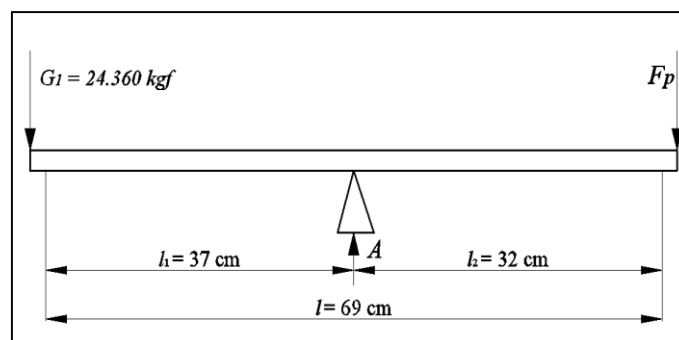


Fig.3.49. Palanca de accionamiento

3.2.8.3 Cálculo de los muelles o resortes

El diseño de un muelle se basa, por lo general en tres aspectos fundamentales. En primer lugar se realiza el cálculo de la resistencia del mismo, determinando los diámetros del alambre y de las espiras necesarias para soportar las cargas que han de ser impuestas al muelle. En segundo lugar se debe realizar el cálculo a la rigidez, en el cual se determina el número de espiras necesarias para lograr la relación deseada entre las cargas y desplazamientos de dicho muelle, o lo que es igual, la característica del mismo. Por último se determinan sus dimensiones generales, utilizando para ello recomendaciones y expresiones que dependen del tipo de muelle en cuestión.

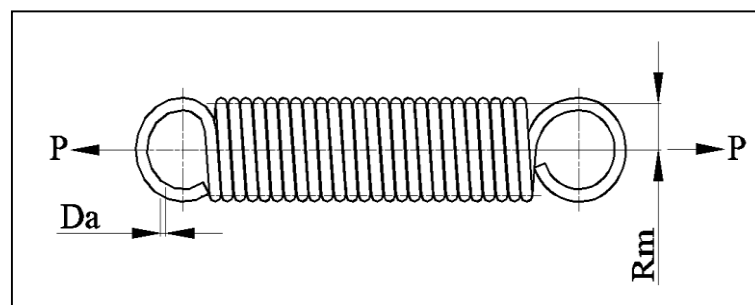


Fig. 3.50 Resorte helicoidal sometido a carga de tensión

Vamos a realizar el diseño de un resorte helicoidal sometido a carga de tensión* como el que se muestra en la *figura (3.50)*. Ya que es el que necesitamos para que el sistema de extracción este completo para su correcto funcionamiento en el *anexo B* se muestra su ubicación. El material a utilizar para el resorte según norma DIN de acero para muelles o resortes es **AISI 6150**. Primero obtendremos las fuerzas que actuarán en los resortes; la fuerza inicial (P_i) en reposo que en este caso será cero (0) porque el resorte también está en reposo hasta que actúe una fuerza que este caso es la fuerza (F_p) ejercida con la palanca calculada anteriormente. Vamos a asumir que el resorte estará sometido a carga dinámica, ya que en reposo actuará la carga estática (F_i) y cuando se le aplique la fuerza (F_f) para sujetar el molde existirá una variación.

$$F_f = 28.166 \text{ kgf} = 62.078 \text{ lbf}$$

$$F_i = 24.360 \text{ kgf} = 53.689 \text{ lbf}$$

3.2.8.3.1 Cálculo del esfuerzo medio de corte

Es necesario encontrar el valor de esfuerzo medio de corte que se basa en el criterio de

* Todo el proceso de cálculo para los muelles a tensión se los realizara con el sistema ingles.

Soderberg sobre bases de esfuerzo de corte, el mismo que es muy aplicable cuando se trata de cargas variables. Aplicando la *ecuación (2.80)* encontramos el valor de la carga media:

$$P_m = \frac{F_p + F_1}{2} = \frac{62.078\text{ lbf} + 53.689\text{ lbf}}{2} = 57.884\text{ lbf}$$

Y de la misma manera con la ayuda de la *ecuación (2.80)* encontramos la carga fluctuante:

$$P_r = \frac{F_p - F_1}{2} = \frac{62.078\text{ lbf} - 53.689\text{ lbf}}{2} = 4.195\text{ lbf}$$

Ahora tenemos que el esfuerzo de cedencia para el acero seleccionado es: [*Anexo (16)*]

$$\text{Esfuerzo de cedencia}(S_{syp}) = 95000 \text{ lbf/plg}^2$$

Para encontrar el esfuerzo máximo de trabajo tomamos un factor de seguridad y tenemos:

$$N = 1.5 \text{ [Ver Anexo (6)]}$$

$$\tau_c = \frac{95000 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}}{1.5} = 63333.333 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}$$

$$\tau_c = 63333.333 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}$$

También se tiene que el esfuerzo de corte del acero para resortes o muelles en un sentido(τ'_c) es el siguiente:

$$\tau'_c = 30000 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}$$

Si el esfuerzo de corte es directamente proporcional a la carga, tenemos;

$$\frac{\tau_r}{\tau_m} = \frac{P_r}{P_m} = \frac{4.195 \text{ lbf}}{57.884 \text{ lbf}}$$

Entonces tenemos que el esfuerzo medio de corte viene dado por la *ecuación (2.83)*:

$$\tau_m = \frac{\tau_c}{\frac{(\tau_r/\tau_m)(2S_{syp} - \tau'_c)}{\tau'_c} + 1}$$

$$\tau_m = \frac{63333.333 \frac{lb_f}{plg^2}}{\left\{ \left(\frac{4.195}{57.884} \right) \left[\left(2 \times 95000 \frac{lb_f}{plg^2} \right) - 30000 \frac{lb_f}{plg^2} \right] \right\} + 1}$$
$$\tau_m = 45677.903 \frac{lb_f}{plg^2} = 3210.924 \frac{kgf}{cm^2}$$

3.2.8.3.2 Cálculo del diámetro del alambre del resorte (D_a)

Usando la ecuación (2.84) vamos a calcular el diámetro del alambre del resorte, pero antes tomaremos en cuenta el índice del muelle (C) del acápite (2.4.5.2):

$$C = 6$$

Luego con todos los datos desarrollando tenemos: (ver figura 3.50)

$$D_a = \sqrt{\frac{8P_m C}{\tau_m \pi} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \right)}$$
$$D_a = \sqrt{\frac{8 \times 6 \times (57.884 lb_f)}{\pi \left(45677.903 \frac{lb_f}{plg^2} \right) \left[\frac{4(6) - 1}{4(6) - 4} + \frac{0.615}{(6)} \right]}}$$
$$D_a = 0.156 plg \approx \frac{3}{16} plg = 4.76 mm \approx 0.476 cm$$

3.2.8.3.3 Cálculo del radio medio del resorte (D_e)

Ahora con la ecuación 2.85 tenemos que el valor del radio medio es: (ver figura 3.50)

$$R_m = \frac{1}{2} C D_a = \frac{1}{2} \times 6 \times \left(\frac{3}{16} plg \right) = \frac{9}{16} plg$$

3.2.8.3.4 Cálculo del diámetro medio del resorte

Es el siguiente:

$$D_m = 2 \times R_m = 2 \times \frac{9}{16} plg = 1 \frac{1}{8} plg = 28.575 mm \approx 2.8575 cm$$

3.2.8.3.5 Cálculo de la constante de rigidez para el resorte (K)

Vamos a encontrar la elasticidad del resorte que va a presentar en esta aplicación, esto lo hacemos con la ecuación (2.86):

$$K = \frac{F_p}{g} \left[\frac{2\pi f_n}{60} \right]^2$$

Pero antes tenemos que la frecuencia natural de un resorte helicoidal va de 1.5 a 8 Hz, asumimos por tanto; (**Anexo 29**)

$f_n = 3\text{Hz} = 180 \text{ cpm}$ (frecuencia natural no debe ser mayor a este valor), y la gravedad local es;

$$g = 386 \frac{\text{plg}}{\text{s}^2}$$

Luego desarrollando tenemos

$$K = \frac{62.078 \text{ lbf}}{386 \frac{\text{plg}}{\text{s}^2}} \left[\frac{2\pi(180 \text{ cpm})}{60} \right]^2 = 57.142 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}}$$

$$K = 57.142 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}} = 4.016 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}$$

3.2.8.3.6 Cálculo del número de total de vueltas o espiras del resorte (N_t)

El número de vueltas activas del resorte vienen dadas por la ecuación (2.87); y tomando el modulo de rigidez para el acero de muelles (G) del **Anexo 17**:

$$G = 1.28 \times 10^7 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}$$

Desarrollando:

$$N_a = \frac{GD_a^4}{64KR_m^3} = \frac{\left(1.28 \times 10^7 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}\right) \left(\frac{3}{16} \text{plg}\right)^4}{64 \left(57.142 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}}\right) \left(\frac{9}{16}\right)^3}$$

$$N_a = 24.306 \approx 25$$

3.2.8.3.7 Cálculo de la altura libre del resorte (h_f)

Tenemos que la altura sólida del resorte o sea la altura extrema que se comprime el resorte es dado por la ecuación (2.90):

$$h_s = N_t D_a = (25) \left(\frac{3}{16} \text{plg}\right) = 4 \frac{11}{16} \text{plg}$$

$$h_s = 4 \frac{11}{16} \text{plg} = 119.0625 \text{mm} \approx 11.9 \text{cm}$$

Los procedimientos para el diseño de resortes helicoidales a tensión son bastante similares a los de resortes a compresión y generalmente, el arrollado es más tirante de modo que se tiene una tensión inicial (F_i), no hay deflexión mientras no se exceda de su tensión inicial por tanto la deflexión según la ecuación (2.96):

$$\delta_s = \frac{64N_a R^3 (P - P_i)}{GD^4} = \frac{64(25) \left(\frac{9}{16} plg\right)^3 (62.078lbf - 53.689lbf)}{1.28 \times 10^7 \frac{lbf}{plg^2} \left(\frac{3}{16}\right)^4}$$

$$\delta_s = 0.151plg = 3.835mm \approx 0.38cm$$

Ahora para finalizar la altura libre sin carga del resorte es: [Ver ecuación 2.92]

$$h_f = h_s + \delta_s = 4 \frac{11}{16} plg + 0.151plg = 4 \cdot \frac{27}{32} plg = 123.031mm \approx 12.3cm$$

3.2.8.3.8 Cálculo esfuerzo máximo de corte

Finalmente obtenemos el esfuerzo máximo de corte del resorte diseñado con la ayuda de la ecuación (2.97); tenemos

$$\tau = \frac{16K_f PR_m}{\pi D_a^3} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \right)$$

Si; $K_f = 1.33$ [Fuente: DEUTSCHMAN Aarón D. Diseño de Maquinas, Pg. 767]

$$\tau = \frac{16(1.33)(62.078lbf)(0.5625plg)}{\pi(0.1875)^3} \left(\frac{4(6) - 1}{4(6) - 4} + \frac{0.615}{(6)} \right)$$

$$\tau = 44942.364 \frac{lbf}{plg^2} = 3159.17 \frac{kgf}{cm^2}$$

3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VIBRACIÓN

Con el fin de cumplir con el proceso de fabricación de baldosas descrita en el *acápite* (1.3.2.2), vamos a realizar el dimensionamiento respectivo del sistema de vibración para esto lo divididos en dos partes:

- ✓ Mesa de vibración.
- ✓ Estructura base de la mesa de vibración

3.3.1 Descripción de la mesa de vibración

La vibración en la fabricación de baldosas, consiste en la eliminación de burbujas de aire en el interior de las mezclas y la distribución de las mismas en toda la superficie plana del molde; elevando así sus propiedades mecánicas tal como se enunció en el capítulo uno. Siendo la vibración un sistema que implica la transferencia de su energía potencial a energía cinética y la de su energía cinética a energía potencial alternadamente.

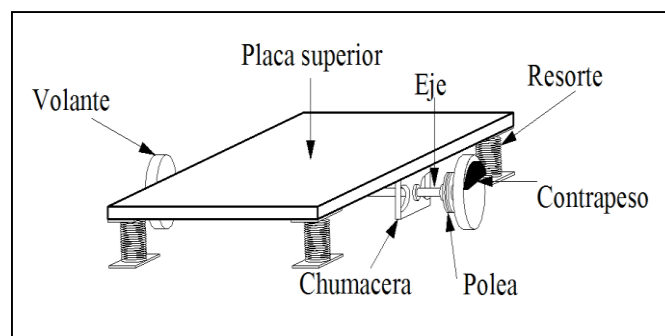


Fig. 3.51. Partes principales de la mesa de vibración.

La selección de la mesa de vibración se la realizó con las respectivas consultas bibliográficas y electrónicas, visitas a centros de fabricación de máquinas afines y consulta a profesionales que se dedican al diseño de este tipo de maquinaria (*Walter Villavicencio*); que se basa en utilizar masas excéntricas que giran sujetas a un eje, dichas masas producen una fuerza centrífuga que se suma o se resta al peso de la máquina, para producir una oscilación que depende de factores como el peso de los contrapesos, distancia al centro de rotación y al centro de gravedad y la velocidad de rotación. [Ver figura (3.51)]

3.3.2 Selección de la placa superior para la mesa vibración

La placa superior es acero laminado sus dimensiones que se muestran en la *figura* (3.52), cuya selección la realizamos en base al *acápite* (3.2.6.1).

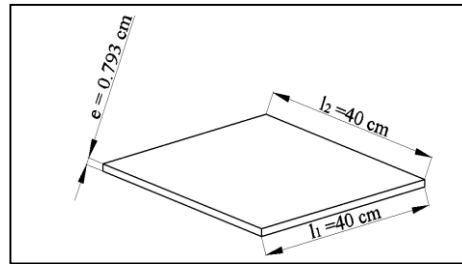


Fig. 3.52 Placa superior.

3.3.3 Cálculo de los contrapesos para la mesa de vibración

En el *acápite* (3.4.2) se señaló, las condiciones para el diseño de la mesa de vibración, se colocaran dos contrapesos en forma de semicírculo o media luna [Ver *acápite* (2.4.2.1)] que irán transversales a la plancha superior, irán sujetos a dos volantes de acero como se muestra en la *figura* (3.51).

3.3.3.1 Cálculo de los pesos que actúan directamente en los contrapesos

El peso total que actúa en la mesa de vibración es la suma del peso de todos los elementos que actúan directamente; peso del molde, mezclas y placa superior. Luego para asegurar el dimensionamiento lo multiplicamos por un factor de ponderación que representa pesos adicionales (pernos, base para las mezclas, etc.) El volumen de la plancha superior [Ver *figura* (3.51)] de la mesa de vibración es:

$$V_{ps} = 1268.800 \text{ cm}^3$$

Entonces tenemos el peso (P_{ps}):

$$P_{ps} = \gamma \times V_s$$

$$P_{ps} = 7.85 \times 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} \times 1268.800 \text{ cm}^3$$

$$P_{ps} = 9.960 \text{ kgf}$$

El peso del molde lo tenemos en el *acápite* (3.2.9.1):

$$P_{mo} = 4.485 \text{ kgf}$$

El peso de las mezclas la obtenemos de la *tabla* (1.7) **capítulo uno**:

$$P_{me} = 10.144 \text{ kgf}$$

Con lo que realizando la suma tenemos:

$$P_{tm} = P_{ps} + P_{mo} + P_{me}$$

$$P_{tm} = 9.960 \text{ kgf} + 4.485 \text{ kgf} + 10.144 \text{ kgf}$$

$$P_{tm} = 24.589 \text{ kgf}$$

Finalmente multiplicamos este valor por un factor de ponderación ($k = 1.35$ Anexo 5)

$$P_{tm} = 24.589 \text{ kgf} \times 1.35$$

$$P_{tm} = 33.195 \text{ kgf}$$

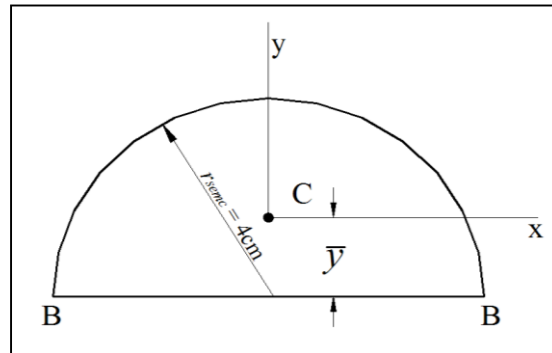


Fig.3.53 Centro de gravedad del contrapeso.

3.3.3.2 Cálculo del radio de la circunferencia descrita por el contrapeso

Para obtener el radio de la circunferencia descrita por el contrapeso (excentricidad) damos las dimensiones reales de los volantes, así como también la ubicación del contrapeso en los mismos, esto se ve en la *figura (3.54)*; también encontramos el centro de gravedad del contrapeso, con el teorema de los ejes paralelos que según el eje y , para áreas semicirculares (*ver figura 3.53*) es:

$$\bar{y} = \frac{4(r_{semc})}{3\pi}$$

$$\bar{y} = \frac{4(4 \text{ cm})}{3\pi} = 1.698 \text{ cm}$$

$$\bar{y} = 1.698 \text{ cm} = 16.98 \text{ mm}$$

Y teniendo en cuenta las dimensiones que se presenta en la *figura (3.54)*, el radio de giro del contrapeso en el volante es:

$$r_g = r_v - l_{c-smc}$$

$$r_g = 7.5 \text{ cm} - 4 \text{ cm} = 3.5 \text{ cm}$$

$$r_g = 3.5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

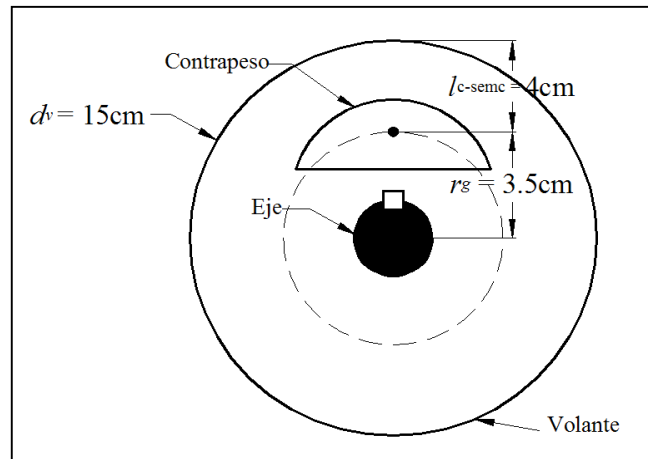


Fig. 3.54 Dimensiones del volante y contrapeso.

3.3.3.3 Cálculo de la masa de los contrapesos

Para encontrar la masa de los contrapesos nos basamos en la formulación de S.E Andreiv [Ecuación (2.77)]; que relaciona las masas de los cuerpos que intervienen directamente en la placa superior; y la amplitud de las oscilaciones para los contrapesos es tomado y consultado a diseñadores de cribas vibratorias: (*Walter Villavicencio*)

$$am_c = 2mr_g$$

$$m = \frac{am_c}{2r_g}$$

Si; $a = 0.5 \text{ mm}$

Reemplazando valores tenemos:

$$m = \frac{(0.5 \text{ mm})(33.159 \text{ kg})}{2 \times 35 \text{ mm}}$$

$$m = 0.237 \text{ kg}$$

3.3.3.4 Cálculo del espesor de los contrapesos

El contrapeso tiene la forma semicircular entonces calculamos su área:

$$A = \frac{\pi \times r_{semc}^2}{2} = \frac{\pi \times (4 \text{ cm})^2}{2}$$

$$A_c = 25.133 \text{ cm}^2$$

Con lo que el volumen del contrapeso es:

$$V_c = A_c \times e_c$$

Y la masa de un cuerpo sólido de acero viene dada por la ecuación (2.3):

$$m = V_c \times \rho_{ac}$$

Tomamos la densidad del acero ($\rho_{ac} = 7.85 \times 10^{-03} \text{ kg/cm}^3$) del acápite 3.2.1.5 y tenemos:

$$e_c = \frac{m}{\rho_{ac} \times A_c} = \frac{0.237 \text{ kg}}{7.85 \times 10^{-03} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} \times 25.133 \text{ cm}^2}$$

$$e_c = 1.200 \text{ cm}$$

3.3.3.5 Cálculo de la fuerza centrífuga

El peso del contrapeso genera una fuerza centrífuga por la energía cinética debida al movimiento circular, venciendo así su estado de inercia y según S. E. Andréiev [Ver ecuación (2.78)]:

$$F_c = \frac{\pi^2 \times n^2 \times r \times 2m}{30^2}$$

Si; $n = 1200 \text{ rpm}$ (frecuencia de giro para la mesa de vibración)

$$F_c = \frac{\pi^2 \times (1200 \text{ rpm})^2 \times 0.035 \text{ m} \times 2 \times 0.237 \text{ kg}}{(30 \text{ seg})^2}$$

$$F_c = 261.979 \text{ N} \approx 26.733 \text{ kgf}$$

La Fuerza centrífuga en cada volante es entonces la mitad de F_c .

$$F_{cv} = 13.366 \text{ kgf} \text{ [Ver figura (3.35)]}$$

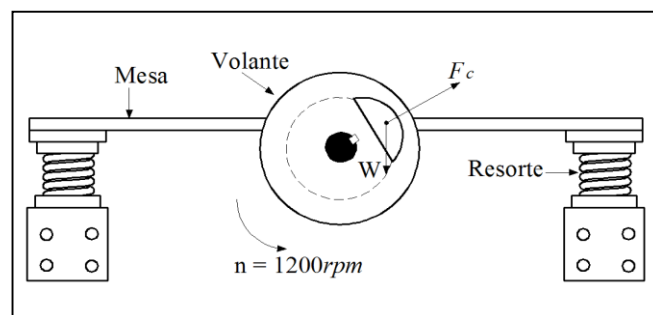


Fig 3.55 Fuerza centrífuga del contrapeso

3.3.3.6 Cálculo del diámetro del perno para la fijación del contrapeso al volante

El valor de la tensión de corte para uniones atornilladas es: [ver Anexo (8)]

$$\sigma_t = 960 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Con la ayuda de la *ecuación (2.33)* tenemos que el diámetro de un perno sometido a esfuerzo cortante para la unión contrapeso-volante es:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_c}{\pi \times \sigma_t}}$$

Reemplazando se tiene:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 13.366 \text{ kgf}}{\pi \times 960 \text{ kgf/cm}^2}}$$

$$d \geq 0.133 \text{ cm}$$

Se utilizarán dos pernos 5/16 *plg* , rosca fina con arandelas planas para distribuir la carga y arandelas de presión por las vibraciones presentes, su ubicación se muestra en el anexo B.

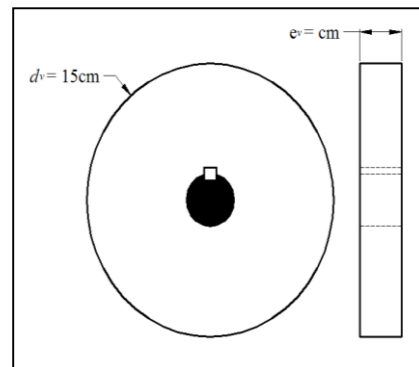


Fig. 3.56 Dimensiones del volante

3.3.4 Cálculo del peso de los volantes

El peso de los dos volantes conductores y de soportes para los contrapesos son: [Ver *figura (3.54)*]

$$V_v = \frac{\pi}{4} \times d_v^2 \times e_v = 0.785 \times (15\text{cm})^2 \times 1\text{cm} = 176.625\text{cm}^3$$

$$V_v = 176.625\text{cm}^3$$

Si el peso específico del acero es: $\gamma_{ac} = 7.85 \times 10^{-03} \text{ kgf/cm}^3$ [Ver *acápite (3.2.1.5)*]

$$P_v = V_v \times \gamma_{ac} = 176.625\text{cm}^3 \times 7.85 \times 10^{-03} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} = 1.387\text{kgf}$$

$$P_v = 2 \times 1.387\text{kgf} = 2.773\text{kgf}$$

3.3.5 Cálculo de la potencia que consume la mesa de vibración

La potencia que consume la mesa de vibración se basa en vencer la fricción de los cojinetes del árbol que transmite la frecuencia de giro: [Ver ecuación (2.79)]

Reemplazando el trabajo de fricción tenemos:

$$H = \frac{qrdn^3f}{1760000}$$

Si; d = Diámetro interior del cojinete (0.020 m); n = Frecuencia de giro para la mesa de vibración (1200 rpm); f = Coeficiente de fricción del cojinete (0.01) [Fuente: JARAMILLO MORA Roberto. 2005, *Diseño de una zaranda para clasificación de material pétreo. (Tesis. Ing. Electromecánica) Loja Ecuador.UNL. Pg. 63*] y $q = F_c$

Luego reemplazando valores se tiene:

$$H = \frac{(26.733 \text{ kgf})(0.035\text{m})(0.020\text{m})(1200\text{rpm})^3(0.01)}{1760000}$$

$$H = 0.184 \text{ kw} \approx 0.246 \text{ hp}$$

$$H = 0.246 \text{ hp}$$

Para un dimensionamiento confiable del motor eléctrico tomamos en cuenta los factores internos y externos que se presentan el sistema de vibración: entonces dividiremos la potencia teórica de consumo rendimiento del mismo que va desde del 80 al 90% por lo tanto tomamos el 85% y tenemos:

$$H_m = \frac{H}{0.85} = \frac{0.246 \text{ hp}}{0.85} = 0.289 \text{ hp}$$

$$H_m = 0.289 \text{ hp} \approx 1/2 \text{ hp}$$

Por lo tanto seleccionamos un motor eléctrico con las siguientes características:

- ✓ Potencia nominal de 1/2 hp
- ✓ Velocidad de giro 1750 rpm
- ✓ Tensión de trabajo 220 voltios.

3.3.6 Cálculo del mecanismo de transmisión

3.3.6.1 Cálculo del tipo de banda y diámetros de las poleas

Como la frecuencia de giro de 1200 rpm para la mesa de vibración; entonces por cuestiones de diseño seleccionamos el mecanismo de bandas trapezoidales, los datos de la máquina motriz son:

- ✓ Motor eléctrico monofásico (220V – 110V)
- ✓ Potencia (H) 1/2 hp
- ✓ Frecuencia de giro nominal (n_n) 1750 rpm
- ✓ Horas de trabajo = 10 horas
- ✓ Frecuencia de trabajo para la mesa de vibración (n_f) 1200 rpm

Con estos datos elegimos el tipo de banda trapezoidal **Z** [ver Anexo (18)]; si el diámetro de la polea motriz va desde **50 a 80 mm**, para luego dimensionar el diámetro de la polea conducida o impulsada; como se trata de reducir la velocidad nominal de giro de la máquina motriz debe cumplirse la siguiente relación:

$$d_1 < d_2$$

Seguidamente asumimos el valor de la polea motriz (d_1) 8cm; y, obtenemos la relación de transmisión: [Ver ecuación (2.99)]

$$i = \frac{n_n}{n_f} = \frac{1750 \text{ rpm}}{1200 \text{ rpm}} = 1.458$$

Por lo que el diámetro de la polea conducida (d_2) es igual:

$$d_2 = i \times d_1 = 1.458 \times 80 \text{ mm} = 116.640 \text{ mm}$$

Y los diámetros de la polea motriz y conducida son:

$$d_1 = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$$

$$d_2 = 116.640 \text{ mm} = 11.7 \text{ cm}$$

Luego para compensar cualquier tipo de pérdidas de potencia por anomalías presentes en el mecanismo de transmisión vamos a calcular la potencia de diseño para esto aplicamos la ecuación (2.98) tenemos:

$$H_c = H \times C_p$$

$$\text{Si; } C_p = 1.2 \text{ [Anexo (19)]}$$

$$N_c = 0.5 \text{ hp} \times 1.2 = 0.6 \text{ hp}$$

3.3.6.2 Cálculo de la distancia media entre los ejes para diseño

Con la ayuda de la *ecuación (2.101)* encontramos la distancia de diseño entre los ejes de las poleas motriz y conducida:

$$c = 3R_1 + R_2$$

$$\text{Si; } R_1 = 40 \text{ mm y } R_2 = 58.32 \text{ mm}$$

$$c = 3(40\text{mm}) + 58.32 \text{ mm}$$

$$c = 178.32 \text{ mm} = 17.832 \text{ cm}$$

3.3.6.3 Cálculo de la longitud de la banda (L_b)

El largo de la banda la obtenemos de la *ecuación 2.102*:

$$L_b \approx 2c + \pi(R_1 + R_2) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{c}$$

$$L_b \approx 2(178.32 \text{ mm}) + \pi(40 \text{ mm} + 58.32\text{mm}) + \frac{(58.32 \text{ mm} - 40 \text{ mm})^2}{178.32 \text{ mm}}$$

$$L_b \approx 356.64 \text{ mm} + 308.881 \text{ mm} + 1.882 \text{ mm}$$

$$L_b \approx 667.403 \text{ mm} \cong 685\text{mm} \text{ valor comercial} = 68.5 \text{ cm}$$

Con este valor podemos seleccionar la longitud estándar la banda y es la **Z26** que tiene un desarrollo de su longitud primitiva (L_b') de 685 mm. [Ver anexo (20)]

3.3.6.4 Cálculo de la distancia real entre centros

Aplicando la *ecuación 2.103* tenemos:

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(R_2 - R_1)^2}}{4}$$

$$\text{Si; } b = L_b' - \pi(R_1 + R_2); b = 685 \text{ mm} - \pi(40 \text{ mm} + 58.32 \text{ mm}); b = 376.119 \text{ mm}$$

Ahora remplazamos y obtenemos:

$$c = \frac{376.119 \text{ mm} + \sqrt{(376.119\text{mm})^2 - 8(58.32\text{mm} - 40\text{mm})^2}}{4}$$

$$c = 187.163 \text{ mm} = 18.72 \text{ cm}$$

Es necesario recordar que para el montaje de la banda tomamos un 2% de c , y para la regulación durante el funcionamiento en cuenta un 5% de c .

3.3.6.5 Angulo de contacto (θ) polea motriz

Primero encontramos el ángulo α aplicando la ecuación (2.100):

$$\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1}{c}$$

$$\sin \alpha = \frac{58.32 \text{ mm} - 40 \text{ mm}}{181.636 \text{ mm}}$$

$$\alpha = \sin^{-1} 0.101$$

$$\alpha = 5.788^\circ \text{ [Ver figura (3.57)]}$$

Ahora aplicamos la ecuación (2.104) y encontramos el ángulo de contacto el cual se muestra en la figura (3.57):

$$\theta_1 = \pi - 2\alpha$$

$$\alpha = 5.788^\circ \times \frac{1 \text{ rad}}{57.30^\circ}$$

$$\alpha = 0.101 \text{ rad}$$

$$\theta_1 = \pi - 2(0.101 \text{ rad})$$

$$\theta_1 = 2.240 \text{ rad}$$

$$\theta_1 = 2.240 \text{ rad} \times \frac{57.30}{1 \text{ rad}}$$

$$\theta_1 = 128.352^\circ$$

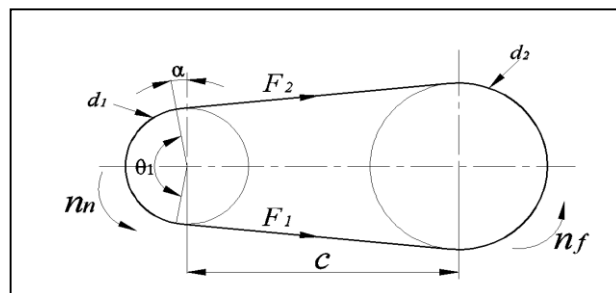


Fig 3.57 Esquema geométrico de una transmisión por banda trapezoidal

3.3.6.6 Determinación del número de correas

Primero vamos a encontrar la potencia que transmitirá una banda en condiciones reales la cual se la obtiene con la ecuación (2.105):

$$P_a = (P_b + P_d) \times C_\alpha \times C_l$$

Los factores que intervienen en esta ecuación se debe tener en cuenta los valores de; diámetro de la polea rápida(d_1), su frecuencia de giro(n_n), relación de transmisión(i), ángulo de contacto(θ), tipo de banda, con esto vamos a las tablas correspondientes y seleccionamos:

$$P_b = 1.25 \text{ hp [Ver anexo (21)]}$$

$$P_d = 0.27 \text{ hp [Ver anexo (21)]}$$

$$C_\alpha = 0.9666 \text{ [Interpolando del anexo (22)]}$$

$$C_l = 0.82 \text{ [Ver anexo (23)]}$$

Luego remplazando tenemos:

$$P_a = (1.25 \text{ hp} + 0.25 \text{ hp}) \times 0.9666 \times 0.82$$

$$P_a = 1.20477 \text{ hp}$$

Finalmente determinamos el número de correas dividiendo la potencia de diseño para la potencia que transmite una banda en condiciones reales: [Ecuación (2.106)]

$$z = \frac{N_c}{P_a} = \frac{0.6 \text{ hp}}{1,20477 \text{ hp}} = 0.498$$

$$z = 0.498 \cong 1 \text{ banda}$$

El diseño y medidas de las poleas para la correa seleccionada están en el **Anexo 24**.

3.3.6.7 Cálculo de la velocidad tangencial

Como norma de seguridad tenemos que la velocidad tangencial en la polea rápida no debe sobrepasar la velocidad de 30 m/s :

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{60} = \frac{\pi(0.08\text{m})(1750\text{rpm})}{60} = 7.33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v = 7.33 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 733 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

3.3.6.8 Cálculo fuerza de inercia en la polea motriz.

Para esto aplicamos la ecuación (2.107):

$$F_{ci} = \frac{w' \omega^2 R^2}{g}$$

Si; $w' = 0.012 \text{ lbf/plg}$; $g = 386 \text{ plg/s}^2$; $\omega = 1750 \text{ rpm} = 183.260 \text{ rad/s}$ y

$$R_1 = 40 \text{ mm} = 4 \text{ cm} = 1.575 \text{ plg}$$

Desarrollamos:

$$F_{cr} = \frac{(0.012 \text{ lbf/plg})(183.260 \text{ rad/seg})^2(1.575 \text{ plg})^2}{386 \text{ plg/s}^2}$$

$$F_{cr} = 2.590 \text{ lbf} = 1.175 \text{ kgf}$$

3.3.6.9 Cálculo de las tensiones en los ramales de la banda

Ahora calculamos las tensiones que se generan en la banda por acción de par aplicado por el motor eléctrico; con la ecuación (2.111) encontramos el par de torsión aplicado:

$$T_1 = \frac{63025H}{n_n}$$

$$T_1 = \frac{63025 \times 0.5 \text{ hp}}{(1750 \text{ rpm})} = 18.007 \text{ lbf} \cdot \text{plg}$$

$$T_1 = 18.007 \text{ lbf} \cdot \text{plg} = 20.743 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Ahora asumimos el valor del ángulo Beta (β) igual a:

$$\beta = 17^\circ \text{ [Figura (3.58)]}$$

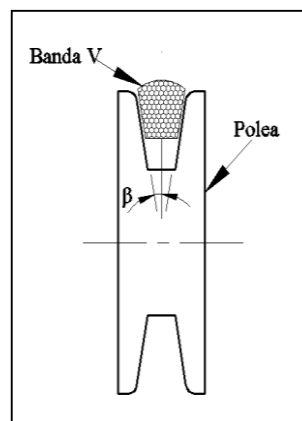


Fig 3.58 Sistema de banda trapezoidal

Encontramos el factor gama (γ) para bandas trapezoidales con la ecuación (2.108):

$$\gamma = e^{\frac{f\theta_1}{\sin\beta}}$$

Si; $f = 0.25$ y $\theta_1 = 2.240 \text{ rad}$ [Acápite (3.4.6.5)]

$$\gamma = e^{\frac{(0.25 \times 2.240 \text{ rad})}{\sin(17^\circ)}}$$

$$\gamma = e^{1.915}$$

$$\gamma = 6.789$$

Ahora aplicamos la ecuación (2.109) y obtenemos la tensión máxima en la banda la cual se muestra en la figura (3.57).

$$F_1 = F_{c'} + \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \frac{T_1}{R_1}$$

$$F_1 = 2.590 \text{ lbf} + \left(\frac{6.789}{6.789 - 1} \right) \frac{18.007 \text{ lbf} \cdot \text{plg}}{1.575 \text{ plg}}$$

$$F_1 = 2.590 \text{ lbf} + 13.409 \text{ lbf}$$

$$F_1 = 15.999 \text{ lbf} = 7.256 \text{ kgf}$$

Con lo que la tensión mínima es la siguiente: [Ecuación (2.110)]

$$F_2 = F_1 - \frac{T_1}{R_1}$$

$$F_2 = 15.999 \text{ lbf} - 13.409 \text{ lbf}$$

$$F_2 = 2.59 \text{ lbf} = 1.174 \text{ kgf}$$

Y la fuerza total en el centro del eje por la tensión de la banda es igual a: [Figura (3.58)]

$$\sum F_y = F_{T1} - F_1 - F_2$$

$$F_{T1} = F_1 + F_2 = 15.999 \text{ lbf} + 2.59 \text{ lbf}$$

$$F_{T1} = 15.589 \text{ lbf} = 7.077.256 \text{ kgf}$$

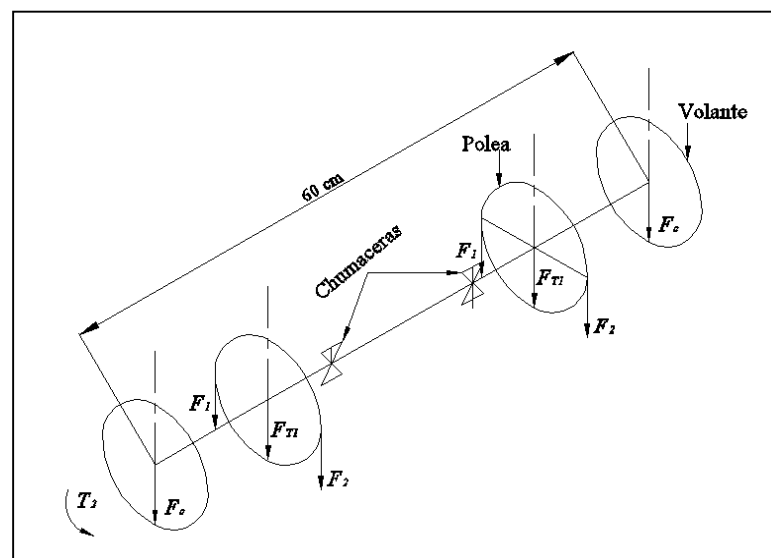


Fig 3.58 Esquema cinemático del eje superior para la mesa de vibración

3.3.7 Cálculo del diámetro del árbol para la mesa de vibración

Para el cálculo del diámetro de los ejes (dos) de la mesa de vibración, utilizaremos la metodología de diseño de flechas sujetas a cargas fluctuantes basadas en la teoría de corte máximo; para ello comenzamos por el dimensionamiento del eje [Figura (3.51)] superior, el mismo que está sujeto a cargas máximas fluctuantes; primero encontramos el momento torsor (T_2), el esquema cinemático del eje superior se muestran en la figura (3.58), luego aplicamos la ecuación (2.111):

$$T_2 = \frac{63025H}{n_n}$$

$$T_2 = \frac{63025 \times 0.5hp}{(1200rpm)} = 26.260 \text{ lbf} \cdot \text{plg}$$

$$T_2 = 26.260 \text{ lbf} \cdot \text{plg} = 30.250 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Después encontramos el momento flector máximo por la acción de las fuerzas:

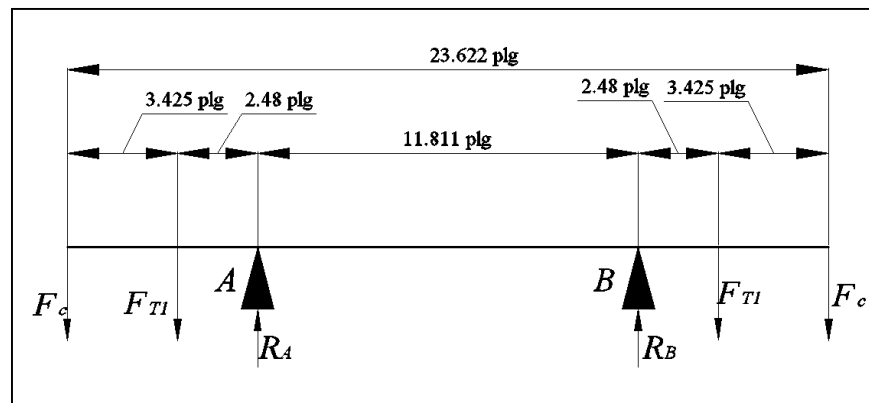


Fig 3.59 Fuerza de flexión en el eje superior de la mesa de vibración

Tomando respecto al punto A tenemos que el esfuerzo cortante es: [Figura (3.59)]

$$\sum F_y = -F_{cv} + V$$

$$V = F_{cv}$$

Y el momento flector será:

$$(0 \leq x \leq 3.425) \text{ plg}$$

$$\sum M_A = M_1 - F_{cv} \times x$$

$$M_1 = 29.472 \text{ lbf} \times 3.425 \text{ plg}$$

$$M_1 = 100.492 \text{ lbf} \cdot \text{plg}$$

Seguimos con la fuerza de flexión producida por la polea: [Figura (3.59)]

$$\sum F_y = -F_{cv} - F_{T1} + V$$

$$V = F_{cv} + F_{T1}$$

$$(3.425 \leq x \leq 5.905) \text{ plg}$$

$$\sum M_A = M_2 - F_{cv} \times x - F_{T1} \times (x - a)$$

$$M_2 = F_{cv} \times x + F_{T1} \times (x - a)$$

$$M_2 = (29.472 \text{ lbf} \times 5.905 \text{ plg}) + [15.589 \text{ lbf} \times (5.905 - 3.425) \text{ plg}]$$

$$M_2 = 212.693 \text{ lbf} \cdot \text{plg}$$

Ahora tomamos la fuerza desde la parte derecha del esquema del árbol de la figura (3.59) con respecto al punto **A**:

$$\sum F_y = -F_{cv} + V$$

$$V = F_{cv}$$

Y el momento flector será:

$$(0 \leq x \leq 3.425) \text{ plg}$$

$$\sum M_A = M_1 - F_{cv} \times x$$

$$M_1 = 29.472 \text{ lbf} \times 3.425 \text{ plg}$$

$$M_1 = 100.492 \text{ lbf} \cdot \text{plg}$$

Seguimos con la siguiente fuerza: [Figura (3.59)]

$$\sum F_y = -F_{cv} - F_{T1} + V$$

$$V = F_{cv} + F_{T1}$$

$$(3.425 \leq x \leq 5.905) \text{ plg}$$

$$\sum M_A = M_2 - F_{cv} \times x - F_{T1} \times (x - a)$$

$$M_2 = F_{cv} \times x + F_{T1} \times (x - a)$$

$$M_2 = (29.472 \text{ lbf} \times 5.905 \text{ plg}) + [15.589 \text{ lbf} \times (5.905 - 3.425) \text{ plg}]$$

$$M_2 = 212.693 \text{ lbf} \cdot \text{plg}$$

Ahora encontramos la reacción en el punto **B** el cual es: [Ecuación (2.51)]

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = F_c \times 5.905plg + F_{T1} \times 2.48plg + R_B \times 11.811plg - F_{T1} \times 14.291plg - F_c \times 17.717plg$$

$$R_B$$

$$= \frac{-(F_c \times 5.905plg) - (F_{T1} \times 2.48plg) + (F_{T1} \times 14.291plg) + (F_c \times 17.717plg)}{11.811plg}$$

$$R_B = \frac{-174.032lbf \cdot plg - 38.661lbf \cdot plg + 222.782lbf \cdot plg + 522.155lbf \cdot plg}{11.811plg}$$

$$R_B = 45.063lbf = 20.437\text{ kgf}$$

Ahora analizamos el momento flector de la reacción (R_B) *figura (3.59)*:

$$\sum F_y = -F_{cv} - F_{T1} - V + R_B$$

$$V = F_{cv} + F_{T1} - R_B$$

$$(5.905 \leq x \leq 17.717)plg$$

$$\sum M_A = M_3 - F_{cv} \times x - F_{T1} \times (x - a) + R_B \times (x - a)$$

$$M_3 = F_{cv} \times x + F_{T1} \times (x - a) - R_B \times (x - a)$$

$$M_3 = (29.472lbf \times 17.717plg) + [15.589lbf \times (17.717 - 3.425)plg] - [45.063lbf \times (17.717 - 5.905)plg]$$

$$M_3 = 212.693lbf \cdot plg = 245\text{kgf} \cdot \text{cm}$$

La grafica del momento máximo se muestra en la *figura (3.60)*

El diámetro de la flecha, según el diseño de flechas sujetas a cargas fluctuantes con la teoría de corte máximo es; [ecuación (2.120)]

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{max}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(14666.666 \text{ lbf/plg}^2)} \cdot \sqrt{(212.693 \text{ lbf} \cdot \text{plg})^2 + (26.260 \text{ lbf} \cdot \text{plg})^2}}$$

$$D = 0.42 \text{ plg} = 10.668 \text{ mm} \approx 1.067 \text{ cm}$$

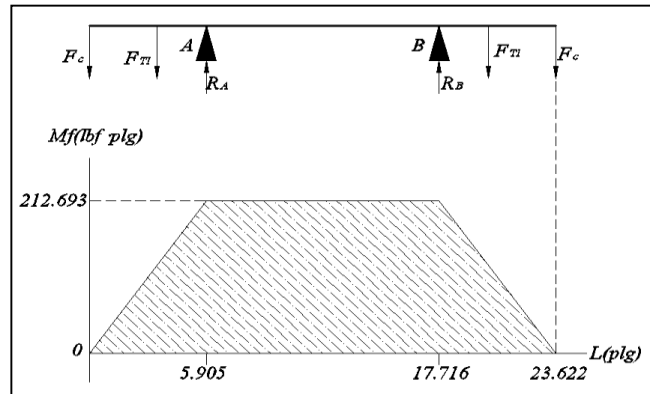


Fig 3.60 Diagrama del momento flector máximo

Vamos a verificar el diámetro de la flecha por su rigidez torsional esto para garantizar la transmisión de potencia uniforme con movimiento estable, para evitar vibraciones, torsionales y tangenciales, para esto aplicamos la ecuación (2.36b):

$$\phi = \frac{T \times L}{G \times I_p}$$

Si;

$$G = 11807396 \text{ lbf/plg}^2 \text{ (Anexo 17); } L = 23.622 \text{ plg (figura 3.59); } 1 \text{ rad} = 57.3^\circ$$

y

$$I_p = \frac{\pi \times d^4}{32}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$\phi = \frac{32 \times T_2 \times L}{G \times \pi(d)^4} \times \frac{57.3^\circ}{\text{rad}}$$

$$\phi = \frac{32 \times 26.260 \text{ lbf} \cdot \text{plg} \times 23.622 \text{ plg}}{11807396 \text{ lbf/plg}^2 \times \pi(0.42 \text{ plg})^4} \times \frac{57.3^\circ}{\text{rad}}$$

$$\phi = 0.985^\circ$$

Ahora tomamos la regla de rigidez torsional para flechas de transmisión que dice; “limitar la deflexión torsional para flechas de transmisión a 1° en una longitud de 20 veces el diámetro de la flecha” [FUENTE: DEUTSCHMAN Aaron D. *Diseño de máquinas*, Pg. 379]

$$\frac{1^\circ}{20(0.42plg)} \times 23.622plg = 2.812^\circ > 0.985^\circ$$

Entonces seleccionamos el diámetro de 1 plg para los dos ejes de la mesa de vibración ver *Anexo B*, y la dimensión para los chaveteros se los toman del *Anexo 25*.

3.3.7.1 Selección del soporte para el eje

El soporte que ira bajo la plancha de la mesa de vibración serán las chumaceras de pie tipo **TVN 204B** sus características se muestran en *anexo 26*.

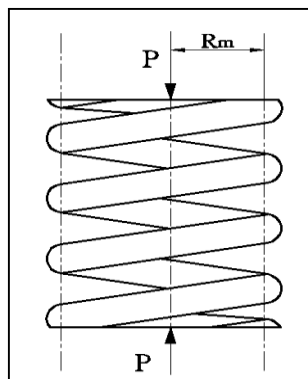


Fig. 3.61. Resorte helicoidal sometido a carga de compresión

3.3.8 Cálculo de los muelles o resortes

Para obtener la vibración requerida seleccionamos muelles o resortes helicoidales sometidos a cargas de compresión*. El material para los resortes según la norma DIN de acero para muelles o resortes es el acero **SAE 6150**. En la *figura (3.61)* se muestra la acción de las cargas y su forma geométrica. Primero obtendremos las fuerzas que actuarán en los resortes:

La fuerza inicial (P_0) o la fuerza estática es igual a la suma de todos los pesos estáticos en la meza y son:

$$P_0 = P_{tm} + P_v + P_{co}$$

* Todo el proceso de cálculo para los muelles a compresión se los realizara con el sistema ingles.

Si; del *acápite* (3.4.3.1) tenemos el peso $P_{tm} = 33.195 \text{ kgf}$; el peso de los volantes $P_v = 2.773 \text{ kgf}$ y el peso de los contrapesos $P_{co} = 0.474 \text{ kgf}$.

$$P_o = P_{tm} + P_v + P_{co} = (33.195 + 2.773 + 0.474) \text{ kgf} = 36.442 \text{ kgf}$$

$$P_o = 36.442 \text{ kgf} = 80.355 \text{ lbf}$$

Ahora por equilibrio de fuerzas verticales tenemos que la fuerza final (P_f) es la suma de la fuerza inicial mas la fuerza centrífuga del *acápite* (3.4.3.5):

$$P_f = P_o + F_c = (36.442 + 26.733) \text{ kgf}$$

$$P_f = 63.175 \text{ kgf} = 139.3 \text{ lbf}$$

Luego por consideraciones de diseño para la meza de vibración colocamos cuatro resortes entonces encontramos la fuerza para cada uno de ellos y tenemos:

$$P_i = \frac{80.355 \text{ lbf}}{4} = 20.089 \text{ lbf}$$

$$P_f = \frac{139.3 \text{ lbf}}{4} = 34.825 \text{ lbf}$$

3.3.8.1 Cálculo del esfuerzo medio de corte

Es necesario encontrar el valor de esfuerzo medio de corte que se basa en el criterio de **Soderberg sobre bases de esfuerzo de corte**, el mismo que es muy aplicable cuando se trata de cargas variables; ya que nuestro sistema de vibración variara desde el peso inicial al peso final. Tratándose de una carga dinámica. Aplicando la *ecuación* (2.80) encontramos el valor de la carga media que se genera en este sistema:

$$P_m = \frac{P_f + P_i}{2} = \frac{34.825 \text{ lbf} + 20.089 \text{ lbf}}{2} = 27.457 \text{ lbf}$$

Y de la misma manera con la ayuda de la *ecuación* (2.81) encontramos la carga fluctuante:

$$P_r = \frac{P_f - P_i}{2} = \frac{34.805 \text{ lbf} - 20.069 \text{ lbf}}{2} = 7.368 \text{ lbf}$$

Ahora tenemos que el esfuerzo de cedencia para el acero seleccionado es: [**Anexo (16)**]

$$\text{Esfuerzo de cedencia}(S_{syp}) = 95000 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}$$

Luego para encontrar la tensión de corte de trabajo tomamos un factor de seguridad que este bajo los requerimientos del presente trabajo y tenemos:

$$N = 1.5 \text{ [Ver Anexo (6)]}$$

$$\tau_c = \frac{95000 \frac{lbf}{plg^2}}{1.5} = 63333.333 \frac{lbf}{plg^2}$$

El esfuerzo limite de fatiga de corte en un sentido para resortes o muelles (τ'_c) es el siguiente: [FUENTE: DEUTSCHMAN Aaron D. Diseño de maquinas, Pg. 759]

$$\tau'_c = 30000 \frac{lbf}{plg^2}$$

Pues el esfuerzo de corte es directamente proporcional a la carga, tenemos;

$$\frac{\tau_r}{\tau_m} = \frac{P_r}{P_m} = \frac{7.382lbf}{27.858lbf}$$

Entonces tenemos que el esfuerzo medio de corte viene dado por la ecuación (2.83):

$$\tau_m = \frac{\tau_c}{\frac{(\tau_r/\tau_m)(2S_{syp} - \tau'_c)}{\tau'_c} + 1}$$
$$\tau_m = \frac{63333.333 \frac{lbf}{plg^2}}{\left\{ \frac{(7.382lbf)}{(27.858lbf)} \left[\left(2 \times 95000 \frac{lbf}{plg^2} \right) - 30000 \frac{lbf}{plg^2} \right] \right\} + 1}$$
$$\tau_m = \frac{30000 \frac{lbf}{plg^2}}$$

$$\tau_m = 26243.864 \text{ lbf/plg}^2 = 1844.810 \text{ kgf/cm}^2$$

Finalmente con la ayuda del diagrama de Soderberg modificado [Ver figura (3.62)], donde tenemos en las abscisas al valor del esfuerzo de cedencia y en la ordenada al esfuerzo limite de fatiga de corte en un sentido; tenemos que la línea de esfuerzo seguro es trazada entre el punto $(\tau'_c/2N; \tau'_c/2N)$ y el punto $(\tau_c; 0)$ en el mismo sistema, la intersección de la pendiente entre la relación de las cargas y la línea de esfuerzo seguro es; por tanto el valor del esfuerzo medio, el cual nos permite comparar con el valor de la ecuación (2.83).

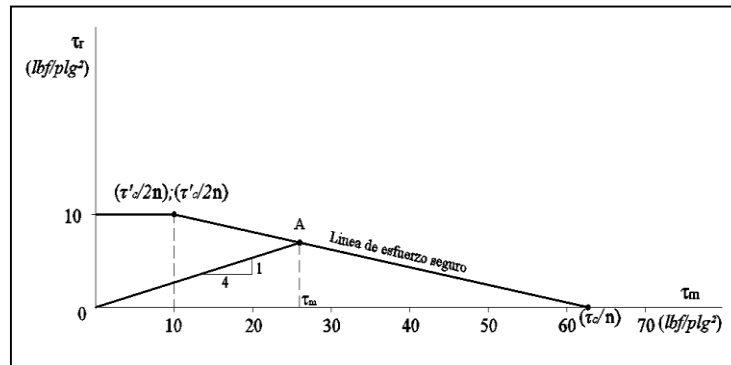


Fig 3.62 Criterio Soderberg para resortes helicoidales

3.3.8.2 Cálculo del diámetro del resorte (D_a)

Usando la ecuación (2.84) vamos a calcular el diámetro del alambre del resorte, pero antes tomaremos en cuenta el índice del muelle (C) según el acápite (2.4.5.2):

$$C = 6$$

Luego con todos los datos desarrollando tenemos:

$$D_a = \sqrt{\frac{8P_m C}{\tau_m \pi} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \right)}$$

$$D_a = \sqrt{\frac{8 \times 6 \times (27.858 \text{ lb})}{\pi (26243.864 \text{ lb/plg}^2) \left[\frac{4(6) - 1}{4(6) - 4} + \frac{0.615}{(6)} \right]}} = \sqrt{0.0162 \text{ plg}^2 \times 1.2525}$$

$$D_a = 0.143 \text{ plg} \approx \frac{3}{16} \text{ plg} = 4.76 \text{ mm} \approx 0.476 \text{ cm}$$

3.3.8.3 Cálculo del diámetro exterior del resorte (D_e)

Con la ecuación (2.85) tenemos que el valor del radio medio es: [Ver figura (3.61)]

$$R_m = \frac{1}{2} C D_a = \frac{1}{2} \times 6 \times \left(\frac{3}{16} \text{ plg} \right) = \frac{9}{16} \text{ plg}$$

Lo que el diámetro medio es:

$$D_m = 2 \times R_m = 2 \times \frac{9}{16} \text{ plg} = 1 \frac{1}{8} \text{ plg}$$

Por lo tanto el diámetro exterior del resorte es:

$$R_e = \left(R_m + \frac{D_a}{2} \right) = \left(\frac{9}{16} + \frac{3}{32} \right) \text{ plg} = \frac{21}{32} \text{ plg}$$

$$D_e = 2R_e = 2 \times \frac{21}{32} plg = \frac{21}{16} plg = 1 \frac{5}{16} plg = 7.9375 \text{ mm} \approx 0.794 \text{ cm}$$

3.3.8.4 Cálculo de la constante de rigidez para el resorte(K)

Vamos a encontrar la elasticidad del resorte que va a presentar en esta aplicación, aplicando la *ecuación (2.86)* tenemos:

$$K = \frac{w}{g} \left[\frac{2\pi f_n}{60} \right]^2$$

Si la frecuencia natural de un resorte helicoidal va de 1.5 a 8 Hz, asumimos:

$f_n = 8\text{Hz} = 480 \text{ cpm}$ (frecuencia natural no debe ser mayor a este valor), la maza soportada es $w = 27.437 \text{ lbf}$ y la gravedad local es;

$$g = 386 \frac{plg}{s^2}$$

Luego desarrollando tenemos

$$K = \frac{27.437 \text{ lb}}{386 \frac{plg}{s^2}} \left[\frac{2\pi(480 \text{ cpm})}{60} \right]^2 = 179.593 \frac{\text{lbf}}{plg} = 12.624 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}$$

3.3.8.5 Cálculo del número total de vueltas o espiras del resorte(N_t)

El número de vueltas activas del resorte vienen dadas por la *ecuación (2.87)*; y tomando el modulo de rigidez para el acero de muelles (G) del *anexo 17*:

$$G = 1.28 \times 10^7 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}$$

Desarrollando:

$$N_a = \frac{GD_a^4}{64KR_m^3} = \frac{\left(1.28 \times 10^7 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2}\right) (3/16 \text{ plg})^4}{64(179.593 \text{ lbf/plg})(9/16)^3}$$

$$N_a = 7.7$$

Y como se trata de un resorte con extremos escuadrados y rectificadas tenemos que el número total de vueltas es dado por la siguiente relación:

$$N_t = N_a + 2 = 7.7 + 2 = 9.7 \cong 10$$

3.3.8.6 Cálculo de la altura libre del resorte (h_f)

Tenemos que la altura sólida del resorte o sea la altura extrema que se comprime el resorte viene dada por la ecuación (2.90): [Ver figura (2.41)]

$$h_s = N_t D_a = (10)(3/16 plg) = 1.875 plg = 47.625 mm \approx 4.76 cm$$

Luego con la finalidad de proteger al sistema cuando exista una sobrecarga y llegue hasta su deformación sólida aplicamos la ecuación (2.91) en la cual la deflexión sólida es el 120 % de la deflexión trabajo tal como se ve en la figura (2.41) y tenemos:

$$\delta_s = 1.20 \frac{P_f}{K} = (1.20) \left(\frac{27.437 lbf}{179.593 \frac{lbf}{plg}} \right) = 0.183 plg$$

$$\delta_s = 0.183 plg$$

Ahora para finalizar la altura libre sin carga se da de la ecuación (2.92):

$$h_f = h_s + \delta_s = 1.875 plg + 0.183 plg = 2.05 plg = 52.07 mm \text{ [Ver figura (2.41)]}$$

3.3.8.7 Cálculo de las pulsaciones en el resorte (f_n)

Un resorte helicoidal posee sus propias características de vibración, las que se conoce como pulsaciones, entonces debemos de verificar que las frecuencias pulsatorias no ocurran cerca de la frecuencia de excitación de nuestro resorte, donde la frecuencia más baja es la que se genera cuando $n=1$; en nuestro diseño tenemos que los extremos del resorte son fijos, por lo tanto los valores de n son pares, con esto estaremos disminuyendo considerablemente la falla del resorte por fatiga, entonces basta con aplicar la ecuación (2.93) tenemos:

$$f_n = \frac{n D_a}{16 \pi R_m^2 N_a} \sqrt{\frac{G}{2 \rho}}$$

Donde:

La densidad de acero es igual a:

$$\rho = 0.000725 \frac{lbf \times s^2}{plg^4}$$

$$f_n = \frac{n(0.1875 plg)}{\pi \times 16 \times 7.7 \times (0.5625 plg)^2} \sqrt{\frac{1.28 \times 10^7 \frac{lb f}{plg^2}}{2 \left(0.000725 \frac{lb f \times s^2}{plg}\right)}}$$

$$f_n = 143.852 n \text{ cps} = 8631.134 n \text{ cpm}$$

Por lo tanto notamos que las pulsaciones están muy lejos de la velocidad de giro de la excitación del resorte evitando la resonancia de sistema y por ende la falla por fatiga del resorte.

3.3.8.8 Verificación de pandeo y flexión del resorte

Valiéndonos en el criterio de Euler de columnas para encontrar las cargas críticas, que viene hacer la carga de compresión a la cual el resorte puede fallar por pandeo, de la *tabla 2.3(a)* asumimos que la disposición de los resortes es de extremos fijos sin restricción lateral.

Para lo cual el criterio de Euler es; [Ecuación (2.95)]

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I_{eq}}{L^2}$$

Pero antes debemos encontrar algunos valores como la altura con carga (L) del resorte la cual es:

$$L = h_f - \frac{P_f}{K} = 2.05 plg - \frac{34.805 lb f}{179.593 \frac{lb f}{plg}}$$

$$L = 2.05 plg - 0.194 plg = 1.856 plg$$

Luego encontramos el momento equivalente para un resorte helicoidal con la *ecuación (2.89)*:

$$I_{eq} = \frac{LD_a^4}{128 N_a R_m \left(1 + \frac{\nu}{2}\right)}$$

Donde:

$$\nu = 0.3 (\text{rugosidad del acero})$$

$$E = 3 \times 10^7 \text{ lb f / plg}^2 (\text{modulo de elasticidad del acero})$$



Desarrollando tenemos:

$$I_{eq} = \frac{(1.856 \text{ plg})(0.1875 \text{ plg})^4}{(128)(7.7)(0.5625 \text{ plg}) \left(1 + \frac{0.3}{2}\right)} = \frac{2.294 \times 10^{-03} \text{ plg}^4}{637.56}$$

$$I_{eq} = 3.598 \times 10^{-06} \text{ plg}^4$$

Por último la carga crítica para los resortes helicoidales es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \left(3 \times 10^7 \frac{\text{lb}f}{\text{plg}^2}\right) (3.598 \times 10^{-06} \text{ plg}^4)}{(1.586 \text{ plg})^2} = 666.183 \text{ lb}f$$

$$P_{cr} = 423522 \text{ lb}f > 34.805 \text{ lb}f/\text{resorte} \approx 15.785 \text{ kg}f$$

3.4 CÁLCULO Y DISEÑO DE LA MEZCLADORA

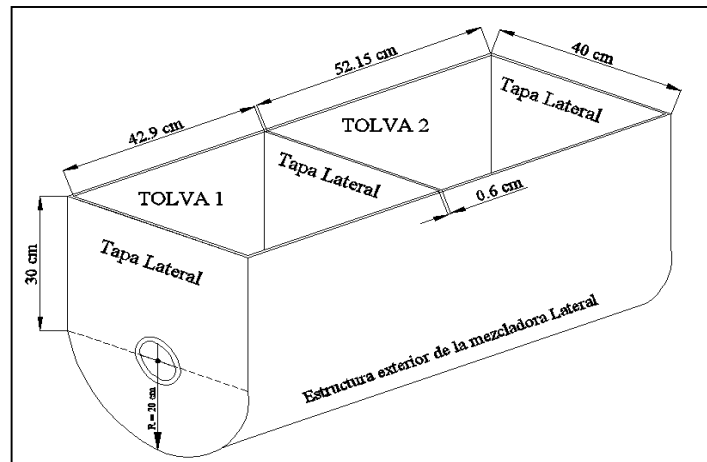


Fig 3.63 Estructura general para la mezcladora

3.4.1 Consideraciones generales para el diseño

El mezclado de las materias primas para la fabricación de baldosas de cemento, descritos en el *capítulo I*, nos da la pauta para realizar el diseño de la mezcladora, que eleve la fusión de las mezclas requeridas y así acelerar el proceso de fabricación, para efectuar el diseño tenemos los siguientes datos:

- ✓ Velocidad de giro de las aspas de 25 a 60 rpm.
- ✓ Forma de la mezcladora cilíndrica-rectangular.
- ✓ Número de cámaras de mezclado (dos).
- ✓ Compuertas de vaciado de las mezclas, parte inferior.
- ✓ Posición simétrica de las paletas de mezclado.
- ✓ Sistema de transmisión de cadena de rodillo:
- ✓ Sistema de prensa estopa (tapa de división de mezclas)

3.4.2 Diseño de la estructura mecánica de la mezcladora

La mezcladora para la fabricación de las baldosas de cemento, tendrá las dimensiones que se muestran en la *figura (3.63)*, y la forma descrita en el acápite anterior, el material es de chapa negra de 6 mm.

3.4.3 Cálculo y diseño de las paletas de mezclado

Por consideraciones de diseño y prácticas realizadas hemos optado por realizar el diseño de las paletas de mezclado tal como se muestra en la *figura (3.64)* también se detalla sus partes que sirven para cálculos posteriores:

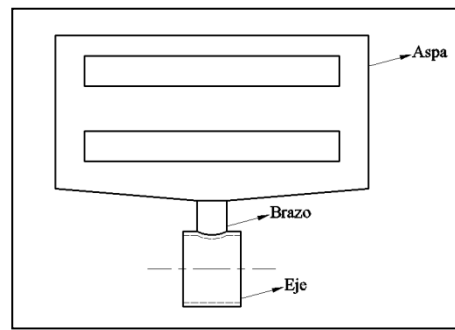


Fig. 3.64 Paleta para el mezclado

3.4.3.1. Cálculo del área plana de la paleta de mezclado

El cálculo de estas áreas se fundamenta para encontrar la fuerza de arrastre o de resistencia:

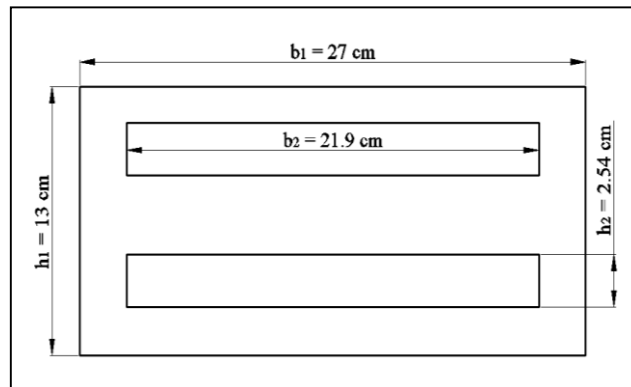


Fig.3.65 Dimensiones del aspa

El área del aspa la obtenemos con los datos de la *figura (3.65)*, que representa un rectángulo hueco, desarrollando tenemos:

Área total del rectángulo:

$$A_g = b_1 \times h_1 = 27 \text{ cm} \times 13 \text{ cm}$$

$$A_g = 351 \text{ cm}^2$$

Área de los rectángulos pequeños:

$$A_2 = b_2 \times h_2 = 21.9 \text{ cm} \times 2.54 \text{ cm}$$

$$A_2 = 55.626 \text{ cm}^2$$

Luego multiplicamos por el número de hueco rectangulares (dos).

$$A_p = 2 \times A_2 = 2 \times 55.626 \text{ cm}^2$$

$$A_p = 111.25 \text{ cm}^2$$

Por lo que el área del aspa es:

$$A_a = A_g - A_p$$

$$A_a = 351 \text{ cm}^2 - 111.25 \text{ cm}^2$$

$$A_a = 239.75 \text{ cm}^2$$

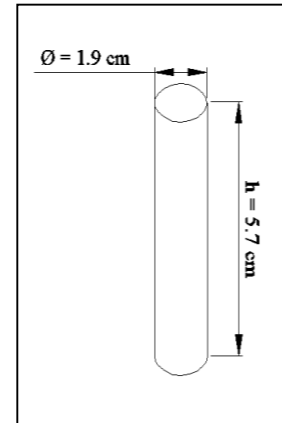


Fig. 3.66 Dimensiones del brazo

Ahora vamos a encontrar el área del brazo (cilindro), es necesario aclarar que asumiremos el valor del diámetro, la altura de este brazo se lo toma desde el eje neutro de la mezcladora al extremo inferior del aspa: [ver figura (3.66)]

Y su fórmula es:

$$A_b = \pi \times \phi \times h$$

$$A_b = \pi \times 1.90 \text{ cm} \times 5.70 \text{ cm}$$

$$A_b = 34.023 \text{ cm}^2$$

Finalmente el área plana total de la paleta es:

$$A_t = A_a + A_b$$

$$A_t = 239.75 \text{ cm}^2 + 34.023 \text{ cm}^2$$

$$A_t = 273.771 \text{ cm}^2 \cong 0.027 \text{ m}^2$$

3.4.3.2 Cálculo del peso de las paletas (F_A)

Ahora vamos a encontrar el peso total de las paletas mezcladoras, obteniendo primero el volumen para multiplicarlo por el peso específico del acero. Como ya tenemos el área del aspa y para obtener el volumen asumiremos el espesor (1/8 plg) del aspa y desarrollamos:

$$V_a = A_{ta} \times e_a$$

Luego el volumen es:

$$V_a = 239.75 \text{ cm}^2 \times 0.3175 \text{ cm}$$

$$V_a = 76.121 \text{ cm}^3$$

Y el peso es igual a:

$$P_a = V_a \times \gamma_{acero}$$

$$P_a = 76.121 \text{ cm}^3 \times (7.85 \times 10^{-03} \text{ kgf/cm}^3)$$

$$P_a = 0.598 \text{ kgf}$$

$$P_a = 0.598 \text{ kgf} \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$P_a = 5.866 \text{ N}$$

El peso del brazo lo obtenemos de la misma forma, su volumen se lo calcula con la ecuación (2.15) tenemos:

$$V_b = \pi \times h \times r^2$$

$$V_b = \pi \times 5.7 \text{ cm} \times \left(\frac{1.904 \text{ cm}}{2} \right)^2$$

$$V_b = 16.229 \text{ cm}^3$$

Y el peso es:

$$P_b = V_b \times \gamma_{acero}$$

$$P_b = 16.229 \text{ cm}^3 \times (7.85 \times 10^{-03} \text{ kgf/cm}^3)$$

$$P_b = 0.127 \text{ kgf}$$

$$P_b = 0.127 \text{ kgf} \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$P_b = 1.246 \text{ N}$$

Finalmente el peso total de las paletas de mezclado

$$F_A = P_a + P_b$$

$$F_A = 5.866 \text{ N} + 1.246 \text{ N}$$

$$F_A = 7.112 \text{ N} \times 8 \text{ brazos}$$

$$F_A = 56.896 \text{ N} \cong 5.806 \text{ kgf}$$

3.4.4 Cálculo de la velocidad tangencial de las paletas de mezclado

La velocidad angular (ω) necesaria para un correcto mezclado, se la da a continuación y su selección se la realiza mediante pruebas y con asesoramiento de técnicos, maestros, albañiles e ingenieros civiles; luego la transformamos en unidades convenientes con fines de cálculo y tenemos:

$$n = 30 \text{ rpm}$$

$$\omega = 30 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60 \text{ s}}$$

$$\omega = 3.142 \text{ rad/s}$$

Ahora para calcular la velocidad tangencial de las paletas, asumimos el radio útil (r_p) de mezclado en las paletas y lo multiplicamos por la velocidad angular:

$$r_p = 19.7\text{cm} = 0.197\text{m}$$

Desarrollando nos da:

$$v = \omega \times r_p$$

$$v = 3.142 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0.197\text{m}$$

$$v = 0.619 \text{ m/s}$$

3.4.5 Cálculo de la presión de velocidad de las mezclas (P_v)

La presión de velocidad o cinemática producida por la velocidad de las paletas en relación con la densidad de las mezclas; que por simplificar el cálculo tomaremos el valor de la densidad del hormigón como el valor patrón para obtener la energía de presión, aplicamos la ecuación (2.17): [Fuente; Cultural Ediciones S.A. Guía del Estudiante, Física Tomo I, pag 59 (cita bibliográfica 14)]

$$P_v = \frac{1}{2} v^2 \rho_h$$

Donde: v = velocidad tangencial; ρ_h = densidad del hormigón 2400 kg/m^3 [Fuente: LARBURU, Nicolás. Prontuario de Maquinas herramientas. Pág.77]

$$P_v = \frac{1}{2} \left(0.619 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \left(2400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$P_v = 458.308 \text{ N/m}^2$$

3.4.5.1 Cálculo de la fuerza de resistencia al desplazamiento de las paletas (F_a)

Esta fuerza es la que se genera cuando las áreas planas de las paletas entran en contacto con las mezclas, esto quiere decir que la presión cinemática generada provocara una resistencia en las paletas. A este resultado lo multiplicamos por ocho que son el número total de aspas que van a estar sumergidas a la vez cuando la tolva este trabajando a su máxima capacidad, luego aplicando la ecuación (2.12) tenemos:

$$F_a = P_v (A_t \times 8)$$

$$F_a = 458.308 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times (0,0288 \text{ m}^2 \times 8)$$

$$F_a = 105.594 \text{ N} = 10.775 \text{ kgf}$$

3.4.6 Cálculo de sistema de transmisión por cadena

Para realizar una entrega eficiente de movimiento a las mezclas, y no tener problemas con la fuerza de arrastre, elegimos el sistema de transmisión de movimiento por medio de cadena, su configuración se muestra en la *figura (3.67)*. El tipo de cadena es sencilla de rodillos; a continuación se realizara su respectiva selección.

3.4.6.1 Diámetro primitivo de la rueda dentada motriz

Para encontrar el diámetro primitivo motriz nos valemos en el *anexo 27 y 28*, en el que escogemos el paso y la cosecante del paso de la rueda dentada, y asignamos valores a la *ecuación (2.113)* y obtenemos el diámetro primitivo:

$$d_1 = p \times \operatorname{cosec} \alpha$$

$$d_1 = 12.7 \text{ mm} \times 4.494$$

$$d_1 = 57.073 \text{ mm} = 5.7 \text{ cm}$$

$$R_1 = 28.5 \text{ mm} = 2.85 \text{ cm}$$

Con un número de dientes igual a:

$$z_1 = 14 \text{ dientes}$$

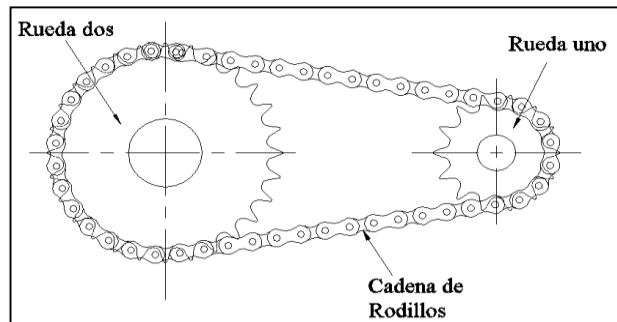


Fig. 3.67 Sistema de Cadena de rodillos

3.4.6.2 Diámetro primitivo de la rueda dentada conducida

Vamos a encontrar el valor de la relación de transmisión de sistema:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Donde:

$$n_2 = 30 \text{ rpm}$$

$$n_1 = 60 \text{ rpm}$$

$$i = \frac{60 \text{ rpm}}{30 \text{ rpm}} = 2$$

Luego tenemos que el número de dientes es directamente proporcional a la velocidad de giro y el número de dientes para la rueda conducida (z_2) es: [Ecuación (2.112)]

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_2 = z_1 \times i$$

$$z_2 = 14 \times 2$$

$$z_2 = 28 \text{ dientes}$$

Finalmente el diámetro de la rueda conducida la obtenemos con la ecuación 2.113:

$$d_2 = p \times \operatorname{cosec} \alpha$$

$$d_2 = 12.7 \text{ mm} \times 8.931$$

$$d_2 = 113.424 \text{ mm} = 11.34 \text{ cm}$$

$$R_2 = 56.75 \text{ mm} = 5.675 \text{ cm}$$

3.4.6.3 Cálculo de la distancia entre centros

La distancia entre centros de las ruedas dentadas viene dada por la ecuación 2.114:

$$c = 2(R_1 + R_2)$$

$$c = 2(28.536 \text{ mm} + 56.712 \text{ mm})$$

$$c = 170.496 \text{ mm} \cong 171 \text{ mm} = 17.1 \text{ cm}$$

Pero por exigencias de diseño asumiremos el siguiente valor:

$$c = 400 \text{ mm} > 171 \text{ mm}$$

3.4.6.4 Cálculo del número de eslabones

El número de eslabones de la cadena la obtenemos con la ecuación (2.115):

$$N = \frac{2 \times c}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + p \frac{(z_1 + z_2)^2}{40 \times c}$$

$$N = \frac{2 \times 400 \text{ mm}}{12.7 \text{ mm}} + \frac{(14 + 28) \text{ mm}}{2} + \frac{12.7 \text{ mm} (14 + 28)^2 \text{ mm}}{40 \times 400 \text{ mm}}$$

$$N = 85.39 \cong 86 \text{ eslabones}$$

3.4.6.5 Cálculo de la longitud de la cadena

Para obtener una longitud de la cadena exacta multiplicamos el número de eslabones por el paso de la cadena y tenemos la siguiente longitud :

$$L = N \times p$$

$$L = 86 \times 12.7mm$$

$$L = 1092.2mm = 109.22cm$$

3.4.6.6 Cálculo del centro entre ejes real

El centro real entre ejes o catarinas viene dado por la *ecuación (2.103)*:

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(R_2 - R_1)^2}}{4}$$

$$\text{Si: } b = L_{b'} - \pi(R_1 + R_2); b = 1092.2mm - \pi(28.5 + 56.75)mm; b = 824.379mm$$

$$c = \frac{824.379mm + \sqrt{(824.379)^2 - 8(56.75 - 28.5)^2}mm}{4}$$

$$c = 411.23mm = 41.123cm$$

Para el montaje y desmontaje de la cadena se toma un 2% de esta distancia entre ejes.

3.4.6.7 Cálculo de la tensión máxima en el ramal de la cadena

La velocidad lineal de la cadena es: [*Ecuación (2.116)*]

$$v_{ca} = \frac{z_1 \times n_1 \times p}{60000}$$

$$v_{ca} = \frac{14 \times 60rpm \times 12.7mm}{60000}$$

$$v_{ca} = 0.1778 m/s$$

Ahora encontramos la fuerza resultante por la acción de la potencia de trabajo, esto aplicando la *ecuación (2.117)*:

$$F_1 = \frac{1000 \times H_{tb}}{v_{ca}}$$

$$\text{Si; } H_{tb} = 0.5hp = 0.373kw$$

$$F_1 = \frac{1000 \times 0.373kw}{0.1778 m/s}$$

$$F_1 = 2097.8623N = 214.68kgf$$

Y la fuerza por la aceleración centrípeta es: [Ecuación (2.118)]

$$F_{cet} = q(v_{ca})^2$$

Si; $q = 0.60kg/m$ [Ver anexo ()]

$$F_{cet} = q(v_{ca})^2$$

$$F_{cet} = 0.60kg/m (0.1778 m/s)^2$$

$$F_{cet} = 0.0189N = 1.928 \times 10^{-3}kgf$$

La fuerza total es:

$$F = F_1 + F_{cet}$$

$$F = 214.68kgf + 1.928 \times 10^{-3}kgf$$

$$F = 214.682gf < 1700kgf$$

3.4.6.8 Parámetros principales de la cadena

En la *tabla (3.3)* se muestra los parámetros principales de la cadena seleccionada para este sistema de transmisión.

Tabla 3.3.-Características para el sistema cadena de rodillos

<i>Cadena</i>		<i>Rueda Dentada uno</i>		<i>Rueda Dentada dos</i>	
Descripción	Valor	Descripción	Valor	Descripción	Valor
Tipo	Sencilla	Numero de dientes	14	Numero de dientes	28
Longitud	67cm	Diámetro primitivo	5.7cm	Diámetro primitivo	11.3cm
Carga a la rotura	816 kgf	Cosec	8,93	cosec	8,93
Diámetro del rodillo	0.8cm				
Paso	1.27cm				

3.4.6.9 Cálculo de la fuerza centrífuga que genera la catarina

Empezamos por calcular la masa del piñón o catalina para lo cual debemos tener en cuenta las siguientes dimensiones; área, volumen, así como las propiedades físicas del material como su peso específico y densidad.

El área de la catalina es:

$$A = 100.9988 \text{ cm}^2$$

Luego su volumen viene dado por:

$$V_{ca} = A \times e_{ca}$$

Donde:

e_{ca} = espesor de la catarina

$$V_{ca} = 100.9988 \text{ cm}^2 \times 1.270 \text{ cm}$$

$$V_{ca} = 128.268 \text{ cm}^3$$

Y la masa de la catarina es: [Ecuación (2.3)]

$$m_{ca} = V_{ca} \times \rho_{ac}$$

$$m_{ca} = 128.268 \text{ cm}^3 \times 7.85 \times 10^{-03} \text{ kg/cm}^3$$

$$m_{ca} = 1.006 \text{ kg}$$

Finalmente la fuerza centrífuga desarrollada por la energía cinemática de la catarina viene dada por la ecuación (2.78):

$$F_{ca} = m \times (\omega_2)^2 \times r_c$$

$$F_{ca} = 1.006 \text{ kg} \times \left(3.142 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (0.0576 \text{ m})$$

$$F_{ca} = 0.572 \text{ N}$$

3.4.7 Cálculo de la fuerza total de resistencia (F_T)

Esta fuerza será la que tendrá que vencer la potencia del motor que colocaremos para realizar el mezclado:

$$F_T = F_a + F_A + F_{ca}$$

$$F_T = 105.594 \text{ N} + 56.896 \text{ N} + 0.572 \text{ N}$$

$$F_T = 163.062 \text{ N}$$

3.4.8 Cálculo del momento torsor (M_t)

El momento torsor que se genera en la mezcladora la obtenemos multiplicando el radio de las paletas por la fuerza total de resistencia: [Ver ecuación (2.35)]

$$M_t = F_t \times r$$

$$M_t = 163.062 \text{ N} \times 0.197 \text{ m}$$

$$M_t = 32.123 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.4.9 Cálculo de la potencia teórica requerida

La potencia teórica la obtenemos con la *ecuación (2.119)*:

$$H_{te} = \frac{M_t \times n_2}{9550}$$

$$H_{te} = \frac{(32.123 \text{ N} \cdot \text{m}) \times (30 \text{ rpm})}{9550}$$

$$H_{te} = 0.1009 \text{ kw}$$

Ahora tomamos el rendimiento para un moto-reductor igual a:

$$\eta = 0.80$$

$$H_{te} = \frac{0.1009 \text{ kw}}{0.80}$$

$$H_{te} = 0.126 \text{ kw}$$

3.4.9.1 Cálculo y selección de la potencia de trabajo

Para obtener la potencia de trabajo vamos a relacionar la potencia teórica por un factor (ψ) debido a los efectos de transmisión, reductibilidad y operación; con esto tenemos:

$$\psi = 2.5$$

$$H_{tb} = H_{te} \times \psi$$

$$H_{tb} = 0.126 \text{ kw} \times 2.5$$

$$H_{tb} = 0.315 \text{ kw}$$

$$H_{tb} = 0.315 \text{ kw} \times \frac{1 \text{ Hp}}{0.746 \text{ kW}}$$

$$H_{tb} = 0.422 \text{ hp} \cong 0.5 \text{ hp}$$

Por lo tanto seleccionaremos un motorreductor de 1/2 de hp a 60 rpm.

3.4.10 Cálculo del diámetro del eje para la mezcladora

Como ya conocemos la potencia necesaria para la mezcladora, del sistema de transmisión de movimiento mediante cadenas de rodillos, y las paletas de mezclado; nos queda por dimensionar el eje para sujetar las paletas y transmitir el par necesario. Primeramente vamos a encontrar el par de torsión que tenemos con la potencia de trabajo esto valiéndonos de la *ecuación (2.111)* y tenemos:

$$T_c = \frac{63025H}{n_2}$$

Si; $H_{tb} = H$; $n_2 = 30rpm$ [Ver acápite (3.5.6.2)]

$$T_c = \frac{63025 \times 0.5hp}{30rpm}$$

$$T_c = 1050.417 \text{ lbf} \cdot \text{plg} \times \frac{1kgf}{2.205lbf} \times \frac{2.54cm}{1plg} = 1210kgf \cdot cm$$

$$T_c = 1210kgf \cdot cm$$

Tratándose de una mezcladora de dimensiones pequeñas vamos a despreciar la fuerza de flexión debido a la resistencia de arrastre; por lo tanto vamos a tener que el eje estará sometido a torsión pura, con estas referencias seleccionamos un eje circular hueco resisten mayores cargas de torsión que los ejes sólidos, a continuación realizamos la dimensión correspondiente asumiendo que el eje es de pared gruesa [Ver figura (3.68)]; aplicando la relación de acápite (2.3.12) tenemos que el espesor (t) es:

$$t = \frac{d_2}{10} = 0.1d_2$$

Entonces tenemos que el momento polar de inercia para un eje hueco se lo obtiene con la ecuación (2.71):

$$I_p = \frac{\pi}{32} (d_2^4 - d_1^4)$$

$$d_1 = d_2 - 2t = d_2 - 2(0.1d_2) = 0.8d_2$$

Reemplazando el diámetro interior:

$$I_p = \frac{\pi}{32} [d_2^4 - (0.8d_2)^4] = \frac{\pi}{32} (0.5904d_2^4) = 0.058d_2^4$$

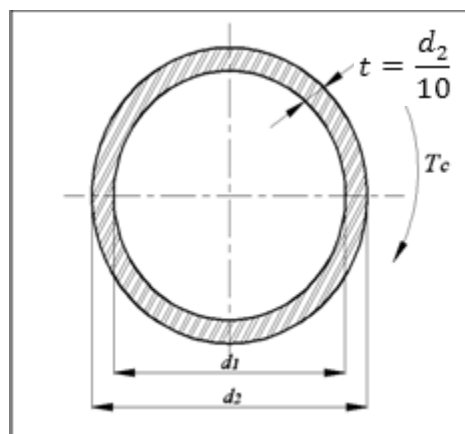


Fig.3.68 Eje circular hueco

Ahora como se trata de torsión pura aplicaremos el criterio de rigidez torsional (θ); entonces el eje circular hueco no deberá exceder un ángulo de torsión 0.75° sexagesimales por metro de longitud, esto sirve para evitar vibraciones y transmisión irregular de fuerza, con la *ecuación (2.36^a)*; encontramos el diámetro exterior (d_2):

$$\theta = \frac{T}{G(0.058d_2^4)}$$

Si; Modulo cortante (G) = 830000 kgf/cm^2 (*ver Anexo 17*); ángulo de torsión (θ) $\leq 0.75^\circ/100\text{cm}$ (longitud del tubo)

$$d_2^4 = \frac{(1210\text{kgf} \cdot \text{cm})}{0.058 \times 830000 \text{ kgf/cm}^2 \times (0.75^\circ/100\text{cm}) \times (\pi\text{rad}/180^\circ)}$$

$$d_2 = \sqrt[4]{192.017 \text{ cm}^4}$$

$$d_2 = 3.723 \text{ cm}$$

Entonces el diámetro interior será:

$$d_1 = 0.80 \times d_2 = 0.80 \times (4.54 \text{ cm})$$

$$d_1 = 3.723 \text{ cm}$$

Y el espesor es:

$$t = 0.1d_2 = 0.1 \times (3.723 \text{ cm})$$

$$t = 0.37 \text{ cm} = 3.7\text{mm}$$

Las dimensiones de la cuña se las toma del *anexo 25*, el tipo de soporte para los extremos del eje serán chumaceras de pared de acuerdo a la dimensión del eje (*Anexo B*)

3.4.11 Estructura de soporte para la mezcladora

3.4.11.1 Cálculo de las vigas superiores

Para calcular las vigas superiores, se considerara el peso de las materias primas mas el peso propio de la mezcladora, además de eso se tomara un **35%** más por razones de accesorios que van incluidos (pernos, chumaceras, eje, válvulas, etc.); el peso de las materias primas en un ciclo de mezclado se toma del *acápite 1.3.7*; entonces el peso de las materias primas en la mezcladora en un ciclo de mezclado es:

$$P_{bal} = 210\text{kgf}$$

Luego el peso propio de la mezcladora lo obtenemos de sacar el peso de la chapa comercial de 6 mm de espesor y con las dimensiones que tenemos para nuestra mezcladora *figura (3.66)*; y calculamos:

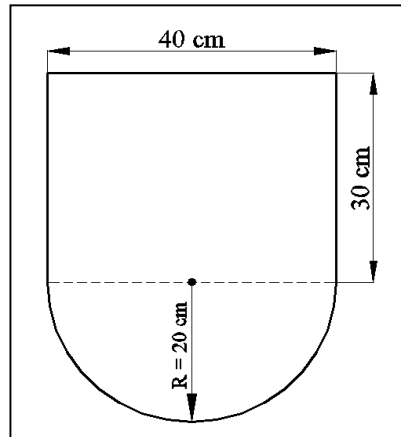


Fig.3.69 Tapa lateral de la mezcladora

Para encontrar el peso de la estructura que forma la mezcladora aplicamos la siguiente ecuación para planchas de acero. [Fuente: *Aceros Dipac. Catalogo de Aceros. Ecuador. pp – 15.*]

$$P = \frac{L \times a \times e \times 7.85}{1000000} \text{ (kgf)}$$

Donde: L = Largo (mm); a = ancho (mm); e = espesor (mm)

Empezamos por calcular el área de las tapas laterales (tres), las medidas se dan en la *figura (3.69)*; asumiremos que cada una de las tapas laterales formarán un rectángulo:

$$P_{tp} = \frac{500mm \times 400mm \times 6mm \times 7.85}{1000000}$$

$$P_{tp} = 9.42 \text{ kgf}$$

Ahora multiplicamos por el número de tapas:

$$P_{tp} = 9.42 \text{ kgf} \times 3$$

$$P_{tp} = 28.26 \text{ kgf}$$

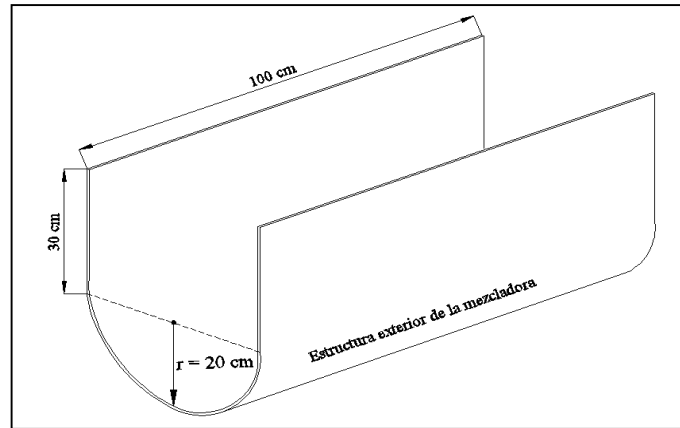


Fig.3.70 Estructura exterior de la mezcladora

Luego el peso de la estructura exterior para la mezcladora la obtenemos con el mismo procedimiento; [Ver figura (3.70)] pero antes obtenemos la longitud lateral:

$$L_{smc} = 62.831cm$$

$$L_H = 2(30cm)$$

$$L_H = 60cm$$

$$L_{ext} = 122.831cm$$

Y el peso es:

$$P_{etrc} = \frac{1228.31mm \times 1000mm \times 6mm \times 7.85}{1000000}$$

$$P_{etrc} = 57.853 kgf$$

Con lo que el peso total es igual a:

$$P_{total} = P_{etrc} + P_{tp} + P_{bal}$$

$$P_{total} = (57.853 kgf + 28.26kgf + 210 kgf) \times 1.35$$

$$P_{total} = 399.753 kgf \cong 400kgf$$

Con lo que el momento flector que produce el peso de la mezcladora se lo obtiene con la ecuación de la tabla (2.2) y este se repartirá en dos vigas que la sostendrán [Ver figura (3.71)] que es:

$$M_f = \frac{P_{total} \times l_1 \times l_2}{l}$$

$$M_f = \frac{400 kgf \times 60 cm \times 30cm}{100 cm} = 7200 kgf \cdot cm$$

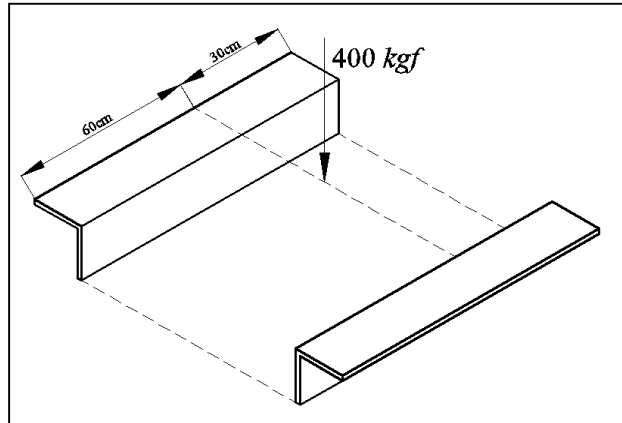


Fig. 3.71 Vigas superiores para mezcladora

Con lo que el momento flector que produce el peso de la mezcladora se lo obtiene con la ecuación de la *tabla* (2.2) y este se repartirá en dos vigas que la sostendrán [Ver *figura* (3.71)] que es:

$$M_f = \frac{P_{total} \times l_1 \times l_2}{l}$$

$$M_f = \frac{400 \text{ kgf} \times 60 \text{ cm} \times 30 \text{ cm}}{100 \text{ cm}} = 7200 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Y el momento resistente [Ecuación (2.52)] lo calculamos tomando la tensión de trabajo del *acápite* (3.2.1.4):

$$W_x > \frac{M_f}{2 \times \sigma_t}$$

$$W_x > \frac{7200 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{2 \times 1733.33 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$W_x > 2.078 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto escogemos el **perfil de ángulos iguales de acero laminado de 60 x 60 x 6 mm** con un momento resistente de $5,29 \text{ cm}^3$ (ver *anexo 12*), despreciamos la flecha que se pueda producir por sus propias características.

3.4.11.2 Cálculo de las columnas

Aquí vamos a tomar la ecuación y el procedimiento de selección para el perfil del *acápite* (3.2.3.1) y la carga aplicada se ve en la *figura* (3.72) con esto tenemos:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I_n}{L^2}$$

Con lo que el momento de inercia es:

$$P_{cr} = 400\text{kgf} \times 4 = 1600\text{kgf}$$

$$I_n = \frac{L^2 \times P_{cr}}{\pi^2 \times E} = \frac{(180\text{cm})^2 \times (1600\text{kgf})}{\pi^2 \times 2100000 \text{kgf/cm}^2}$$

$$I_n = 2.50\text{cm}^4$$

Con estos escogemos el tipo de perfil laminado a utilizar en las columnas angular de lados iguales $60 \times 60 \times 6 \text{ mm}$, sus características se muestran en el *anexo 19*.

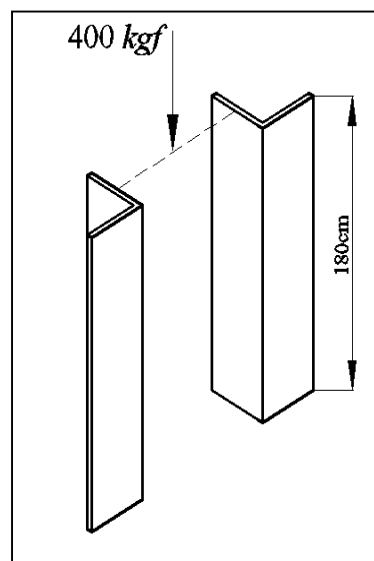


Fig. 3.72 Columnas para mezcladora

Ahora comprobamos cual es la carga crítica que resulta con el perfil [Ver figura (3.72)] seleccionado, tenemos:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I_n}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2100000 \text{kgf/cm}^2 \times 9.43 \text{cm}^4}{(180\text{cm})^2}$$

$$P_{cr} = 6032.338 \text{kgf} \geq 1600\text{kgf}$$

Por lo tanto no tenemos ningún peligro de pandeo de estas columnas; en el *anexo B* se muestra las características restantes del conjunto completo de la mezcladora y sus accesorios.

3.5 SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN

3.5.1 Selección del sistema de transportación

El sistema de transportación que se utiliza en la máquina electromecánica para la fabricación de baldosas de cemento es por banda transportadora ver *figura 3.73*, para su selección realizaremos el cálculo de la velocidad de desplazamiento y el torque necesario para transportar una baldosa

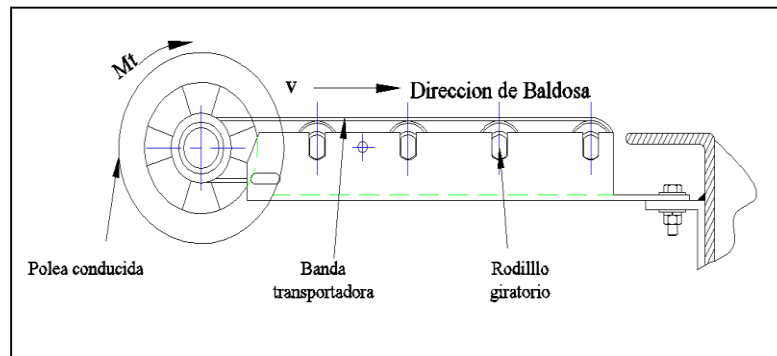


Fig. 3.73 Sistema de transportación

Primeramente asumiremos que el sistema de transmisión de movimiento para la banda transportadora será por banda trapezoidal por lo tanto el diámetro de la polea motriz es de 76.2 mm con una velocidad de giro de 60 rpm; si en la polea conducida se requiere una velocidad de giro de 36 rpm; y tenemos que el diámetro de la polea conducida es;

$$i = \frac{60 \text{ rpm}}{36 \text{ rpm}} = 1.666666667$$

$$d_2 = i \times d_1 = 1.666666667 \times 76.2 \text{ mm} = 127 \text{ mm}$$

Siendo el radio de la polea conducida:

$$r_2 = 63.5 \text{ mm} = 0.0635 \text{ m}$$

Y la velocidad lineal es:

$$\omega = 36 \text{ rpm} = 3.78 \text{ rad/s}$$

$$v = 3.78 \text{ rad/s} \times 0.0635 \text{ m}$$

$$v = 0.24 \text{ m/s} = 24 \text{ cm/s}$$

Siendo una velocidad lineal que está dentro de los requerimientos de diseño.

Y del *acápito 3.4.10* tenemos que el momento torsor del reductor es:

$T_c = 1815 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$ Vence la inercia del peso de las baldosas y la fricción de la banda con los rodillos.



3.6 SISTEMA ELÉCTRICO

3.6.1 Dimensionamiento de las protecciones y calibres de conductores

Los motores eléctricos ya se dimensionaron en los acápite anteriores y las potencias son de 5 hp, ½ hp y ½ hp, a un sistema monofásico de 220 voltios con dos líneas vivas.

Donde:

- ✓ Motor 1 = 5hp; 220V; Arranque directo
- ✓ Motor 2 = ½ hp 220V; Arranque directo
- ✓ Motor 3 = ½ hp 220V; Arranque directo

Motor 1

Calibre del circuito derivado

$$I = 1.25 I_{pc}$$

$$I_{pc} = 28A$$

$$I = 1.25 \times 28A = 35A$$

Entonces seleccionamos el conductor rígido multipolar de cobre TC AWG 2 x 8

Protección del motor

$$I = 2.5 I_{pc}$$

$$I = 2.5 \times 28A = 70A$$

Y el tipo de protección bifásica tipo breaker TQC.

Motor 2

Calibre del circuito derivado

$$I = 1.25 I_{pc}$$

$$I_{pc} = 4.9A$$

$$I = 1.25 \times 4.9A = 6.125A \approx 7A$$

Entonces seleccionamos el conductor rígido multipolar de cobre TC AWG 2 x 16

Protección del motor

$$I = 2.5 I_{pc}$$

$$I = 2.5 \times 4.9A = 12.25A \approx 15 A$$

Y el tipo de protección bifásica breaker TQC.

Motor 3

Calibre del circuito derivado

$$I = 1.25 I_{pc}$$

$$I_{pc} = 4.9A$$

$$I = 1.25 \times 4.9A = 6.125A \approx 7A$$

Entonces seleccionamos el conductor rígido multipolar de cobre TC AWG 2 x 16

Protección del motor

$$I = 2.5 I_{pc}$$

$$I = 2.5 \times 4.9A = 12.25A \approx 15 A$$

Y el tipo de protección bifásica breaker TQC.

Calibre del conductor de alimentación

$$I = I_{pc1} + I_{pc2} + I_{pc3}$$

$$I = (35 + 9 + 7) A = 51A$$

Entonces seleccionamos el conductor rígido multipolar de cobre TC AWG 2 x 6

Y la protección del circuito general de fuerza para los motores es:

$$I = (70 + 20 + 15) A = 105A$$

Y el tipo de protección bifásica tipo breaker TQC y la corriente de protección señalada.

3.6.2 Selección de los elementos eléctricos

Los elementos eléctricos son:

- ✓ Contactores
- ✓ Relés térmicos
- ✓ Lámparas de señalización
- ✓ Pulsadores individuales

En el caso de los contactores y relés térmicos se los selecciona con el voltaje de alimentación y la corriente de cada motor dimensionada en el acápite anterior; sus características se muestran en el *capítulo IV*, el circuito eléctrico se muestra en el *anexo C*.



CAPÍTULO IV

VALORACION ECONÓMICA, IMPACTO AMBIENTAL Y MANTENIMIENTO DEL PROYECTO

4.1 VALORACION ECONÓMICA

Es uno de los principales requisitos del proyecto, el cual determina el índice económico que justifica la inversión realizada por los estudiantes que conforman el grupo de tesis de grado.

Para la valoración económica de la máquina hidráulica para fabricar baldosas de cemento se analizan los diversos parámetros que van desde el salario del trabajador (operador de maquinas herramientas), costo de la maquinaria utilizada, costos de materiales, costo de la mano de obra, costo del diseño de ingeniería e insumos empleados, los mismos que nos ayudan a encontrar el costo total del proyecto.

4.1.1 Costo de maquinaria y mano de obra

Según la fuente del INEC, se tiene que el sueldo básico mensual de un operador de maquinas – herramientas (A) es de:

$$A = \$350/\text{mensual};$$

Por lo que anualmente (12 meses) el sueldo de un trabajador es:

$$B = \$4200.$$

Ahora tenemos que un operador labora como promedio anual, un total de:

$$C = 230 \text{ días, y tomando en cuenta que diariamente labora 8 horas, tenemos:}$$

$$C = 110400 \text{ min.}$$

El costo de mano de obra directa, se obtiene al dividir el salario anual para los minutos trabajados al año por el operador, de tal manera que:

$$D = \frac{B}{C} = \frac{\$ 4200}{110400 \text{ min}}$$

$$D = \$0.038/\text{min}$$

O lo que es lo mismo, un operador recibe la cantidad de:

$$D = \$2.283/hora$$

4.1.1.1 Costo del alquiler de máquinas - herramientas

El costo total por el alquiler de las máquinas herramientas que intervinieron en todo el proceso de construcción de la máquina del presente proyecto es el que se muestra a continuación:

N°	Máquina	Tiempo de utilización (horas)	C.h.m	Total
			(\$/hora)	(\$)
1	Fresadora	25	1,70	42,40
2	Torno	50	1,50	75,00
3	Cepillo	35	1,60	56,00
4	Sierra alternativa	10	0,70	7,00
5	Soldadora eléctrica	40	0,45	18,00
6	Taladro de pedestal	8	0,50	4,00
7	Taladro manual	10	0,30	3,00
8	Taladro Magnético	18	0,40	7,20
9	Taladro Radial	25	1,00	25,00
10	Amoladora	80	0,50	40,00
11	Compresor	30	0,50	15,00
12	Esmeril de banco	10	0,30	3,00
13	Equipo oxiacetilénico	15	1,20	18,00
14	Cizalla	6	0,35	2,10
15	Roladora eléctrica	8	0,50	4,00
16	Herramientas varias	60	0,25	15,00
TOTAL		430		334,70

4.1.1.2 Costo de la mano de obra

Como ya tenemos el costo total de utilización de las máquinas empleadas el costo de la mano de obra es:

$$D = \$ 2.283/hora$$

$$T = 430 horas$$

$$C.m.o = D \times T = \$ \frac{2.283}{hora} \times 430 \text{ horas}$$

$$C.m.o = \$ 981.69$$

4.1.2 Costo de materiales (CM).

El costo y las características de los materiales que fueron utilizados para la construcción de la MEFBAC se los ha dividido en costos directos e indirectos.

4.1.2.1 Costos directos (CD).

En lo que respecta a los costos directos lo subdividimos de la siguiente manera; costos de productos de acero (perfiles, ángulos, barras perforadas, ejes etc.), costo de elementos de sujeción (pernos, tuercas, arandelas), costo de accesorios complementarios (poleas, retenes resorte, etc.), costo del sistema oleohidráulico, costo del sistema eléctrico.

4.1.2.1.1 Costo de productos de acero

Los productos de acero que se emplearon en la construcción del presente proyecto se lo detallan a continuación:

N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
1	plg	Angulo de lados iguales	4 x 4 x 5/16 x 236 (6m)	2	175,890	351,780
2	mm	Angulo de lados iguales	65 x 65 x 6 x 6000	2	95,590	191,180
3	mm	Angulo de lados iguales	30 x 30 x 4 x 6000	1	18,660	18,660
4	mm	Angulo de lados iguales	50 x 50 x 6 x 6000	2	45,893	91,786
5	plg	Angulo estructural	2 x 2 x 1/4 x 197 (5m)	1	46,950	46,950
6	mm	Barra perforada	Ø 80 x 40 x 100	1	18,900	18,900
7	mm	Barra perforada	147M Ø 45 x 30 x 120	1	53,400	53,400
8	m	Cañería ISO- II negra	Ø 25.4 x 6000	1	22,946	22,946
9	mm	Eje, acero SAE 1020	Ø 25.525(11/8) x 1300	1	17,160	17,160
10	mm	Eje, acero SAE 1020	Ø 25.4 x 410	1	4,879	4,879
11	mm	Eje, acero SAE 1020	Ø11/8 x 210	1	3,650	3,650
12	mm	Placa (plancha negra)	300 x 300 x 12	2	18,310	36,620
13	mm	Placa (plancha negra)	700 x 400 x12	1	58,830	58,830
14	mm	Placa (plancha negra)	170 x 170 x 20	1	23,773	23,773
15	mm	Placa (plancha negra)	1000 x 470 x 8	1	74,298	74,298
16	mm	Plancha negra	1220 x 2440 x 6,35	1	249,67	249,67
17	mm	Plancha negra	1220 x 1000 x 2,5	1	45,250	45,250
18	mm	Plancha corrugada	1200 x 1000 x 2,5	1	62,000	62,000



N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
19	plg	Platina estructural	1/2 x 1/8 x 236 (6 m)	2	3,468	6,936
20	plg	Platina estructural	1 x 1/8 x 236 (6 m)	1	7,800	7,800
21	plg	Platina estructural	2 x 3/16 x 118 (3m)	1	9,150	9,150
22	m	Platina estructural	1 1/4 x 1/4 x 118 (3m)	1	8,400	8,400
23	m	Platina estructural	1 1/2 x 3/16 x 118 (3m)	1	5,898	5,898
24	m	Platina de estructural	11/4 x 1/8 x 236 (6m)	2	7,902	15,804
25	mm	Perfil UPN	200 x 73 x 8 x 6000	1	384,870	384,870
26	plg	Tubo Estructural Negro	2 x 1 x 1/16 x 236 (6m)	1	19,643	19,643
27	mm	Tubo Galvanizado (post)	Ø 38.1(1 1/2) x 6000	1	24,643	24,643
28	mm	Varilla lisa redonda	Ø18 x 6000	1	17,587	17,587
					TOTAL	1872,46

4.1.2.1.2 Costo de elementos de sujeción

Los costos de los elementos utilizados para las uniones atornilladas de las distintas partes de la MEFBAC se presentan a continuación:

N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
1	plg	Arandela de presión	Ø1/4	51	0,030	1,53
2	plg	Arandela de presión	Ø5/16	140	0,040	5,60
3	plg	Arandela de presión	Ø3/8	76	0,500	38,00
4	plg	Arandela de presión	Ø7/16	4	0,100	0,40
5	plg	Arandela de presión	Ø 1/2	39	0,100	3,90
6	plg	Arandela de presión	Ø 9/16	19	0,100	1,90
7	plg	Arandela de presión	Ø 3/4	12	0,150	1,80
8	plg	Arandela de presión	Ø 7/8	24	0,250	6,00
9	plg	Arandela plana	Ø 1/4	56	0,040	2,24
10	plg	Arandela plana	Ø 5/16	266	0,050	13,30
11	plg	Arandela plana	Ø 3/8	144	0,060	8,64
12	plg	Arandela plana	Ø 7/16	4	0,100	0,40
13	plg	Arandela plana	Ø 1/2	62	0,100	6,20
14	plg	Arandela plana	Ø 9/16	20	0,100	2,00
15	plg	Arandela plana	Ø 3/4	12	0,150	1,80
16	plg	Arandela plana	Ø 7/8	24	0,250	6,00
17	plg	Barra Roscada; SAE1020	Ø3/4 x 78.7 (2m)NG	1	12,200	12,20
18	plg	Perno hexagonal americano	Ø 1/4 x 3/4 NG	25	0,150	3,75
22	plg	Prisionero cabeza Allen	Ø 1/4 x 3/4 NG	6	0,250	1,50
20	plg	Perno hexagonal americano	Ø 1/4 x 1 NG	16	0,150	2,40
21	plg	Perno hexagonal amer.	Ø 1/4 x 1 1/2 NG	6	0,160	0,96



Nº	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
22	plg	Perno hexagonal americano	Ø 1/4 x 3 NG	4	0,200	0,80
23	mm	Perno espárragos europeo	Ø 6 x 30	12	0,450	5,40
24	plg	Prisionero cabeza Allen	Ø 5/16 x 3/4 NG	8	0,300	2,40
25	plg	Perno hexagonal americano	Ø 5/16 x 1 NG	94	0,250	23,50
26	plg	Perno hexagonal americano	Ø 5/16 x 1 NF	6	0,250	1,50
27	plg	Perno hexagonal americano	Ø 5/16 x 1 1/2 NG	7	0,300	2,10
28	plg	Perno hexagonal americano	Ø 5/16 x 1 1/2 NF	16	0,300	4,80
29	plg	Perno hexagonal americano	Ø 5/16 x 2 NG	12	0,350	4,20
30	plg	Perno esparrago europeo	Ø 5/16 x 2 NG	2	0,500	1,00
31	plg	Perno hexagonal americano	Ø 5/16 x 3 NG	3	0,400	1,20
32	plg	Perno cabeza Allen	Ø 3/8 x 1/2 NG	4	0,500	2,00
33	plg	Perno hexagonal americano	Ø 3/8 x 1 NF	10	0,400	4,00
34	plg	Perno hexagonal americano	Ø 3/8 x 1 1/2 NF	24	0,450	10,80
35	plg	Perno hexagonal americano	Ø 3/8 x 1 1/2 NG	10	0,350	3,50
36	plg	Perno hexagonal americano	Ø 3/8 x 2 NF	22	0,500	11,00
37	Unid	Perno hexagonal europeo	M10 x 30	6	0,500	3,00
38	plg	Perno guía	Ø 7/16 x 6 NF	4	1,400	5,60
39	plg	Perno hexagonal americano	Ø 1/2 x 1 1/2 NF	8	0,360	2,88
40	plg	Perno hexagonal americano	Ø 1/2 x 1 1/2 NG	27	0,700	18,90
41	plg	Perno hexagonal americano	Ø 1/2 x 2 NG	13	0,750	9,75
42	plg	Perno hexagonal americano	Ø 1/2 x 2 1/2 NG	4	0,800	3,20
43	plg	Perno hexagonal americano	Ø 9/16 x 2 NG	19	0,950	18,05
44	mm	Perno hexagonal con tuerca	M14 x 30	1	1,200	1,20
45	plg	Perno hexagonal americano	Ø 3/4 x 2 NG	4	1,750	7,00
46	plg	Perno hexagonal americano	Ø 7/8 x 2 NG	22	2,450	53,90
47	plg	Perno hexagonal americano	Ø 7/8 x 3 NG	2	3,000	6,00
48	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 1/4 NG	51	0,050	2,55



N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
49	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 5/16 NG	112	0,100	11,20
50	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 5/16 NF	22	0,100	2,20
51	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 3/8 NG	10	0,150	1,50
52	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 3/8 NF	62	0,150	9,30
53	mm	Tuerca hexagonal europea	M10 R.F	10	0,200	2,00
54	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 7/16 NF	12	0,200	2,40
55	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 1/2 NG	36	0,200	7,20
56	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 1/2 NF	8	0,200	1,60
57	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 9/16 NG	19	0,250	4,75
58	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 3/4 NG	20	0,500	10,00
59	plg	Tuerca hexagonal americana	Ø 7/8 NG	24	0,700	16,80
					TOTAL	399,70

4.1.2.1.3 Costo de accesorios complementarios

Su costo lo detallamos en la siguiente tabla, como sus características principales:

N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U (\$)	PT (\$)
1	Unid	Acople	Flexible de altas revoluciones	1	80,00	80,00
2	Unid	Banda trapezoidal	Tipo A30	2	2,50	5,00
3	Unid	Banda trapezoidal	tipo A45	1	4,00	4,00
4	plg	Cable de acero	Alma de camaño; Ø 1/4 x 39.4(1m)	2	1,340	2,68
5	plg	Cadena 428	Simple; Paso 1/2	1	8,000	8,00
6	plg	Chumacera de pie	Serie 205-16 UPC STZ Ø1	4	3,795	15,18
7	plg	Chumacera de pared	Ø1 1/8 pulg	2	7,500	15,00
8	plg	Chumacera de pie	Serie 204 UP CFBJ Ø3/4	2	3,700	7,40
9	Unid	Cara de acople	L-099 Love Joy	2	16,000	32,00
10	plg	Carretes de hierro	Para cables de acero Ø 1/4	3	5,500	16,50
11	mm	Catarina simple	14 dientes; paso 12.7; Ømed 57	1	15,00	15,00
12	mm	Catarina simple	28 dientes; paso 12.7; Ø med 171	1	21,00	21,00
13	Unid	Caucho para acople	L-100-L099 Love Joy	1	13,360	13,36



N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	PU (\$)	PT (\$)
14	lb	Electrodo	AGA 6011; Ø 1/8	17,5	2,00	35,00
15	lb	Electrodo	AGA 7018 ;Ø 1/8	6,5	2,27	14,76
16	m ²	Empaque	Caucho y lona	0,40	78,00	31,20
17	Unid	Plancha Plywood	Espesor 9 mm	1	16,97	16,97
18	plg	Polea acanalada	Aluminio; Ø5 1/2	2	3,795	7,59
19	plg	Polea acanalada	Aluminio; Ø 5	1	3,700	3,70
20	plg	Polea acanalada	Aluminio; Ø 3	1	2,600	2,60
21	plg	Polea acanalada	Aluminio; Ø 4	2	3,500	7,00
22	Unid	Resorte de tensión	Zapata Mack BL rojo	1	3,900	3,90
23	mm	Resorte de tensión	Øext 21; Øalamb 2.5;L=100	2	1,500	3,00
24	mm	Resorte de tensión	Øext 10; Øalamb 1; L =48	4	0,600	2,40
25	plg	Resorte de compresión	Øext 1 5/16; Øalambre 3/16; altura 2; extremos escuadrados; 10 espiras	4	5,00	20,00
26	mm	Reten	Øi 32 x Øe 48 x 8	2	1,20	2,40
27	Unid	Rulimán	Serie 6003	8	3,75	30,00
					TOTAL	415,64

4.1.2.1.4 Costo del Sistema Oleohidráulico

Los costos y características de los accesorios elementos y equipos que intervienen en el sistema oleohidráulico lo detallamos:

N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	PU(\$)	PT (\$)
1	Un	Abrazadera	T-503BL	4	1,92	7,68
2	galón	Aceite hidráulico	10W	9	13,20	118,80
3	Un	Adaptador TEE A	3709X8-48 BL	1	9,50	9,50
4	Un	Adaptador hexagonal	1025-12-12 BL	3	6,72	20,16
5	Un	Adaptador hexagonal	1012-12-12 BL	2	3,90	7,80
6	Un	Adaptador hexagonal	1012-8-8 BL90°	1	2,90	2,90
7	Un	Adaptador hexagonal	1042-8-8 Broce BL	1	2,50	2,50
8	Un	Adaptador hexagonal	1042-4-4	1	1,70	1,70
9	Un	Adaptador hexagonal	1012-8-8 BL	4	2,80	11,20
10	plg	Base de Filtro	1/2; K3928M	1	96,20	96,20
11	Un	Bomba hidráulica	Engranajes internos; 5GPM; 5000rpm	1	360,00	360,00
12	Un	Bushings	1093-8-4B BL	1	1,90	1,90
13	Un	Bushings	1093-16-8 BL	2	3,95	7,90
14	Un	Cilindro hidráulico	Doble Efecto; 50TON; Ø 5plg (cilindro); Ø 2 3/4 (vástago); 5000PSI	1	600,00	600,00



N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
15	Un	Codo	3500 x 4	1	4,10	4,10
16	micras	Filtro = LF680	PH725	1	13,20	13,20
17	mm	Manguera de baja presión	311-12 100R1 BL; Ø19(3/4) x 2500	1	24,50	24,50
18	mm	Manguera de baja presión	311-16 100R1 BL; Ø25.4(1) x 1200	1	14,46	14,46
19	mm	Manguera de alta presión	3112-8 BL; Ø12.7 (1/2) x 2450	1	21,81	21,81
20	mm	Manguera de alta presión	3212-8 BL; Ø12.7 (1/2) x 1500	1	13,35	13,35
21	Un	Manómetro de Bourdon	0-5000 PSI; caratula 4; Glicerina	1	64,00	64,00
22	mm	Neplo hexagonal	240143-8-8 BP BL	4	4,90	19,60
23	Un	Neplo hexagonal	150143-8-8 BL	1	5,90	5,90
24	Un	Neplo hexagonal	241443-8-6 BL	1	5,30	5,30
25	Un	Neplo hexagonal	150143 - 16-16 BP BL	2	14,60	29,20
26	Un	Neplo hexagonal	241443-12-12 BL	1	14,50	14,50
27	Un	Neplo hexagonal	240143-12-12 BL	3	8,90	26,70
28	Un	Socket	PCAP-6B BL	4	2,40	9,60
29	Un	Válvula direccional	4/3; 5000PSI; Válvula de seguridad integrada serie; CEE54798624A	1	370,00	370,00
					TOTAL	1.884,46

4.1.2.1.5 Costo del Sistema Eléctrico

El costo y características de todo el sistema eléctrico se presenta a continuación:

N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U (\$)	PT (\$)
1	Unid	Breacker TQC	3φ; sobre puesto; corriente de protección 100A: tensión máxima 415VCA; 10000 maniobras	1	60,00	60,00
2	Unid	Breacker TQC	3φ; sobre puesto; corriente de protección 70A: tensión máxima 415VCA; 10000 maniobras	1	40,00	40,00
3	Unid	Breacker TQC	3φ; sobre puesto; corriente de protección 20A: tensión máxima 415VCA; 10000 maniobras	1	25,00	25,00
4	m	Cable flexible Tw	14 AWG ; Tension 600V; 15 A; 75 °C	10	0,40	4,00



Nº	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U (\$)	PT (\$)
5	Unid	Breacker TQC	3 ϕ ; sobre puesto; corriente de protección 15A; tensión máxima 415VCA; 10000 maniobras	1	10,00	10,00
6	mm	Caja unitaria	40 x 30 x 20	1	35,00	35,00
7	Unid	Contactador SOO para motor	Serie 3RT1026; corriente 25A ; potencia 11kW; tensión 230Vca	1	45,75	45,75
8	Unid	Contactador SOO para motor	Serie 3RT1015; Corriente 7A ; potencia 3kW; tensión 230Vca; 1NA	2	38,22	76,44
9	Unid	Contactador auxiliar	2NA-2NC; tensión 230V; Corriente 6A	1	8,00	8,00
10	Unid	Contactador pequeño	1NA-1NC; tensión 230V; Corriente 6A	1	4,50	4,50
11	Unid	Contactador lateral	1NA-1NC; tensión 230V; Corriente 6A	1	8,00	8,00
12	m	Conductor multipolar TC	Calibre 3 x 14AWG; tensión 600V; Temp. 60°C; aislante de cloruro de polivinilo; norma ASTM 8, 3 NEMA WC-5; cableado	15	0,95	14,25
13	MT	Conductor multipolar TC	Calibre 3 x 8AWG; tensión 600V; Temp. 60°C; Cobre, aislante de cloruro de polivinilo; norma ASTM 8, 3 NEMA WC-5; cableado	30	3,64	109,20
14	Unid	Indicador luminoso	Tipo lámpara; 230Vca; color amarillo; serie 3SB3252-6AA30	9	2,50	22,50
15	Unid	Indicador luminoso	Tipo lámpara; 230Vca; color verde; serie 3SB3252-6AA40	9	2,50	22,50
16	Unid	Indicador luminoso	Tipo lámpara; 230Vca; color roja; serie 3SB3252-6AA20	9	2,50	22,50
17	Unid	Motor monofásico	Potencia 3/4 HP; 110-220V; Modelo weg	1	110,00	110,00
18	Unid	Motor monofásico	Potencia 5HP; tensión 220-440V Modelo weg; protecc. IP45	1	342,65	342,65
19	Unid	Pulsador de doble mando	Simolo ISO; 1NA - 1NC; Rojo y Verde	3	4,50	13,50



N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U (\$)	PT (\$)
20	Unid	Motorreductor	Potencia 1/2Hp; (110-220V) relación de velocidad 1/38; De tornillo sinfín, sentido ortogonal	1	460,00	460,00
21	Unid	Pulsador de emergencia	Color negro; 1NA; rasante; serie 3SB3202-0AA11	1	5,31	5,31
22	Unid	Relé de sobrecarga térmico S00	Corriente nominal 14-20 A; (1NA+1NC); serie 3RU1126-4BB0	1	37,29	37,29
23	Unid	Relé de sobrecarga térmico S00	Corriente nominal 4-7 A; (1NA+1NC); serie 3RU1116-1GB0	2	18,00	36,00
24	Unid	Riel	Aleación de acero	1	4,00	4,00
					TOTAL	1516,39

Finalmente procedemos a obtener el valor total de los costos directos de los materiales expuestos en las tablas anteriores y tenemos:

$CD = \text{Costo de productos de acero} + \text{costo de elementos de sujeción} + \text{Costos de accesorios complementarios} + \text{costos del oleohidráulico} + \text{costos del sistema eléctrico}$ (\$)

$$CD = (1872,46 + 399,70 + 415,64 + 1884,46 + 1516,39) \$$$

$$CD = \mathbf{6118,65 \$}$$

4.1.2.2 Costos Indirectos (CI)

Los costos de los materiales que intervienen indirectamente en la construcción de la MEFBAC son lo que detallamos a continuación:

N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
1	Unid	Bola de Waype	-----	2	1,70	3,40
2	Unid	Cepillo de Acero	-----	1	1,60	1,60
3	Unid	Cinta aislante	3M negra	2	0,45	0,90
4	Unid	Cinta Masky	-----	1	0,65	0,65
5	Unid	Correas plasticas	-----	20	0,05	1,00
6	unid	Grilletes	Para cable de acero Ø 1/4 plg	4	0,36	1,44
7	Lit	Diluyente laca	-----	18,5	1,50	27,75
8	Unid	Lija	De agua N°100	5	0,35	1,75
9	Unid	Lija	De agua N°180	2	0,30	0,60



N°	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	CANT	P U(\$)	PT (\$)
10	Unid	Lija	De agua N°120	2	0,35	0,70
11	Unid	Pega traba para pernos	Loctite abrolok TL-371	1	2,50	2,50
12	Gal	Pintura anticorrosiva	Gris intensivo esmalte	0,25	27,20	6,80
13	Gal	Pintura anticorrosiva	Negro esmalte supremo	0,25	27,20	6,80
14	Gal	Pintura laca	Ant Caterpillar unidas	1	17,00	17,00
15	Gal	Pintura laca	Ant Verde unidas	0,5	16,40	8,20
16	Gal	Pintura laca	Ant Gris mate unidas	1	14,80	14,80
17	Unid	Sierra sanflex 1224	Diente fino	2	1,40	2,80
18	Unid	Teflón industrial	-----	2	1,50	3,00
19	Unid	Tisa industrial	-----	2	0,30	0,60
20	Unid	Tapa de aceite	Caucho	1	1,50	1,50
					TOTAL	103,79

Finalmente tenemos que el costo total de los materiales es:

$$CM = CD + CI (\$)$$

$$CM = (6118,65 + 103,790) \$$$

$$CM = \mathbf{6222,44} \$$$

4.1.3 Costos de diseño

En este acápite en que se trata exclusivamente de todos los recursos que se utilizaron para la culminación del proyecto planteado, realizaremos una valoración económica que presentamos en la siguiente tabla:

N°	CATEGORIA	VALOR (\$)
1	Alquiler de computadora	120
2	Alquiler servicio de Internet	144
3	Transporte	115
4	Material didáctico (lápiz, borrador, hojas, Cd, etc.)	190
5	Impresiones	150
6	Adquisición de bibliografía (Libros, catálogos, copias.etc.)	250
7	Visitas técnicas (Empresas, Industrias)	80
TOTAL		1.049,00



4.1.4 Costo total del proyecto

El costo total del diseño y construcción de la MEFBAC se lo determina sumando los costos de maquinaria empleada, costo de la mano de obra, los costos de materiales y el costo del diseño en ingeniería:

COSTOS	VALOR (\$)
Costo de la maquinaria empleada	334,70
Costo de la mano de obra	981,69
Costo de materiales (<i>CM</i>)	6222,44
Costo de diseño en ingeniería	1049,00
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	8587,83



4.2 IMPACTO AMBIENTAL

Entendemos por impacto ambiental cualquier alteración positiva o negativa del ecosistema al introducir alguna actividad productiva. La interacción de la MEFBAC con la industria de la construcción civil constituye el objetivo final de un proceso de ingeniería para la fabricación de este tipo de baldosas. Sin embargo es necesario considerar el impacto ambiental que ocasiona esta aunque los efectos sean mínimos.

- ✓ Los residuos de las materias primas (cemento, arena) pueden causar problemas de salud, además de contaminar el medio de trabajo.
- ✓ Los vertimientos de aceites al piso por cañerías averiadas, mal ajustadas o el momento de llenar el depósito de aceite produce contaminación al medio ambiente y más si esta es arrastrada por el agua, además produce olores desagradables.
- ✓ El ruido causado por los equipos eléctricos y transmisiones mecánicas puede causar estrés y leves daños auditivos en los operadores.

Frente a todos estos impactos negativos que se causa sobre el medio ambiente y sobre los operadores podemos dar algunas recomendaciones al momento de operar la máquina:

- ✓ Ajustar correctamente los neoprenos de las mangueras con los accesorios utilizando teflón, al momento de llenar el depósito de aceite utilizar un embudo, así como evitar en lo posible derramar cualquier cantidad de aceite por pequeña que sea.
- ✓ Utilizar toda la vestimenta adecuada (protectores auditivos, gafas, guantes, botas de caucho) para reducir accidentes en los operadores.
- ✓ Ubicar la máquina en un lugar que exista mucha ventilación y tratar de canalizar el polvo y los residuos de mezclas que se genere en el vaciado y mezclado de las materias primas en la mezcladora para no afectar a personas que habitan muy cerca
- ✓ Lubricar las transmisiones mecánicas para reducir el ruido al mínimo así como el calentamiento generado por fricciones.

Por todo lo expuesto se puede concluir que la máquina no representa un agravante mayor que pueda degradar el medio ambiente de una manera acelerada si se toman todas las precauciones del caso.



4.3 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL

El mantenimiento implica el uso de prácticas y técnicas aplicadas a las máquinas y sus componentes a fin de garantizar su operatividad con la máxima eficiencia.

Nuestra máquina requiere de igual manera del uso de planes de mantenimiento, los cuales están encaminados a cumplir lo siguiente:

- ✓ Asegurar la fiabilidad y la disponibilidad de los equipos en todo momento, así como lograr el máximo alcance de la vida útil de la máquina.
- ✓ Garantizar que el producto fabricado sea de buenas características mecánicas como estéticas.
- ✓ Asegurar la integridad del operario, así como la protección del medio ambiente.

4.3.1 Tipos de mantenimiento que se recomienda aplicar a la máquina

El mantenimiento que se le debe realizar a la máquina para que trabaje en condiciones seguras son los siguientes:

- ✓ Mantenimiento correctivo: está dirigido a resolver emergencias o fallas imprevistas durante la operación.
- ✓ Mantenimiento preventivo: comprende acciones programadas y ejecutadas con el fin de mantener la máquina en óptimas condiciones para su funcionamiento.

Un buen programa de mantenimiento se realiza por medio de una ficha en la cual se detalla las fechas de las revisiones, que elementos se han utilizado (aceites, filtros, juntas, transmisiones, lubricación de acoples, mantenimiento eléctrico) y las averías que ha sufrido la máquina.

A continuación detallamos una serie de puntos a verificar diaria, semanal, semestral y anualmente.

4.3.1.1 Diariamente

- ✓ Verificar el nivel de aceite del depósito.
- ✓ Anotar en qué lugar se localizan fugas del sistema hidráulico aun por pequeñas que sean estas.
- ✓ Comprobar si el calentamiento de los motores eléctricos no excede de los 40 grados centígrados.
- ✓ Verificar si el ruido de las transmisiones mecánicas es el normal.



- ✓ Verificar si las luces piloto del sistema eléctrico están en funcionamiento.

4.3.1.2 Semanalmente

- ✓ Reparar las fugas que durante el funcionamiento se han visto y para lo cual se haya hecho un listado de las mismas. No reparar una fuga apretando exageradamente los elementos de unión de una conducción, ya que puede ocasionar una fuga más pronunciada, dañar la rosca de los elementos, o producir una grieta.
- ✓ Si es necesario cambiar algún elemento, reemplazarlo lo antes posible.
- ✓ Verificar si todos los elementos ajustados mediante pernos no se hayan aflojado debido a la presencia de vibraciones y si esto sucediera ajustarlos de una manera moderada.
- ✓ Comprobar si el estado de la cadena está alineada de una forma correcta.
- ✓ Lubricar y engrasar las partes móviles de la máquina.

4.3.1.3 Mensual y Semestralmente

- ✓ Verificar el aspecto del aceite, color, viscosidad, espuma, temperatura, presencia de cuerpos sólidos.
- ✓ Comprobar si los anclajes de la máquina al piso están ajustados de la manera correcta.
- ✓ Verificar si el manómetro está en buenas condiciones.
- ✓ Verificar si no existe un excesivo desgaste en las partes móviles de la máquina.
- ✓ Comprobar si las bandas están en buenas condiciones para seguir con su trabajo normal.

4.3.1.4 Anualmente

- ✓ Comprobar si la alineación del motor y la bomba es la correcta, así como la alineación del sistema de vibración y de la mezcladora.
- ✓ Inspeccionar si no existe desgaste en los acoples de los motores debido al funcionamiento.
- ✓ Cambiar el aceite y eliminar en lo posible cualquier tipo de cuerpo sólido que se haya desprendido en el funcionamiento del sistema hidráulico, con esto evitaremos la erosión y el desgaste prematuro de las piezas.
- ✓ Al cambiar el aceite también hacer una limpieza total de todo el sistema con el mayor cuidado posible.



- ✓ Todos los soportes y tuberías de los accesorios deben ser vueltos a montar con la máxima limpieza y con el mayor cuidado con respecto a su par de apriete.

4.3.2 Seguridad industrial

La seguridad industrial es la ciencia que se encarga de educar e incentivar a los operadores de cualquier tipo de maquinaria en evitar accidentes en lo posible. Con respecto a la máquina electromecánica para fabricar baldosas de cemento se deben seguir ciertas normas de seguridad para garantizar su correcto funcionamiento dentro de rangos confiables.

- ✓ Las personas que operen esta máquina deberán adiestrarse para adquirir la suficiente habilidad y práctica, además de conocer con detalle el proceso en conjunto.
- ✓ Los operadores deberán utilizar la vestimenta adecuada para protegerse de cualquier tipo de contacto con las materias primas de trabajo.
- ✓ Los operadores deberán prestar atención a todos los avisos de peligro que existieran en la máquina.
- ✓ Si existiera una sobrecarga en algún motor se deberá esperar el tiempo necesario para que se enfríen los contactos del relé, y luego se volverá a operar la máquina normalmente. Y si el problema persistiera se deberá llamar a la persona especializada para que solucione el problema.
- ✓ En el ciclo de operación de la máquina se deberá tener mucho cuidado de no exponerse a ningún tipo de peligro, si se quisiera hacer algún tipo de revisión en la máquina se deberá desconectar el breaker principal.
- ✓ Si por algún motivo se llegara a explosionar alguna manguera durante la operación, se deberá actuar de la manera más rápida posible parando todo el funcionamiento de la máquina y evitando que el aceite se riegue por toda el área de trabajo. Luego se procederá a limpiar todo lo afectado.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

5.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

Una vez concluido el diseño y la construcción de la máquina electromecánica para fabricar baldosas de cemento (MEFBAC), presentamos los sistemas que conforman la misma y son: (*ver Anexo D*)

- ✓ Sistema de mezclado (mezcladora) **A** (*ver Anexo D*)
- ✓ Sistema de vibración (meza de vibración) **B**
- ✓ Sistema de transportación (mini banda transportadora) **C**
- ✓ Sistema de extracción del molde **D**
- ✓ Sistema de presión (zona de presión y sistema hidráulico) **E**

Los sistemas de la máquina se muestran en la *figura 5.1* y en el *Anexo B*, se presentan todo el despiece de los sistemas y la máquina en conjunto:

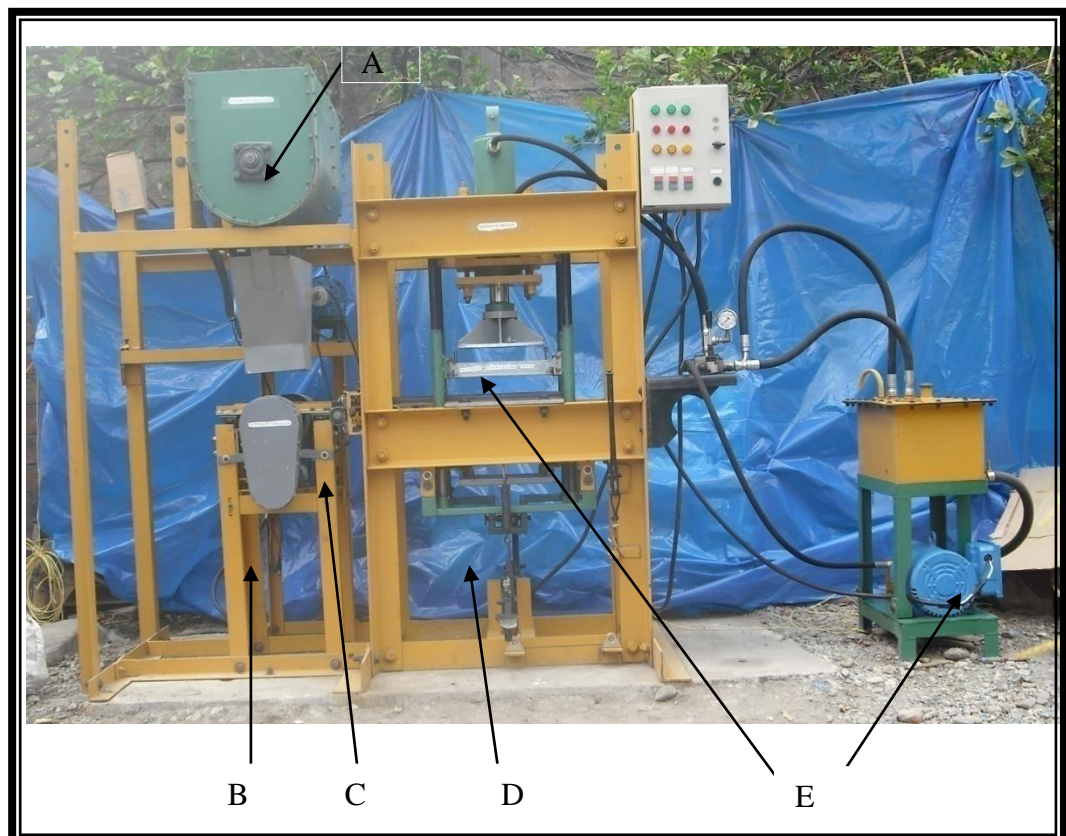


Fig. 5.1 MEFBAC



5.2 MANIPULACIÓN DE LA MEFBAC

El procedimiento para la fabricación de baldosas de cemento con la MEFBAC es el siguiente:

1. Verificar el correcto funcionamiento de los sistemas que conforman la MEFBAC, siguiendo el mantenimiento expuesto en el capítulo cuatro y encender los sistemas.
2. Colocar las materias primas en la mezcladora, identificando las materias primas de la capa vista y la capa base (cámaras de mezclado) y esperar el tiempo establecido para su mezclado.
3. Accionar las válvulas de inyección de mezclas, válvula de inyección para la capa vista y válvula de inyección de la capa base.
4. Una vez inyectado la cantidad exacta de mezclas en el molde, sostenemos el molde aproximadamente unos 45s, esto para que la de vibración actué de una forma eficaz sobre las mezclas.
5. Luego transcurrido el tiempo de vibrado empujamos al molde hacia la mini banda transportadora, para que el molde con las mezclas sean trasladadas hacia la zona de presión;
6. Cuando el molde llega a la zona de presión, accionamos el sistema de extracción del molde (pisamos el pedal) este lo asegura y lo centra, luego aplicamos los valores de presión (primer prensado a 60 bar; segundo prensado a 160 Bar); luego accionamos la palanca de desenclavamiento del marco extractor, quedando la baldosa de cemento libre.
7. Finalmente llevamos la baldosa a la cámara de fraguado donde debe permanecer por 24h y aplicando continuamente agua sobre las baldosas.

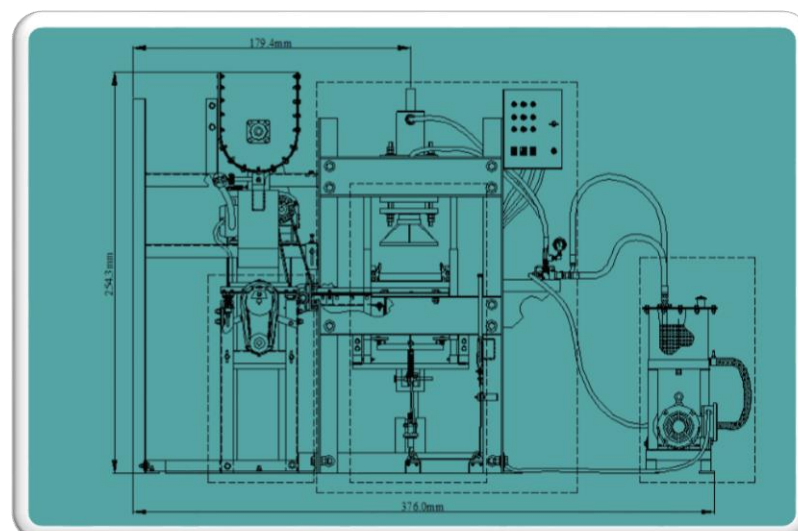
5.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MEFBAC

5.3.1 Características técnicas

En la siguiente tabla y esquema se presentan características más importantes:

DESCRIPCIÓN	VALOR
Altura total de la Maquina(<i>cm</i>)	203
Ancho total de la maquina(<i>cm</i>)	128
Largo total de la maquina(<i>cm</i>)	300.8
Tensión Eléctrica de alimentación (<i>V</i>)	220
Peso aproximado (<i>TON</i>)	1.75
Velocidad de giro de la mezcladora (<i>rpm</i>)	30
Potencia del motorreductor (<i>hp</i>)	0.75
Velocidad de giro del motorreductor (<i>rpm</i>)	60
Carga de rotura para la cadena de rodillos(<i>kgf</i>)	816
Velocidad de giro para la mesa de vibración (<i>rpm</i>)	1200
Amplitud para vibración (<i>mm</i>)	0.5
Potencia del motor para la mesa de vibración(<i>hp</i>)	0.5
Velocidad de giro del motor para la mesa de vibración(<i>rpm</i>)	1450
Velocidad lineal de la banda transportadora (<i>cm/s</i>)	24
Fuerza de accionamiento sistema de extracción(<i>kgf</i>)	28
Presión de trabajo del sistema de presión(<i>PSI</i>)	3000
Fuerza de compresión máxima(<i>TON</i>)	23
Caudal de la Bomba (<i>GPM</i>)	3.5
Cantidad de aceite en el deposito (<i>Gal</i>)	6.5
Potencia del motor para la Bomba hidráulica(<i>hp</i>)	5
Carrera del Vástago(<i>cm</i>)	35
Velocidad del vástago (<i>cm/s</i>)	1.2
Volumen de la mezcladora(<i>lit</i>)	64

ESQUEMA DE LA MÁQUINA





5.3.2 Datos de producción

A continuación presentamos los datos de producción de la **MEFBAC** en una jornada de trabajo de 8 horas:

DESCRIPCIÓN	VALOR
Producción total de baldosas (por día)	600-800
Numero de baldosas por ciclo de mezclado	20
Mesa vibración(vibración externa)	---
Aplicación de presión en dos ciclos(kgf/cm^2)	60; 160
Tiempo de vibración aproximado (s)	≤ 45
Tiempo de presión aproximado (s) por ciclo	≤ 45
Tiempo de mezclado (s)	< 90
Tiempo aproximado de fabricación entre baldosa(s)	≤ 45
Cámara de mezclado para la capa base	1
Cámara de mezclado para la capa vista	1
Precio por baldosa (\$) aproximadamente	0.63

El numero de baldosas fabricadas pueden ser mayor si la mezcladora tuviera mayor capacidad de mezclado, podría alcanzar una producción de 1000 a 1200 baldosas por día.



CONCLUSIONES

Del presente Proyecto de Tesis concluimos:

- ✓ Al realizar la metodología para la fabricación de baldosas de cemento; se logro seleccionar correctamente el sistema apropiado (Vibración, mezclado, presión, transportación y extracción del molde) para cada una de las etapas del proceso de fabricación de baldosas de cemento.
- ✓ El diseño y la adecuada selección de los distintos elementos estructurales, eléctricos, hidráulicos y demás accesorios permitieron la construcción de la MEFBAC.
- ✓ El ensamblaje de los sistemas que conforman la MEFBAC, se lo realizo técnicamente con la ayuda de personal de la empresa MALCA y siguiendo todas las normas que rigen el diseño mecánico.

Durante el desarrollo del proyecto de tesis se pudo concluir

- ✓ El sistema mecánico de vibración mediante contrapesos en masas volantes dio los resultados esperados para este tipo de trabajo.
- ✓ Para obtener la mayor resistencia tanto en vigas como columnas de acero laminado se debe respetar todos los parámetros que especifican las hojas técnicas para este tipo de perfiles.
- ✓ En el proceso de mezclado de las materia primas la ubicación de las aspas deberá ser 15° con relación al eje, y tener aberturas simétricas como se muestran en el anexo B; dando lugar una efectiva fusión de las materias primas.
- ✓ La primera mezcla (cemento blanco, marmolina y granillo) deberá tener mayor humedad que la segunda mezcla (cemento gris y arena casi seca).
- ✓ La presión de las mezclas se la debe realizar en las etapas señaladas en el capítulo cinco para mejorar la cohesión de las partículas de las mezclas y así elevar la resistencia de las baldosas.
- ✓ Es importante conocer la frecuencia natural de los resortes helicoidales sometidos a compresión, para obtener así las pulsaciones en su interior, evitando así que el sistema entre en resonancia.



RECOMENDACIONES

- ✓ Antes de operar la máquina se recomienda leer las instrucciones de manipulación expuestas en el capítulo cinco
- ✓ No se debe operar la máquina si el operador se encuentra en estado etílico.
- ✓ No se debe utilizar conducciones hidráulicas de diámetro excesivamente pequeño puesto que se estaría forzando el motor eléctrico y la bomba cuando se aplica la presión.
- ✓ Si se quiere tener un sistema hidráulico de rápida respuesta se debe utilizar una bomba de caudal y con un motor eléctrico de elevada potencia.
- ✓ Se debe ajustar correctamente verificando en el manómetro la presión a la que va a trabajar el sistema hidráulico con el tornillo regulador de presión que viene en la válvula distribuidora.
- ✓ En el caso del sistema eléctrico se debe trabajar en lo posible con materiales de la misma marca, esto con el fin de evitar inconvenientes en el montaje de tableros ya que muchas de las veces los elementos no encajan adecuadamente unos con otros.
- ✓ Una vez finalizada la jornada de trabajo se debe desconectar el breaker principal para proceder a limpiar la máquina para la próxima jornada.
- ✓ Se debe tener en cuenta todos los planes de mantenimiento preventivo y correctivo para asegurar la máxima eficiencia de la máquina bajo condiciones seguras.
- ✓ Los procesos de unión mediante soldadura debe realizarse con el mayor cuidado posible en cuanto a la limpieza de la superficie a soldar y utilizar el tipo de electrodo y corriente adecuada para obtener la mayor resistencia posible.



BIBLIOGRAFÍA

REDACCION DE CITAS BIBLIOGRÁFICAS.

Libros:

1. AGA, 1995. Catalogo de Soldadura. Guayaquil, Editado por AGA
2. BOHMAN Ivan, 2002. Catalogo de Aceros- Herramientas de corte y Soldadura. Ed. Guayaquil, IBCA. 82p.
3. CARROBLES VAZQUEZ Marcial, 2002. Manual de Mecánica Industrial Neumática e Hidráulica, Madrid, Cultural. SA. 240p.
4. DEUTSCHMAN Aaron D; MICHELS Walter J; WILSON Charles E. 1991. Diseño de máquinas teoría y práctica. México, Macmillan publishing co. 20, 185, 698, 751-760,798-800,865-870 pág.
5. GERE James M. 2005. Timoshenko Resistencia de materiales. 5ª ed. Madrid. Thomson. 4-8, 28-30,187-197,271-279,739-763, 815-826 pág.
6. HIBBELER R.C; 1996. Ingeniería Mecánica -Estática. 7ª ed. Mexica. Pretince Hall. 138, 241-257, 303-326, 469-480 pág.
7. JIMENEZ CISNEROS Luis. 1980. Manual de Oleohidraulica. 2ª ed. Barcelona. Editorial Blume. 15-26, 29-33,41- 49, 51-54, 69,70, 73-77, 85-89, 97, 149-152,203,204-210, 227-229, 251-255 pág.
8. LARBURU ARRIZABALAGA Nicolas. 1990. Prontuario de Maquinas. 2ª ed. Madrid. Paraninfo. 181-187, 194,195, 200, 201, 205, 232 pág.
9. MATAIX Claudio. 1970. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Madrid. Harper & Row Publishers. 32,33,46,47,100,101,183,183-196 pág.
10. NONNAST Robert. 2004. El proyectista de estructuras metálicas 1. Madrid. Thompson. 3-12, 26-35, 83,134-140 pág.
11. ROLDAN José, 2003. Motores eléctricos, Ed. Madrid/España, Parafino.
12. SCHNEIDER Wilhelm, 1981. Manual Practio de Dibujo Tecnico. 3ed. España, Reverte. S.A. 314p.
13. SKF, 1989. Catalogo General. Italia, Stamperia Artistica Nazionale. 175-833p.



Tesis:

1. ABENDAÑO Víctor; CASTILLO Hugo; ECHEVERRIA Carlos; JIMENEZ Lenin. 2006. Diseño y construcción de una máquina manual para el ensayo a la tracción de materiales ferrosos. (Tesis Ing. Electromecánica). Loja-Ecuador, Universidad Nacional de Loja. 55-58, 70, 93 pág.
2. GONZÁLEZ Telmo; HERRERA Jimmy; MENDOZA Diego; PALADINEZ Richard. 2006. Diseño, construcción y montaje de un mezclador y un sistema elevador de agregados pétreos para una planta adoquinera-bloquera en la Universidad Nacional de Loja. (Tesis Ing. Electromecánica). Loja-Ecuador, Universidad Nacional de Loja. 55-60, 63-67, 71, 73 pág.

Sitios web:

1. <http://www.cerroblanco.com.ar/baldosas>.
2. <http://www.diprax.es/down/B202%20Cilindros%20ISO%206020%202.pdf>
3. <http://www.directindustry.es/prod/bosch-rexroth-mobile-hydraulics/bomba-hidraulica-de-engranajes-externos-19939-56610>.
4. <http://www.electrocable.com>
5. <http://www.elprisma.com/apuntes/curso.asp?id=10531>
6. <http://www.hidraulica.net>
7. http://www.imem.unavarra.es/EMyV/pdfdoc/vib/vib_normativa.pdf - Similares
8. <http://www.jmdiezm.iespana.es/documentos/sistematrasmision.pdf>
9. <http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/gulf/lubricantes%20manual%20tecnico.pdf>
10. <http://www.renold.es/nmsruntime/saveasdialog.asp?IID=611&sID=860>.
11. http://www.solostocks.com/lotes/comprar/plataforma-base-vibratoria-fitness-consultar-precios-al-mayor/oferta_4636503.html

ANEXO A:
TABLAS Y CARACTERÍSTICAS
TÉCNICAS

ANEXO 1

Tuberías	TUBOS SOMETIDOS A GRANDES PRESIONES
Tensiones	
Para cilindro abierto.	
Tensión reducida, $\sigma_r = p \cdot \frac{\sqrt{1+3\eta^2}}{\eta^2-1}$; $\eta = \frac{R}{r} \geq \sqrt{\frac{\psi^2 + \sqrt{4\psi^2 - 3}}{\psi^2 - 3}}$	
$\psi = \frac{\sigma_{ad}}{p} > \sqrt{3} \approx 1,73$; $p < \frac{\sigma_{ad}}{1,73}$	
Para cilindro cerrado	
Tensión reducida, $\sigma_r = p \cdot \frac{1,73 \eta^2}{\eta^2-1}$; $\eta = \frac{R}{r} \geq \sqrt{\frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{ad} - 1,73 p}}$	
$p < \frac{\sigma_{ad}}{1,73}$	
Ejemplo 1.º.—Cálculo de un tubo abierto de acero fundido, sometido a una presión de 300 kg/cm ² . Acero fundido, $\sigma_{ad} = 1200$ kg/cm ² .	
$\frac{\sigma_{ad}}{1,73} = \frac{1200}{1,73} = 693,6 > p$; $\eta = \frac{1200}{300} = 4 (> \sqrt{3})$.	
$\eta = \sqrt{\frac{4^2 + \sqrt{4 \times 4^2 - 3}}{4^2 - 3}} = \sqrt{\frac{16 + 7,8}{13}} = 1,35$	
Haciendo $r = 2,5$ cm, $R = 2,5 \times 1,35 = 3,4$ cm = 35 mm; $e = 35 - 25 = 10$ mm.	
$\psi = \frac{3,5}{2,5} = 1,4$; $\sigma_r = 300 + \frac{\sqrt{1+3 \times 1,4^2}}{1,4^2-1} = 1106$ kg/cm ² ($< \sigma_{ad}$).	
Ejemplo 2.º.—Cálculo del diámetro del pistón, del émbolo, y el exterior de una prensa hidráulica, que ha de realizar una presión de 250 t. Pistón de acero, $\sigma_{ad} = 1400$ kg/cm ² ; cilindro de acero fundido, $\sigma_{ad} = 800$ kg/cm ² .	
	Superficie del pistón, $A_p = \frac{250000}{1400} = 178,6$ cm ² $\left(= \frac{\pi d^2}{4} \right)$
	Diámetro, $d = \sqrt{\frac{4 \times 178,6}{\pi}} = 15$ cm
	$p < \frac{800}{1,73} = 462,4$ kg/cm ² ; haciendo $p = 300$ kg/cm ² , se tiene
	$A = \frac{250000}{300} = 833,3$ cm ² $\left(= \frac{\pi D^2}{4} \right)$
	$d = \sqrt{\frac{4 \times 833,3}{\pi}} = 32,5$ cm; se hace $d = 330$ mm (normalizado).
	$p = \frac{250000}{\pi \times 33^2} = 292,3$ kg/cm ² ; $\eta \geq \sqrt{\frac{800}{800 - 1,73 \times 292,3}} = 1,65$
Diámetro exterior de la prensa, $D = 33 \times 1,65 = 54,5$ cm, se hace $D = 55$ cm (normalizado).	
Tensión reducida:	$\sigma_r = 292,3 \times \frac{1,73 \times 1,65^2}{1,65^2 - 1} = 789,2$ kg/cm ² .

FUENTE: LARBURU, Nicolás. Prontuario maquina herramientas, Pg. 232

ANEXO 2
CARACTERISTICAS DE BOMBA HIDRAULICA DE ENGRANAJES
EXTERNOS

Model S	Size	4	5	8	11	14	16	19	22	25	28
		V _g	Cm ³	Cm ³	Cm ³	Cm ³	Cm ³	Cm ³	Cm ³	Cm ³	Cm ³
Displacement	V _g	4	5,5	8	11	14	16	19	22,5	25	28
Max. continuous pressure	p ₁	250	250	250	250	250	250	250	220	195	170
Pressure intermittent	p ₂	280	280	280	280	280	280	280	250	225	200
Speed max. at p ₂	n	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3500	3500	3000	3000
Speed min. at p ₂	n	700	700	700	600	500	500	500	500	500	500

FUENTE: Product Catalog Mobile Hydraulics, online version, last changed 2008-03-11[<http://www.boschrexroth.com/>]

ANEXO 3

ACEITES LUBRICANTES.

La viscosidad de los aceites de motor 4T se clasifican en Grados SAE. Los grados SAE de viscosidad expresan la viscosidad del aceite en dos temperaturas extremas Frío (SAE xW) y caliente (SAE x):

Lubricantes MONOGRADO: Son los que se han formulado para que adquieran la viscosidad necesaria a una sola temperatura y siempre a la misma. Ej: SAE 10W, SAE 15W, para temperaturas de operaciones en frío ó SAE 30, SAE 40 para temperaturas de servicio elevadas (temperaturas de trabajo normalmente superiores o entorno de 100°C).

Lubricantes MULTIGRADO: Son los que se han formulado para que su viscosidad se mantenga lo más estable posible entre las temperaturas habituales de uso del vehículo entre la más fría del arranque y la más caliente del motor). Ej.: SAE 15W 40, SAE 20W 50, etc...

VISCOSIDAD EN FRIO		SAE	SAE	VISCOSIDAD EN CALIENTE	
<i>Fluidez del aceite con la temperatura de arranque del motor.</i>	-5°C	6000 cP	25W	60	26,1 – 21,9 cSt
	-10°C	4.500 cP	20W	50	21,9 – 16,3 cSt
	-15°C	3.500 cP	15W	40	16,3 – 12,6 cSt
	-20°C	3.500 cP	10W	30	12,6 – 9,3 cSt
	-25°C	3.500 cP	5W	20	9,3 – 5,6 cSt
	-30°C	3.250 cP	0W		

100°C
Fluidez del aceite con la temperatura de trabajo en un motor.

FUENTE: Escuela de formación MOTUL[<http://www.motul.com/>]

ANEXO 4

RACORES

Accesorios para Mangueras



Racores y Empalmes para Mangueras

Racor de Manguera Macho
Diseñados para proporcionar un sellado perfecto y máximo flujo. De perfil bajo con rosca NPT

Racor de Manguera Macho en Acero Inoxidable
Para condiciones altamente corrosivas, realizadas en acero inoxidable tipo 316. Mecanizado con perfil hexagonal.



Empalme para Manguera - Mecanizado
Para reparar rápidamente mangueras rotas o con fugas. Idóneos para mangueras enrollables.

Empalme Mecanizado Acero de carbono enchapado Unidades/ caja = 1
Nº de abrazaderas requeridas por racor: 2

No. Ref.	Ø Int. Manguera/NPT		Longitud espiga		Peso	
	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Lbs	Kg
F106*	1/4	6.35	0.91	23.0	.01	.01
F108*	3/8	9.53	0.95	24.0	.03	.02
F110*	1/2	12.70	1.16	29.5	.05	.03
F112	5/8	15.88	1.18	29.9	.07	.04
F114*	3/4	19.05	1.20	30.4	.11	.05
F116	1	25.40	1.53	38.9	.15	.07
F118	1 1/4	31.75	1.53	38.9	.30	.14

* también disponible en cajas de 10.

Empalme Perfilado para Manguera
Forma económica para reparar y prolongar la vida útil de mangueras rotas.

Emplame Perfilado para Manguera Acero de carbono enchapado Unidades/ Caja = 1
**Nº de abrazaderas requeridas por racor

No. Ref.	Ø Int. Manguera		Longitud espiga		**	Peso	
	Pulg.	mm	Pulg.	mm		Lbs	Kg
F320	1 1/2	38.1	1.60	41.28	2	0.4	0.2
F322	2	50.8	2.50	63.50	2	1.3	0.6
F324	2 1/2	63.5	2.75	69.85	4	1.8	0.8
F326	3	76.2	2.75	69.85	4	2.2	1.0
F330	4	101.6	4.25	107.95	6	4.4	2.0

* también disponible en cajas de 10.



Racor de Manguera Macho NPT Acero de carbono enchapado
Unidades/ Caja = 12 Nº de abrazaderas requeridas por racor: 1

No. Ref.	Ø Int. Manguera		NPT		Ø Agujero		Longitud espiga		Peso	
	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Lbs.	Kg.
E004	1/4	6.35	1/8	0.188	4.78	0.87	22.23	0.4	0.2	
E006	1/4	6.35	1/4	0.188	4.78	1.03	26.19	0.8	0.3	
E008	3/8	9.53	1/8	0.234	5.94	1.07	27.20	0.6	0.3	
E010	3/8	9.53	1/4	0.234	5.94	1.07	27.20	0.7	0.3	
E012	3/8	9.53	3/8	0.234	5.94	1.07	27.20	1.2	0.5	
E014	3/8	9.53	1/2	0.234	5.94	1.07	27.20	2.0	0.9	
E018	1/2	12.70	1/4	0.266	6.76	1.35	34.29	1.4	0.6	
E020	1/2	12.70	3/8	0.359	9.12	1.35	34.29	1.3	0.6	
E022	1/2	12.70	1/2	0.375	9.53	1.35	34.29	2.1	0.9	
E028	5/8	15.88	1/2	0.500	12.70	1.36	34.54	2.0	0.9	
E030	5/8	15.88	3/4	0.500	12.70	1.36	34.54	2.6	1.2	
E032	3/4	19.05	1/2	0.500	12.70	1.38	35.15	3.0	1.4	
E034	3/4	19.05	3/4	0.625	15.88	1.38	35.15	2.8	1.3	
E036	3/4	19.05	1	0.625	15.88	1.38	35.15	4.1	1.9	
E038	1	25.40	3/4	0.750	17.86	1.78	45.31	4.0	1.8	
E040	1	25.40	1	0.875	22.23	1.78	45.31	4.6	2.1	
E042	1 1/4	31.75	1	0.922	23.42	1.78	45.31	7.3	3.3	
E044	1 1/4	31.75	1 1/4	1.109	28.17	1.78	45.31	8.2	3.7	
E046*	1 1/2	38.10	1 1/2	1.344	34.14	1.90	48.49	11.5	5.2	

* Perfil cilíndrico, no hexagonal

Racor para Manguera Macho NPT Acero Inoxidable tipo 316
Unidades/ Caja = 1 Nº de abrazaderas requeridas por racor: 1

No. Ref.	Ø Int. Manguera		NPT		Ø Agujero		Longitud espiga		Peso	
	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Lbs	Kg
E606	1/4	6.35	1/4	.188	4.78	1.03	26.19	.06	.03	
E612	3/8	9.53	3/8	.234	5.94	1.07	27.20	.09	.04	
E622	1/2	12.70	1/2	.375	9.53	1.35	34.29	.19	.09	
E634	3/4	19.05	3/4	.625	15.88	1.38	35.15	.25	.11	
E640	1	25.40	1	.875	22.23	1.78	45.31	.38	.17	

Racores Hembra Giratorios
Diseño distintivo de espiga. Tienen retén cónico para un cierre perfecto con el acoplamiento macho correspondiente. Agujero grande para máximo flujo.



Racor Hembra Giratorio Acero de carbono chapado NPSC
Unidades/ Caja: 12 Nº. de abrazaderas requeridas por racor = 1

No. Ref.	Ø Int. Manguera/NPT		Longitud espiga		Peso	
	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Lbs	Kg
E106	1/4	6.35	1.06	27.0	0.7	0.3
E112	3/8	9.53	1.31	33.4	1.2	0.6
E122	1/2	12.70	1.37	34.9	1.7	0.8
E134	3/4	19.05	1.37	34.9	3.0	1.3
E140	1	25.40	1.71	43.7	4.1	1.8

22

FUENTE: Accesorios para mangueras BAND-IT[<http://www.band-itl.com/>]

ANEXO 5 COEFICIENTES DE PONDERACION

Generalidades	COEFICIENTES DE PONDERACIÓN				TABLA 2. 6
CASO DE CARGA	CLASE DE ACCION	Coeficiente de ponderación si el efecto de la acción es...			
		Desfavorable		Favorable	
CASO I Acciones constantes y combinación de dos acciones variables independientes	Ia	Acciones constantes	1,33	1,33	1,00
		Sobrecarga	1,33	1,50	0,00
		Viento	1,50	1,33	0,00
	Ib	Acciones constantes	1,33		1,00
		Sobrecarga	1,50		0,00
		Nieve	1,50		0,00
	Ic	Acciones constantes	1,33		1,00
		Viento	1,50		0,00
		Nieve	1,50		0,00
CASO II Acciones constantes y combinación de tres acciones variables independientes	Acciones constantes	1,33		1,00	
	Sobrecarga	1,33		0,00	
	Viento	1,33		0,00	
	Nieve	1,33		0,00	
CASO III Acciones constantes y combinación de cuatro acciones variables independientes, incluso las acciones sísmicas	Acciones constantes	1,00		1,00	
	Sobrecarga	r (1)		0,00	
	Viento	0,25 (2)		0,00	
	Nieve	0,50 (3)		0,00	
	Acciones sísmicas	1,00		0,00	

(1) r es el coeficiente reductor para las cargas de la Norma Sismorresistente, que indica:
 Caso 1º. Azoteas, viviendas y hoteles (salvo locales de reunión): r = 0,50
 Caso 2º. Oficinas, comercios, calzadas y garajes: r = 0,60
 Caso 3º. Hospitales, cárceles, edificios docentes, iglesias, edificios de reunión y espectáculos y salas de reuniones de hoteles: r = 0,80

(2) Sólo se considerará en construcciones en situación topográfica expuesta o muy expuesta (Norma MV 101).

(3) En caso de lugares en los que la nieve permanece acumulada habitualmente más de treinta días, en el caso contrario el coeficiente es 0,0.

Consideraciones

En los aceros A42 y A52 como el coeficiente de minoración del acero $\gamma_s = 1$, resulta que la resistencia del cálculo σ_u es igual al límite elástico σ_e respectivo, $\sigma_u = 2,6 \text{ t/cm}^2$ para el acero A42 y $\sigma_u = 3,6 \text{ t/cm}^2$ para el A52. Aplicando a estos valores los coeficientes de ponderación de las acciones $\gamma_s = 1,33$ para las constantes y $\gamma_s = 1,50$ para las variables, resultaría:

$$\text{Acero A42, } \sigma_{e \text{ ad}} = \frac{2.600}{1,33} = 1.955 \text{ kg/cm}^2 \text{ y } \sigma_{v \text{ ad}} = \frac{2.600}{1,5} = 1.733 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Acero A52, } \sigma_{e \text{ ad}} = \frac{3.600}{1,33} = 2.706 \text{ kg/cm}^2 \text{ y } \sigma_{v \text{ ad}} = \frac{3.600}{1,5} = 2.400 \text{ kg/cm}^2$$

En el supuesto de actuar solamente acciones constantes, se puede fijar desde un principio los coeficientes de trabajo admisibles ($\sigma_{e \text{ ad}}$), circunstancia que no es posible para el caso de acciones constantes combinadas con variables, y así, por ejemplo, para el caso Ib, resultaría:

$$\begin{array}{l} \text{Acción constante, } F_s, \text{ tensión admisible } \sigma_{c \text{ ad}} = F_s \cdot 1,33 \\ \text{Sobrecarga, } F_s, \text{ tensión admisible } \sigma_{s \text{ ad}} = F_s \cdot 1,50 \\ \text{Nieve, } F_n, \text{ tensión admisible } \sigma_{n \text{ ad}} = F_n \cdot 1,50 \end{array}$$

$$\frac{\Sigma F}{\Sigma F} \qquad \frac{\Sigma F \cdot \gamma_s}{\Sigma F}$$

Tensión máxima admisible, $\sigma_{\text{máx}} = \frac{\Sigma F \cdot \gamma_s}{\Sigma F}$

Esta tensión máxima admisible, estará comprendida entre 1.955 y 1.733 kg/cm² para el acero A42, y entre 2.706 y 2.400 kg/cm² para el A52, motivo por el cual los cálculos deben realizarse mayorando las acciones con ponderación y comprobando que la tensión máxima alcanzada no supera los valores:

$$\sigma_{\text{máx}} \leq 2.600 \text{ kg/cm}^2 \text{ para el acero A42}$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq 3.600 \text{ kg/cm}^2 \text{ para el acero A 52}$$

Nota.— Las características y composición de los aceros para construcciones metálicas se exponen en la Tabla 21.3.

FUENTE: LARBURU, Nicolás. Prontuario maquina herramientas, Pg. 189

ANEXO 6

FACTOR DE SEGURIDAD

$$N_s(\text{diseño}) = \frac{\text{esfuerzo último}}{\text{esfuerzo de trabajo o de diseño}}$$

$$N_s(\text{diseño}) = \frac{\text{esfuerzo de cedencia}}{\text{esfuerzo de trabajo o de diseño}}$$

Con frecuencia, se usa la Ec. 1-2 porque el equipo mecánico es frecuentemente considerado como no funcional si algunas componentes importantes tienen cedencia. Un ejemplo típico podrá ser la cedencia permanente local que puede ser causada por el seguidor de una leva sobre la superficie de la leva.

Si un elemento de máquina o componente mecánico ha sido dimensionado (o sea, que sus dimensiones son conocidas), entónces el factor de seguridad está definido como

$$N_s(\text{real}) = \frac{\text{esfuerzo último}}{\text{esfuerzo calculado}}$$

$$N_s(\text{real}) = \frac{\text{esfuerzo de cedencia}}{\text{esfuerzo calculado}}$$

Para tipos de problemas no lineales, tales como columnas o rodillos sujetos a falla por pandeo no deben usarse esfuerzos mayores al de cedencia y al último. En su lugar se utiliza la carga real de falla como base para determinar el factor de seguridad. Por tanto, se tiene

$$N_s(\text{real}) = \frac{\text{carga de falla}}{\text{carga calculada}}$$

Para componentes mecánicos que están sujetos a cargas continuamente varian o, el factor de seguridad se basa en el límite de ruptura para carga cíclica del material utilizado. Sin embargo, debido a que se tienen cargas cíclicas y estáticas, la definición depende del análisis de fatiga de Soderberg, lo cual se estudia en el Cap. 6, Sec. 6-5.

Joseph P. Vidosic [15] sigue los siguientes razonables factores de seguridad. Estos factores están basados en la resistencia a la cedencia.

1. $N = 1.25$ — 1.5 para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que pueda determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2. $N = 1.5$ — 2 para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.
3. $N = 2$ — 2.5 para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse.
4. $N = 2.5$ — 3 para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5. $N = 3$ — 4 para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6. $N = 3$ — 4 deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a esfuerzos inciertos.

7. Cargas repetidas: son aceptables los factores indicados en los puntos 1 al 6 pero debe aplicarse el límite de ruptura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de cedencia del material.
8. Fuerza de impacto: son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor por impacto.
9. Materiales frágiles: si se considera a la resistencia última como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.
10. Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

En algunos casos, la selección del factor de seguridad está estipulado por un código o por requisitos ya fijados. Por ejemplo, la ASME³ Unifired and Fired Pressure Vessel Code, la ASME Pressure Vessel Code para recipientes nucleares, varios códigos de construcción y valores específicos que están estipulados en contratos tanto para civiles como gubernamentales.

Resulta aparente que la selección del factor de seguridad apropiada es empírica y depende mucho de las personas y experiencia industrial acumulada. Cuando un producto o dispositivo tiene mucho tiempo de usarse, los factores referentes a su comportamiento son confiables. De hecho se puede depender de tales datos aunque se hayan tenido modificaciones en el diseño y en los materiales.

También se han empleado métodos estadísticos [16, 17] para obtener el factor de seguridad. Esto toma en cuenta la variación tanto en dimensiones como en la resistencia de la componente mecánica. Con este enfoque resulta un factor de seguridad que, por lo general, es menor que el basado en un juicio puro. Sin embargo, en este método se requiere también hacer una estimación de las variaciones de la carga y resistencia. Sin embargo, el enfoque estadístico es tan sólo de interés pasajero para los diseñadores modernos, sobre todo en aquellas áreas en las que para ciertos componentes se tienen muchos datos experimentales acumulados. Además, este método permite el uso de factor relativamente bajo, si se acepta tener un porcentaje de falla pequeño. Infortunadamente las variaciones de espacio no permiten tener un estudio más detallado, pero el lector puede leer en las referencias dadas.

SECCION 1-4

Confiabilidad

Los productos de consumo, maquinaria industrial y equipo militar son intensamente evaluados en confiabilidad de operación y vida esperada. Aun cuando los usuarios particular, industrial y "militar" (por ejemplo, plantas de fuerza; tanto como para combustible fósil, como nuclear) siempre siguen ciertos programas de confiabilidad, los productos de consumo reciben la mayor atención y publicidad. Una de las bases más importantes para la confiabilidad del producto es su diseño y es lógico que el diseñador deberá conocer algunas pautas a seguir.

³ American Society of Mechanical Engineers.

ANEXO 7 CARACTERISTICAS ESTATICAS DE PERFILES U PN

Productos de acero laminados		PERFILES U PN															TABLA 8 . 6					
Perfil [PN	A cm ²	P kg/m	DIMENSIONES										Agujeros		TERMINOS DE SECCION							Suministro
			h	b	e	e ₁ =r	r ₁	h ₁	u	c	m	w	a	S _x	I _T	I _x	W _x	I _y	W _y	i _y		
8	11,0	8,64	80	45	6	8	4	46	312	14,5	26,7	25	13	15,9	2,24	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	C
10	13,5	10,6	100	50	6	8,5	4,5	64	372	15,5	29,3	30	13	24,5	2,96	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	P
12	17,0	13,4	120	55	7	9	4,5	82	434	16,0	30,3	30	17	36,3	4,30	264	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	P
14	20,4	16,0	140	60	7	10	5	98	489	17,5	33,7	35	17	51,4	6,02	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	P
16	24,0	18,8	160	65	7,5	10,5	5,5	115	546	18,4	35,8	35	21	68,8	7,81	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	P
18	28,0	22,0	180	70	8	11	5,5	133	611	19,2	37,5	40	21	89,6	9,98	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	P
20	32,2	25,3	200	75	8,5	11,5	6	151	661	20,1	39,4	40	23	114	12,6	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	P
22	37,4	29,4	220	80	9	12,5	6,5	167	718	21,4	42,0	45	23	146	17,0	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	P
24	42,3	33,2	240	85	9,5	13	6,5	184	775	22,3	43,9	45	25	179	20,8	3600	300	9,22	248	39,8	2,42	P
26	48,3	37,9	260	90	10	14	7	200	834	23,6	46,6	50	25	221	23,7	4820	371	9,99	317	47,7	2,56	P
28	53,3	41,8	280	95	10	15	7,5	216	890	25,3	50,2	50	25	266	33,2	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	P
30	58,8	46,2	300	100	10	16	8	232	950	27,0	54,1	55	25	316	40,6	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	P
32	75,8	59,5	320	100	14	17,5	8,75	246	982	26,0	48,2	55	25	413		10870	679	12,1	597	80,6	2,81	C
35	77,3	60,6	350	100	14	16	8	282	1047	24,0	44,5	55	25	459		12840	734	12,9	670	75,0	2,72	C
38	80,4	63,1	380	102	13,5	16	8	313	1110	23,8	45,8	60	25	507		15760	829	14,0	615	78,7	2,77	C
40	91,5	71,8	400	110	14	18	9	324	1182	26,5	51,1	60	25	618		20350	1020	14,9	846	102	3,04	C
ANOTACIONES ABREVIADAS UTILIZADAS EN LAS TABLAS																						
A	Area bruta de la sección																					
P	Peso en Kg. por metro lineal del perfil																					
h	Altura del perfil																					
h ₁	Altura de la parte plana del alma																					
b	Anchura del ala del perfil																					
e	Espesor del alma																					
w	Gramil o distancia entre agujeros																					
d	Diámetro del agujero																					
c	Posición del eje y-y respecto de la cara exterior del alma (perfiles [)																					
m	Distancia del eje y-y al centro de esfuerzos cortantes (perfiles [)																					
u	Perímetro de la sección																					
I _x	Momento de inercia de la sección respecto al eje x-x																					
I _y	Momento de inercia de la sección respecto al eje y-y																					
I _η	Momento de inercia de la sección respecto al eje η-η																					
I _ξ	Momento de inercia de la sección respecto al eje ξ-ξ																					
I _T	Módulo de torsión de la sección																					
I _A	Módulo de alabeo de la sección																					
W _x	Módulo resistente de la sección respecto al eje x-x																					
W _y	Módulo resistente de la sección respecto al eje y-y																					
W _η	Módulo resistente de la sección respecto al eje η-η																					
W _ξ	Módulo resistente de la sección respecto al eje ξ-ξ																					
S _x	Momento estático de media sección respecto al eje x-x																					

FUENTE: LARBURU, Nicolás. Prontuario maquina herramientas, Pg. 194

ANEXO 8

TENSIONES DE TRABAJO RECOMENDADAS EN kgf/cm^2 SACADAS DE LAS NORMAS DIN 1050

Formas de Utilización en obra	Formas de trabajo	Caso de carga	
		1	2
Piezas de construcción	Compresión	1200	1400
	Tracción	1200	1400
	Flexión	1200	1400
	Cortadura	960	1200
	Tensión Transversal	960	1200
Uniones de Remaches	Cortadura	1200	1400
	Compresión contra las paredes	2400	2800
Uniones Atornilladas(ajustados)	Cortadura	960	1120
	Compresión Contra las paredes	2400	2800
	Tracción	850	1000
Uniones atornilladas (no ajustados)	Cortadura	700	800
	Compresión Contra las paredes	1600	1800
	Tracción	600	700
Tornillos y Barras de Anclajes	Tracción	850	1000

Caso de carga 1: (Fuerzas principales) efecto desfavorable simultaneo de la carga permanente y de la móvil, incluso la de la nieve, sin la del viento. Entre las cargas móviles figura también la tensión de la correa y otras.

Caso de carga 2: (Fuerzas principales y suplementarias) Efecto simultaneo de las cargas caso primero junto con la del viento, efectos térmicos y las fuerzas frenantes y laterales procedentes de las grúas.

FUENTE: NONNAST, Robert. El proyectista de estructuras metálicas, Pg. 6

ANEXO 9

IBCA
IVAN BOHMAN C.A.
Establecida el 16 de Agosto 1983

AISI 1018

Eje de transmisión - Tolerancia h10-h11

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANÁLISIS TÍPICO %

SAE 1018	C	Mn	P	S
	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7", 8", 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

Propiedad Laminado en Frío	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	mín. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163HB

APLICACIONES

Donde se requiere aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de maquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

PULGADAS	PESO APROX. Kg/m
1/4	0.28
5/16	0.4
3/8	0.6
1/2	1.0
3/4	1.6
5/8	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/4	5.0
1 1/8	6.2
1 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.8
2 3/4	30.0
3 1/4	35.8
3 1/2	42.0
3 3/4	48.7
4 1/2	55.9
5 1/2	63.6
3	80.5
4	99.4
5	120.2
6	143.1
7	197.0
8	255.0
9	397.0
10	328.5

IVAN BOHMAN C.A.

FUENTE: BOHMAN, Ivan. Catalogo de materiales para ingeniería, Pg. 38

ANEXO 10 CARACTERÍSTICAS DE LAS ROSCAS WHITWORTH

Roscas	ROSCA WHITWORTH								TABLA 2 . 13
— Relaciones — $h = 0,960 p$ $h_1 = 0,640 p$ $r = 0,137 p$									
TORNILLO Y TUERCA									
Diámetro nominal Pulgadas	Diámetro exterior d	Diámetro en el núcleo d ₁	Sección en el núcleo cm ²	Profundidad de la rosca h	Radio r	Diámetro medio de la rosca d ₂	Paso p	Hilos por pulgada n	Diámetro nominal Pulgadas
1/4 5/16 3/8 (7/16)	6,350 7,938 9,525 11,113	4,724 6,131 7,492 8,789	0,175 0,295 0,441 0,607	0,813 0,904 1,017 1,162	0,174 0,194 0,218 0,249	5,537 7,034 8,509 9,951	1,270 1,411 1,588 1,814	20 18 16 14	1/4 5/16 3/8 (7/16)
1/2 5/8 3/4 7/8	12,700 15,876 19,051 22,226	9,990 12,918 15,798 18,611	0,784 1,311 1,960 2,720	1,355 1,479 1,627 1,807	0,291 0,317 0,349 0,388	11,345 14,397 17,424 20,419	2,117 2,309 2,540 2,822	12 11 10 9	1/2 5/8 3/4 7/8
1 1 1/8 1 1/4 1 3/8	25,401 28,576 31,751 34,926	21,355 23,929 27,104 29,505	3,575 4,497 5,770 6,837	2,035 2,324 2,324 2,711	0,436 0,496 0,496 0,581	23,368 26,253 29,428 32,215	3,175 3,629 3,629 4,233	8 7 7 6	1 1 1/8 1 1/4 1 3/8
1 1/2 1 5/8 1 3/4 (1 7/8)	38,101 41,277 44,452 47,627	32,680 34,771 37,946 40,398	8,388 9,495 11,310 12,818	2,711 3,253 3,253 3,614	0,581 0,698 0,698 0,775	35,391 38,024 41,199 44,012	4,233 5,080 5,080 5,645	6 5 5 4 1/2	1 1/2 1 5/8 1 3/4 (1 7/8)
2 2 1/4 2 1/2 2 3/4	50,802 57,152 63,502 69,853	43,573 49,020 55,370 60,558	14,912 18,873 24,079 28,804	3,614 4,066 4,066 4,647	0,775 0,872 0,872 0,997	47,187 53,086 59,436 65,205	5,645 6,350 6,350 7,257	4 1/2 4 4 3 1/2	2 2 1/4 2 1/2 2 3/4
3 3 1/4 3 1/2 3 3/4	76,203 82,553 88,903 95,254	66,909 72,544 78,894 84,410	35,161 41,333 48,885 55,959	4,647 5,005 5,005 5,422	0,997 1,073 1,073 1,163	71,556 77,648 83,899 89,832	7,257 7,816 7,816 8,467	3 1/2 3 1/4 3 1/4 3	3 3 1/4 3 1/2 3 3/4
4 4 1/4 4 1/2 4 3/4	101,604 107,954 114,304 120,655	90,760 96,639 102,990 108,825	64,697 73,349 83,307 93,014	5,422 5,657 5,657 5,915	1,163 1,213 1,213 1,268	96,182 102,297 108,647 114,740	8,467 8,835 8,835 9,237	3 2 7/8 2 7/8 2 3/4	4 4 1/4 4 1/2 4 3/4
5 5 1/4 5 1/2 5 3/4	127,005 133,355 139,705 146,055	115,176 120,963 127,313 133,043	104,185 114,922 127,304 139,022	5,915 6,196 6,195 6,506	1,268 1,329 1,329 1,395	121,090 127,159 133,509 139,549	9,237 9,677 9,677 10,160	2 3/4 2 5/8 2 5/8 2 1/2	5 5 1/4 5 1/2 5 3/4
6	152,406	139,394	152,608	6,506	1,395	145,900	10,160	2 1/2	6

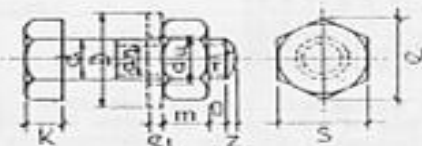
Observaciones.— Los tamaños entre paréntesis deben ser evitados
Concuerda con la norma DIN 11

FUENTE: LARBURU, Nicolás. Prontuario maquina herramientas, Pg. 501

ANEXO 11

TORNILLOS Y TUERCAS DE ROSCA WHITWORTH

TABLA 21



Punta de los tornillos de
2 1/4" a 1"

Ø pulg. ingl.	Tornillo						Sección		Fuerzas exago			Arandel	
	d _n mm	d mm	K mm	r mm	O mm	z mm	aspi- ga cm ² .	nucleo cm ² .	m mm	s mm	e mm	d ₄ mm	D mm
1/4	4,72	6,35	5	5	1	1,2	0,31	0,17	5,5	11	12,7	7	14
5/16	6,13	7,94	6	6	1	1,5	0,49	0,29	6,5	14	16,2	9	18
3/8	7,49	9,53	7	8	2	1,5	0,71	0,44	8	17	19,6	11	22
1/2	9,99	12,7	9	10	2	2,3	1,27	0,78	11	22	25,4	14	28
5/8	12,92	15,9	11	15	3	2,3	1,98	1,31	13	27	31,2	17,5	34
3/4	15,80	19,1	13	18	3	3	2,85	1,96	16	32	36,9	21	40
7/8	18,61	22,2	16	20	3	3,4	3,88	2,72	18	36	41,6	24	45
1	21,33	25,4	18	22	4	4	5,07	3,57	20	41	47,3	27	50
1 1/8	23,93	28,6	20	25	4	4,5	6,41	4,50	22	46	53,1	31	58
1 1/4	27,10	31,8	22	30	4	5	7,91	5,77	25	50	57,7	34	62
1 3/8	29,50	34,9	24	30	5	5,5	9,58	6,84	28	55	63,5	37	68
1 1/2	32,68	38,1	27	35	5	6	11,3	8,39	30	60	69,3	40	75
1 5/8	37,79	41,3	29	40	5	6	13,4	9,5	32	65	75	44	80
1 3/4	37,95	44,5	32	40	5	7	15,5	11,3	35	70	80,8	47	85
1 7/8	40,40	47,6	34	45	5	7	17,8	12,8	38	75	86,5	50	92
2	43,57	50,8	36	45	5	8	20,1	14,9	40	80	92,4	54	98
2 1/4	49,62	57	40	-	6	8	25,6	18,9	45	85	98	60	105
2 1/2	55,37	64	45	-	6	8	31,6	24,1	50	95	110	65	120
2 3/4	60,56	72	48	-	6	8	38,3	28,8	55	105	121	75	130
3	66,91	76	52	-	6	8	45,6	35,2	60	110	127	80	135
3 1/4	72,54	85	58	-	7	8	53,5	41,3	65	120	139	85	150
3 1/2	78,89	90	62	-	7	10	62,0	48,9	70	130	150	92	160
3 3/4	84,41	95	65	-	7	10	71,2	55,9	75	135	156	98	165
4	90,76	100	70	-	7	10	81,0	64,7	80	145	167	105	185

FUENTE: NONNAST, Robert. El proyectista de estructuras metálicas, Pg. 173

ANEXO 12

CARACTERISTICAS ESTATICAS DE ANGULARES DE LADOS IGUALES

Productos de acero laminados		ANGULARES DE ALAS IGUALES															TABLA 9 . E														
Perfil	A	P	DIMENSIONES					POSICIONES					AGUJEROS				TERMINOS DE SECCION														
L	cm ²	kg/m	b	e	f	r ₁	u	c	v ₁	v ₂	v ₃	w ₁	w ₂	w ₃	a	I _x	W _x	I _y	W _y	I _{x'}	W _{x'}	I _{y'}	W _{y'}	I _{x''}	W _{x''}	I _{y''}	W _{y''}	I _{x'''}	W _{x'''}	I _{y'''}	W _{y'''}
40	4	3,08	2,42	40	4	6	3	155	11,2	15,8	14,0	28,3	22	-	18	11	4,47	1,55	1,21	1,96	1,17	0,78	7,09	1,52	P						
40	5	3,79	2,97	40	5	6	3	155	11,6	16,4	14,2	28,3	22	-	18	11	5,43	1,91	1,20	2,26	1,37	0,77	8,60	1,51	C						
40	6	4,48	3,52	40	6	6	3	155	12,0	17,0	14,3	28,3	22	-	18	11	6,31	2,26	1,19	2,65	1,56	0,77	9,96	1,49	C						
45	4	3,49	2,74	45	4	7	3,5	174	12,3	17,5	15,7	31,8	25	-	20	13	6,43	1,97	1,36	2,67	1,53	0,88	10,2	1,71	P						
45	5	4,30	3,38	45	5	7	3,5	174	12,8	18,1	15,8	31,8	25	-	20	13	7,48	2,43	1,35	3,26	1,80	0,87	12,4	1,70	P						
45	6	5,09	4,00	45	6	7	3,5	174	13,2	18,7	15,9	31,8	25	-	20	13	8,16	2,88	1,34	3,82	2,06	0,87	14,5	1,69	C						
50	4	3,89	3,06	50	4	7	3,5	194	13,6	19,2	17,5	35,4	30	-	20	13	8,97	2,46	1,52	3,72	1,94	0,96	14,2	1,91	P						
50	5	4,80	3,77	50	5	7	3,5	194	14,0	19,9	17,6	35,4	30	-	20	13	11,0	3,05	1,51	4,54	2,29	0,97	17,4	1,90	P						
50	6	5,69	4,47	50	6	7	3,5	194	14,5	20,4	17,7	35,4	30	-	20	13	12,8	3,61	1,50	5,33	2,61	0,97	20,3	1,89	C						
50	7	6,56	5,15	50	7	7	3,5	194	14,9	21,0	17,8	35,4	30	-	20	13	14,6	4,16	1,49	6,11	2,91	0,96	23,1	1,88	C						
50	8	7,41	5,82	50	8	7	3,5	194	15,2	21,6	18,0	35,4	30	-	20	13	16,3	4,68	1,48	6,87	3,19	0,96	25,7	1,86	C						
60	5	5,82	4,57	60	5	8	4	233	16,4	23,2	21,1	42,4	35	-	25	17	19,4	4,45	1,82	8,02	3,45	1,17	30,7	2,30	P						
60	6	6,91	5,42	60	6	8	4	233	16,9	23,9	21,1	42,4	35	-	25	17	22,8	5,29	1,82	9,43	3,96	1,17	36,2	2,29	P						
60	8	9,03	7,09	60	8	8	4	233	17,7	25,0	21,4	42,4	35	-	25	17	29,2	6,89	1,80	12,2	4,66	1,16	46,2	2,26	C						
60	10	11,1	8,69	60	10	8	4	233	18,5	26,1	21,7	42,4	35	-	25	17	34,9	8,41	1,78	14,8	5,67	1,16	55,1	2,23	C						
70	6	8,13	6,38	70	6	9	4,5	272	19,3	27,3	24,6	49,5	40	-	30	21	36,9	7,27	2,13	15,3	5,59	1,37	58,5	2,68	P						
70	7	9,40	7,38	70	7	9	4,5	272	19,7	27,9	24,7	49,5	40	-	30	21	42,3	8,41	2,12	17,5	6,27	1,36	67,1	2,67	P						
70	8	10,6	8,36	70	8	9	4,5	272	20,1	28,5	24,7	49,5	40	-	30	21	47,5	9,52	2,11	19,7	6,91	1,36	75,3	2,66	C						
70	10	13,1	10,3	70	10	9	4,5	272	20,9	29,6	25,0	49,5	40	-	30	21	57,2	11,7	2,09	23,9	8,10	1,35	90,5	2,63	C						
80	8	12,3	9,63	80	8	10	5	311	22,6	31,9	28,2	56,6	45	-	35	23	72,2	12,6	2,43	29,9	9,36	1,56	115	3,06	P						
80	10	15,1	11,9	80	10	10	5	311	23,4	33,0	28,5	56,6	45	-	35	23	87,5	13,4	2,41	36,3	11,0	1,55	139	3,03	C						
80	12	17,9	14,0	80	12	10	5	311	24,1	34,1	28,9	56,6	45	-	35	23	102	18,2	2,39	42,7	12,5	1,55	161	3,00	C						
90	8	13,9	10,9	90	8	11	5,5	351	25,0	35,3	31,7	63,6	50	-	40	25	104	16,1	2,74	43,1	12,2	1,76	188	3,45	P						
90	10	17,1	13,4	90	10	11	5,5	351	25,8	36,5	31,9	63,6	50	-	40	25	127	19,8	2,72	52,5	14,4	1,75	201	3,43	C						
90	12	20,3	15,9	90	12	11	5,5	351	26,6	37,6	32,2	63,6	50	-	40	25	148	23,3	2,70	61,7	16,4	1,74	234	3,40	C						
100	8	15,5	12,5	100	8	12	6	390	27,4	38,7	35,2	70,7	45	60	40	25	145	19,9	3,06	59,8	15,5	1,96	230	3,85	P						
100	10	19,2	15,0	100	10	12	6	390	28,2	39,9	35,4	70,7	45	60	40	25	177	24,6	3,04	72,9	18,3	1,95	280	3,83	P						
100	12	22,7	17,8	100	12	12	6	390	29,0	41,1	35,7	70,7	45	60	40	25	207	29,1	3,02	85,7	20,9	1,94	328	3,80	C						
100	15	27,9	21,9	100	15	12	6	390	30,2	42,7	36,1	70,7	45	60	40	25	249	35,6	2,98	104	24,4	1,93	393	3,75	C						
120	10	23,2	18,2	120	10	13	6,5	469	33,1	46,9	42,3	84,9	50	80	40	25	313	36,0	3,67	129	27,5	2,36	497	4,63	P						
120	12	27,5	21,6	120	12	13	6,5	469	34,0	48,0	42,8	84,9	50	80	40	25	368	42,7	3,65	152	31,5	2,35	584	4,60	P						
120	15	33,9	26,6	120	15	13	6,5	469	35,1	49,7	43,1	84,9	50	80	40	25	445	52,4	3,62	185	37,1	2,33	706	4,56	C						
150	12	34,8	27,3	150	12	16	8	586	41,2	58,3	52,9	106	50	105	45	28	737	67,7	4,60	303	52,0	2,95	1170	5,80	P						
150	15	43,0	33,8	150	15	16	8	586	42,5	60,1	53,3	106	50	105	45	28	898	83,5	4,57	370	61,6	2,93	1430	5,76	P						
150	18	51,0	40,1	150	18	16	8	586	43,7	61,7	53,8	106	50	105	45	28	1050	98,7	4,54	435	70,4	2,92	1670	5,71	C						
180	15	52,1	40,9	180	15	18	9	705	49,8	70,5	63,6	127	60	135	45	28	1590	122	5,52	653	96,6	3,54	2520	6,96	C						
180	18	61,9	48,5	180	18	18	9	705	51,0	72,2	64,1	127	60	135	45	28	1870	145	5,49	788	106	3,52	2960	6,92	C						
180	20	68,3	53,7	180	20	18	9	705	51,8	73,3	64,4	127	60	135	45	28	2040	159	5,47	843	115	3,51	3240	6,89	C						
200	16	61,8	48,5	200	16	18	9	785	55,2	78,1	70,9	141	60	150	50	28	2340	162	6,16	960	123	3,94	3720	7,76	C						
200	18	69,1	54,2	200	18	18	9	785	56,0	79,3	71,2	141	60	150	50	28	2600	181	6,13	1070	135	3,93	4130	7,73	C						
200	20	75,3	59,9	200	20	18	9	785	56,8	80,4	71,5	141	60	150	50	28	2850	199	6,11	1170	146	3,92	4530	7,70	C						
200	24	90,6	71,1	200	24	18	9	785	58,4	82,6	72,1	141	60	150	50	28	3330	235	6,06	1380	167	3,90	5280	7,64	C						

Nota. — La disposición de agujeros (gramiles y diámetros) adoptada en los angulares de alas iguales, también se adoptará para los de alas desiguales (Tabla 10.6), aplicados al mismo ancho de alas.

FUENTE: LARBURU, Nicolás. Prontuario maquina herramientas, Pg. 195

ANEXO 13

CARACTERISTICAS ESTATICAS DE ANGULARES DE LADOS IGUALES

ELECTRODO BÁSICO BAJA ALEACIÓN

B - 10Norma:

AWS	E 7018
-----	--------

Color de Revestimiento: Gris Identificación: Punta Blanca

Análisis del Metal Depositado:

C	0.08%	Mn	1.0%	Si	0.6%
---	-------	----	------	----	------

Características:

*Valores típicos

Electrodo con revestimiento de bajo hidrógeno, con polvo de hierro. Indicado para la soldadura de aceros de alta resistencia a la tracción (56 kg/mm² Máx) así como para aceros de construcción. Su arco es sumamente estable, poco chisporroteo y para mejores resultados úsese arco corto. Se recomienda mantener un arco corto para garantizar buenos resultados en inspecciones radiográficas. Para trabajos de alta responsabilidad es necesario secarlos a 350°C durante una hora.

Aprobación:**AMERICAN BUREAU OF SHIPPING****Propiedades Mecánicas:**

Resistencia a la Tracción	Elongación	Resistencia al Impacto
54-57 kg/mm ²	30 - 34%	CHARPY-V Joules 70 - 90 (-29°C)
76.000		
81.000 lbs/pulg ²		

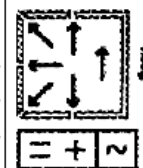
*Valores típicos

Posiciones de Soldar:

Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente.

Corriente y Polaridad:

Para corriente continua o alterna Electrodo al polo positivo		
ø mm	ø Pulg.	Amperaje
3.20	1/8	100-140
4.00	5/32	140-190
5.00	3/16	190-250

**Aplicaciones:**

- Para aceros de mediano y bajo carbono, baja aleación
- Para aceros laminados en frío, por sus características de resistencia a la deformación a altas temperaturas, su fácil manejo y óptimo rendimiento, es especialmente adecuado.
- Para soldadura de tuberías de vapor.
- Calderas de alta presión, tanques.
- Piezas para maquinaria pesada.
- Construcciones metálicas en obra.
- Reparaciones Navales.

IMPORTANTE:

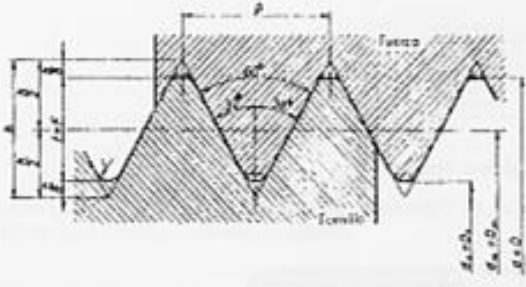
Los electrodos húmedos o con manchas de grasa, deben destruirse.

LARGO: 350 mm.**PESO POR CAJA:** 20 kg/44 lbs.

FUENTE: AGA. Catálogos de electrodos, Pg. 11

ANEXO 14

ROSCAS DE VASTAGOS DE CILINDROS HIDRAULICOS



Ejemplo de designación de una rosca métrica, serie MB, que tiene $d = 10$ mm:

10 MB

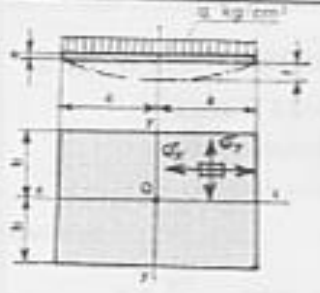
Medidos en mm

Indicaciones para la designación	Diámetro exterior de tornillo y de tuerca $d = D$	Paso p	Diámetro medio de tornillo y de tuerca $d_2 = D_2$	Diámetro del núcleo del tornillo y de la tuerca $d_3 = D_3$	Sección del núcleo mm^2	Profundidad de rosca $f = F$	Radio de redondeado r
1	1	0,2	0,870	0,740	0,43	0,130	0,02
1,2	1,2	0,2	1,070	0,940	0,69	0,130	0,02
1,4	1,4	0,2	1,270	1,140	1,02	0,130	0,02
1,7	1,7	0,2	1,570	1,440	1,83	0,130	0,02
2	2	0,25	1,838	1,676	2,21	0,162	0,03
2,3	2,3	0,25	2,138	1,976	3,07	0,162	0,03
2,6	2,6	0,35	2,373	2,146	3,82	0,227	0,04
3	3	0,35	2,773	2,546	5,09	0,227	0,04
3,5	3,5	0,35	3,273	3,046	7,29	0,227	0,04
4	4	0,5	3,675	3,350	8,81	0,325	0,05
5	5	0,5	4,675	4,350	14,9	0,325	0,05
6	6	0,75	5,513	5,026	19,8	0,487	0,08
7	7	0,75	6,513	6,026	28,5	0,487	0,08
8	8	1	7,350	6,700	35,3	0,650	0,11
9	9	1	8,350	7,700	46,6	0,650	0,11
10	10	1	9,350	8,700	59,4	0,650	0,11
12	12	1,5	11,026	10,052	79,4	0,974	0,16
14	14	1,5	13,026	12,052	114	0,974	0,16
16	16	1,5	15,026	14,052	155	0,974	0,16
18	18	1,5	17,026	16,052	202	0,974	0,16
20	20	1,5	19,026	18,052	256	0,974	0,16
22	22	1,5	21,026	20,052	316	0,974	0,16
24	24	2	22,701	21,402	360	1,299	0,22
27	27	2	25,701	24,402	468	1,299	0,22
30	30	2	28,701	27,402	599	1,299	0,22
33	33	2	31,701	30,402	726	1,299	0,22
36	36	3	34,051	32,102	809	1,949	0,32
39	39	3	37,051	35,102	968	1,949	0,32
42	42	3	40,051	38,102	1140	1,949	0,32
45	45	3	43,051	41,102	1327	1,949	0,32
48	48	3	46,051	44,102	1526	1,949	0,32
52	52	3	50,051	48,102	1817	1,949	0,32
56	56	4	53,402	50,804	2027	2,598	0,43
60	60	4	57,402	54,804	2359	2,598	0,43
64	64	4	61,402	58,804	2718	2,598	0,43
68	68	4	65,402	62,804	3098	2,598	0,43
72	72	4	69,402	66,804	3505	2,598	0,43
76	76	4	73,402	70,804	3937	2,598	0,43
80	80	4	77,402	74,804	4395	2,598	0,43
85	85	4	82,402	79,804	5002	2,598	0,43
90	90	4	87,402	84,804	5648	2,598	0,43
95	95	4	92,402	89,804	6334	2,598	0,43
100	100	4	97,402	94,804	7059	2,598	0,43
105	105	4	102,402	99,804	7823	2,598	0,43
110	110	4	107,402	104,804	8627	2,598	0,43
115	115	4	112,402	109,804	9469	2,598	0,43
120	120	4	117,402	114,804	10352	2,598	0,43
125	125	4	122,402	119,804	11273	2,598	0,48

FUENTE: EDEBE, Dibujo Mecánico, Tomo 4, Pg. 275

ANEXO 15

PLACA PLANA RECTANGULAR

Placas cargadas	PLACA PLANA RECTANGULAR																																			
	<p>Fuerza actuante: q, kg/cm^2, uniformemente repartida sobre toda la placa.</p> <p>Tensiones: $\sigma_x = \sigma_y = \frac{q b^2}{6}$, $\sigma_z = \sigma_y \cdot \frac{60^2}{b^2}$</p> <p>Tensión reducida: $\sigma_r = \sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} = \sigma_x \cdot 1,89$</p> <p>Flexión: $f = \frac{q}{6} \cdot \frac{60^4}{E}$</p> <p>Relación entre dimensiones principales: $\gamma = \frac{a}{b}$</p>																																			
<p>Placa apoyada Tensiones máximas en el centro de la placa Para evitar levantamientos, se fijarán los ángulos A con una fuerza o carga $F = k \cdot q \cdot b^2$ Valores en función de γ:</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>γ</th> <th>σ_x</th> <th>σ_y</th> <th>σ_r</th> <th>k</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1,15</td><td>1,15</td><td>0,71</td><td>0,26</td></tr> <tr><td>1,5</td><td>1,20</td><td>1,96</td><td>1,35</td><td>0,34</td></tr> <tr><td>2</td><td>1,11</td><td>2,44</td><td>1,77</td><td>0,37</td></tr> <tr><td>3</td><td>0,97</td><td>2,85</td><td>2,14</td><td>0,37</td></tr> <tr><td>4</td><td>0,92</td><td>2,96</td><td>2,24</td><td>0,38</td></tr> <tr><td>∞</td><td>0,90</td><td>3,00</td><td>2,28</td><td>0,38</td></tr> </tbody> </table>		γ	σ_x	σ_y	σ_r	k	1	1,15	1,15	0,71	0,26	1,5	1,20	1,96	1,35	0,34	2	1,11	2,44	1,77	0,37	3	0,97	2,85	2,14	0,37	4	0,92	2,96	2,24	0,38	∞	0,90	3,00	2,28	0,38
γ	σ_x	σ_y	σ_r	k																																
1	1,15	1,15	0,71	0,26																																
1,5	1,20	1,96	1,35	0,34																																
2	1,11	2,44	1,77	0,37																																
3	0,97	2,85	2,14	0,37																																
4	0,92	2,96	2,24	0,38																																
∞	0,90	3,00	2,28	0,38																																
<p>Placa empotrada Tensión máxima en el centro del lado mayor, $\sigma_r = \sigma_{\text{max}} \cdot \sigma_x = 0,3 \cdot \sigma_x$ Valores en función de γ:</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">γ</th> <th colspan="2">Centro de la placa</th> <th>Centro lado mayor</th> <th rowspan="2">σ_r</th> </tr> <tr> <th>σ_x</th> <th>σ_y</th> <th>$\sigma_{r \text{ max}}$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>0,53</td><td>0,53</td><td>1,24</td><td>0,225</td></tr> <tr><td>1,5</td><td>0,48</td><td>0,88</td><td>1,82</td><td>0,394</td></tr> <tr><td>2</td><td>0,31</td><td>0,94</td><td>1,92</td><td>0,431</td></tr> <tr><td>∞</td><td>0,30</td><td>1,00</td><td>2,00</td><td>0,455</td></tr> </tbody> </table>		γ	Centro de la placa		Centro lado mayor	σ_r	σ_x	σ_y	$\sigma_{r \text{ max}}$	1	0,53	0,53	1,24	0,225	1,5	0,48	0,88	1,82	0,394	2	0,31	0,94	1,92	0,431	∞	0,30	1,00	2,00	0,455							
γ	Centro de la placa		Centro lado mayor	σ_r																																
	σ_x	σ_y	$\sigma_{r \text{ max}}$																																	
1	0,53	0,53	1,24	0,225																																
1,5	0,48	0,88	1,82	0,394																																
2	0,31	0,94	1,92	0,431																																
∞	0,30	1,00	2,00	0,455																																
<p>Ejemplo: -- Cálculo de una placa rectangular de $2,25 \times 1,20$ m, apoyada en todo su contorno y sometida a la acción de una carga alternativa de 1500 kg/m^2, uniformemente repartida. Material, acero A 42.</p> <p>$r_{\text{adm}} = \frac{1200}{1,5} = 1730 \text{ kg/cm}^2$, (coeficiente de seguridad: $\gamma = 1,5$)</p> <p>$\gamma = \frac{2,25}{1,2} = 1,875$, $\sigma_x = 2,32$, $\sigma_y = 1,67$, $k = 0,36$ (interpolando linealmente).</p> <p>$e = \sqrt{\frac{\sigma_y \cdot q \cdot b^2}{r_{\text{adm}}}} = \sqrt{\frac{1,67 \cdot 1500 \cdot 60^2}{1730}} = 0,85 \text{ cm} \approx 9 \text{ mm}$</p> <p>$\sigma_x = 2,32 \times \frac{0,15 \times 60^2}{0,9^2} = 1547 \text{ kg/cm}^2$; $\sigma_r = 1547 \times 0,89 = 1377 \text{ kg/cm}^2$</p> <p>$f = 1,67 \times \frac{0,15 \times 60^4}{0,9^4 \times 2100000} = 2,1 \text{ cm}$, $F = 0,36 \times 0,15 \times 60^2 = 195 \text{ kg}$</p> <p>Para placa empotrada (por ejemplo, soldada en todo su contorno) resultaría: $\sigma_x = 1,89$; $\sigma_r = 0,422$ (interpolando linealmente)</p> <p>$e = \sqrt{\frac{1,89 \times 0,15 \times 60^2}{1730}} = 0,77 \text{ cm} \approx 8 \text{ mm}$</p> <p>$\sigma_x = 1,89 \times \frac{0,15 \times 60^2}{0,8^2} = 1595 \text{ kg/cm}^2$; $\sigma_r = 1595 \times 0,89 = 1420 \text{ kg/cm}^2$</p> <p>Flexión, $f = 0,422 \times \frac{0,15 \times 60^4}{0,8^4 \times 2100000} = 0,76 \text{ cm}$ (7,6 mm).</p> <p>Nota: -- Para flexión reducida o tensión limitada, fijadas en principio, se procederá de modo similar al seguido o indicado en el cálculo de las placas circular y elíptica.</p>																																				

ANEXO 16

PROPIEDADES MECANICAS DE LOS ACEROS ALEADOS

Tipo AISI	Condición	Resistencia a la tensión, kg/cm^2	Resistencia a la tracción, kg/cm^2	Alargamiento en 2 plg. %	Reducción en área, %	Dureza, BPN	Alargamiento (basado en 112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	221	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	353	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	58
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	45	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

FUENTE: DEUTSCHMAN, Aarón. Diseño de Maquinas, Pg. 909

ANEXO 17

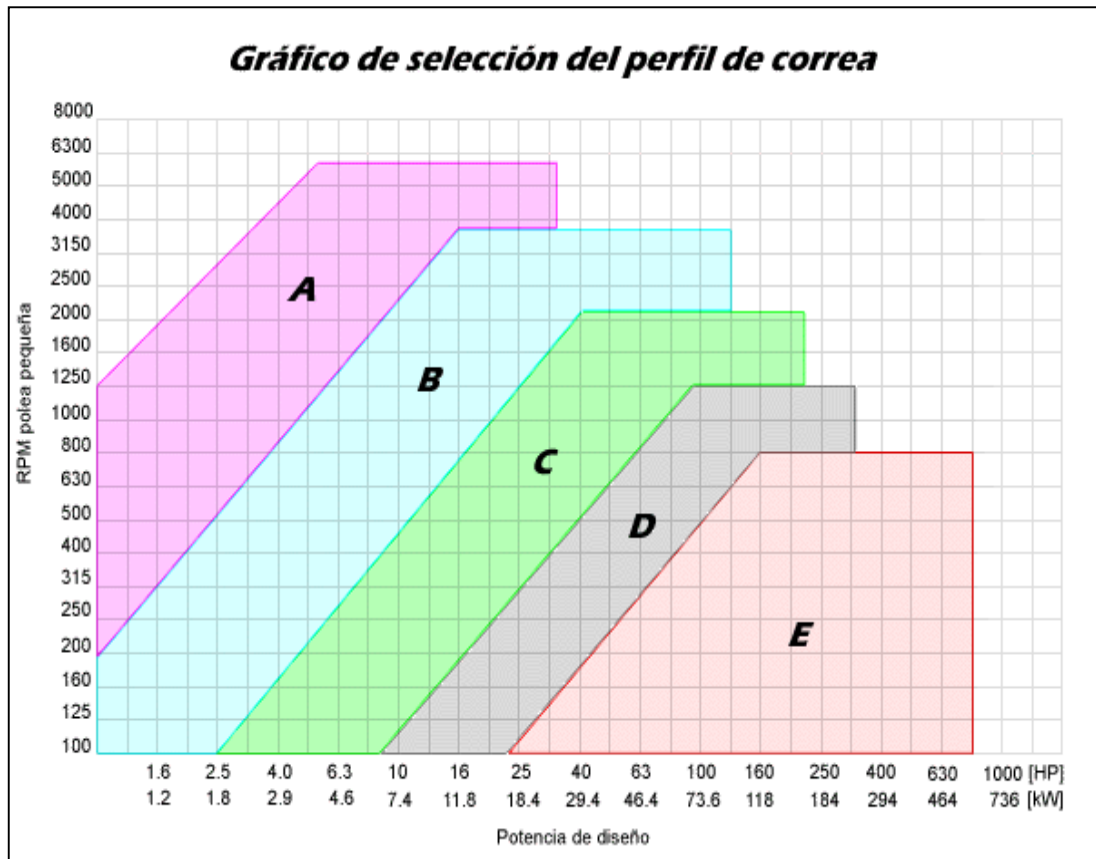
MATERIAL		Módulos		Características		Coeficientes de trabajo admisibles en kg/cm ²														
		Elasticidad kg/cm ²	Desgarro- miento kg/cm ²	Carga de rotura kg/mm ²	Alarga- miento %	Tracción			Compresión			Flexión			Cortadura			Torsión		
						I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Acero suave	2.150.000	830.000	35-50	25-15	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	900 a 1500
Acero duro	2.200.000	850.000	50-70	20-10	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800
Acero muelles	2.000.000	900.000	70-150	16-5	1200	800	400	1200	800	400	1200	800	400	1200	800	400	1200	800	400	1200
Acero al níquel	2.150.000	850.000	45-60	20-16	1800	1200	600	1800	1200	600	1800	1200	600	1800	1200	600	1800	1200	600	1800
Acero cromo-níquel	2.080.000	850.000	85-115	20-13	2500	1600	900	2500	1600	900	2500	1600	900	2500	1600	900	2500	1600	900	2500
Acero fundido	2.150.000	830.000	38-60	20-10	600 a 1200	400 a 800	200 a 400	600 a 1200	400 a 800	200 a 400	600 a 1200	400 a 800	200 a 400	600 a 1200	400 a 800	200 a 400	600 a 1200	400 a 800	200 a 400	600 a 1200
Fundición gris	750.000	300.000	11-36	-	300 a 350	200 a 230	100 a 120	300 a 350	200 a 230	100 a 120	300 a 350	200 a 230	100 a 120	300 a 350	200 a 230	100 a 120	300 a 350	200 a 230	100 a 120	300 a 350
Fundición mecanizada	"	"	19-35	-	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
Fundición maleable	1.050.000	400.000	28-36	7,5-1	450 a 700	300 a 470	150 a 230	450 a 700	300 a 470	150 a 230	450 a 700	300 a 470	150 a 230	450 a 700	300 a 470	150 a 230	450 a 700	300 a 470	150 a 230	450 a 700
Cobre laminado	1.150.000	"	20-27	35-25	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540
Plomo	1.150.000	"	1,25	37	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
Aluminio fundido	685.000	260.000	9-15	13-8	100 a 180	70 a 80	30 a 40	100 a 180	70 a 80	30 a 40	100 a 180	70 a 80	30 a 40	100 a 180	70 a 80	30 a 40	100 a 180	70 a 80	30 a 40	100 a 180
Bronce fundido	1.200.000	"	35-60	30-10	400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500
Bronce fosforoso	1.200.000	"	30-44	41-34	600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 950
Latón	800.000	"	15	12	400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600
Metálico	1.050.000	"	40-75	40-10	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	600 a 1000

TABLA 1.6

Casos de carga. — I, Carga estática o permanente. II, Carga alternativa, de un valor máximo a cero. III, Carga oscilante de un valor máximo positivo a máximo negativo.

FUENTE: LARBURU, Nicolás. Prontuario maquina herramientas, Pg. 188

ANEXO 18



FUENTE: OLEOSTATIC. Catalogo de correas trapezoidales, Pg. 4

ANEXO 19

FACTORES DE SERVICIO PARA TRANSMISION CON BANDA V

Máquina impulsada	Motriz					
	Servicio intermitente, 3-5 h diarias o de temporada	Servicio normal, 8-10 h diarias	Servicio continuo, 16-24 h diarias	Servicio intermitente, 3-5 h diarias o de temporada	Servicio normal 8-10 h diarias	Servicio continuo 16-24 h diarias
<p>Los tipos listados abajo son sólo muestras representativas. Del grupo listado seleccione el que más se aproxime a las características de carga de la máquina que esté siendo considerada.</p> <p>Si se usan poleas locas agregar lo siguiente al factor de servicio</p> <p>Polea en el lado flojo (entre las bandas). nada</p> <p>Polea en el lado flojo (fuera de las bandas). 0.1</p> <p>Polea en el lado tirante (entre las bandas). 0.1</p> <p>Polea en el lado tirante (fuera de las bandas). 0.2</p>	<p>Motores de ca: De par normal, jaula de ardilla, sincrónicos, de fase partida.</p> <p>Motores de cd: Devanado en derivación.</p> <p>Motores*: De combustión interna de cilindros múltiples</p>			<p>Motores de ca: De alto par, alto deslizamiento, repulsión-inducción, monofásico, derivación en serie, anillo colector</p> <p>Motores de cd: Derivación en serie, devanado compuesto</p> <p>Motores*: De combustión interna de un cilindro</p> <p>Flchas de transmisión Embragues</p>		
<p>Agitadores de líquidos</p> <p>Sopladores y extractores</p> <p>Bombas centrífugas y compresores</p> <p>Ventiladores hasta de 10 hp</p> <p>Transportadores servicio ligero</p>	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<p>Transportadores de banda para arena, granos, etc.</p> <p>Mezcladores de pastas</p> <p>Ventiladores de más de 10 hp</p> <p>Generadores</p> <p>Flchas de transmisión</p> <p>Maquinaria de lavandería</p> <p>Máquinas herramienta</p> <p>Punzonadoras-prensas-cortadoras</p> <p>Maquinaria de impresión</p> <p>Bombas rotatorias de desplazamiento positivo</p> <p>Revolvedoras y cribadoras vibratorias</p>	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<p>Maquinaria para hacer ladrillos</p> <p>Elevadores de cangilones</p> <p>Excitadores</p> <p>Compresores de pistón</p> <p>Transportadores (de cadenas sinfin, artesas, remillos sinfin)</p> <p>Molino a martillos</p> <p>Máquina batidora de papel</p> <p>Bombas de pistón</p> <p>Sopladores de desplazamiento positivo</p> <p>Pulverizadores</p> <p>Maquinaria de aserradero y carpintería</p> <p>Maquinaria textil</p>	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<p>Quebradores (giratorias de quijadas, de rodillos)</p> <p>Molinos (de bolas, de rodillos, de tubos)</p> <p>Montacargas</p> <p>Calendrias</p>	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
<p>Equipo para bloqueo †</p> <p>Condiciones de fuego peligrosas †</p>	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FUENTE: Dodge Manufacturing Division, Reliance Electric Co.

* Aplicar el factor de servicio indicado para motores de capacidad normal en servicio continuo. Deducir 0.2 (con factor de servicio mínimo de 1.0) cuando se aplica a motores de capacidad máxima.

† Donde el riesgo al fuego es frecuente y se aplican las leyes para prevenir el fuego, se recomienda que las transmisiones sean diseñadas usando un factor de servicio de 2.0 a los caballos de potencia nominales del motor.

FUENTE: DEUTSCHMAN, Aarón. Diseño de Maquinas, Pg. 695

ANEXO 20

LONGITUD DE NOMINAL DE CORREAS TRAPECIALES OLEOSTATIC

SECCION	TIPO	Longitud nominal	
		Interior	primitivo
Z (mm 10 x 6)	Z 17 1/4 (10-Z)	438	463
	Z 19 (11-Z)	483	508
	Z 22	559	584
	Z 23 (14-Z-2)	584	609
	Z 23 1/4	591	616
	Z 26 (17-Z)	660	685
	Z 23 (19-Z)	711	736
	Z 30 1/4 (21-Z-2)	768	793
	Z 34 1/4 (25-Z)	870	895
	Z 35 (26-Z)	889	914
	Z 31 1/4 (30-Z)	972	997
	Z 42 (33-Z)	1.067	1.092
	Z 41	1.118	1.143
	Z 48 (36-Z)	1.219	1.244
	Z 51	1.295	1.320
	Z 55 (38-Z)	1.397	1.422
	Z 68 1/2	1.740	1.765
A (mm 12 x 5)	A 24	610	643
	A 25 1/4	641	674
	A 26 (1-A)	660	693
	A 27 1/2	698	731
	A 28 1/4	718	751
	A 29	737	770
	A 30 (2-A)	762	795
	A 33	838	871
	A 35 (3-A)	889	922
	A 36 1/4	933	966
	A 38 (3-A-1)	965	998
	A 42 (4-A)	1.067	1.100
	A 42 1/2	1.079	1.112
	A 43 3/4	1.111	1.144
	A 44 1/2 (4-A-2)	1.130	1.163
	A 46 (5-A)	1.168	1.201
	A 48 (5-A-2)	1.219	1.252
	A 51 (6-A)	1.295	1.328
	A 53	1.346	1.379
	A 55 (7-A)	1.397	1.430
	A 57	1.448	1.481
	A 60 (8-A)	1.524	1.557
	A 63 (8-A-2)	1.600	1.633
	A 65 (9-A)	1.651	1.684
	A 68	1.727	1.760
	A 70 (10-A)	1.770	1.811
	A 75 (11-A)	1.905	1.938
	A 80 (12-A)	2.032	2.065
	A 84 (12-A-2)	2.133	2.166
	A 85 (13-A)	2.159	2.192
	A 87 (13-A-1)	2.210	2.243
	A 90 (14-A)	2.286	2.319
	A 96 (14-A-2)	2.438	2.471
A 105 (15-A)	2.667	2.700	
A 112 (15-A-2)	2.845	2.878	
A 120 (15-A)	3.049	3.081	
A 128 (16-A-2)	3.251	3.284	
A 135 (16-A-3)	3.454	3.487	

FUENTE: OLEOSTATIC. Catalogo de correas trapeziales Pg. 6

ANEXO 21

PRESTACIONES BASE DE LAS CORREAS TRAPECIALES

Veloc. lin. m/seg.	N.º Rev. Pol. Men.	PRESTACION BASE																				Prestaciones adicio. para relaciones de transm. de:									
		Diámetros primitivos de la polea menor																				1.02	1.05	1.12	1.19	1.27	1.39	1.58	1.95	3.89	
		110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180	185	190	195	200	a	a	a	a	a	a	a	a	y		
5	200	0.49	0.54	0.59	0.64	0.69	0.74	0.79	0.84	0.89	0.94	0.99	1.04	1.09	1.14	1.19	1.23	1.28	1.33	1.38	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.07	0.08	0.09	0.10		
	400	0.84	0.93	1.03	1.12	1.22	1.31	1.40	1.50	1.59	1.68	1.77	1.86	1.95	2.05	2.14	2.23	2.32	2.41	2.50	0.01	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19		
	600	1.13	1.27	1.40	1.54	1.68	1.81	1.94	2.08	2.21	2.34	2.47	2.60	2.73	2.86	2.99	3.12	3.25	3.38	3.51	0.03	0.09	0.13	0.16	0.20	0.22	0.24	0.26	0.29		
	725	1.30	1.46	1.62	1.78	1.94	2.10	2.28	2.41	2.57	2.73	2.88	3.04	3.19	3.34	3.49	3.65	3.80	3.95	4.10	0.04	0.10	0.16	0.20	0.24	0.27	0.29	0.33	0.35		
	800	1.39	1.57	1.74	1.92	2.09	2.26	2.44	2.61	2.78	2.95	3.12	3.28	3.45	3.62	3.78	3.95	4.11	4.28	4.44	0.04	0.12	0.17	0.22	0.26	0.30	0.32	0.36	0.39		
	870	1.47	1.66	1.85	2.04	2.23	2.41	2.60	2.78	2.96	3.15	3.33	3.51	3.69	3.87	4.04	4.22	4.40	4.57	4.74	0.05	0.13	0.19	0.24	0.28	0.33	0.35	0.39	0.42		
	950	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.98	3.17	3.37	3.56	3.76	3.95	4.14	4.33	4.52	4.71	4.90	5.08	0.05	0.14	0.21	0.26	0.31	0.36	0.39	0.43	0.46		
	1000	1.62	1.83	2.05	2.26	2.47	2.68	2.89	3.09	3.29	3.50	3.71	3.91	4.11	4.31	4.51	4.70	4.90	5.10	5.29	0.06	0.14	0.22	0.27	0.33	0.37	0.41	0.45	0.50		
	1150	1.78	2.03	2.27	2.51	2.75	2.98	3.22	3.45	3.68	3.91	4.14	4.37	4.60	4.82	5.04	5.26	5.48	5.70	5.91	0.06	0.17	0.25	0.31	0.38	0.43	0.47	0.52	0.58		
	1200	1.82	2.07	2.32	2.57	2.81	3.06	3.30	3.54	3.78	4.01	4.14	4.25	4.48	4.71	4.94	5.17	5.39	5.62	5.84	0.07	0.17	0.26	0.32	0.39	0.45	0.49	0.54	0.59		
1400	2.00	2.28	2.57	2.85	3.12	3.40	3.67	3.94	4.21	4.48	4.74	5.00	5.26	5.51	5.76	6.02	6.26	6.51	6.75	0.08	0.20	0.30	0.38	0.45	0.52	0.57	0.63	0.69			
1425	2.02	2.31	2.60	2.88	3.16	3.44	3.72	3.99	4.26	4.53	4.80	5.06	5.32	5.58	5.83	6.09	6.34	6.59	6.83	0.08	0.21	0.31	0.39	0.47	0.53	0.58	0.63	0.68			
1600	2.16	2.47	2.79	3.10	3.40	3.71	4.01	4.30	4.60	4.89	5.18	5.48	5.74	6.02	6.29	6.56	6.83	7.09	7.35	0.09	0.23	0.35	0.43	0.52	0.60	0.65	0.72	0.78			
10	1750	2.26	2.60	2.93	3.26	3.59	3.91	4.23	4.55	4.86	5.17	5.47	5.77	6.05	6.35	6.64	6.92	7.20	7.47	7.73	0.09	0.25	0.38	0.47	0.57	0.65	0.71	0.79	0.85		
	1800	2.29	2.63	2.99	3.31	3.65	3.98	4.30	4.62	4.94	5.25	5.56	5.86	6.16	6.46	6.75	7.03	7.31	7.59	7.85	0.10	0.26	0.39	0.49	0.59	0.67	0.73	0.81	0.88		
	2000	2.39	2.77	3.14	3.50	3.86	4.21	4.56	4.90	5.23	5.58	5.89	6.20	6.52	6.82	7.12	7.41	7.70	7.99	8.25	0.11	0.29	0.43	0.54	0.65	0.75	0.81	0.90	0.97		
	2200	2.48	2.88	3.27	3.65	4.03	4.40	4.77	5.12	5.47	5.82	6.15	6.48	6.80	7.11	7.41	7.70	7.99	8.27	8.54	0.12	0.32	0.48	0.60	0.72	0.82	0.89	0.99	1.07		
	2400	2.54	2.96	3.37	3.77	4.17	4.55	4.93	5.30	5.68	6.01	6.35	6.68	7.03	7.31	7.61	7.90	8.18	8.45	8.70	0.13	0.35	0.52	0.65	0.78	0.90	0.97	1.08	1.16		
	2600	2.57	3.01	3.43	3.85	4.28	4.66	5.04	5.42	5.79	6.14	6.48	6.80	7.12	7.42	7.71	7.99	8.25	8.50	8.74	0.14	0.37	0.56	0.70	0.85	0.97	1.06	1.17	1.26		
	2800	2.57	3.03	3.47	3.90	4.31	4.72	5.11	5.49	5.85	6.20	6.53	6.85	7.15	7.44	7.71	7.97	8.21	8.43	8.64	0.15	0.40	0.61	0.76	0.91	1.05	1.14	1.26	1.35		
	3000	2.55	3.01	3.46	3.90	4.32	4.73	5.12	5.49	5.85	6.19	6.51	6.81	7.10	7.36	7.61	7.83	8.04			0.16	0.43	0.65	0.81	0.98	1.12	1.22	1.35	1.45		
	3200	2.49	2.97	3.42	3.86	4.28	4.69	5.07	5.43	5.78	6.10	6.40	6.68	6.94	7.17						0.17	0.46	0.69	0.87	1.04	1.20	1.30	1.44	1.54		
	3400	2.41	2.89	3.34	3.78	4.20	4.59	4.96	5.31	5.63	5.93	6.21	6.46								0.18	0.49	0.74	0.92	1.11	1.27	1.38	1.53	1.64		
20	3600	2.29	2.77	3.22	3.65	4.06	4.44	4.79	5.12	5.41	5.68									0.19	0.52	0.78	0.97	1.17	1.35	1.46	1.62	1.74			
	3800	2.14	2.61	3.06	3.48	3.87	4.22	4.55	4.85	5.11											0.21	0.55	0.83	1.03	1.24	1.42	1.54	1.71	1.83		
	4000	1.95	2.42	2.85	3.25	3.62	3.95	4.25													0.22	0.58	0.87	1.08	1.31	1.50	1.63	1.80	1.93		
	4200	1.73	2.18	2.60	2.97	3.31															0.23	0.60	0.91	1.14	1.37	1.57	1.71	1.89	2.03		
	4400	1.47	1.90	2.29	2.64	2.95															0.24	0.63	0.95	1.19	1.44	1.65	1.79	1.98	2.12		
	4600	1.17	1.59	1.94																	0.25	0.66	1.00	1.25	1.50	1.72	1.87	2.07	2.22		
	4800	0.83	1.21																		0.26	0.69	1.04	1.30	1.57	1.80	1.95	2.15	2.31		
	5000	0.45																			0.27	0.72	1.08	1.35	1.63	1.87	2.03	2.24	2.40		

Para las transmisiones indicadas en la parte coloreada es aconsejable el uso de la sección inferior.

NOTA: Para valores de transmisión inferiores a 1.02 la prestación adicional es nula.

ANEXO 22

FACTOR DE CORRECCION Cg PARA ARCOS DE CONTACTO

Arco de contacto sobre la polea menor	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
Transmisión trap./trap.	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.90	0.89	0.87	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.69
Transmisión trap./plana	0.75	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.69

FUENTE: OLEOSTATIC. Catalogo de correas trapeziales Pg. 10

ANEXO 23

FACTOR DE CORRECCION C_L EN FUNCION DEL TIPO DE CORREA

	16	24	28	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	180	240	330	420	540	720	
Z	0,80	0,83	0,86	0,92	0,95	0,98	1,00														
A			0,82	0,87	0,90	0,93	0,95	1,00	1,02	1,04	1,06	1,10	1,14	1,17	1,23						
B				0,81	0,85	0,89	0,90	0,94	0,97	0,98	1,00	1,04	1,08	1,11	1,16	1,22	1,28				
C							0,80	0,84	0,87	0,89	0,91	0,94	0,98	1,00	1,05	1,11	1,19	1,24			
D													0,87	0,93	0,94	1,00	1,07	1,12	1,18	1,24	
E																0,91	0,96	1,03	1,09	1,14	1,21
F																	0,87	0,97	1,03	1,06	1,09

FUENTE: OLEOSTATIC. Catalogo de correas trapezoidales, Pg. 10

ANEXO 24

POLEAS ACANALADAS PARA BANDAS TRAPECIALES

Órganos de tracción y de sustentación		POLEAS ACANALADAS PARA CORREAS TRAPEZIALES											TABLA 12 . 9		
		Correa		Polea de una garganta				Polea de varias gargantas							
TIPO DE CORREA	γ	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC				
Ancho de referencia	b	5,3	8,5	11	14	19	27	32	8,5	11	14	19			
Altura mínima	c_2	1,6	2	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6	2	2,75	3,5	4,8			
Fondo mínimo	c_1	4,7	7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4	9	11	14	19			
Radio	r_1	0,5	0,5	1	1	1,5	2	2	0,5	1	1	1,5			
Radio	r_2	1	1	1	1,5	2	3	4	1	1	1,5	2			
Espesor	e	5	5	6	8	9	10	14	5	6	8	9			
Paso	p	8	12	15	19	25,5	37	44,5	12	15	19	25,5			
Tolerancia	t_p	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$	$\pm 0,4$	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,7$	$\pm 0,3$	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$	$\pm 0,5$			
Distancia al borde,	a	7	8	10	12,5	17	24	28	8	10	12,5	17			
Tolerancia	t_a	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	+2 -1	+2 -1	+2 -1	+2 -1	+2 -1	± 1	+2 -1	+2 -1	+3 -1			
Diámetro para 32°	d	≤ 60													
Diámetro para 34°	d		≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315			≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315			
Diámetro para 36°	d	> 60					≤ 475	≤ 600							
Diámetro para 38°	d		> 80	> 118	> 190	> 315	> 475	> 600	> 80	> 118	> 190	> 315			
Diámetro mínimo,	d_m	20	50	75	125	200	355	500	63	90	140	224			
Dimensiones en milímetros.															

FUENTE: DEUTSCHMAN, Aarón. Diseño de Maquinas, Pg. 315

ANEXO 25 CUÑAS COMERCIALES CUADRADAS

Tabla 7-6 Dimensiones de cuñas comerciales de sección cuadrada y de planos paralelos (dimensiones en pulgadas, véase la Fig. 7-7a en la siguiente página).

Dámetro de la flecha	Ancho y espesor de la cota a^*	Desde el fondo del cubero hasta el lado opuesto de la flecha r	Dámetro de la flecha	Ancho y espesor de la cota a^*	Desde el fondo del cubero hasta el lado opuesto de la flecha r	Dámetro de la flecha	Ancho y espesor de la cota a^*	Desde el fondo del cubero hasta el lado opuesto de la flecha r	Dámetro de la flecha	Ancho y espesor de la cota a^*	Desde el fondo del cubero hasta el lado opuesto de la flecha r
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.470	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	2.021	$\frac{3}{8}$	1	3.207
$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	2.084	$\frac{5}{16}$	1	3.313
$\frac{4}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$\frac{4}{4}$	1	3.670
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$\frac{4}{16}$	1	3.887
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.450	$\frac{4}{2}$	1	3.994
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.527	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.514	$\frac{4}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.041
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.271
1	$\frac{1}{4}$	0.879	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$\frac{1}{4}$	4.296
$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{6}$	4.538
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	4.760
$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{1}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.944	$\frac{5}{2}$	$\frac{1}{8}$	4.821
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	3.007	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{2}$	4.950
$\frac{1}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	3.140	$5\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	5.091
$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	3.261	6	$\frac{1}{2}$	5.315

FUENTE: ASME, ANSI Standard B17.1-1967

FUENTE: DEUTSCHMAN, Aarón. Diseño de Maquinas, Pg. 382

ANEXO 26 SOPORTES TVN O (CHUMACERAS DE PIE)

Soportes TVN para rodamientos con agujero cilíndrico
 d_3 60-75 mm

Soportes para extremo de eje
Diseño A

Soportes para eje pasante
Diseño B

Dím. del eje	Soporte											Masa	Designaciones		Dím. eje pasante		
	d_3	A_1	A_2	A_3	A_4	B_1	B_2	B_3	B_4	H_1	H_2		J	L		Q	Soportes para extremo de eje
mm	mm											kg	-	-			
60	70	102	105	70	40	10	39	35	70	29	210	270	16	6.70	TVN 212 A	TVN 212 B	-
	70	115	117	80	45	10	38.5	35	80	25	230	290	16	10.0	TVN 212 A	TVN 212 B	-
65	75	110	115	80	45	10	40.5	30	80	25	230	290	16	9.10	TVN 213 A	TVN 213 B	-
	75	122	127	80	50	12	43.5	38	95	28	280	330	20	13.5	TVN 215 A	TVN 215 B	-
70	80	111	115	80	45	10	40.5	40	80	25	230	290	16	9.80	TVN 214 A	TVN 214 B	-
	80	129	129	80	50	12	43.5	39	95	28	260	330	20	14.0	TVN 214 A	TVN 214 B	-
75	85	115	117	80	35	10	41.5	41	80	25	230	290	16	9.00	TVN 215 A	TVN 215 B	-
	85	136	136	100	55	13	47.5	43	100	30	290	360	20	18.5	TVN 216 A	TVN 216 B	-

Dím. eje	Componentes adecuados Rodamiento	Tira de retiro ¹⁾	Accesorios adecuados ¹⁾ Tuercas de fijación	Arandales de retención
mm	-	-	-	-
60	1212 E	FS 330	KM 12	MB 12
	1315 21312 CC	FS 330	KM 12	MB 12
65	1213 E	FS 330	KM 13	MB 13
	1315 E 21313 CC	FS 330	KM 13	MB 13
70	1214	FS 330	KM 14	MB 14
	1314 21314 CC	FS 330	KM 14	MB 14
75	1215	FS 330	KM 15	MB 15
	1315 21315 CC	FS 330	KM 15	MB 15

FUENTE: SKF. Ctalogo General, Pg. 833

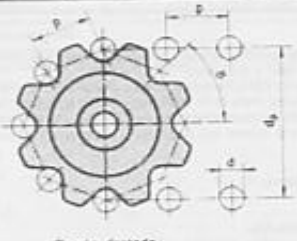
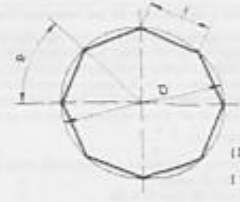
ANEXO 27
CADENAS DE RODILLOS NORMAS AMERICANAS

NORMAS AMERICANAS (ASA)	NORMAS IRAM E ISO	N° DE HILERAS	DIMENSIONES NOMINALES			OTRAS DIMENSIONES			Sup. de Trabajo	Carga Media de Rotura	Peso Neto
			Paso	Diámetro Rodillo	Ancho Max. interno	Diám. Max. Perno	Paso transversal	Largo Perno Remachado			
			P	Dr	W	Dp	Tp	A1			
			mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.			
25	04 C-1	Simple					--	8.2	11	420	0.13
25-2	04 C-2	Doble	6.35	3.30	3.20	2.30	6.40	14.60	22	800	0.25
35	06 C-1	Simple					--	11.8	27	950	0.3
35-2	06 C-2	Doble	9.52	5.08	4.78	3.59	10.13	22.2	54	1.900	0.6
35-3	06 C-3	Triple					10.13	32.3	81	2.850	1.0
40	08 A-1	Simple					--	16.4	44	1.700	0.6
40-2	08 A-2	Doble	12.70	7.95	7.95	3.96	14.38	30.8	88	3.400	1.2
40-3	08 A-3	Triple					14.38	45.2	132	5.100	1.8
50	10 A-1	Simple					--	20.3	70	2.800	1.0
50-2	10 A-2	Doble	15.87	10.16	9.53	5.08	18.11	38.4	140	5.200	2.0
50-3	10 A-3	Triple					18.11	56.5	210	8.000	3.0
60	12 A-1	Simple					--	25.5	105	3.800	1.4
60-2	12 A-2	Doble	19.05	11.91	12.70	5.94	22.78	48.5	210	7.600	2.8
60-3	12 A-3	Triple					22.78	71.5	315	11.400	4.2
80	16 A-1	Simple					--	33.5	179	6.600	2.5
80-2	16 A-2	Doble	25.40	15.88	15.88	7.92	29.29	63.0	358	13.200	4.9
80-3	16 A-3	Triple					29.29	92.5	537	19.800	7.3
100	20 A-1	Simple					--	40.4	261	10.800	4.0
100-2	20 A-2	Doble	31.75	19.05	19.05	9.53	35.76	76.5	522	21.600	7.8
100-3	20 A-3	Triple					35.76	113.0	783	2.400	11.6
120	24 A-1	Simple					--	50.5	396	15.400	6.0
120-2	24 A-2	Doble	38.10	22.23	25.40	11.10	45.44	96.0	792	30.800	11.22
120-3	24 A-3	Triple					45.44	142.0	1.188	48.200	17.6
140	28 A-1	Simple					--	57.5	472	20.000	7.5
140-2	28 A-2	Doble	44.45	25.40	25.40	12.70	48.87	101.5	944	40.000	14.3
140-3	28 A-3	Triple					48.87	150.3	1.416	60.000	21.7
160	32 A-1	Simple					--	64.5	645	26.200	10.1
160-2	32 A-2	Doble	50.80	28.58	31.75	14.27	58.55	124.0	1.290	52.400	19.5
160-3	32 A-3	Triple					58.55	183.0	1.935	78.600	29.2
200	40 A-1	Simple					--	84.9	1.090	41.500	15.8
200-2	40 A-2	Doble	63.5	39.68	38.10	19.84	71.55	148.5	2.180	83.000	32.0
200-3	40 A-3	Triple					71.55	220.0	3.270	123.000	48
API 3	-	-	78.10	31.75	38.10	16.46	--	--	--	34.000	12.8

FUENTE: Transmisiones industriales, TRANSMISIONES TEMPERLEY
[<http://www.temperley.com/>]

ANEXO 28

CADENAS DE RODILLOS NORMAS AMERICANAS

Órganos de tracción y de sustentación		DIAMETRO PRIMITIVO DE LAS RUEDAS PARA CADENAS Valores de la cosec. α						TABLA 10 - B	
 <p>Rueda dentada</p>		 <p>Polígono regular</p>							
Z	cosec α	Z	cosec α	Z	cosec α	Z	cosec α	Z	cosec α
6	2,000	36	11,474	66	21,016	96	30,563	126	40,111
7	2,306	37	11,792	67	21,334	97	30,881	127	40,429
8	2,613	38	12,109	68	21,653	98	31,200	128	40,748
9	2,924	39	12,427	69	21,971	99	31,518	129	41,066
10	3,236	40	12,745	70	22,289	100	31,836	130	41,384
11	3,549	41	13,063	71	22,607	101	32,154	131	41,702
12	3,864	42	13,381	72	22,925	102	32,473	132	42,021
13	4,197	43	13,699	73	23,244	103	32,791	133	42,339
14	4,494	44	14,017	74	23,562	104	33,109	134	42,657
15	4,810	45	14,335	75	23,880	105	33,427	135	42,975
16	5,126	46	14,654	76	24,198	106	33,746	136	43,294
17	5,442	47	14,972	77	24,517	107	34,064	137	43,612
18	5,759	48	15,290	78	24,835	108	34,382	138	43,930
19	6,075	49	15,608	79	25,153	109	34,701	139	44,249
20	6,392	50	15,926	80	25,471	110	35,019	140	44,567
21	6,708	51	16,244	81	25,789	111	35,337	141	44,885
22	7,027	52	16,562	82	26,108	112	35,655	142	45,203
23	7,344	53	16,880	83	26,428	113	35,974	143	45,522
24	7,661	54	17,198	84	26,744	114	36,292	144	45,840
25	7,979	55	17,516	85	27,062	115	36,610	145	46,158
26	8,296	56	17,835	86	27,381	116	36,928	146	46,477
27	8,614	57	18,153	87	27,699	117	37,247	147	46,795
28	8,931	58	18,471	88	28,017	118	37,565	148	47,113
29	9,249	59	18,789	89	28,335	119	37,883	149	47,432
30	9,567	60	19,101	90	28,654	120	38,201	150	47,750
31	9,884	61	19,425	91	28,972	121	38,520	151	48,068
32	10,202	62	19,744	92	29,290	122	38,838	152	48,387
33	10,520	63	20,062	93	29,608	123	39,156	153	48,705
34	10,838	64	20,380	94	29,927	124	39,474	154	49,023
35	11,156	65	20,698	95	30,245	125	39,793	155	49,341

Ejemplo.- Diámetro primitivo de una rueda de 25 dientes para paso de 25,4 mm.
 $\text{cosec } \alpha = 7,979; d_p = 25,4 \times 7,979 = 202,87 \text{ mm}$

FUENTE: LARBURU, Nicolás. Prontuario maquina herramientas, Pg. 313

ANEXO 29

FRECUENCIA NATURAL PARA RESORTES HELICOIDALES



DEPARTAMENTO DE
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA
Y DE MATERIALES

TEMA 7 – NORMATIVA SOBRE VIBRACIONES

se utilizan los muelles elastoméricos, pueden obtenerse frecuencias naturales verticales de 6 Hz a 20 Hz.

En general, la curva de deformación bajo carga de los muelles no es lineal, pero en la práctica puede linealizarse para la carga de servicio.

Los siguientes factores juegan un papel importante en la capacidad de carga y en la durabilidad de los muelles elastoméricos: el material y la mezcla de materiales, el diseño del muelle, la carga estática, la carga dinámica, la amplitud de las vibraciones y la frecuencia del sistema vibrante.

Gracias a su diseño flexible, su fijación a piezas metálicas y a las numerosas combinaciones de posibles materiales, pueden adaptarse estos muelles a un amplio rango de aplicaciones. También pueden utilizarse los muelles elastoméricos como elementos separados, en múltiples placas o mallas.

El diseño preciso de los muelles elastoméricos se determina mediante el tipo de carga (fuerzas de compresión, fuerzas de cortadura, momentos de torsión, momentos de flexión, o combinación de estos factores). Para cargas de compresión grandes y distribuidas, se utilizan habitualmente los muelles elastoméricos en forma de placas o mallas. Normalmente, para estas aplicaciones, las frecuencias naturales verticales son superiores a 12 Hz.

▪ **Muelles metálicos:**

Los muelles metálicos no son sensibles a las grandes diferencias de temperatura y son resistentes a la mayoría de las sustancias orgánicas.

Para el aislamiento de las vibraciones de las máquinas, se utilizan preferentemente los muelles metálicos hechos de aceros de muelles y se presentan en forma de hilos, placas y varillas especialmente previstas para éste propósito. En los muelles de acero no hay diferencia entre la rigidez estática y dinámica. Según el tipo y diseño del muelle, la curva de deformación bajo carga puede ser lineal, ascendente o descendente. Cuando se utilizan muelles metálicos, pueden obtenerse frecuencias naturales verticales de 1.5 a 8 Hz. Los muelles de acero son capaces de almacenar grandes energías de deformación con importantes amplitudes de flexión. Sus características elásticas no varían con el tiempo.

El muelle helicoidal de compresión es el muelle metálico generalmente utilizado para el aislamiento vibratorio de las máquinas. Debido a sus características de deformación en gran parte lineales (curva de deformación bajo carga) y a la amplia selección de niveles de rigidez disponibles, para todos los ejes, éste tipo de muelle es particularmente útil para su uso en las fijaciones elásticas de la mayoría de las máquinas. Si se elige las dimensiones del muelle, es posible hacer variar, en un

FUENTE: UNIVERSIDAD DE NAVARRA.

[http://www.imem.unavarra.es/EMyV/pdfdoc/vib/vib_normativa.pdf - Similares]

**ANEXO B:
PLANOS Y HOJAS DE PROCESO
TECNOLÓGICO**

ANEXO C:
CIRCUITO ELÉCTRICO E
HIDRÁULICO

**ANEXO D:
FOTOS DE LA MEFBAC**

IMAGEN N°1

MÁQUINA ELECTROMECAÁNICA PARA FABRICAR BALDOSAS DE CEMENTO

**IMAGEN N°2**

SISTEMA DE PRESIÓN

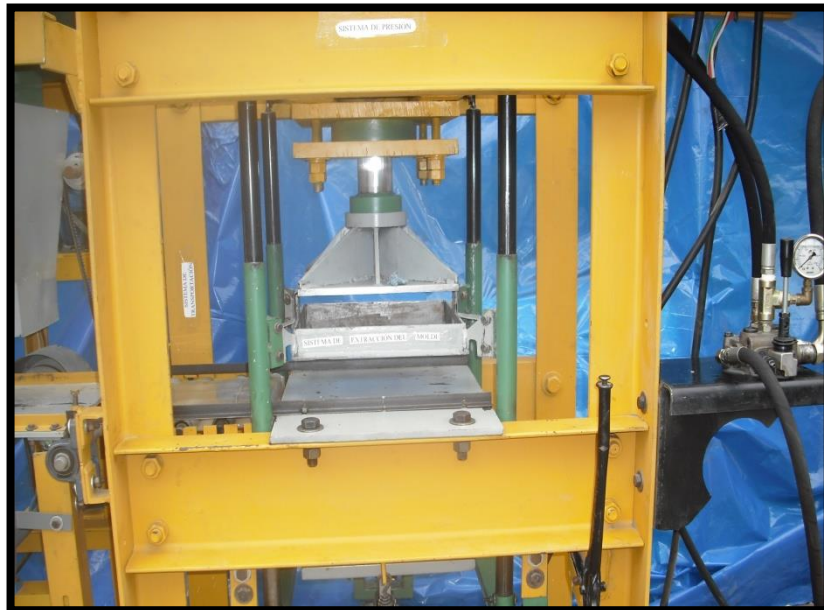


IMAGEN N° 3
SISTEMA DE VIBRACIÓN



IMAGEN N° 4
SISTEMA DE MEZCLADO



IMAGEN N° 5
SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN



IMAGEN N° 6
SISTEMA DE EXTRACCIÓN DEL MOLDE



IMAGEN N° 7
MESA DE VIBRACIÓN



IMAGEN N° 8
MOTORREDUCTOR Y CADENA DE RODILLOS



IMAGEN N° 9
CIRCUITO HIDRÁULICO



IMAGEN N° 10
BALDOSA FABRICADAS EN LA MEFBAC



ESQUEMA HIDRAULICO

