

**UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

FACULTAD DE INGENIERIAS

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACION DE UNA MAQUINA PARA DESMOLDADO
SEMIAUTOMATICO DE TANQUES DE AGUA PARA SANITARIOS
ESTANDAR CON CAPACIDAD DE 47 MOLDES**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO
MECANICO**

AUTORES:

**FRANKLIN EDUARDO LEMA CAIZA
JAIME DAVID YEPEZ RIVERA**

DIRIGIDO POR:

ING. CARLOS MALDONADO

Quito, Mayo del 2010

Quito, 01 de Junio del 2010

Yo, Ing. Carlos Maldonado, certifico que el presente trabajo previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico fue desarrollado y elaborado en su totalidad por los señores Lema Caiza Franklin Eduardo y Yépez Rivera Jaime David, y su contenido es de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente

Ing. Carlos Maldonado

Dedicatoria

Franklin

Dedicado en especial a mi madre por todo el esfuerzo y apoyo incondicional durante el transcurso de mi carrera.

David

Dedico esta tesis a mis padres por su sacrificado esfuerzo, a mis hermanos por su apoyo y a mis amigos los que siempre estuvieron ahí en los momentos difíciles.

Agradecimientos

Franklin

Agradezco a mi padre, a mis abuelitos y a mis hermanas por todo el apoyo en el transcurso del desarrollo de esta tesis.

David

Agradezco a Dios por darme el valor para seguir adelante, a mis padres y hermanos por su apoyo en todo este trayecto de mi vida.

Introducción

Dentro del mundo competitivo las empresas buscan mejorar en el mercado, actualizando sus procesos industriales y de manejo de recursos, dando como resultado mejoras significativas en lo económico y en el sistema gerencial.

Tener un proceso automatizado ó semiautomatizado, permite mejorar la calidad del producto final.

La máquina desmoldadora está diseñada para mejorar el proceso de moldeado y desmoldado de los tanques agua de los sanitarios, teniendo la opción de ser accionada de manera automática o de manera manual.

Se mejoró el proceso diseñando una máquina más ergonómica, evitando lesiones graves a los operarios del proceso que actualmente lo realizan de forma manual levantando pesos lo que puede causar daños graves.

Planteamiento del problema

Hoy en día la necesidad de ser más competitivos dentro del mercado nacional se ha incrementado de tal manera que las empresas se ven forzadas a mejorar y tecnificar sus procesos de manufactura, dejando a un lado los procesos convencionales que limitan la capacidad de producción, uno de estos métodos tradicionales es el desmoldado de tanque de agua para sanitarios el mismo que es realizado de manera “artesanal” en una empresa en pleno siglo XXI.

En una jornada de 8 horas los operarios de la sección de desmoldado desmoldan 210 tanques, con consecuencia de mucha fatiga y esfuerzo excesivo porque el procedimiento final de desmoldado implica elevar uno de los moldes. Con el producto final en la parte interior hasta una altura aproximada de 0,8 m con un peso aproximado de 105 kg para realizar este trabajo los operarios se ayuda de unos contrapesos de cemento de 98 kg para lograr vencer el peso inicial. Una vez ubicados los moldes en la posición de desmoldado los operarios deben abrir unas válvulas neumáticas para liberar el producto, el cuál caerá en una base de madera previamente colocada. Terminado el proceso de desmoldado los operarios deben volver a subir los moldes a una altura de 1,2 m.

A la vez que este procedimiento puede ser la causa de una reducción en la producción y un retraso en tiempos calculados de la misma, debido a que para posicionar un vez más el molde a su estado inicial los operadores deben bajar el molde superior (hembra), alinearlos y sujetarlos por medio de una prensa manual, uno a uno.

Justificación

La tecnificación de procesos en la actualidad conlleva a diseñar e implementar nuevas máquinas que permitan optimizar el tiempo de producción y mejorarlo continuamente, a la vez que se mejora el aspecto ergonómico del manejo de la máquina con consecuencias favorables para el operario.

Al desarrollar el diseño y simulación de una máquina semiautomática de desmoldado se pretende disminuir el esfuerzo físico, y optimizar el espacio que actualmente ocupa este proceso.

Sabiendo que el problema es la elevación de los moldes uno a uno, esta máquina será capaz de elevar los 47 moldes simultáneamente con la utilización de gatos de tornillo conectados mediante acoples flexibles y rodamientos a un eje común, el cual será impulsado por un solo motor controlado por un variador de velocidad.

Objetivo general

- Diseñar y simular una máquina para el desmoldado semiautomático de tanques reservorio de agua para sanitarios estándar con capacidad de 47 moldes, que permita optimizar el espacio físico de producción y disminuir el esfuerzo físico del obrero.

Objetivos específicos

- Dimensionar los elementos mecánicos de la máquina con factores de seguridad de acuerdo a normas establecidas.
- Diseñar un tablero de control de fácil operación y a la vez de componentes simples existentes en el mercado nacional.
- Mejorar el aspecto ergonómico de la máquina, con la implementación de un proceso semiautomático.
- Realizar la simulación de una máquina de desmoldado semiautomático.
- Analizar los resultados de la simulación para mejorar las condiciones de producción actuales.
- Analizar los aspectos económicos del proyecto para verificar la factibilidad de construcción.

Hipótesis general

- Con la futura implementación de la máquina de desmoldado se disminuye el espacio utilizado en el proceso de producción en un 30 % del espacio actual, y se incrementa la producción de los tanques de sanitarios en un 25 % de la capacidad actual por el incremento de 5 moldes por módulo.

Además la construcción del tablero de control será de fácil comprensión debido a que en el mercado nacional existe gran variedad de empresas dedicadas a la automatización de procesos industriales, por lo que en el manejo de la máquina no será necesaria una persona capacitada en el campo mecánico o electrónico para ponerla en marcha dado que su funcionamiento será de fácil comprensión y entendimiento.

Alcance

El diseño planteado tiene como característica principal reducir el trabajo físico del operador en gran magnitud; a la vez la optimización del espacio físico con un incremento de 5 moldes en la línea de producción; eliminando las prensas actuales que ocupan un gran espacio entre los moldes.

La máquina diseñada será capaz de elevar 6 toneladas con la ayuda de gatos de tornillo y controlar el proceso de desmoldado con la utilización de válvulas solenoides. Con capacidad de levantar 47 moldes por cada módulo.

También se realizará planos de conjunto y de despiece de la máquina, así como planos eléctricos y electrónicos.

Se elaborará una guía de funcionamiento práctica para el operador para comprender su estructura, funcionamiento y manejo en cualquier momento.

El manual o guía de funcionamiento debe constar de los elementos principales mecánicos, eléctricos y electrónicos así como el mantenimiento de la misma, de esta manera se garantizamos un correcto funcionamiento y durabilidad de la máquina.

La semiautomatización será principalmente en el campo de manejo, como son los movimientos de la máquina (vertical y horizontal), así también en el proceso de desmoldado.

Marco metodológico

Método analítico – sintético

“Este método estudia los hechos, partiendo de la descomposición del objeto de estudio en cada una de sus partes para estudiarlas de manera integral”

“Hernández S, Fernández R, Metodología de la Investigación, Sexta edición. 1996 México, McGraw Hill”

El método mencionado se utiliza en el análisis de los conjuntos o elementos armados estructuralmente dado que es necesario un cálculo de esfuerzos sobre los pórticos y marcos de sujeción, dado que estos se comportan de manera diferente en cargas puntuales que con cargas distribuidas, al realizar este análisis de cómo resultado un dimensionamiento correcto y coherente de los perfiles estructurales a utilizarse, de esta manera el diseño cumplirá altos factores de seguridad estructural, tales como resistencia a la deflexión, cargas de compresión, fallas por fatiga, cargas sísmicas.

De igual manera se analiza los elementos de sujeción como son los pernos, pernos de anclaje, placas bases, chumaceras, ejes de transmisión de movimiento; ya que de acuerdo a las normas de diseño estos elementos deben ser analizados de manera individual para su correcto funcionamiento, estos elementos también están sujetos a varias fuerzas como torsión, vibración y fatiga que influyen en el comportamiento y vida útil de los elementos.

En lo referente al control está compuesto de varios elementos calculados y seleccionados individualmente, para funcionar de manera conjunta generando así un tablero de control eficiente.

Método explicativo

“El método explicativo intenta dar cuenta de un aspecto de la realidad, explicando su significatividad dentro de una teoría de referencia, a la luz de leyes o generalizaciones que den cuenta de hechos o fenómenos que se producen en determinadas condiciones” “Hernández S, Fernández R, Metodología de la Investigación, Sexta edición. 1996 México, McGraw Hill”

El método explicativo sirve para comprobar que los diferentes de la maquina estén correctamente dimensionados de acuerdo a los teoremas de diseño actualmente conocidos, como lo son diseño de vigas cargadas axialmente, diseño de columnas, diseño de tornillos, diseño de placas bases; así como también nos ayuda en el análisis matemático para llegar a una conclusión lógica de los teoremas mencionados.

Índice general

Introducción	i
Planteamiento del problema	ii
Justificación	iii
Objetivo general	iv
Objetivos específicos	iv
Hipótesis general	v
Alcance	vi
Marco metodológico	vii
Método analítico – sintético	vii
Método explicativo	vii
Capítulo 1	
1. Marco teórico	6
1.1. El acero como material estructural	6
1.1.1. Ventajas del acero como material estructural	6
1.1.1.1. Alta resistencia	6
1.1.1.2. Uniformidad	7
1.1.1.3. Elasticidad	7
1.1.1.4. Durabilidad	7
1.1.1.5. Ductilidad	7
1.1.1.6. Tenacidad	8
1.1.2. Desventajas del acero como material estructural	8
1.1.2.1. Costo de mantenimiento	8
1.1.2.2. Costo de la protección contra fuego	8
1.1.2.3. Susceptibilidad al pandeo	9
1.1.2.4. Fatiga	9
1.1.2.5. Fractura frágil	9
1.1.3. Perfiles de acero	9

1.2.	El diseño en la Ingeniería Mecánica	10
1.2.1.	Consideraciones de diseño	10
1.3.	Determinación de cargas	12
1.3.1.	Análisis de fuerzas internas	13
1.4.	Esfuerzo simple	15
1.5.	Esfuerzo cortante	19
1.6.	Deformación simple	21
1.6.1.	Diagrama esfuerzo deformación	21
1.6.2.	Deformación	22
1.7.	Ejes, flechas y sus componentes	24
1.7.1.	Materiales para fabricar ejes	25
1.7.2.	Configuración del eje	27
1.7.3.	Configuración axial de componentes	28
1.7.4.	Soporte de cargas axiales	29
1.7.5.	Transmisión de par de torsión	29
1.7.6.	Ensamble y desensamble	31
1.7.7.	Diseño de ejes para el esfuerzo	32
1.7.7.1.	Ubicaciones críticas	32

Capitulo 2

2.	Descripción y diseño mecánico	34
2.1.	Descripción del proceso	34
2.2.	Restricciones de diseño	37
2.2.1.	Altura estructura	37
2.2.2.	Distancia entre ejes	37
2.2.3.	Marco porta moldes	37
2.2.4.	Límite superior e inferior para la carrera del molde	38
2.3.	Factor de seguridad	39
2.4.	Tensiones admisibles	40
2.5.	Diseño marco porta moldes	41
2.5.1.	Determinación de la carga	41
2.5.2.	Peso de los moldes	42
2.5.3.	Presión manguera	46
2.5.4.	Determinación del perfil	48

2.5.4.1.	Comprobación del perfil por deflexión	49
2.5.4.2.	Determinación de inercias de secciones Compuestas	50
2.5.4.3.	Cálculo del centro de gravedad del área Compuesta	51
2.5.4.4.	Cálculo de inercia de sección compuesta	53
2.6.	Diseño del sistema de anclaje (sistema de seguridad)	56
2.6.1.	Diseño viga RB-RB	56
2.6.2.	Comprobación por deflexión	58
2.7.	Diseño elemento J – RJ	58
2.8.	Diseño del sistema de anclaje inferior	60
2.8.1.	Diseño viga transversal de anclaje	60
2.8.2.	Diseño guías posicionadoras	61
2.8.3.	Diseño pasador	62
2.8.3.1.	Características constructivas del pasador	64
2.9.	Diseño placa de sujeción del marco porta moldes	64
2.10.	Diseño de pernos utilizados en la placa sujeción del marco	67
2.10.1.	Factor de seguridad	67
2.11.	Diseño soporte transversal	69
2.11.1.	Comprobación por deflexión	71
2.12.	Diseño de placa sujeción con tornillo de elevación	71
2.13.	Diseño de pernos utilizados para unión placa de sujeción tornillo con el sistema de fijación del tornillo	74
2.14.	Diseño de vigas principales del pórtico	74
2.15.	Diseño de placas de unión viga – columna	78
2.16.	Diseño de las columnas del pórtico principal	80
2.17.	Diseño de placa base para columna	83
2.18.	Selección de gatos de tornillo	85
2.18.1.	Cálculo de potencia por tornillo	87
2.18.2.	Cálculo de potencia requerida por el sistema de Tornillos	88
2.18.3.	Eficiencia por el número de tornillos	88
2.18.4.	Eficiencia de la caja de transmisión	88

2.19. Cálculo de la potencia requerida	89
2.20. Diseño del eje común para los tornillos	89
2.21. Longitud entre apoyos	91
2.22. Cálculo de la velocidad crítica	92
2.23. Diseño del sistema de guías laterales	94
2.24. Diseño de la columna guía principal	94
2.25. Diseño de la placa guía	98
2.26. Diseño pernos de fijación placa guía con marco porta moldes	100
2.27. Selección de ruedas guía	103
2.28. Diseño de soldadura	105
2.28.1. Soldaduras de filete	106
2.28.2. Diseño del tamaño del cordón	107
2.28.3. Diseño de la soldadura aplicando un factor de Seguridad	109
2.29. Selección de chumaceras	111
2.29.1. Cargas	112
2.29.1.1. Magnitud de carga	112
2.29.1.2. Sentido de la carga	112
2.29.1.3. Velocidad	113
2.29.2. Cálculo del tamaño del rodamiento	114
2.30. Selección acoples flexibles	118
2.31. Diseño sistema de transmisión de potencia	120
2.32. Selección de la cuña para la Catarina	123

Capitulo 3

3. Sistema de control	126
3.1. Variador de velocidad	126
3.2. Diagrama de control de máquina desmoldadora	130
3.3. Diagrama de fuerza	131
3.4. Tablero de control	132

Capitulo 4

4. Cálculo de costos	134
----------------------	-----

4.1.	Costos de materiales	134
4.2.	Costos de insumos y materiales	137
4.3.	Costo de hora de trabajo	138
4.4.	Costo de mecanizado y mano de obra	139
4.5.	Presupuesto total de construcción de la máquina	141
4.6.	Costo de ingeniería	142
4.7.	Costo total de la máquina desmoldadora	142
4.8.	Costo beneficio de la máquina	142
4.8.1.	Situación actual	143
4.8.2.	Situación proyectada	143
	Conclusiones	146
	Recomendaciones	147
	Bibliografía	148
	Anexos	150

Capítulo 1

1. Marco teórico

1.1. El acero como material estructural

El acero es uno de los más importantes materiales estructurales. Entre sus propiedades de particular importancia en los usos estructurales, están la alta resistencia, comparada con cualquier otro material disponible, y la ductilidad.

Ductilidad es la capacidad que tiene el material de deformarse sustancialmente ya sea a tensión o compresión antes de fallar.

Otras ventajas importantes en el uso del acero son su amplia disponibilidad y durabilidad, particularmente con una modesta cantidad de protección contra la intemperie.

El acero se produce por la refinación del mineral de hierro y metales de desecho, junto con agentes fundentes apropiados, coque (para el carbono) y oxígeno, en hornos a alta temperatura, para producir grandes masas de hierro llamadas arrabio de primera fusión. El arrabio se refina aún más para remover el exceso de carbono y otras impurezas y/o se alea con otros metales como cobre, níquel, cromo, manganeso, molibdeno, fósforo, sílice, azufre, titanio, columbio, y vanadio, para producir las características deseadas de resistencia, ductilidad, soldadura y resistencia a la corrosión.

1.1.1. Ventajas del acero como material estructural

1.1.1.1. Alta resistencia

La alta resistencia del acero por unidad de peso implica que será poco el peso de las estructuras; esto es de gran importancia en puentes de grandes claros, en edificios altos y en estructuras con malas condiciones en la cimentación.

1.1.1.2. Uniformidad

Las propiedades del acero no cambian apreciablemente con el tiempo, como es el caso de las estructuras de concreto reforzado.

1.1.1.3. Elasticidad

El acero se acerca más en su comportamiento a las hipótesis de diseño de la mayoría de los materiales, gracias a que sigue la ley de Hooke hasta esfuerzos bastantes altos. Los momentos de inercia de una estructura de acero pueden calcularse exactamente, en tanto que los valores obtenidos para una estructura de concreto reforzado son relativamente imprecisos.

1.1.1.4. Durabilidad

Si el mantenimiento de las estructuras de acero es adecuado duraran indefinidamente. Investigaciones realizadas en los aceros modernos, indican que bajo ciertas condiciones no se requiere ningún mantenimiento a base de pintura.

1.1.1.5. Ductilidad

La ductilidad es la propiedad que tiene un material de soportar grandes deformaciones sin fallar bajo altos esfuerzos de tensión. Cuando se prueba a tensión un acero con bajo contenido de carbono, ocurre una reducción considerable de la sección transversal y un gran alargamiento en el punto de falla, antes de que se presente la fractura. Un material que no tenga esta propiedad probablemente será duro y frágil y se romperá al someterlo a un golpe repentino.

En miembros estructurales sometidos a cargas normales se desarrollan altas concentraciones de esfuerzos en varios puntos. La naturaleza dúctil de los aceros estructurales comunes les permiten fluir localmente en esos puntos, evitándose así fallas prematuras. Una ventaja adicional de las estructuras dúctiles, es que al sobrecargarlas, sus grandes deflexiones ofrecen evidencia visible de la inminencia de la falla

1.1.1.6. Tenacidad

Los aceros estructurales son tenaces, es decir, poseen resistencia y ductilidad. Un miembro de acero cargado hasta que se presentan grandes deformaciones será aún capaz de resistir grandes fuerzas. Es una característica muy importante porque implica que los miembros de acero puedan someterse a grandes deformaciones durante su fabricación y montaje, sin fracturas, siendo posible doblarlos, martillarlos, cortarlos y taladrarlos sin daño aparente. La propiedad de un material para absorber energía en grandes cantidades se denomina tenacidad.

1.1.2. Desventajas de acero como material estructural

1.1.2.1. Costo de mantenimiento

La mayor parte de los aceros son susceptibles a la corrosión al estar expuestos al aire y al agua y por consiguiente deben pintarse periódicamente. El uso de aceros intemperizados para ciertas aplicaciones, tiende a eliminar este costo.

1.1.2.2. Costo de la protección contra fuego

Aunque algunos miembros estructurales son incombustibles, sus resistencias se reducen considerablemente durante los incendios, cuando los otros materiales de un edificio se queman. Han ocurrido muchos incendios en edificios vacíos, en los que el único material combustible era el mismo edificio.

El acero es un excelente conductor del calor de manera que los miembros de acero sin protección pueden transmitir suficiente calor de una sección o compartimiento incendiado de un edificio a secciones adyacentes del mismo edificio e incendiar el material presente. En consecuencia, la estructura de acero de un edificio debe protegerse con materiales con ciertas características aislantes o el edificio deberá acondicionarse con un sistema de rociadores para que cumpla con los requisitos del código de construcción de la localidad en que se halle.

1.1.2.3. Susceptibilidad al pandeo

Entre más largos y esbeltos sean los miembros a compresión, mayor es el peligro de pandeo. Como se indico previamente, el acero tiene un alta resistencia por unidad de peso, pero al usarse como columnas no resulta muy económico ya que debe usarse bastante material, solo para hacer más rígidas las columnas contra el posible pandeo.

1.1.2.4. Fatiga

Otra característica inconveniente del acero es que su resistencia puede reducirse si se somete a un gran número de inversiones del signo del esfuerzo, o bien, a un gran número de cambios de la magnitud del esfuerzo de tensión. (Se tienen problemas de fatiga sólo cuando se presentan tensiones.) En la práctica actual se reducen las resistencias estimadas de tales miembros, si se sabe de antemano que estarán sometidas a un número mayor de ciclos de esfuerzos variables que cierto número límite.

1.1.2.5. Fractura frágil

Bajo ciertas condiciones, el acero puede perder su ductilidad y presentarse una fractura frágil en lugares con concentración de esfuerzos. Las cargas que generan fatiga junto con temperaturas muy bajas, agravan la situación.

1.1.3. Perfiles de acero

Durante esos primeros años, diversas laminadoras fabricaron sus propios perfiles y publicaron catálogos con las dimensiones, pesos y otras propiedades de esas secciones. En 1896 la Association of American Steel Manufactures (Asociación americana de fabricantes de acero), actualmente llamada American Iron and Steel Institute, (AISI; Instituto americano del hierro y del acero) hizo los primeros esfuerzos para estandarizar los perfiles. Actualmente casi todos los perfiles estructurales están estandarizados, aunque sus dimensiones exactas pueden variar un poco de laminadora a laminadora.

El acero estructural puede laminarse en forma económica en una gran variedad de formas y tamaños sin cambios apreciables en sus propiedades físicas.

Generalmente los miembros estructurales más convenientes son aquellos con grandes momentos de inercia en relación con sus áreas. Los perfiles I, T tienen esas propiedades.

Por lo general, los perfiles de acero se designan por la forma de sus secciones transversales. Por ejemplo, se tienen perfiles en ángulo tees, zetas y placas. Sin embargo es necesario hacer una clara distinción entre las vigas estándar americanas (llamadas vigas S) y las vigas de patín ancho (llamadas vigas W) ya que ambas tienen forma de I. La superficie interna del patín de una sección W es paralela a la superficie externa, o bien casi paralela con una pendiente máxima de 1 a 20 en el interior, dependiendo del fabricante.

1.2. El diseño en la Ingeniería Mecánica

Los ingenieros mecánicos se asocian con la producción y el procesamiento de energía, proporcionando los medios de producción, las herramientas de transportación y las técnicas de automatización. Las bases de la habilidad y del conocimiento son extensas. Entre las bases disciplinarias se encuentran la mecánica de sólidos, de fluidos, la transferencia de masa y momento, los procesos de manufactura y la teoría eléctrica. El diseño en la ingeniería mecánica involucra todas las disciplinas de la ingeniería mecánica.

1.2.1. Consideraciones de diseño

Algunas veces la resistencia requerida de un elemento de un sistema significa un factor importante en la determinación de la geometría y dimensiones del elemento. En esta situación se dice que la resistencia es una consideración de diseño importante.

A menudo se debe considerar muchas de esas características en una situación de diseño dada. Entre las más importantes están:

1. Resistencia/esfuerzo
2. Distorsión/deflexión/rigidez
3. Desgaste
4. Corrosión
5. Seguridad
6. Confiabilidad
7. Fricción
8. Facilidad de uso
9. Utilidad
10. Costo
11. Procesamiento
12. Vida
13. Ruido
14. Forma
15. Tamaño
16. Control
17. Propiedades térmicas
18. Lubricación
19. Comercialización
20. Mantenimiento

1.3. Determinación de cargas

El campo de la mecánica abarca fundamentalmente las relaciones entre las fuerzas que actúan sobre un sólido indeformable. La estática estudia los sólidos en equilibrio, mientras que la dinámica estudia los sólidos acelerados, aunque se puede establecer el equilibrio dinámico mediante la introducción de las fuerzas de inercia.

La resistencia de materiales estudia y establece las relaciones entre las cargas exteriores aplicadas y sus efectos en el interior de los sólidos. Además, supone que los sólidos son idealmente indeformables, como en la primera, sino que las deformaciones, por pequeñas que sean, tienen gran interés. Las propiedades del material de que se construye una estructura o una máquina afectan tanto a su elección como a su diseño, ya que se deben satisfacer las condiciones de resistencia y de rigidez.

La diferencias entre la mecánica de los cuerpos rígidos y la resistencia de materiales se pueden poner más de manifiesto con el siguiente ejemplo: La determinación de la fuerza (figura 1-1) que se requiere en el extremo de una palanca para levantar un peso dado es un simple problema de estática.

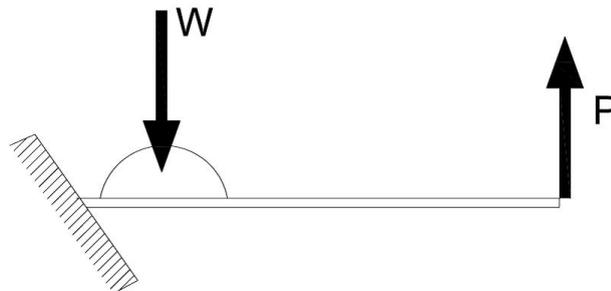


Figura. 1-1 La palanca no debe romperse ni curvarse excesivamente

La suma de momentos respecto del punto de apoyo determina el valor de P, Esta solución de la estática supone que la palanca es lo bastante rígida y lo suficientemente fuerte para permitir su funcionamiento. Sin embargo, en resistencia de materiales se amplía la solución. Es necesario estudiar la

barra en sí misma, para estar seguros de que ni se romperá ni será tan flexible que se doble sin levantar la carga.

1.3.1. Análisis de fuerzas internas

Consideremos un sólido de forma cualquiera en el que actúa una serie de fuerzas, como se representa en la figura 1-2.

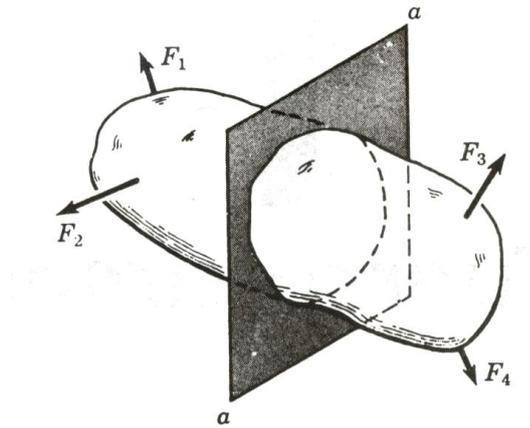


Figura. 1-2 Sección de exploración a-a a través de un sólido sometido a la acción de varias fuerzas.

Lo primero es realizar un corte ideal en el sólido por una sección de exploración, buscando qué fuerzas deben actuar en esta sección para mantener el equilibrio de cuerpo libre en cada una de las dos partes en que ha quedado dividido el cuerpo. En general, el sistema de fuerzas internas equivale a una fuerza y un par resultantes que, por conveniencia, se descomponen según la normal y la tangente a la sección, como se muestra en la figura 1-3.

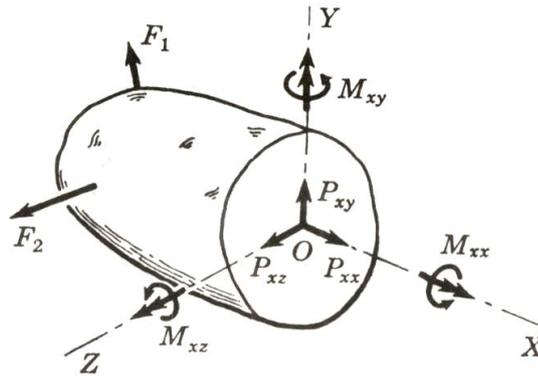


Figura 1-3 Componentes de los efectos internos en la sección de exploración a-a

El origen del sistema de ejes coordenados se considera siempre en el centroide, que es el punto de referencia de la sección.

Si el eje X es normal a la sección, ésta se denomina superficie o cara X.

La orientación de los ejes Z y Y en el plano de la sección se suele elegir de manera que coincidan con los ejes principales de inercia de la misma.

La notación empleada en la figura 1-2 identifica tanto la sección de exploración como la dirección de las componentes de la fuerza y del momento. El primer subíndice indica la cara sobre la que actúan las componentes, y el segundo la dirección de cada una de ellas. Por tanto, P_{xy} es la fuerza que actúa sobre la cara X en la dirección de Y.

Cada componente representa un efecto distinto de las fuerzas aplicadas sobre el sólido, en esta sección, y recibe un nombre especial, que se indica a continuación:

➤ **P_{xx} Fuerza axial**

Esta componente corresponde a la acción de tirar (o de empujar) sobre la sección. Tirar (o jalar) representa una fuerza de extensión o tracción que tiende a alargar el sólido, mientras que empujar representa una fuerza de compresión que tiende a acortarlo. Se representa generalmente por P.

➤ **P_{xx} , P_{xy} Fuerzas cortantes**

Son componentes de la resistencia total al deslizamiento de la porción de sólido a un lado de la sección de exploración respecto de la otra porción. La fuerza cortante total se suele representar por V y sus componentes, V_y , y V_z , determinan su dirección.

➤ **M_{xx} Momento torsionante**

Esta componente mide la resistencia a la torsión del sólido considerado, y se suele representar por T .

➤ **M_{xx} , M_{xz} , Momentos Flexionantes**

Estas componentes miden la resistencia del cuerpo a curvarse o flexionarse respecto de los ejes Y o Z . y se suelen expresar, simplemente, por M_y y M_z respectivamente.

De todo lo anterior, se deduce que el efecto interno de un sistema de fuerzas exterior dado depende de la elección y orientación de la sección de exploración. En particular, si las cargas actúan en un plano, que se suele considerar como el plano XY , las seis componentes de la figura 1-6 se reducen a tres: La fuerza axial P_{xx} (o P), la fuerza cortante P_{xy} , (o V) y el momento flexionante M_{xz} (o M). En estas condiciones, como se observa en la figura 1-4a, estas componentes equivalen a una fuerza resultante R . Este hecho demuestra que si la sección de exploración tuviera otra orientación, por ejemplo, $b-b$ perpendicular a R , en la figura 1-4b, el efecto de cortadura en la sección se podría anular, con lo que el efecto de tensión alcanzaría un valor máximo.

1.4. Esfuerzo simple

Uno de los problemas básicos de la ingeniería es seleccionar el material más apropiado y dimensionarlo correctamente, de manera que permita que la estructura o máquina proyectada trabaje con la mayor eficacia. Para ello, es esencial determinar la resistencia, la rigidez y otras propiedades de los materiales.

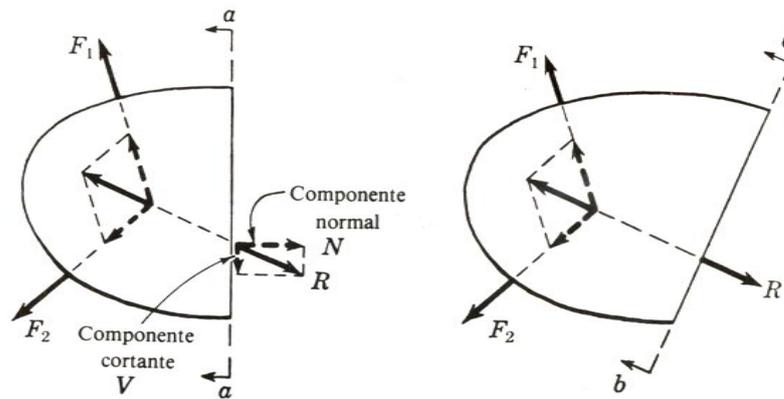


FIG. 1-4. (a) Componentes normal y cortante sobre una sección arbitraria a-a. (b) Cuando la sección de exploración b-b es perpendicular a la resultante R de las fuerzas aplicadas, solo se producen fuerzas normales.

La fuerza por unidad de área que soporta un material se suele denominar esfuerzo en el material, y se expresa matemáticamente en la forma:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1-1)$$

En donde σ es el esfuerzo o fuerza por unidad de área, P es la carga aplicada y A es el área de la sección transversal. Obsérvese que el esfuerzo máximo de tensión o compresión tiene lugar en una sección perpendicular a la carga, como se muestra en la figura 1-4a.

Sin embargo, hasta una expresión tan sencilla como la (1-1) requiere un cuidadoso examen. Dividiendo la carga entre el área de la sección no se obtiene el valor del esfuerzo en todos los puntos de aquélla, sino solamente el valor medio del esfuerzo. Una determinación más exacta del esfuerzo exige dividir la fuerza diferencial dP entre el elemento de área diferencial sobre el que actúa y escribir:

$$\sigma = \frac{dP}{dA} \quad (1-1a)$$

La situación en la que el esfuerzo es constante o uniforme se llama estado de *esfuerzo simple*. La distribución uniforme de esfuerzos sólo puede existir

si la resultante de las fuerzas aplicadas pasa por el centroide de la sección considerada, figura 1-5

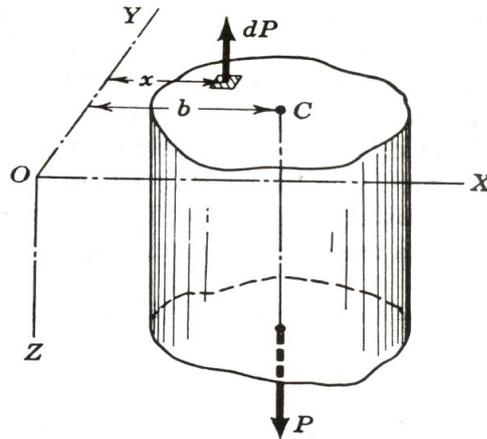


Figura 1-5 Para que pueda existir un esfuerzo uniforme, P debe pasar por el centroide C.

Sea dP una fuerza resistente elemental. Aplicando las dos condiciones de equilibrio plano resulta:

$$[\sum Z = 0] \quad P = \int dP = \int \sigma dA$$

$$[\sum M_y = 0] \quad Pb = \int x dP = \int x(\sigma dA)$$

Si como se ha supuesto, la distribución de esfuerzos es uniforme en la sección, es constante y sale de la integral en las expresiones anteriores, con lo que se obtiene:

$$P = \sigma \int dA = \sigma A$$

y por lo tanto

$$Pb = (\sigma A)b = \sigma \int x dA$$

Por consiguiente, eliminando σ se obtiene que:

$$b = \frac{\int x dA}{A} = x$$

es decir, la coordenada b del punto C es la misma coordenada x del centroide de la sección.

Tomando momentos respecto del eje X , se obtendría análogamente que y coincide con coordenada y de C . De aquí se deduce que sólo es posible obtener una distribución uniforme de esfuerzos cuando la fuerza aplicada pasa por el centroide (o centro de gravedad) de la sección considerada.

Puede inferir, sin embargo, que si la fuerza es tal que su línea de acción pasa por el centroide de la sección, resulte siempre una distribución uniforme de esfuerzos.

Por ejemplo en la figura 1-6 representa el perfil de una placa de espesor constante con una carga P aplicada axialmente. En las secciones $b-b$ y $f-f$ la distribución de esfuerzos es uniforme, pero en las demás secciones indicadas, las tensiones no están uniformemente distribuidas.

En las secciones $e-e$ la distribución de esfuerzos no puede ser uniforme porque la línea de acción de P no pasa por el centroide de la sección. Tampoco resulta una distribución uniforme en la sección $c-c$ porque aunque la línea de acción de P pasa por el centroide de cada sección, existen cambios bruscos en sus inmediaciones.

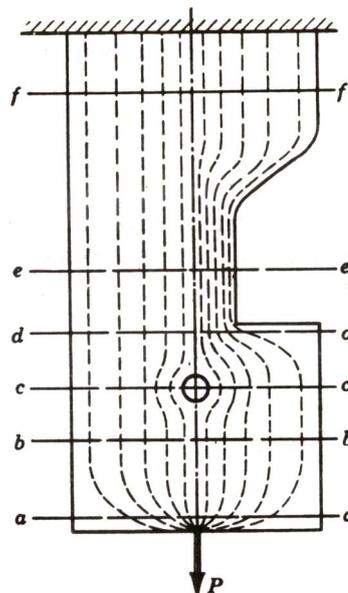


Figura 1-6. En las secciones a-a, c-c, d-d y e-e no existe una distribución uniforme de esfuerzos.

En tales zonas, los esfuerzos están muy localizados en ciertos puntos, y sólo se pueden determinar mediante la teoría matemática de la elasticidad o por algunos métodos experimentales como el de la foto-elasticidad. Tampoco es uniforme el esfuerzo en la sección a-a, porque está muy próximo al punto de aplicación de la fuerza. A menos que la sección esté a una distancia del extremo de la barra igual o mayor que la mínima anchura de ésta, no se obtiene una distribución uniforme de esfuerzos.

Para tener una idea de por qué en las secciones a-a, c-c, y d-d no existe un esfuerzo uniforme, imaginemos que la fuerza aplicada P origina una especie de líneas de esfuerzo que radian desde su punto de aplicación y se distribuyen por todo el sólido, como se indica mediante las líneas punteadas de la figura. Aunque este concepto no es realmente correcto, muestra la existencia de una concentración de esfuerzos en cualquier parte en que la geometría del sólido obstaculice el «libre flujo» de las líneas de esfuerzo. El agrupamiento de estas líneas en las proximidades del orificio en la sección c-c y en el entrante de la sección d-d, lo cual indica una concentración de esfuerzo, contrasta con el fluir suave y más uniforme junto al ensanchamiento entre e-e y f-f que se ha suavizado mediante redondeos o filetes de gran radio.

1.5. Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante (o de cizallamiento), a diferencia del axial (o de tensión o de compresión), es producido por fuerzas que actúan paralelamente al plano que las resiste, mientras que los de tensión o de compresión lo son por fuerzas normales al plano sobre el que actúan. Por esta razón, los esfuerzos de tensión y de compresión se llaman también esfuerzos normales, mientras que el esfuerzo cortante puede denominarse esfuerzo tangencial.

Aparecen esfuerzos cortantes siempre que las fuerzas aplicadas obliguen a que una sección del sólido tienda a deslizar sobre la sección adyacente. En la figura 1-7 se muestra este fenómeno.

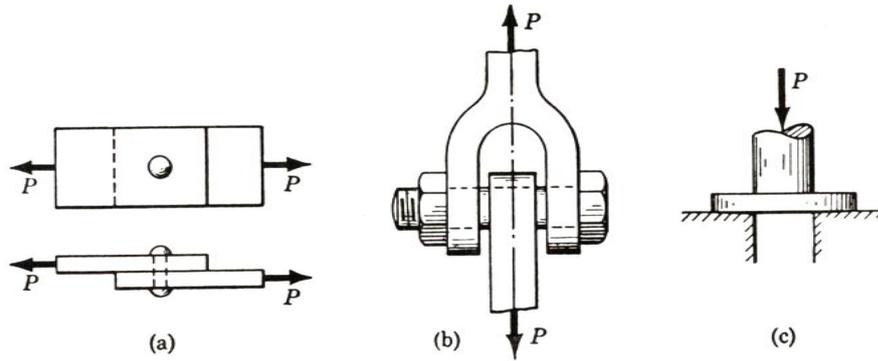


Figura 1-7. Ejemplos de secciones sometidas a corte

En (a) el remache resiste el corte a través de su sección central, mientras que la articulación representada en (b) el pasador lo resiste a través de dos secciones; el caso (a) puede llamarse cortante simple, y el (b) cortante doble. En (c) se ha de punzonar una placa; el área resistente es semejante al canto de una moneda. En todos estos casos, el cizallamiento o corte tiene lugar en un plano paralelo a la carga aplicada. Puede llamárseles casos de fuerza cortante directa, a diferencia de la fuerza cortante indirecta que aparece en secciones inclinadas con respecto a la resultante de las cargas, como en la figura 1-4a.

Puede existir esfuerzo cortante uniforme si la fuerza de corte resultante pasa por el centroide de la sección sometida a cortante. Si ocurre así el esfuerzo de corte viene dado por

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (1-2)$$

En realidad, la distribución del esfuerzo cortante en una sección no es uniforme prácticamente en ningún caso y por ello la expresión (1-2) debe interpretarse solamente como el esfuerzo cortante medio. Esto no restringe su empleo en modo alguno siempre que el valor del esfuerzo cortante admisible para un material dado tenga en cuenta este hecho de que la distribución real no es uniforme. Además, cuando la distancia entre las fuerzas que la producen sea muy pequeña, o el ancho de la sección que la

soporta sea igualmente pequeño, la distribución del esfuerzo cortante tiende a ser uniforme.

1.6. Deformación simple

1.6.1. Diagrama esfuerzo deformación

La resistencia de un material no es el único criterio que debe utilizarse al diseñar una estructura. Frecuentemente, la rigidez suele tener la misma o mayor importancia. En menor grado, otras propiedades tales como la dureza, la tenacidad y la ductilidad también influyen en la elección de un material.

Consideremos una probeta de acero sujeta entre las mordazas de una máquina de pruebas de tensión y observemos simultáneamente la carga y el alargamiento de una determinada longitud de la misma. Los resultados se suelen representar en un gráfico en el que en ordenadas se llevan las cargas y en abscisas los correspondientes alargamientos, figura 1-5.

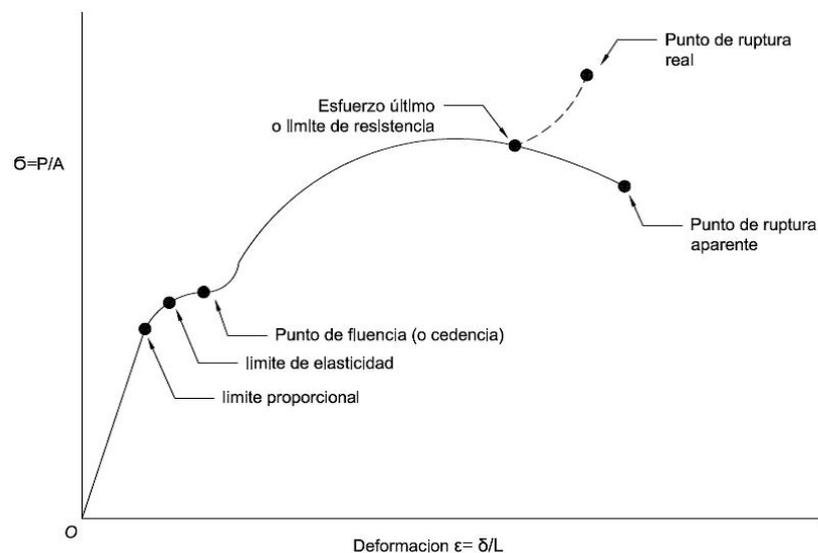


Figura 1-5 Diagrama esfuerzo-deformación

Observe que los parámetros que se miden son la carga y la deflexión; pero los que se grafican son esfuerzo y deformación.

El esfuerzo (σ) se define como la carga por unidad de área (o carga unitaria) se calcula a partir de

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1-3)$$

Donde P es la carga aplicada en cualquier instante y A es el área de la sección transversal.

1.6.2. Deformación

El valor de la deformación (unitaria) ϵ es el coeficiente del alargamiento (deformación total) δ y la longitud L en la que se ha producido. Por tanto

$$\epsilon = \delta/L \quad (1-4)$$

Sin embargo, de este modo sólo se obtiene el valor medio de la deformación. La expresión correcta de la deformación en cualquier punto es

$$\epsilon = d\delta/dL \quad (1-5)$$

que determina el valor de la deformación en una longitud tan pequeña (dL) que puede considerarse constante en dicha longitud. No obstante, en ciertas condiciones son:

1. El elemento sometido a tensión debe tener una sección transversal o recta constante.
2. El material debe ser homogéneo.
3. La fuerza o carga debe ser axial, es decir, producir un esfuerzo uniforme.

En la figura 1-6 se observa que, desde el origen O hasta un punto llamado límite de proporcionalidad, el diagrama esfuerzo-deformación es un segmento rectilíneo, de donde se deduce la tan conocida relación de proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación. Se debe conocer que esta proporcionalidad no se extiende a todo el diagrama, sino que termina en el límite de proporcionalidad, y más allá de este punto, el esfuerzo deja de

ser proporcional a la deformación. El límite de proporcionalidad tiene una gran importancia, ya que la teoría respecto al comportamiento de los sólidos elásticos está basada precisamente en la citada proporcionalidad entre esfuerzos y deformaciones estableciendo, pues, un límite superior al esfuerzo admisible que un material dado puede soportar.

Otros conceptos interesantes del diagrama de esfuerzo-deformación son los siguientes:

1. El límite de elasticidad (o límite elástico) es el esfuerzo más allá del cual el material no recupera totalmente su forma original al ser descargado, sino que queda con una deformación residual llamada deformación permanente.
2. El punto de fluencia es aquel en el que aparece un considerable alargamiento o fluencia del material sin el correspondiente aumento de carga que, incluso, puede disminuir mientras dura la fluencia. Sin embargo, el fenómeno de la fluencia es característico del acero al carbono comportándose de manera diferente para otros materiales.
3. El límite aparente de proporcionalidad al 0.2% (o a otro tanto por ciento, está estrechamente asociado al punto de fluencia. Se aplica este concepto en aquellos materiales que no tienen un punto de fluencia bien definido, o que carecen de él, mediante un procedimiento de equiparación con los que sí lo tienen. Consiste en trazar una paralela a la tangente en el origen a la curva partiendo de un valor normalizado (equivalente a la deformación en el límite de proporcionalidad de otros materiales) que suele tomarse del 0.2%, o sea 0.002m/m. Como se observa en la figura 1-6, la intersección de esta recta con la curva esfuerzo –deformación define el punto considerado.
4. El esfuerzo último, o bien el límite de resistencia, es la máxima ordenada de la curva esfuerzo –deformación.
5. El punto de ruptura o esfuerzo en el punto de ruptura, que en el acero en el carbono es algo menor que el esfuerzo último, debido que el esfuerzo en punto de ruptura se mide dividiendo la carga entre el área inicial de la sección de la barra, lo que, aunque más cómodo, es

incorrecto. El error es debido al fenómeno denominado estricción. Próximo a tener lugar la ruptura, el material se alarga muy rápidamente y al mismo tiempo se estrecha.

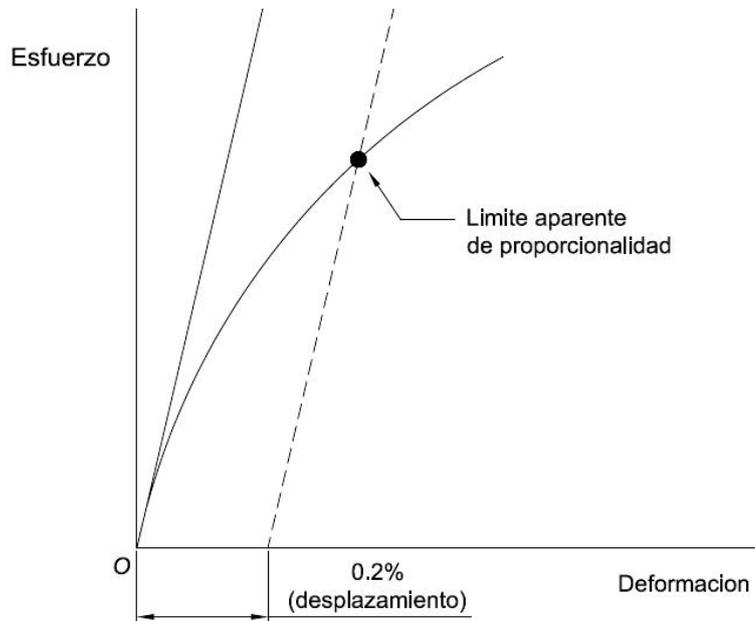


Figura 1-6. Determinación del límite de proporcionalidad al 0.2%

6. El esfuerzo último, o bien el límite de resistencia, es la máxima ordenada de la curva esfuerzo –deformación.
7. El punto de ruptura o esfuerzo en el punto de ruptura, que en el acero en el carbono es algo menor que el esfuerzo último, debido que el esfuerzo en punto de ruptura se mide dividiendo la carga entre el área inicial de la sección de la barra, lo que, aunque mas cómodo, es incorrecto. El error es debido al fenómeno denominado estricción. Próximo a tener lugar la ruptura, el material se alarga muy rápidamente y al mismo tiempo se estrecha.

1.7. Ejes, flechas y sus componentes

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye

el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión que se utiliza para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos. Un eje no giratorio puede diseñarse con facilidad y analizarse como una viga estática.

El diseño de una flecha completa tiene mucha interdependencia con el de los componentes. El diseño de la propia máquina dictará que ciertos engranes, poleas, cojinetes y otros elementos se tendrán que analizar, al menos parcialmente, y determinar en forma tentativa su tamaño y espaciamiento.

Cuando se deciden los diversos aspectos de un enfoque de diseño, es necesario tomar en cuenta que un análisis de esfuerzos en un punto específico de un eje se hace sólo mediante la geometría del eje en la proximidad de ese punto. De esta forma, no se necesita conocer la geometría de todo el eje. En diseño, por lo general, se localizan las áreas críticas, se dimensionan para cumplir los requisitos de resistencia y después se dimensiona el resto del eje para satisfacer las necesidades de los elementos soportados por éste.

Los análisis de deflexión y de pendiente no pueden hacerse hasta que se haya definido la geometría de todo el eje. De esta manera, la deflexión es una función de la geometría de todas las partes, mientras que el esfuerzo en una sección de interés es una función de la geometría local. Por esta razón, el diseño de ejes permite primero una consideración de esfuerzo y resistencia. Una vez que se hayan establecido valores tentativos para las dimensiones del eje, se pueden determinar las deflexiones y las inclinaciones.

1.7.1. Materiales para fabricar ejes

La deflexión no se ve afectada por la resistencia sino por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, que es esencialmente constante

en todos los aceros. Por esa razón, la rigidez no puede controlarse mediante decisiones sobre el material, sino sólo por decisiones geométricas.

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente.

A menudo no está garantizado el incremento significativo de la resistencia proveniente del tratamiento térmico ni el contenido de alta aleación. La falla por fatiga se reduce moderadamente mediante el incremento de la resistencia, y después sólo a cierto nivel antes de que los efectos adversos en el límite de resistencia a la fatiga y la sensibilidad a la muesca comience a contrarrestar los beneficios de una resistencia mayor. Una buena práctica consiste en iniciar con un acero de bajo o medio carbono de bajo costo, como primer paso en los cálculos del diseño. Si las consideraciones de resistencia resultan dominar sobre las de deflexión, entonces debe probarse un material con mayor resistencia, lo que permite que los tamaños del eje se reduzcan hasta que el exceso de deflexión adquiera importancia.

Por lo general, el acero estirado en frío se usa para diámetros menores de 3 pulgadas. El diámetro nominal de la barra puede dejarse sin maquinarse en áreas que no requieren el ajuste de los componentes. El acero laminado en caliente debe maquinarse por completo. En el caso de ejes grandes que requieren la remoción de mucho material, los esfuerzos residuales pueden tender a causar alabeo. Si la concentricidad es importante, puede ser necesario maquinarse las rugosidades, después tratar térmicamente para remover los esfuerzos residuales e incrementar la resistencia, luego maquinarse para el terminado y llegar a las dimensiones finales.

Cuando se debe seleccionar el material, la cantidad que se producirá es un factor sobresaliente. Para pequeñas producciones, el torneado es el proceso de formado más común. Un punto de vista económico puede requerir la eliminación de una cantidad mínima de material. La alta producción puede permitir un método de conformado conservador de volumen (formado en caliente o en frío, fundición) y un mínimo de material en el eje puede convertirse en una meta de diseño. Se puede especificar el hierro fundido si

la cantidad de producción es alta, y los engranes deberán fundirse de manera integral con el eje.

1.7.2. Configuración del eje

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas, debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y para obtener diagramas de momento cortante. Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria. En la figura 1-7 se muestra un ejemplo con las aplicaciones de diseño de un eje.

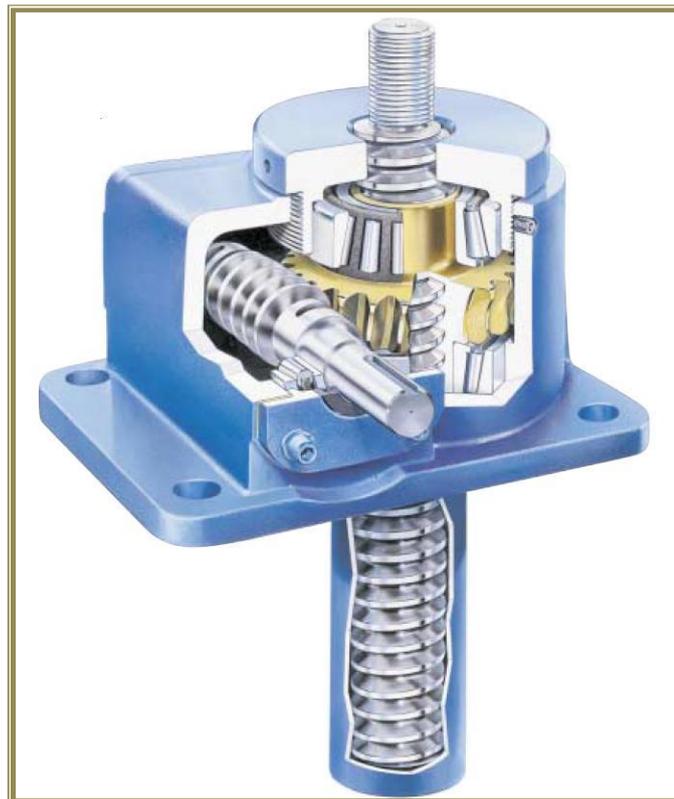


Fig. 1-7 Ejemplo tornillo de elevación

1.7.3. Configuración axial de componentes

A menudo, el posicionamiento axial de los componentes está determinado por la configuración de la maza y otros componentes del engranaje. En general, resulta mejor apoyar los componentes que soportan carga entre cojinetes, como en la figura 1-3. Con frecuencia, las poleas y coronas dentadas necesitan montarse por fuera para facilitar la instalación de la banda o cadena. La longitud del voladizo debe mantenerse corta para minimizar la deflexión.

En la mayoría de los casos sólo deberían usarse dos cojinetes. Para ejes extremadamente largos que soportan varios componentes de carga, puede ser necesario proporcionar más de dos apoyos de cojinete. En este caso, debe tenerse cuidado especial en el alineamiento de los cojinetes.

Los ejes deben mantenerse cortos para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones. Es deseable cierto espacio axial entre los componentes para permitir el flujo de lubricante y proporcionar espacio de acceso para el desensamble de componentes con un jalador. Los componentes de carga deben colocarse cerca de los cojinetes, de nuevo para minimizar el momento flexionante en las ubicaciones que probablemente tendrán concentraciones de esfuerzo, y para minimizar la deflexión en los componentes sometidos a carga.

Los componentes deben localizarse de manera exacta sobre el eje para alinearse con los otros componentes correspondientes, y debe tenerse la precaución de sostener los componentes en posición. El medio principal para ubicar los componentes es posicionarlos contra un hombro del eje. Un hombro también proporciona un soporte sólido para minimizar la deflexión y vibración del componente. En ocasiones, cuando las magnitudes de las fuerzas son razonablemente bajas, los hombros pueden construirse con anillos de retención en ranuras, manguitos entre componentes o collarines de sujeción. En los casos donde las cargas axiales son muy pequeñas, puede ser factible hacerlo sin los hombros, y confiar en ajustes de presión, pasadores o collarines con tornillos de sujeción para mantener una ubicación axial.

1.7.4. Soporte de cargas axiales

En los casos donde las cargas axiales no son triviales, es necesario proporcionar un medio para transferir las cargas axiales al eje, y después, mediante un cojinete, al suelo. Esto será particularmente necesario con engranes helicoidales o cónicos, o cojinetes ahusados de rodillo, puesto que cada uno de ellos produce componentes de fuerza axial. Con frecuencia, el mismo medio por el que se proporciona localización axial, por ejemplo, hombros, anillos de retención y pasadores, también se usará para transmitir la carga axial en el eje.

Por lo general, es mejor tener sólo un cojinete para soportar la carga axial, lo que permite tolerancias más grandes en las dimensiones de la longitud del eje, y evita que se apriete si el eje se expande debido a los cambios de temperatura. Esto es particularmente importante en el caso de ejes largos.

1.7.5. Transmisión de par de torsión

Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Tomillos de fijación
- Pasadores
- Ajustes a presión o por contracción
- Ajustes ahusados

Además de transmitir el par de torsión, muchos de estos dispositivos están diseñados para fallar si el par de torsión excede ciertos límites de operación aceptables, con lo que se protege a los componentes más caros.

Los aspectos específicos de los componentes del equipo, como cuñas, pasadores y tornillos de fijación se analizan. Uno de los medios más eficaces y económicos para transmitir pares de torsión con niveles de moderados a altos es una cuna que se ajusta en una ranura en el eje y el engrane. Por lo general, los componentes con cuña tienen un ajuste deslizante en el eje, por lo que el ensamble y el desensamble son sencillos. La cuña proporciona una orientación angular positiva del componente, lo cual es útil en los casos donde la sincronización del ángulo de tase es importante.

Los ejes estriados se asemejan a dientes de engranes cortados o formados en la superficie del eje y en la parte interior de la maza del componente sobre el que se transmite la carga. Por lo general, los ejes estriados son mucho más caros de fabricar que las cuñas, y normalmente no son necesarios para la transmisión de pares de torsión simples. De manera típica, se emplean cuando se transfieren pares de torsión considerables. Una característica del eje estriado es que puede hacerse con un ajuste deslizante bastante holgado para permitir un gran movimiento axial entre el eje y el componente al mismo tiempo que se transmite el par de torsión. Esto resulta útil para conectar dos ejes donde el movimiento relativo entre ellos es común, como en la conexión de un eje liberador de potencia (PTO) de un tractor con un implemento. SAE y ANSÍ publican normas para los ejes estriados. Los factores de concentración del esfuerzo son mayores en los extremos del eje estriado y en los puntos donde éste se dobla, pero por lo general son bastante moderados.

Para los casos de transmisión de pares de torsión bajos, existen varios medios disponibles para transmitir el par de torsión, entre ellos, pasadores, tornillos de fijación en mazas, ajustes ahusados y ajustes a presión.

Los ajustes a presión y por contracción para asegurar mazas a ejes se utilizan para transferir el par torsión y preservar la ubicación axial. El factor resultante de concentración de esfuerzo es, por lo general, muy pequeño..

Los ajustes ahusados entre el eje y el dispositivo montado en él se usan con frecuencia en el extremo sobresaliente de un eje. Las roscas de tornillo del extremo del eje permiten el empleo de una tuerca para sujetar con firmeza la

rueda al eje. Este enfoque resulta útil porque se puede desensamblar, pero no proporciona buena ubicación axial de la rueda en el eje.

En las primeras etapas de la configuración del eje, lo importante es seleccionar un medio apropiado para transmitir el par de torsión y determinar cómo afecta éste a la configuración global del eje. Es necesario saber dónde estarán las discontinuidades del eje, como cuneros, orificios y estrías, con el propósito de determinar ubicaciones críticas y poder analizarlas.

1.7.6. Ensamble y desensamblable

Es necesario tener en consideración el método de ensamblado de los componentes en el eje, y el ensamblado del eje en el marco. Por lo general, esto requiere el diámetro más grande en el centro del eje, y diámetros progresivamente más pequeños hacia los extremos, para permitir que los componentes se deslicen hacia las puntas. Si se necesita un hombro en ambos lados de un componente, debe crearse uno de ellos mediante algo como un anillo de retención o mediante un manguito entre los dos componentes. La misma caja de engranes necesitará medios para posicionar físicamente el eje en sus cojinetes y éstos en el marco. Esta tarea se logra, de manera típica, proporcionando acceso a través del alojamiento al cojinete que se encuentra en un extremo del eje.

Cuando los componentes deben ajustarse por presión al eje, éste debe diseñarse de manera que no sea necesario presionar el componente contra una longitud larga del eje. Esto puede requerir un cambio adicional del diámetro, pero reducirá el costo de fabricación y ensamble pues necesita sólo la tolerancia estrecha para una longitud corta.

También debe tomarse en cuenta la necesidad de desensamblar los componentes del eje. Esto requiere tener en consideración aspectos como la accesibilidad a los anillos de retención, espacio para que los jaladores lleguen a los cojinetes, aberturas en la maza para permitir la presión del eje o los cojinetes, etcétera.

1.7.7. Diseño de ejes para el esfuerzo

1.7.7.1. Ubicaciones críticas

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. Por comparación directa de diferentes puntos a lo largo del eje, pueden identificarse unas cuantas ubicaciones críticas sobre las cuales puede basarse el diseño. También puede resultar útil una evaluación de situaciones de esfuerzo típicas.

Los momentos flexionantes sobre un eje pueden determinarse mediante diagramas de cortante y momento flexionante. Como la mayoría de los problemas de ejes incorporan engranes o poleas que introducen fuerzas en dos planos, por lo general los diagramas de momento cortante y flexionante deberán ser en dos planos. Los momentos resultantes se obtienen al sumar momentos como vectores en los puntos de interés a lo largo del eje. El ángulo de fase de los momentos no es importante puesto que el eje gira. Un momento flexionante constante producirá un momento completamente reversible sobre un eje giratorio, como un elemento de esfuerzo específico alternará de compresión a tensión en cada revolución del eje. El esfuerzo normal debido a los momentos flexionantes será mayor sobre las superficies exteriores. En situaciones donde un cojinete se localiza en el extremo del eje, con frecuencia los esfuerzos cerca del cojinete no son críticos puesto que el momento flexionante es pequeño.

Los esfuerzos axiales sobre los ejes, debidos a componentes axiales transmitidos a través de engranes helicoidales o cojinetes ahusados de rodillo, casi siempre son despreciables en comparación con el esfuerzo de momento flexionante. A menudo son constantes, por lo que contribuyen poco a la fatiga. En consecuencia, por lo general resulta aceptable despreciar los esfuerzos axiales inducidos por los engranes y cojinetes

cuando hay flexión presente en un eje. Si se aplica una carga axial al eje de alguna otra manera, no es seguro suponer que es despreciable sin verificar las magnitudes.

Capítulo 2

2. Descripción y diseño mecánico

2.1. Descripción de proceso

La tecnificación de procesos en la actualidad conlleva a diseñar e implementar nuevas máquinas que permitan optimizar el tiempo de producción y mejorarlo continuamente, a la vez que se mejora el aspecto ergonómico del proceso.

La principal función de las empresas dedicadas a la elaboración de cerámicas para uso domestico debe cumplir ciertos parámetros y requisitos de la normas establecidas internacionalmente.

La elaboración de la cerámica consta de los siguientes pasos:

1. Obtención de la materia prima
2. Bodega (materia prima)
3. Preparación de pasta
4. Líneas de llenado y desmoldado
5. Secado
6. Esmaltado
7. Horno
8. Control de calidad
9. Embodegado producto final
10. Comercialización

Los ítems anteriormente mencionados se controlan por medio de porcentajes, temperaturas, tiempos y además parámetros analizados en el laboratorio de acuerdo a las especificaciones requeridas, dichos procedimientos se representan en la figura 2-1.

Una vez preparada la materia prima es transportada por medio de tuberías hacia las diferentes áreas de llenado y modelado, en cada una de estas

líneas se moldean los diferentes productos de cerámica para uso sanitario decorativo de acuerdo al siguiente procedimiento:

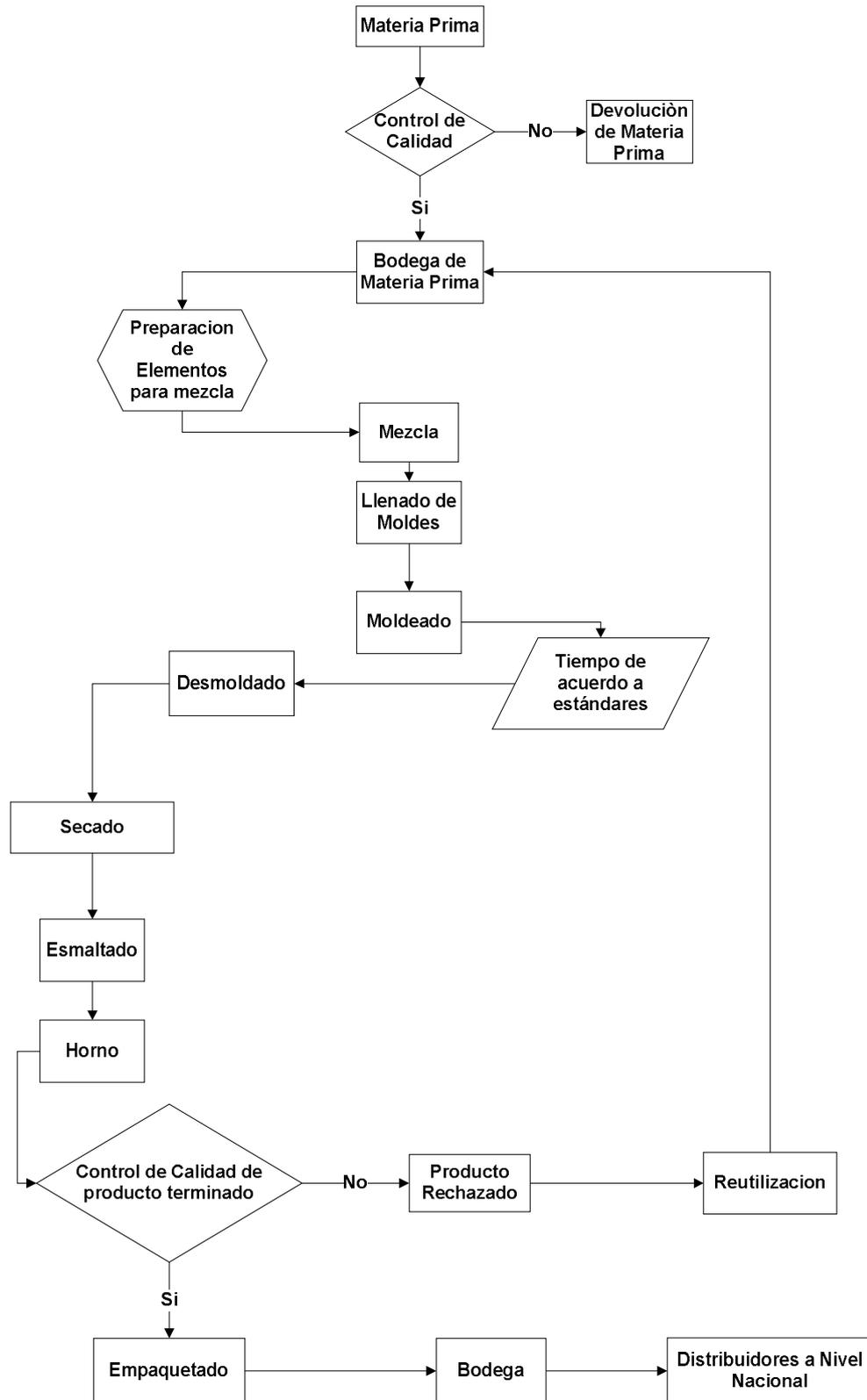


FIG. 2-1 Flujograma de proceso

1. Determinar la cantidad de pasta a vaciar en los moldes por medio de recipientes colectores.
2. Untar de talco los moldes para evitar que se adhiera el producto una vez fraguado.
3. Cerrar los moldes y asegurarlos por medio de prensas manuales (trabajo realizado por dos personas).
4. Abrir las válvulas de los tanques colectores para vaciar la pasta dentro de los moldes por medio de gravedad.
5. Dejar que fragüe la pasta por un tiempo aproximado de 45 min.
6. Retirar prensas de sujeción de los moldes e inyectar aire a presión para liberar el producto del molde inferior (macho).
7. Elevar el molde superior (hembra) con ayuda de contrapesos de 100 kg para vencer el peso inicial del molde (trabajo realizado por 2 personas)
8. Colocar soportes de fibra para desmoldado de piezas.
9. Inyectar aire a presión en el molde superior (hembra) para liberar pieza la cual caerá sobre los soportes. La separación entre los moldes y el soporte no debe ser superior a los 15 mm.
10. Retirar producto para su posterior limpieza y prepulido.
11. Enviar producto hacia secadero.

Una vez expuesto el proceso general de producción se encuentra la necesidad de hacer un mejoramiento en el subproceso de llenado y desmoldado en una de las líneas de producción.

Para lograr este objetivo, se realiza el diseño de una máquina que cumpla con los estándares de producción requeridos y a su vez mejora el ambiente ergonómico del trabajador.

Dado que el diseño mecánico como el de control es muy importante detallamos a continuación los elementos de los cuales está conformada la máquina:

1. Marco porta moldes
2. Marcos principales
3. Sistema de fijación moldes
4. Sistema motriz
5. Gatos de elevación
6. Sistema guía
7. Sistema de control

2.2. Restricciones de diseño

2.2.1. Altura estructura

La estructura principal no debe sobrepasar los 2.720m medidos desde el nivel de piso ya que a esa altura se encuentra una línea de lámparas para la iluminación del proceso, figura 2-2.

2.2.2. Distancia entre ejes

La distancia máxima entre los ejes en el sentido "X" no debe ser mayor a 2.4m que es el área útil para colocar la máquina, figura 2-2.

En el sentido del eje "Y" la distancia no debe ser mayor a 18m que corresponde a la longitud actual de la línea de producción, figura 2-3.

2.2.3. Marco porta moldes

La separación entre vigas del marco está dada por la distancia que existe entre los soportes actuales de los molde los mismos que se deben reutilizar y adaptar a la nueva máquina, figura 2-4.

2.2.4. Límite superior e inferior para la carrera del molde

La distancia superior no debe ser inferior a 1.8 m medidos desde el nivel de piso para que no interfiera con el operario y no cause lesión alguna al quitar las piezas después del desmoldado, figura 2-2.

La distancia inferior no debe ser menor a 0.615 m medidos desde el piso, que es la medida a la que actualmente se encuentran los moldes, figura 2-2.

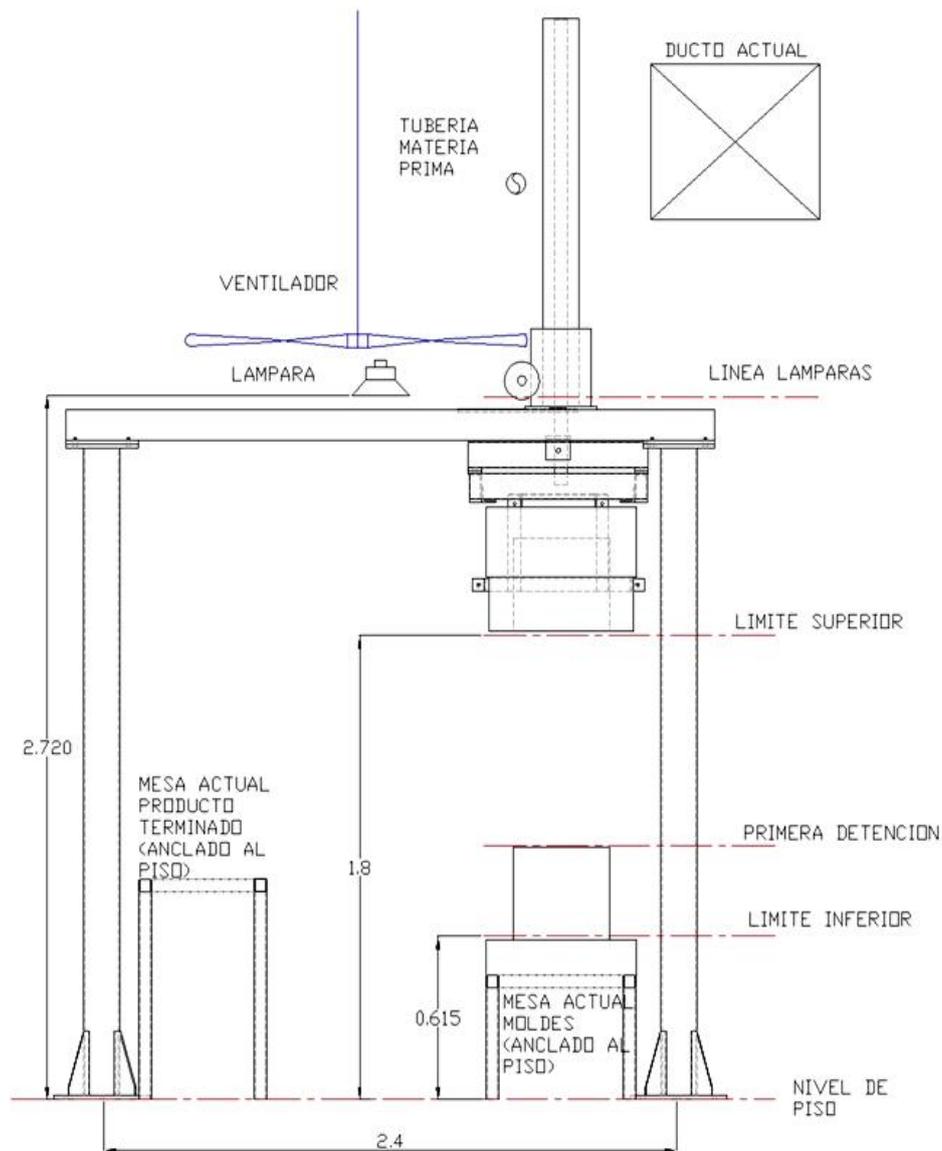


FIG. 2-2 Restricciones de diseño

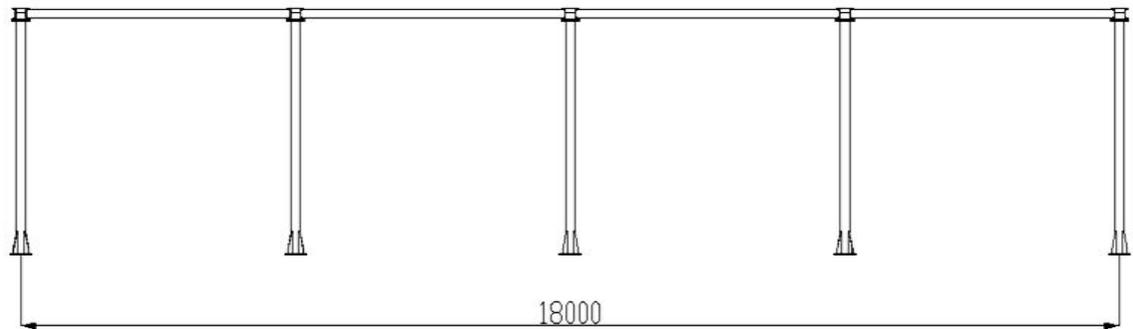


FIG. 2-3 Restricción eje "Y"

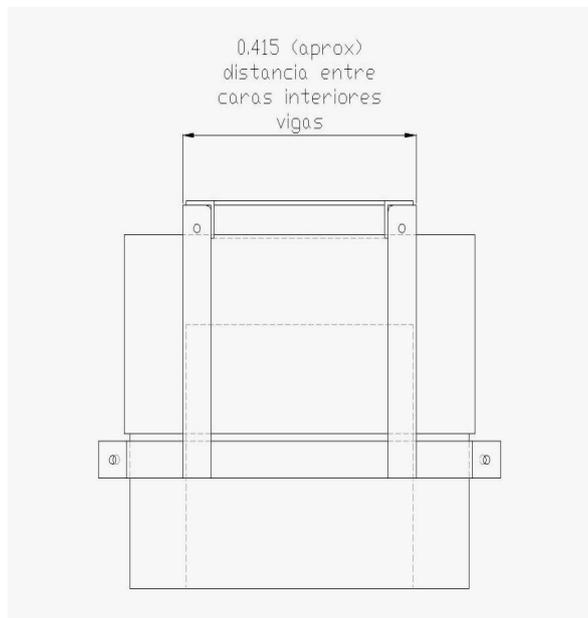


FIG. 2-4 Molde hembra

2.3. Factor de seguridad

“Un factor de seguridad se expresa de muchas formas. Se trata de una relación de dos cantidades que contienen las mismas unidades, como (resistencia/esfuerzo), (carga crítica/ carga aplicada), (carga para la falla de la

pieza/sobrecarga esperada en servicio), (ciclos máximos/ciclos aplicados) o (velocidad máxima de seguridad/velocidad de operación.)”¹

Entonces podemos definir factor de seguridad como: “*la resistencia verdadera de una estructura debe exceder la resistencia requerida.*”²

2.4. Tensiones Admisibles

Los factores de seguridad se definen y ponen en práctica de diversas maneras. En muchas estructuras es importante que el material permanezca dentro del intervalo elástico lineal para evitar deformaciones permanentes cuando las cargas se retiran. En esas condiciones, el factor de seguridad se establece con respecto a la fluencia de la estructura. La fluencia empieza cuando la tensión de fluencia se alcanza en cualquier punto dentro de la estructura; por tanto, al aplicar un factor de seguridad con respecto a la tensión de fluencia (o resistencia a la fluencia), obtenemos una **tensión admisible** (o *tensión de trabajo*) que no debe excederse en ninguna parte de la estructura. Entonces,

$$\textit{Tensión admisible} = \frac{\textit{resistencia a la fluencia}}{\textit{factor de seguridad}} \quad (1-6)$$

o, para tracción y cortante, respectivamente,

$$[\sigma] = \frac{S_y}{n_1} \quad \text{y} \quad [\tau] = \frac{\tau_y}{n_2} \quad (1-7_{a,b})^3$$

en donde S_y y τ_y son las tensiones de fluencia del material y n_1 y n_2 son los factores de seguridad correspondientes.

¹ROBERT, L. Norton, Diseño de máquinas. Prentice Hall, México , 1999, pág. 18

²JAMES, M. Gere, Resistencia de materiales. Paraninfo S.A., Magallanes, 25 ; 28015 Madrid-España, pg.39

³GERE, M. James. Resistencia de materiales, Paraninfo, S.A., Madrid, pág. 39

En la tabla 2-1 se muestra un conjunto de factores para materiales dúctiles que se pueden seleccionar en cada una de las tres categorías listadas.

Tabla 2-1 Factores de seguridad

TABLA 2.1. Factores utilizados para determinar un factor de seguridad materiales dúctiles		
Información	Calidad de la información	Factor
		F1
Datos del material disponibles de pruebas	El material realmente utilizado fue probado	1.3
	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponibles a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos del material disponibles a partir de pruebas	5+
		F2
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1.3
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5+
		F3
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.3
	Los modelos representan al sistema con precisión	2.3
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5+

De acuerdo al cuadro se selecciona un factor de seguridad $F1= 2$, para los cálculos correspondientes.

2.5. Diseño marco porta moldes

2.5.1. Determinación de la carga

“El tipo de carga de un sistema se divide en diversas clases, con base en el carácter de las cargas aplicadas y en la presencia o ausencia de movimiento en el sistema. Una vez definida la configuración general del sistema mecánico y calculado sus movimientos cinemáticos, el siguiente paso será determinar la magnitud, la dirección de todas las fuerzas y los pares de fuerzas presentes en los diversos

elementos. Estas cargas pueden ser constantes o variables a lo largo del tiempo. Los elementos del sistema pueden ser estacionarios o estar en movimiento.”⁴

Básicamente el marco porta moldes soporta dos cargas principales que actúan independientemente que son:

- **Peso de los moldes**
- **Presión manguera**

2.5.2. Peso de los moldes

Es la fuerza que actúa sobre el marco de manera vertical cuando los moldes están suspendidos en el aire, figura 2-5.

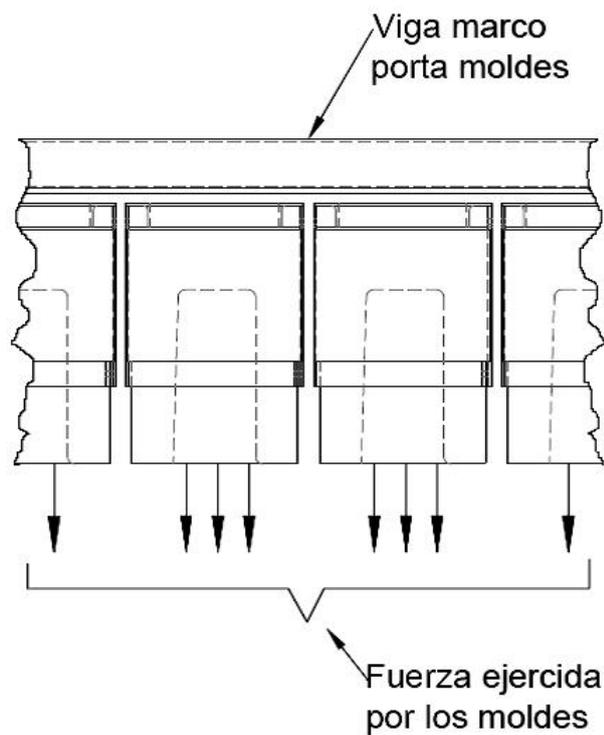


FIG. 2-5 Fuerza moldes

⁴ ROBERT, L. Norton, Diseño de máquinas. Prentice Hall, México , 1999, pág. 101

Determinación de la carga ejercida por los moldes

Datos:

$$W_{moldes} = 100 \text{ kg}$$

$$N_{moldes} = 47$$

$$N_{modulos} = 4$$

A continuación se determina el número de moldes por módulo para realizar el cálculo de la carga final que deberá soportar cada módulo.

$$\frac{N_{moldes}}{N_{modulos}} = \frac{47}{4}$$

$$\frac{N_{moldes}}{N_{modulos}} = 11.75$$

$$\frac{N_{moldes}}{N_{modulos}} \approx 12 \quad (\text{para diseño})$$

Por lo tanto

$$F_m = 12 * 100$$

$$F_m = 1200 \text{ kg}$$

Aplicando el factor de seguridad a la carga

$$F_m = F_m * n$$

$$F_m = 1200 * 2$$

$$F_m = 2400 \text{ kg}$$

Si el marco consta de 2 vigas, figura 2-6.

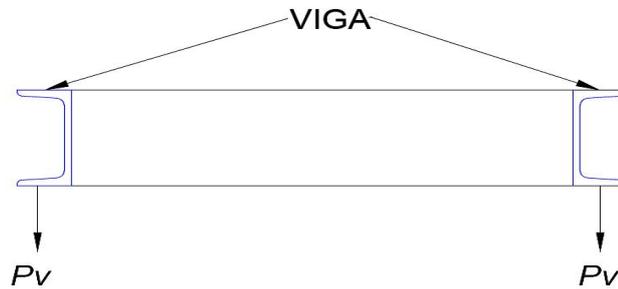


FIG. 2-6 Disposición vigas

$$P_v = \frac{F}{2}$$

$$P_v = \frac{2400}{2}$$

$$P_v = 1200 \text{ kg}$$

Cálculo de la carga distribuida (q), figura 2-7

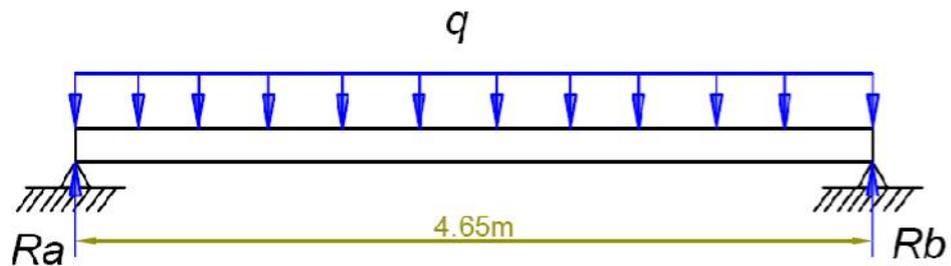


FIG. 2-7 Diagrama de disposición de cargas en viga

$$q = \frac{P_v}{L}$$

$$q = \frac{1200}{465}$$

$$q = 2.58 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

Para procedimientos futuros se adiciona la tabla 2-2 con el cálculo de las reacciones y del momento máximo.

$$R=V= qL/2$$

$$M_{max}= (qL^2)/8$$

$$V_x= q(L/2 - X)$$

$$M_x= ((qX)/2)(L-X)$$

ITEM	q (kg/m)	X (m)	L (m)	RA=RB (kg)	V (kg)	M (kg. m)
1	258,00	0,00	4,65	599,85	599,85	0,00
2	258,00	1,16	4,65	N/A	299,93	522,99
3	258,00	2,33	4,65	N/A	0,00	697,33
4	258,00	3,49	4,65	N/A	-299,93	522,99
5	258,00	4,65	4,65	N/A	-599,85	0,00

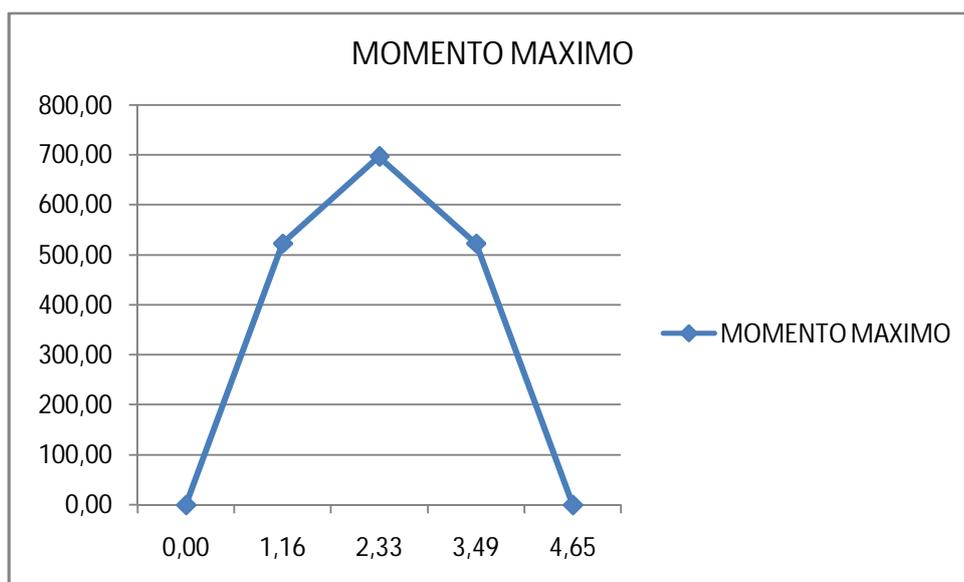
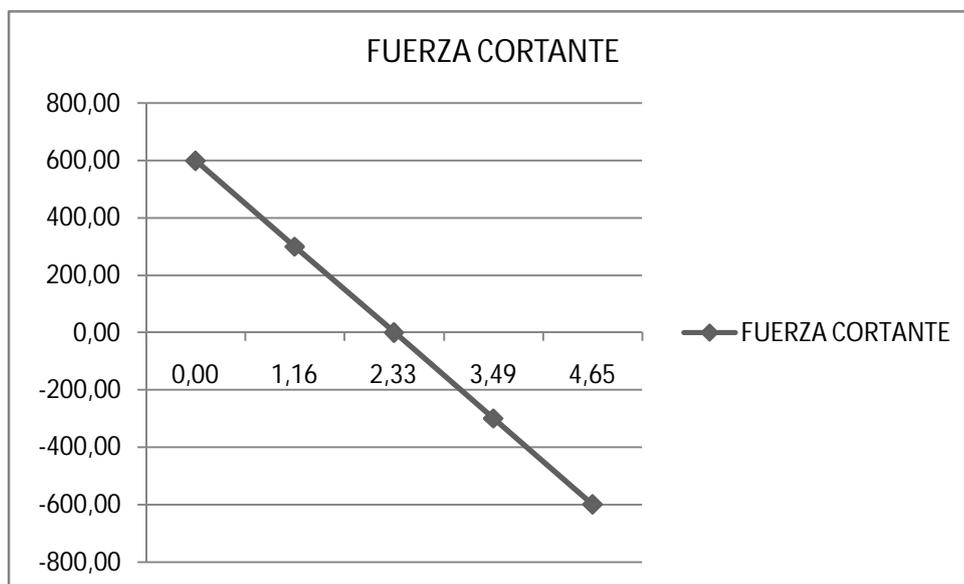


TABLA 2-2 Representación fuerza cortante y momento máximo

2.5.3. Presión manguera

Es la fuerza que actúa sobre el marco cuando los moldes están cerrados, figura 2-8.

Fuerza de cierre de los moldes (F_{cm})⁵

$$F_{cm} = 1016.4 \text{ lb}$$

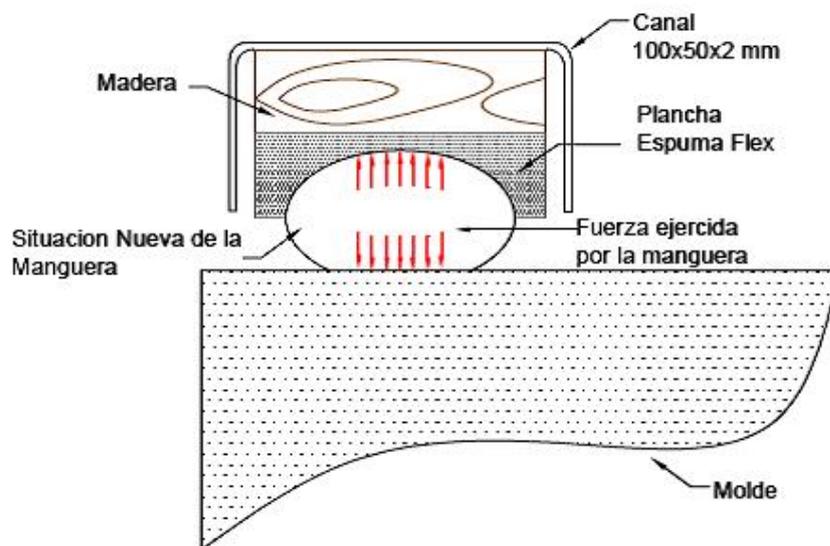


FIG. 2-8 Fuerza manguera

Fuerza requerida para el cierre (F_{tc})

$$F_{tc} = F_{cm} * \text{Numero de moldes por modulo}$$

$$F_{tc} = 1016.4 * 12$$

$$F_{tc} = 12196.8 \text{ lb}$$

⁵ Fuerza requerida para que los moldes no derramen la materia prima, fuente JML CONSTRUCCIONES ELECTROMECHANICAS CIA. LTDA.

Aplicando el factor de seguridad a la carga

$$F_F = F_{TC} * n$$

$$F_F = 12196.8 * 2$$

$$F_F = 24393.6 \text{ lb}$$

Donde:

F_F = Fuerza final de cierre

Si el marco consta de 2 vigas, figura 2-6.

Fuerza transmitida al marco porta moldes (F_{mp})

$$F_{mp} = \frac{F_F}{2}$$

$$F_{mp} = \frac{24393.6}{2}$$

$$F_{mp} = 12197 \text{ lb}$$

Cálculo de la carga distribuida (q_1), figura 2-7.

$$q_1 = \frac{F_{mp}}{L}$$

$$q_1 = \frac{12197}{465}$$

$$q_1 = 26.2 \frac{\text{lb}}{\text{cm}}$$

$$q_1 = 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} = 1200 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Una vez determinado las fuerzas que actúan sobre el marco porta moldes el diseño se realiza con la carga q_1 , que es la fuerza de mayor magnitud.

2.5.4. Determinación del perfil

$$S_{xx} = \frac{M_{xx}}{F_b} \quad (6) \quad (1-8)$$

$$F_b = 0.6 * 36 \text{ ksi}$$

$$F_b = 21.6 \text{ ksi}$$

$$F_b = 1519 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{xx} = \frac{ql^2}{8} \quad (7) \quad (1-9)$$

$$M_{xx} = \frac{1200 \frac{\text{kg}}{\text{m}} x (4.65\text{m})^2}{8} = 3243 \text{ kg.m}$$

$$M_{xx} = 324300 \text{ kg.cm}$$

Aplicamos la ecuación 1-8

$$S_{xx} = \frac{324300 \text{ kg.cm}}{1519 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$S_{xx} = 213 \text{ cm}^3$$

Se selecciona perfil estructural UPN 220⁸ con las siguientes características:

⁶ Mc.CORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 183

⁷ AISC MANUAL, 2001, pág., 4-190

⁸ CATALOGO DIPAC, pág. 13, ANEXO 1

$$\text{Peso} = 29.4 \text{ kg / m}$$

$$\text{Area} = 37.4 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 2690 \text{ cm}^4$$

$$S_{xx} = 245 \text{ cm}^3$$

$$I_y = 197 \text{ cm}^4$$

$$S_{yy} = 33.6 \text{ cm}^3$$

2.5.4.1. Comprobación del perfil por deflexión

$$[\Delta] = \frac{l}{800} \quad (9)$$

$$[\Delta] = \frac{465 \text{ cm}}{800} = 0.58 \text{ cm}$$

$$\Delta = \frac{5ql^4}{384xExI} \quad (10) \quad (1-10)$$

Datos

$$q_1 = 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

$$E = 2.1 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (11)$$

Aplicando la fórmula se tiene

$$\Delta = \frac{5 \times 12 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right) \times (465 \text{ cm})^4}{384 \times \left(2.1 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \times 2690 \text{ cm}^4}$$

$$\Delta = 1.3 \text{ cm} > [\Delta] \quad \text{no cumple}$$

⁹ McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 220

¹⁰ AISC MANUAL, 2001, pág., 4-190

¹¹ NORTON, L. Robert, Diseño de máquinas, Prentice Hall, México 1999, pág. 994

2.5.4.2. Determinación de inercias de secciones compuestas

Ya que el perfil seleccionado no cumple con los requisitos de diseño establecidos se calcula la inercia necesaria para soportar la carga impuesta sobre el perfil para que no falle por deflexión.

Despejando I de la ecuación 1-10 se tiene:

$$I = \frac{5 * q * l^4}{384 * E * [\Delta]}$$

$$I = \frac{5 \times 12 \left(\frac{kg}{cm} \right) \times (465 \text{ cm})^4}{384 \times \left(2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2} \right) \times 0.58}$$

$$I = 6008 \text{ cm}^4$$

El perfil que más se acerca a la inercia previamente calculada es una UPN-300 la cual es demasiado grande para el espacio que se dispone y además es muy difícil de encontrar un perfil de este tamaño en el mercado, por lo que se selecciona una UPN-160 para reforzarla colocando platinas en la parte lateral e inferior de la UPN como se muestra en la figura 2-9.

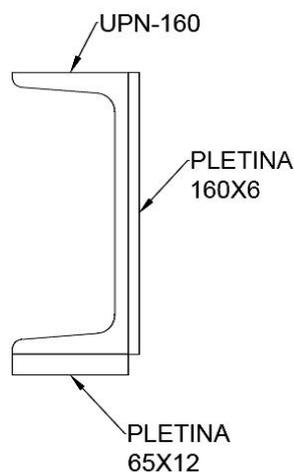


FIG. 2-9 UPN-160 reforzada

2.5.4.3. Cálculo del centro de gravedad del área compuesta

Para calcular el centroide de gravedad se toma como referencia los ejes x , y tal como se muestra en la figura 2-10, donde x_1 , y_1 son las coordenadas del centroide de cada área según corresponda.

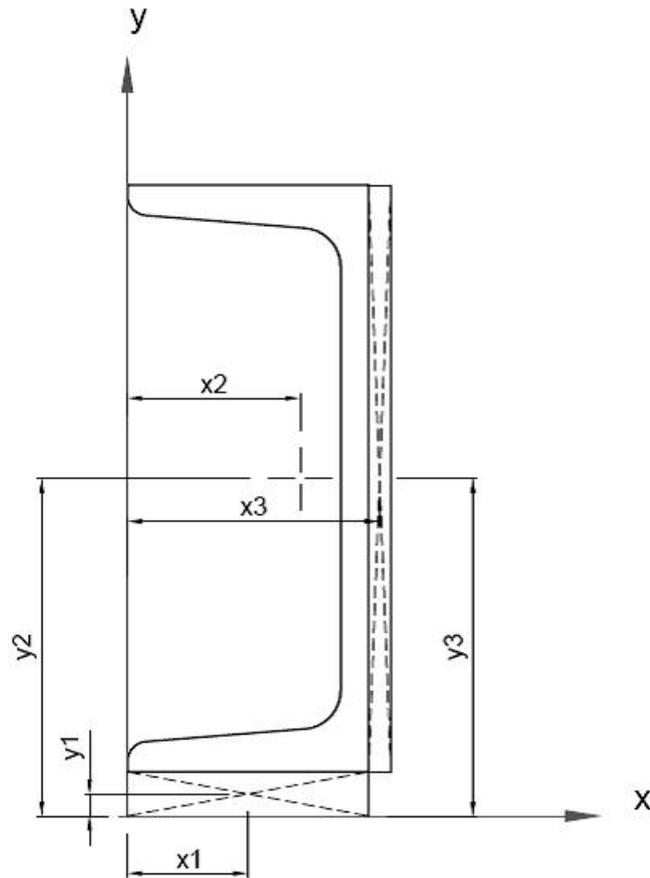


FIG. 2-10 Ubicación centroides de áreas

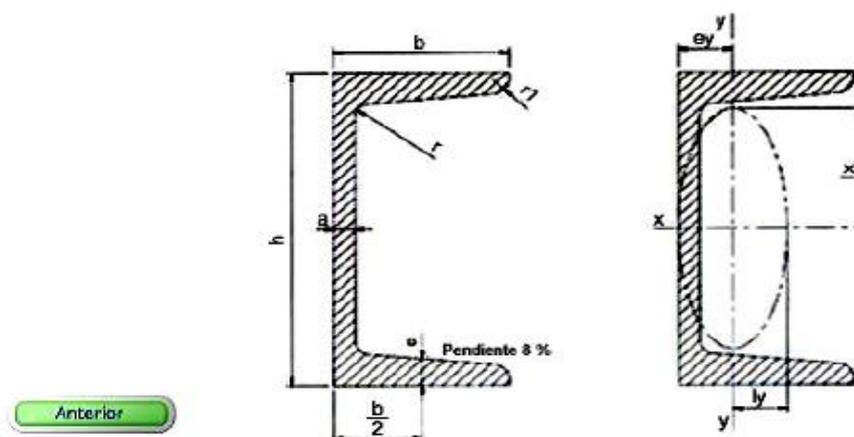
Las propiedades de algunos perfiles tipo UPN se muestran en la tabla 1-3.

TABLA 2-3 Propiedades perfil UPN

Designación del perfil	Altura de la sección (mm)	Ancho del ala (mm)	Espesor del alma (mm)	Espesor del ala (mm)	Radios (mm)		Posición del baricentro (mm)	Área de la sección (cm ²)	Masa nominal por unidad de longitud (kg/m)	Momento de inercia (cm ⁴)		Modulo resistente (cm ³)		Radios de giro (cm)	
					r	n				I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
-	h	b	a	e	r	n	e _y	F	-	I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
UPN 80 *	80	45	6	8	8	4	1.45	11	8.64	106	19.4	26.5	6.36	3.1	1.33
UPN 100 *	100	50	6	8.5	8.5	4.5	1.55	13.5	10.6	206	29.3	41.2	8.49	3.91	1.47
UPN 120 *	120	55	7	9	9	4.5	1.6	17	13.5	364	43.2	60.7	11.1	4.62	1.59
UPN 140 *	140	60	7	10	10	5	1.75	20.4	16	605	62.7	86.4	14.8	5.45	1.75
UPN 160 *	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	1.84	24	18.8	925	85.3	116	18.3	6.21	1.89
UPN 180	180	70	8	11	11	5.5	1.92	28	22	1350	114	150	22.4	6.95	2.02
UPN 200	200	75	8.5	11.5	11.5	6	2.01	32.2	25.3	1910	148	191	27	7.7	2.14
UPN 220	220	80	9	12.5	12.5	6.5	2.14	37.4	29.4	2690	197	245	33.6	8.48	2.3
UPN 240	240	85	9.5	13	13	6.5	2.23	42.3	33.2	3600	248	300	39.6	9.22	2.42
UPN 260	260	90	10	14	14	7	2.36	48.3	37.9	4820	317	371	47.7	9.99	2.56
UPN 280	280	95	10	15	15	7.5	2.53	53.3	41.8	6280	399	448	57.2	10.9	2.74
UPN 300	300	100	10	16	16	8	2.7	58.8	46.2	8030	495	535	67.8	11.7	2.9

*Perfiles racionalizados

IRAM-IAS U 500-509
LICENCIA IRAM-INTI D-C-M-F-12-005



Anterior

Para determinar el centroide del área compuesta se utiliza las siguientes ecuaciones¹², cuyo desarrollo se representa en la tabla 2-4.

$$Q_x = y_1 * A_1 + y_2 * A_2 + y_3 * A_3 \quad (1-11)$$

$$Q_y = x_1 * A_1 + x_2 * A_2 + x_3 * A_3 \quad (1-12)$$

$$A = A_1 + A_2 + A_3 \quad (1-13)$$

$$Y = \frac{Q_x}{A} \quad (1-14)$$

$$X = \frac{Q_y}{A} \quad (1-15)$$

¹² GERE, James; TIMOSHENKO RESISTENCIA DE MATERIALES; Thomson Editores 2002, pag. 819

TABLA 1-4 Centro de gravedad área compuesta

	Centroide elementos			Ox	Oy	A (cm ²)	Y (cm)	X (cm)
	A (cm ²)	x (cm)	y (cm)					
PLETINA 65X12	7,8	3,25	0,6	313,8	202,47	41,4	7,6	4,9
UPN-160	24	4,66	9,2					
PLETINA 160X6	9,6	6,8	9,2					

Se determina el centro de gravedad del área compuesta en los puntos (X;Y), (4,9 ; 7,6).

2.5.4.4. Cálculo de inercia de sección compuesta

Para el cálculo de la inercia total se emplea el teorema de los ejes paralelos que expresa¹³,

$$I_{c1} = I_{x1} + A1 * D1^2 \quad (1-16)$$

$$I_T = I_{c1} + I_{c2} + I_{c3} \quad (1-17)$$

El desarrollo de las formulas se expresan en la tabla 2-5, y la designación de las distancias se expresa en la figura 2-11.

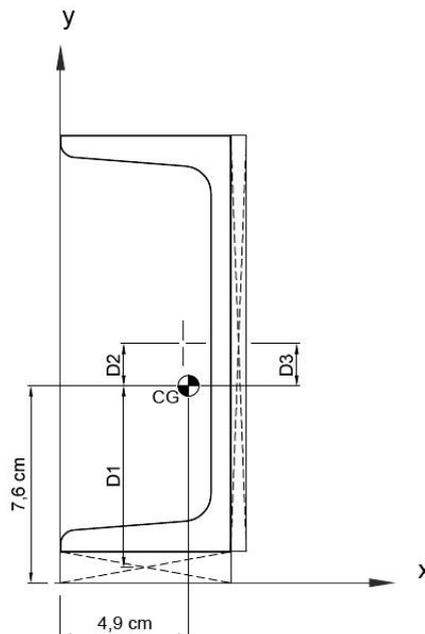


FIG. 2-11 Designación distancias centroides de áreas

¹³ GERE, James; TIMOSHENKO RESISTENCIA DE MATERIALES; Thomson Editores 2002, pag. 825

TABLA 2-5 Inercia total del área compuesta

	Dim (cm)		A (cm ²)	Centroide elementos		Ix (cm ⁴)	D (cm)	Ic (cm ⁴)	IT (cm ⁴)
	a	b		x (cm)	y (cm)				
PLETINA 1	6,5	1,2	7,8	3,25	0,6	0,936	7	383,1	1599,0
UPN-160	norm.		24	4,66	9,2	925	1,6	986,4	
PLETINA 2	0,6	16	9,6	6,8	9,2	204,8	1,6	229,4	

Los datos obtenidos son comprobados con el programa Autocad que muestra los siguientes resultados:

Archivo	Edición	Formato	Ver	Ayuda
----- REGIONS -----				
Area:	4141.43			
Perimeter:	1030.79			
Bounding box:	X:	-48.91	--	22.09
	Y:	-75.80	--	96.20
Centroid:	X:	0.00		
	Y:	0.00		
Moments of inertia:	X:	15987180.49		
	Y:	1700670.01		
Product of inertia:	XY:	1100597.12		
Radii of gyration:	X:	62.13		
	Y:	20.26		
Principal moments and X-Y directions about centroid:	I:	1616380.02 along [0.08 1.00]		
	J:	16071470.42 along [-1.00 0.08]		

FIG. 2-12 Pantalla de comprobación de Autocad

Se concluye que el momento de inercia esta correctamente calculado.

Después de reforzar la sección no se consigue llegar a la inercia requerida para evitar que la viga falle por deflexión, la solución más adecuada y económica es colocar dos seguros intermedios para evitar el desplazamiento vertical de la viga, tal como se muestra en la figura 2-13.

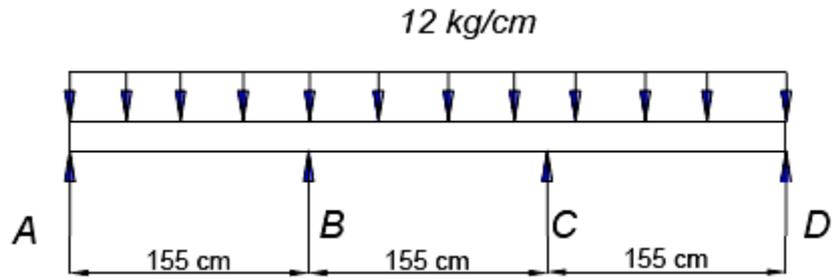


FIG. 2-13 disposición apoyos de seguridad

Para determinar las reacciones y la deflexión máxima se utilizan las siguientes ecuaciones¹⁴.

$$R_a = R_D = 0.4 * q * l \quad (1-18)$$

$$R_B = R_C = 1.1 * q * l \quad (1-19)$$

$$\Delta_{max} = 0.0069 \frac{q * l^4}{E * I} \quad (1-20)$$

Reemplazando los datos correspondientes se tiene:

$$R_a = R_D = 0.4 * 12 * 155$$

$$R_a = R_D = 744 \text{ kg}$$

$$R_B = R_C = 1.1 * 12 * 155$$

$$R_B = R_C = 2046 \text{ kg}$$

$$\Delta_{max} = 0.0069 \frac{12 * 155^4}{2.1 * 10^6 * 1599}$$

$$\Delta_{max} = 0.0069 \frac{6.92 * 10^9}{3.35 * 10^9}$$

$$\Delta_{max} = 0.014 \text{ cm}$$

$$\Delta_{max} = 0.14 \text{ mm}$$

¹⁴ AISC MANUAL, 2001, pág., 4-202

$$\Delta_{max} \ll [\Delta]$$

SI CUMPLE

2.6. Diseño del sistema de anclaje (sistema de seguridad)

El análisis se realiza en el punto B ya que es donde se encuentra la mayor reacción ejercida, el mecanismo está constituido por una barra transversal que se encuentra soldada a las vigas del porta moldes, y a la vez a esta se encuentra soldada una platina de manera vertical que cumple la función de impedir el movimiento vertical al estar sujeta por un pasador en la parte inferior, dicho pasador se activa por medio de un cilindro neumático de simple efecto, el mecanismo antes descrito se muestra en la figura 2-14.

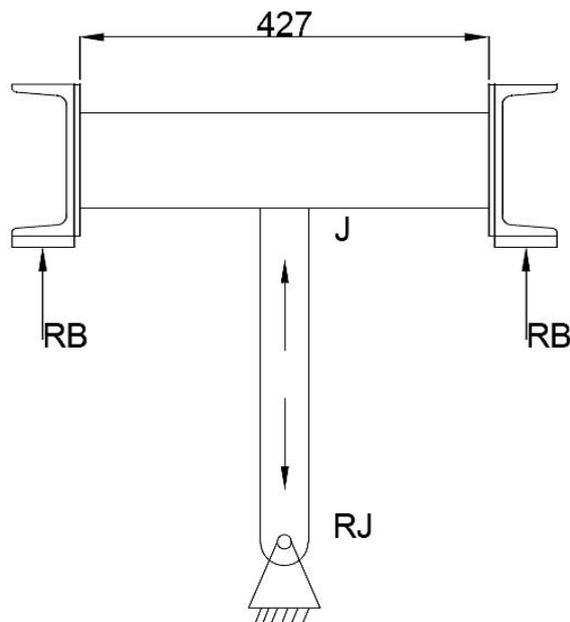


FIG. 2-14 Detalle sistema de anclaje (medidas en mm)

2.6.1. Diseño viga RB-RB

Por razones de cálculo se asume que el punto RJ está ubicado en la parte media de la barra RB-RB, para de esta manera obtener la fuerza ejercida en ese punto, figura 2-15.

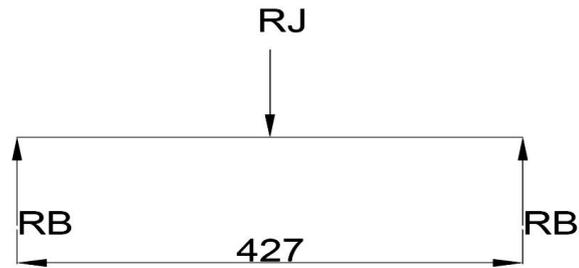


FIG. 2-15 Disposición cargas barra RB-RB (medidas en mm)

$$RJ = RB \times 2 \quad (15)$$

$$RJ = 2046 \times 2$$

$$RJ = 4092 \text{ kg}$$

$$M_{max} = \frac{P * l}{4}$$

$$M_{max} = \frac{4092 * 42.7}{4}$$

$$M_{max} = 43682 \text{ kg.cm}$$

$$S_{xx} = \frac{M_{xx}}{F_b}$$

$$S_{xx} = \frac{43682}{1519}$$

$$S_{xx} = 28.73 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil IPN-100 con una $I_x = 171 \text{ cm}^4$.¹⁶

¹⁵ AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

¹⁶ Catalogo DIPAC, pág. 12, ANEXO 1

2.6.2. Comprobación por deflexión:

$$[\Delta] = \frac{l}{800}$$

$$[\Delta] = \frac{427mm}{800} = 0,5 \text{ mm}$$

$$\Delta_{max} = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$\Delta_{max} = \frac{4092 \cdot 42.7^3}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 171}$$

$$\Delta_{max} = 0,018 \text{ cm} = 0.18 \text{ mm}$$

$$\Delta_{max} < [\Delta] \quad \text{SI CUMPLE}$$

2.7. Diseño elemento J-RJ

El diseño de este elemento se realiza por tensión tal como se muestra en la figura 2-16, siguiendo las recomendaciones de MCCORMAC que dice:

“Los miembros escogidos deben tener las siguientes propiedades: (a) deberán ser compactos, (b) tener dimensiones que se ajusten a la estructura con una relación razonable a las dimensiones de los otros miembros y (c) tener conexiones con tantas partes de las secciones como sea posible para minimizar el regazo del cortante.

Sin embargo, conviene notar que la relación L/r de esbeltez máxima preferible es de 300. Con este valor es fácil calcular el valor mínimo preferible de r para un diseño particular, o sea, el valor de r para el cual la relación de esbeltez L/r será exactamente igual a 300. No conviene considerar una sección cuyo radio de giro mínimo r sea menor que este valor porque entonces L/r excederá el valor máximo preferible de 300.”

Por lo antes descrito se obtiene la siguiente fórmula¹⁷:

¹⁷ Mc.CORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 77

$$r_{min} = \frac{L}{300} \quad (1-20)$$

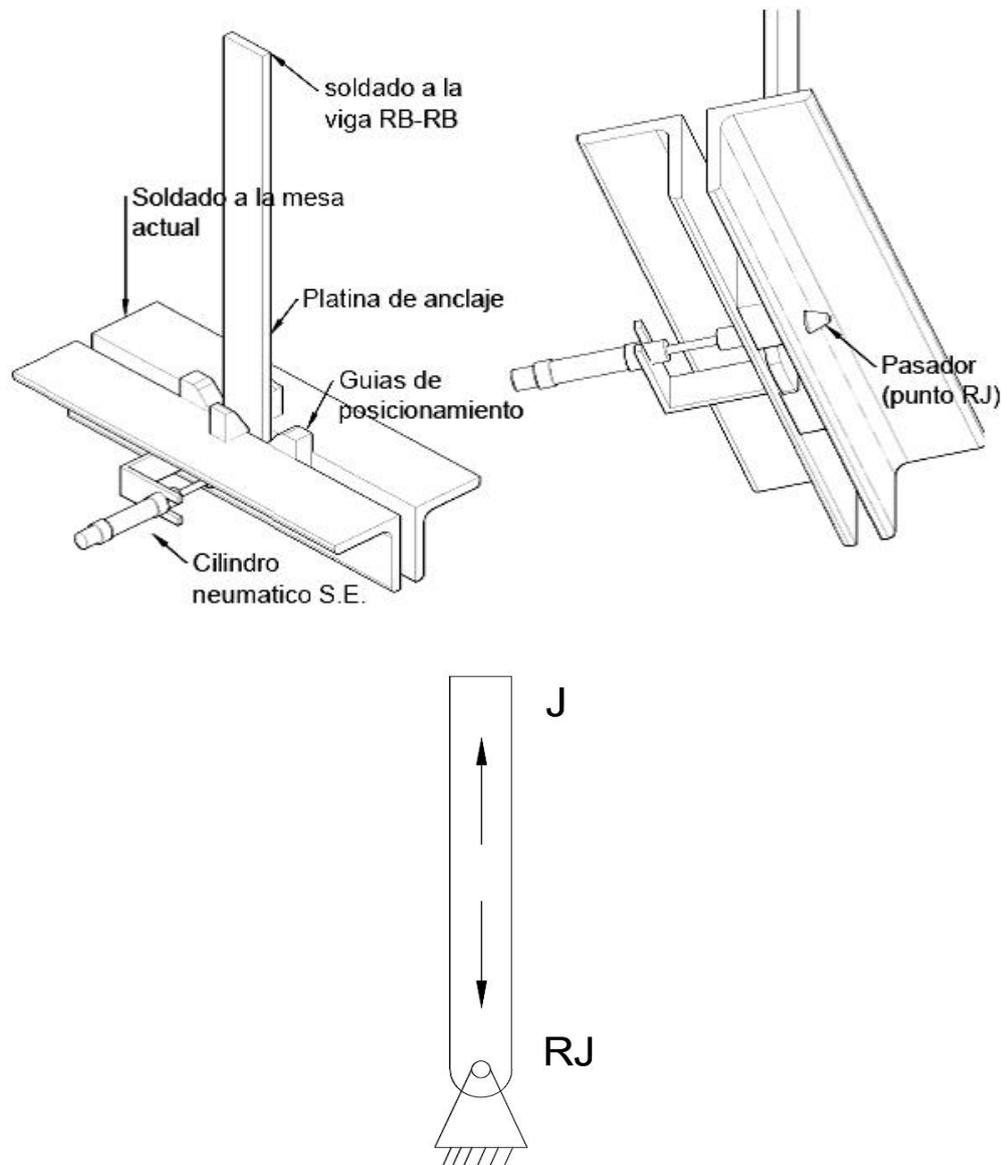


FIG. 2-15 Detalle inferior sistema anclaje

Aplicando la ecuación 1-21 tenemos:

$$r_{min} = \frac{500}{300}$$

$$r_{min} = 1.66 \text{ mm}$$

Para la selección del perfil se utiliza la ecuación 1-21¹⁸ que especifica:

$$A_{min} = \frac{F}{0.6 \cdot F_y} \quad (1-21)$$

Donde:

F= fuerza aplicada

F_y = Esfuerzo permisible

Aplicando la formula se tiene:

$$A_{min} = \frac{4092}{1519}$$

$$A_{min} = 2.6 \text{ cm}^2$$

El perfil que se acerca al área calculada es una platina 50x6 mm con un radio de giro de 14.4 mm, pero por motivos constructivos de las guías posicionadoras se selecciona una platina 50x12.

2.8. Diseño del sistema de anclaje inferior

Tal como se muestra en la figura 2-15 el sistema está compuesto de las siguientes partes:

- Viga transversal de anclaje
- Guías posicionadoras
- Pasador
-

2.8.1. Diseño viga transversal de anclaje

Debido que la fuerza transmitida a este perfil es la misma que actúa en la viga RB-RB, los parámetros de selección se basan en los datos calculados previamente que son:

¹⁸ Mc.CORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 76

$$S_{xx} = 28.73 \text{ cm}^3$$

Se selecciona dos ángulos de 80x80x10 con un S_{xx} de 15.36 cm^3 .¹⁹

Se calcula el momento de inercia de la sección compuesta en el programa Autocad que arroja los siguientes resultados.

```
Drawing1
```

```

----- REGIONS -----
Area:                               3021.46
Perimeter:                           622.83
Bounding box:      X: -90.00  --  90.00
                   Y: -56.64  --  23.36
Centroid:          X:  0.00
                   Y:  0.00
Moments of inertia: X: 1750066.41
                   Y: 5112753.03
Product of inertia: XY:  0.00
Radii of gyration:  X:  24.07
                   Y:  41.14
Principal moments and X-Y directions about centroid:
I: 1750066.41 along [1.00 0.00]
J: 5112753.03 along [0.00 1.00]

```

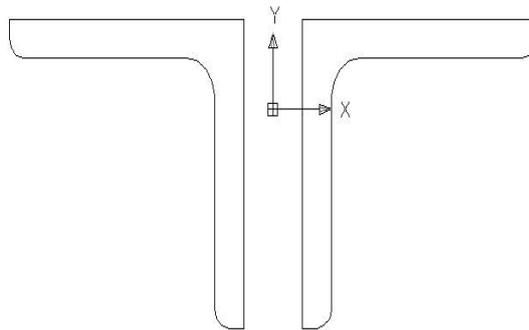


FIG. 2-17 Momentos de inercia Autocad

Como se puede ver el momento de inercia es mayor que el requerido para que no falle por deflexión tal como se demostró en el cálculo de la viga RB-RB.

2.8.2. Diseño guías posicionadoras

El objetivo de estas guías es posicionar la platina de anclaje en el caso de que existiere algún desfase en la trayectoria de bajada para evitar el riesgo de colisión contra los ángulos, dependiendo más de la facilidad constructiva que de las cargas ejercidas se decide fabricar estas guías en lamina de

¹⁹ Catalogo DIPAC, pág. 8, ANEXO 1

acero de espesor 20mm como se detallan en los planos designados como guías posicionadoras.

2.8.3. Diseño pasador

Cuando un elemento estructural está sometido a cortante puro es fácil determinar la sección requerida con ayuda de la ecuación 1-2 que expresa:

$$[\tau] = \frac{V}{A}$$

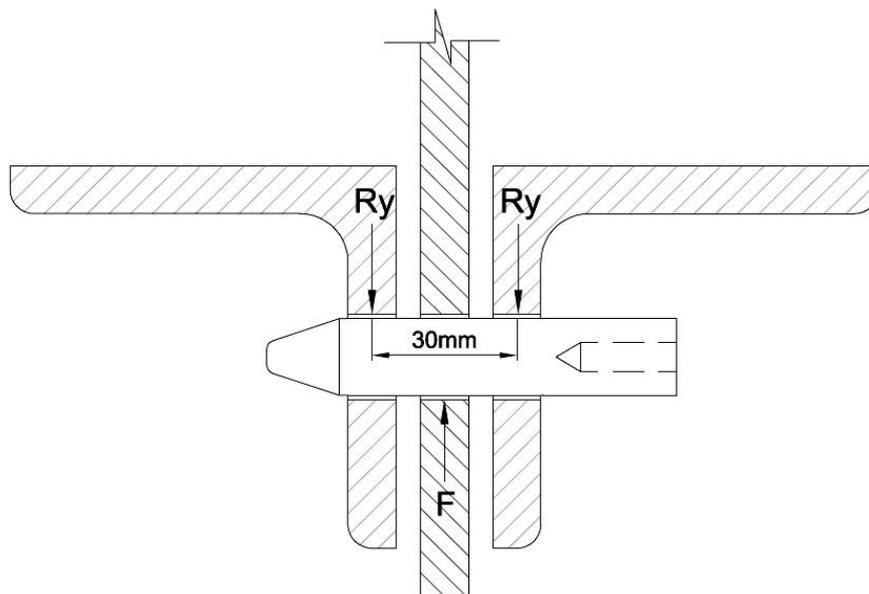
Donde:

V= fuerza cortante

A= área requerida

$[\tau]$ = Esfuerzo cortante permisible (1012 kg/cm²)

La longitud crítica del pasador está determinada por la separación de los ángulos como se muestra en la figura 2-16.



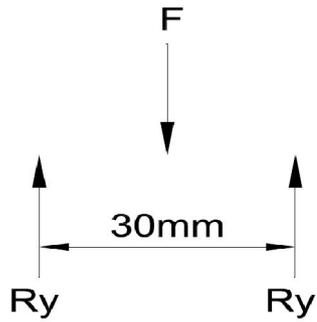


FIG. 2-16 Fuerzas ejercidas en el pasador

Determinación fuerza cortante

$$R_y = V = \frac{F}{2}$$

$$V = \frac{4092}{2}$$

$$V = 2046 \text{ kg}$$

Despejando de la ecuación 1-2 el área se tiene:

$$A = \frac{V}{[\tau]}$$

$$A = \frac{V}{[\tau]}$$

$$A = \frac{2046}{1012}$$

$$A = 2.02 \text{ cm}^2$$

Como el área del círculo viene dado por la fórmula:

$$A = r^2 * \pi$$

Se despeja el radio por lo que se tiene:

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{2.02}{\pi}}$$

$$r = 0.8 \text{ cm}$$

$$\text{Diámetro} = 2 * r$$

$$\text{Diámetro} = 2 * 0.8$$

$$\text{Diámetro} = 1.6 \text{ cm} = 16 \text{ mm}$$

El diámetro del pasador adecuado para soportar la carga ejercida es de 16mm.

2.8.3.1. Características constructivas del pasador

El pasador tiene dos características principales, la primera es que en uno de sus extremos se encuentra un cilindrado de forma cónica para auto guiarse por los agujeros tanto de los ángulos como de la platina, y la segunda es que en el otro extremo está machuelado para permitir el acople con el cilindro neumático.

2.9. Diseño placa sujeción del marco porta moldes

Para el diseño de la placa de sujeción del marco porta moldes se asumen las medidas representadas en el gráfico 2-18, 2-19, 2-20, la carga de diseño será la reacción Ra calculada en la tabla 2-2.

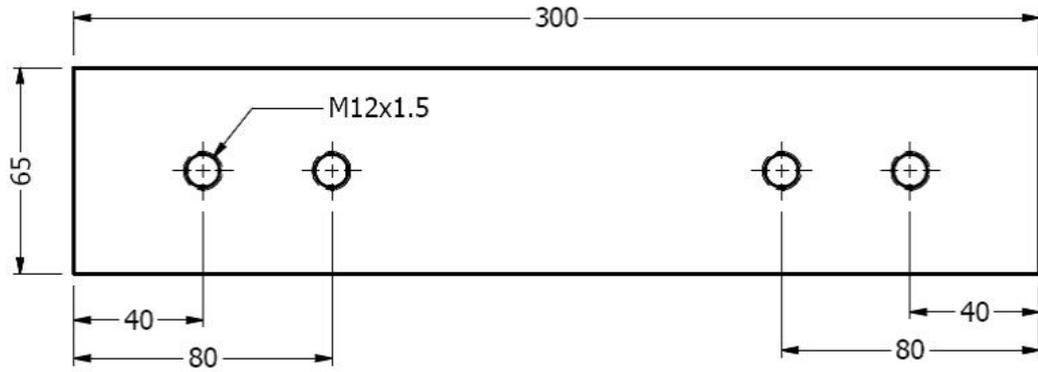


FIG. 2-18 Dimensiones placa

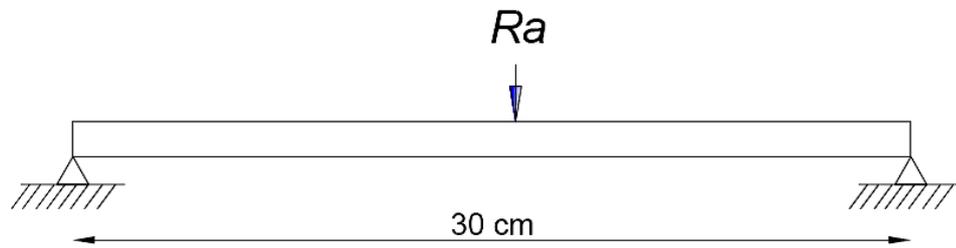


FIG. 2-19 Representación diagrama cuerpo libre

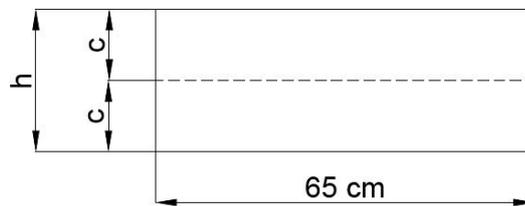


FIG. 2-20 Vista seccionada de placa

Datos:

$$R_a = 600 \text{ kg} \quad (20)$$

$$[\sigma_y] = 1266 \text{ kg} / \text{cm}^2 \quad (21)$$

²⁰ TABLA 1-2 Representación fuerza cortante y momento máximo

²¹ Ecuación 1-7a

Fórmulas a utilizar:

$$M_{max} = \frac{Ra \times l}{4} \quad (22) \quad (1-22)$$

$$\sigma_y = \frac{M \times c}{I} \quad (23) \quad (1-23)$$

$$I = \frac{1}{12} b x h^3 \quad (24) \quad (1-24)$$

Reemplazando nuevos términos en la ecuación 1-24

$$I = \frac{1}{12} b \times (2c)^3$$

$$I = \frac{1}{12} b \times 8c^3 \quad (1-24a)$$

Se reemplaza ecuación 1-24a en ecuación 1-23

$$[\sigma] = \frac{12 M_{max}}{8 b c^2}$$

Se despeja c

$$c = \sqrt{\frac{12 M_{max}}{8 b [\sigma_y]}} \quad (1-25)$$

Para determinar c se calcula el momento máximo y se reemplaza en la formula anterior

$$M_{max} = \frac{600 \times 30}{4} = 4500 \text{ kg cm}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 \times 4500}{8 \times 6.5 \times 1266}}$$

²² Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

²³ JUVINALL, Robert C., Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, Limusa 1991, pág. 102

²⁴ JUVINALL, Robert C., Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, Limusa 1991, pág. 825

$$C = 0.91 \text{ cm}$$

$$h = 2 * c$$

$$h = 2 x (0.91)$$

$$h = 1.82 \text{ cm}$$

$$h = 18.2 \text{ mm}$$

Se selecciona una placa 3/4" que está disponible en el mercado nacional.

2.10. Diseño de pernos utilizados en placa sujeción del marco

Datos:

$$np = 4 \quad (\text{FIG. 2 - 18})$$

$$Ra = 600 \text{ kg}$$

Carga de prueba de resistencia pernos clase SAE²⁵ grado 5.8 diámetro de 5 hasta 24mm.

$$S_p = 300 \text{ MPa} = 3875 \text{ kg cm}^2 \quad (^{26})$$

2.10.1. Factor de seguridad

La carga nominal para cada uno de los pernos es de 150 kg la referencia 6.12 del libro de JUVINALL indica que si la falla de un tornillo no pone en peligro la vida humana, no causa otro daño, ni se pierde mucho al pararse la máquina, es razonable un factor de 2.5.

Ya que en este caso el costo por usar un factor de seguridad mayor es trivial, y como la falla puede ser costosa y a la vez peligrosa para la integridad física del operario, se aumenta el factor de seguridad a 4.

$$\eta = 4 \quad (^{27})$$

²⁵ Pernos clase SAE ANEXO 2

²⁶ JUVINALL, Robert C., Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, Limusa 1991, pág. 337

²⁷ JUVINALL, Robert C., Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, Limusa 1991, pág. 210

$$[\sigma] = \frac{S_p}{\eta}$$

$$[\sigma] = \frac{3875}{4} = 969 \text{ kg cm}^2$$

$$F_p = \frac{Ra}{np}$$

$$F_p = \frac{600}{4} = 150 \text{ kg}$$

De la fórmula del esfuerzo se despeja el área y se tiene:

$$a = \frac{F_p}{[\sigma]} = \frac{150}{969}$$

$$a = 0.15 \text{ cm}^2 = 16 \text{ mm}^2$$

De acuerdo a la tabla 10-2 JUVINALL el perno que se acerca al área de 16 mm² es un M6 con un área de esfuerzo de 20.1 mm², de acuerdo a criterio técnico seleccionamos un perno M12 con un área de esfuerzo de 84.3 mm².

Con el nuevo valor se calcula el esfuerzo y factor de seguridad que se produce en el perno con la carga dada.

$$\sigma_r = \frac{Ra}{a} = \frac{150}{0.843}$$

$$\sigma_r = 178 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_r < [\sigma] \quad \text{Si cumple}$$

$$\eta_r = \frac{[\sigma]}{\sigma_r} = \frac{969}{178}$$

$$\eta_r = 5.44$$

$$\eta_r > \eta$$

Si cumple

2.11. Diseño de soporte transversal

El elemento Ra-Ra será analizada como una viga apoyada en los extremos, tal como se representada en la figura 2-21.

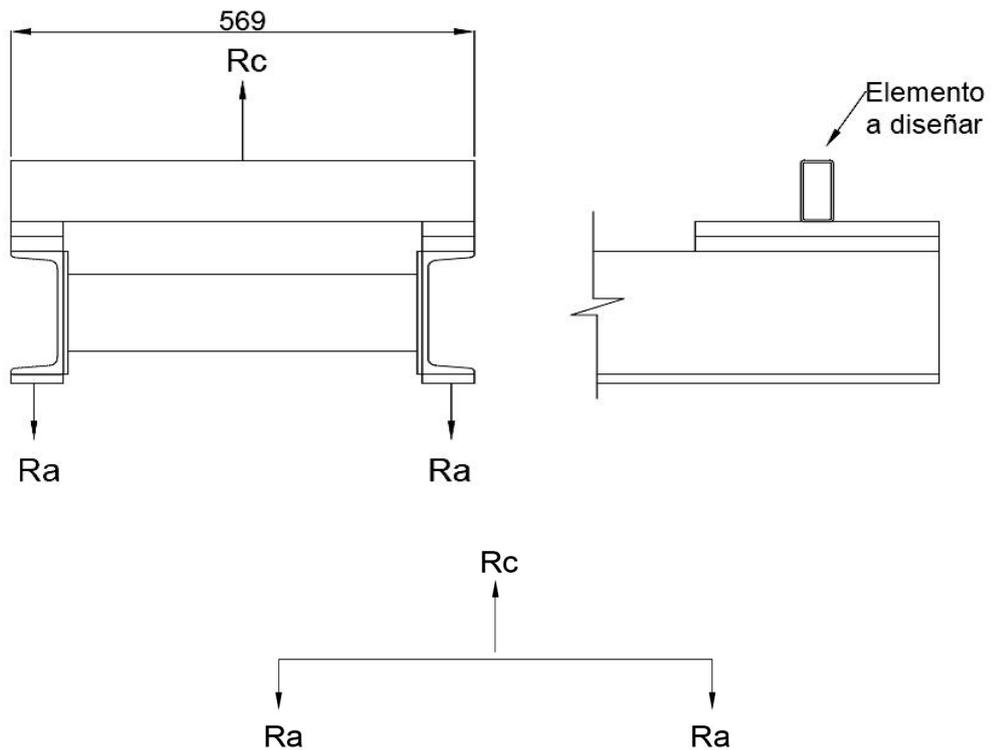


FIG. 2-21 Diagrama de cuerpo libre

Datos:

$$R_a = 600 \text{ kg} \quad (28)$$

Solución

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = R_c - R_a - R_a$$

²⁸ TABLA 2-2 Representación fuerza cortante y momento máximo

$$R_c = 1200 \text{ kg}$$

Selección de perfil

Datos:

$$R_c = 1200 \text{ kg}$$

$$S_y = 36 \text{ KSI} \quad (29)$$

$$S_{xx} = \frac{M_{xx}}{F_b} \quad (30)$$

$$F_b = 0,6 \cdot S_y$$

$$F_b = 1519 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{xx} = \frac{P \cdot l}{4} \quad (31)$$

$$M_{xx} = \frac{1200 \cdot 56.9}{4}$$

$$M_{xx} = 17070 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Por lo tanto

$$S_{xx} = \frac{17070 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{1519 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$S_{xx} = 11.23 \text{ cm}^3$$

Según el catálogo de DIPAC se selecciona un tubo rectangular³² de 40x80x3 mm con las siguientes características:

$$A = 6.61 \text{ cm}^2$$

²⁹ Esfuerzo de fluencia del acero A-36, Catalogo DIPAC

³⁰ Ecuación 1-8

³¹ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

³² CATALOGO DIPAC, pág. 32, ANEXO 1

$$S_{xx} = 13.04 \text{ cm}^3$$

$$I = 52.16 \text{ cm}^4$$

2.11.1. Comprobación por deflexión

$$[\Delta] = \frac{L}{800}$$

$$[\Delta] = \frac{56.9 \text{ cm}}{800}$$

$$[\Delta] = 0.07 \text{ cm}$$

$$[\Delta] = 0.7 \text{ mm}$$

$$\Delta_{max} = \frac{P.l^3}{48 E.I} \quad (1-26)^{33}$$

$$E = 2,1 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Entonces:

$$\Delta_{max} = \frac{1200 * 56.9^3}{48 * 2.1 \times 10^6 * 52.16}$$

$$\Delta_{max} = 0.042 \text{ cm}$$

$$\Delta_{max} = 0,42 \text{ mm}$$

Por lo tanto: $\Delta_{max} < [\Delta]$

Si cumple

2.12. Diseño de placa sujeción con tornillo de elevación

Para el diseño de este elemento se considera el peso generado por los moldes así como también el peso del marco porta moldes detallados en la tabla 2-6.

³³ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

Datos

$$F = 2400 \text{ kg} \quad (34)$$

Tabla 2-6 Detalle de pesos marco porta moldes

ITEM	CANT.	DESIGNACION	DIMENSIONES (M)			AREA (m2)	PESO kg/m2 kg/m	ESP (mm)	TOTAL (kg)
			A	B	LONG.				
1	2	VIGA MARCO PORTA MOLDES	UPN-160		4,65	N/A	18,8	8	174,84
2	2	TRANSVERSALES MARCO PORTA MOLDES	UPN 160		0,427	N/A	18,8	9	16,06
3	6	PLACAS DE ELEVACION MARCO PORTA MOLDES	0,3	0,065		0,0195	149,15	19,05	17,45
4	2	PLACAS DE ELEVACION MARCO PORTA MOLDES INTERMEDIOS	0,15	0,065		0,0098	149,15	19,05	2,91
5	2	SOPORTE TRANSVERSAL MARCO PORTA MOLDES	TUBO CUADRADO 40X80X3		0,569	N/A	5,42	3	6,17
6	2	PLATINA REFUERZO LATERAL	0,16	4,65		0,744	47,1	6	70,08
7	2	PLATINA REFUERZO INFERIOR	0,065	4,65		0,3023	94,2	12	56,94
8	4	VIGA DE ANCLAJE RB-RB	IPN-100		0,427	N/A	8,32	4,5	14,2106
								TOTAL (KG)	358,66

La suma de las dos cargas da como resultado:

$$F_t = Pv + Pm$$

$$F_t = 2400 + 359$$

$$F_t = 2759 \text{ kg}$$

Ya que el número de soportes por marco es de dos placas la fuerza total se divide de manera igual obteniendo la fuerza en la placa tal como se muestra en la figura 2-22.

$$F_p = \frac{F_t}{2}$$

³⁴ Página 38 Peso total de moldes

$$F_p = \frac{2759}{2}$$

$$F_p = 1380 \text{ kg}$$

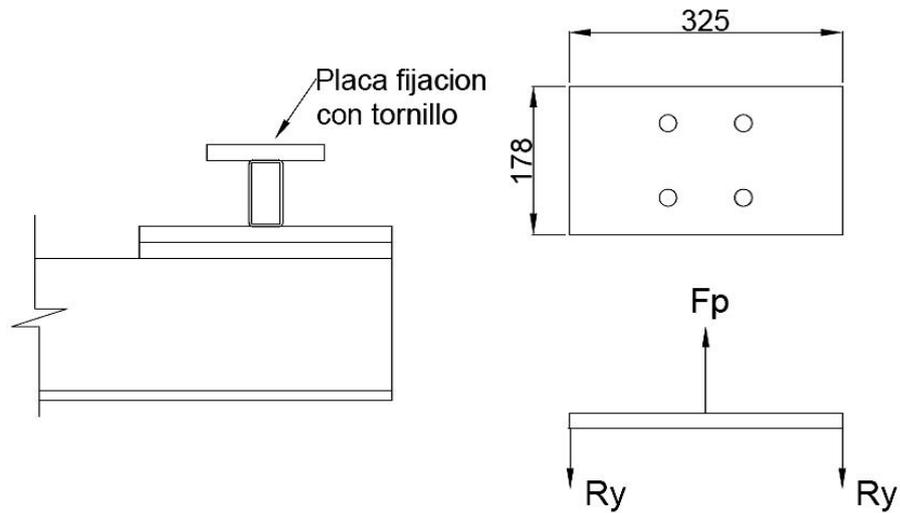


FIG.2-22 Disposición de cargas en placa

$$M_{max} = \frac{R_c \cdot l}{4} \quad (35)$$

$$M_{max} = \frac{1380 \cdot 32,5}{4}$$

$$M_{max} = 11213 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 M_{max}}{8 b [\sigma_y]}} \quad (36)$$

$$c = \sqrt{\frac{12 \cdot 11213}{8 \cdot 14 \cdot 1266}}$$

$$c = 0,95 \text{ cm}$$

³⁵ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

³⁶ JUVINALL, Robert C., Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, Limusa 1991, pág. 102

Por lo tanto tenemos:

$$h = 2c$$

$$h = 2 * 0,95 \text{ cm}$$

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

Se selecciona una placa de $\frac{3}{4}$ " que existe en el mercado nacional.

2.13. Diseño de pernos utilizados para unión placa sujeción tornillo con el sistema de fijación del tornillo

Para la elección de los pernos se toma como referencia los agujeros de la placa de anclaje del tornillo que viene normalizado por el fabricante³⁷ tal como se muestra en la figura 2-23.

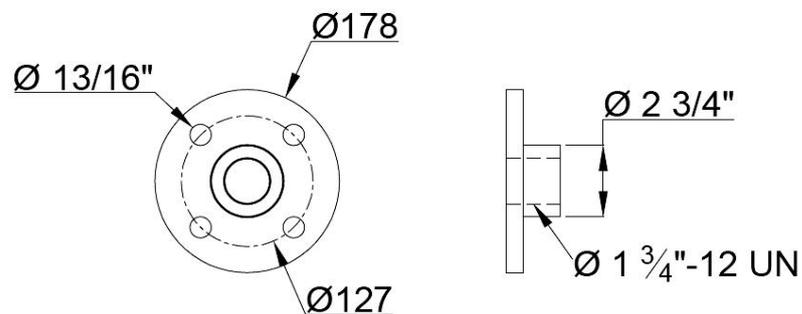


FIG.2-23 Detalle placa de anclaje tornillo

De acuerdo al grafico presentado se selecciona pernos diámetro $3/4"$.

2.14. Diseño de vigas principales del pórtico

Para realizar el diseño de las vigas se debe tener en cuenta el peso total del marco porta moldes el cual se detalla en la tabla 2-7.

³⁷ Catalogo selección gatos de tornillo Action Jack, pag. 299

TABLA 2-7 Detalle de pesos conjunto marco porta moldes

ITEM	CANT.	DESIGNACION	DIMENSIONES (M)			AREA (m ²)	PESO kg/m ² kg/m	ESP (mm)	TOTAL (kg)
			A	B	LONG.				
1	2	VIGA MARCO PORTA MOLDES	UPN-160		4,65	N/A	18,8	8	174,84
2	2	TRANSVERSALES MARCO PORTA MOLDES	UPN 160		0,427	N/A	18,8	9	16,06
3	6	PLACAS DE ELEVACION MARCO PORTA MOLDES	0,3	0,065		0,0195	149,15	19,05	17,45
4	2	PLACAS DE ELEVACION MARCO PORTA MOLDES INTERMEDIOS	0,15	0,065		0,0098	149,15	19,05	2,91
5	2	SOPORTE TRANSVERSAL MARCO PORTA MOLDES	TUBO CUADRADO 40X80X3		0,569	N/A	5,42	3	6,17
6	2	PLACA PRINCIPAL DE AGARRE	0,325	0,14		0,0455	149,15	19,05	13,57
7	2	PLACA FIJACION TORNILLO	0,14	0,14		0,0196	149,15	19,05	5,85
8	2	PLATINA REFUERZO LATERAL	0,16	4,65		0,744	47,1	6	70,08
9	2	PLATINA REFUERZO INFERIOR	0,065	4,65		0,3023	94,2	12	56,94
10	4	VIGA DE ANCLAJE RB-RB	IPN-100		0,427	N/A	8,32	4,5	14,2106
								TOTAL (KG)	363,87

Con lo cual se tiene:

$$F = 2400 \text{ kg} \quad (38)$$

$$P_m = 364 \text{ kg} \quad (39)$$

Peso total:

$$P_T = F + P_m$$

$$P_T = 2400 + 364$$

$$P_T = 2764 \text{ kg}$$

Como datos adicionales para este cálculo tenemos:

$$E = 2,1 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

³⁸ Peso de moldes se explico en la página 38

³⁹ Tabla 1.7

Se tiene 2 vigas por lo cual la carga por viga es:

$$P_V = \frac{P_T}{2}$$

$$P_V = \frac{2764 \text{ kg}}{2}$$

$$P_V = 1382 \text{ kg}$$

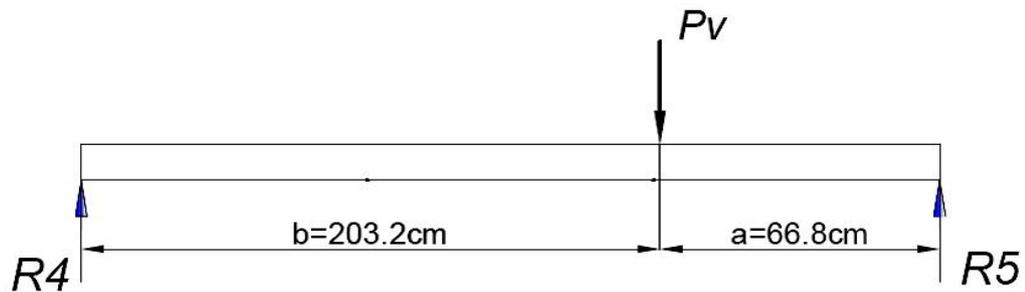


FIG. 2-24 Diagrama de cuerpo libre de viga principal

Calculo de reacciones

$$R_4 = \frac{P_v \cdot a}{l} \quad (40)$$

$$R_4 = \frac{1382 \cdot 66,8}{270}$$

$$R_4 = 342 \text{ kg}$$

$$R_5 = \frac{P_v \cdot b}{l}$$

$$R_5 = \frac{1382 \cdot 203,2}{270}$$

$$R_5 = 1040 \text{ kg}$$

Determinación del perfil

⁴⁰ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

$$S_{xx} = \frac{M_{max}}{F_b} \quad (41)$$

$$F_b = 1519 \frac{kg}{cm^2}$$

$$M_{max} = \frac{P.a.b}{l} \quad (42)$$

$$M_{max} = \frac{1382 * 66,8 * 203,2}{270}$$

$$M_{max} = 69448 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Entonces:

$$S_{xx} = \frac{69448 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{1519 \frac{kg}{cm^2}}$$

$$S_{xx} = 46 \text{ cm}^3$$

Se elige un perfil UPN 120⁴³ con los siguientes datos:

$$S_{xx} = 60,70 \text{ cm}^3$$

$$I_{xx} = 364 \text{ cm}^4$$

Comprobación por deflexión:

$$[\Delta] = \frac{L}{800} \quad (44)$$

$$[\Delta] = \frac{270 \text{ cm}}{800}$$

⁴¹ McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 183

⁴² Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

⁴³ Catalogo DIPAC, ANEXO 1

⁴⁴ CATALOGO DIPAC, pág. 13, ANEXO 1

$$[\Delta] = 0,33 \text{ cm}$$

$$\Delta_{max} = \frac{P \cdot a \cdot b \cdot (a+2b) \sqrt{3a(a+2b)}}{27 E \cdot I \cdot L} \quad (1-27)^{45}$$

$$\Delta_{max} = \frac{1382 \cdot 66,8 \cdot 203,2 \cdot [66,8 + 2(203,2)] \sqrt{3 \cdot (66,8) \cdot [66,8 + 2 \cdot (203,2)]}}{27 \cdot 2,1 \times 10^6 \cdot 364 \cdot 270}$$

$$\Delta_{max} = 0,49 \text{ cm}$$

$$\Delta_{max} > [\Delta] \quad \text{No cumple}$$

Se prueba con una UPN 140⁴⁶ que tiene los siguientes datos que necesitamos para el cálculo:

$$I_{xx} = 605 \text{ cm}^4$$

Reemplazando la nueva inercia en la formula de la deflexión máxima (Δ_{max}) se obtiene:

$$\Delta_{max} = 0,29 \text{ cm}$$

$$\Delta_{max} < [\Delta] \quad \text{Si cumple}$$

2.15. Diseño de placas de unión viga – columna

Se realiza el diseño de las placas con la reacción de mayor dimensión ($R_5 = 1040 \text{ kg}$), calculado previamente dado que es la fuerza mayor en ese punto, la distribución de las cargas se representa en la figura 2-25.

Datos:

$$[\sigma] = 1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (47)$$

⁴⁵ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

⁴⁶ Catalogo DIPAC

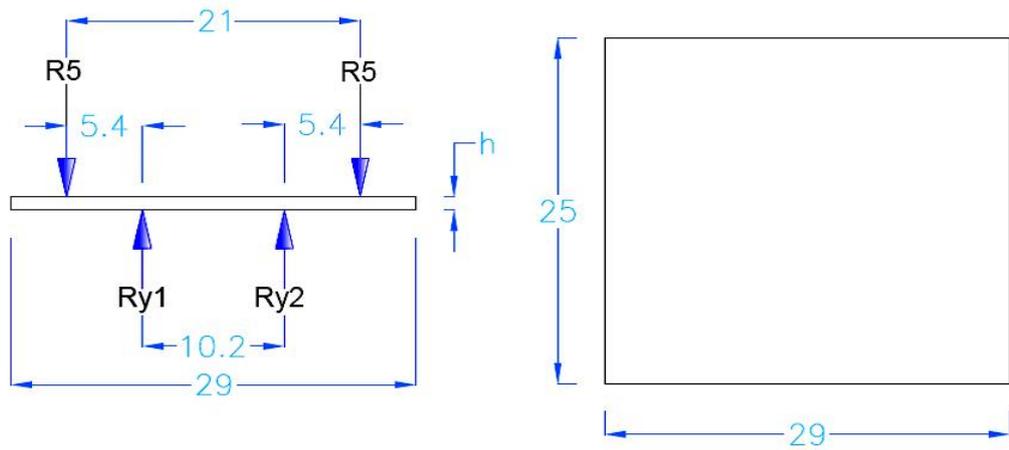


FIG. 2-25 Distribución de cargas en la placa de unión viga – columna (medidas en cm)

$$M_{max} = P * a \quad (48)$$

$$M_{max} = 1040 * 5.4$$

$$M_{max} = 5616 \text{ kg.cm}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 M_{max}}{8 b [\sigma_y]}}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 * 5616 \text{ kg.cm}}{8 * 25 \text{ cm} * 1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}}$$

$$c = 0.52 \text{ cm}$$

$$h = 2c$$

$$h = 2 * 0,52 \text{ cm}$$

$$h = 1,04 \text{ cm}$$

$$h = 10.4 \text{ mm}$$

⁴⁷ Ecuación 1-7a

⁴⁸ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

Se selecciona una placa de ½" que se encuentra en el mercado nacional.

2.16. Diseño de las columnas del pórtico principal

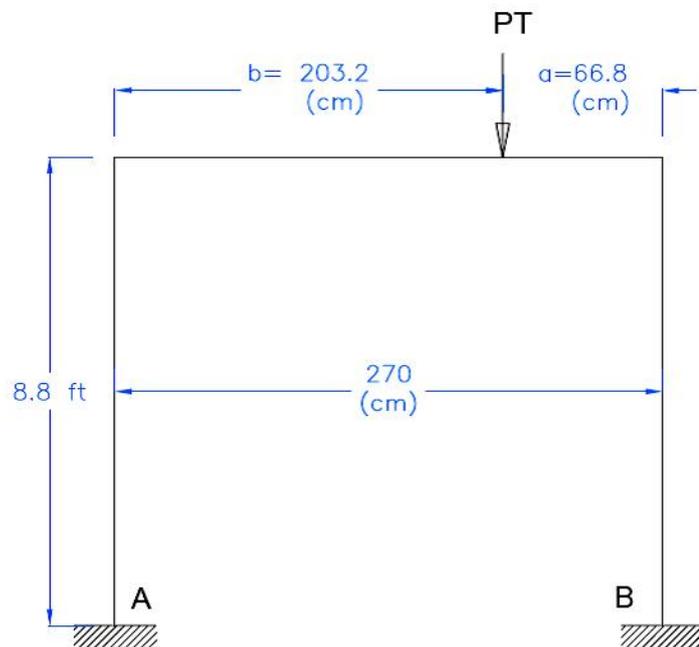


FIG. 2-26 Disposición de la carga sobre pórtico

Datos

$$P_T = 2764 \text{ kg} \quad (49)$$

Cálculo de reacciones

$$R_a = \frac{P_T * a}{l} \quad (50)$$

$$R_a = \frac{2764 * 66,8}{270}$$

$$R_a = 684 \text{ kg}$$

$$R_b = \frac{P_T * b}{l}$$

$$R_b = \frac{2764 * 203,2}{270}$$

⁴⁹ Peso calculado en página 53

⁵⁰ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

$$R_b = 2080 \text{ kg}$$

El análisis se realiza en el punto B, por tener la mayor magnitud de carga tal como se representa en la figura 2-27.

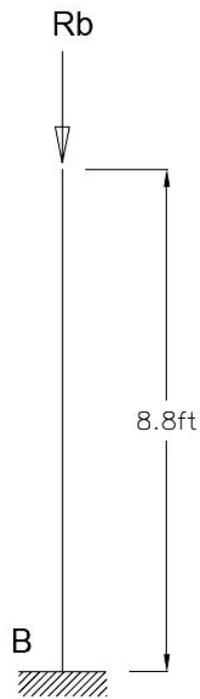


FIG. 2-27 Diagrama de cuerpo libre de columna

Además se calcula el momento máximo:

$$M_{max} = \frac{P \cdot a \cdot b}{L} \quad (51)$$

$$M_{max} = \frac{2764 \cdot 66.8 \cdot 203.2}{270}$$

$$M_{max} = 138955 \text{ kg.cm}$$

Para el diseño de la columna ensayamos con un tubo estructural de diámetro de 4 plg⁵².

⁵¹ Tomado del AISC MANUAL, 2001, pág., 4-192

Datos:

$$E = 29 \times 10^3 \text{ KSI}$$

$$r = 1,51 \text{ plg}$$

$$A_g = 3,17 \text{ plg}^2$$

$$K = 2,1 \quad (53)$$

$$L = 8.8 \text{ ft}$$

Calculo por esbeltez

$$KL = 2.1 * 8.8 \text{ ft} = 18,48 \text{ ft}$$

$$\frac{KL}{r} = 146,86 \quad (1-28)^{54}$$

De acuerdo a la tabla C – 36 del manual de la AISC para un valor de:

$$\frac{KL}{r} = 146,86$$

Se Obtiene un valor de $F_a = 6,92 \text{ KSI}$

Con estos datos se puede calcular la Fuerza crítica

$$P_{cr} = A_g \cdot F_a$$

$$P_{cr} = 3,17 \text{ plg}^2 \cdot 6920 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$P_{cr} = 21936 \text{ lb}$$

$$P_{cr} = 9971 \text{ kg}$$

⁵² Tomado del AISC MANUAL, pág., 1-93

⁵³ Tomado del AISC MANUAL, tabla C – C2

⁵⁴ McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 118

La Fuerza crítica calculada es mucho mayor que la fuerza real que tenemos en la columna, por lo tanto el tubo de diámetro de 4 plg está correctamente seleccionado, además de estar acorde al tamaño de la maquina.

2.17. Diseño de placa base para columna

Los siguientes datos van a ser utilizados en el diseño de la placa:

$$S_y = 36 \text{ KSI}$$

$$P = 2080 \text{ kg}$$

$$P = 4.58 \text{ klb}$$

Las medidas de la placa serán las que se muestra en la figura 2-28 medidas que se demostraran con el cálculo respectivo.

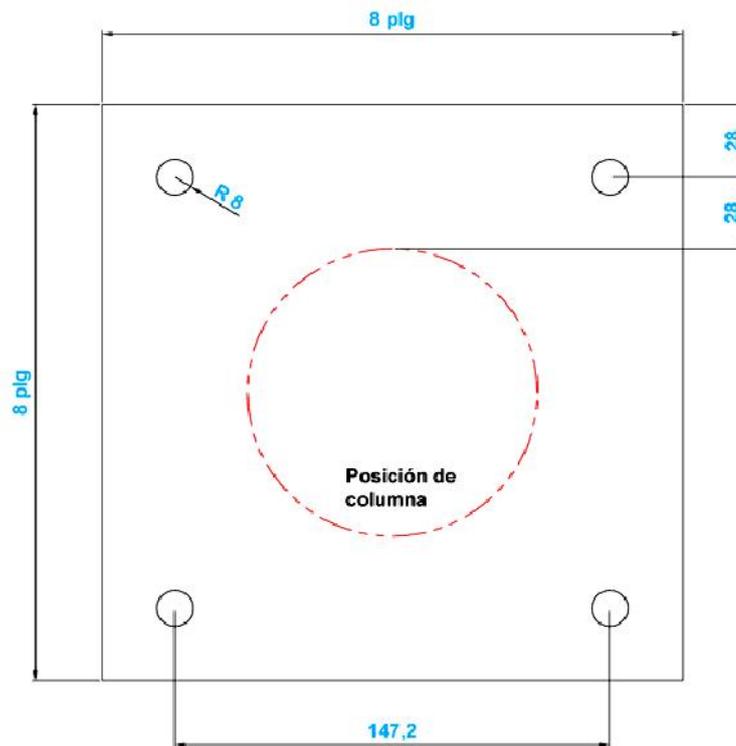


FIG 2-28 Placa base de columna

De donde el área de la placa es igual a:

$$A_{placa} = 64 \text{ plg}^2$$

$$f_p = \frac{P}{B \times N} \quad (1-29)^{55}$$

Donde:

f_p : Presión sobre la zapata de concreto

P : Fuerza aplicada a la placa

B : Ancho de la placa

N : Altura de la placa

Reemplazando los datos se tiene:

$$f_p = \frac{4.58 \text{ klb}}{8 \text{ plg} \times 8 \text{ plg}}$$

$$f_p = 0,072 \text{ KSI}$$

Para realizar el cálculo del espesor de la placa se tiene:

$$t_p = n \cdot \sqrt{\frac{f_p}{0,25 \cdot S_y}} \quad (1-30)^{56}$$

Donde:

t_p : Espesor de placa

n : Distancia del borde de la placa a la circunferencia del tubo

f_p : Presión sobre la zapata de concreto

S_y : Limite de fluencia

Reemplazando los datos se tiene:

⁵⁵ McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 154

⁵⁶ McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 154

$$t_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,072 \text{ KSI}}{0,25 \cdot 36 \text{ KSI}}}$$

$$t_p = 0,18 \text{ plg}$$

$$t_p = 4,6 \text{ mm}$$

Se selecciona una placa de 6 mm de espesor existente en el mercado nacional.

2.18. Selección de los gatos de tornillo ⁵⁷

Para la selección de los gatos de tornillo se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos técnicos recomendados por el fabricante.

- Disposición de los gatos de tornillo
- Carga por tornillo
- Numero de revoluciones
- Longitud de recorrido
- Ciclos de trabajo
- Dirección de movimiento
- Potencia máxima de entrada

El fabricante ofrece dos tipos de tornillos que son:

- El gato de tornillo de bolas
- El gato de tornillo trapezoidal

El análisis se basa en el gato de tornillo trapezoidal con código BSJ por su característica principal de seguridad para no retorno cuando la carga está suspendida.

Determinación de la carga a elevar

$P_{\text{tornillos}} = \text{Peso marco porta moldes} + \text{Peso moldes} + \text{Peso producto inyectado}$

⁵⁷Catalogo selección gatos de tornillo Action Jack, pag. 287, ANEXO 3

Donde:

$P_{\text{tornillos}} = \text{Carga total a elevar por tornillo}$

Aplicando la formula se tiene:

$$P_{\text{tornillos}} = 364 + 2400 + (12 \cdot 2)$$

$$P_{\text{tornillos}} = 2788 \text{ kg} = 6134 \text{ lb}$$

Datos

$$P_{\text{tornillos}} = 6134 \text{ lb}$$

$$\text{Rpm} = 500$$

$$\text{Torque para elevar una libra} = 0.376 \text{ lb-in}^{58}$$

De acuerdo al catalogo el tornillo que cumple con las necesidad de carga y revoluciones requeridas es el modelo 5-MSJ con las características mostradas en la tabla 2-8.

⁵⁸ Catalogo selección gatos de tornillo Action Jack, pag. 287

TABLA 2-8 características tornillos MSJ



QUICK REFERENCE:
INCH MACHINE SCREW JACKS

INCH MACHINE
SCREW JACKS

JACK SIZES					JACK SELECTION								
MODEL	Capacity (tons)	Lifting Screw Dia. (in)	Screw Lead (in)	Root Dia. (in)	Gear Ratio	Turns of Worm for 1" Travel	Maximum Input Torque (in.-lb.)	Maximum Allowable Input (hp)	Maximum Worm Speed at Rated Load	Maximum Load at 1750 RPM	Torque to Raise 1 lb. (in.-lb.)	Tare Drag Torque (in.-lb.)	Page Ref
5-MSJ	5	1 1/2	.375	1.066	6:1	16	376	3	500	2873	.0376	10	296
					24:1	64	144	3/4	330	1875	.0144	10	296
10-MSJ	10	2	.500	1.410	8:1	16	753	5	418	4766	.0377	20	297
					24:1	48	384	1 1/2	246	2813	.0192	20	297
15-MSJ	15	2 1/4	.500	1.684	8:1	16	1221	5	258	4424	.0407	20/29	298
					24:1	48	654	1 1/2	144	2478	.0218	20/29	298
20-MSJ	20	2 1/2	.500	1.908	8:1	16	1740	7 1/2	272	6209	.0435	40	299
					24:1	48	873	2 1/2	180	4130	.0218	40	299
30-MSJ	30	3 3/8	.667	2.652	10 2/3:1	16	2710	11	256	8764	.0452	50	300
					32:1	48	1411	3 1/2	156	5364	.0235	50	300
35-MSJ	35	3 3/4	.667	3.009	10 2/3:1	16	3450	11	200	8035	.0493	50	301
					32:1	48	1800	3 1/2	122	4904	.0257	50	301
50-MSJ	50	4 1/2	.667	3.782	10 2/3:1	16	5555	16	181	10382	.0555	100	302
					32:1	48	3014	5	104	5982	.0301	100	302
75-MSJ	75	5	.667	4.286	10 2/3:1	16	8236	28	214	18368	.0549	155	303
					32:1	48	3780	9	150	12862	.0252	155	303
100-MSJ	100	6	.667	5.254	10 2/3:1	16	13166	32	153	17330	.0665	205	304
					32:1	48	7460	12 1/2	106	11941	.0377	205	304

* Measurements listed are for non-keyed units. See individual jack pages for keyed jack info.

INCH MACHINE SCREW JACKS TECHNICAL DATA

2.18.1. Cálculo de potencia por tornillo

El catalogo de selección del tornillo recomienda la utilización de la siguiente fórmula para el cálculo de potencia por tornillo.

$$HP_{JACK} = \frac{\text{Torque para elevar una libra} \times \text{Carga total} \times \text{rpm}}{63025} \quad (1-31)^{59}$$

$$HP_{JACK} = \frac{0.0376 \times 6134 \times 500}{63025}$$

$$HP_{JACK} = 1.83$$

El fabricante recomienda que la potencia calculada (HP_{jack}) debe ser aumentada en un 100% al momento del arranque para vencer el torque inicial

⁵⁹ Catalogo selección gatos de tornillo Action Jack, pág. 286

Entonces la potencia requerida será

$$HP_{JACK} = 1.83 \times 100\%$$

$$HP_{JACK} = 3.7$$

2.18.2. Cálculo de potencia requerida por el sistema de tornillos

La potencia máxima de entrada que es necesario para cada tornillo, no debe exceder el máximo de caballos de fuerza en la entrada para el modelo y la relación seleccionados.

Para un sistema de múltiples tornillos la potencia total depende de los siguientes parámetros:

- Potencia por tornillo
- Numero de tornillos
- Eficiencia por el numero de tornillos
- Eficiencia de la caja de transmisión

2.18.3. Eficiencia por el número de tornillos⁶⁰

La eficiencia depende del número de tornillos utilizados en el sistema lo cual esta tabulado por el fabricante de la siguiente manera:

Dos tornillos = 95%

Tres tornillos = 90%

Cuatro tornillos = 85%

Seis a ocho tornillos = 80%

2.18.4. Eficiencia de la caja de transmisión⁶¹

La eficiencia de la caja de transmisión es de un 90%

⁶⁰ Catalogo selección gatos de tornillo Action Jack, pág. 241, ANEXO 3

⁶¹ Catalogo selección gatos de tornillo Action Jack, pág. 241, ANEXO 3

Por lo tanto la potencia final requerida para el sistema de elevación es la siguiente:

$$HP_T = \frac{HP_{jack} \times \text{numero de tornillos}}{\text{eficiencia numero de tornillos} \times \text{eficiencia caja de transmision}} \quad (1-32)^{62}$$

$$HP_T = \frac{3.7 \times 5}{1.8 \times 1.9}$$

$$HP_T = 5.4$$

2.19. Calculo de la potencia requerida

Con la potencia total (HP_T) se determina la potencia requerida por el sistema para un óptimo funcionamiento con una eficiencia del 0.8

$$Pr = \frac{HP_T}{\eta} \quad (1-33)^{63}$$

$$Pr = \frac{5.7}{0.8}$$

$$Pr = 7.13 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor de 7.5 HP existente en el mercado. ⁶⁴

Ya que la potencia requerida excede a la potencia de entrada permitida por el tornillo se selecciona el tornillo con el modelo 20-MSJ, de las características mostradas en la tabla 2-8.

2.20. Diseño del eje común para los tornillos

El diseño del eje se realiza mediante el método de torsión sin flexión citado por Kimball y Barr que expresa lo siguiente:

“Si el eje es muy largo, la distorsión angular es importante y puede ocurrir a menudo que un eje que tenga suficiente resistencia a la torsión no sea bastante rígido. Si la potencia es aplicada en un extremo del eje y entregado

⁶² Catalogo selección gatos de tornillo Action Jack, pág. 241, ANEXO 3

⁶³ Maquina Prontuario, LARBURU N, 13va edición, 2003, pág. 111

⁶⁴ Catalogo Grainger, selección de motores, ANEXO 5

en el otro extremo los cálculos tanto para la resistencia como para la rigidez son fáciles de hacer y son útiles.

El cálculo de los ejes sujetos a la torsión se basa casi siempre en la fórmula para la resistencia a la torsión, modificada por coeficientes prácticos que la experiencia ha demostrado que dan una rigidez suficiente contra la torsión y la flexión”⁶⁵

La disposición del eje se muestra en la figura 2-29.

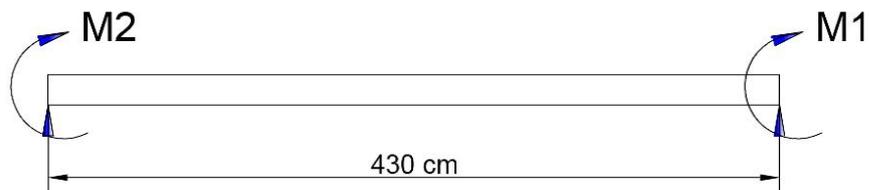


FIG 2-29 Diagrama cuerpo libre eje

Datos

HP= 7.5

RPM= 500

La fórmula para determinar el diámetro de ejes de transmisión principales se expresa de la siguiente manera:

$$d = 10.9 \times \sqrt[3]{\frac{HP}{N}} \quad (1-34)^{66}$$

$$d = 10.9 \times \sqrt[3]{\frac{7.5}{500}}$$

$$d = 2.68 \text{ cm}$$

⁶⁵ Construcción de elementos de maquinas, KIMBAL, D , BARR, H, Editorial hispano-americana, 1970, pág. 185

⁶⁶ Construcción de elementos de maquinas, KIMBAL, D , BARR, H, Editorial hispano-americana, 1970, pág. 187

$$d = 26.8 \text{ mm}$$

Se selecciona un eje de 1 1/8" existente en el mercado.⁶⁷

2.21. Longitud entre apoyos

Las consideraciones teóricas no influyen tanto en el espaciamiento de los cojinetes de los ejes de transmisión. Al diseñar el entramado debe tenerse en cuenta el espacio con el que se cuenta para la instalación de los cojinetes y la longitud entre estos para que no se produzcan flechas excesivas.

Para este cálculo se tiene la siguiente fórmula para saber la distancia de separación con la cual van a ser colocados los cojinetes.

$$L_1 = 114 \cdot \sqrt[3]{d^2} \quad (1-36)^{68}$$

Donde:

L_1 : Longitud entre apoyos de eje

d : Diámetro de eje

Aplicando los datos se tiene:

$$L_1 = 114 \cdot \sqrt[3]{(2,85 \text{ cm})^2}$$

$$L_1 = 106,3 \text{ cm}$$

$$L_1 = 1063 \text{ mm}$$

Para los apoyos del eje se ubicaran cada metro de separación para evitar vibraciones perjudiciales para el correcto funcionamiento del mismo.

Por tanto la longitud total es de 4000 mm. Y la longitud calculada es de 1063 mm entonces:

⁶⁷ Aceros para ejes, ANEXO 4

⁶⁸ Construcción de elementos de maquinas, KIMBAL, D , BARR, H, Editorial hispano-americana, 1970, pág. 194

$$N_{apoyos} = \frac{L_T}{L_1}$$

Donde:

N_{apoyos} : Número de apoyos

L_T : Longitud total

L_1 : Longitud entre apoyos de eje

Sustituyendo datos:

$$N_{apoyos} = \frac{4000 \text{ mm}}{1063 \text{ mm}}$$

$$N_{apoyos} = 3,76$$

Entonces el número de apoyos será de 4 apoyos en cada metro.

2.22. Cálculo de la velocidad crítica

“A velocidades pequeñas la acción de la fuerza centrífuga es de escasa importancia. Como el efecto de la fuerza centrífuga aumenta con la velocidad, en tanto que la fuerza flexionante es uniforme, es evidente que al aumentar la velocidad llegara un momento en que la fuerza centrífuga equilibrará el efecto de la fuerza flexionante y el eje funcionara con irregularidad.

Para un eje de un diámetro y longitud dadas existe una velocidad determinada por bajo de la cual aquel funcionara con regularidad con una flexión dada.”⁶⁹

$$N_C = \frac{208}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{W \cdot l^3}} \quad (1-35)^{70}$$

⁶⁹ Construcción de elementos de maquinas, KIMBAL, D , BARR, H, Editorial hispano-americana, 1970, pág. 195

⁷⁰ Construcción de elementos de maquinas, KIMBAL, D , BARR, H, Editorial hispano-americana, 1970, pág. 197

Donde:

N_C : Número de revoluciones por minuto RPM

E : Modulo de elasticidad

I : Inercia

g : Gravedad

W : Peso del eje

l : Longitud del tramo

Para la realización de este cálculo se tiene los siguientes datos:

$$E = 2,1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

$$I = \frac{\pi \cdot (2,85 \text{ cm})^4}{32}$$

$$I = 6,84 \text{ cm}^4$$

$$g = 981 \frac{cm}{s^2}$$

$$W = 20 \text{ kg} \quad (71)$$

$$l = 100 \text{ cm}$$

Aplicando los datos en la formula citada se obtiene:

$$N_C = \frac{208}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \times 10^6 \cdot 6,84 \cdot 981}{20 \cdot 100^3}}$$

$$N_C = 1707 \text{ RPM}$$

⁷¹ Catalogo Iván Bhoman

Se obtiene un resultado de $N_c=1707$ RPM que es el número de revoluciones crítico al cual el eje podría fallar. En nuestro caso concreto tenemos que el número de revoluciones máximo es de 600 RPM, lo cual nos indica que el eje diseñado anteriormente no va a fallar por este motivo.

2.23. Diseño del sistema de guías laterales

La función del sistema de guiado es mantener la trayectoria lineal del marco porta moldes al momento de elevarse, el sistema de guiado está compuesto de los siguientes componentes:

- Columna guía principal
- Placa de guiado
- Ruedas guía

2.24. Diseño de la columna guía principal

Ya que la columna guía no está sometida a cargas directas y su función es mantener la trayectoria rectilínea del marco porta moldes se asumen las cargas de diseño de la siguiente manera

$$P_2 = 25\% R_b$$

$$P_3 = 10\% P_t$$

Donde:

$$P_2 = \text{Carga axial}$$

P_3 = Carga lateral aplicada en el punto medio de la columna donde se produce el máximo momento.

R_b = Carga axial sobre la columna principal

P_t = Peso total

Aplicando las formulas se tiene:

$$P_2 = 25\% * 2080 = 520 \text{ kg}$$

$$P_3 = 10\% * 2764 = 276 \text{ kg}$$

$$P_2 = 1.14 \text{ klb}$$

$$P_3 = 0.61 \text{ klb}$$

Las cargas calculadas se representan en la figura 2-30.

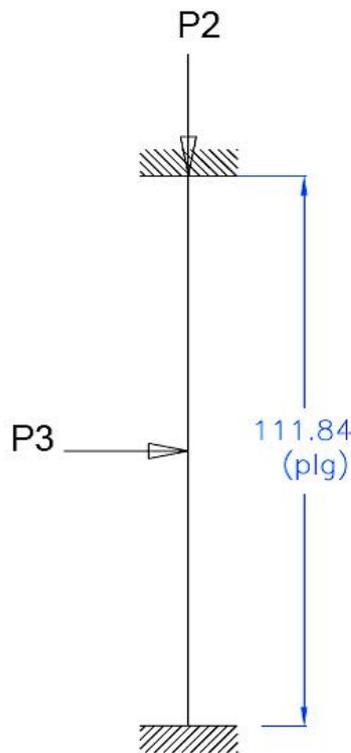


Figura 2-30 Disposición cargas columna guía

Para el diseño de este elemento estructural seguiremos el procedimiento citado por McCormac que dice “Los tubos estructurales se usan con frecuencia como columnas en edificios pequeños, la tabla B del manual ASD no proporciona los valores m ni las tablas de columnas proporcionan los valores de U para tales perfiles. Sin embargo, esas mismas tablas de columnas proporcionan los factores B_x y B_y para tubos y tubulares. Un valor burdo de P_{ef} puede obtenerse sustituyendo esos valores en la siguiente ecuación que es una versión simplificada de las ecuaciones modificadas ASD.

$$P_{ef} = P + B_x M_x + B_y M_y \quad (1-36)$$

Esta ecuación aproximada no incluye ninguna amplificación de momentos por deflexión lateral o ninguna modificación del momento; sin embargo, proporciona una primera aproximación bastante buena para un diseño por tanteos usando las ecuaciones de interacción.⁷²

Se ensaya con un tubo rectangular de 75x75x4 de las siguientes características:

$$A = 1.69 \text{ plg}^2$$

$$r = 1.12 \text{ plg}$$

$$S = 1.46 \text{ plg}^3$$

$$B = 1.17$$

Datos

$$K = 1$$

$$L = 111.84 \text{ plg}$$

$$P_3 = 0.61 \text{ klb}$$

Cálculo del momento máximo

$$M_{max} = \frac{P_3 * L}{4}$$

$$M_{max} = \frac{0.61 * 111.84}{4}$$

$$M_{max} = 17.1 \text{ klb. plg}$$

Aplicando la ecuación 1-37

⁷² McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999, pág. 276

$$P_{ef} = P + B_x M_x$$

$$P_{ef} = 1.14 + 1.17 * 17.1$$

$$P_{ef} = 21 \text{ klb}$$

Comprobación por medio de las ecuaciones de interacción.

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1$$

Donde

f_a = Esfuerzo axial

F_a = Esfuerzo permisible

f_b = Esfuerzo de flexión

F_b = Esfuerzo permisible de flexión

Aplicando las ecuaciones se obtiene:

$$f_a = \frac{P}{A}$$

$$f_a = \frac{1.14}{1.69}$$

$$f_a = 0.67 \frac{\text{klb}}{\text{plg}^2}$$

$$\frac{kl}{r} = \frac{1 * 111.84}{1.12} = 100$$

Según la tabla 3-36 de la AISC para un valor de $\frac{kl}{r} = 100$, se tiene:

$$F_a = 12.98 \text{ klb/plg}^2$$

$$f_b = \frac{M_{max}}{S}$$

$$f_b = \frac{17.1}{1.46}$$

$$f_b = 12 \frac{klb}{plg^2}$$

$$F_b = 0.6 * 36$$

$$F_b = 21.6$$

$$\frac{0.67}{12.98} + \frac{12}{21.6} \leq 1$$

$$0.61 \leq 1 \quad \text{si cumple}$$

Comprobación con la presión crítica equivalente

$$P_{cr} = A_g \cdot F_a$$

$$P_{cr} = 1.69 plg^2 * 12.98 \frac{lb}{plg^2}$$

$$P_{cr} = 21.93 \text{ klb}$$

$$P_{cr} > P_{ef} \quad \text{si cumple}$$

Se obtiene un resultado de $P_{cr} = 21.93 \text{ klb}$ que es la carga crítica a la cual la columna podría fallar. En nuestro caso concreto tenemos una carga equivalente de 21 klb lo cual nos indica que el perfil seleccionado no va a fallar.

2.25. Diseño de la placa guía

Para el diseño de la placa de guiado se asume la carga horizontal utilizada en el diseño de la columna guía, las dimensiones y la distribución de las cargas se representan en la figura 2-31.

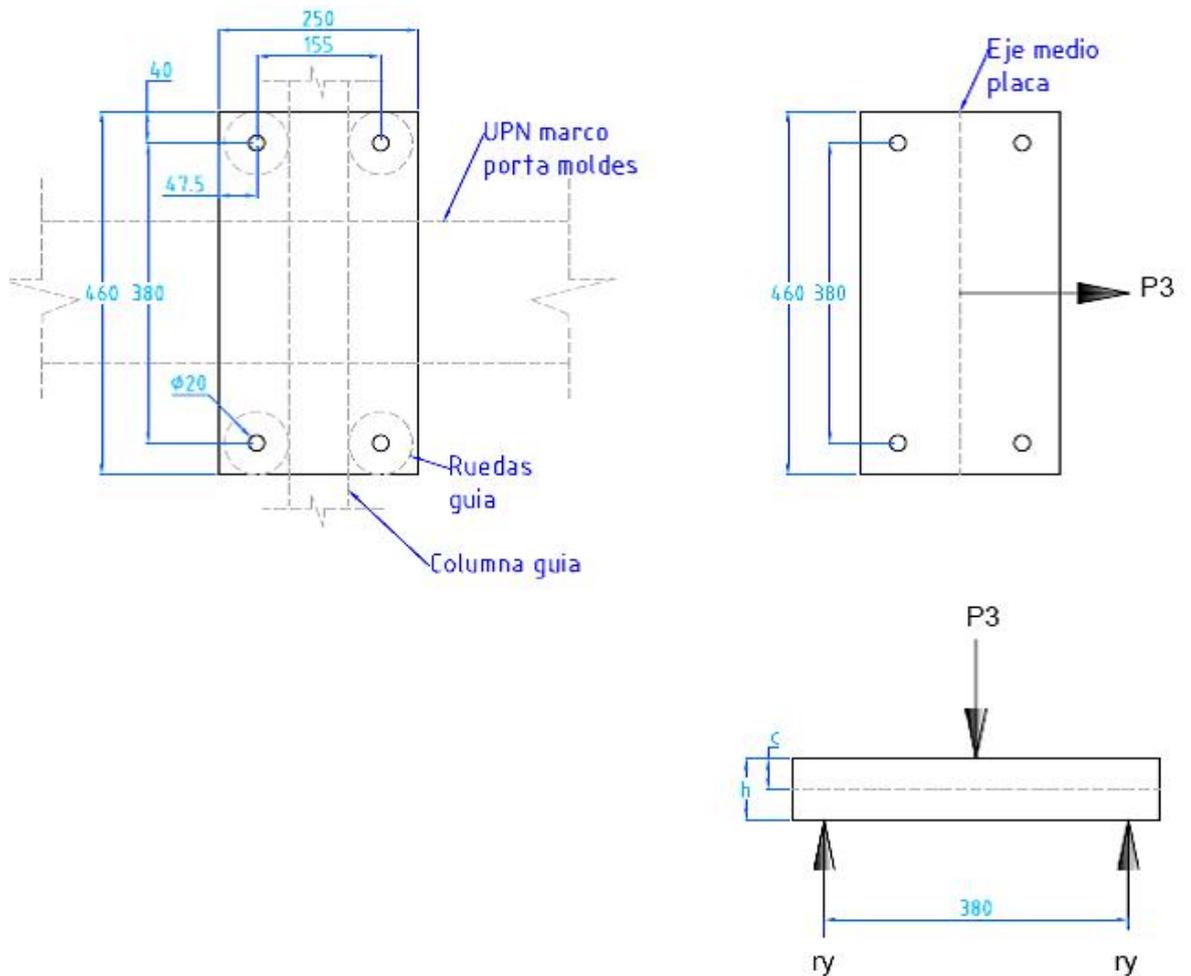


Figura 2-31 Disposición cargas placa guía

Por razones de cálculo y para determinar el espesor correcto de la placa para las medidas mostradas en la figura 2-31 se asume que la carga actúa de manera perpendicular a la cara frontal de la placa, entonces el desarrollo del cálculo quedaría de la siguiente manera.

Datos

$$P_3 = 276 \text{ kg}$$

$$[\sigma] = 1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$b = 25 \text{ cm}$$

Desarrollo

$$M_{max} = \frac{P_3 * l}{4}$$

$$M_{max} = \frac{276 * 38}{4}$$

$$M_{max} = 2622 \text{ kg.cm}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 M_{max}}{8 b [\sigma_y]}}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 * 2536 \text{ kg.cm}}{8 * 25 \text{ cm} * 1266 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}}$$

$$c = 0.35 \text{ cm}$$

$$h = 2c$$

$$h = 2 * 0.35 \text{ cm}$$

$$h = 0.7 \text{ cm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

Se selecciona una placa de 8mm que se encuentra disponible en el mercado nacional.

2.26. Diseño pernos de fijación placa guía con marco porta moldes

El método de diseño de estos elementos de fijación es realizado por cortante, para esto se toma como referencia lo citado por Shigley⁷³ que expresa.

“Las uniones con pernos y remaches sujetos a carga cortante se considera exactamente igual en el diseño y en el análisis.

⁷³ BUDYNAS, R.; Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8va ed.; Litografica Ingramex 2008; pag. 437

La falla del remache por cortante puro; el esfuerzo en el remache es $\tau = F/A$; donde A es el área de la sección transversal de todos los remaches en el grupo.”

Ya que la fuerza aplicada solo puede actuar en una dirección el análisis se realiza considerando la mitad de la placa tal como se muestra en la figura 2-32.

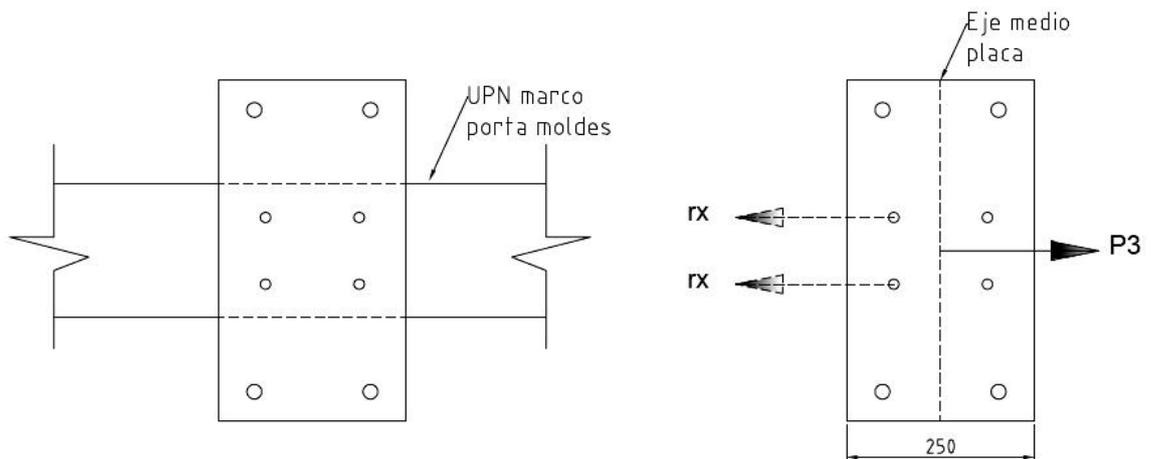


Figura 2-32 Esquematización fuerza aplicada

Datos

$$[\tau] = 0.4 * S_y$$

$$[\tau] = 0.4 * 36 \text{ ksi}$$

$$[\tau] = 14.4 \text{ ksi} = 1012 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$F = 273 \text{ kg}$$

$$np = 2$$

Donde

$$[\tau] = \text{Esfuerzo cortante permisible}$$

$$np = \text{Número de pernos}$$

F = Fuerza aplicada

A_t = Área total de los pernos

De la ecuación planteada inicialmente se despeja el área y se obtiene:

$$A_t = \frac{F}{[\tau]}$$

$$A_t = \frac{276}{1012}$$

$$A_t = 0.27 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto el área total por perno es:

$$A_p = \frac{A_t}{n_p}$$

$$A_p = \frac{0.27}{2}$$

$$A_p = 0.14 \text{ cm}^2 = 14 \text{ mm}^2$$

De acuerdo a la tabla 10-2 de JUVINALL el perno que se acerca al área de 14 mm^2 es un M5 con un área de esfuerzo de 14.2 mm^2 , se decide cambiar los pernos M5 por unos pernos M12 de acuerdo al tamaño y contextura de la maquina con un área de esfuerzo de 84.3 mm^2 .

Con el nuevo valor se calcula el esfuerzo y factor de seguridad que se produce en el perno con la carga dada.

$$\tau = \frac{F}{a} = \frac{276}{1.69}$$

$$\tau = 163 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau \ll [\tau]$$

Si cumple

$$\eta_r = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{1012}{163}$$

$$\eta_r = 6$$

$$\eta_r > \eta \quad \text{Si cumple}$$

En este caso un factor de seguridad alto representa un valor trivial dentro del costo total de la estructura por lo que conserva los pernos M12x1.75.

2.27. Selección de ruedas guía

Para la selección de las ruedas guía se sigue las recomendaciones de Grainger Industrial Supply que especifican los siguientes parámetros de selección para ruedas de carga:

- Capacidad de carga.- Es el peso total que deben resistir las ruedas de manera individual (lb)
- Espacio disponible de montaje
- Freno de la rueda
- Resistencia a la temperatura
- Resistencia a la rodadura y al giro
- Rozamiento

De los parámetros anteriormente listados el más importante para este caso es la capacidad de carga para lo cual se debe calcular las reacciones que existen en la placa guía dando como resultado las siguientes reacciones.

$$ry = \frac{P_3}{2}$$

$$ry = \frac{276}{2}$$

$$ry = 138 \text{ kg}$$

De acuerdo al catalogo de Grainger (ANEXO 6) se toma como referencia una rueda con las siguientes características:

Material:	Nylon
Temp. Trabajo:	-4 a 176 grados F
Dureza.	80 a 85
Diámetro:	3plg
Cap. Carga:	350 lb
Ancho rueda:	1 3/8 plg
Perno de fijación:	½ plg

Ya que en el mercado nacional es difícil encontrar ruedas de alta carga se toma la decisión de fabricarla localmente tomando como referencia las medidas de la rueda expuesta anteriormente y adaptada a la geometría y características de la maquina, por lo que las características de la nueva rueda son.

Material:	Grilon
Temp. Trabajo:	-4 a 176 grados F
R. tracción:	630 kg/cm ²
Diámetro:	80 mm
Cap. Carga:	350 lb
Ancho rueda:	50mm
Dureza:	90 Shore D
Perno de fijación:	M20
R. impacto:	0.8 – 5.5 ft.lb /in

2.28. Diseño de soldadura

Para las soldaduras de filete los esfuerzos permisibles por cortante en el área efectiva de las soldaduras son iguales a un 30% de la resistencia nominal a tensión del metal de aportación, pero el esfuerzo en el material base no debe ser mayor que $0,6F_y$ en tensión.

Recomendaciones ASD:

1. La longitud mínima de una soldadura de filete no debe ser menor a 4 veces la dimensión nominal del lado de la soldadura. Si la longitud real es menor de este valor, el tamaño de la soldadura considerada efectiva debe reducirse a $\frac{1}{4}$ plg de la longitud de la soldadura.
2. El tamaño máximo de una soldadura de filete a lo largo del material menor de $\frac{1}{4}$ plg de grueso debe ser igual al grueso del material menos $\frac{1}{16}$ plg, a menos que la soldadura se arregle especialmente para dar un espesor completo a la garganta.
3. Los filetes permisibles mínimos se dan en la tabla 2-9, y varían entre $\frac{1}{8}$ plg para material de $\frac{1}{4}$ plg de espesor o menor a $\frac{5}{16}$ plg para material con espesor mayor de $\frac{3}{4}$ plg. El tamaño mínimo práctico para la soldadura es de aproximadamente $\frac{1}{8}$ plg y el tamaño que probablemente resulta más económico es de alrededor de $\frac{5}{16}$ plg. La soldadura de $\frac{5}{16}$ plg es aproximadamente la máxima que puede hacerse en una sola pasada con proceso de arco protegido, y la de $\frac{1}{2}$ plg cuando se usa el proceso de arco sumergido.

Estos tamaños mínimos no se desarrollaron con base a consideraciones de resistencia sino debido al hecho de que los materiales gruesos tienen un efecto de enfriamiento rápido en las soldaduras pequeñas; cuando esto sucede, en las soldaduras se manifiesta un cambio de ductilidad. Además, el material grueso tiende a restringir el acortamiento propio de la soldadura al enfriarse ésta y pueden, en consecuencia, aparecer grietas en los cordones.

Tabla 2-9 Tamaños mínimos de soldaduras de filete

Tamaños mínimos de soldaduras de filete	
Espesor del material de la parte unida con mayor espesor (plg)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete (plg)
Hasta 1/4	1/8
Mayor a 1/4 hasta 1/2	3/16
Mayor de 1/2 hasta ¾	1/4
Mayor de ¾	5/16

4. Cuando sea posible, deben realizarse vueltas en el extremo (remates) para la soldadura de filete. La longitud de estas vueltas no debe ser menor que dos veces el tamaño nominal de la soldadura. Las vueltas de extremo son muy útiles en la reducción de concentraciones de esfuerzos que ocurren en los extremos de las soldaduras, sobre todo para conexiones donde hay vibración considerable y excentricidad en la carga. La especificación ASD, establece que la longitud efectiva de una soldadura de filete, incluirá la longitud de remate.

5. Cuando se usan soldaduras de filete longitudinales para la conexión de placas o barras, sus longitudes no deben ser menores que la distancia perpendicular entre ellas, debido al rezago del cortante. Además la distancia entre soldaduras de filete no debe ser mayor a 8 plg en las conexiones de extremo.

6. En juntas traslapadas, el traslape mínimo es igual a 5 veces el espesor de la parte más delgada conectada, pero no debe ser menor a 1 plg. El propósito del traslape mínimo es impedir que la junta rote excesivamente al aplicarse las cargas.

2.28.1. Soldaduras de filete

Las soldaduras de filete no deben diseñarse usando un esfuerzo permisible mayor que el permitido en los miembros adyacentes que van a conectarse.

2.28.2. Diseño del tamaño del cordón

En este caso el diseño de la soldadura se realiza entre la unión de la platina de anclaje (J-RJ) con la viga (Rb-Rb) ya que en este punto es en donde se ejerce la fuerza de mayor magnitud de toda la estructura tal como se muestra en la figura 2-33.

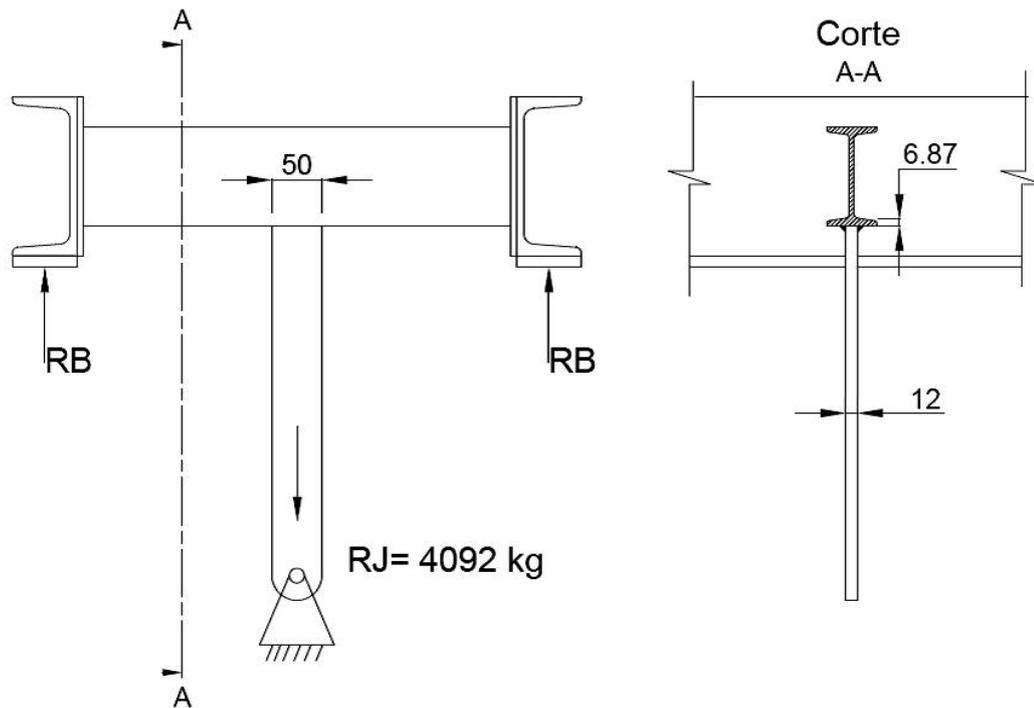


Figura 2-33 Detalle ubicación soldadura

Datos:

Ancho _{placa} = 2 plg

Espesor mínimo = ¼ plg

$$[\sigma] = 22 \frac{\text{klb}}{\text{plg}^2}$$

Siguiendo las recomendaciones de la ASD se tiene:

$$P = \frac{1}{4} * 2 * 22$$

$$P = 11 \text{ klb}$$

De acuerdo a la tabla 2-9 de las recomendaciones de la ASD se determina el tamaño mínimo de la soldadura.

$$\text{Tamaño mínimo de soldadura} = \frac{3}{16} \text{ plg}$$

Garganta efectiva

$$te = 0.707 * \frac{3}{16} \text{ plg}$$

$$te = 0.13 \text{ plg} = 4\text{mm}$$

Con un electrodo E70XX cuya resistencia a la tensión es de 70 kpsi se determina:

$$\text{Resistencia de soldadura x plg} = 0.13 * (0.3 * 70)$$

$$\text{Resistencia de soldadura x plg} = 2.73 \frac{\text{klb}}{\text{plg}}$$

$$\text{Longitud requerida} = \frac{11}{2.73}$$

$$\text{Longitud requerida} = 4 \text{ plg}$$

Resistencia permisible a tensión de la soldadura

$$Fs = 4 * 2.73$$

$$Fs = 10.92 \text{ klb}$$

Resistencia permisible a tensión de la placa

$$Fp = \left(\frac{1}{4} * 2\right) * (0.6 * 36)$$

$$Fp = 10.8 \text{ klb}$$

Por lo tanto la resistencia mínima permisible debe ser de:

$$F_p = 10.8 \text{ klb} = 4909 \text{ kg}$$

La fuerza que actúa en ese punto es de 4092 kg que es menor a la resistencia permisible calculada por lo que se concluye que el tamaño de la garganta efectiva de la soldadura debe ser de 4 mm.

2.28.3. Diseño de la soldadura aplicando un factor de seguridad

El método utilizado se sigue tal como JUVINALL recomienda en el capítulo 11, sección 11.4, con el cual se determina el tamaño de la soldadura a partir de las siguientes formulas.

$$F = \frac{S_{SY} A}{SF} \quad (1-38)$$

$$S_{SY} = 0.6 * S_Y \quad (1-39)$$

$$A = 0.707 * h * L \quad (1-40)$$

$$t = 0.707 * h \quad (1-41)$$

Donde

F= Carga aplicada

A= Área del cordón de suelda

SF= Factor de seguridad

Sy= Esfuerzo de tensión nominal Electrodo

S_{sy}= Esfuerzo de tensión admisible

h= Longitud de la base de la soldadura

L= longitud de la soldadura

t= garganta efectiva

Datos

$$S_y = 70 \text{ klb/plg}^2 = 4921 \text{ kg/cm}^2$$

Electrodo E70XX⁷⁴

$$F = 4090 \text{ kg}$$

$$L = 100 \text{ mm}$$

$$SF = 2$$

El cálculo se basa en la determinación de h , por lo que se empieza determinando el área de soldadura despejando de la ecuación 1-38 se tiene:

$$A = \frac{F * SF}{S_{SY}}$$

$$S_{SY} = 0.6 * 4921$$

$$S_{SY} = 1771 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$A = \frac{4092 * 2}{1771}$$

$$A = 4.62 \text{ cm}^2 = 462 \text{ mm}^2$$

Despejando h de la ecuación 1-40

$$h = \frac{A}{0.707 * L}$$

$$h = \frac{462}{0.707 * 100}$$

$$h = 6.5 \text{ mm}$$

Por lo tanto

$$t = 0.707 * 6.5$$

$$t = 4.6 \text{ mm}$$

⁷⁴ AWS 2004, Tabla A5.1-91, pg 381

Después de realizar el diseño de la soldadura por dos métodos diferentes se concluye que el tamaño ideal de la soldadura es con una garganta efectiva de 5mm y los catetos de 7mm, además como el análisis se realiza en el punto más crítico por lo que se determina la utilización del mismo tamaño de soldadura para todas las juntas unidas por este procedimiento.

2.29. Selección de chumaceras

“Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada.

En muchos casos sin embargo, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento, por tanto, no es posible dar unas reglas generales. La información facilitada a continuación, debe servir para indicar los factores más importantes a considerar, a la hora de seleccionar un rodamiento estándar, y facilitar así una elección apropiada.”⁷⁵

- Espacio disponible
- Cargas
- Desalineación
- Precisión
- Velocidad
- Funcionamiento silencioso
- Rigidez
- Desplazamiento axial
- Montaje y desmontaje
- Obturaciones integradas

De los puntos anteriormente citados los más importantes son la magnitud de la carga y la velocidad de funcionamiento, por lo que se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos para su determinación.

⁷⁵ SKF CATALOGO GENERAL; Publicación 6000 ES; Mayo 2006; pag. 34 a 78 , ANEXO 7

2.29.1. Cargas

2.29.1.1. Magnitud de carga

La magnitud de la carga es uno de los factores que suele determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Por lo general, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas (figura 2-34) que los rodamientos de bolas de tamaño similar y los rodamientos completamente llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula correspondientes. Los rodamientos de bolas son los más utilizados cuando las cargas son ligeras o moderadas. Para cargas elevadas y ejes de gran diámetro, la elección más adecuada son los rodamientos de rodillos.

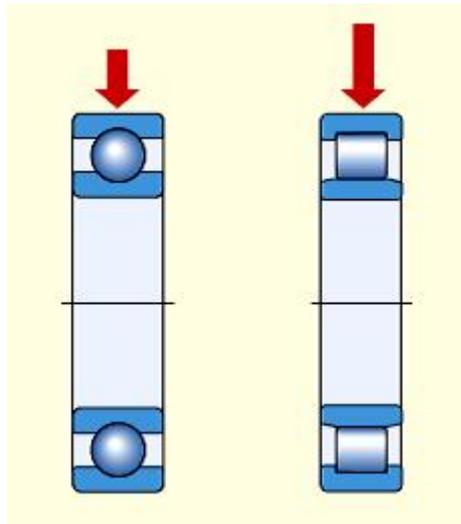


Figura 2-34

2.29.1.2. Sentido de la carga

Se debe tener muy claro la dirección de la fuerza que actúa sobre el rodamiento ya que de esto depende su elección SKF recomienda para fuerzas netamente radiales rodamientos de rodillos cilíndricos, rodamientos de agujas (figura 2-35).

Los rodamientos de bolas y los rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto son adecuados para cargas ligeras o moderadas puramente axiales (figura 2-36).

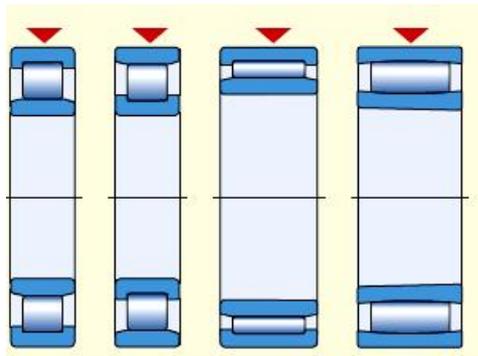


Figura 2-35

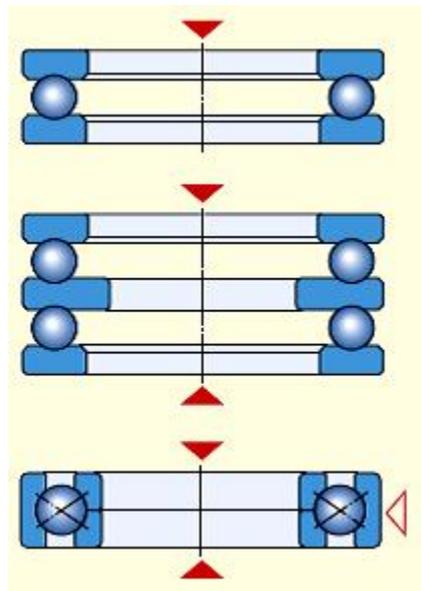


Figura 2-36

2.29.1.3. Velocidad

La temperatura de funcionamiento admisible limita la velocidad a la que los rodamientos pueden funcionar. Los rodamientos que ofrecen una baja fricción y por tanto, una baja generación de calor interna son los más apropiados para el funcionamiento a alta velocidad.

Las velocidades más altas pueden ser alcanzadas con los rodamientos rígidos de bolas.

2.29.2. Cálculo del tamaño del rodamiento

Las dimensiones del rodamiento están dadas por las dimensiones del eje, dichos rodamientos se comprueban para que resistan las cargas generadas por el acople de la polea con el motor, para el cálculo se utilizan las siguientes formulas citadas por la empresa SKF⁷⁶ que dice:

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (1-42)$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad (1-43)$$

Donde:

L_{10} = vida nominal (con un 90% de fiabilidad) millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal (con un 90% de fiabilidad) horas de funcionamiento

C = Capacidad de carga dinámica, KN (o su equivalente)

P = Carga dinámica equivalente del rodamiento, KN (o su equivalente)

n = velocidad de giro, rpm

p = exponente de la ecuación de la vida

3 para rodamientos de bolas

10/3 para rodamientos de rodillos

El análisis se realiza en un tramo del eje principal de movimiento tal como se muestra en la figura 1.32.

⁷⁶ SKF CATALOGO GENERAL; Publicación 6000 ES; Mayo 2006; pag. 52, 53

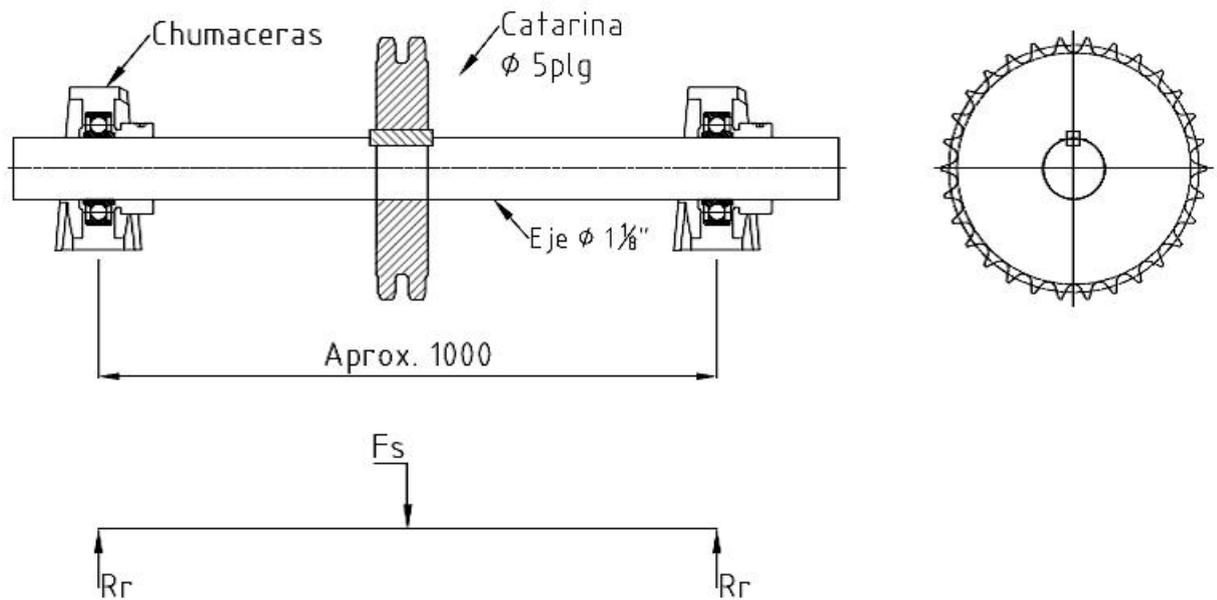


Figura 2-37 Ubicación catarina

Para la determinación de la fuerza ejercida sobre el eje se utilizan las formulas citadas por Robert L. Norton⁷⁷ que dice:

$$P = T * \omega \quad (1-44)$$

$$F_n = \frac{T}{r} \quad (1-45)$$

$$F_s = 1.5 * F_n \quad (1-46)$$

Donde:

P =Potencia aplicada

T =torque

ω =Velocidad angular

F_n =Fuerza asociada con el par de torsión

r =radio polea

⁷⁷ NORTON, Robert L.; DISEÑO DE MAQUINAS; Prentice Hall; Mexico 1999; pag. 568-576

F_s = Fuerza que flexiona el eje

Los datos con los que se cuenta son:

P = 7.5 hp

Rpm = 600

r = 2.5 plg

Despejando el torque de la ecuación 1-44 se tiene:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{7.5 \text{ hp} * \left(6600 \frac{\text{plg} - \text{lb}/\text{sec}}{\text{hp}}\right)}{600 \text{ rpm} \left(\frac{2\pi \text{ rad}/\text{seg}}{60 \text{ rpm}}\right)}$$

$$T = 788 \text{ lb plg}$$

Aplicando la ecuación 1-45 y 1-46

$$F_n = \frac{788 \text{ lb} - \text{plg}}{2.5 \text{ plg}}$$

$$F_n = 315 \text{ lb}$$

$$F_s = 1.5 * 315 \text{ lb}$$

$$F_s = 473 \text{ lb}$$

$$F_s = 215 \text{ kg}$$

Con la fuerza F_s se determina la reacción R_r que actúan sobre los rodamientos

$$R_r = \frac{F_s}{2}$$

$$R_r = \frac{215}{2}$$

$$R_r = 108 \text{ kg}$$

Una vez determinada la carga que soporta los rodamientos se ensaya con un rodamiento rígido de una hilera de bolas de código 62/28 del catalogo de la empresa SKF, que expresa las siguientes características.

$$C = 16.8 \text{ KN} = 1713 \text{ Kg}$$

$$C_o = 9.5 \text{ KN} = 968 \text{ Kg}$$

$$d = 28 \text{ mm} \quad (\text{diámetro interior})$$

$$D = 58 \text{ mm} \quad (\text{diámetro exterior})$$

$$B = 16 \text{ mm} \quad (\text{espesor})$$

$$V = 26000 \text{ rpm} \quad (\text{velocidad de referencia})$$

Con la carga calculada se aplica la ecuación 1-42 y 1-43 para determinar la vida nominal del rodamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{1713}{108} \right)^3$$

$$L_{10} = 4011 * 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 60} 4011$$

$$L_{10h} = 111416 \text{ horas de funcionamiento}$$

El rodamiento ensayado cumple con las expectativas de vida y funcionamiento deseados por lo que se selecciona un soporte de pie UCPG206-D1 marca NTN con este tipo de rodamiento o su equivalente en el mercado nacional.

2.30. Selección acoples flexibles⁷⁸

Una flecha, como cuerpo rígido, tiene seis grados de libertad potenciales respecto a una segunda flecha. Sin embargo, por razones de simetría, los más importantes son cuatro la axial, angular, paralela, torsional. Estas pueden ocurrir de manera individual o en combinación y pueden estar presentes en el ensamble o debido a tolerancias de fabricación, o pueden ocurrir durante la operación debido a los movimientos relativos entre ambas flechas.

La utilización de este sistema de acople (figura 2-38) se utiliza para unir el eje principal con el eje transversal del gato de tornillo para lo que se necesita de los siguientes datos.

$H_p = 7.5$

$D_{\text{eje-tornillo}} = 1 \text{ plg}$

Chaveta = $1/4 \times 1/8 \times 1.5 \text{ plg}$

$T = 40^\circ \text{ C}$

$R_{\text{pm}} = 600$

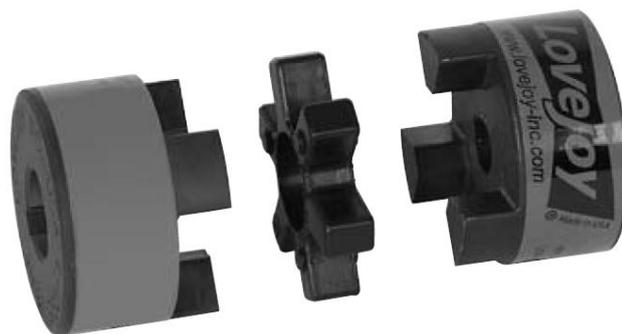


FIG 2-38 Acoples flexibles

⁷⁸ NORTON, Robert L.; DISEÑO DE MAQUINAS; Prentice Hall; Mexico 1999; pag. 626

Los pasos de selección se basan en lo recomendado por la empresa LOVEJOY⁷⁹ que especifica:

Paso 1

Determinar el torque nominal utilizando la siguiente formula

$$\text{Torque nominal} = \frac{(HP * 63025)}{RPM} \text{ (lb plg)} \quad (1-46)$$

$$Tn = \frac{7.5 * 63025}{600}$$

$$Tn = 788 \text{ lb plg}$$

Paso 2

Seleccionar un factor de servicio utilizando la tabla 1JW anexo 11.

Para este caso se utiliza un factor de servicio:

$$fs = 1.5$$

Paso 3

Calcular el torque de diseño utilizando la siguiente fórmula:

$$Td = Tn * fs \quad (1-47)$$

$$Td = 788 * 1.5$$

$$Td = 1182 \text{ lb plg}$$

Paso 4

Seleccionar un tipo de acople flexible de acuerdo a la tabla 2JW anexo 11.

Para la aplicación requerida se selecciona un Caucho SOX (NBR) que es un material de elastómero flexible.

⁷⁹ Catalogo de selección LOVEJOY; pag. 15-JW3, ANEXO 8

Paso 5

Seleccionar el modelo de acople recomendado para la carga y acople flexible previamente calculado en el paso 3 y 4, guiándose en la tabla 3JW anexo 11.

El código correspondiente es un L150 que resiste un torque de 1240 lb-plg a un diámetro máximo de 48mm, y una velocidad máxima de 5000 RPM.

Paso 6

Utilizando la tabla 6JW del anexo 11 seleccionar el tamaño final del acople LOVEJOY haciendo referencia al diámetro y chaveta correspondientes.

Con los datos previamente especificados el acople final seleccionado es un L150 código 12107, con un diámetro interior 1plg para chaveta 1/4x1/8.

2.31. Diseño sistema de transmisión de potencia

La manera de transmitir la potencia desde el motor hacia el eje común de los gatos de tornillo es mediante cadenas de rodillos, la relación de transmisión es 1 a 1 ya que el motor será gobernado por un variador de velocidad por lo que no es necesario realizar una variación de diámetros de las catarinas para obtener una velocidad diferente.

Las fórmulas utilizadas para la selección son las citadas por SHIGLEY⁸⁰ que expresan:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (1-48)$$

$$V = \frac{N * p * n}{12} \quad (1-49)$$

$$H_d = H_{nom} * k_s * n_d \quad (1-50)$$

$$H_a = k_1 * k_2 * H_{tab} \quad (1-51)$$

⁸⁰ BUDYNAS, R.; Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8va ed.; Litografica Ingramex 2008; pag. 886

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{p} + \frac{N1+N2}{2} + \frac{(N1-N2)^2}{4\pi^2 C/p} \quad (1-52)$$

Donde

D = diámetro de paso de la catarina

p = paso de la cadena

N = número de dientes de la catarina

V = velocidad de la cadena (ft/min)

L/p = longitud aproximada de la cadena en pasos de cadena

C = distancia entre centros de catarina

Hd = Potencia corregida a transmitir

Hnom = Potencia nominal de entrada

Ks = factor de servicio

nd = factor de diseño

Ha = potencia permisible

K1 = factor de corrección para un número de dientes diferente de 17

K2 = factor de corrección por número de torones

Htab = capacidad nominal de potencia de la cadena

Los datos con los que se cuenta son:

p = 0.5 plg cadena numero 40 anexo11 tabla 17-19

N = 30

Rpm = 600

Ks = 1.2

$$nd = 1.2$$

$$H_{tab} = 3.45$$

$$H_{nom} = 7.5 \text{ hp}$$

$$C = 16 \text{ plg}$$

Aplicando las respectivas ecuaciones se obtiene:

$$D = \frac{0.5}{\text{sen}\left(\frac{180}{30}\right)}$$

$$D = 4.78 \text{ plg}$$

$$V = \frac{30 * 0.5 * 600}{12}$$

$$V = 750 \text{ ft/min}$$

$$H_d = 7.5 * 1.2 * 1.2$$

$$H_d = 10.8 \text{ hp}$$

$$H_a = 1.84 * 1.7 * 3.45$$

$$H_a = 10.9 \text{ hp}$$

$$H_a > H_d$$

SI CUMPLE

$$\frac{L}{P} = \frac{2 * 16}{0.5} + \frac{30 + 30}{2} + \frac{(30 - 30)^2}{4\pi^2 * 16/0.5}$$

$$\frac{L}{P} = 94$$

La cadena número 40 con la que se ensayo es satisfactoria a la carga y velocidad a transmitirse, además se determina el diámetro de la catarina en

5 plg de dos torones con 30 dientes, así como también la longitud de la cadena en 94 pasos (47 plg aproximadamente).

2.32. Selección de la cuña para la catarina

El procedimiento a seguir es el citado por SHIGLEY que dice “Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Sus tamaños estándares, junto con el intervalo de diámetros de eje aplicables, se listan en la tabla 2-10. El diámetro del eje determina los tamaños estándares para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña.”⁸¹

Tabla 2-10 Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
mas de	hasta	w	h	p
5/16	7/16	3/32	3/32	3/64
7/16	9/16	1/8	3/32	3/64
		1/8	1/8	1/16
9/16	7/8	3/16	1/8	1/16
		3/16	3/16	3/32
7/8	1 1/4	1/4	3/16	3/32
		1/4	1/4	1/8
1 1/4	1 3/8	5/16	1/4	1/8
		5/16	5/16	5/32
1 3/8	1 3/4	3/8	1/4	1/8
		3/8	3/8	3/16
1 3/4	2 1/4	1/2	3/8	3/16
		1/2	1/2	1/4
2 1/4	2 3/4	5/8	7/16	7/32
		5/8	5/8	5/16
2 3/4	3 1/4	3/4	1/2	1/4
		3/4	3/4	3/8

Datos

$$P = 7.5 \text{ hp}$$

$$D_{\text{eje}} = 1 \frac{1}{8} \text{plg} = 1.125 \text{plg}$$

$$n = 3^{82}$$

⁸¹ BUDYNAS, R.; Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8va ed.; Litográfica Ingramex 2008; pag. 378

⁸² Factor de seguridad seleccionado de acuerdo a JUVINALL sección 6.12 pag. 210

$$N = 600\text{rpm}$$

Datos cuña

$$W = 5/16$$

$$H = 5/16$$

$$S_y = 45 \text{ ksi} \quad \text{acero AISI 1045} \quad ^{83}$$

Formulas a utilizar⁸⁴

Par de torsión

$$T = \frac{63025 * H}{N} \quad (1-57)$$

Fuerza en la superficie del eje

$$F = \frac{T}{r} \quad (1-58)$$

Resistencia al cortante

$$S_{sy} = 0.58 * S_y \quad (1-59)$$

Aplicando la ecuación 1-57, 1.58, 1.59 se tiene:

$$T = \frac{63025 * 7.5}{600}$$

$$T = 788 \text{ lb} - \text{in}$$

$$F = \frac{788}{1.125/2}$$

$$F = 1400 \text{ lb}$$

⁸³ Catalogo de selección IVAN BOHMAN C.A; Materiales de ingeniería; pag. 25

⁸⁴ BUDYNAS, R.; Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8va ed.; Litográfica Ingramex 2008; pag. 382

$$S_{sy} = 0.58 * 45$$

$$S_{sy} = 26 \text{ ksi}$$

La falla por cortante a lo largo del área ab crea un esfuerzo de

$$\tau = \frac{F}{t * l}$$

Igualando con la ecuación del esfuerzo admisible se tiene

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t * l}$$

$$\frac{26000}{2.5} = \frac{1400}{0.3125 * l}$$

Despejando l se obtiene

$$l = \frac{1400 * 3}{0.3125 * 26000}$$

$$l = 0.52 \text{ plg}$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{(t * l)/2}$$

$$\frac{45}{3} = \frac{1400}{(0.3125 * l)/2}$$

$$l = \frac{1400 * 3 * 2}{0.156 * 45000}$$

$$l = 1.2 \text{ plg}$$

Se concluye que para transmitir la potencia requerida se necesita una cuña de 5/16x5/16 x1.2 plg de un acero AISI 1045 disponible en el mercado nacional.

Capítulo 3

3. Sistema de control

3.1. Variador de velocidad⁸⁵

La máquina desmoldadora tiene la capacidad de realizar un movimiento vertical ayudada con los gatos de tornillo, los cuales están conectados a un eje común el que a su vez está conectado al motor.

El motor va a ser controlado por un variador de velocidad. El variador de velocidad está programado para realizar secuencialmente los diferentes procesos que tiene la máquina.



FIG. 3-1 Variador a utilizarse para sistema de control

La programación del variador de velocidad se presenta en la Figura 3-2

⁸⁵ ANEXO

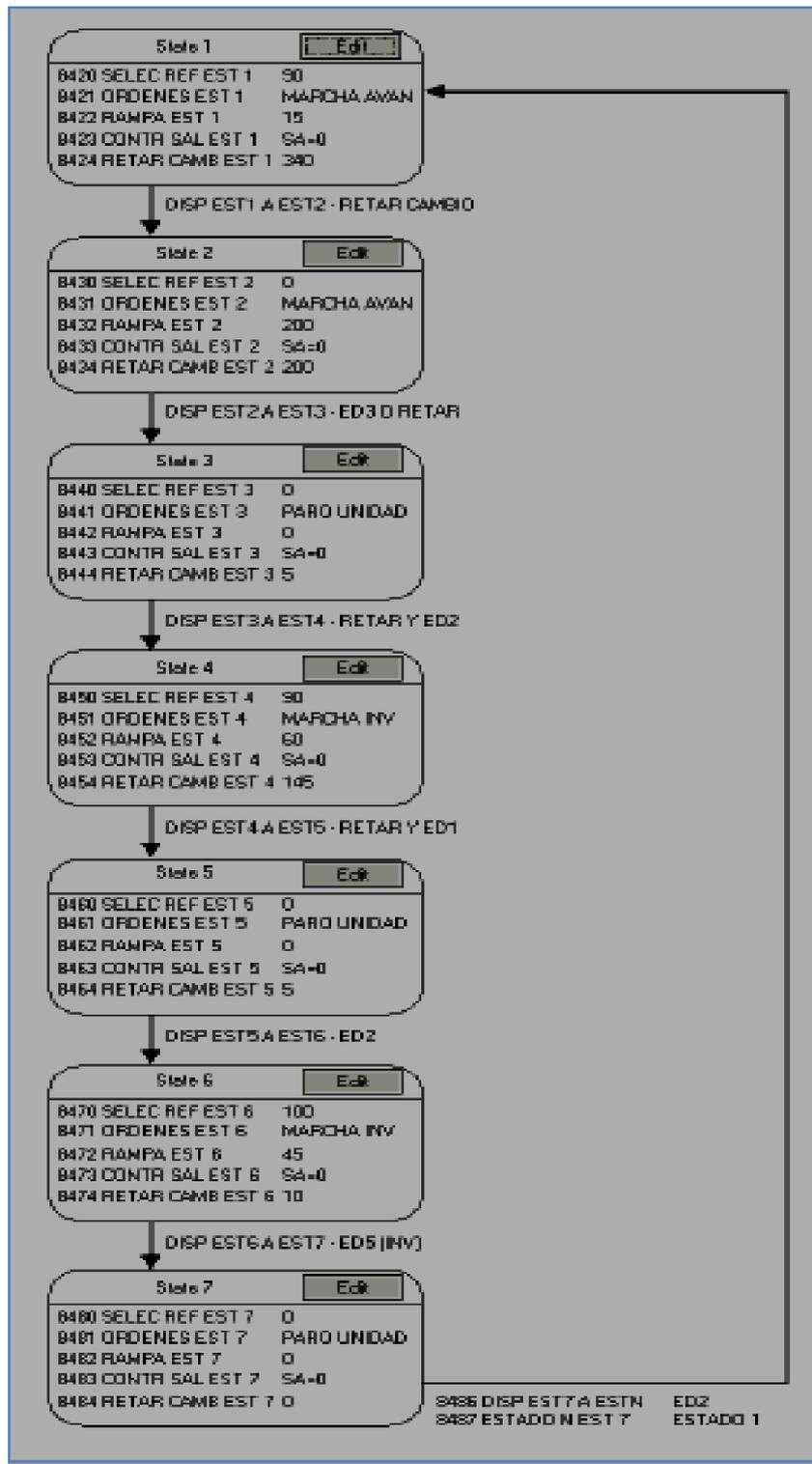


FIG. 3-2 Programación de variador de velocidad

Como se muestra en la figura la programación consta de 7 estados. En el estado 1 la máquina esta en el límite superior (FIG. 2-2), en donde se inicia

el proceso de la máquina en estado automático, el variador de velocidad nos da la posibilidad de empezar con una velocidad nominal de 90 % de la velocidad total, esto es para no sobrecargar al motor, y también nos posibilita para realizar un paro en el proceso (paro de emergencia). Los siguientes estados en la programación son para realizar los diferentes pasos dentro del proceso, hasta llegar al estado 7 que es el de volver al estado 1 para así continuar el proceso otra vez.

También podemos tener un proceso manual para realizar ciertos pasos del proceso general, como es solo subir o bajar.

En la figura 3-3 se presenta el diagrama de estados del funcionamiento de la máquina desmoldadora en su proceso automático.

Estado 1: color rojo

Estado 2: color verde

Estado 3: color azul

Estado 4: color violeta

Estado 5: color naranja

Estado 6: color cian

Estado 7: color amarillo

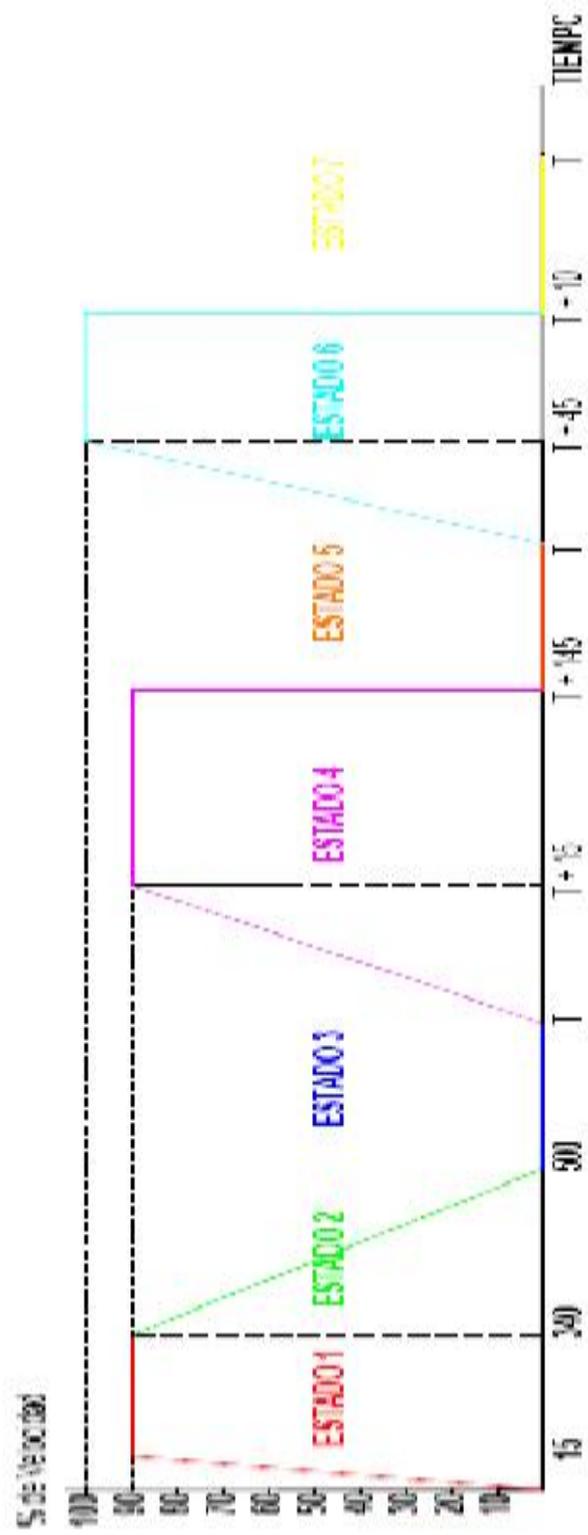


FIG. 3-3 Diagrama de estados

3.2. Diagrama de control de máquina desmoldadora

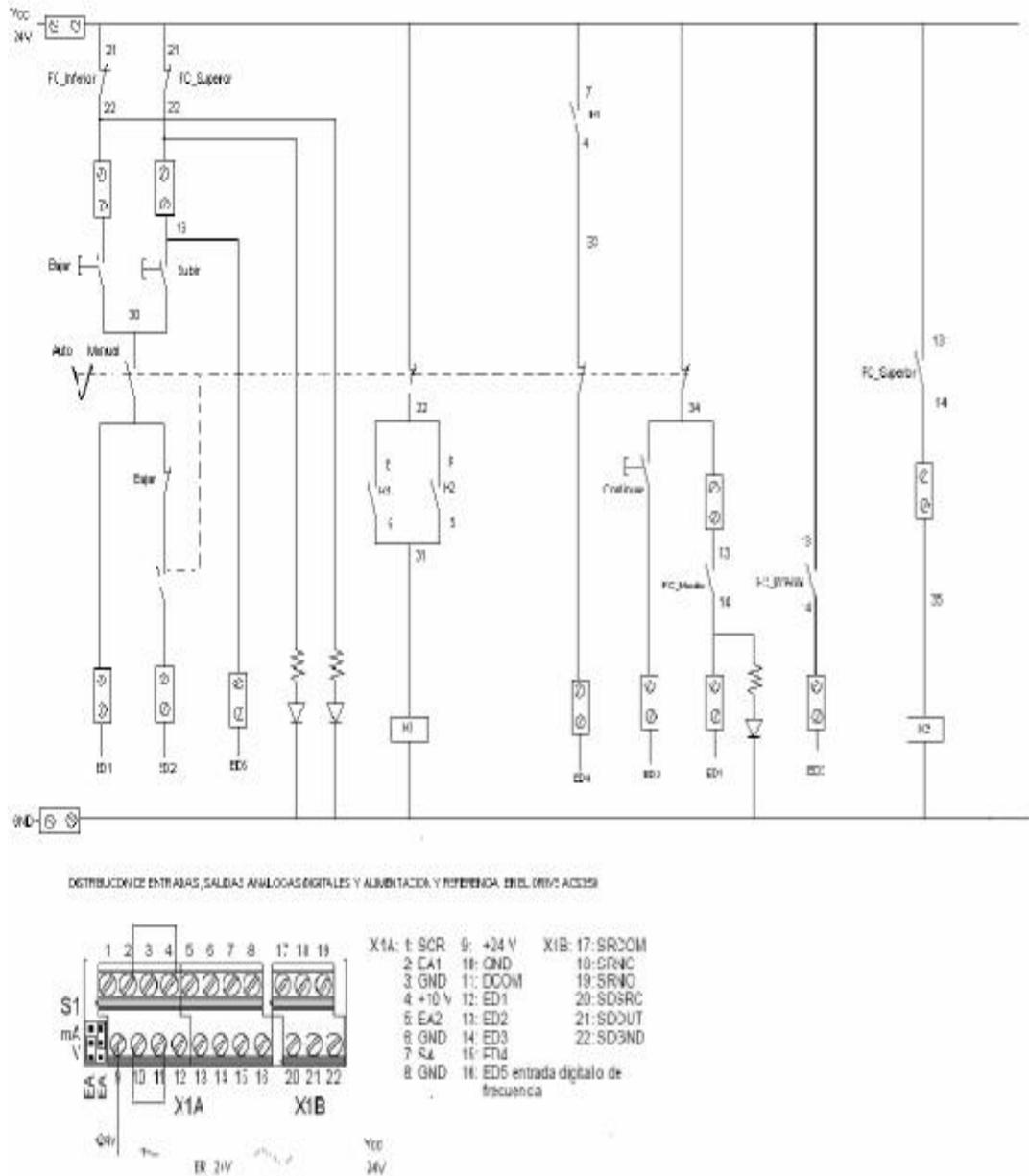


FIG. 3-4 Diagrama de control

En el diagrama de control se presenta el esquema de funcionamiento de los elementos y su forma de conexión dentro del sistema de control. Como se mencionó el principal elemento es el variador de velocidad el cual da la señal para que se cumpla los procesos de la máquina.

3.3. Diagrama de fuerza

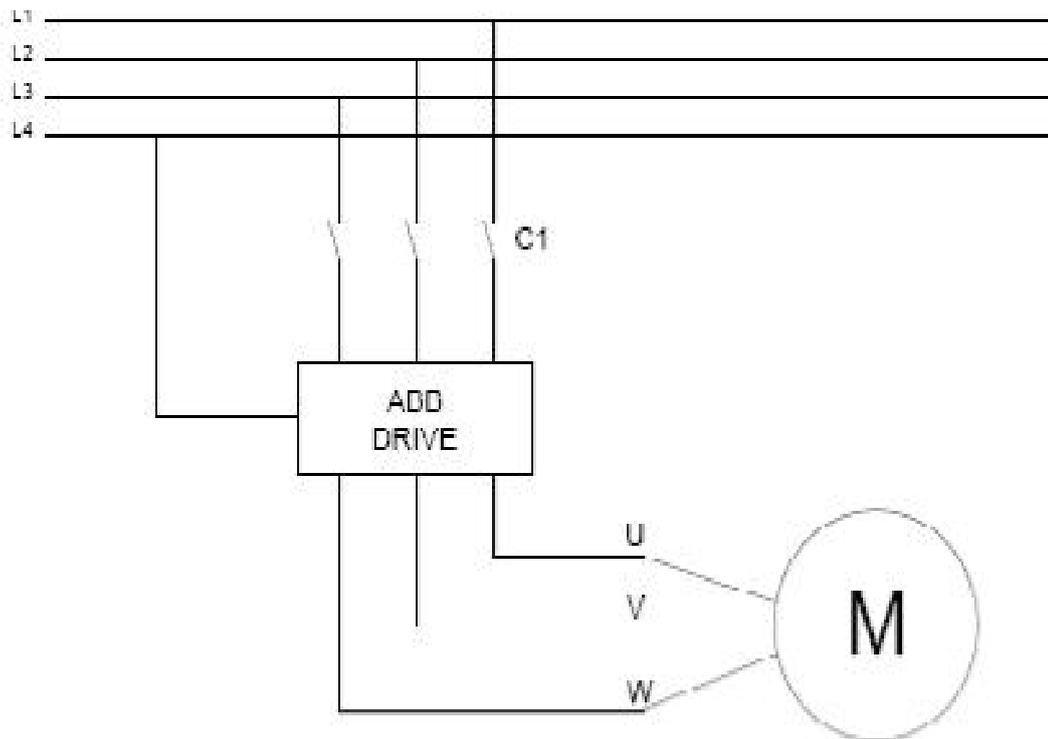


FIG. 3-4 Diagrama de fuerza

El diagrama de fuerza representa en forma esquemática la conexión del motor con el variador de velocidad, el cual lo controlara de acuerdo a la programación presentada en la FIG. 3-3.

3.4. Tablero de control

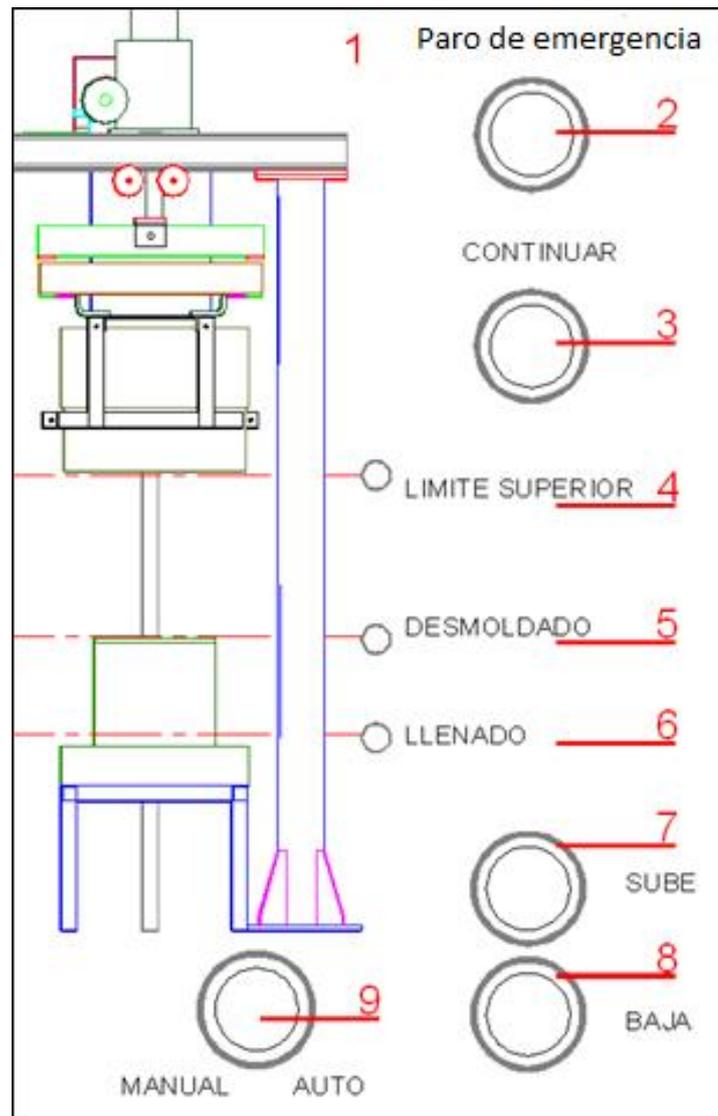


FIG. 3-4 Disposición del tablero de control

La vista del tablero está dispuesta de acuerdo a lo siguiente:

1. Placa principal de identificación
2. Pulsante de emergencia
3. Pulsante para continuar ciclo de trabajo (solo modo automático)
4. Indicador de moldes ubicados en límite superior
5. Indicador de moldes en posición de desmoldado
6. Indicador de moldes en posición de llenado
7. Pulsante para subir moldes
8. Pulsante para bajar moldes

9. Selector (manual/automático)

Todos los movimientos están regidos por el variador de velocidad, según la programación (FIG. 3-2). Los pulsadores y leds son los controles de los movimientos programados previamente.

Capítulo 4

4. Cálculo de costos

Para la determinación de todos los costos inmersos en el desarrollo del proyecto de una máquina desmoldadora de tanques sanitarios, se ha procedido a realizar un desglose de los siguientes parámetros:

- ✓ Costo de materiales
- ✓ Costo de insumos y equipos
- ✓ Costos del mecanizado y mano de obra

4.1. Costos de materiales

Los materiales a utilizarse, por facilidad se dividieron en grupos o unidades, para determinar el cálculo del costo total de la máquina, y que se encuentra detallado en la siguiente tabla:

Tabla 4.1 Resumen de subconjuntos

Tabla resumen					
Ítem	Denominación	Código	Cant.	Material	Dimensiones mm
1	Estructura máquina	1	4	NA	NA
2	Porta moldes	2	4	NA	NA
3	Sistema de control	3	1	NA	NA
4	Sistema de levantamiento	4	5	NA	NA

Para un mejor cálculo de costos de materiales en la tabla 4.1 se encuentra los subconjuntos en los cuales se divide la máquina.

Los subconjuntos se encuentran detallados en la siguiente tabla 4.2 (los precios son por la longitud completa. Para precios de las placas son

considerados los precios de la plancha de tool incluyendo en corte de las mismas:

Tabla de elementos dimensiones brutas ⁸⁶						
ITEM	ESPECIFICACIONES	CANTIDAD (U)	MATERIAL	DIMENSIONES (mm)	P. UNIT. usd	TOTAL usd
1	Tubo estructural redondo	10		Ø 101,6 x 6000 x 6	94,05	940,50
2	UPN 140	10		140 x 6000	187,20	1872,00
3	Plancha de tool negro	1		2400 x 1200 x 6	153,00	153,00
4	Plancha de tool negro	3		2400 x 1200 x 12,7	399,80	1199,40
5	Plancha de tool negro	1		2400 x 1200 x 19	578,60	578,60
6	Plancha de tool negro	2		2400 x 1200 x 16	420,00	840,00
7	UPN 180	10		180 x 6000	220,00	2200,00
8	Tubo estructural cuadrado	10		100 x 100 x 6000 x 3	60,09	600,90
9	Eje de acero de transmisión	4		Ø 28,75 x 6000	45,00	180,00
10	Tubo estructural cuadrado	2		75 x 75 x 6000 x 3	43,57	87,14
11	Tubo estructural cuadrado	1		80 x 40 x 6000 x 3	26,21	26,21

Subtotal 1	8677,75
------------	---------

⁸⁶ ANEXO 11

4.2. Costo de insumos y materiales ⁸⁷

Para este cálculo de insumos y materiales, tenemos el resumen en la tabla

4.3.

Tabla 4.3 Insumos y materiales

Tabla de insumos y materiales					
ITEM	REQUERIMIENTOS	ESPECIFICACIONES	CANTIDAD (U)	P. UNIT. usd	TOTAL usd
1	Perno hexagonal	M12x75	8	0,35	2,80
2	Perno hexagonal	M14x75	12	0,40	4,80
3	Gato de tornillo	20 - MSJ	5	600,00	3000,00
4	Chumaceras de pie	Para eje de Ø 28,5	16	24,09	385,44
5	Motor	7,5 HP	1	500,00	500,00
6	Perno anclaje	M12x125	20	1,15	23,00
7	Electrodos	7018	200	0,20	40,00
8	Perno hexagonal	M12x 50	16	0,30	4,80
9	Arandelas plana		8	0,15	1,20
10	Arandelas plana		12	0,15	1,80
11	Arandelas de presión		24	0,15	3,60
12	Matrimonios 2 1/2		5	52,69	263,45
13	Piñón sencillo 60 b 15 T	Piñón de 101, 16	2	11,74	23,48
14	Cadena de transmisión		1	5,00	5,00
15	Pistones neumáticos		152	14,00	2128,00
16	Pintura anticorrosiva		5	25,00	125,00
17	Variador de velocidad	ABB	1	700,00	700,00
18	Relés		4	25,00	100,00
19	Cable	# 14	30	0,50	15,00
20	Tablero de control	construido según plano	1	60,00	60,00
21	Borneras		10	0,50	5,00

Subtotal	
2	7392,37

⁸⁷ ANEXO 11

4.3. Costo de hora de trabajo

Por ser una máquina de montaje exclusivamente, se tiene que calcular el aspecto de mano de obra.

Para esto se toma en consideración el sueldo promedio de un mecánico industrial, con mano de obra calificada, cuyos rubros se indica en la tabla.

Tabla 4.4 Costo de mano de obra

RUBROS	VALOR
Sueldo	280.00
Decimo tercero	17.92
Decimo cuarto	23.34
Vacaciones	140.00
IESS	26.18
TOTAL	487.44

Luego se determina el costo diario laboral:

$$\begin{array}{l} 487.44 \text{ usd} \longrightarrow 22 \text{ días laborales} \\ x \longrightarrow 1 \text{ día} \end{array}$$

$$x = \frac{1 \text{ día} \times 487.44 \text{ usd}}{22 \text{ días}}$$

$$x = 22.16 \text{ usd} \quad (\text{Diarios})$$

El día de trabajo se divide en 8 horas laborales, por tanto.

$$\begin{array}{l} 22.16 \text{ usd} \longrightarrow 8 \text{ horas} \\ x \longrightarrow 1 \text{ hora} \end{array}$$

$$x = \frac{22.16\text{usd} \times 1\text{hora}}{8\text{horas}}$$

$$x = 2.77\text{usd} \quad (\text{c/hora})$$

El valor de una hora de trabajo equivale a 2.77 dólares americanos, en horario de jornada diurna normal.

En el caso de tener que trabajar en horario fuera del contemplado en el código de trabajo como horario diurno, el valor de la hora se incrementara de la siguiente manera:

De 18:00 a 22:00 se aumenta un 50% más el valor de la hora calculada.

De 22:01 a 06:00 se aumenta un 100% más el valor de la hora calculada.

4.4. Costos de mecanizado y mano de obra

El valor de mano de obra se subdivide en dos partes:

- Valor de maquinado
- Valor de montaje

En el valor de maquinado se tomara en cuenta el valor de la hora máquina que está vigente en el mercado nacional, el valor incluye mano de obra del operario, así como la realización del trabajo. Estos valores se expresan en la tabla 4.5.

Tabla 4.5 Valores de hora máquina

Tipo de maquinado	Valor usd
Torno	20.00
Fresadora	25.00
Sierra alterna	15.00

Estos valores son tomados como referenciales en todos los trabajos de maquinado necesarios en el proyecto.

Los cuales se presenta en la tabla 4.6

Tabla 4.6 Costo de mecanizado

Trabajo	Tipo			Número horas totales	Costo de hora			Valor
	Torno	Fresadora	Sierra alterna		Torno	Fresadora	Sierra alterna	
Eje de transmisión de movimiento	8			8	20.00			160.00
Ruedas de sistema de levantamiento	6	3		6	20.00	25.00		270.00
Matrimonios	3			3	20.00			60.00
Piñones de transmisión de potencia	2	2		4	20.00	25.00		180.00

Subtotal 3.1	670.00
--------------	--------

Para el valor de montaje se toma en cuenta el tiempo necesario para el montaje total y el número de personas que van a emplearse en montaje.

De esta manera tenemos indicado el valor por mano de obra de montaje de la siguiente manera:

Tiempo de montaje total: 4 semanas

Personas empleadas: 4 personas

Total de horas trabajadas por persona: 160 horas

Costo de hora de trabajo: 2,77 usd⁸⁸

Costo por persona: 443,2 usd

Costo total de mano de obra por montaje: 1772,8 usd.

Subtotal 3.2= 1772.8 usd

Se tiene que incluir mano de obra de la instalación eléctrica, por lo que se tiene:

Tiempo de instalación: 2 días

Personas empleadas: 2

Costo de hora de trabajo: 2,77 usd

Costo por instalación eléctrica: 44,32 usd

Subtotal 3.3 = 44,32 usd

En este punto tenemos tres subtotales (Subtotal 3.1, Subtotal 3.2, Subtotal 3.3) los cuales forman el subtotal 3.

Subtotal 3 = Subtotal 3.1 + Subtotal 3.2 + Subtotal 3.3

Subtotal 3 = 670.00 + 1772,80 + 44,32

Subtotal 3 = 2287,12 usd

4.5. Presupuesto total de construcción de la máquina

Para obtener el presupuesto de construcción de la máquina se realiza la sumatoria de los subtotales; para lo cual se tiene:

⁸⁸ Costo de hora de un trabajador con sueldo mensual de 400.00 usd

$$Total = Subtotal 1 + Subtotal 2 + Subtotal 3^{89}$$

$$Total = 8677,75 + 7587,92 + 2287,12$$

$$Total = 18552,79 \text{ usd}$$

4.6. Costo de ingeniería

El costo de ingeniería de diseño está compuesto de los siguientes rubros de investigación, consultas, cálculos, diseño y elaboración de los planos, para ello se tomo el 20% del valor total de la construcción de la máquina.

$$Costo de ingenieria = 3710,58 \text{ usd}$$

4.7. Costo total de la máquina desmoldadora

El costo final es la sumatoria de los costos de construcción de la máquina mas el costo de ingeniería de diseño.

Entonces tenemos:

$$Total = 18552,79 \text{ usd} + 3710,58 \text{ usd}$$

$$Total = 22263,35 \text{ usd}$$

4.8. Costo beneficio de la máquina

El costo beneficio consiste en dar razones lógicas para sustentar la realización de un proyecto, y así definir los parámetros que se necesita.

Para la construcción de una máquina como esta no se puede tener una comparación con una máquina de similares características existente en el mercado. Ya que no existe una máquina similar.

⁸⁹ Subtotales 2 y 3 aparecen en las tablas 4.2 y 4.3

Por este motivo el análisis es hecho básicamente en lo que se refiere a costos de producción de la línea de desmoldado de tanques de sanitarios.

4.8.1. Situación actual

En un día laboral de 8 horas se desmolda 210 tanques⁹⁰

$$\text{Número de sanitarios } x \text{ hora} = \frac{210 \text{ tanques}}{8 \text{ horas}}$$

$$\text{Número de sanitarios } x \text{ hora} = 26,25 \frac{\text{tanques}}{\text{hora}}$$

Además hay que añadir que el desmoldado de estos tanques sanitarios se realiza manualmente con la participación de dos operarios, teniendo en cuenta que el trabajo es de mucho esfuerzo, dado que tienen que posicionar los moldes y el desmoldado se lo realiza por medio de contrapesos para ayudar a levantar el peso.

Sueldos de los operarios: 400,00 USD mensuales⁹¹

Sueldo de dos operarios: 800,00 USD mensuales

4.8.2. Situación proyectada

Con la implementación de la desmoldadora de tanques de sanitarios, se proyecta aumentar 5 moldes más, dando un total de 47 moldes, en comparación a los 42 existentes.

Con esta implementación se tiene un promedio de 30 tanques/hora.

Lo que representa un incremento del 12% aproximadamente.

⁹⁰ Datos proporcionados por la empresa Franz Viegener

⁹¹ Sueldo basado en datos proporcionados por la empresa Franz Viegener

Con este aumento de moldes en la máquina se tiene un total de 3 tanques de sanitarios diarios. Y la producción mensual se ve incrementada en 60 tanques sanitarios.

La máquina desmoldadora será semiautomática por lo que se necesitara solo de un operario para la puesta en marcha de la misma. En este punto eliminamos el salario de un operario, además se tiene un obrero más que se lo puede utilizar en otras funciones.

El costo de construcción de la maquina desmoldadora puede ser recuperado en cuatro años con el aumento de producción planteado.

Lo que se demuestra a continuación:

60 tanques sanitarios mensuales x 12 meses = 720 tanques anuales

Precio de tanque de agua al publico es de 25 usd ⁹²

De estos 25 usd tenemos desglosado los siguientes rubros:

Materia prima: 8 usd ⁹³

Mano de obra: 3 usd

Insumos varios: 5 usd

Total: 16 usd

En la máquina desmoldadora la mano de obra se debe reducir en un 70 % dado que es semiautomática.

Entonces el rubro de mano de obra nos da 0,90 usd.

⁹² Precio proporcionado por empresa Franz Viegener

⁹³ Datos proporcionados por empresa Franz Viegener

Teniendo en cuenta este valor el total nos da: 13,90 usd

Lo que nos da la ganancia neta de 11,10 usd

Con la ganancia neta se calcula lo siguiente:

$$\text{Ganancia} = 720 \text{ tanques} \times 11,10 \text{ usd}$$

$$\text{Ganancia} = 7992 \text{ usd}$$

Se tiene que la inversión es recuperada en 4 años, lo que normalmente es la amortización que se debe proyectar al construir una máquina.

Además se debe tener en cuenta la fiabilidad de un mejor manejo de las materias primas en el momento de inyectar la misma en los moldes. El fraguado será controlado con mayor eficacia dando así un mejor producto.

Conclusiones

- Con la realización del diseño de la máquina desmoldadora de tanques sanitarios se obtiene como resultado que la construcción de la misma es realmente factible, la recuperación del capital invertido será proyectado a cuatro años de funcionamiento.
- La selección de los gatos de tornillo es la adecuada para este tipo de funcionamiento, puesto que nos permite tener un movimiento lento y a la vez transmitir la potencia necesaria en la máquina.
- El sistema de gatos de tornillo es mucho más eficiente y económico en comparación a un sistema hidráulico. Además con el sistema de gatos de tornillo podemos obtener una calibración mucho más fácil.
- Al realizar una semiautomatización se obtiene la facilidad de uso mejorando significativamente el tiempo del proceso de moldeado y desmoldado.
- El modelo de semiautomatización es el correcto por su sencillez, por ser controlado por un variador de velocidad lo que implica que podemos obtener los movimientos deseados sin mayor problema en la programación.
- Se logró diseñar un proceso más ergonómico, evitando así daños físicos de los operarios, lo que es muy importante para la empresa como para la integridad de los operarios mismos.

Recomendaciones

- Automatizar el proceso completamente para que solo intervenga una persona en la supervisión del proceso. Y así mejorar la calidad del producto.
- Se puede utilizar el mismo sistema de funcionamiento de la máquina para la realización de algunos procesos de moldeo en la empresa Franz Viegener.

Bibliografía:

Álvarez, Juan Luis, Jurgenson Gayou (2003) Como hacer investigación cualitativa. Fundamentos y Métodos. Editorial Paidós. México

Hernández S, Fernández R, Metodología de la Investigación, Sexta edición. 1996 México, McGraw Hill

ROBERT, L. Norton, Diseño de máquinas. Prentice Hall, México, 1999

McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega, México 1999

HALL, Hollowenco Luaghlin, Diseño de máquinas, Alfaomega, México 2000

AISC MANUAL, Segunda edición, 1994

GERE, James; TIMOSHENKO RESISTENCIA DE MATERIALES; Thomson Editores 2002

JUVINALL, Robert C., Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, Limusa, 1991

MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, tomo I y II, Novena edición, México, 2001

LARBURU N, Maquina Prontuario, , 13va edición, 2003

KIMBAL, D , BARR, H, Construcción de elementos de maquinas, Editorial hispano-americana, 1970

BUDYNAS, R.; Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición.; Litográfica Ingramex, 2008

CERVERA, Miguel Luis, Mecánica de estructuras, Primera edición, 2001

Guide for the design of crane – supporting steel structures, Segunda edición, 2001

HIBBELER, Rusell C, Análisis estructural, Tercera edición, México, 2001

Catalogo DIPAC 2006

Catalogo general SKF, 2002

Catalogo de rodamientos FAG

Catalogo empresa Grainger

PAGINAS WEB:

<http://www.edicionsupc.es/ftppublic/pdfmostra/EC02300C.pdf>

http://grupos.emagister.com/documento/mecanica_de_estructuras_i_resistencia_de_materiales/1044-79752

<http://www.arqhys.com/construccion/metalicas-estructuras.html>

<http://www.elprisma.com/apuntes/curso.asp?id=2364>

<http://almec.wordpress.com/>

http://www.unilibro.es/find_buy_es/product.asp?sku=390337&idaff=0

<http://ingenegros.com.ar/Mecanica-Otras/disenio-en-ingenieria-mecanica.html>

ANEXOS

Anexo 1

Perfiles seleccionados



PERFILES LAMINADOS UPN

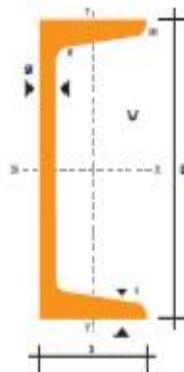
Especificaciones Generales

Calidad	ASTMA 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 mts. Y 12,00 mts
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



UPN

DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h	c	g	t	R	R1	SECCION	PESOS	Ix	Iy	Wx	Wy
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5,00	7,00	7,00	3,50	7,12	5,59	26,40	9,12	10,60	3,75
UPN 65	65	42	5,60	7,50	7,50	4,00	9,03	7,00	37,60	14,10	17,70	6,07
UPN 80	80	45	6,00	8,00	8,00	4,00	11,10	8,64	106,00	19,40	26,50	6,36
UPN 100	100	50	6,00	8,50	8,50	4,50	13,50	10,60	206,00	29,30	41,20	8,49
UPN 120	120	55	7,00	9,00	9,00	4,50	17,00	13,40	364,00	43,20	60,70	11,10
UPN 140	140	60	7,00	10,00	10,00	5,00	20,40	16,00	605,00	62,70	86,40	14,80
UPN 160	160	65	7,50	10,50	10,50	5,50	24,00	18,60	905,00	65,30	116,00	18,30
UPN 180	180	70	8,00	11,00	11,00	5,50	28,00	22,00	1350,00	114,00	150,00	22,40
UPN 200	200	75	8,50	11,50	11,50	6,00	32,20	25,30	1910,00	148,00	191,00	27,00
UPN 220	220	80	9,00	12,50	12,50	6,50	37,40	29,40	2690,00	197,00	245,00	33,60
UPN 240	240	85	9,50	13,00	13,00	6,50	42,30	33,20	3600,00	248,00	300,00	39,60
UPN 260	260	90	10,00	14,00	14,00	7,00	48,30	37,90	4820,00	317,00	371,00	47,70
UPN 300	300	100	10,00	16,00	16,00	8,00	58,80	46,20	8030,00	495,00	535,00	67,80





DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

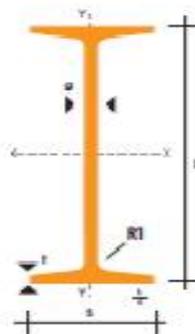
PERFILES LAMINADOS IPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00m y 12,00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						SECCION		PESOS				PROPIEDADES		
	<i>r</i>	<i>z</i>	<i>g</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>R1</i>	<i>cm2</i>	<i>Kg/m</i>	<i>Iz</i>	<i>Iy</i>	<i>Wx</i>	<i>Wy</i>	<i>cm4</i>	<i>cm3</i>	<i>cm3</i>
	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm4	cm4	cm3	cm3			
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.90	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00			
IPN 100	100	50	4.50	6.30	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.58			
IPN 120	120	58	5.10	7.70	5.10	3.10	14.20	11.20	328	21.50	54.70	7.41			
IPN 140	140	66	5.70	8.50	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.90	10.70			
IPN 160	160	74	6.30	9.30	6.30	3.80	22.80	17.90	936	54.70	117.00	14.80			
IPN 180	180	82	6.90	10.40	6.90	4.10	27.90	21.90	1450	81.30	161.00	19.30			
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	26.00			
IPN 220	220	98	8.10	12.20	8.10	4.90	39.60	31.10	3060	152.00	279.00	33.10			
IPN 240	240	105	8.70	13.10	8.70	5.20	45.10	36.20	4050	221.00	354.00	41.70			
IPN 260	260	113	9.40	14.10	9.40	5.60	53.40	41.90	5140	298.00	442.00	51.00			
IPN 300	300	125	10.80	16.20	10.80	6.50	69.10	54.20	9800	451.00	653.00	72.20			
IPN 340	340	137	12.20	18.30	12.20	7.30	86.80	68.10	15700	647.00	923.00	98.40			
IPN 360	360	143	13.00	19.50	13.00	7.60	97.10	76.20	19610	818.00	1090.00	114.00			
IPN 400	400	155	14.40	21.60	14.40	8.60	118.00	92.50	29210	1150.00	1460.00	149.00			
IPN 450	450	170	16.20	24.30	16.20	9.70	147.00	115.80	45850	1730.00	2040.00	203.00			
IPN 500	500	185	18.00	27.00	18.00	10.80	180.00	141.80	66740	2430.00	2750.00	266.00			
IPN 550	550	205	19.00	30.00	19.00	11.90	213.00	167.80	99180	3430.00	3610.00	349.00			





DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

PERFILES IMPORTADOS ANGULOS

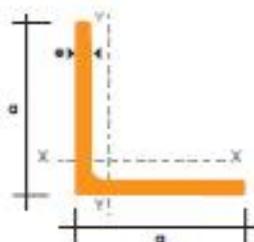
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36 SAE 1008
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm ²
	a	e			
AL 20X2	20	2	0.60	3.62	0.76
AL 20X3	20	3	0.87	5.27	1.11
AL 25X2	25	2	0.75	4.56	0.96
AL 25X3	25	3	1.11	6.68	1.41
AL 25X4	25	4	1.45	8.75	1.84
AL 30X3	30	3	1.36	8.13	1.71
AL 30X4	30	4	1.77	10.63	2.24
AL 40X3	40	3	1.81	11.00	2.31
AL 40X4	40	4	2.00	14.34	3.04
AL 40X6	40	6	3.49	21.34	4.44
AL 50X3	50	3	2.29	13.85	2.91
AL 50X4	50	4	3.02	18.33	3.84
AL 50X6	50	6	4.43	26.58	5.64
AL 60X6	60	6	5.37	32.54	6.84
AL 60X8	60	8	7.09	42.54	9.03
AL 65X6	65	6	5.84	35.25	7.44
AL 70X6	70	6	6.32	38.28	8.05
AL 75X6	75	6	6.79	40.66	8.61
AL 75X8	75	8	8.92	54.18	11.36
AL 80X8	80	8	9.14	55.60	11.60
AL 100X6	100	6	9.14	56.95	11.64
AL 100X8	100	8	12.06	74.05	15.36
AL 100X10	100	10	15.04	90.21	19.15
AL 100X12	100	12	18.26	109.54	22.56

También en galvanizado e inoxidable





DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

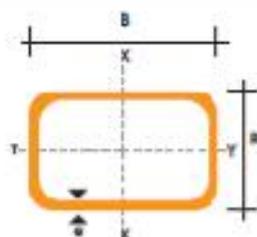
TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

Especificaciones Generales

Norma	ASTMA-300
Recubrimiento	Negro o galvanizada
Largo normal	6 mts
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
Espesor	Desde 2,3mm a 3,0mm



DIMENSIONES				AREA	EJES X X			EJES Y Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,43	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,71	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
26	50	3,0	3,30	4,14	12,65	5,02	1,74	3,90	3,10	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,02	3,01	1,00	4,20	2,00	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,00	3,74	22,20	6,34	2,44	5,80	3,90	1,20
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,20	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,25	7,94	3,97	1,60
40	60	2,0	3,00	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,15	13,07	6,65	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,80	3,90	1,20
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,20	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,15	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	105,34	21,27	3,55	35,97	14,35	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,13	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15



Anexo 2

Normas de pernos y tuercas

EQUIVALENCIA DE NORMAS INTERNACIONALES USADAS PARA IDENTIFICAR EL GRADO DE DUREZA DE LOS PERNOS

SAE: Society of Automotive Engineers

DIN: Deutsches Institut für Normung

ISO: International Organization for Standardization

ASTM: American Society for Testing and Materials

SAE	DIN / ISO	ASTM
 <p>SAE GRADO 2 Acero de Bajo Carbono</p>	 <p>DIN Clase 5.8 Acero de Bajo Carbono</p>	 <p>A394 Tipo 3</p>
 <p>SAE GRADO 5 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>	 <p>DIN Clase 8.8 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>	 <p>A325 Tipo 1 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>
 <p>SAE GRADO 8 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>	 <p>DIN Clase 10.8 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>	 <p>A495 Tipo 1 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>

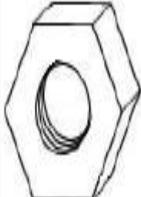
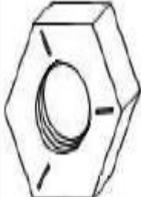
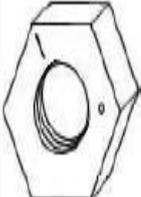
EQUIVALENCIA DE NORMAS INTERNACIONALES USADAS PARA IDENTIFICAR EL GRADO DE DUREZA DE TUERCAS

SAE: Society of Automotive Engineers

DIN: Deutsches Institut für Normung

ISO: International Organization for Standardization

ASTM: American Society for Testing and Materials

SAE	DIN / ISO	ASTM
 <p style="text-align: center;">SAE GRADO 2</p>	 <p style="text-align: center;">DIN Clase 6</p>	
 <p style="text-align: center;">SAE GRADO 5</p>	 <p style="text-align: center;">DIN Clase 8</p>	 <p style="text-align: center;">A 563 Grado A</p>
 <p style="text-align: center;">SAE GRADO 8</p>	 <p style="text-align: center;">DIN Clase 10</p>	 <p style="text-align: center;">A 194 Grado 2H</p>

Anexo 3

Selección de gatos de tornillo



QUICK REFERENCE:
INCH MACHINE SCREW JACKS

INCH MACHINE
SCREW JACKS

JACK SIZES					JACK SELECTION									Page Ref
MODEL	Capacity (tons)	Lifting Screw Dia. (in)	Screw Lead (in)	Root Dia. (in)	Gear Ratio	Turns of Worm for 1" Travel	Maximum Input Torque (in.-lb.)	Maximum Allowable Input (hp)	Maximum Worm Speed at Rated Load	Maximum Load at 1750 RPM	Torque to Raise 1 lb. (in.-lb.)	Tare Drag Torque (in.-lb.)		
5-MSJ	5	1 1/2	.375	1.066	6:1	16	376	3	500	2873	.0376	10	296	
					24:1	64	144	3/4	330	1875	.0144	10	296	
10-MSJ	10	2	.500	1.410	8:1	16	753	5	418	4766	.0377	20	297	
					24:1	48	384	1 1/2	246	2813	.0192	20	297	
15-MSJ	15	2 1/4	.500	1.684	8:1	16	1221	5	258	4424	.0407	20/29	298	
					24:1	48	654	1 1/2	144	2478	.0218	20/29	298	
20-MSJ	20	2 1/2	.500	1.908	8:1	16	1740	7 1/2	272	6209	.0435	40	299	
					24:1	48	873	2 1/2	180	4130	.0218	40	299	
30-MSJ	30	3 3/8	.667	2.652	10 2/3:1	16	2710	11	256	8764	.0452	50	300	
					32:1	48	1411	3 1/2	156	5364	.0235	50	300	
35-MSJ	35	3 3/4	.667	3.009	10 2/3:1	16	3450	11	200	8035	.0493	50	301	
					32:1	48	1800	3 1/2	122	4904	.0257	50	301	
50-MSJ	50	4 1/2	.667	3.782	10 2/3:1	16	5555	16	181	10382	.0555	100	302	
					32:1	48	3014	5	104	5982	.0301	100	302	
75-MSJ	75	5	.667	4.286	10 2/3:1	16	8236	28	214	18368	.0549	155	303	
					32:1	48	3780	9	150	12862	.0252	155	303	
100-MSJ	100	6	.667	5.254	10 2/3:1	16	13166	32	153	17330	.0665	205	304	
					32:1	48	7460	12 1/2	106	11941	.0377	205	304	

INCH MACHINE SCREW JACKS TECHNICAL DATA

* Measurements listed are for non-keyed units. See individual jack pages for keyed jack info.

3) Draw a line connecting the two marked points. Select a jack above the point where the line drawn crosses the "Jack Sizes" line.

The charts assume proper jack alignment with no bending loads on the screw. Effects from side loading are not included in this chart. Jacks operating horizontally with long lift shafts can experience bending from the weight of the screw.

JACK SIZING DATA

Jacks are limited by two constraints: load capacity and horsepower. The load capacity of the jack is limited by the physical constraints of its components (drive sleeve, lift shaft, bearings, etc.). The horsepower limit of the jack is a result of the ability to dissipate the heat generated from the inefficiencies of its components.

To size a screw jack for these constraints, applicator information must be collected. The data required is:

- 1) **Total Load** - The total load includes static loads, dynamic loads and inertia loads from acceleration and deceleration. Also consider reaction forces received from the load such as drilling or cutting forces when using a jack to move a machine tool.
- 2) **Number of Jacks** - The number of jacks used depends on physical size and design of the equipment. Stiffness of the equipment structure and guide system will determine the appropriate number of jacks required. Fewer jacks are easier to drive, align and synchronize.
- 3) **Maximum Length** - The maximum length includes travel housing length, starting/stopping distance, extra length for boots.

and length to accommodate attachment of the load.

- 4) **Travel Rate** - Establishing a travel rate allows for evaluation of critical speed and horsepower limits. Acceleration/deceleration time needs to be considered when determining maximum required travel rate.
- 5) **Duty Cycle** - The duty cycle is the ratio of run time to the total cycle time. Long travel jacks may be limited by maximum temperature and not duty cycle.
- 6) **Type of Guidance** - Linear motion systems require both thrust and guidance. Jacks are designed to provide thrust only, not to guide the load. Guidance is based on application requirements. The guidance system must be designed to absorb all loads other than thrust.

JACK SELECTION

Once the jack sizing data is collected, a preliminary jack selection can be made and then verified. The steps are:

- 1) **Select a size and type of jack** - Selection should be complete with the configuration (upright, inverted, rotating, etc.), ratio, travel or "L" dimension, boots, lift shaft attachment, motor adapters or reducers.
- 2) **Load Per Jack** - Verify that the dynamic and static loads do not exceed the rated capacity of the jack. For multiple jack applications, check the distribution of the load based on the stiffness of the structure and potential uneven loading.
- 3) **Horsepower** - Calculate the maximum input horsepower required for each jack. This should not exceed the maximum input horsepower for the model and ratio selected.

For multiple jack arrangements, total horsepower required depends on horsepower per jack, number of jacks, the efficiency of the gear box(es) and the efficiency of the arrangement. Two typical arrangements are (SEE FIG. 3)

The efficiency of the arrangement based on the number of jacks is:

- Two jacks - 65%
- Three jacks - 90%
- Four jacks - 85%
- Six to eight jacks - 30%

The efficiency of each miller gearbox is 90%.

Therefore, motor horsepower requirement for the arrangement:

Horsepower Arrangement -	Horsepower per jack x	Number of jacks	Efficiency of each Gearbox
	Arrangement x		

If the horsepower required exceeds the maximum value for the jack selected, several solutions are possible.

- Use a larger jack model to increase the maximum allowable horsepower
- Use a Ball Screw Jack to reduce the power required to do the same work
- Operate at a lower input speed
- Use a right angle reducer to bring the power requirement within acceptable limits

The specifications and data in this publication are believed to be accurate and reliable. However, it is the responsibility of the product user to determine the suitability of Rock Industries products for a specific application. All Rock Industries products will be replaced without charge if proven to be faulty in normal use.

Anexo 4

Acero para ejes

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. **Descripción:** este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. **Normas involucradas:** ASTM A 108

3. **Propiedades mecánicas:** Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. **Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. **Propiedades químicas:** 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. **Usos:** se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumplir el material. Tales valores son para orientar a aquellos personas que debe diseñar o controlar algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA - AISI 1018

GENERAL PURPOSE MOTORS

3-Phase

3-Phase Energy-Efficient Totally Enclosed Fan-Cooled Motors



Cast Iron Frame

- 140 frame size and above have severe-duty features
- Mounting: base
- Bearings: ball, regreaseable on 254T frame and above
- Thermal protection: none
- Insulation: Class F, with Class B temperature rise for longer life
- Inverter rated, 12:1 constant torque, 100:1 variable torque
- 125 HP and above are part-winding start capable
- Max. ambient: 40°C
- Rotation: CW/CCW
- UL Recognized, CSA and CE Certified
- Warranty: 1 1/2 years

Corrosion-resistant finish. V-ring slingers on both endshields block debris from entering bearing cavity. Automatic pressure-compensated drain plugs. Gasketed conduit boxes are threaded for easier installation. Stainless steel, laser-etched nameplate maintains information over long life. Uses For dusty, dirty, nonhazardous applications with pumps, ventilation equipment, machine tools and other industrial equipment. Motors meet IP55 enclosure ratings and can be operated in moist to wet environments.

Note: Motors up to 80 HP are suitable for use at 50 Hz. Motors 1 HP to 30 HP are nameplated 60/50 Hz and maintain nameplate HP rating. 75 HP and above are suitable for use at 50 Hz but at a lower rated HP.



HP	Nameplate RPM	NEMA Frame	Volts @ 50 Hz	Full Load Amps	Service Factor	Nominal Efficiency	Frame Material	Insulation Class	Overall Length (in.)	Mtr. Model	Item No.	\$ Each
1/4	3420	56	208-230/460	0.9-0.9/0.4	1.15	62.0	Steel	F	17 1/2	.253W53E056	1EBG3	144.75
	1740	56	208-230/460	1.0-1.0/0.5	1.15	70.0	Steel	F	17 1/2	.251W53E056	1EBG3	159.75
1/3	3455	56	208-230/460	1.2-1.2/0.5	1.15	66.0	Steel	F	17 1/2	.333W53E056	1EBG7	169.25
	1730	56	208-230/460	1.2-1.1/0.5	1.15	75.5	Steel	F	17 1/2	.331W53E056	1EBG9	16.25
1/2	3450	56	208-230/460	1.7-1.7/0.8	1.15	72.0	Steel	F	17 1/2	.503W53E056	1EBD1	161.00
	1735	56	208-230/460	1.7-1.7/0.8	1.15	77.0	Steel	F	17 1/2	.501W53E056	1EBD3	18.00
3/4	3440	56	208-230/460	2.4-2.4/1.3	1.15	70.0	Steel	F	17 1/2	.501W53E056	1EBD2	192.00
	3440	56	208-230/460	2.3-2.3/1.1	1.15	77.0	Steel	F	17 1/2	.753W53E056	1EBD4	18.00
1	3450	56	208-230/460	2.4-2.2/1.1	1.15	80.0	Steel	F	17 1/2	.751W53E056	1EBD4	189.50
	1160	56	208-230/460	2.9-3.0/1.5	1.15	81.5	Steel	F	17 1/2	.751W53E056	1EBD6	214.75
1	3450	56	208-230/460	3.0-3.0/1.4	1.15	80.0	Steel	F	17 1/2	.00134W53E056	1EBD6	18.00
	1765	143F	208-230/460	3.3-3.0/1.5	1.35	82.5	Cast Iron	F	12 1/2	00114EP3E143T	1EBD8	284.00
1 1/2	1155	145F	208-230/460	3.8-3.4/1.7	1.35	80.0	Cast Iron	F	12 1/2	00114EP3E145T	1EBD7	316.00
	3455	143F	208-230/460	4.6-4.4/2.1	1.35	78.5	Cast Iron	F	12 1/2	00154EP3E143T	1EBE1	319.75
1 1/2	1765	145F	208-230/460	4.5-4.4/2.1	1.35	82.5	Cast Iron	F	12 1/2	00154EP3E145T	1EBE1	322.00
	1155	182F	208-230/460	3.8-3.4/1.7	1.35	80.0	Cast Iron	F	14 1/2	00154EP3E182T	1EBE1	403.75
2	3480	145F	208-230/460	5.8-5.2/2.6	1.35	84.0	Cast Iron	F	12 1/2	00234EP3E145T	1EBE5	315.00
	1750	145F	208-230/460	6.1-5.9/2.8	1.35	84.0	Cast Iron	F	12 1/2	00214EP3E145T	1EBE5	324.25
3	1165	184F	208-230/460	7.1-6.4/3.2	1.35	86.5	Cast Iron	F	19 1/2	00214EP3E184T	1EBE4	421.25
	3400	182F	208-230/460	8.2-7.4/3.7	1.35	85.5	Cast Iron	F	14 1/2	00334EP3E182T	1EBE1	399.50
3	1765	182F	208-230/460	8.6-7.8/3.9	1.35	87.5	Cast Iron	F	14 1/2	00314EP3E182T	1EBE1	399.00
	1170	213F	208-230/460	9.4-8.9/4.3	1.35	87.5	Cast Iron	F	13	00314EP3E213T	1EBE1	574.00
5	3480	184F	208-230/460	13.0-11.8/5.9	1.35	87.5	Cast Iron	F	19 1/2	00534EP3E184T	1EBF1	489.25
	1750	184F	208-230/460	14.3-13.0/6.5	1.35	87.5	Cast Iron	F	19 1/2	00514EP3E184T	1EBF1	462.00
7 1/2	1160	215F	208-230/460	15.0-13.6/6.8	1.35	87.5	Cast Iron	F	19 1/2	00514EP3E215T	1EBF1	689.00
	3460	213F	208-230/460	19.2-17.0/7.7	1.35	88.5	Cast Iron	F	13	00734EP3E213T	1EBF4	633.00
10	1765	213F	208-230/460	17.1-15.0/9.5	1.35	89.5	Cast Iron	F	13	00714EP3E213T	1EBF4	651.00
	1170	254F	208-230/460	17.1-15.0/9.5	1.35	89.5	Cast Iron	F	13	00714EP3E254T	1EBF4	1023.00
10	3500	215F	208-230/460	25.8-23.4/11.7	1.35	89.5	Cast Iron	F	19 1/2	01034EP3E215T	1EBF4	724.00
	1760	215F	208-230/460	28.2-25.5/12.8	1.35	90.2	Cast Iron	F	19 1/2	01014EP3E215T	1EBF4	682.00
15	1175	256F	208-230/460	29.6-26.0/13.4	1.35	89.5	Cast Iron	F	24 1/2	01014EP3E256T	1EBF1	126.00
	3500	254F	208-230/460	37.6-34.0/17.0	1.35	90.2	Cast Iron	F	23 1/2	01534EP3E254T	1EBG4	1074.00
15	1760	254F	208-230/460	35.5-31.9/17.9	1.35	91.0	Cast Iron	F	23 1/2	01514EP3E254T	1EBG2	105.00
	1180	284F	208-230/460	38.0-34.4/17.2	1.35	91.0	Cast Iron	F	26 1/2	01514EP3E284T	1EBG1	1683.00
20	3520	256F	208-230/460	51.4-46.5/23.3	1.35	90.2	Cast Iron	F	24 1/2	02034EP3E256T	1EBG6	1395.00
	1755	256F	208-230/460	53.9-48.0/24.4	1.35	91.0	Cast Iron	F	24 1/2	02014EP3E256T	1EBG6	1395.00
20	1175	286F	208-230/460	52.0-47.0/23.5	1.35	91.0	Cast Iron	F	27 1/2	02014EP3E286T	1EBG4	2284.00
	3525	284T5	208-230/460	64.1-58.0/29.0	1.35	91.0	Cast Iron	F	25 1/2	02534EP3E284T5	1EBG9	1854.00
25	1760	284F	208-230/460	65.5-59.3/29.6	1.35	92.4	Cast Iron	F	26 1/2	02514EP3E284T	1EBG8	1732.00
	1175	324F	208-230/460	65.8-59.5/29.8	1.35	91.7	Cast Iron	F	29 1/2	02514EP3E324T	1EBG7	2504.00
30	3520	286T5	208-230/460	84.5-77.4/33.7	1.35	91.0	Cast Iron	F	28 1/2	03034EP3E286T5	1EBH6	1903.00
	1755	286F	208-230/460	85.0-68.9/34.4	1.35	92.4	Cast Iron	F	27 1/2	03014EP3E286T	1EBH2	1809.00
40	1175	326F	208-230/460	83.2-70.9/35.4	1.35	91.7	Cast Iron	F	37 1/2	03014EP3E326T	1EBH1	2815.00
	3550	324T5	208-230/460	102.0-92.2/46.1	1.35	91.7	Cast Iron	F	28 1/2	04034EP3E324T5	1EBH6	2429.00
50	1770	324F	208-230/460	105.0-95.3/47.6	1.35	93.0	Cast Iron	F	29 1/2	04014EP3E324T	1EBH6	2174.00
	1175	364F	208-230/460	104.0-94.3/47.1	1.35	93.0	Cast Iron	F	33 1/2	04014EP3E364T	1EBH4	3993.00
50	3555	326T5	208-230/460	125.0-111.0/56.5	1.35	92.4	Cast Iron	F	29 1/2	05034EP3E326T5	1EBH6	2643.00
	1770	326F	208-230/460	128.0-116.0/57.8	1.35	93.6	Cast Iron	F	37 1/2	05014EP3E326T	1EBH6	2342.00
60	1180	365F	208-230/460	129.0-116.0/58.1	1.35	93.0	Cast Iron	F	33 1/2	05014EP3E365T	1EBH7	4292.00
	3555	364T5	208-230/460	133.0-138.0/69.0	1.35	93.0	Cast Iron	F	37 1/2	06034EP3E364T5	1EBJ1	3782.00
75	1775	364F	208-230/460	148.0-134.0/67.0	1.35	93.6	Cast Iron	F	33 1/2	06014EP3E364T	1EBJ1	3704.00
	1775	365T5	208-230/460	148.0-134.0/67.0	1.35	93.6	Cast Iron	F	37 1/2	06014EP3E365T5	1EBJ2	3792.00
75	3550	365T5	208-230/460	162.0-158.0/82.5	1.35	93.0	Cast Iron	F	37 1/2	07534EP3E365T5	1EBJ4	4379.00
	1775	365F	208-230/460	164.0-161.0/83.4	1.35	94.1	Cast Iron	F	33 1/2	07514EP3E365T	1EBJ4	4004.00
100	1775	365T5	208-230/460	164.0-161.0/83.4	1.35	94.1	Cast Iron	F	37 1/2	07514EP3E365T5	1EBJ5	4219.00
	3550	405T5	208-230/460	255.0-226.0/113.8	1.35	93.6	Cast Iron	F	35 1/2	10034EP3E405T5	1EBJ9	5539.00
100	1775	405F	208-230/460	251.0-229.0/114.5	1.35	94.5	Cast Iron	F	38 1/2	10014EP3E405T	1EBJ8	5075.00
	1185	444F	208-230/460	266.0-241.0/120.5	1.35	94.1	Cast Iron	F	43 1/2	10014EP3E444T	1EBJ7	6464.00
125	3560	444T5	460	131.0	1.15	94.5	Cast Iron	F	40	12534EP3G44T5	1EBK3	8019.00
	1780	444F	460	138.0	1.15	94.5	Cast Iron	F	43 1/2	12514EP3G44T	1EBK2	7144.00
150	1185	445F	460	141.3	1.15	94.1	Cast Iron	F	43 1/2	12512EP3G44T5	1EBK1	8674.00
	3575	445T5	460	160.0	1.15	94.5	Cast Iron	F	40	15034EP3G44T5	1EBK5	9432.00
200	1780	445F	460	167.0	1.15	95.0	Cast Iron	F	43 1/2	15014EP3G44T5	1EBK5	7794.00
	1185	447T	460	171.3	1.15	95.0	Cast Iron	F	47 1/2	15012EP3G44T	1EBK4	10228.00
200	3570	447T5	460	223.0	1.15	95.0	Cast Iron	F	43 1/2	20034EP3G44T5	1EBK7	11895.00
	1780	447T	460	230.0	1.15	95.0	Cast Iron	F	47 1/2	20014EP3G44T	1EBK3	10345.00
	1185	447T	460	236.3	1.15	95.0	Cast Iron	F	47 1/2	20012EP3G44T	1EBK7	11895.00

CASTERS
Selection Guide

Caster Selection Guide

Application/Use: Choose stainless steel or nickel-plated casters for use in hospitals or washdown environments. In manufacturing facilities or dirty environments, look for casters with grease fittings and seals. Environments with continuous elevated temperatures require metal or certain high-temperature polymer wheels.

Mount Type: Stem-type numbers are found in the table under "Mount Type". Plate mounts are offered with round or slotted holes for a wider range of mounting sizes. Plate specifications can be found on corresponding caster pages.

Wheel Diameter: Locate this dimension in the table under the heading "Wheel Dia." for replacement casters.

Load Rating (Lbs.): The maximum weight in pounds each caster can support individually. To determine the appropriate rating for your application, divide the total weight of the load by the number of casters that will support it. It is recommended that users choose a caster with a capacity that exceeds, rather than meets, load requirements.

Overall Height: Measured from the floor to the actual mounting point (see "Caster Dimensions" diagram on this page). Overall height of the caster can vary by $\pm 1/16"$.

Swivel Casters: Upper race cap doubles as a dust cover to protect swivel raceways from contaminants.

Total-Lock Brake Casters: Feature foot-operated pedal that simultaneously locks both swivel and wheel to hold equipment in place.

Directional-Lock Casters: Enables the temporary conversion of swivel casters into fixed casters for straight line travel.

Swivel with Total and Directional Lock Brake: Feature 3-locking positions: swivel and wheel lock prevent all movement; swivel-lock only allows free-rolling wheel. No lock allows complete swivel and roll operation.

NATIONAL SANITATION FOUNDATION (NSF) CERTIFICATION

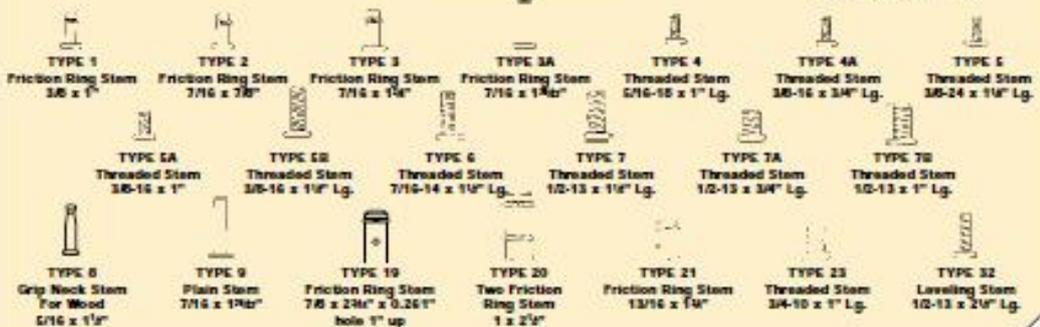
Meet standards established for public health and environmental quality. These consensus standards are accepted by the American National Standards Institute (ANSI).

Choose from a Wide Selection of Casters, Including These Popular Styles:



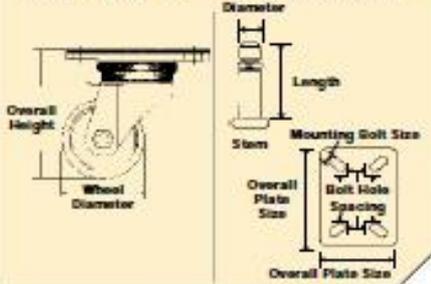
Stem Description Guide

Note: For stem caster sockets and brackets, see page 1639.



CASTER DIMENSIONS

MOUNTING DIMENSIONS



Wheel Tread Hardness/Durometer

The hardness of a wheel tread affects ease of rolling, traction, durability, shock absorption, and noise. Hard wheels are easier to roll on smooth surfaces, but are noisier, and provide less traction. Soft wheels are easier to push on rough surfaces, quieter, and provide better traction, but have a lower load capacity. Durometer is a measure of a material's resistance to permanent indentation. The 2 most common durometer scales for wheel hardness are the A and D scales

of the Shore testing method. The table shows a comparison of the Shore A and Shore D scales, with a reference to some common materials.

Shore A	Shore D	Material
30	5	Gum Rubber
40	8	Pink Rubber
50	12	Roller Stamp
60	16	Forklift Tires
70	20	Auto Tire Tread
80	26	Roller Shoe Sole
90	30	Hydraulic O-Rings
100	38	Coil Galv
—	74	Hard Hat
—	76	Nylon Plastic
—	86	Steel
—	90	Glass or Formica

For more information on caster selection, go to graininger.com, under search "Keywords" type in "caster selection guide" and click on the search button.

Need help selecting a caster? Check out CasterMatch™ on graininger.com!

GRAINGER. 1697

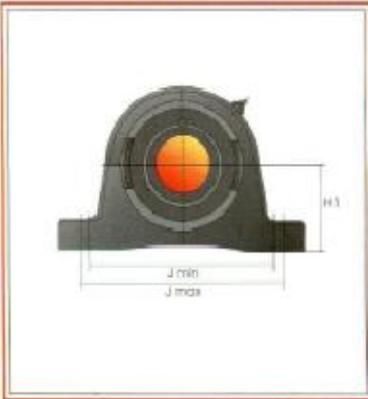
Anexo 7

Selección de chumaceras



Soporte de piso con Rodamiento Y





SERVICIO NORMAL

DIAMETRO DEL EJE	DESIGNACION	H1	J min	J max	RODAMIENTO
	**	mm	mm	mm	***
1/2"	SY 1/2 TM	30.2	88.0	106.0	YAR 203-008
3/8"	SY 3/8 TM				YAR 203-010
3/4"	SY 3/4 TM	33.3	88.0	106.0	YAR 204-012
7/8"	SY 7/8 TM				YAR 205-014
15/16"	SY 15/16 TM	36.5	94.0	110.0	YAR 205-015
1"	SY 1 TM				YAR 205-100
1.1/16"	SY 1.1/16 TM*	42.9	108.0	127.0	YAR 206-101*
1.1/8"	SY 1.1/8 TM				YAR 206-102
1.3/16"	SY 1.3/16 TM				YAR 206-103
1.1/4"	SY 1.1/4 TM*				YAR 206-104*
1.1/4"	SY 1.1/4 TM	47.6	119.0	133.0	YAR 207-104
1.5/16"	SY 1.5/16 TM*				YAR 207-105*
1.3/8"	SY 1.3/8 TM				YAR 207-106
1.7/16"	SY 1.7/16 TM				YAR 207-107
1.1/2"	SY 1.1/2 TM	49.2	125.0	146.0	YAR 208-108
1.9/16"	SY 1.9/16 TM				YAR 208-109
1.5/8"	SY 1.5/8 TM	54.0	134.9	152.4	YAR 209-110
1.11/16"	SY 1.11/16 TM				YAR 209-111
1.3/4"	SY 1.3/4 TM				YAR 209-112
1.15/16"	SY 1.15/16 TM	57.2	149.0	165.0	YAR 210-113
2"	SY 2 TM	63.5	162.0	181.0	YAR 211-200
2.3/16"	SY 2.3/16 TM				YAR 211-203
2.1/4"	SY 2.1/4 TM	69.9	179.4	201.6	YAR 212-204
2.7/16"	SY 2.7/16 TM				YAR 212-207
2.1/2"	SY 2.1/2 TM	76.2	190.0	216.0	YAR 213-208
2.11/16"	SY 2.11/16 TM				YAR 213-211
2.3/4"	SY 2.3/4 TM	82.6	203.2	228.6	YAR 215-212
2.15/16"	SY 2.15/16 TM				YAR 215-215
3.7/16"	SY 3.7/16 TM*	95.2	238.1	269.9	YAR 217-307*
3.15/16"	SY 3.15/16 TM*	112.7	279.4	323.8	YAR 220-315*
4"	SY 4 TM*				YAR 220-400*

SERVICIO SEMPESADO

1.7/16"	SYM 1.7/16 TM	54.0	134.9	152.4	YAR 208-107
1.1/2"	SYM 1.1/2 TM	54.0	134.9	152.4	YAR 209-108
1.11/16"	SYM 1.11/16 TM	57.2	149.2	165.1	YAR 210-111
1.3/4"	SYM 1.3/4 TM				YAR 210-112
1.15/16"	SYM 1.15/16 TM	63.5	162.0	181.0	YAR 211-113
2.3/16"	SYM 2.3/16 TM	69.9	179.4	201.6	YAR 212-203
2.7/16"	SYM 2.7/16 TM	76.2	190.0	216.0	YAR 214-207
2.1/2"	SYM 2.1/2 TM				YAR 214-208
2.11/16"	SYM 2.11/16 TM	88.9	215.9	241.3	YAR 215-211
2.15/16"	SYM 2.15/16 TM	88.9	215.9	241.3	YAR 216-215
3"	SYM 3 TM				YAR 216-300
3.7/16"	SYM 3.7/16 TM*	101.6	261.9	295.3	YAR 218-307*
3.1/2"	SYM 3.1/2 TM*				YAR 218-308*

* Consultar para disponibilidad
 ** Esta serie será reemplazada por la versión TF.
 Ejem. SY 1/2 TM cambiará a SY 1/2 TF
 *** Esta serie será reemplazada por la versión -2F.
 Ejem. YAR 203-008 cambiará a YAR 203-008-2F

Anexo 8

Selección de acoples flexibles (Love Joy)

[Return to Table of Contents](#)

SEARCH

[Print this page](#)

Jaw Type



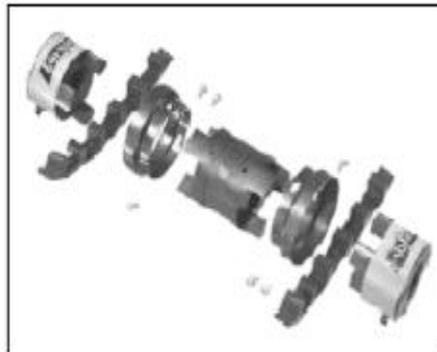
Item Selection

Radially Removable Spacer—RRS Couplings

The RRS Type couplings range from sizes RRS090 to RRS225. Ordering requires selecting item (UPC) numbers for:

RRS 090—RRS 110:	RRS 150—RRS 225:
2 Standard RRS Hubs	1 Standard RRS Hub
1 Spacer Assembly consisting of:	1 Standard RRS Hub—
2 snap wrap spliders w/o ring	Drilled for Collar
2 collars with screws	1 Spacer Assembly consisting of:
1 spacer	2 snap wrap spliders w/o ring
	2 collars with screws
	1 spacer

Note: RRS Type Inlet Hubs provided standard with two set screws at 90°. Metric Hubs provided standard with one set screw.



MF

RRS Type Coupling Spacer Assembly

When referencing the Lovejoy item (UPC) number, include 665144 as a prefix to the number shown in the table below.

Description	RRS090	RRS095	RRS099	RRS100	RRS110	RRS150	RRS190	RRS225
3 1/2" Spacer Assembly	12620	12620	12630	12630	12644	12660	12676	12685
5" Spacer Assembly	26119	26119	26123	26123	26128	26770	27042	27041
7" Spacer Assembly	26120	26120	26124	26124	26129	27044	27043	27039
100mm Spacer Assembly	55563	55563	55567	55567	55570	61056	61057	61058
140mm Spacer Assembly	55281	55281	55569	55569	55571	55572	55573	55574
180mm Spacer Assembly	61055	61055	55575	55575	55576	55577	55578	55579

Note: Spacer length denotes separation between shaft ends. Assembly includes spacer, two snap wrap spliders w/o ring, and two collars with screws. See page JW-6 for ordering information on spliders.

RRS Type Metric Hubs

Standard Bore and Keyway Chart

When referencing the Lovejoy item (UPC) number, include 665144 as a prefix to the number shown in the table below.

Bore mm	Keyway mm	RRS090	RRS095	RRS099	RRS100	RRS110	RRS150	RRS190	RRS225
12	No KW	48276	---	---	---	---	---	---	---
14	No KW	41461	41465	---	---	---	---	---	---
14	5 x 2.3	51231	41466	62094	45101	---	---	---	---
15	No KW	---	46561	52697	41469	---	---	---	---
15	5 x 2.3	52096	45778	46972	47123	---	---	---	---
16	5 x 2.3	49198	41325	52098	55534	52092	52471	---	---
19	No KW	10777	---	---	---	41471	---	---	---
19	6 x 2.8	41462	41326	44157	41329	49700	48821	46717	---
20	6 x 2.8	41925	41467	47122	52093	41804	---	61497	---
23	8 x 3.3	50139	---	---	---	---	---	---	---
24	8 x 3.3	41463	41327	41990	41330	48301	48182	59109	---
25	8 x 3.3	41464	41400	45006	41470	41906	40701	32103	---
28	8 x 3.3	---	41328	50103	41331	41333	45679	52976	---
30	8 x 3.3	---	---	47132	48317	46681	41738	44471	48082
32	No KW	---	---	---	---	---	41472	41473	48319
32	10 x 3.3	---	---	---	41332	41334	41473	45562	41484
35	10 x 3.3	---	---	---	49925	45682	46562	58035	52197
38	10 x 3.3	---	---	---	---	41335	41337	41474	49664
40	12 x 3.3	---	---	---	---	45683	48318	48320	49605
42	12 x 3.3	---	---	---	---	41336	41338	41475	47492

Note: DIN Metric Hubs are standard with one set screw only.

JW-15

Convertidores de frecuencia ABB para maquinaria general



ACS350 - 01E - 02A4 - 2 + B061

Convertidores de frecuencia ABB para maquinaria general

Los convertidores de frecuencia ABB para maquinaria general se han diseñado para el sector de la construcción de maquinaria. En la fabricación en serie, el tiempo que se invierte en fabricar cada unidad es crucial. Este convertidor de frecuencia permite efectuar la instalación, el ajuste de parámetros y la puesta a punto con la mayor rapidez. El producto básico se ha diseñado para incorporar el mayor grado de accesibilidad posible sin sacrificar su sofisticación. El convertidor ofrece diversas funciones para satisfacer las necesidades más exigentes.

Aplicaciones

Los convertidores de frecuencia ABB para maquinaria general se han diseñado para satisfacer los requisitos de una amplia gama de aplicaciones de maquinaria. El convertidor es ideal para aplicaciones relacionadas con alimentos y bebidas, manipulación de materiales, textiles, impresión, goma y plásticos y carpintería.

Principales características

- FlashDrop
- Programación de secuencias
- Software excepcional y hardware compacto
- Interfases optimizadas para usuarios y máquinas
- Unificación de la altura y la profundidad
- Instalación práctica

Características	Ventajas	Notas
FlashDrop	Un ajuste y una puesta a punto del convertidor de frecuencia más rápidos y sencillos para fabricar grandes volúmenes.	Un nuevo método rápido, seguro y sin fallos disponible sin electricidad. Patentado.
Programación de secuencias	Programación lógica incluida como estándar. Reduce la necesidad de un PLC externo.	Programación de 8 estados específicos de la aplicación con condiciones de disparo completas.
Software	Alta tecnología y rendimiento con una flexibilidad excepcional.	Control vectorial sin sensor con un conjunto de características innovadoras.
Interfases de usuario	Enfoque rentable sin paneles de control. Distintos paneles de control disponibles según las funciones requeridas.	Cubierta del panel para protección como estándar. Panel de control asistente con menús dinámicos alfanuméricos claros, reloj de tiempo real y 14 idiomas. Panel básico con pantalla numérica.
Compatibilidad con armarios	Distribución de instalación óptima y uso eficiente del espacio del armario.	Montaje con tornillos, guías DIN, lateral y lado con lado. Unificación de la altura y la profundidad.
Bus de campo	Comunicación de alta velocidad con un diseño de bus de campo compacto y robusto.	Tipo de adaptador de bus de campo enchufable en armario.
Filtro EMC integrado	No se requieren espacio, piezas, tiempo o gastos adicionales.	Filtro de 2º entorno que cumple IEC 61800-3 como estándar.
Protección del convertidor	Las últimas soluciones para proteger al convertidor de frecuencia y ofrecer un uso sin fallos y la mayor calidad.	Salida del motor y E/S con protección contra conexiones erróneas. Tarjetas termizadas incluidas como estándar. Protección contra redes de alimentación inestables.

Especificaciones técnicas



ACS350 - 01E - 02A4 - 2 + B061

Conexión a la red	
Rango de potencia y tensión	Monofásica, 200 a 240 V ±10% 0,37 a 2,2 kW (0,5 a 3 CV) Trifásica, 200 a 240 V ±10% 0,37 a 4 kW (0,5 a 5 CV) Trifásica, 390 a 480 V ±10% 0,37 a 7,5 kW (0,5 a 10 CV)
Frecuencia	48 a 63 Hz
Factor de potencia	0,98

Conexión del motor	
Tensión	Trifásica, de 0 a $U_{NOMINACION}$
Frecuencia	0 a 500 Hz
Capacidad de carga continua	Intensidad nominal de salida I_{NOM} <small>(se controla a una temperatura ambiente máx. de 50°C)</small>
Capacidad de sobrecarga	En uso en trabajo pesado $1,5 \times I_{NOM}$ durante 1 minuto cada 10 minutos Al arranque $1,8 \times I_{NOM}$ durante 2 s
Frec. de conmutación	Por defecto 4 kHz Salicionable 4 a 12 kHz con incrementos de 4 kHz
Tiempo aceleración	0,1 a 1800 s
Tiempo deceleración	0,1 a 1800 s
Frenado	Choper de frenado integrado como estándar

Límites ambientales	
Temperatura ambiente	-10 a 40°C (14 a 104°F), escarcha no permitida 50°C (122°F) con retraso del 10%
Altitud	Intensidad de salida: Intans. nom. disponible entre 0 y 1000 m (0 a 3281 pies) reducida en 1% cada 100 m (328 pies) entre 1000 y 2000 m (3281 a 6562 pies)
Humedad relativa	Por debajo del 95% (sin condensación)
Clase de protección	IP 20 / armario NEMA 1 opcional
Color del armario	NCS 1602-Y, RAL 9002, RMS 420 C
Niveles contaminación	IEC/21-3-3
Transporte	No se permite polvo conductor Clase 1C2 (gases químicos)
Almacenamiento	Clase 1S2 (partículas sólidas)
Funcionamiento	Clase 2C2 (gases químicos) Clase 2S2 (partículas sólidas) Clase 3C2 (gases químicos) Clase 3S2 (partículas sólidas)

Cumplimiento de normativas del producto	
Directiva Europea sobre la Baja Tensión 73/23/EEC, con suplementos	Directiva relativa a la maquinaria 98/37/EC
Directiva Europea EMC 89/336/EEC, con suplementos	Sistema de control de calidad ISO 9001
Sistema de control de calidad ISO 9001	Sistema medioambiental ISO 14001
Sistema medioambiental ISO 14001	Homologaciones UL, cUL, CE, C-Tick y GOST R

EMC (según EN61800-3)	
Filtro de 2ª orden, distribución no restringida con cable de 30 m (98 pies), tipo integrado como estándar	

Conexiones de control programables	
Dos entradas analógicas	
Señal de tensión	Unipolar 0 (2) a 10 V, $R_i > 312 \text{ k}\Omega$ Bipolar -10 a 10 V, $R_i > 312 \text{ k}\Omega$
Señal de intensidad	Unipolar 0 (4) a 20 mA, $R_s = 100 \Omega$ Bipolar -20 a 20 mA, $R_s = 100 \Omega$
Valor ref. potenciómetro	10 V ±1% máx. 10 mA, R < 10 k Ω
Resolución	0,1%
Precisión	±1%
Una salida analógica	0 (4) a 20 mA, carga < 500 Ω
Tensión auxiliar	24 V CC ±10%, máx. 200 mA
Cinco entradas digitales	12 a 24 V CC con alimentación interna o externa, PNP y NPN, tran da impulsos 0 a 16 kHz
Impedancia de entrada	2,4 k Ω
Una salida de relé	
Tipo	NO + NC
Tensión conmutación máx.	250 V AC/30 V CC
Intensidad conmutación máx.	0,5 A/30 V CC; 5 A/230 V CA
Intensidad continua máxima	2 A eficiencia
Una salida digital	
Tipo	Salida del transistor
Tensión conmutación máx.	30 V CC
Intensidad conmutación máx.	100 mA/30 V CC, protecc. cortocircuito
Frecuencia	10 Hz to 16 kHz
Resolución	1 Hz
Precisión	0,2%

Comunicación en serie	
Buses de campo	Tipo enchufable
Velocidad de actualización	< 10 ms (entre el convertidor de frecuencia y el módulo de bus de campo)
PROFIBUS DP	Conector D de 9 pines Velocidad transmisión hasta 12 Mbit/s PROFIBUS DP y PROFIBUS DP/1 Parte de la red basada en el perfil "PROFidrive".
DeviceNet	Conector atomillado de 5 pines Velocidad transmisión hasta 500 kbit/s Parte de la red basada en el perfil ODVA "convertidor de frecuencia de CA/CC".
CANopen	Conector D de 9 pines Velocidad de transmisión hasta 1 Mbit/s Parte de la red basada en el perfil CA DS402.
Modbus	Conector atomillado de 4 pines Velocidad transmisión hasta 115 kbit/s

Reactancias	
Reactancias de entrada de CA	Opción externa Para reducir la THD en cargas parciales y para cumplir con EN61000-3-2.
Reactancias de salida de CA	Opción externa Para obtener cables a motor más largos

|

GUIA DE FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO MAQUINA DESMOLDADORA

DESCRIPCION TECNICA

MANUAL DE OPERACION

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

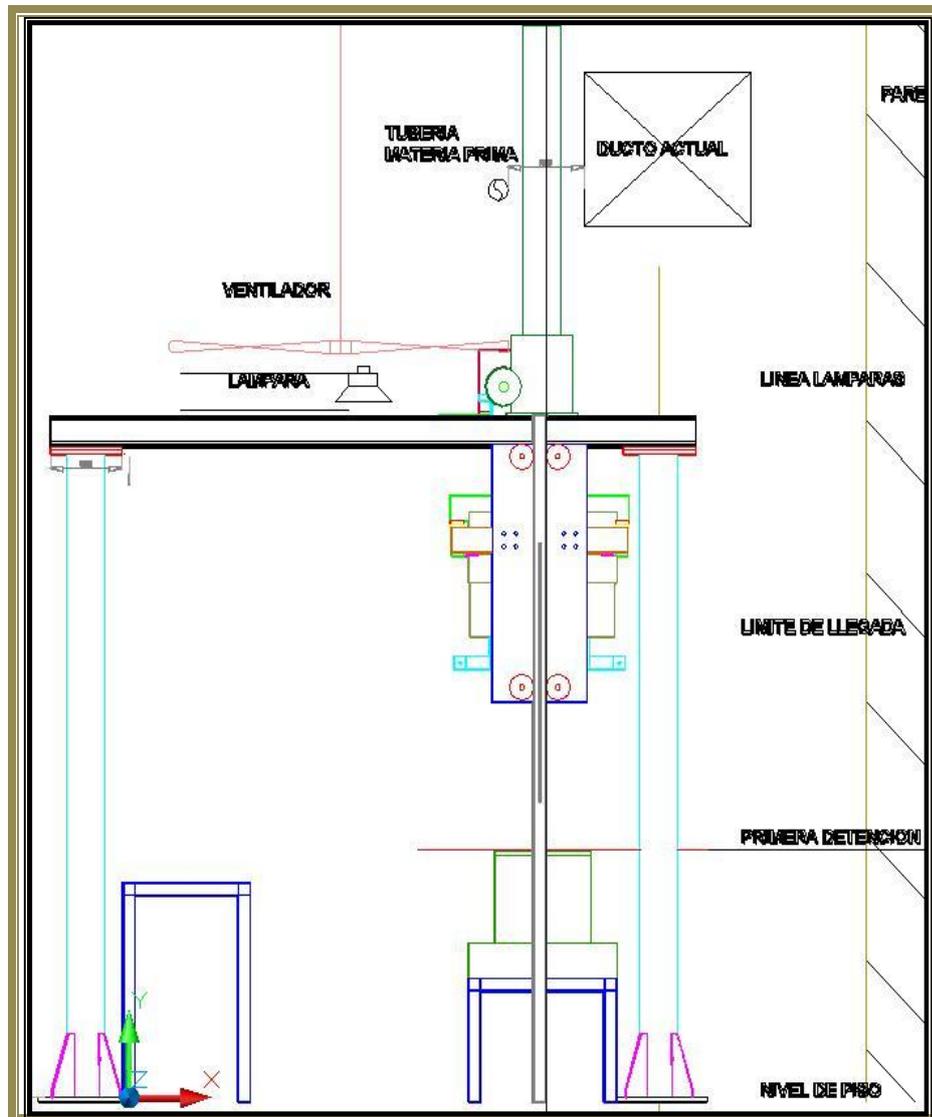


FIG. 1 Vista de la máquina

Construido en perfiles estructurales laminados en caliente, íntegramente pintado sobre superficie decapada y con tratamiento anticorrosivo.

Sistema de rodadura con ruedas en plástico de alta densidad maquinados y con rodamientos interiores.

Se incluye tres módulos adicionales de 4.5 metros acoplados para funcionamiento con un solo motor para elevación de la estructura de los núcleos.

DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO

El sistema de elevación esta accionado por un gato de tornillo de doble eje con tornillo sin fin y corona, dicho tornillo se encuentra ubicado en cada extremo, acoplado a un eje común con chumaceras y catalinas de accionamiento acoplado a un motor.

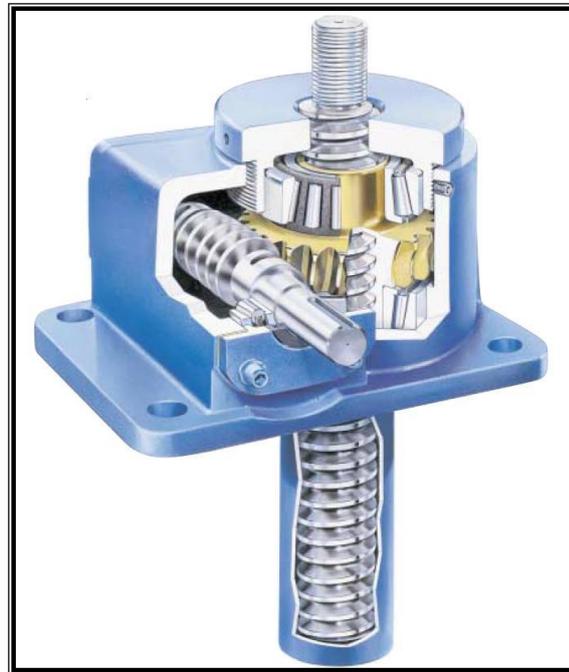


FIG. 2 Vista de tornillo de elevación

El bastidor se desliza sobre rieles de tubo cuadrado por medio de ruedas maquinadas con rodamientos internos;

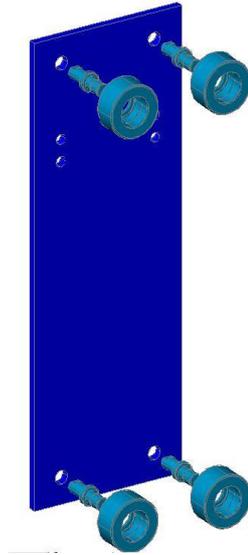


FIG. 3 Disposición de placa guía y ruedas

La estructura está conformada por perfiles redondos para evitar la lesión de los trabajadores por golpes involuntarios o accidentales contra la misma, dicha estructura también está compuesta de soportes superiores armados en perfil estructural UPN el cual servirá de base para los gatos de tornillo.

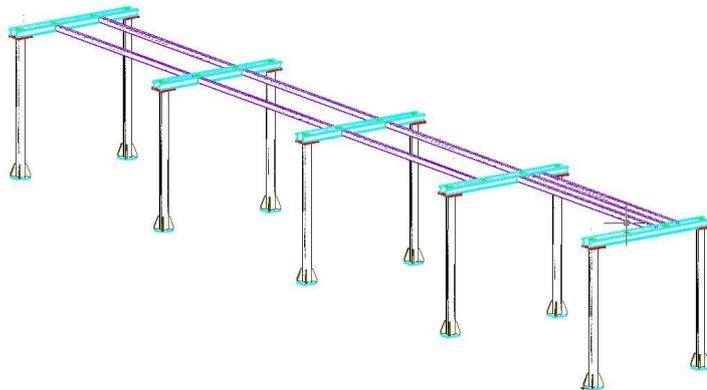


FIG. 4 Vista de estructura

Los marcos de sujeción para los moldes (hembra) están conformados por una estructura armada por perfiles de sección rectangular y refuerzos de platina para cumplir con las especificaciones de carga deseadas.

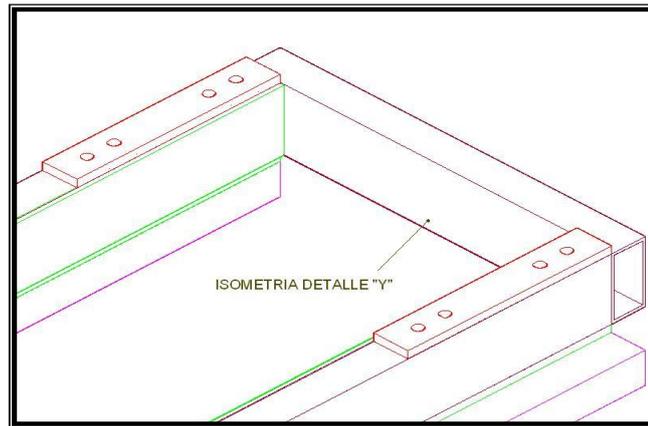


FIG. 5

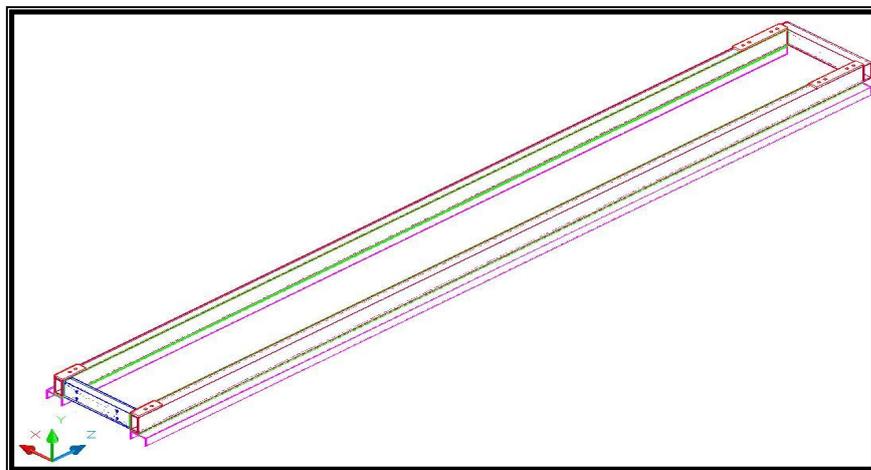


FIG. 6

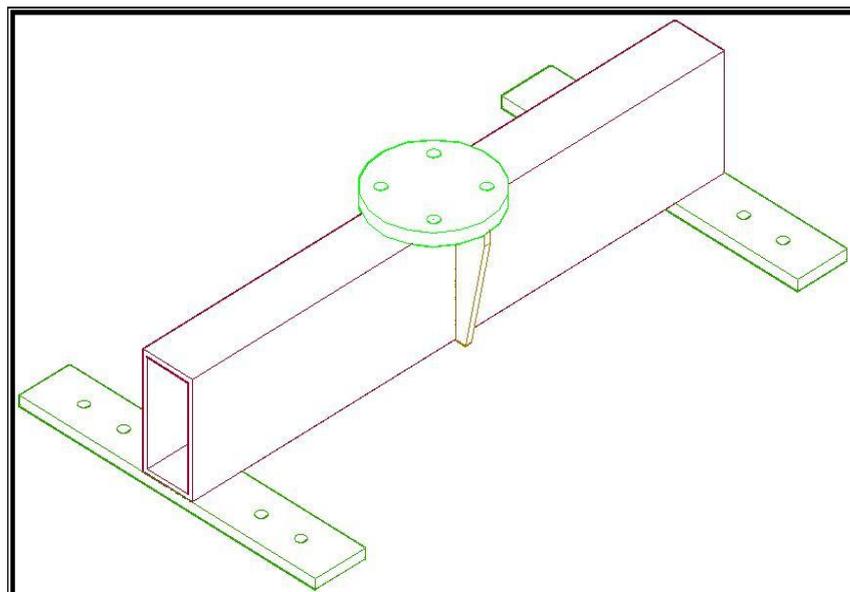


FIG. 7

La sujeción del molde es realizada modificando las abrazaderas que actualmente se encuentran instaladas para permitir su acople al sistema diseñado y de esta manera facilitar su movimiento vertical.

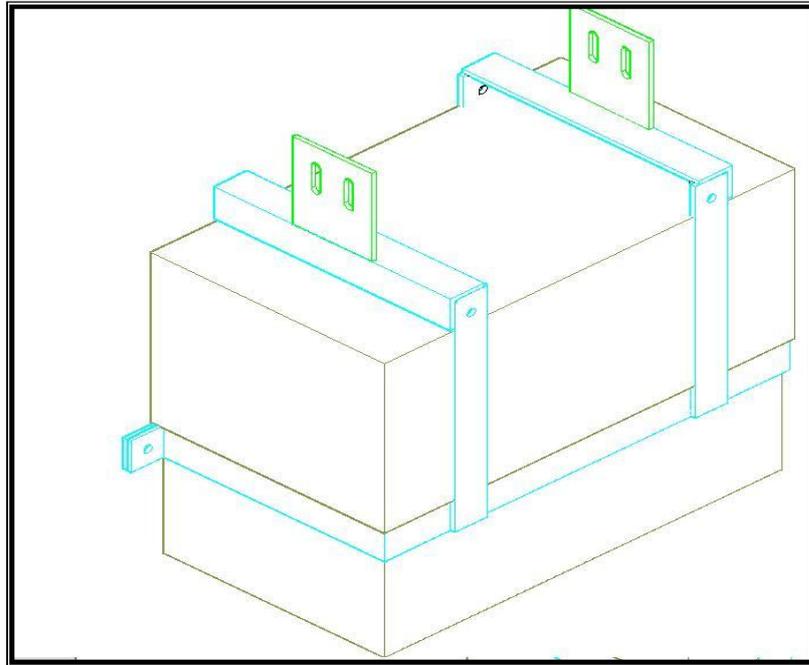


FIG. 8

IMPORTANTE:

- ❖ El mecanismo de sujeción es realizado por pernos los cuales sirven de guía para que se desplace el molde en sentido vertical cuando este sujeto al marco principal, dichos tornillos NO SE DEBEN AJUSTAR EN SU TOTALIDAD YA QUE DEBE EXISTIR UN JUEGO ENTRE LAS PLACAS DE SUJECION Y EL MARCO PRINCIPAL, de esta manera se evita que se remuerda el molde cuando descienda.

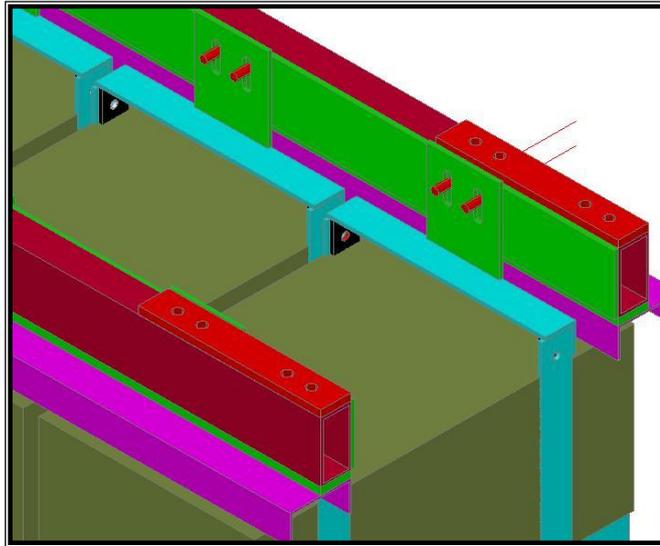


FIG. 9

Un sistema de límites de carrera controla los puntos de parada del bastidor.



FIG. 10

FUNCIONAMIENTO TABLERO DE CONTROL

VISTA DEL PANEL DE CONTROL

El tablero de control está conformado de los siguientes pulsantes y leds de posicionamiento.

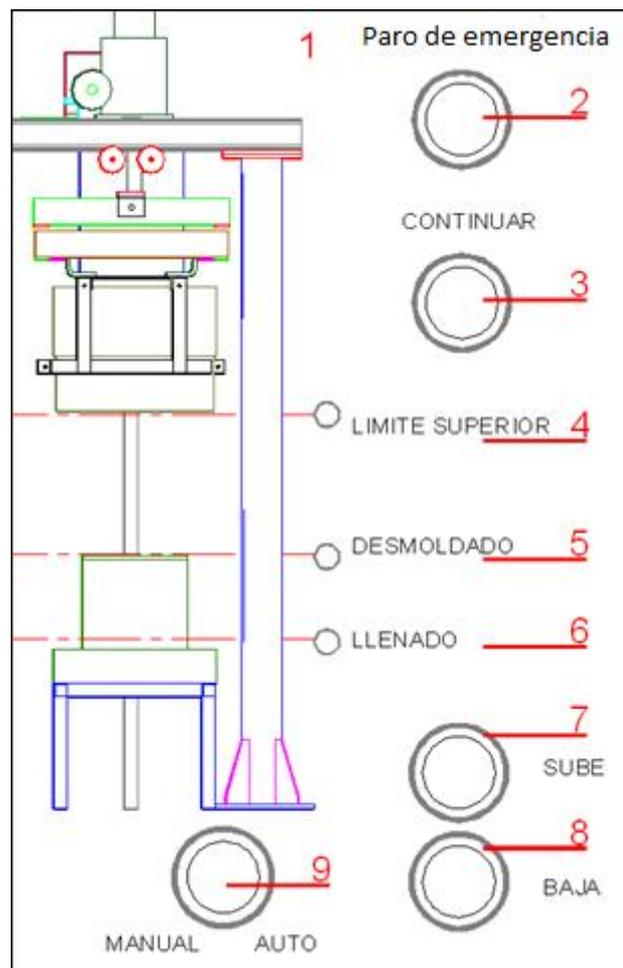


FIG. 11 Disposición de botones de control

10. Placa principal de identificación
11. Pulsante de emergencia
12. Pulsante para continuar ciclo de trabajo (solo modo automático)
13. Indicador de moldes ubicados en límite superior
14. Indicador de moldes en posición de desmoldado

15. Indicador de moldes en posición de llenado
16. Pulsante para subir moldes
17. Pulsante para bajar moldes
18. Selector (manual/automático)

SELECCION MODOS DE OPERACIÓN

a) MODO MANUAL

1. Ubicar el selector (9) en modo manual,
2. Utilizar los pulsantes 7 y 8 para subir o bajar respectivamente los moldes y detenerlos en cualquier posición.

b) MODO AUTOMATICO

1. Con ayuda del pulsante 7 ubicar los moldes en la posición "LIMITE SUPERIOR" hasta que el indicador (4) se encienda,
2. Una vez encendido el indicador (4) colocar el selector en modo "automático" lo cual iniciara el ciclo de trabajo
3. Cuando se encienda el indicador (6) "LLENADO" será señal de que los moldes se encuentran en posición para llenado
4. Después de transcurrir el tiempo necesario para que la pasta fragüe presionar el pulsante (3) "CONTINUAR"
5. Cuando el indicador (5) "DESMOLDE" se encienda será señal de que los moldes se encuentran en posición de desmoldado
6. Terminado el proceso de desmolde presionar nuevamente el pulsante (3) "CONTINUAR" lo cual ubicara los moldes en el "LIMITE SUPERIOR" encendiendo el indicador (4).

IMPORTANTE

- Una vez iniciado el ciclo de trabajo en modo automático existe 2 maneras de detenerlo, la primera es presionando el paro de emergencia (2) designando con la palabra “PARO DE EMERGENCIA”, la segunda es cambiando el modo de operación de automático a manual con el selector de operación (9)
- Antes de presionar el pulsante (3) “CONTINUAR” verificar que no exista ningún objeto extraño que pueda impedir el libre recorrido o atascamiento de los marcos de sujeción.
- **Para cualquier caso de peligro inminente que involucre la seguridad del operario o un riesgo que puede provocar un daño en la maquina no dude en presionar el pulsante (2) “EMERGENCY”**
- Una vez que se haya presionado el pulsante (2) “EMERGENCY” cuando la maquina se encontraba en funcionamiento en modo automático, la maquina por cuestiones de seguridad se resetea deshabilitando el pulsante (3) “Continuar”.

Para volver a iniciar el ciclo automático se deben repetir los pasos especificados en el literal (b) del “MODO AUTOMATICO”

MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD

INTRODUCCION

MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Es un procedimiento periódico para minimizar el riesgo de fallo y asegurar la continua operación de los equipos, logrando de esta manera extender su vida útil.

Esto incluye limpieza, lubricación, ajuste, y reemplazo de ciertas partes vulnerables, aumentando la seguridad del equipo y reduciendo la probabilidad de fallas mayores; pero no se excluye el mantenimiento que a diario debe realizar el operador del equipo

CONSIDERACIONES PREVIAS DE SEGURIDAD

- El técnico debe ser precavido cuando observe el equipo para obtener las condiciones de funcionamiento.
- Hay que observar todas las precauciones de seguridad eléctrica. Siempre hay que tener cuidado y hacer uso del sentido común.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO

- Tensión de correcta en la cadena de transmisión de potencia
- Registro de Parámetros
Se deben registrar los parámetros de corriente, frecuencia del motor,
- Limpieza y Engrase de chumaceras
Consiste en la limpieza y engrase de las chumaceras de motor y las chumaceras del eje común, además de del tornillo del gato de elevación vertical.

OPERACIONES DE MANTENIMIENTO MECÁNICOS

Las comprobaciones que como mínimo deben de realizarse, y su periodicidad son las indicadas en las tablas que siguen, donde se empleará esta simbología.

Tabla 1 Simbología de mantenimiento

SIMBOLO	SIGNIFICADO
M	Una vez al mes
2 ^a	Dos veces por año
A	Una vez al año
D	Diario

En aquellas instalaciones que dispongan de un sistema de gestión inteligente las medidas indicadas en la tabla siguiente podrá ayudar al personal de mantenimiento a realizar las debidas correcciones para evitar daños en los equipos y mantener el buen funcionamiento del sistema.

Tabla 2 Periodicidad de revisión de elementos

OPERACIÓN	PERIODICIDAD
Revisión y limpieza de los gatos de tornillo	M
Revisión del estado y funcionamiento de catalinas	M
Revisión y cambio de chumaceras si lo es necesario.	2A
Monitoreo de ruido y vibraciones.	M
Engrase de chumaceras y Gatos de elevación	M
Revisión de ajuste de pernos	M
Inspección visual para detectar cualquier daño	D
Chequear ruedas guía	D
Verificar cableado de alimentación de energía	2A
Inspección acoples Love Joy entre tornillo y eje común	M

Anexo 11



GERCASA
 1792087527001
 PANAMERICANA NORTE KM 6 1/2 BOLEGAS DE PARKENOR.A-21
 comercializacion@gercasa.com.ec / servicioalcliente@gercasa.com.ec
 2801-118 2801- 119

Cotización Nº CT216179

Ciudad: **MOSTRADOR.**

Atención:

Dirección: **POR CONFIRMAR CON EL CLIENTE**

Asesor: **VELARDE VELASQUEZ PAULINA DEL ROCIO**

RUC: **000000000000**

Teléfono: **00000000**

Fecha: **18-may-2010**

Abonos:

Nº:	Valor:	Fecha:

MUESTRA:

SI NO CANT.

Cant.	Codigo	Articulo	Unidad	%Desc.	Precio	SubTotal
1.00	431NDRO	CILINDRO MUNIMATOP DE SIMPLE EFECTO DIAMETRO DE CAMISA DE 30 MM CARRERA, EJE DES MM Y CARRERA DE 12MM	UNDAZ		185.26	185.26
1.00	41088	ACOPLE LOUJON L-05 1 3/8"	UNDAZ		38.36	38.36

TIEMPO DE ENTREGA Y CONFECCIÓN:

NOTA: SE ENTREGA EN OAS LABORALES A PARTIR DE CONFIRMACIÓN CON PAGO DEL 50% COMO ANTEPAGO Y 40% CONTRA ENTREGA.

SOL: DOSCIENTOS SETENTA Y 21 / 100 DÓLARES

Válida hasta: **18-may-2010**

SUJETO A STOCK DE MATERIA PRIMA

- 1- Si no existe la existencia en los depósitos desde se finaliza la orden. En su defecto volver a gestionar en Gercasa dentro y en cualquier otro producto fabricado bajo orden.
- 2- Cualquier foto se suministrará por el cliente y que por lo tanto se le recabará dentro en el presente documento.
- 3- El uso de toda responsabilidad a GERCASA
- 4- GERCASA NO SE RESPONSABILIZA por la pérdida, dolo o denuciación de toda información entregada por el cliente.

SUBTOTAL IVA: 185.21

SUBTOTAL EXCENTO: 0.00

DESCUENTO: 0.00

IVA: 22.20

TOTAL: 207.21

Forma de Pago: Efectivo

Aceptado por: _____

F:



4500 East 49th Street
Cleveland, Ohio 44128-1819
P: 216-271-7800
F: 216-271-7800
T: 800-321-7800

INVOICE 440218

Page 1 of 1

Fax

Invoice Date: 11/9/08

Sold To: 09120010

Ship To: 09120010

JML INSTALACIONES
LOS ARUPOS 167 120
ECLADOR
AUIFO 563
ERAZIL

DAC TRADING
800E NY 48 STREET
MIAMI FL 33199
USA

Fax: 91593248-050

F.O.B. Shipping Point, Prepay/Charge

Packing Slip: 6512
Inland: 11/15/2008

Term: Cash In Advance

Ship Via: UPS/RED ETC
Ship Date: 11/19/2008

Remarks:

P.O. # JOEL MUELA C/O THELMO MORENO

UPS PPA

*** CASH IN ADVANCE ***

Line	Quantity				Part Number/Description	Rev	Unit Price	Extended
	Ordered	Shipped	Prev Ship	Backorder				
1	5	5	0	0	2-MBL-1-Tr (1x) = 48-L R Shaft Lit Shafts and Stern Covers Order: 494053 PO: JOEL MUELA RMA: 0 Job No.: 940453-1-1 Line #1/Miscellaneous Charge Description FREIGHT CHARGES		341.48 EA	1,707.40 291.44
								Total: \$ 1,998.84
Payment Schedule								
	Due Date	Amount						
1	11/19/2008	1,998.84						
	Total	1,998.84						

Please detach the bottom portion of the invoice and mail with your payment.

Make Check Payable To: NOOK INDUSTRIES, INC.

Invoice Date: 11/9/2008

Invoice Number: 440218

Please Remit To:

NOOK INDUSTRIES, INC.
PO BOX 951191
CLEVELAND OH 44193

INVOICE TOTAL: \$ 1,998.84

AMOUNT REMITTED: \$

Bob Doe

Planos