



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
INGENIERÍA MECÁNICA – DISEÑO MECÁNICO

DISEÑO A DETALLE DE MÁQUINA CARTESIANA PARA EL POSICIONAMIENTO  
PRECISO DE UN INSTRUMENTO DE RAYOS X CAPAZ DE ANALIZAR OBRAS DE ARTE

MODALIDAD DE GRADUACIÓN:  
TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:  
ING. VIREN ULISES SIBAJA AGUILERA

TUTOR PRINCIPAL  
DR. LEOPOLDO ADRIÁN GONZÁLEZ GONZÁLEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

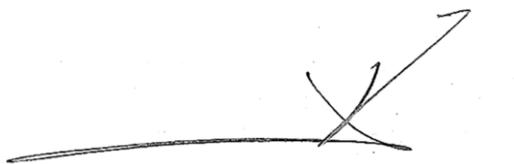
**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: DR. BORJA RAMÍREZ VICENTE  
Secretario: DR. RAMÍREZ REIVICH ALEJANDRO C.  
Vocal: DR. GONZÁLEZ GONZÁLEZ LEOPOLDO A.  
1<sup>er</sup>. Suplente: DR. ESPINOSA BAUTISTA ADRIÁN  
2<sup>d o</sup>. Suplente: DR. ROCHA CÓZATL EDMUNDO GABRIEL

Lugar donde se realizó la tesis:  
CIUDAD UNIVERSITARIA, CD. MX.

**TUTOR DE TESIS:**

DR. LEOPOLDO ADRIÁN GONZÁLEZ GONZÁLEZ

A handwritten signature in black ink, consisting of a long horizontal stroke followed by a stylized, upward-pointing flourish.

-----  
**FIRMA**

## Índice

I. ÍNDICE DE FIGURAS .....	1
II. ÍNDICE DE TABLAS .....	4
III. RESUMEN .....	6
IV. INTRODUCCIÓN .....	7
V. ALCANCE Y OBJETIVOS .....	8
CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES .....	9
1.1 El laboratorio LANCIC y ANDREAH .....	10
1.2 Radiografía por Rayos X .....	12
1.3 Metodología de diseño empleada .....	13
CAPÍTULO 2 IDENTIFICACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL CLIENTE.....	16
2.1 Problemática .....	17
2.2 Necesidad .....	18
2.3 Condiciones de trabajo actuales .....	18
2.4 Requerimientos .....	19
2.5 Interpretación de los requerimientos en especificaciones.....	20
CAPÍTULO 3 DISEÑO CONCEPTUAL: GENERACIÓN DE CONCEPTOS.....	24
3.1 Benchmarking.....	25
3.2 Generación de conceptos.....	32
3.2.1 Identificación de los sistemas que componen a los equipos comerciales .....	32
3.2.2 Diagrama de caja negra y funcional .....	40
3.2.3 Matriz morfológica .....	44
CAPÍTULO 4 DISEÑO CONCEPTUAL: SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN .....	47
4.1 Primer criterio de selección para las alternativas de solución: Comparación por parejas 48	
4.2 Segundo criterio de selección para las alternativas de solución: revisión literaria ..	52
4.3 Arquitectura de la Máquina .....	70
4.4 Configuración geométrica de la Máquina .....	73
CAPÍTULO 5 DISEÑO A DETALLE: MEMORIA DE CÁLCULO .....	78
5.1 Diseño detallado primera propuesta .....	79
5.1.1 Lista de materiales .....	81

5.2	Materiales de la máquina (primer propuesta) .....	83
5.3	Especificaciones de los elementos de máquina comerciales.....	84
5.4	Memoria de cálculo de los elementos de la máquina .....	85
5.5	Cálculo del sistema de desplazamiento lineal del eje Z .....	86
5.6	Cálculo de los husillos.....	89
5.6.1	Cálculo del husillo en dirección X.....	89
5.6.2	Cálculo del husillo en dirección Y .....	100
5.7	Cálculo de motores (consideraciones mecánicas) .....	109
5.7.1	Cálculo del motor en dirección X .....	109
5.7.2	Cálculo del motor en dirección Y.....	117
5.8	Cálculo de los ejes guía.....	123
5.8.1	Cálculo del eje guía en dirección X.....	123
5.8.2	Cálculo del eje guía en dirección Y .....	130
5.9	Análisis por elementos finitos de deflexiones en el marco.....	133
5.10	Etapa de potencia para los motores (consideraciones eléctricas).....	143
5.11	Propuesta del hardware y software del Sistema de control.....	148
5.11.1	Componentes del sistema de control .....	149
5.12	Materiales definitivos de la Máquina cartesiana .....	151
CAPÍTULO 6 COSTOS DE LA MÁQUINA CARTESIANA .....		161
CAPÍTULO 7 CONCLUSIONES .....		163
REFERENCIAS.....		165
ANEXOS .....		169
ANEXO A	PROPIEDADES DEL ACERO AISI 1045 Y ALUM. 6063-T5.....	170
ANEXO B	MATRICES DE FACTOR DE PESO Y DE DECISIÓN .....	174
ANEXO C	PLANOS GENERALES Y DESPIECE .....	183
ANEXO D	DIMENSIONES DEL INSTRUMENTO DE RAYOS X .....	196
ANEXO E	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE PARTES MECÁNICAS.....	199
ANEXO F	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE PARTES ELÉCTRICAS .....	223
ANEXO G	FORMULARIO DE CÁLCULO DEL FABRICANTE SKF.....	232
ANEXO H	COTIZACIONES DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.....	235

# I. ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Metodología empleada en el proyecto ANDREAH .....	12
Figura 2 Instrumento Generador de Rayos X .....	13
Figura 3 Horizonte de oportunidades <b>[3]</b> .....	14
Figura 4 Metodología de diseño empleada.....	15
Figura 5 Realización de análisis en el laboratorio de física .....	17
Figura 6 Instrumento Generador de Rayos X .....	17
Figura 7 Bocetos de área de análisis .....	18
Figura 8 Equipo M6 JETSTREAM.....	26
Figura 9 Equipo CRONO.....	27
Figura 10 Fresadora CNC X-CARVE.....	28
Figura 11 Mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T-A CNC31.....	29
Figura 12 CNC PHILICAM.....	30
Figura 13 Identificación de los sistemas en el equipo M6 JETSTREAM .....	33
Figura 14 Identificación de los sistemas de equipo CRONO .....	35
Figura 15 Identificación de los sistemas del equipo X-CARVE .....	37
Figura 16 Diagrama de caja negra.....	40
Figura 17 Convención del trazado de las flechas en los diagramas <b>[3]</b> . .....	40
Figura 18 Convención del sistema y función en los diagramas.....	40
Figura 19 Diagrama funcional de la Máquina Cartesiana .....	41
Figura 20 Motores a pasos unipolares y bipolares.....	54
Figura 21 Motor de imán permanente <b>[15]</b> .....	55
Figura 22 Motor C.D. con escobillas <b>[14]</b> .....	56
Figura 23 Motor C.D. sin escobillas <b>[14]</b> .....	57
Figura 24 Servomotor a pasos y de C.D. sin escobillas <b>[14]</b> .....	58
Figura 25 Control de velocidad motor de C.D. a) y b) Representación física y eléctrica; c) y d) curvas de comportamiento <b>[14]</b> .....	59
Figura 26 Construcción de servomotor de transmisión directa <b>[14]</b> .....	60
Figura 27 Rodamiento de casquillo cerrado marca Thomson© .....	62
Figura 28 Rodamiento de casquillo abierto Thomson© .....	62
Figura 29 Rodamiento de rodillos Thomson© .....	63
Figura 30 Rodamiento auto lubricante grado alimenticio Thomson© .....	63
Figura 31 Tipos de secciones transversales de ejes.....	64
Figura 32 Tornillo de bolas Thomson© .....	66
Figura 33 Formas de rosca para tornillos de potencia <b>[19]</b> .....	68
Figura 34 Transmisión por bandas de sincronización <b>[25]</b> .....	69
Figura 35 Pasos de banda síncrona.....	69
Figura 36 Esquema de la máquina .....	71
Figura 37 Agrupación de elementos de la Máquina .....	72
Figura 38 Dimensiones Instrumento Generador de Rayos X.....	73

Figura 39 Recorrido en dirección Z del Instrumento .....	74
Figura 40 Soporte tipo brazo de máquina CNC [26].....	74
Figura 41 Soporte tipo torreta de máquina CNC [26] .....	75
Figura 42 Soporte tipo puente de máquina CNC [27] .....	75
Figura 43 Configuración geométrica.....	77
Figura 44 Diseño detallado primera propuesta; a) Ensamble general b) Eje X c) Eje Y d) Eje Z.....	81
Figura 45 Lista de materiales de la Máquina Cartesiana.....	82
Figura 46 . Funcionamiento del eje Z .....	86
Figura 47 . D.C.L. del eje Z .....	86
Figura 48 . Masa del Instrumento y soporte en dirección Z.....	87
Figura 49 . Especificaciones técnicas Sistema de desplazamiento dirección Z [29].....	88
Figura 50 . Funcionamiento eje X.....	89
Figura 51 D.C.L. Carro del eje X.....	89
Figura 52 . Masa Carro del eje Z y Carro del eje X.....	90
Figura 53 . Equivalencia de fuerzas en aceleraciones del Carro del eje X.....	91
Figura 54 . Maquinado del husillo (extremo con motor) [30] .....	93
Figura 55 . Maquinado del husillo (extremo sin motor) [30] .....	94
Figura 56 . Diámetro del filete del husillo [30].....	94
Figura 57 . Ejemplo de cálculo extraído del catálogo SKF© [30].....	98
Figura 58 Funcionamiento del husillo en dirección Y .....	100
Figura 59 D.C.L. que muestra la fuerza axial sobre el husillo en dirección Y.....	100
Figura 60 Masa del peso soportado por los husillos de la dirección Y .....	101
Figura 61 Valores de K para obtener la longitud efectiva. $L_e=K*L$ .....	102
Figura 62 Procedimiento de cálculo para columnas según Mott [19] .....	103
Figura 63 Equivalencia de una fuerza en aceleración husillo dirección Y [19].....	105
Figura 64 Funcionamiento del husillo en dirección X.....	109
Figura 65 D.C.L. de fuerzas que interactúan en el husillo dir. X.....	109
Figura 66 D.C.L. de la respuesta cinemática debido a la fuerza en el husillo dir. X .....	110
Figura 67 Dimensionamiento de un motor: se debe especificar la inercia, vel. y fuerza [31].....	110
Figura 68 Gráficas de Par Vs Vel. angular consulte Anexo F.....	111
Figura 69 Perfil de velocidad: forma cíclica trapezoidal [31].....	112
Figura 70 Gráficas de posición, velocidad y aceleración del motor [31].....	114
Figura 71 Motor Powermax II: Torque y vel. donde $T_{rms}$ es el par calculado.....	115
Figura 72 Motor Nema 23 Torque y vel. dónde $T_{rms}$ es el par calculado .....	116
Figura 73 Funcionamiento del motor dirección Y.....	117
Figura 74 D.C.L. fuerzas que interactúan en el motor dirección Y .....	117
Figura 75 Peso sobre los ejes X.....	123
Figura 76 D.C.L. de los ejes X.....	123
Figura 77 Masa desplazada por los ejes X .....	124
Figura 78 Cálculo de las fuerzas sobre los rodamientos del eje X [23] .....	125
Figura 79 Definición de apoyos y fuerzas aplicadas.....	126
Figura 80 Mallado del ensamble ejes X.....	126

Figura 81 Funcionamiento de los ejes Y .....	130
Figura 82 D.C.L. del momento equivalente en los ejes Y.....	130
Figura 83 Masa del conjunto Instrumento y Carros XZ.....	131
Figura 84 Cálculo de la flexión en una viga simplemente apoyada y un momento concentrado... 132	
Figura 85 Fuerza aplicada y simplificación de la geometría para el análisis por elementos finitos del marco .....	133
Figura 86 Detalle del apoyo lateral.....	134
Figura 87 D.C.L. de las fuerzas que interactúan en el sistema de transmisión del eje Y.....	134
Figura 88 D.C.L. de Viga simplemente apoyada.....	137
Figura 89 Definición de apoyos y fuerzas aplicadas.....	138
Figura 90 Mallado del ensamble.....	139
Figura 91 Modificación del apoyo lateral del Marco .....	140
Figura 92 Estructura del Marco de la máquina.....	142
Figura 93 Apariencia de la etapa de potencia TB6560 <b>[32]</b> .....	144
Figura 94 Apariencia de la fuente de alimentación para los motores <b>[33]</b> .....	146
Figura 95 Diagrama de conexiones de Arduino-Divers-Fuente.....	147
Figura 96 Patrón de desplazamientos para el análisis de las obras de las obras. ....	148
Figura 97 Diagrama de componentes que integrarían el sistema de control de la máquina .....	149
Figura 98 Perfil de velocidad del motor a pasos, que es posible configurar en GRBL.....	150
Figura 99 Tipo de perfil Bosch© usado en la Máquina.....	152
Figura 100 Escuadra 30/30 Bosch©.....	152
Figura 101 Escuadra 45/45 Bosch©.....	153
Figura 102 Escuadra 45/90 Bosch©.....	153
Figura 103 Union T 45x45 Bosch ©.....	154
Figura 104 . Placa K-uni3n a 45 grados, fabricado con solera de 4in x 1/4in .....	155
Figura 105 . Husillo SKF©.....	156
Figura 106 . Soportes para husillos SKF© .....	157
Figura 107 . Rodamientos lineales Thomson© .....	158
Figura 108 . Sistema de deslizamiento lineal Thomson© .....	159
Figura 109 . Motor a pasos bipolar modelo M-2218-2.4S .....	160

## II. ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Requerimientos generales del cliente .....	20
Tabla 2 Especificaciones técnicas del producto .....	23
Tabla 3 Especificaciones del equipo M6 JETSTREAM.....	26
Tabla 4 Especificaciones del equipo CRONO.....	27
Tabla 5 Especificaciones de la fresadora CNC X-CARVE .....	28
Tabla 6 Especificaciones de la mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T-A CNC31.....	30
Tabla 7 Especificaciones de la caja de control de la mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T.....	30
Tabla 8 Especificaciones del equipo CNC PHILICAM .....	31
Tabla 9 Descripción de la tecnología empleada en el equipo M6 JETSTREAM.....	34
Tabla 10 Descripción de la tecnología empleada en el equipo CRONO.....	36
Tabla 11 Descripción de la tecnología empleada en el equipo X-CARVE.....	39
Tabla 12 Sistemas de la Máquina Cartesiana.....	43
Tabla 13 Matriz morfológica de las alternativas de solución.....	45
<i>Tabla 14 Criterios de evaluación de las Alternativas de solución .....</i>	<i>49</i>
Tabla 15 Matriz de Factor de peso para el Sistema Motriz.....	50
<i>Tabla 16 Matriz de Decisión para el Sistema Motriz.....</i>	<i>51</i>
Tabla 17 Tabla resumen de las alternativas seleccionadas.....	52
Tabla 18 Comparación entre motores eléctricos <b>[14]</b> .....	53
Tabla 19 Ventajas y desventajas de motores a pasos <b>[14]</b> .....	53
Tabla 20 Ventajas y desventajas de motores a pasos bipolar y unipolar <b>[17]</b> .....	55
Tabla 21 Ventajas y desventajas de servomotores de C.D. ....	59
Tabla 22 Ventajas y desventajas del servomotor de transmisión directa <b>[14]</b> .....	60
Tabla 23 Designación y aplicaciones de algunos aceros <b>[19]</b> .....	65
Tabla 24 Cambio de propiedades de aceros tratados térmicamente <b>[24]</b> .....	65
<i>Tabla 25 Lista de materiales de la máquina .....</i>	<i>83</i>
Tabla 26 Carga máxima del ciclo de trabajo <b>[30]</b> .....	92
Tabla 27 Dimensiones del maquinado husillo SKF (extremo con motor) <b>[30]</b> .....	93
Tabla 28 Dimensiones del maquinado husillo SKF (extremo con motor) <b>[30]</b> .....	94
Tabla 29 Torque de precarga del husillo <b>[30]</b> .....	97
Tabla 30 Resultados del elemento finito en los ejes X (esfuerzos).....	127
Tabla 31 Resultados del elemento finito en los ejes X (desplazamientos) .....	127
Tabla 32 Resultados del elemento finito en los ejes X (esfuerzos), iteración 1.....	128
Tabla 33 Resultados del elemento finito en los ejes X (desplazamientos), iteración 1 .....	129
<i>Tabla 34 Fuerzas aplicadas al Marco .....</i>	<i>138</i>
<i>Tabla 35 Resultados de esfuerzos en el Marco 1er propuesta.....</i>	<i>139</i>
<i>Tabla 36 Resultados de los desplazamientos en el Marco 1er propuesta.....</i>	<i>140</i>
<i>Tabla 37 Resultados de esfuerzos en el Marco 2da propuesta .....</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 38 Resultados de los desplazamientos en el Marco 2da propuesta.....</i>	<i>141</i>
Tabla 39 Especificaciones técnicas del driver TB6560.....	144

Tabla 40 Configuración de modos de funcionamiento donde S y SW son interruptores <b>[32]</b> .....	144
Tabla 41 Especificaciones técnicas de la fuente de alimentación <b>[33]</b> .....	147
<i>Tabla 42 Tipo y cantidad de tramos perfil Bosch©</i> .....	151
<i>Tabla 43 Tipo y cantidad de uniones Bosch©</i> .....	154
<i>Tabla 44 Cantidad de Soleras de Aluminio 6063</i> .....	155
<i>Tabla 45 Costos aproximados de la Máquina Cartesiana</i> .....	162

### III. RESUMEN

Esta tesis trata sobre el diseño a detalle de una Máquina Cartesiana que se empleará para el posicionamiento preciso y automático de un Instrumento de Rayos X. Este Instrumento debe colocarse en diferentes puntos a lo largo de un objeto plano con el fin de analizar su composición.

Se realiza el diseño mecánico a detalle y propuesta de la electrónica necesaria para cumplir con las especificaciones que el Instituto de Física solicita.

A continuación se describe brevemente el contenido de cada uno de los capítulos de esta tesis.

El capítulo uno, antecedentes, se describe de qué trata el proyecto Análisis No Destructivo Para Estudios De Arte, Arqueología e Historia (ANDREAH) que se lleva a cabo en el Instituto de Física de la UNAM. Se trata la importancia de este proyecto y de las técnicas que se emplean para el análisis de las obras. En el apartado 1.3 se describe la metodología empleada para el diseño de la máquina.

El capítulo dos está dedicado a la identificación de las necesidades del cliente, así como, a convertir y plasmar éstas en especificaciones cuantificables, las cuales son utilizadas en el siguiente capítulo para seleccionar los elementos de la máquina.

En el capítulo tres se inicia el diseño conceptual, con la generación de conceptos del diseño de la Máquina, para ellos se hizo un estudio de mercado (Benchmarking) de máquinas que cubren con la necesidad del cliente. Se realizó la generación de conceptos a partir de equipos comerciales, descomponiendo sus funciones y en base a ello se propuso el diagrama de caja negra y funcional de la Máquina Cartesiana. Hecho esto, se aplicaron las posibles soluciones para las diferentes funciones en una matriz morfológica.

En el capítulo cuatro se continua con el diseño conceptual, se seleccionaron las alternativas de solución, las cuales fueron planteadas en el la matriz morfológica del capítulo tres. Para seleccionar los elementos de máquina se emplearon dos criterios de selección: comparación por pares e investigación bibliográfica y electrónica sobre las ventajas y desventajas de cada posible solución. Finalmente, en este capítulo, se definió la arquitectura de la máquina.

El capítulo cinco está dedicado al diseño a detalle de la máquina, por lo que se realizó un modelo 3D del equipo (CAD), seleccionando partes comerciales de los fabricantes Thomson® y SKF®. Con ello se procedió al cálculo de deflexiones en los ejes guía, la vida útil de los husillos, el par necesario para desplazar la carga, la alimentación para los motores y la deflexión en el marco. Con los cálculos se definieron los diámetros de los ejes guía, los husillos, los motores, etapa de potencia y la estructura de soporte de la máquina.

Finalmente en el capítulo seis se muestra el costo aproximado de la Máquina Cartesiana.

## IV. INTRODUCCIÓN

En Instituto de Física de la UNAM a través del *Laboratorio Nacional de Ciencias para la Investigación y Conservación del Patrimonio Cultural* (LANCIC), dirigido por Dr. José Luis Ruvalcaba Sil se desarrollan diferentes técnicas para el análisis no destructivo de obras arqueológicas y de arte, las cuales forman parte del acervo cultural. Este proyecto es de suma importancia, ya que con este conocimiento es posible aplicar las técnicas adecuadas para su preservación, revelar datos históricos sobre sus procesos de manufactura y conocer más sobre su origen.

Dado que la mayoría de los objetos no pueden llevarse al laboratorio, la propuesta innovadora del LANCIC es el uso de aparatos portátiles que son capaces de realizar el análisis en el sitio.

Para el análisis no destructivo de los especímenes se emplean diferentes técnicas, una de ellas es Fluorescencia de Rayos X, la cual emplea un Instrumento generador de rayos X portátil (llamado comercialmente como CEA DISPOSITIVO XRF) este realiza un muestreo puntual. Actualmente el Generador de Rayos X se encuentra montado sobre un tripié, este es ajustado manualmente para que una vez analizado un punto sea movido al siguiente, y así sucesivamente. En un objeto se pueden llegar a muestrear hasta 200 puntos convirtiéndose en una tarea incómoda para el usuario. Debido a esta situación, se ha pensado en diseñar una máquina que sea capaz de posicionar de manera automática el Instrumento generador de Rayos X. **La máquina necesita ser ligera, fácil de transportar y con la capacidad de analizar áreas cuadradas de hasta 1 m<sup>2</sup>.**

La máquina debe ser portable, debido a que se transportará al lugar de resguardo del objeto: museo o zona arqueológica, ahorrándose de este modo una serie de permisos que se tendrían que realizar si la pieza se llevara al laboratorio. También, al no trasladar el objeto, se minimiza el riesgo de daño del mismo.

Las especificaciones especiales antes mencionadas ha motivado al Instituto de Física al desarrollo de una máquina “hecha a la medida” para el análisis de las piezas invaluable. Piezas que requieren ser revaloradas como lo que son: una oportunidad para aprender del pasado y apreciar todo lo que hay detrás de lo que se tiene.

## V. ALCANCE Y OBJETIVOS

A continuación se detallan los alcances y objetos de esta tesis.

### *Alcances.*

Los alcances de esta tesis son:

- Realizar el diseño mecánico a detalle de una Máquina cartesiana que cubra con la necesidad de posicionamiento preciso del Instrumento generador de rayos X, el cual es empleado para hacer análisis en sitio de obras de arte; tales como pinturas y manuscritos.
- Proponer la electrónica necesaria para el control de la Máquina.
- Cuantificar el costo de la Máquina.

### *Objetivos.*

Los objetivos de esta tesis son:

- Generar las especificaciones de diseño de la Máquina.
- Documentar la metodología y criterios que se consideraron en el diseño.
- Diseño a detalle de la máquina; memoria de cálculo y planos para su fabricación.
- Cotizar los elementos de máquina.

# CAPÍTULO 1

## ANTECEDENTES

En la sección 1.1 se describe de qué trata el proyecto Análisis No Destructivo Para Estudios De Arte, Arqueología e Historia (ANDREAH) que se lleva a cabo en el Instituto de Física de la UNAM. Mientras que la sección 1.2 se presenta el Instrumento que realiza el análisis de las obras de arte, el cual se planea mover automáticamente con la Máquina Cartesiana diseñada en esta tesis. Finalmente en la sección 1.3 se indica la metodología de diseño para la Máquina.

Es importante hacer mención que el responsable del proyecto ANDREAH es el Dr. José Luis Ruvalcaba Sil, por lo que el diseño de la máquina que se presenta en esta tesis, está pesando para satisfacer las necesidades del Dr. José Luis, a quien de ahora en adelante se hará mención a él como cliente o usuario.

## 1.1 El laboratorio LANCIC y ANDREAH

En nuestro país se ha revolucionado, en los últimos años, el estudio de las colecciones y piezas únicas de los museos y de los acervos nacionales mediante el uso y la optimización de los equipos y las técnicas de análisis no destructivas y no invasivas in situ. Las investigaciones llevadas a cabo por el Instituto de física de la UNAM a través del *Laboratorio Nacional de Ciencias para la Investigación y Conservación del Patrimonio Cultural* (LANCIC) representan la punta de lanza de esta revolución [5].

El Instituto de física de la UNAM con el apoyo del proyecto CONACYT U49839-R Móvil: *Metodologías No Destructivas para el estudio In Situ del Patrimonio Cultural*, propicia a partir de 2005, el desarrollo de equipos propios y la adquisición de este tipo de aparatos ad hoc. Los equipos son trasladados al acervo – *el laboratorio va al museo* – para llevar a cabo los análisis directamente sin la toma de muestra del objeto de estudio, de manera no destructiva [6].

En el marco de esta investigación interdisciplinaria se aplican de manera exitosa un conjunto de metodologías específicas para el estudio de colecciones del patrimonio cultural de acervos mexicanos, y se forman recursos humanos especializados en este tipo de investigaciones. Esta labor inicio en el año 2010 con el proyecto PAPIIT-UNAM IN403210 Red de Análisis No Destructivo para Estudios en Arte, Arqueología e Historia (ANDREAH), dirigido por Dr. José Luis Ruvalcaba Sil y respaldado por el proyecto IC y TDF PICCO 10-57.

### *Importancia del Análisis de Materiales para el Arte y la Historia*

Los resultados de la investigación proporcionan información sobre los materiales empleados en las diversas épocas, las técnicas de manufactura y tecnologías antiguas, la procedencia de los objetos y materiales, cronologías relativas y absolutas de los objetos, y aspectos de estado de deterioro, métodos de restauración y estrategias de conservación preventiva de colecciones y piezas únicas. De esta manera se revalora el patrimonio cultural e histórico nacional con un impacto positivo en la sociedad.

### *Objetivos del proyecto ANDREAH*

El proyecto no propone un estudio exhaustivo de las colecciones del patrimonio cultural mexicano, demasiado vasto y complejo. Por el contrario se ha orientado mediante el estudio de colecciones específicas a:

- Desarrollar metodologías e infraestructuras experimentales para la caracterización no destructiva de los materiales de acervos nacionales que integran el patrimonio cultural e histórico de México.
- Integrar grupos de investigación interdisciplinarios y formar recursos humanos especializados para el estudio no destructivo de los materiales del patrimonio cultural e histórico del país.
- Integrar bases de información de los materiales y objetos, así como de las colecciones más relevantes del patrimonio cultural e histórico nacional.

### *Relevancia del análisis en el sitio*

Con un análisis en el sitio donde se encuentra la obra, se evitan permisos, seguros y traslados. Este estudio se lleva a cabo de manera no destructiva y no invasiva, es decir sin toma alguna de muestra del objeto. Este análisis se puede aplicar a un objeto o a una colección para determinar cuáles son las piezas representativas de la colección para estudios más detallados.

### *Principales proyectos de investigación*

Dentro del proyecto se determina una serie de tópicos principales que actúan como ejes directores para su desarrollo. No obstante, se han abordado además otras colecciones de diversa naturaleza.

Los ejes directores se mencionan a continuación:

- Análisis de documentos y manuscritos, incluyendo códices y libros antiguos.
- Caracterización de artefactos metálicos prehispánicos (tecnologías y aleaciones).
- Estudios de pigmentos y técnicas pictóricas de pintura de caballete colonial, siglo XIX y moderna.
- Estudios de procedencia de lítica (obsidiana, piedras verdes, turquesas).

### *Técnicas analíticas*

Las técnicas analíticas involucradas en el proyecto ANDREAH para el análisis de obras de arte, arqueología e historia, son las siguientes:

- Técnicas de imágenes con luz ultravioleta (UV) e infrarroja (IR).
- Espectroscopia UV-VIS-IR. Colorimetría.
- Fluorescencia de Rayos X portátil XRF (sistema SANDRA).
- Espectroscopía Raman.
- Espectrometría Infrarroja con Transformada de Fourier (FTIR) transportable.

- Técnicas con Haces de iones (PIXE, RBS, PIGE, IOL) en el Laboratorio del Acelerador Pelletrón.

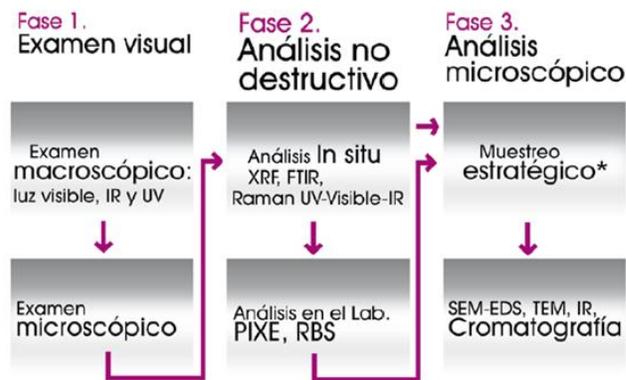
### *Fases de las técnicas no destructivas*

Un estudio con técnicas no destructivas generalmente involucra dos fases:

- La primera fase consiste en la realización de exámenes con técnicas de imágenes para la realización de una prospección general del objeto en sus distintas regiones.
- La segunda etapa de análisis consiste en el uso de técnicas instrumentales en áreas representativas; en este momento se establecen las técnicas más adecuadas y su secuencia de aplicación; se obtienen cientos de mediciones complementarias utilizando distintas técnicas lo que permite verificar la validez de los resultados obtenidos y se obtiene un conocimiento general del objeto.

Tras esta fase es factible determinar si la información obtenida es suficiente para resolver la interrogante o si se requiere un estudio no destructivo y no invasivo en el laboratorio (con el consecuente traslado de la pieza).

En la Figura 1 se muestra esquema de las fases que involucran el análisis de algún objeto.



*Figura 1 Metodología empleada en el proyecto ANDREAH*

## 1.2 Radiografía por Rayos X

La Radiografía por Rayos X se emplea para el análisis del arte desde el siglo pasado. La radiografía de una pintura puede contribuir, por ejemplo, al análisis de las técnicas de un artista; la elección de los materiales para su pintura (más o menos densidad de pigmentos), la estructura interna o disposición de las capas de la pintura, así como el tipo y condición del soporte, y en algunas ocasiones puede incluso sorprendernos, al revelarnos firmas escondidas. La radiografía es entonces

un paso crucial para la caracterización de una pintura, y en algunos casos, este juega un papel importante durante las autentificaciones e incluso para verificar si la obra ha sido modificada.

Actualmente se emplea con éxito en el laboratorio de Física un pequeño Instrumento Generador de Rayos X , llamado comercialmente como CEA dispositivo móvil EDXF, que producen un alto flujo de fotones lo cual minimiza la adquisición de datos en largos escaneos, el cual tiene un peso aproximado de 3 kg. La apariencia física de este dispositivo se muestra en la Figura 2.



*Figura 2 Instrumento Generador de Rayos X*

Uno de los objetivos de esta tesis es el diseño de una Máquina Cartesiana capaz de mover el Instrumento Generador de Rayos X.

## **1.3 Metodología de diseño empleada**

En este apartado se analizan qué tipo de oportunidad enfrenta el producto, si existe la tecnología para cumplir con las especificaciones y en qué situación está el mercado. Una vez hecho esto se procede a describir la metodología de diseño empleada en esta tesis.

### ***Tipo de oportunidad***

Si bien el uso para el que está destinada la máquina es bastante particular, las soluciones asociadas a posicionar en coordenadas cartesianas de forma automática no lo es, ya que en el mercado existen un sin fin de máquinas fresadoras de control numérico que lo hacen.

Debido a que el conocimiento tecnológico necesario para desarrollar la máquina ya es bastante conocido y el mercado para el que está destinado prácticamente no es existente en nuestro país, la máquina se ubica en la Figura 3 en el límite del horizonte de oportunidad 2:

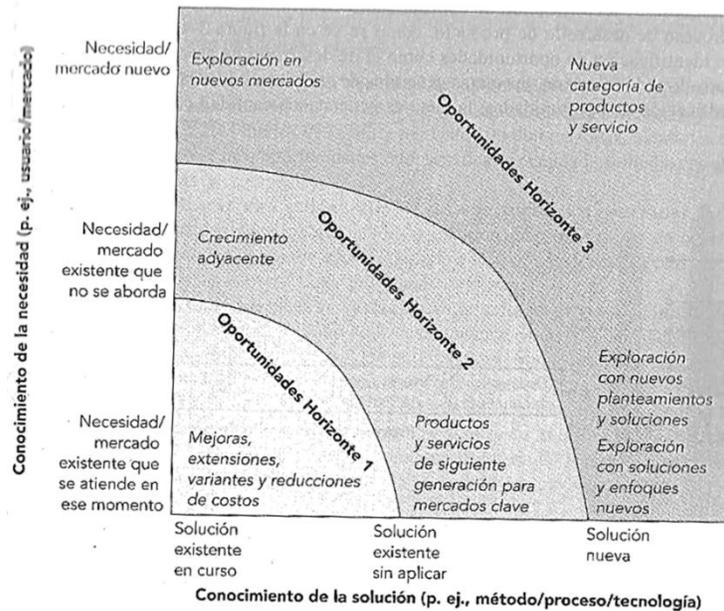


Figura 3 Horizonte de oportunidades [3]

Identificar el horizonte de oportunidad de la máquina es importante pues indica que el diseño deberá presentar una mejora tecnológica respecto a las fresadoras de control numérico existentes; ya que es necesario que sea transportable, cuente con amplia área de trabajo y mantenga alta resolución.

Por otro lado respecto al mercado objetivo, la máquina tiene potencial de crecimiento pues está misma necesidad la tienen otros institutos de investigación, y sin embargo no hay empresas que proporcionen dichas soluciones en México.

### Metodologías de diseño

Las metodologías de diseño son procesos bien estructurados que ayudan al diseñador a documentar, aclarar y justificar la razón de las decisiones que tomó. Éstas son de vital importancia cuando se trabaja en equipo y es una gran herramienta para alcanzar el diseño óptimo, ya que es posible ubicar fácilmente qué puede modificarse para mejorar el producto.

En la Figura 4 se muestran el proceso de diseño empleado para el diseño de la Máquina Cartesiana.

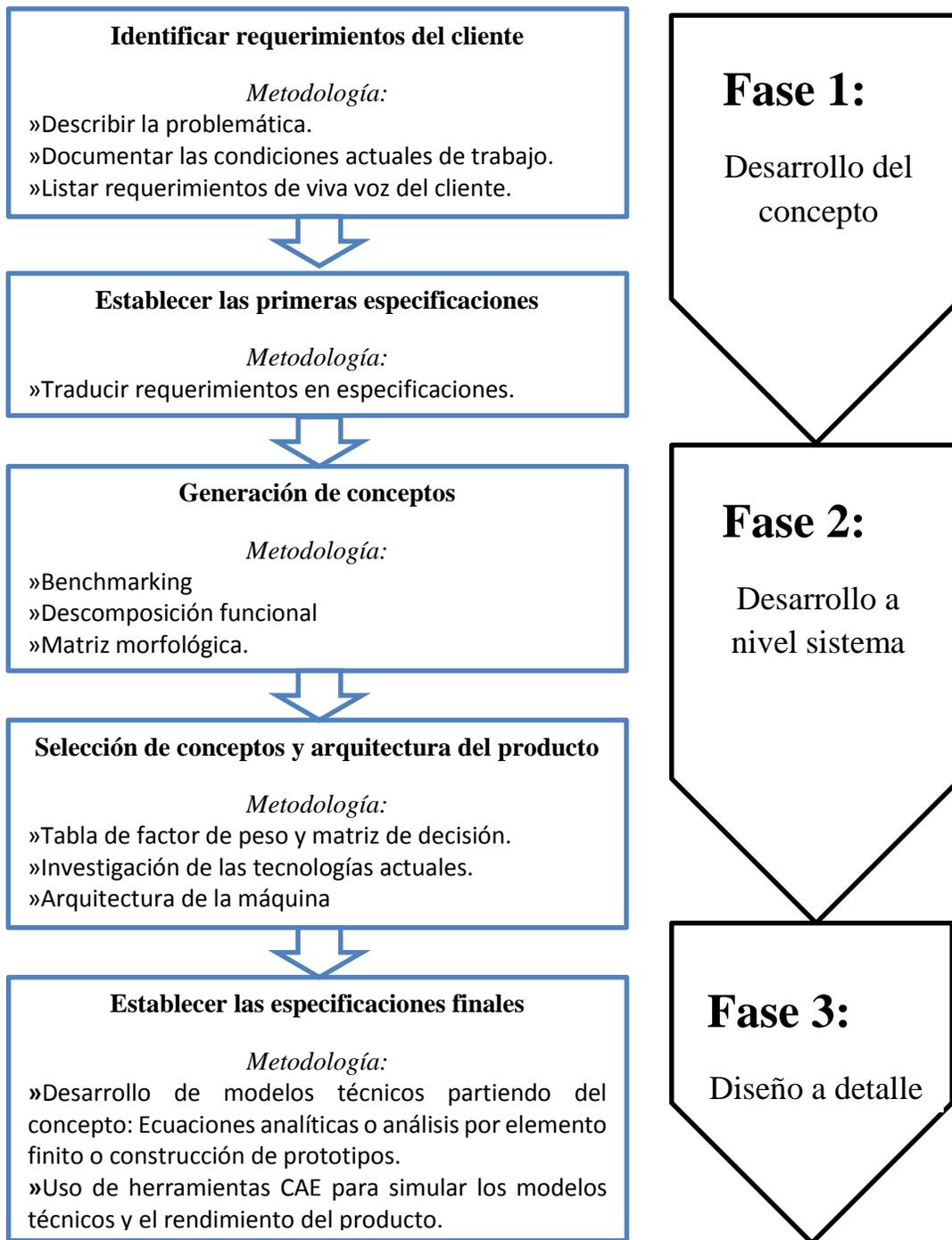


Figura 4 Metodología de diseño empleada

# CAPÍTULO 2

## IDENTIFICACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL CLIENTE

Una condición necesaria para que un producto satisfaga las necesidades de un cliente es que este ofrezca beneficios que sean plenamente percibidos por él, tanto económicos como técnicos. Por ello la voz del cliente es de suma importancia y es necesaria documentarla.

En este capítulo se presenta la problemática existente en el laboratorio LACIC descrita por el cliente, el Dr. José Luis Ruvalcaba Sil quien es el responsable del laboratorio y del proyecto ANDREAH. Así mismo, se documentan las condiciones de trabajo actuales, el funcionamiento mecánico ideal de cliente y su experiencia empleando el software para la adquisición de datos.

## 2.1 Problemática

Para el análisis no destructivo de los especímenes se emplean diferentes técnicas, una de ellas es Fluorescencia de Rayos X, que utiliza un Instrumento generador de rayos X portátil, con un peso aproximado de 3 kg. Este realiza un muestreo puntual, por lo que **analizar un área de interés requiere posicionarlo en diferentes lugares a lo largo del espécimen. Para un espécimen se pueden llegar a muestrear hasta 200 puntos, convirtiéndose en una tarea incómoda para el operador.** La Figura 5 ilustra el análisis de una pintura:



*Figura 5 Realización de análisis en el laboratorio de física*

En la Figura 6 se muestra el Instrumento Generador de Rayos X, el cual tiene un peso aproximado de 3kg.



*Figura 6 Instrumento Generador de Rayos X*

## 2.2 Necesidad

Dado que la tarea de análisis de los especímenes es laboriosa y tediosa ha surgido la necesidad de diseñar una **Máquina Cartesiana** que posicione de forma automática el Instrumento Generador de Rayos X.

A continuación se describen las condiciones actuales en que trabaja nuestro cliente en su laboratorio.

## 2.3 Condiciones de trabajo actuales

A continuación se enlistan las condiciones de trabajo de nuestro cliente:

- Los objetos a muestrear generalmente son pinturas, es decir implica en las más de las veces un movimiento en el plano (muestreo 2D).
- Los análisis de las piezas pueden ser en el sitio o en el laboratorio. Cuando se llevan a cabo en el sitio, el aparato junto con su soporte son transportados en una camioneta.
- Los lugares que se hacen los análisis, fuera del laboratorio son diversos; algunas veces en museos de alto valor arquitectónico y otras en lugares recónditos en condiciones del suelo desfavorables.
- Al llegar al lugar es armado el conjunto Soporte y el Instrumento Generador de Rayos X para posteriormente realizar el análisis.
- En una sesión típica de análisis, sobre una pieza, el usuario mueve el Soporte manualmente con el fin de posicionar el Instrumento en el punto de interés, luego se dirige a una computadora que recibe los datos del análisis para hacer un registro del mismo. Esto sucede una y otra vez para cada punto de interés en un área determinada.
- De acuerdo a la experiencia que ha adquirido el cliente al analizar diversidad de especímenes, ha encontrado que usualmente el área máxima de muestreo es de es de aproximadamente  $1 \text{ m}^2$ , en un plano vertical. La Figura 7 ilustra el área de muestreo:

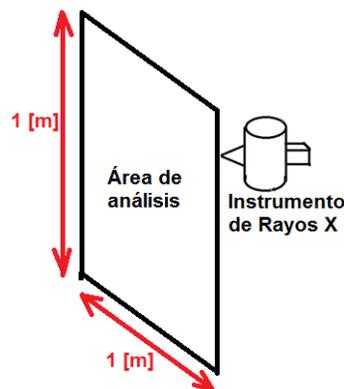


Figura 7 Bocetos de área de análisis

Por otro lado, al entrevistar al cliente se obtuvo la siguiente descripción del procedimiento que realiza al analizar las obras:

*“El Instrumento Generador de Rayos X (dispositivo móvil EDXF), envía un haz de Rayos X, el cual debe encontrarse perpendicular a la muestra y los fotones secundarios deben ser colectados a 49°. La distancia de trabajo debe mantenerse de 21 mm entre la muestra y el detector, así mismo este dispositivo requerirá de un sistema de seguridad el cual detecte el momento en que la muestra se encuentra demasiado cerca del dispositivo, esto minimizaría el riesgo de impacto. Sería conveniente que el Generador de rayos X y la fuente de alimentación sean colocados en una especie de plataforma la cual puede ser movida en dirección vertical u horizontal por medio de un sistema de traslación que tuviera dos rieles plegables. Con motores embebidos en la plataforma proporcionarían el movimiento en el plano XY, para permitir el analizar pinturas en una pared. Los motores y rieles embebidos en la plataforma mantienen mantendrán el desplazamiento continuo en el sistema. Cualquier posición deberá ser alcanzada con una resolución mínima del 0.1mm”.*

Si bien el cliente tiene una idea clara de cómo resolver el problema, en la sección 2.3 Requerimientos, se expresa lo anterior en términos de especificaciones técnicas.

## 2.4 Requerimientos

El cliente requiere posicionar de manera automática el Instrumento Generador de Rayos X bajo ciertos requerimientos surgidos de lo descrito en la sección 2 Identificación de las necesidades del cliente.

A continuación se presentan, en la Tabla 1 los requerimientos que busca el usuario final en la Máquina Cartesiana, clasificados de acuerdo a tres rubros: “Trasporte e instalación”, “Operatividad y funcionamiento” y “Manufactura y mantenimiento”.

Número	Requerimientos generales	Importancia
1	Transporte e instalación	
1.1	Fácil de transportar: compacto y ligero.	4
1.2	Sencilla instalación y adaptabilidad al terreno.	3
2	Operatividad y funcionamiento	
2.1	Seguro y confiable; dado que no debe dañar los especímenes analizados.	5
2.2	Desplace el instrumento de rayos x a lo largo de un área plana mínima: 1 [m <sup>2</sup> ]	4
2.3	Capacidad de reenfoque por imperfecciones de planicidad en el espécimen	3
2.4	Soporte sin problemas 3 [kg] aprox., considerando el Instrumento de rayos X	5
2.5	Coloque de manera precisa y exacta el Instrumento de rayos x.	5
2.6	Operación con el menor esfuerzo humano posible.	3
2.7	Obtener mapeos lo menos “píxeleados” posible.	4
2.8	Trabaje confiablemente durante 12 horas/día.	5
2.9	Posibilidad de analizar murales (planos perpendiculares al suelo).	3

2.10	Posibilidad de analizar manuscritos (planos paralelos al suelo).	5
2.11	Que el mallado del análisis definido por el usuario desde el software coincida lo más cercano posible con la realidad.	4
2.12	Alimentación eléctrica por él toma corrientes.	3
2.13	Funcionamiento suave: Silencioso y con poca vibración.	5
2.14	Facilidad de operación.	3
2.15	Protección contra el polvo.	2
3	<b>Manufactura y mantenimiento</b>	
3.1	Económico en comparación con equipos comerciales equivalentes. Precio menor a 4 millones de pesos.	4
3.2	Larga vida útil.	5
3.3	Resistencia a la corrosión.	4
3.4	Facilidad de manufactura.	3
3.5	Usar materiales y componentes de fácil compra.	3
3.6	Facilidad de servicio o de remplazo de componentes.	3

*Tabla 1 Requerimientos generales del cliente*

A cada uno de estos requerimientos se asigna un valor de importancia en escala del 1 al 5, dónde 1 es el menos importante y el 5 es el más importante. Esta calificación es asignada según el criterio del cliente.

Se observa en la Tabla 1 que los requerimientos del cliente han sido expresados en términos de lo que el producto tiene que hacer, y no en términos de cómo podría resolverse el problema. Esto es importante ya que proporciona la máxima flexibilidad para generar y seleccionar conceptos de solución de a Máquina.

## 2.5 Interpretación de los requerimientos en especificaciones

Los requerimientos son expresiones que permiten dar un sentido más claro de los problemas que son de interés para los clientes, sin embargo, sirven de muy poco respecto a cómo diseñar y construir un producto o máquina. Simplemente dejan demasiado margen para interpretaciones subjetivas. Por esta razón en este apartado se establecen el conjunto de especificaciones que explican, con detalles precisos y medibles, lo que la Máquina Cartesiana tiene que hacer.

Las especificaciones consisten en una métrica y un valor. El valor puede tomar varias formas, incluyendo un número particular, un rango o una desigualdad. Por otro lado las métricas especifican el rendimiento general de un producto, y por tanto, deben ser las variables dependientes en el problema de diseño de la Máquina.

Empleando los requerimientos expresados por el cliente en la sección 2.4, se procede a interpretarlos en especificaciones técnicas, las cuales son desglosadas en la Tabla 2.

Requerimientos	Especificaciones	Importancia	Número
Transporte e instalación			1
Fácil de transportar: compacto y ligero.	Peso máximo de la máquina: 50 [kg], este es el peso máximo que podrían manipular dos personas para su transporte.	4	1.1
	Volumen disponible para su transporte: 1x1x0.5 [m3]	2	1.2
	Pueda acceder a través de puertas de tamaño mínimo estándar: 0.6x2.1 [m2]	2	1.3
Sencilla instalación y adaptabilidad al terreno.	Espacio máximo disponible de instalación, cubo de: 1.3 [m3]	3	1.4
	Máximo tiempo de instalación de: 1 [hora]		1.5
Operatividad y funcionamiento			2
Seguro y confiable; dado que no debe dañar los especímenes analizados.	Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos x.	5	2.1
	Los componentes mecánicos y electrónicos deben ser de la mayor calidad posible.	4	2.2
	Aviso de emergencia debido a alguna falla	5	2.3
	Paro de emergencia	5	2.4
	Aviso de emergencia debido a posible colisión con el espécimen	5	2.5
Desplace el Instrumento de rayos x a lo largo de un área plana máxima: 1 [m2]	Desplazamiento lineal máximo en el eje X: 1[m]	5	2.6
	Desplazamiento lineal máximo en el eje Y: 1[m]	5	2.7
Capacidad de reenfoque por imperfecciones de planicidad en el espécimen	Desplazamiento lineal máximo en el eje Z: 0.20 [m]	3	2.8
	Distancia entre la punta del Instrumento de rayos x y el espécimen: 10 [mm]	4	2.9
Soporte sin problemas 3 [kg] aprox. El cual es el peso del Instrumento de rayos X	Peso máximo desplazado:3 [kg]	5	2.10
Coloque de manera precisa y exacta el instrumento de rayos x.	Exactitud, es decir, que el mallado del análisis definido por el usuario desde el software coincida lo más cercano posible con la realidad.	4	2.11

	Precisión de $0.5_{-0.0}^{+0.5}$ , es decir, la proximidad entre varias lecturas de posicionamiento no debe superar los 0.1 [mm]  Repetibilidad de $\pm 0.1$ , es decir repetirá un desplazamiento lineal si este se encuentra dentro de la tolerancia de $\pm 0.1$ .	1	2.12
Obtener mapeos lo menos "píxeleados" posible.	Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	4	2.13
Operación con el menor esfuerzo humano posible.	Colocar de manera automática el Instrumento de rayos x a lo largo de un área determinada	5	2.14
Trabaje de manera eficiente	Velocidad máxima de análisis (restringida por el sistema de adquisición de datos): 3 [minutos/punto]. Lo cual se traduce a 60 [mm/s].	5	2.15
	Consumo energético por debajo de: 320 [W]	3	2.16
Trabaje confiablemente durante el tiempo que se requiera	Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	5	2.17
	Analice, como mínimo, anualmente: 5 [especímenes/año]	5	2.18
Posibilidad de analizar tanto murales	Capaz de trabajar en una orientación vertical: 90 grados respecto al suelo.	3	2.19
Alimentación eléctrica por él toma corrientes.	Alimentación: 120 [VCA]	5	2.21
Funcionamiento suave: Silencioso y con poca vibración.	Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina (backlash).	4	2.22
	Ruido menor a: 30 [dB]	3	2.23
Facilidad de operación.	Número de personas para operar la máquina: 1 [persona]	3	2.24
	Tiempo máximo para indicar en el software el área de trabajo: 10 [min]	3	2.25
	Tiempo máximo calibración: 10 [min]	3	2.26
Protección contra el polvo.	Proteger contra la suciedad componentes críticos como guías lineales, etc.	2	2.27
Resistencia a la humedad.	Resistencia a la humedad.	1	2.28
Manufactura y mantenimiento			3
Económico en comparación con otros equipos comerciales equivalentes.	Precio menor a \$ 25,000 M.N.	4	3.1
Larga vida útil.	Vida útil máxima (del componente crítico): 5 [años]	5	3.2

Resistencia a la corrosión.	Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	4	3.3
Facilidad de manufactura.	El tiempo de manufactura de una pieza no exceda de 3 [día]	3	3.4
	Las tolerancias no deben exceder de 0.1 [mm]	5	3.5
Usar materiales y componentes de fácil compra.	Tiempo máximo de espera de importación de componentes: 4 [semanas]	3	3.6
	Comprar a proveedores nacionales la materia prima de las piezas mecánicas.	5	3.7
Facilidad de servicio o de remplazo de componentes.	Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	2	3.8

*Tabla 2 Especificaciones técnicas del producto*

Las especificaciones de la Tabla 2 son usadas en la sección 4.1 Primer criterio de selección, para determinar las soluciones que mejor se ajustan a nuestra Máquina, es decir, determinar el tipo de motores, sistema de transmisión, etc.

# CAPÍTULO 3

## DISEÑO CONCEPTUAL: GENERACIÓN DE CONCEPTOS

Una vez establecidas las especificaciones, se procede con la generación de conceptos de solución. En este capítulo, primero se realiza la búsqueda de información, es decir, se investigan los equipos comerciales que existen (Benchmarking). En segundo lugar se realiza la Generación de conceptos, la cual implica la descomposición funcional de los equipos comerciales para identificar los Sistemas que debe tener la Máquina. En tercer lugar se dibuja el diagrama de caja negra y funcional de la Máquina. Y finalmente se ordenan las alternativas de solución para cada Sistema de la Máquina en una matriz llamada matriz morfológica.

A continuación se inicia con la búsqueda de información (*benchmarking*).

### 3.1 Benchmarking

La búsqueda externa está destinada a hallar soluciones existentes al problema general. Poner en práctica una solución existente suele ser más rápido y económico que desarrollar una nueva. El uso libre de soluciones existentes permite concentrar nuestra energía creativa en los subproblemas críticos para los que no hay soluciones previas satisfactorias o comprobadas. Además, una solución convencional puede con frecuencia combinarse con una solución novedosa a otro subproblema para dar un diseño general superior. Por esta razón, a continuación se muestra la búsqueda externa que incluye una revisión detallada de productos de la competencia (*benchmarking*) y máquinas de control numérico que podrían hacer la labor.

Con las especificaciones surgidas de a las necesidades del cliente, se procede a revisar equipos existentes en el mercado que son utilizados para realizar análisis no destructivos. Se encontraron dos equipos comerciales el **M6 Jetstream** y el **CRONO**. Dado que no existe gran variedad de equipos comerciales para el análisis no destructivo de obras, se procedió a analizar fresadoras CNC, pues sus características de posicionamiento automático y alta precisión son características que comparten con la Máquina Cartesiana a diseñar.

A continuación se describen los equipos comerciales que se encontraron.

➤ **Equipo M6 JETSTREAM [7]**

Fabricate: Bruker Corporation

Permite realizar análisis no destructivos con Rayos X de objetos planos, principalmente pinturas.



*Figura 8 Equipo M6 JETSTREAM*

Especificaciones	Valor/Descripción
Rango de escaneo	Ancho: 800 mm, Largo: 600 mm, Profundidad: 90 mm
Resolución mínima	10 micrómetros=0.01mm
Vel. min. de adquisición de datos	0.1 ms
Vel. min. de desplazamiento	100 mm/s
Orientación de medición	El soporte puede ser orientado vertical u horizontalmente
Masa del instrumento soportado	3 kg
Volumen total del aparato	(Posición horizontal)Ancho: 1400 mm, Largo: 1800 mm, Profundidad: 1560 mm (Posición vertical)Ancho: 1400 mm, Largo: 650 mm, Profundidad: 2250 mm
Peso total	200 kg
Ensamble	El aparato puede ser desmantelado en 4 partes para su traspotación.
Alimentación	100/240 V; 50/60 Hz máx. consumo 400 W
Modos de medición	Proporciona 3 opciones: -Objetos: análisis en línea recta o análisis por mallado de un área. -Definición del tamaño de paso (resolución). -Tiempo de análisis.
Automatización	Los ejes X y Y se mueven automáticamente El eje Z se ajusta de manera manual. Adquisición de elemento presentes en cada punto. Toma de fotografías del área analizada.

*Tabla 3 Especificaciones del equipo M6 JETSTREAM*

➤ **Equipo CRONO (escáner Macro-XRF re-configurable) [8]**

Fabricante: XGLab

Permite realizar análisis no destructivos con Rayos X de objetos planos, principalmente pinturas.



Figura 9 Equipo CRONO

Especificaciones	Valor/Descripción
Rango de escaneo (motorizado)	Ancho(X): 600 mm, Largo(Y): 450 mm, Profundidad(Z): 75 mm
Resolución mínima	0.5 mm
Masa del instrumento soportado	3 kg
Volumen del aparato soportado	300x160x150 mm <sup>3</sup>
Vel. min. de desplazamiento	45 mm/s
Orientación de medición	El soporte puede ser orientado vertical u horizontalmente en 2 posiciones: vertical y horizontal
Volumen total del aparato	(Posición vertical) Ancho: 900 mm, Largo: 700 mm, Profundidad: 1200 mm
Peso total del soporte	50 kg
Ensamble	El aparato puede ser desmantelado para su trasportación.
Alimentación	100/240 V; 50/60 Hz
Modos de medición	Análisis en línea recta o análisis por mallado de un área.
Automatización	Los ejes X,Y,Z se mueven automáticamente Adquisición de elementos presentes en cada punto. Toma de fotografías del área analizada.

Tabla 4 Especificaciones del equipo CRONO

➤ **FRESADORA CNC X-CARVE [9]**

Fabricante: INVENTABLES (*open source*).

Permite desplazar en el plano una máquina grabadora (router) con el fin de cortar y grabar diferentes materiales planos, como placas, triplay, MDF, etc.



Figura 10 Fresadora CNC X-CARVE

Especificaciones	Valor/Descripción
Rango de desplazamientos	X-axis: 750mm Y-axis: 750mm Z-axis: 65mm
Una máquina debidamente calibrada debe llegar a una resolución de	0,075 mm a 0,13 mm.
Vel. Promedio de desplazamiento Eje Z	500 mm/min
Vel. Promedio de desplazamiento Ejes X-Y	8000 mm/min
Orientación de trabajo	Solo horizontal
Masa del husillo (DeWalt modelo 611, 1-1/4HP)	4.6 LBS (2.1 Kg aprox.)
Corriente máx. de consumo	Corriente: 7.0 A
Voltaje de entrada:	115VAC o 230VAC (seleccionable)
Volumen total del aparato	(Posición horizontal)Ancho: 1400 mm, Largo: 1800 mm, Profundidad: 1560 mm (Posición vertical)Ancho: 1400 mm, Largo: 650 mm, Profundidad: 2250 mm
Peso total	200 kg
Ensamble	El aparato puede ser desmantelado en 4 partes para su traspotación.
Alimentación	100/240 V; 50/60 Hz máx. consumo 400 W
Modos de medición	No analiza el material de las obras. Es una máquina de desbaste.
Automatización	Los ejes X, Y, Z se mueven automáticamente
Control	Software: X-Controller con Grbl instalado (USB)

Tabla 5 Especificaciones de la fresadora CNC X-CARVE

➤ **Mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T-A CNC31 [10]**

Fabricante: CHINA K&M ELECTRONICS

Esta fresadora de control numérico permite grabar en materiales suaves como madera y en superficies paralelas al suelo. Su área de trabajo es pequeña.



Figura 11 Mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T-A  
CNC31

Especificaciones		Valor
Trabajo eficaz de desplazamiento		X= 400 [mm], Y= 580 [mm], Z= 75 [mm]
Dimensiones		880*670*530 [mm]
Máximo grosor de los materiales		≤ 100 [mm] (la distancia entre el eje Z y la parte inferior de la estación de trabajo)
Máxima dimensión de trabajo		750 [mm]*450 [mm]
Dimensiones de trabajo de tabla		750 [mm]*480 [mm]*20 [mm]
Material del chasis		6061 aleación de aluminio y 6063 aluminio industrial
Unidades de manejo	X axis	New 1605 ball screws
	Y axis	New 1605 ball screws
	Z axis	New 1605 ball screws
Unidades de deslizamiento	X axis	Dia. 16 [mm] chrome plate shafts
	Y axis	Dia. 20 [mm] chrome plate shafts
	Z axis	Dia. 13 [mm] chrome plate shafts
Tipo de motor paso a paso		57 2-fases 3 [A], super-silencioso, nuevo
Eje del motor		0.8 [kW] VFD Eje, nuevo
Eje principal collet		ER 11/3.175 collet
Velocidad del eje		24000 [rpm/min] (PWM de velocidad continua regulación)
Velocidad de línea vacía		0-4000 [mm/min]
Restablecimiento de precisión		0.05 [mm]
Grabado de precisión		Mejor que 0.04 [mm] (probado)
Posición del eje		Radial runouts ≤ 0.03 [mm]

Unidad de control	Triaxial de una sola pieza en conducción, variable, anillo de poder PWM de velocidad
Instrucciones de tallado	G code/TAB files/nc file/NCC files
Comunicación interface	A través de conexión puerto paralelo con la PC
Software entorno	Windows 2000 / XP
Garantía	1 año en partes mecánicas; 6 meses en partes eléctricas
Peso de la máquina	55 [kg]

*Tabla 6 Especificaciones de la mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T-A CNC31*

Especificaciones	Valor
Voltaje de operación	110 [V] 220 [V]
Teoría de trabajo	3977 de 3 ejes de control de caja con la fuente de alimentación, regulador de velocidad de giro
Control de unidad	3 [A] motor paso a paso conductor y controlador de velocidad de giro ajustable
Comunicación con la PC	Puerto paralelo
Código de comando	Código G
Software aceptable	Mach 3, EMC2
Protección	Botón de paro de emergencia

*Tabla 7 Especificaciones de la caja de control de la mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T-A CNC31*

➤ **CNC PHILICAM [11]**

Fabricante: PHILICAM



*Figura 12 CNC PHILICAM*

*Datos básicos*

Lugar de origen: China (Continental)

Energía (W): 3.0 [kW] de agua de refrigeración del sistema Certificación: Ce, norma ISO, FDA

Número de modelo: fldml 1530

Dimensiones: 1700\*3300\*1600 [mm] Garantía: 12 meses

Voltaje: 380 [V], 50 [Hz]

Peso: 1700 [kg]

Potencia del husillo: 3 [KW]

Transmisión: Rack/tornillo de bola de transmisión Motor eléctrico: Pasos/servo

Sistema de control: Dsp, nc-estudio

### Especificaciones

- La línea automatiza del cambiador de herramienta con 8 piezas de herramienta en total. El cambio de herramienta sólo necesita 8 segundos.
- Una fuente de poder de 9 [kW], por lo que la máquina puede seguir operando por mucho tiempo.
- Transmisión de piñón y cremallera promoviendo un trabajo más rápido, una mayor eficiencia y un bajo costo.
- Excelente compatibilidad con software de diseño artcam, castmate, wentai y código G

Especificaciones	Valor
Modelo	Fldm1530
Zona de trabajo	1500*3000*200 [mm]
Tamaño de la tabla	1520*3040 [mm]
Estructura de la tabla	Mesa de vacío
Precisión del trabajo	0.05 [mm]
Exactitud del reposicionamiento	0.05 [mm]
Transmisión	X, Y transmisión gear y Z tornillo de bola
Máximo número de velocidad de la carga	30 [m/min]
Máxima velocidad de trabajo	15 [m/min]
Potencia del husillo	3 [kW] de agua de refrigeración del sistema
Velocidad del husillo	0-24000 [rpm]
Suministro de energía	Ac 380 [V], 50-60 [Hz]
Comando	Código G/mmg/plt
Control del sistema	Dsp
Dimensión	3000*1700*1600 [mm]
Peso total	1700 ]

*Tabla 8 Especificaciones del equipo CNC PHILICAM*

Después de la búsqueda de equipos comerciales, se procede a describir en la sección 3.2 en qué consiste la Generación de conceptos, para luego implementarla a la Máquina, en la sección 3.2.2 Descomposición funcional de los equipos comerciales.

## 3.2 Generación de conceptos

El concepto de un producto o máquina es una descripción aproximada de la tecnología, principios de trabajo y forma del producto. El grado por el cual un producto satisface al cliente depende en gran medida de la calidad del concepto fundamental, dado que este proceso es de vital importancia, en el apartado anterior se hizo una búsqueda de información que ayudará en la obtención de una buena generación de conceptos.

Existen diferentes formas de generar conceptos de una máquina, la que se muestra en esta tesis es por el método llamado Descomposición funcional.

El método de Descomposición funcional se usó en dos pasos:

Lo primero que se realizó, en la sección 3.2.1, fue identificar los sistemas que componen a las máquinas comerciales, recolectando imágenes de los equipos e identificando con números los diferentes sistemas (motriz, soporte, etc), así mismo en tablas se ordenaron e identificaron las tecnologías empleadas para esos sistemas.

El segundo paso, descrito en la sección 3.2.2, consistió en realizar el diagrama de caja negra y de descomposición funcional de la Máquina Cartesiana, tomando en consideración los sistemas identificados en los equipos comerciales del primer paso.

### 3.2.1 Identificación de los sistemas que componen a los equipos comerciales

A continuación para diferentes equipos comerciales se identifican los sistemas que los componen. Los sistemas fueron numerados y en las tablas se describen qué tecnologías emplearon para esos sistemas.

➤ **Equipo M6 JETSTREAM**

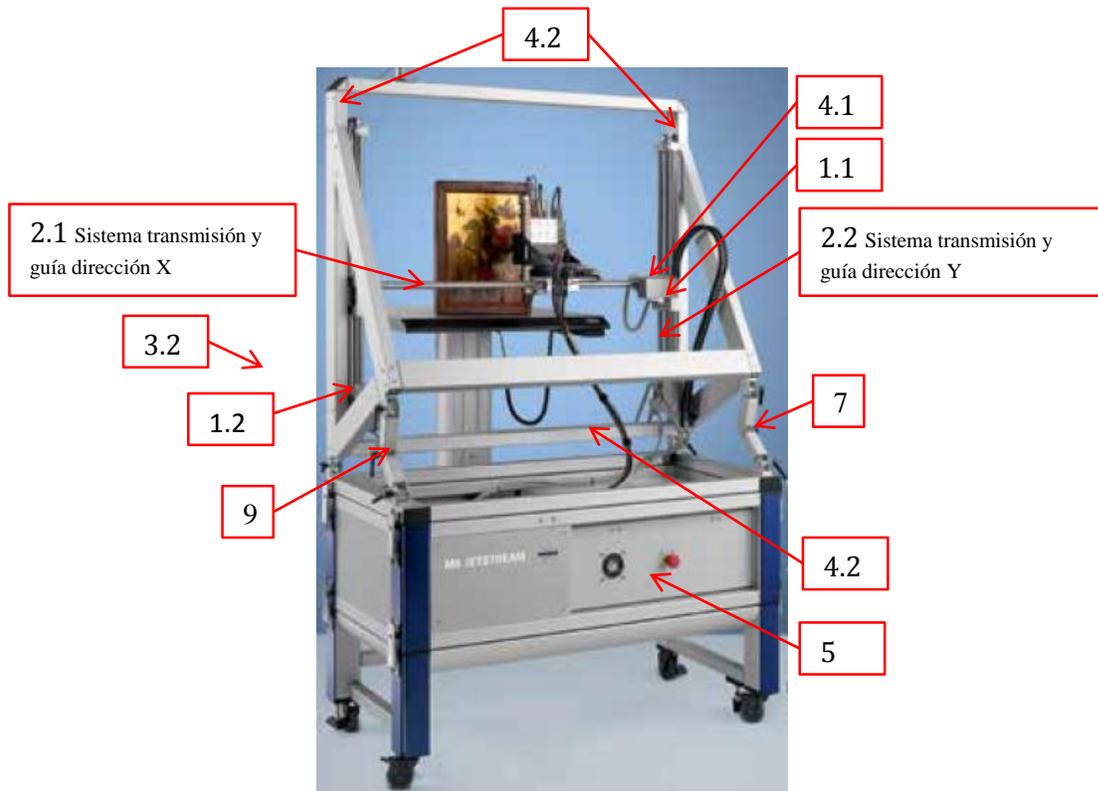
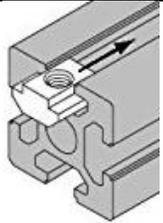


Figura 13 Identificación de los sistemas en el equipo M6 JETSTREAM

Imagen de la tecnología empleada en el sistema	ID	Descripción de los sistemas												
	1	Sistemas motrices XYZ:												
	1.1	Sistema motriz y sensor dirección X Motor a pasos bipolar NEMA 23 <table border="1" data-bbox="766 1346 1357 1505"> <thead> <tr> <th colspan="2">MOTOR NEMA 23</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Angulo de paso</td> <td>1,8 °</td> </tr> <tr> <td>Paso Precisión</td> <td>5%</td> </tr> <tr> <td>Par de mantenimiento</td> <td>425 Oz-in/280Ncm</td> </tr> <tr> <td>Nominal de Corriente/fase</td> <td>3 A</td> </tr> <tr> <td>Voltaje</td> <td>3,78 VCD</td> </tr> </tbody> </table>	MOTOR NEMA 23		Angulo de paso	1,8 °	Paso Precisión	5%	Par de mantenimiento	425 Oz-in/280Ncm	Nominal de Corriente/fase	3 A	Voltaje	3,78 VCD
MOTOR NEMA 23														
Angulo de paso	1,8 °													
Paso Precisión	5%													
Par de mantenimiento	425 Oz-in/280Ncm													
Nominal de Corriente/fase	3 A													
Voltaje	3,78 VCD													
Lo mismo que en el eje X	1.2	Sistema motriz y sensor dirección Y												
	2	Sistemas de transmisión y guía XY												
	2.1	Sistema de transmisión y guía dirección X Tornillo de bolas, plataforma con rodamientos lineales y dos rieles de barra redonda.												

Lo mismo que en el eje X	2.2	Sistema de transmisión y guía dirección Y
	4	Sistema estructural de máquina Toda la estructura está hecha de perfiles tipo Bosch.
La plataforma proporcionada por el Sistema de transmisión y guía	4.1	Soporte para guía en dirección X
La plataforma proporcionada por el Sistema de transmisión y guía	4.2	Soporte para guía en dirección Y
	5	Sistema de control XY Step Servo driver HM86D [12]
	6	Sistema de resguardo de cables
	7	Sistema inclinación vertical-horizontal Mecanismo ajustable de la marca Bosch

*Tabla 9 Descripción de la tecnología empleada en el equipo M6 JETSTREAM*

➤ **Equipo CRONO (escáner Macro-XRF re-configurable)**

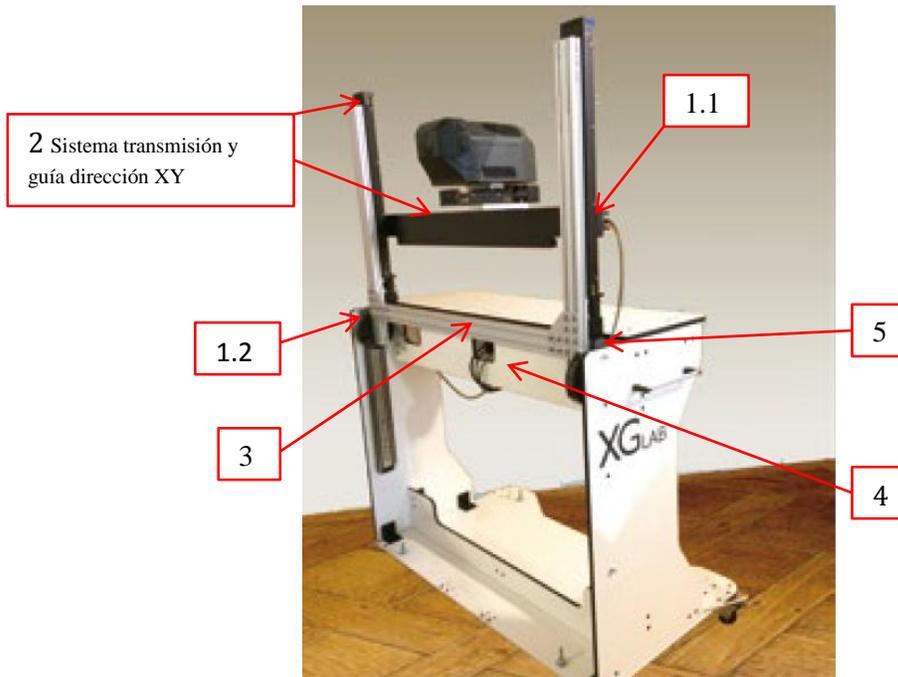
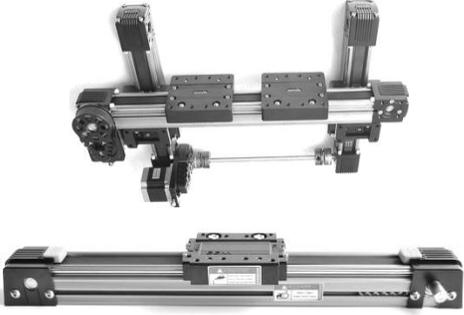
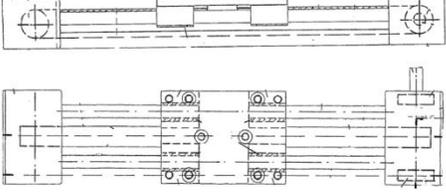
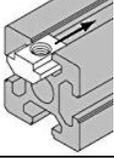


Figura 14 Identificación de los sistemas de equipo CRONO

Imagen de la tecnología empleada en el sistema	ID	Descripción de los sistemas												
	1	Sistemas motrices XY:												
	1.1	Sistema motriz y sensor dirección X Motor a pasos bipolar NEMA 23 con encoder <table border="1" data-bbox="836 1291 1360 1453"> <thead> <tr> <th colspan="2">MOTOR NEMA 23</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Angulo de paso</td> <td>1.8 °</td> </tr> <tr> <td>Paso Precisión</td> <td>5%</td> </tr> <tr> <td>Par de mantenimiento</td> <td>425 Oz-in/280Ncm</td> </tr> <tr> <td>Nominal de Corriente/fase</td> <td>3 A</td> </tr> <tr> <td>Voltaje</td> <td>3.78 VCD</td> </tr> </tbody> </table> 1000 codificador de RCP	MOTOR NEMA 23		Angulo de paso	1.8 °	Paso Precisión	5%	Par de mantenimiento	425 Oz-in/280Ncm	Nominal de Corriente/fase	3 A	Voltaje	3.78 VCD
MOTOR NEMA 23														
Angulo de paso	1.8 °													
Paso Precisión	5%													
Par de mantenimiento	425 Oz-in/280Ncm													
Nominal de Corriente/fase	3 A													
Voltaje	3.78 VCD													
Lo mismo que en el eje X	1.2	Sistema motriz y sensor dirección Y												
	2	Sistemas de transmisión y guía XY: Deslizador lineal con banda síncrona y rieles <b>[13]</b>												

		
	3	<p>Sistema estructural de máquina Toda la estructura está hecha de perfiles tipo Bosch.</p>
<p>La plataforma proporcionada por el Sistema de transmisión y guía</p>	3.1	<p>Soporte para guía en dirección X</p>
<p>La plataforma proporcionada por el Sistema de transmisión y guía</p>	3.2	<p>Soporte para guía en dirección Y</p>
	4	<p>Sistema de control XY Step Servo driver HM86D</p>

*Tabla 10 Descripción de la tecnología empleada en el equipo CRONO*

➤ **Equipo X-CARVE**

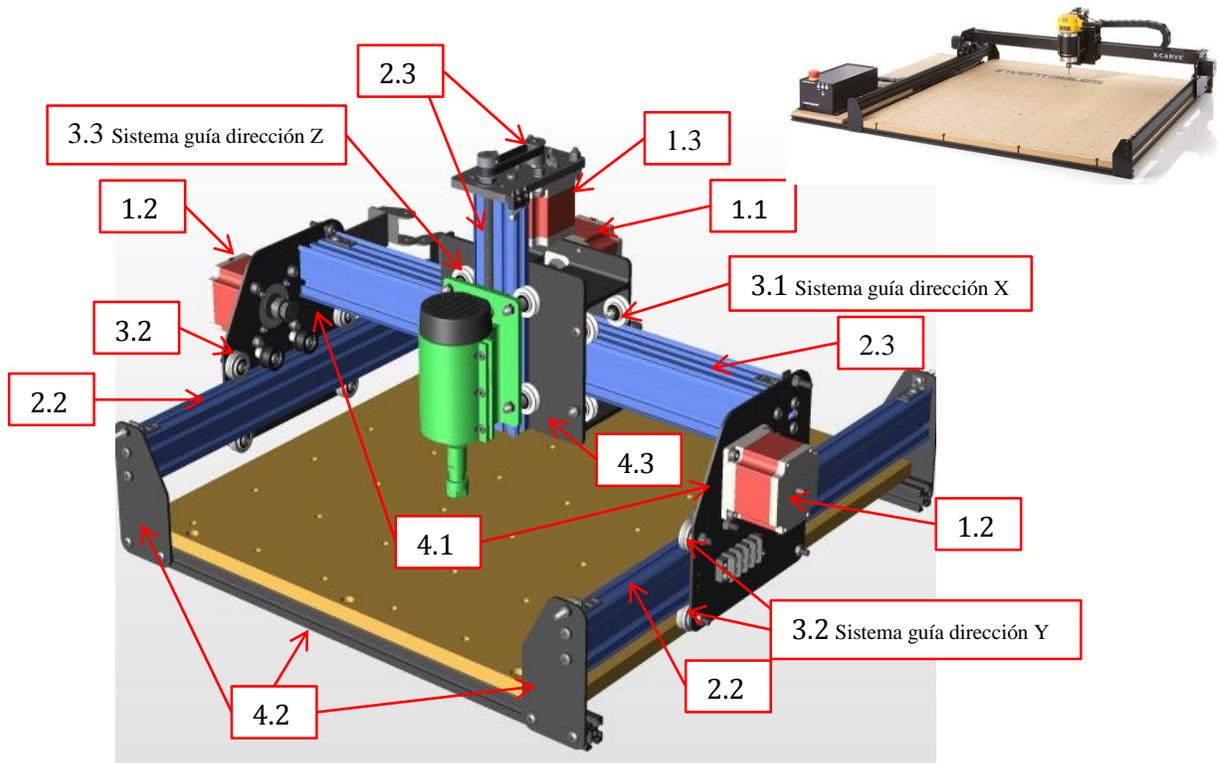
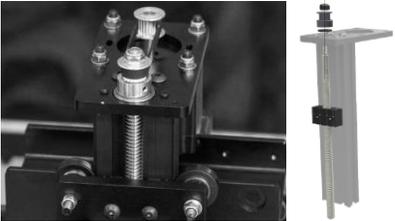
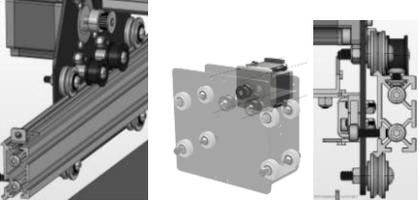
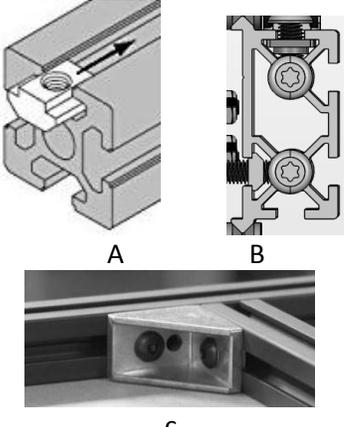


Figura 15 Identificación de los sistemas del equipo X-CARVE

Imagen de la tecnología empleada en el sistema	ID	Descripción de los sistemas																						
	1	<p>Sistemas motrices XYZ: Para los tres ejes emplea motores a pasos bipolares NEMA 17 o NEMA 23 según los requerimientos de par.</p> <p>Especificaciones de los motores:</p> <table border="1" data-bbox="857 1392 1360 1682"> <thead> <tr> <th colspan="2">MOTOR NEMA 17</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Ángulo de paso</td> <td>1.8 °</td> </tr> <tr> <td>Paso Precisión</td> <td>5%</td> </tr> <tr> <td>Par de mantenimiento</td> <td>45Ncm (63.7oz.in)</td> </tr> <tr> <td>Nominal de Corriente/fase</td> <td>2A</td> </tr> <tr> <td>Fase de Resistencia</td> <td>1.1 ohms</td> </tr> <tr> <td>Tensión</td> <td>2.2 V</td> </tr> <tr> <td>Inductancia</td> <td>2.6mH ± 20% (1 KHz)</td> </tr> <tr> <td>Peso</td> <td>300g</td> </tr> <tr> <td>Dimensiones</td> <td>42x42x40mm</td> </tr> <tr> <td>Diámetro de eje</td> <td>4.5 mm</td> </tr> </tbody> </table>	MOTOR NEMA 17		Ángulo de paso	1.8 °	Paso Precisión	5%	Par de mantenimiento	45Ncm (63.7oz.in)	Nominal de Corriente/fase	2A	Fase de Resistencia	1.1 ohms	Tensión	2.2 V	Inductancia	2.6mH ± 20% (1 KHz)	Peso	300g	Dimensiones	42x42x40mm	Diámetro de eje	4.5 mm
MOTOR NEMA 17																								
Ángulo de paso	1.8 °																							
Paso Precisión	5%																							
Par de mantenimiento	45Ncm (63.7oz.in)																							
Nominal de Corriente/fase	2A																							
Fase de Resistencia	1.1 ohms																							
Tensión	2.2 V																							
Inductancia	2.6mH ± 20% (1 KHz)																							
Peso	300g																							
Dimensiones	42x42x40mm																							
Diámetro de eje	4.5 mm																							
	2	<p>Sistemas de transmisión XYZ: Para los tres ejes se emplean poleas y bandas dentadas síncronas.</p>																						

	2.1	<p>Sistema de transmisión dirección X: Se emplea una polea dentada síncrona acoplada a una banda. La banda se encuentra fija en ambos extremos del perfil-riel.</p>
<p>Idéntico a la transmisión en dirección X</p>	2.2	<p>Sistema de transmisión dirección Y: Idéntico a la transmisión en dirección X</p>
	2.3	<p>Sistema de transmisión dirección Z: Se trasmite el movimiento de rotacional del eje del motor al tornillo sin fin por medio de una polea y banda síncrona, luego el tornillo sin fin convierte el movimiento rotacional en lineal en el eje Z. La polea síncrona: Alumino GT2 Pulley 20T 8mm El tornillo es: ACME Lead Screw La tuerca del tornillo sinfín es: Delrin Nut ACME 3/8-12</p>
	3	<p>Sistemas guía XYZ: La guía que limita el movimiento linealmente consiste en ocho pequeñas ruedas ranuradas que corren a lo largo de un perfil-riel.</p>
	4	<p>Soporte de máquina: -Perfiles acanalados tipo Boch (en este caso se empleó aluminio extruido 20mm x 20mm negro 1000mm de largo, ver A) -Uniones con tornillos tuercas tipo T, tornillos Allen y ángulos de 90° (ver C). -Perfiles acanalados modificados para funcionar como rieles (ver B). -Para los soportes de cada eje se empleó placa de aluminio de</p>

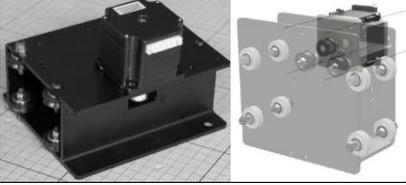
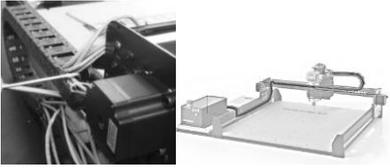
	4.1	Soporte para guía en dirección X: Placas de aluminio dobladas y barrenadas para acoplar ruedas ranuradas y motor a pasos.
	4.2	Soporte para guía en dirección Y: Idéntico al eje X
	4.3	Soporte para guía en dirección Z:
N/A	5	Sensores motores XYZ: Este sistema no cuenta con retroalimentación, por parte de los motores. El control se lleva a cabo enviando pulsos a los motores a pasos, los cuales por supuesto NO deben perder pasos, pues de ser así el software no se enteraría de ello, aunque físicamente si existirá un error de posición.
	6	Sensor de posición XYZ: Para limitar el desplazamiento en el los ejes se emplea un sensor de fin de carrera, este únicamente indica a través de un switch que se ha llegado a la máxima longitud de acuerdo al área de trabajo.
	7	Sistema de control XYZ: X-Controller cuenta internamente con: -4 Controladores (drivers) para motores a pasos de hasta 4 amperios. -Micropasos hasta de 1/16 -Alimentación interna de 24V 400W para motores paso a pasos - Entradas para interruptores de fin de carrera para los 3 ejes. - 2 salidas digitales para controlar elementos externos como aspiradoras y sistemas de refrigeración. - Botones de avance, arranque del ciclo y restablecimiento (Cancelación de movimiento) en la parte frontal. - Conexión USB -Chasis de aluminio pesado con agujeros de montaje.
	8	Sistema de resguardo de cables: Drag Chain Bracket

Tabla 11 Descripción de la tecnología empleada en el equipo X-CARVE

## 3.2.2 Diagrama de caja negra y funcional

De acuerdo a los requerimientos, especificaciones y la identificación de los sistemas que componen a equipos comerciales, se construye el diagrama de caja negra de la Máquina y posteriormente su diagrama funcional. A continuación en la Figura 18 se muestra el diagrama de caja negra.

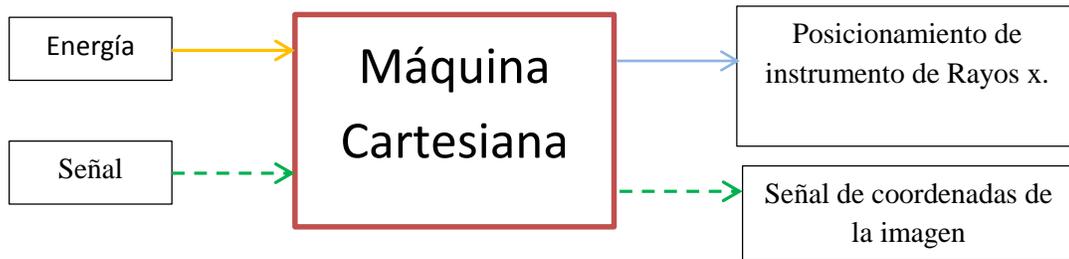


Figura 16 Diagrama de caja negra

### ➤ Convenciones utilizadas para el trazado de los diagramas

En la Figura 17 y 18 el trazo de cada flecha indica lo siguiente:



Figura 17 Convención del trazado de las flechas en los diagramas [3].

Flechas continuas finas: Transferencia y conversión de energía.  
Flechas continuas gruesas: Movimiento de material dentro del sistema.  
Flechas discontinuas: Señales de flujo de control retroalimentación.

Para la construcción del Diagrama funcional de la Máquina Cartesiana, se ha decidido utilizar la siguiente convención para describir las funciones y sistemas:

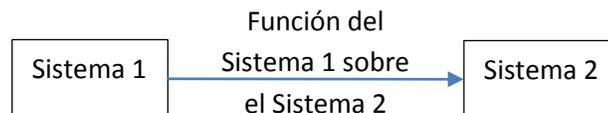


Figura 18 Convención del sistema y función en los diagramas.

Nótese que en la Figura 18 los sistemas se indican como sustantivos y las funciones como verbos. En la Figura 19 se muestra el Diagrama funcional de la Máquina Cartesiana, siguiendo las convenciones mencionadas.

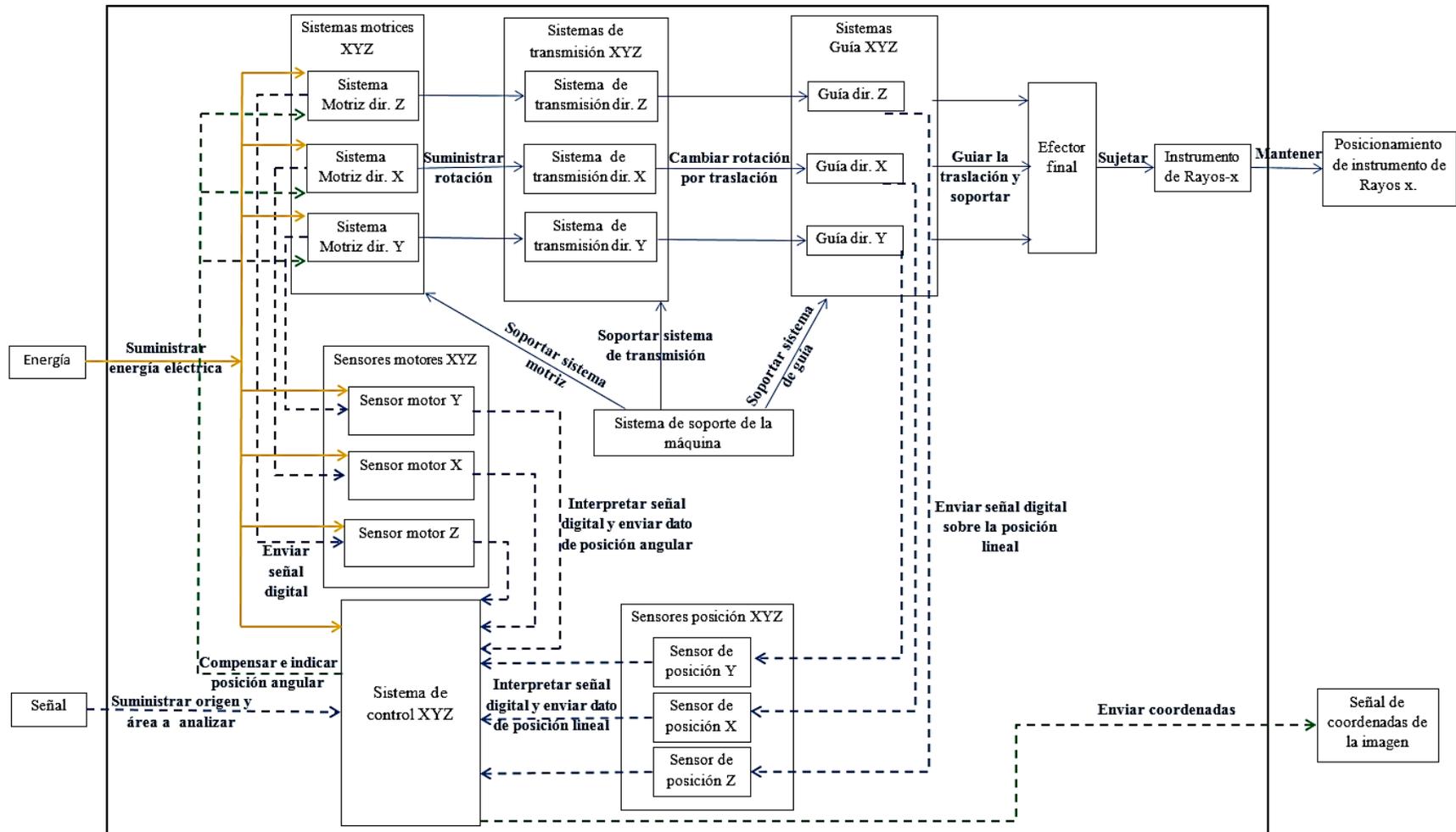


Figura 19 Diagrama funcional de la Máquina Cartesiana

La Tabla 12 Sistemas de la Máquina, numera los Sistemas de la Máquina y describe la función que desempeñan.

ID	Nombre	Descripción de la función
<b>1</b>	<b>Sistemas motrices XYZ</b>	Son los actuadores eléctricos que realizan el movimiento rotacional.
1.1	Sistema motriz X	Actuador para el desplazamiento en X.
1.2	Sistema motriz Y	Actuador para el desplazamiento en Y.
1.3	Sistema motriz Z	Actuador para el desplazamiento en Z.
<b>2</b>	<b>Sistemas de transmisión XYZ</b>	Elementos necesarios para transmitir el movimiento de los actuadores al Instrumento de Rayos X. Convierten el movimiento rotacional a lineal.
2.1	Sistema de transmisión dirección X	Trasmisión de movimiento del sistema motriz X al al Instrumento de Rayos X.
2.2	Sistema de transmisión dirección Y	Trasmisión de movimiento del sistema motriz Y al al Instrumento de Rayos X.
2.3	Sistema de transmisión dirección Z	Trasmisión de movimiento del sistema motriz Z al al Instrumento de Rayos X.
<b>3</b>	<b>Sistemas guía XYZ</b>	Este sistema restringe el movimiento para que solo sea lineal y no ocurran desviaciones. Así mismo funciona como soporte de los sistemas motrices y de trasmisión.
3.1	Sistema guía dirección X	Restringe el movimiento lineal en dirección X.
3.2	Sistema guía dirección Y	Restringe el movimiento lineal en dirección Y.
3.3	Sistema guía dirección Z	Restringe el movimiento lineal en dirección Z.
<b>4</b>	<b>Soporte de máquina</b>	Es el encargado de dar soporte a la máquina y contener a todos los demás sistemas, incluyendo al sistema guía.
4.1	Soporte para guía en dirección X	Soporta el Sistema guía en la dirección X.
4.2	Soporte para guía en dirección Y	Soporta el Sistema guía en la dirección Y.
4.3	Soporte para guía en dirección Z	Soporta el Sistema guía en la dirección Z.
<b>5</b>	<b>Sensores de posición angular de motores XYZ</b>	Los sensores de los motores determinan qué tanto influyen los motores en el desplazamiento, sin considerar al Sistema de transmisión. Sus señales son enviadas al Sistema de control XYZ.
5.1	Sensor motor X	Desplazamiento producido por el Sistema motriz en X, sin considerar la transmisión.
5.2	Sensor motor Y	Desplazamiento producido por el Sistema motriz en Y, sin considerar la transmisión.
5.3	Sensor motor Z	Desplazamiento producido por el Sistema motriz en Z, sin considerar la transmisión.
<b>6</b>	<b>Sensor de posición lineal para los ejes XYZ</b>	Los sensores de posición determinan qué tanto influyen los motores en el desplazamiento CONSIDERANDO al Sistema de transmisión y al Sistema guía. Sus señales son enviadas al Sistema de control XYZ.
6.1	Sensor de posición dirección X	Indica el desplazamiento producido por el Sistema motriz en X, CONSIDERANDO el Sistema de transmisión y al Sistema guía.

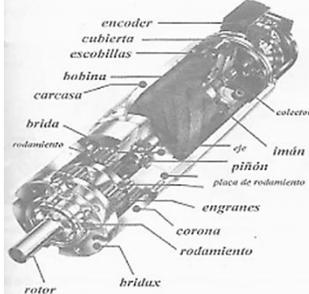
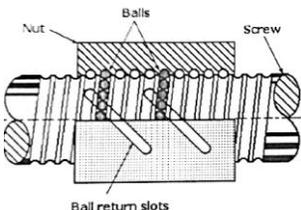
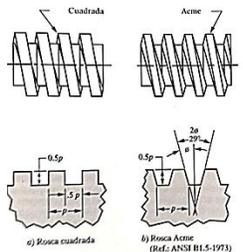
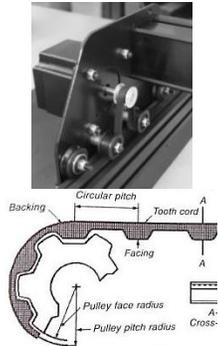
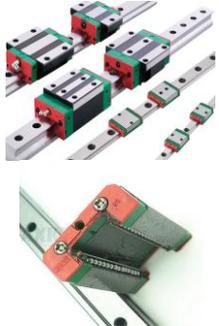
6.2	Sensor de posición dirección Y	Indica el desplazamiento producido por el Sistema motriz en Y, CONSIDERANDO el Sistema de transmisión y al Sistema guía.
6.3	Sensor de posición dirección Z	Indica el desplazamiento producido por el Sistema motriz en Z, CONSIDERANDO el Sistema de transmisión y al Sistema guía.
<b>7</b>	<b>Sistema de control XYZ</b>	El Sistema de control es el encargado de enviar la energía necesaria para activar los motores del sistema motriz. La activación de los motores depende de los desplazamientos registrados tanto de los Sensores de los motores como los Sensores de posición.
<b>8</b>	<b>Sistema de conducción de cables</b>	Sistema que conduce los cables necesarios del sistema de control XYZ al Sist. Motriz y de sensores.
<b>9</b>	<b>Sistema de alimentación eléctrica (Etapa de potencia)</b>	Alimenta de energía eléctrica al sistema motriz. Este incluye la fuente de alimentación y el circuito integrado controlador del motor (driver).

*Tabla 12 Sistemas de la Máquina Cartesiana*

En la sección 3.2.3, se identifican las Alternativas de solución para cada sistema de la Máquina Cartesiana. Estas Alternativas representan aquellas tecnologías empleadas en los sistemas de los equipos comerciales que fueron analizados en la sección 3.2.1.

A continuación se ordenan las alternativas de solución para cada Sistema de la Máquina en una matriz llamada matriz morfológica. Las Alternativas de solución se tomaron de las Tablas 9,10 y 11 de la sección 3.2 Generación de conceptos.

### 3.2.3 Matriz morfológica

Alternativas de solución				
Sistemas	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
Sistemas motrices XYZ	<p>Servomotor CD</p> 	<p>Motor a pasos</p> 	<p>Servomotor de transmisión directa (direct drive)</p> 	
Sistemas de transmisión XYZ	<p>Tornillo de bolas</p> 	<p>Tornillo de potencia</p> 	<p>Banda síncrona</p> 	
Sistema de guía	<p>Eje redondo de acero, soportados por los extremos</p> 	<p>Eje redondo de acero, soportadas por toda la base</p> 	<p>Perfiles planos, sobre la que descansa la plataforma deslizante</p> 	

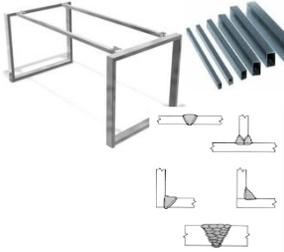
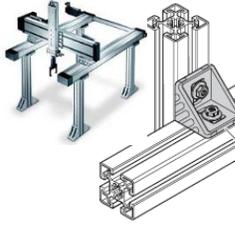
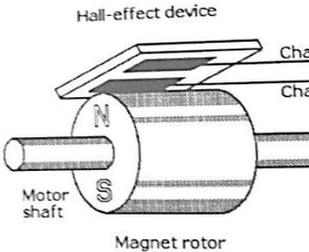
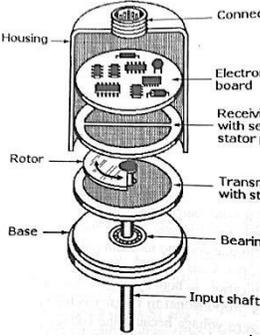
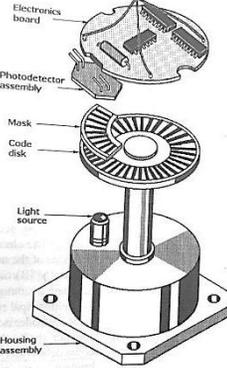
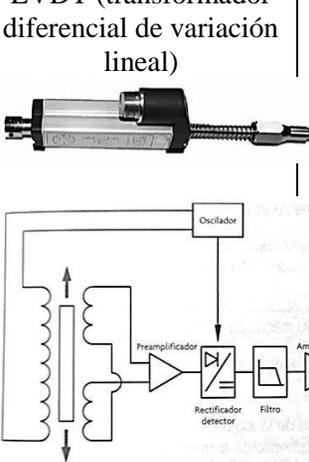
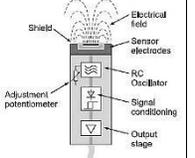
<p><b>Soporte de máquina</b></p>	<p>PTR Soldado</p> 	<p>Sistema modular de Rexroth Bosch: Perfiles y tornillería</p> 		
<p><b>Sensores de posición angular para los motores</b></p>	<p>Encoder magnético (de efecto hall) Hall-effect device</p> 	<p>Transductor capacitivo</p> 	<p>Encoder óptico incremental</p> 	
<p><b>Sensores de posición lineal para los ejes XYZ</b></p>	<p>LVDT (transformador diferencial de variación lineal)</p> 	<p>Sensor ultrasónico</p> 	<p>Interruptor de final de carrera (mecánico)</p>  <p>Interruptor fotoeléctrico (laser)</p> 	<p>Medidor de proximidad infrarrojo</p>  <p>Medidor de proximidad capacitivo</p>  

Tabla 13 Matriz morfológica de las alternativas de solución

Una vez concoidas los posibles alternativas de solución se procede en el Capítulo 4 a seleccionar la más apropiada para la propuesta de la Máquina, teniendo en cuenta las especificaciones y las ventajas de usar cada alternativa.

CAPÍTULO 4  
DISEÑO CONCEPTUAL:  
SELECCIÓN DE LAS  
ALTERNATIVAS DE  
SOLUCIÓN

Se emplea dos criterios de selección para las alternativas de solución.

El primer criterio es llamado Método de comparación por parejas, que consiste en seleccionar las especificaciones que comparten sus características con el Sistema a tratar; Sistema Motriz de Transmisión, etc. y luego se comparan las especificaciones entre si y se indica la que tenga más importancia en la Máquina. En la sección 4.1 se describe a detalle el método.

El segundo criterio de selección consiste en la búsqueda de información en la literatura y catálogos de fabricantes, sobre las ventajas y desventajas que presentan las Alternativas de solución.

Tomando en cuenta los dos criterios se selecciona el uso del Sistema motriz, transmisión y guiado, en las secciones 4.2.2, 4.2.4 y 4.2.6.

## 4.1 Primer criterio de selección para las alternativas de solución: Comparación por parejas

En la selección de las mejores Alternativas de solución para cada sistema se realizan los siguientes pasos:

1. Seleccionar las especificaciones que tienen relación con ese sistema en particular, estas fueron enlistadas en una matriz  $n \times n$ , dónde  $n$  es el número de especificaciones de la lista.
2. Determinar la importancia relativa entre cada especificación para el sistema en particular. Es decir determinar el porcentaje de peso, también llamado **Factor de peso** de cada especificación para el sistema en particular.

Para ello se empleo el método de comparación por parejas, el cual consiste en lo siguiente: Cada especificación se compara una contra otra. Se toma un renglón de la matriz formada en el paso 1, la especificación renglón se compara una a una con las especificaciones columnas, al considerar **la especificación renglón más importante que la especificación columna se coloca 1** de lo contrario se coloca 0 en esa casilla.

Una vez llena la matriz con ceros y unos, se procede a sumar el puntaje de cada especificación renglón. Hecho esto se suma el total del puntaje de las especificaciones renglón, en la Tabla 15 se muestra que la suma total da 63 para el Sistema Motriz.

Finalmente se divide cada puntaje de las especificaciones renglón entre la suma total, hallando así el Factor de peso.

$$\text{Factor de Peso} = \frac{\text{Puntaje especificación renglón}}{\text{Suma total}}$$

3. Calificar los conceptos entre sí de acuerdo a los siguientes criterios del diseñador:

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	PTS
MUY MALO	1
MALO	2
REGULAR	3
BUENO	4
MUY BUENO	5

*Tabla 14 Criterios de evaluación de las Alternativas de solución*

Los puntos de la Tabla 14 se colocan en la columna de *Calificación* tal y como se muestra en la Tabla 16.

Una vez llena la columna de *Calificación* para cada concepto, se obtienen los valores de la evaluación *Ponderada* de acuerdo a la siguiente relación:

$$Ponderación = (Factor\ de\ peso) * (Calificación)$$

Finalmente, la suma de la evaluación ponderada corresponde a la fila *Total de puntos* y determinará que concepto es el seleccionado, siempre y cuando este resultado sea mayor a los demás valores de los demás conceptos. En el renglón *Puesto* se coloca 1 para la mejor alternativa y así sucesivamente según el *Total de puntos* para cada Alternativa de solución.

SISTEMA MOTRIZ															
	Núm. de especificación	Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos x	Peso máximo desplazado: 5 [kg]	Precisión, es decir, repetibilidad de posicionamiento	Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	Consumo energético por debajo de: 320 [W]	Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	Precio menor	Vida útil máxima: 5 [años]	Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.		%FACTOR DE PESO
Núm. de especificación		1,1	2,1	2,10	2,12	2,13	2,15	2,16	2,17	2,22	3,1	3,2	3,3		
Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	1,1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	1	3	5%
Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos x.	2,1	1	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1	9	14%
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2,10	1	1	1	1	0	1	1	0	1	0	1	1	8	13%
Precisión, es decir, repetibilidad de posicionamiento	2,12	1	0	0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	3	5%
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2,13	1	0	1	1	1	1	1	0	1	0	0	1	7	11%
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2,15	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0	1	5	8%
Consumo energético por debajo de: 320 [W]	2,16	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	2%
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2,17	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	0	1	8	13%
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2,22	1	0	0	1	0	1	1	0	1	1	1	0	6	10%
Precio menor	3,1	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1	1	0	5	8%
Vida útil máxima (del componente critico): 5 [años]	3,2	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	3	5%
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3,3	0	0	0	1	0	1	1	0	0	1	1	1	5	8%
													TOTAL	63	100%

Tabla 15 Matriz de Factor de peso para el Sistema Motriz

ALTERNATIVAS DEL SIST.MOTRIZ	Núm. de Espec.	FACTOR DE PESO	ALTERNATIVA 1 (Servomotor C.D.)		ALTERNATIVA 2 (Motor a pasos)		ALTERNATIVA 3 (Servomotor de transmisión directa)	
			Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
ESPECIFICACIONES								
Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	1,1	5%	3	0,14	3	0,14	4	0,19
Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos x.	2,1	14%	5	0,71	1	0,14	1	0,14
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2,10	13%	5	0,63	5	0,63	5	0,63
Precisión, es decir, repetibilidad de posicionamiento	2,12	5%	4	0,19	5	0,24	4	0,19
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2,13	11%	3	0,33	5	0,56	2	0,22
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2,15	8%	5	0,40	5	0,40	5	0,40
Consumo energético por debajo de: 320 [W]	2,16	2%	5	0,08	5	0,08	5	0,08
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2,17	13%	4	0,51	1	0,13	2	0,25
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2,22	10%	4	0,38	5	0,48	3	0,29
Precio menor	3,1	8%	4	0,32	5	0,40	4	0,32
Vida útil máxima (del componente crítico): 5 [años]	3,2	5%	5	0,24	3	0,14	2	0,10
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3,3	8%	5	0,40	5	0,40	5	0,40
TOTAL DE PUNTOS				4,33		3,73	3,21	
PUESTO			1		2		3	

Tabla 16 Matriz de Decisión para el Sistema Motriz

El procedimiento descrito anteriormente se realiza para cada uno de los Sistemas de la Tabla 13, con lo cual se generaron matrices para obtener el Factor de peso y de Decisión, las cuales se muestran en el Anexo B.

A continuación se muestran las Alternativas seleccionadas por el primer criterio de selección:

ALTERNATIVAS SELECCIONADAS	SISTEMAS			
	Sistemas motrices XYZ	Sistemas de transmisión XYZ	Soporte de máquina	Sistema guía
	Servomotor C.D. con reductor	Tornillo de Bolas	Sistema modular marca Rexroth	Eje redondo de acero, soportadas por toda la base

Tabla 17 Tabla resumen de las alternativas seleccionadas

## 4.2 Segundo criterio de selección para las alternativas de solución: revisión literaria

El segundo criterio de selección consiste en la revisión bibliográfica y comercial de la tecnología existente para los de motores, sistemas de guía y transmisiones (husillos y bandas). Aquí se revisan las ventajas y desventajas que presentan cada una de ellas. Una vez hecho esto, y tomando en cuenta los resultados del primer criterio de selección, se define el tipo de tecnología empleada para los diferentes sistemas que componen a la Máquina.

### 4.2.1 Investigación bibliográfica y comercial del Sistema motriz

En las máquinas de posicionamiento se utilizan comúnmente tres tipos de motores eléctricos: motores de pasos, motores de Corriente Directa (D.C.) con imán permanente con escobillas y motores de C.D. sin escobillas. En la Tabla 18 se muestra la comparativa de motores.

	Pasos	C.D. con escobillas	C.D. sin escobillas
Costo	Bajo	Mediano	Alto
Suavidad	Bajo a moderado	Bueno a excelente	Bueno a excelente
Rango de velocidad	0-1500 rpm (típicamente)	0-6000 rpm	0- 10 000 rpm
Torque	Alto (cae con la velocidad)	Mediana	Alta
Requiere de retroalimentación	No	Posición o velocidad	Conmuta entre posición o velocidad
Mantenimiento	No requerido	Si	No requerido

Limpieza	Excelente	Se presenta suciedad en escobillas	Excelente
Inercia	Media	Baja	Baja
Disipación de calor	Buena	Mala	Buena
Interferencia electromagnética	Media	Alta	Baja
Tiempo de vida útil	Alta	Media	Alta

*Tabla 18 Comparación entre motores eléctricos [14]*

➤ **Motores a pasos**

*Funcionamiento*

Los motores a pasos se desplazan un ángulo fijo con cada pulso y, como el tamaño del paso es fijo, se obtiene una posición determinada enviando el número adecuado de pulsos al motor. Al conmutarse los embobinados del estator en secuencias definidas, en este tipo de motor se produce un movimiento angular fijo. Los tamaños normales de los pasos son: 7.5, 5 y 1.5. En la Tabla 19 se enlistan las ventajas y desventajas del uso de motores a pasos.

*Ventajas y desventajas*

Ventajas funcionales	Desventajas funcionales
<ul style="list-style-type: none"> <li>-Se enclavan manteniendo el torque.</li> <li>-Un motor a pasos puede proveer un posicionamiento preciso aunque no se encuentre retroalimentado.</li> <li>-Los <i>drivers</i> o amplificadores proveen particiones fraccionarias de los pasos, con lo cual pueden alcanzarse resoluciones muy pequeñas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-No se recomienda usarlos en aplicaciones de alta aceleración y velocidad.</li> <li>-Pierden par al aumentar su velocidad de funcionamiento.</li> <li>-Su posicionamiento rotacional es incremental, discreto. Normalmente se hallan con incrementos de 1.8 grad/paso, 7.5, 15 y 30.</li> </ul>

*Tabla 19 Ventajas y desventajas de motores a pasos [14]*

*Aplicaciones de los motores a pasos*

Los motores a pasos se utilizan en unidades de disquete, escáneres de superficie plana, impresoras de ordenador, plotters, máquinas tragaperras, escáneres de imágenes, unidades de disco compacto, iluminación inteligente, lentes de cámara, máquinas CNC y, más recientemente en impresoras 3D. [15]

*Las torques en un motor a pasos [16]*

Es necesario conocer a qué se refiere cada torque mostrado en la hoja técnica de un motor a pasos, ya que esto permite realizar la mejor selección del motor.

- Torque de retención (detent torque): torque máximo que es aplicado sin provocar la rotación del eje cuando el motor no está energizado.
- Torque de anclaje (holding torque): cuando el motor está parado y alimentado, este torque es el máximo que puede ser aplicado sin provocar la rotación del eje.
- Torque de arranque (pull-in torque): es el torque máximo para vencer la inercia del rotor para que comience a girar a toda velocidad.
- Torque de giro (pull-out torque): es el máximo torque que el motor puede proporcionar sin sufrir pérdidas de pasos.

*Motores a pasos unipolares y bipolares*

Los motores a pasos se subclassifican como unipolar y bipolar. El motor bipolar se denomina así porque al momento de energizar las bobinas del estator se generan simultáneamente dos polos magnéticos, uno norte y uno sur, y el motor unipolar es denominado así porque al tener un cable que es común para dos bobinas, se puede energizar una sola bobina y con esto crear un polo magnético para atraer a un polo del rotor; al no tomar en cuenta ese cable común el motor unipolar puede ser usado como un bipolar. En la Figura 20 se ilustran los motores a pasos unipolares y bipolares.

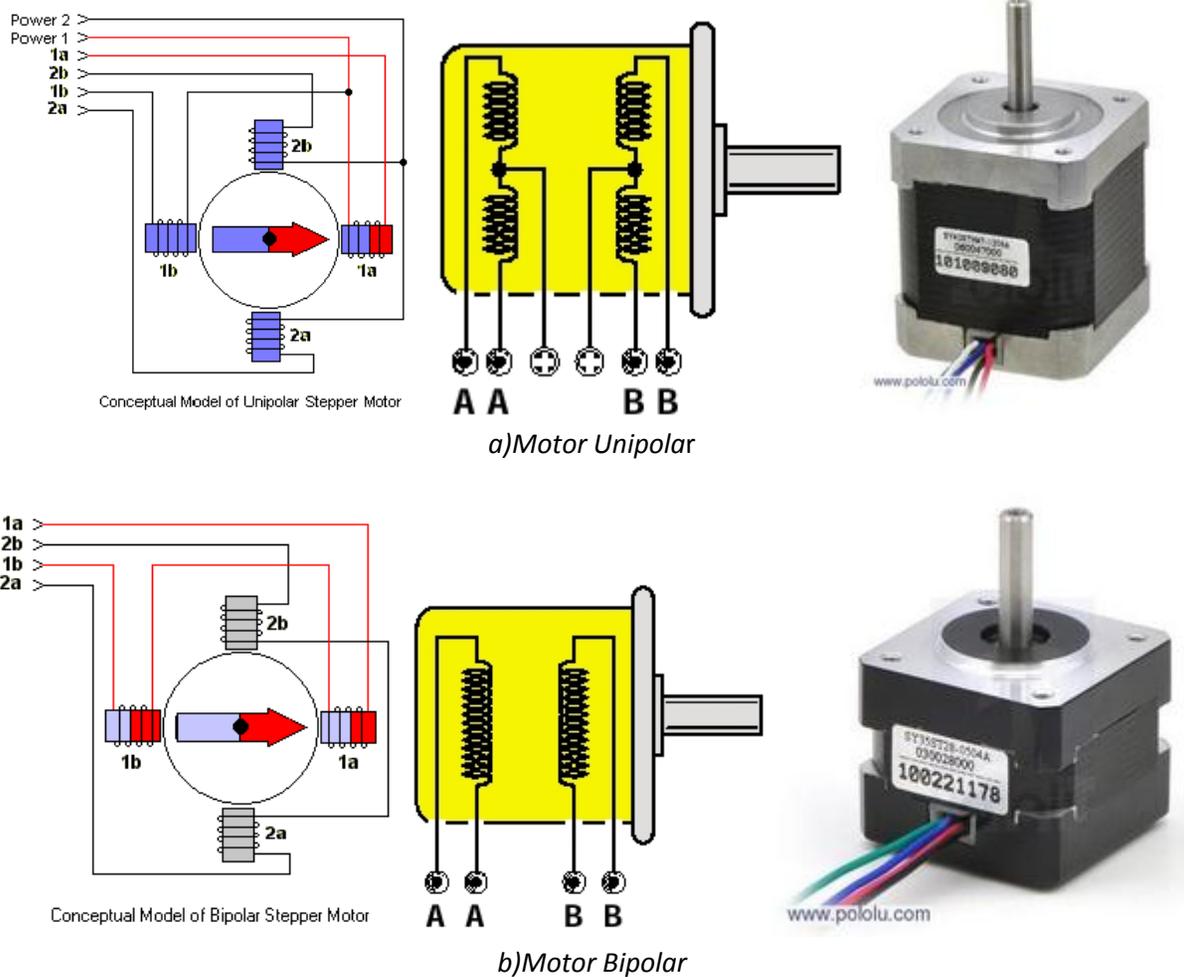


Figura 20 Motores a pasos unipolares y bipolares

La Tabla 20 contiene las comparaciones más significativas entre un motor a pasos unipolar y uno bipolar.

Motores bipolares	Motores unipolares
-Mayor torque	-Menor torque
-Mayor anclaje debido a los embobinados	-Menor anclaje
-Más pequeño	-Tiene un mayor volumen
-Más barato	-Más caro
-Un control más complicado, el cual requiere de una tarjeta que incluya etapas de control de giro y potencia	-Un control más sencillo al requerir solamente completar un circuito de alimentación

Tabla 20 Ventajas y desventajas de motores a pasos bipolar y unipolar [17]

➤ **Motor de corriente directa con imán permanente**

*Funcionamiento*

Su funcionamiento se basa en el hecho de que un conductor que se encuentra colocado en un ángulo recto con respecto a un campo magnético experimenta una fuerza perpendicular a la corriente y a las líneas de fuerza magnética. El campo magnético radial se crea por medio de imanes permanentes o bobinas para la generación de campos en el estator. El rotor transporta las bobinas de la armadura, colocadas en sentido axial, de manera que la fuerza creada cuando la corriente fluye a través de la armadura hace que el rotor gire. El estator puede tener cualquier número de polos mayor a dos, como se muestra en la Figura 21.

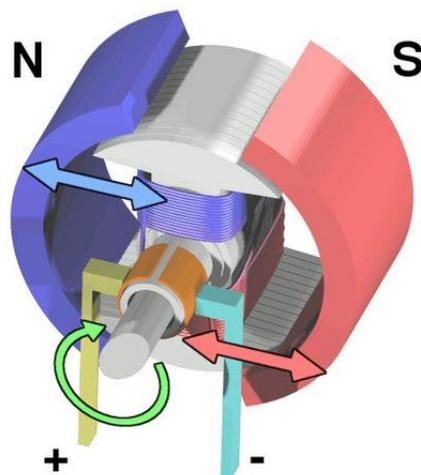


Figura 21 Motor de imán permanente [15]

Los motores de imán permanente se clasifican en: motores de C.D. con escobillas y sin escobillas.

### ➤ **Motor C.D. con escobillas**

#### *Funcionamiento*

Cuando una fuente de alimentación de corriente directa está conectada a las escobillas, las bobinas del armazón se energizan, convirtiéndolas en un electroimán y causando que giren de forma que sus polos norte y sur se alineen con los polos norte y sur del estator, respectivamente. A medida que el conmutador gira, el movimiento hace que la polaridad de la corriente en la bobina del armazón, y la dirección de su campo magnético, se invierta. El armazón gira hacia su nueva alineación, la corriente se invierte de nuevo y el armazón continúa girando. En la Figura 22 se ilustra un motor con escobillas.

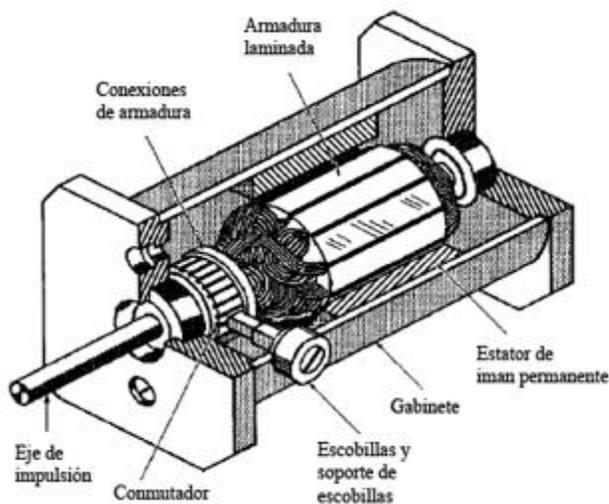


Figura 22 Motor C.D. con escobillas [14]

Este medio para invertir la corriente se denomina conmutación mecánica y la rotación mecánica del eje proporciona la información necesaria para cambiar la polaridad de la corriente.

Al variar la disposición de los bobinados, es posible desarrollar diferentes variedades de motores de corriente directa con escobillas con distintas características de rendimiento. Existen cinco tipos básicos. Los cuatro primeros tipos utilizan bobinas en el estator y el rotor (armazón), por lo que utilizan solo electroimanes. [18]

#### *Ventajas y desventajas*

Los motores de C.D. con escobillas son económicos y confiables, y tienen una alta razón de torque a inercia. Debido a que necesitan pocos o ningún componente externo, también son adecuados para la operación en condiciones exigentes.

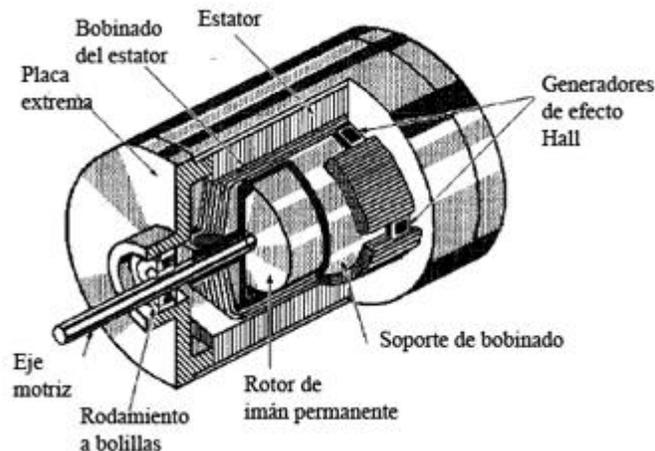
En el lado negativo, las escobillas se desgastan con el tiempo y producen polvo. Por ello, los motores con escobillas necesitan un mantenimiento periódico para la limpieza o sustitución de las escobillas. Otras desventajas son la mala disipación del calor debido a las limitaciones del rotor, alta inercia del rotor, baja velocidad máxima e interferencia electromagnética (EMI) generada por el arqueado de las escobillas. [18]

## ➤ **Motor C.D. sin escobillas**

### *Funcionamiento*

En contraste con el motor de C.D. con escobillas, el imán permanente está montado sobre el rotor del motor sin escobillas, el estator está hecho de acero laminado y con ranuras, y contiene los bobinados. En la Figura 23 se muestra un motor sin escobillas.

Este motor no utiliza escobillas de carbono o un conmutador mecánico. Forzar al rotor a girar se realiza energizando sucesivamente las bobinas alrededor del estator y la conmutación se logra mediante un controlador electrónico complejo utilizado en conjunto con un sensor de posición del rotor (por ejemplo, un sensor LED fototransistor, electromagnético o de efecto Hall).



*Figura 23 Motor C.D. sin escobillas [14]*

Existen tres tipos principales de algoritmos de control utilizados para el control del motor sin escobillas: conmutación trapezoidal, conmutación sinusoidal y control de vectores (u orientado al campo). Cada algoritmo de control se puede aplicar de diferentes formas dependiendo de la codificación del software y el diseño del hardware, y cada uno ofrece distintas ventajas y desventajas.

### *Ventajas y desventajas*

Sin un conmutador mecánico o escobillas que se desgasten, los motores de corriente directa sin escobillas son de bajo mantenimiento y no producen chispas. Además, tienen menor inercia y fricción del eje, menos ruido audible y mucho mejor relaciones torque-peso (densidad de potencia), por lo que son mucho más pequeños en tamaño que un motor de corriente directa con escobillas.

En comparación con los motores de C.D. con escobillas, los motores sin escobillas tienen una variedad de ventajas de rendimiento. Tienen un alto torque de arranque y el torque es plano hasta la velocidad nominal. Debido al control electrónico en tiempo real, su regulación de velocidad es precisa e insensible a las variaciones de la carga. Puesto que el calor se genera en el estator externo y no el rotor interno, es más fácil mantenerlos frescos. Y la falta de escobillas significa que producen menos ruido eléctrico y pueden funcionar a velocidades superiores a 100 000 RPM en algunos casos. [14]

➤ **Servomotor (control de motor por lazo cerrado)**

Los servomotores son motores, ya sean de C.D. o de pasos, en los cuales es posible controlar su posición y velocidad retroalimentando estas variables a través de sensores. A este tipo de control se le llama de lazo cerrado y en la Figura 24 se ilustran dos de ellos.

Los servomotores más sencillos usan la detección de posición solamente a través de un potenciómetro; el motor gira siempre a toda velocidad (o se detiene).

Los servomotores más sofisticados utilizan codificadores rotativos ópticos para medir la velocidad del eje de salida y un variador de velocidad para controlar la velocidad del motor.

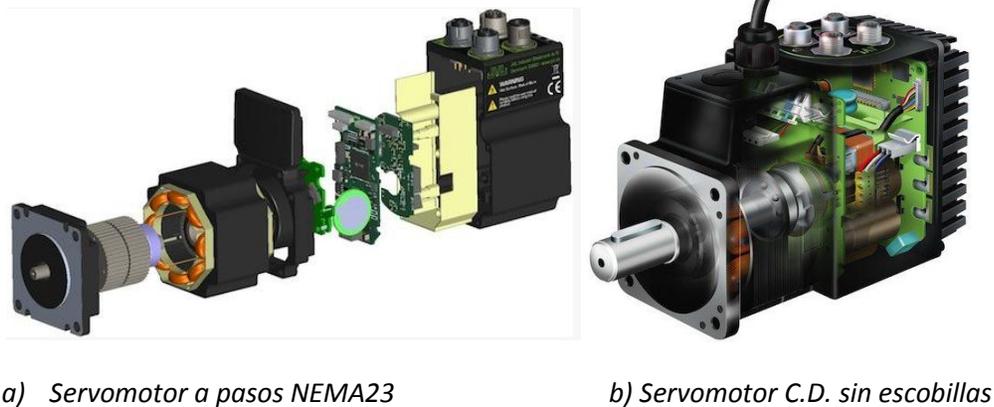


Figura 24 Servomotor a pasos y de C.D. sin escobillas [14]

➤ **Servomotores C.D. con escobillas y sin escobillas.**

**Funcionamiento [22]**

En el caso de los servomotores de imán permanente el control se realiza variando su velocidad o su par, al alternar la corriente del campo o de la armadura. Es mucho más común hacer variar la corriente de la armadura, con la corriente del campo fija, manteniendo así un campo magnético constante en el motor. En la Tabla 20 se enlistan sus ventajas y desventajas.

Puede construirse un modelo matemático de un motor de corriente directa como el descrito. Debido a que el campo es constante, el par  $T$  ejercido por el motor es proporcional a la corriente en la armadura  $i$ , es decir:

$$T = C_t * i$$

Dónde  $C_t$  es una constante de proporcionalidad.

La rotación de la armadura crea por sí misma un campo que se opone al paso de la corriente de las bobinas, y este campo o fuerza contra-electromotriz  $e_m$  es proporcional a la velocidad  $\omega$  del motor, esto es:

$$e_m = C_b * \omega$$

Dónde  $C_b$  es una constante de proporcionalidad.

El potencial real aplicado a la armadura es por lo tanto  $e_a - e_m$ , en donde  $e_a$  es el potencial aplicado a las escobillas. Este potencial neto produce una corriente  $i$  a través de la armadura contra la resistencia  $R$  y la inductancia  $L$  de las bobinas. De esta forma el modelo para un motor de corriente directa, controlado por medio de la armadura es:

$$T = C_t * i * R + L \frac{di}{dt} = e_a - e_m = e_a - C_b * \omega$$

Dónde las constantes de proporcionalidad  $C_b$  y  $C_t$  dependen de:

- Diámetro y longitud del rotor.
- Cantidad de polos en el estator.
- Número de alambres en el devanado de armadura (rotor).
- Método de interconexión serie/paralelo de las bobinas en la armadura

La ecuación anterior, junto con consideraciones dinámicas de las cargas de inercia y de fricción (de los cojinetes y las escobillas) se ha de utilizar para formular leyes que permitan el control de la posición del motor mediante una variación del potencial  $e_a$ .

En la Figura 25 se muestran las características en estado estable de un motor de C.D., en dónde se puede ver que se requiere un incremento  $e_a$ , para mantener una velocidad dada  $\omega$  con una mayor carga.

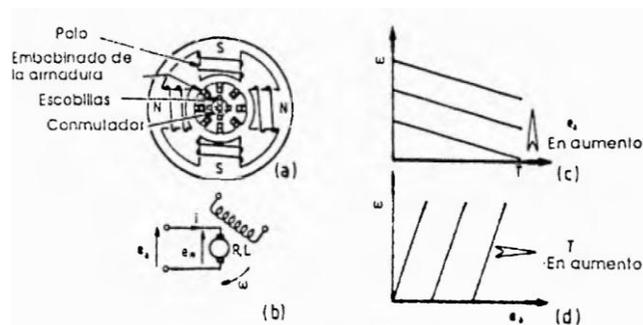


Figura 25 Control de velocidad motor de C.D. a) y b) Representación física y eléctrica; c) y d) curvas de comportamiento [14]

#### Ventajas y desventajas

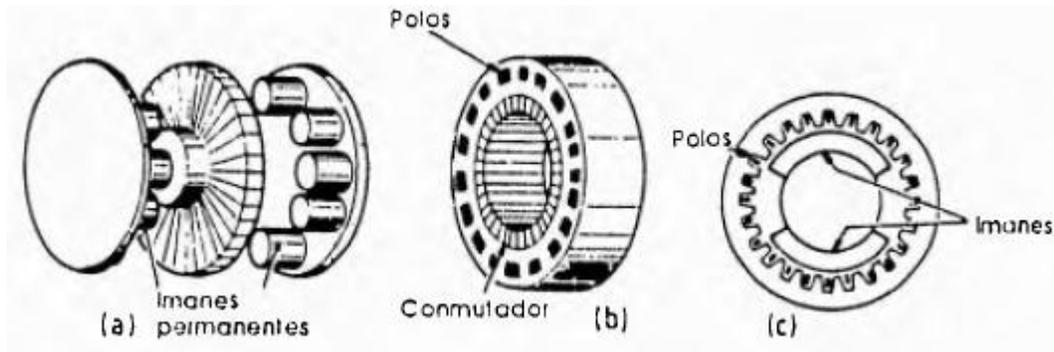
Ventajas funcionales	Desventajas funcionales
-Son usados en aplicaciones de alta aceleración y velocidad.	-Requieren retroalimentación.
-Son relativamente sencillos de controlar.	- No cuentan con gran par, por lo que requieren de reductores de velocidad.
-Baja inercia e inductancia.	-Les cuesta trabajo disipar el calor al retener cargas.

Tabla 21 Ventajas y desventajas de servomotores de C.D.

➤ **Motor de disco o servomotor de transmisión directa [14]**

*Funcionamiento*

En la Figura 26 se muestra el principio de funcionamiento del motor de disco, en el cual la armadura transporta la corriente a través de conductores radiales. El campo magnético es axial, creado por los imanes permanentes colocados a ambos lados del disco, de manera que la fuerza impartida al disco hace que éste gire. La reducida inercia de la armadura hace que el uso de motores de disco resulte atractivo en aplicaciones en dónde se requieren aceleraciones elevadas.



*Figura 26 Construcción de servomotor de transmisión directa [14]*

El motor plano, denominado así debido a su alta relación diámetro/longitud, está caracterizado por un elevado par a baja velocidad, lo que resulta adecuado para los actuadores directos. El gran número de polos del motor crea un campo magnético radial y el conmutador tiene un gran diámetro con escobillas que hacen contacto sobre la cara plana, como se ilustra en la Figura 25. Este diseño permite reducir el peso del motor y simplificar su construcción, dado que el motor y el cojinete se diseñan como una misma unidad. En la Tabla 22 se enlistan sus ventajas y desventajas.

*Ventajas y desventajas*

Ventajas funcionales	Desventajas funcionales
-Son usados en aplicaciones de alta aceleración y velocidad.	-Requieren retroalimentación.
-Son relativamente sencillos de controlar.	-Les cuesta trabajo disipar el calor.
-Cuentan con gran par.	-Frágil construcción de su armadura.
-Son compactos.	
- Es reversible su giro.	

*Tabla 22 Ventajas y desventajas del servomotor de transmisión directa [14]*

#### 4.2.2 Selección del Sistema motriz

Después de consultar la literatura sobre motores, y tomando en cuenta el primer criterio de selección del motor, se procede a proponer el que se emplea en la Máquina.

El primer criterio arrojó que se debe emplear un servomotor de C.D. sin escobillas; la segunda opción propone un motor a pasos.

Se decide emplear un **motor a pasos bipolar** por las siguientes razones:

- La labor que realizará la máquina no requiere altas velocidades de funcionamiento pues trabajará a una velocidad máxima de 60 mm/s; de este modo, difícilmente, el motor perderá pasos.
- Un motor a pasos no requiere *encoder* para especificar su posición angular con precisión, por lo que es más económico que un servomotor motor de C.D.
- En aplicaciones en que se necesita mantener la carga, el motor a pasos es más eficiente para hacerlo que un motor de C.D., ya que sólo necesita mantener energizadas sus bobinas.
- Para mantener su posición angular cuenta con dos niveles de seguridad: uno es a través de los pulsos eléctricos que son enviados por la tarjeta controladora para energizar sus bobinas y el otro podría ser la retroalimentación con un *encoder*, en caso de emplearse como servomotor.
- No requiere mantenimiento y puede trabajar bien bajo ambientes sucios pues se encuentra bien encapsulado.

Si bien, es un dispositivo que alcanza su posición a través de movimientos discretos (paso a paso), existen actualmente en el mercado etapas de potencia (*drivers*) que logran fraccionar sus pasos hasta en 1/16, con lo cual logran mayor resolución.

Se elige un motor bipolar en vez de unipolar porque presenta un tamaño más compacto y su torque es mayor.

#### 4.2.3 Investigación bibliográfica y comercial del Sistema de guiado

El sistema de guiado permite soportar y dar dirección a los carros vertical, transversal y longitudinal sobre los cuales se transportan los sistemas de transmisión y motriz. Se pretende reducir al máximo la fricción y garantizar el paralelismo entre las guías. Las principales variables de selección para los ejes guías son:

- Tipo de rodamientos.
- Sección transversal de las guías.
- Material empleado en las guías.

Las ventajas que presenta utilizar rodamientos lineales son [23]:

- Obtener gran precisión (de  $.7 \mu\text{m}$  a  $88 \mu\text{m}$ ), que depende del diámetro del rodamiento y de la tolerancia de maquinado.
- Poder trabajar a altas velocidades y aceleraciones (5 (m/s) y 50 (m/s<sup>2</sup>)).
- Operación silenciosa, a bajas y altas velocidades.
- Trabajo continuo, en un rango de temperaturas que oscilan entre -20 C hasta 100 C.
- Presentan coeficientes de rozamiento tan bajos como 0.0015 a 0.0075, dependiendo del tipo de rodamiento, lubricante y del tipo de obturador del rodamiento.

➤ **Tipos de rodamientos lineales**

Para reducir la fricción en guías lineales cuenta con los siguientes tipos de rodamientos lineales:

*Rodamientos lineales de casquillo cerrado*

Este tipo de rodamiento es el más simple y económico, los hay ensamblados en un soporte (*pillow block bearing*) o sin él, tal como se muestra en la Figura 27.



a) Sin soporte

b) Con soporte

Figura 27 Rodamiento de casquillo cerrado marca Thomson©

Las desventajas de este tipo de rodamiento son que permiten el giro sobre su propio eje, por lo que es necesario colocar al menos dos guías lineales en paralelo para evitar el giro del elemento desplazado. Otra desventaja de estos rodamientos, y de la mayoría, es que para desmontar el elemento desplazado es necesario quitar alguno de los soportes de los extremos.

Generalmente, se emplean este tipo de guías cuando la distancia entre los soportes es corta o cuando el elemento desplazado no pesa demasiado; esto es debido a que se flexiona, pues no están soportados a lo largo de todo el eje, sino sólo de los extremos.

*Rodamientos de casquillo abierto*

Este tipo de rodamiento tiene la gran ventaja de contar con una guía empotrada a tierra en toda su longitud, por lo que se obtiene gran rigidez y precisión en el guiado. Otra ventaja es que, hasta cierto punto, impiden el giro sobre su propio eje. En la Figura 28 se ilustra un rodamiento de este tipo.

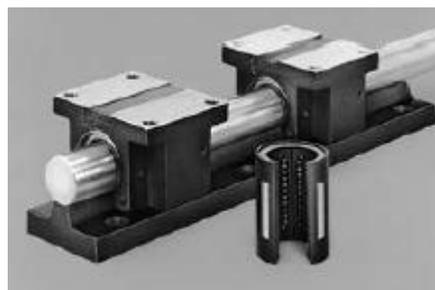


Figura 28 Rodamiento de casquillo abierto Thomson©

### *Rodamientos lineales de rodillos (RoundWay®).*

Estos son rodamientos lineales con capacidades de carga elevadas, hasta 20 veces más que los rodamientos de casquillo cerrado, además de que presentan un coeficiente de fricción bajo.

Bajo cargas laterales presentan problemas, pues pueden descarrilarse, y debido a su alta inercia generalmente se emplean a bajas velocidades. Así mismo su costo es elevado comparándolo con los rodamientos anteriormente mencionados. En la Figura 29 se muestra un rodamiento de rodillos.



*Figura 29 Rodamiento de rodillos Thomson©*

### *Rodamientos de buje FluoroNyliner® (autolubricante)*

La extensa superficie de contacto le permite un excelente rendimiento en aplicaciones con alto nivel de vibración o impacto, mientras que el diseño simplificado le permite funcionar en entornos altamente contaminados. *FluoroNyliner* se puede utilizar con ejes no endurecidos, con alta resistencia a la corrosión, lo cual los hace ideales para entornos de lavado o sumergidos, por lo que es empleado en aplicaciones farmacéuticas, médicas y de procesamiento de alimentos. En la *Figura 30* se ilustra un rodamiento de este tipo.

Pueden manejar cargas pesadas con un valor máximo de presión estática de hasta 6894.76kpa (1000 psi), y entrega velocidades máximas sin carga a 2.032m/s (400 pies / min). En temperaturas entre 204.4 C (-400 F) hasta 196.1 C (385 F). Los rodamientos se pueden combinar con una amplia gama de opciones de ejes *LinearRace* resistentes a la corrosión, que incluyen aluminio Ultra Light y chasis 60 plateado, acero inoxidable 440C y 316, con el fin de optimizar el rendimiento adecuado a los requisitos de la aplicación.



*Figura 30 Rodamiento auto lubricante grado alimenticio Thomson©*

➤ **Sección transversal de las guías lineales**

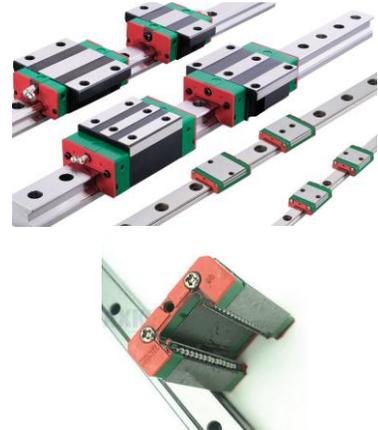
En la Figura 31 se muestran las secciones transversales de las guías con cojinetes antifricción.



a) Circular



b) Trapezoidal (modelo SBR)



c) Cola de Milano (marca hiwin)

Figura 31 Tipos de secciones trasversales de ejes

Las principales ventajas que presenta la sección circular sobre las otras guías es que son de fácil fabricación y bajo costo; además de que es posible intercambiar los rodamientos lineales de casquillo cerrado por bujes de bronce fosforado.

➤ **Material empleado en las guías y sus soportes**

Los principales materiales empleados en los ejes guía cuentan con gran dureza superficial para asegurar que no se deformen plásticamente y no se rayen ni desgasten. Generalmente, se usan aceros con mediano contenido de carbono (entre 0.3 y 0.6%) que, posteriormente, son templados y revenidos. Con estos procesos se obtiene la dureza superficial adecuada, manteniendo las propiedades elásticas del núcleo, lo que permite que resista vibraciones.

Entre los aceros de medio contenido de carbono se tienen los A.I.S.I. 1025 a 1055, ya sea templados y revenidos o estirados en frío.

En la Tabla 23 se muestra la designación A.I.S.I. para los aceros; así como, las áreas de aplicación en elementos de máquinas.

AISII		Usos de algunos aceros	
		Número AISII	Aplicaciones
Ejemplos	AISII $x, x, xx$ — Contenido de carbono — Aleación específica del grupo — Grupo de aleación: indica los principales elementos aleantes	1015	Piezas moldeadas en lámina; partes maquinadas (se pueden cementar)
		1030	Piezas de uso general, en forma de barra, palancas, eslabones, cuñas
		1040	Ejes, engranes
		1080	Resortes; piezas para equipo agrícola sometidas a abrasión (dientes de rastrillo, dijes de arado, dientes de cortacéspedes)
AISII	AISII $1, 0, 20$ — 0.20% de carbono — Sin otro elemento aleante además del carbono — Acero al carbono	1112	Piezas de máquinas con tornillo
		12L14	Piezas que requieran buena capacidad de maquinado
		4140	Engranes, ejes, piezas forjadas
		4340	Engranes, ejes, piezas que requieran buen endurecimiento en interior
AISII	AISII $4, 3, 40$ — 0.40 % de carbono — Níquel y cromo agregados en concentraciones específicas — Acero aleado con molibdeno	4640	Engranes, ejes, levas
		5150	Ejes para trabajo pesado, resortes, engranes
		51B60	Ejes, resortes, engranes con mejor templabilidad
		E52100	Pistas de rodamientos, bolas, rodillos (acero para rodamientos)
		6150	Engranes, piezas forjadas, ejes, resortes
		8650	Engranes, ejes
9260	Resortes		

Tabla 23 Designación y aplicaciones de algunos aceros [19]

Para la fabricación de ejes también se emplean aceros inoxidables; sin embargo, dado que la máquina no debe aumentar su costo demasiado, y que los aceros al mediano carbono bien tratados pueden cumplir la función, aquí no se mencionan.

En Tabla 24 se muestran los cambios de propiedades mecánicas de los aceros al carbono cuando estos son tratados térmicamente.

Propiedades mecánicas típicas de los aceros al carbono y de aleación seleccionados						
AISII	Condición	Resistencia máxima a la tensión (MPa)	Resistencia a la cedencia (MPa)	Elongación en 50 mm (%)	Reducción de área (%)	Dureza típica (HB)
1020	Condición de laminado	448	346	36	59	143
	Normalizado	441	330	35	67	131
	Recocido	393	294	36	66	111
1080	Condición de laminado	1010	586	12	17	293
	Normalizado	965	524	11	20	293
	Recocido	615	375	24	45	174
3140	Normalizado	891	599	19	57	262
	Recocido	689	422	24	50	197
4340	Normalizado	1279	861	12	36	363
	Recocido	744	472	22	49	217
8620	Normalizado	632	385	26	59	183
	Recocido	536	357	31	62	149

Tabla 24 Cambio de propiedades de aceros tratados térmicamente [24]

Referente a los materiales empleados para los soportes de las guías, son recomendables los de fundición gris y, en algunas ocasiones, los de aceros rolados en frío de las denominaciones A.I.S.I. 1010 a 1018, dependiendo del tipo de soporte, del número de piezas a ser fabricadas y del costo del material y manufactura.

Para la aplicación de este sistema de guiado, el material del soporte de las guías debe presentar un módulo elástico muy elevado y un bajo costo, tanto en el material como en su fabricación, por lo que deben emplearse materiales comerciales de fácil adquisición y maquinado.

#### 4.2.4 Selección del Sistema de guiado

El primer criterio de selección indicó el uso de **ejes guías soportados a todo lo largo**; sin embargo, se ha decidido emplear guías soportadas a los extremos por las siguientes razones:

- No usan rodamientos de casquillo abierto, lo que les confiere más resistencia bajo cargas laterales.
- Facilitan el remplazo, pues es más sencillo maquinar una barra circular que una con perfil especial.
- Facilitan el proceso de ensamble y mantenimiento, pues están soportados por los extremos.
- El costo de un eje circular es menor comparándolo con ejes de perfil especial.
- Los rodamientos que se emplean en ejes guías circulares son más comunes en el mercado nacional.

En cuanto al material del eje guía, se ha optado por el A.I.S.I. 1045, templado en aceite y rectificado, el cual es conocido típicamente como Acero Plata. Se ha seleccionado este material porque en su núcleo es dúctil y en la superficie es duro, por lo que resistirá vibraciones, así como, el desgaste superficial.

#### 4.2.5 Investigación bibliográfica y comercial del Sistema de transmisión

Para convertir el movimiento rotacional de los motores a movimiento de traslación hacia la carga, existen diferentes tipos de sistemas de transmisión:

##### ➤ Tornillos de potencia y bolas

Los tornillos de potencia y de bolas se diseñan para convertir movimiento rotatorio en movimiento lineal con el fin de ejercer la fuerza necesaria para desplazar un elemento de máquina a lo largo de una trayectoria deseada. En la Figura 32 se ilustra un tornillo de bolas.

Los tornillos de potencia trabajan con el principio clásico del tornillo con rosca y su tuerca correspondiente. Si el tornillo se soporta con cojinetes y gira, mientras que la tuerca se mantiene sin girar, la tuerca se trasladará a lo largo del tornillo.



Figura 32 Tornillo de bolas Thomson®

Los tornillos de potencia y de bolas se usan en conjunto con correderas lineales y rodamientos deslizantes para desplazar componentes mecánicos a lo largo de una pista lineal. Para producir movimiento uniforme con poca potencia se usan materiales de poca fricción o elementos de contacto de rodadura.

Los parámetros que intervienen en el funcionamiento de un tornillo son: la fuerza necesaria para mover la carga, el tamaño de la rosca representado por su diámetro de paso, el avance del tornillo y su coeficiente de fricción.

La eficiencia de funcionamiento de un tornillo de potencia se expresa como la relación del par real necesario para mover la carga sin fricción entre el par correspondiente con fricción.

#### ➤ **Tornillo de bola**

Un tornillo de bolas tiene funciones parecidas a las de un tornillo de potencia, pero la configuración es distinta. La tuerca contiene bolas (balines), las cuales tienen contacto de rodadura con las roscas del tornillo, esto proporciona poca fricción y grandes eficiencias en comparación con los tornillos de potencia. Las máquinas herramientas modernas, los equipos de automatización, los sistemas de dirección en vehículos y los actuadores en aviones, usan tornillos de bolas que les permiten tener gran precisión, respuesta rápida y funcionamiento uniforme.

Las máquinas herramientas computarizadas o CNC, deben tener tornillos de bolas, y no los tornillos de potencia tradicionales, porque los tornillos de bolas requieren significativamente menos potencia y par torsión para trasladarse contra una determinada carga. También pueden moverse con más rapidez, y posicionarse con más exactitud que los tornillos de potencia. **[19]**

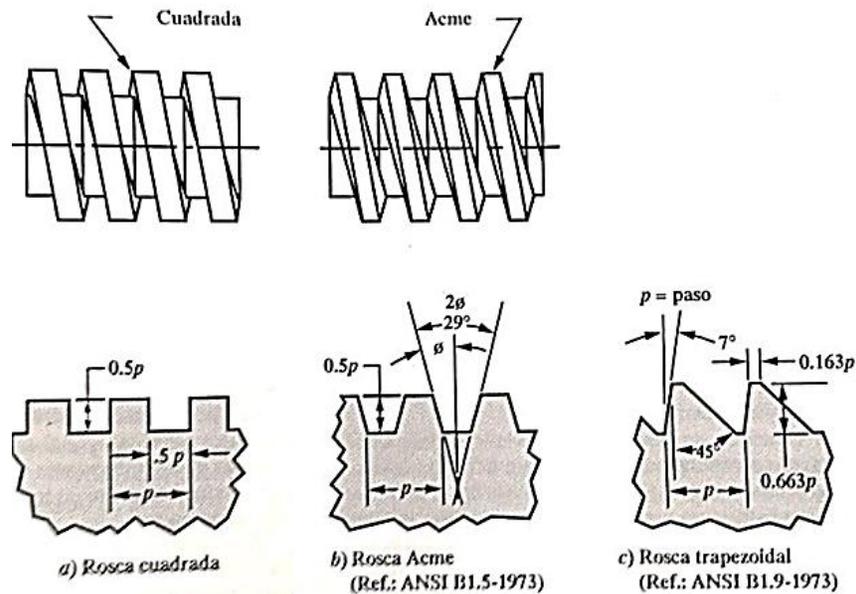
Los tornillos de bolas reemplazan la fricción de deslizamiento del tornillo de potencia convencional por la fricción de rodadura de las bolas de rodamientos, por lo cual todas las cargas reactivas entre el tornillo y la tuerca son resistidas por las bolas de rodamiento y son las únicas que tienen contacto físico entre esos miembros.

La eficiencia de un tornillo de bolas es del 90%, por lo común. Excede por mucho la eficiencia de los tornillos de potencia sin contacto de rodadura, que es del orden del 20 al 30% típicamente.

A causa de la baja fricción, casi nunca los tornillos de bolas son autoasegurantes. De hecho, algunos diseñadores aprovechan esta propiedad para que la carga aplicada sobre la tuerca haga girar el tornillo. A eso se le llama impulsión negativa.

#### ➤ **Tornillos de potencia**

En la Figura 33 se muestran tres tipos de roscas para tornillos de potencia: la cuadrada, la ACME y la trapezoidal. De ellas, la cuadrada y la trapezoidal son las más eficientes. Esto es, requieren el menor par torsional para mover determinada carga a lo largo del tornillo. Sin embargo, la rosca ACME es mucho más fácil de maquinar aunque menos eficiente. Es preferible la rosca trapezoidal cuando sólo se va a transmitir fuerza en una dirección, es decir de movimiento rotacional a lineal, y no al revés.



Norma a) ANSI B1 1.5-1973 b) Norma ANSI B1.9-1973

Figura 33 Formas de rosca para tornillos de potencia [19]

La eficiencia es relativamente baja en los tornillos normales de rosca ACME sencilla (30% o menos), lo cual puede ser una gran desventaja. Se pueden alcanzar mayores eficiencias en el intervalo de 30 a 70%, con mayores avances y filetes múltiples; sin embargo, se debe comprender que con ello se pierde algo de ventaja mecánica, por lo que se requieren mayores pares torsionales para desplazar determinada carga, comparativamente, con un tornillo de rosca sencilla.

#### ➤ Bandas síncronas

Con frecuencia, estos elementos se usan como reemplazo de engranes, ejes y cojinetes u otros dispositivos de transmisión de potencia relativamente rígidos. En muchos casos su aplicación simplifica el diseño de una máquina y reduce en gran medida el costo.

Además, puesto que estos elementos son elásticos y suelen ser bastante largos, tienen una función importante en la absorción de cargas de impacto y el amortiguamiento y aislamiento de los efectos de vibraciones, lo que es una ventaja importante para la vida de la máquina. [25]

Las bandas síncronas se fabrican con costillas o dientes transversales a la cara inferior de la banda como se ve en la Figura 34. Los dientes engranan en ranuras correspondientes de las poleas conductora y conducida, llamadas catarinas, y se obtiene una impulsión positiva sin deslizamiento. Por consiguiente, existe una relación fija entre la velocidad de la catarina motriz y la conducida. Por esta razón, a las bandas se les llama con frecuencia bandas de sincronización. La acción sincrónica es crítica para el buen funcionamiento de sistemas como el de impresión, manejo de materiales, empaque y ensamble.

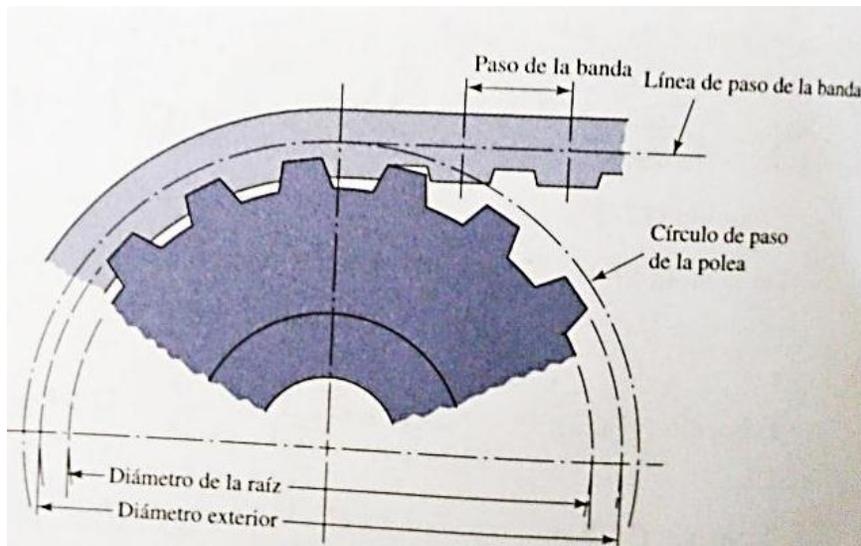


Figura 34 Transmisión por bandas de sincronización [25]

La Figura 35 muestra los 4 pasos comunes de dientes y los tamaños de bandas síncronas comerciales. El paso es la distancia del centro de un diente al centro del siguiente diente; los pasos normales son de 5, 8, 14 y 20 mm.

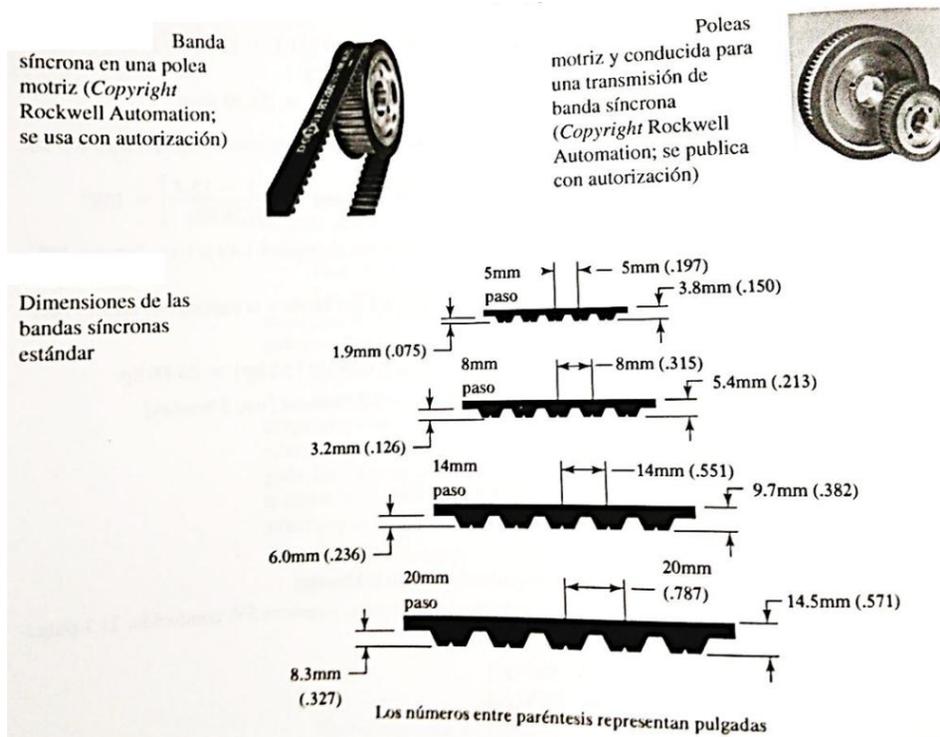


Figura 35 Pasos de banda síncrona

La resistencia a la tensión de una banda se debe principalmente a las cuerdas de alta resistencia, de fibra de vidrio, alambre de acero u otros materiales que se colocan en el núcleo. Las cuerdas son recubiertas con un material de respaldo, de hule flexible, y los dientes se moldean en forma integral con el respaldo.

Con frecuencia, se usa una cubierta de tela en las partes de la banda que tocan las poleas dentadas, para obtener una resistencia adicional al desgaste y mayor resistencia neta al corte en los dientes. [19]

Las bandas síncronas no requieren tensión inicial, pueden operar sobre un intervalo muy amplio de velocidades, tienen eficiencia en el intervalo de 97 a 99%, no requieren lubricación y son más silenciosas que las transmisiones de cadena. No hay variación cordal de la velocidad, como en las transmisiones de cadena, por lo cual son una solución atractiva para requisitos de transmisión de precisión. El alambre de acero, o elemento de tensión, de una banda de sincronización, se ubica en la línea de paso de la banda, como se muestra en la Figura 34, de esta manera la longitud de paso es la misma sin que importe el espesor del respaldo. [25]

#### 4.2.6 Selección del Sistema de transmisión

De acuerdo con la información obtenida en la literatura sobre los husillos de bolas, y en concordancia con el primer criterio de selección, se ha decidido emplear el **husillo de bolas** como sistema de transmisión. Los motivos principales de esta decisión son:

- Los husillos de bolas requieren menos par para desplazar la carga.
- Son más eficientes, ya que reducen la fricción entre el husillo y la tuerca.
- Se obtiene mayor precisión a distancias mayores de desplazamiento al compararlos con las bandas síncronas.
- El juego mecánico (*backlash*) se minimiza aún más al precargar la tuerca del husillo.
- Son más silenciosos en su funcionamiento que los husillos de potencia, pues existe menos fricción entre la tuerca y el husillo.
- Mayor vida útil que los husillos de potencia y las bandas síncronas.

### 4.3 Arquitectura de la Máquina

En esta sección se define la Arquitectura de la Máquina. Esto se realiza dibujando un esquema de la Máquina, ver Figura 36 y agrupando los elementos que la conforman, ver Figura 37.

Posteriormente en la sección 4.4 se determina la Configuración geométrica, es decir se define la forma física de la Máquina Cartesiana.

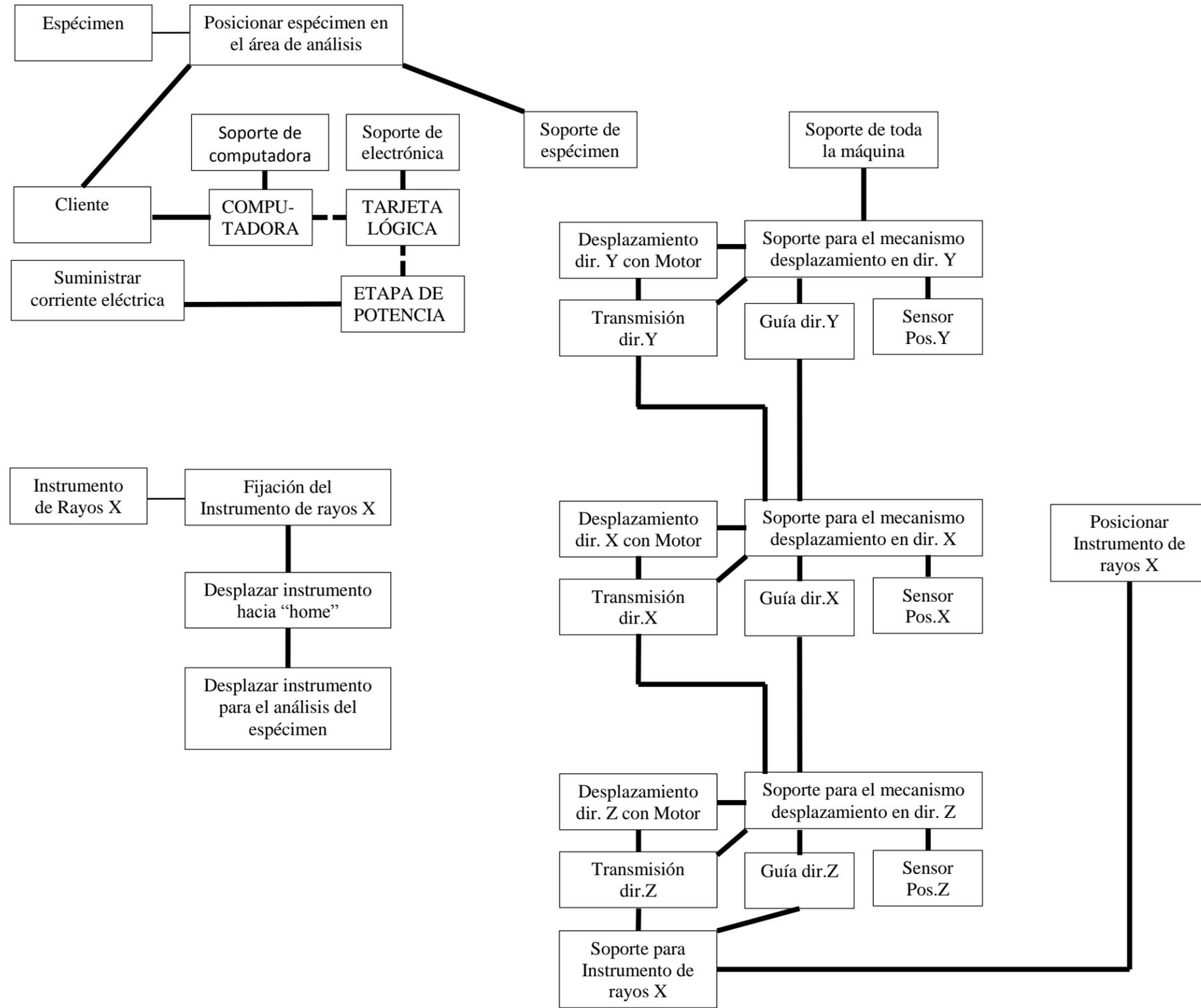


Figura 36 Esquema de la máquina

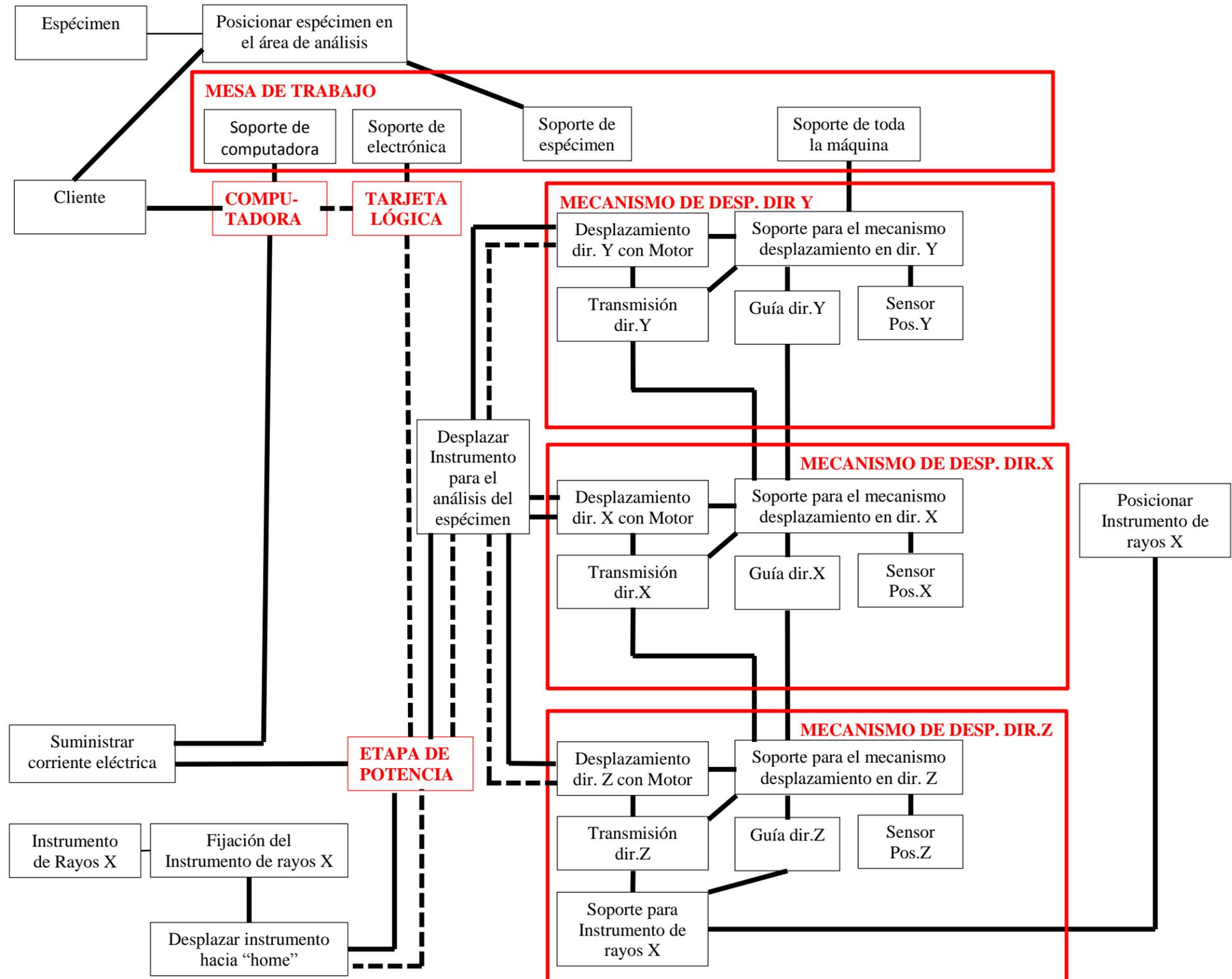


Figura 37 Agrupación de elementos de la Máquina

## 4.4 Configuración geométrica de la Máquina

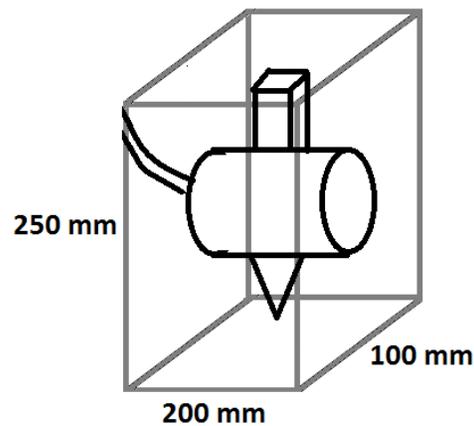
Una vez definida la Arquitectura de la Máquina es necesario considerar las especificaciones dimensionales y las posibles configuraciones del Sistema de soporte.

Primero se indican las dimensiones del Instrumento Generador de Rayos X que se requiere desplazar, el área de muestreo, así como los tipos de soportes que se emplean en máquinas CNC. Finalmente bajo estas consideraciones se obtiene la Configuración geométrica de la Máquina.

### ➤ Dimensiones requeridas

Con el fin de definir las dimensiones de la máquina, a continuación se indican los requerimientos de desplazamiento y volumen del Instrumento de Rayos X.

- El área de escaneo de la Máquina debe ser de 1m x 1m.
- Las dimensiones del efector final, es decir el ancho, largo y alto del Instrumento de Rayos X junto con los accesorios conectados a él, se muestran en el Anexo E. En la Figura 38 se muestran las dimensiones del Instrumento Generador de Rayos X.



*Figura 38 Dimensiones Instrumento Generador de Rayos X*

- El recorrido en el eje Z del Instrumento es como máximo de 10 mm tomando como referencia la superficie de la obra. Mientras que las obras que se analizan tiene un espesor de alrededor de 50-70 mm, tal y como se muestra en la Figura 39:

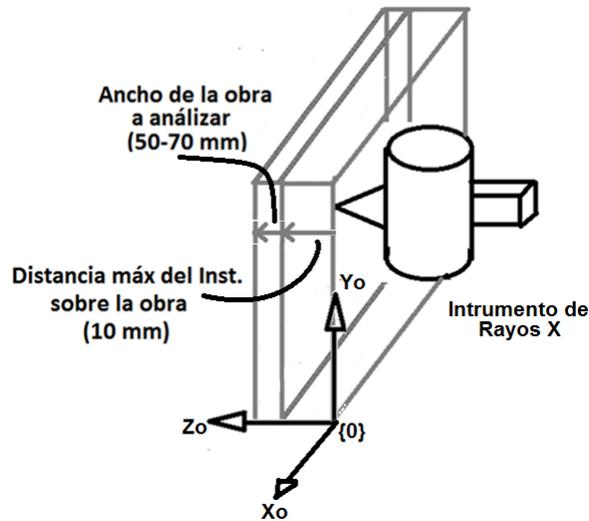


Figura 39 Recorrido en dirección Z del Instrumento

➤ **Tipos de estructuras de máquinas**

La Máquina cuenta con desplazamientos semejantes a los de una fresadora CNC, excepto que no se desbasta material, sino que únicamente posiciona el Instrumento de Rayos X. Debido a esta semejanza con los movimientos cartesianos, se emplean como inspiración las estructuras de soporte de fresadoras CNC, con el fin de definir la que se empleará en la Máquina Cartesiana.

A continuación se analiza los tipos de soportes de fresadoras CNC.

En fresadoras CNC normalmente se tienen tres tipos de estructuras: de brazo, puente y de bandera.

*Soporte de brazo*

Esta estructura consiste en fijar en una zona específica un poste sobre el que se monta el eje Z, ver Figura 40. Sobre este eje Z se encentra perpendicularmente el eje X, quedando en voladizo. Finalmente el Eje Y, permite la elevación de la herramienta de trabajo. En este tipo de estructura el material a maquinar no se mueve en ningún momento, el movimiento lo realiza el efector final.

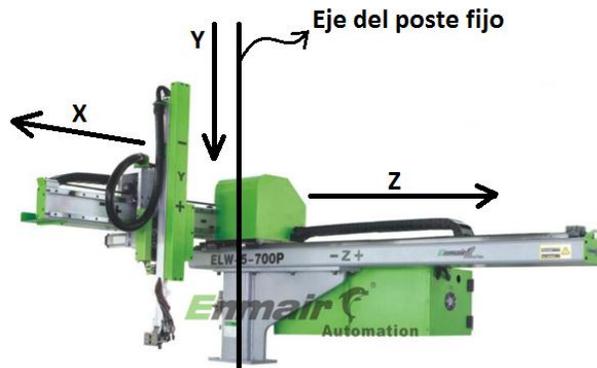
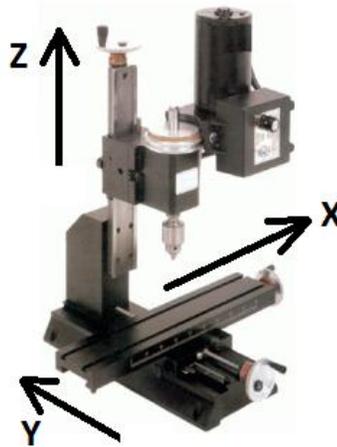


Figura 40 Soporte tipo brazo de máquina CNC [26]

### *Soporte de torreta*

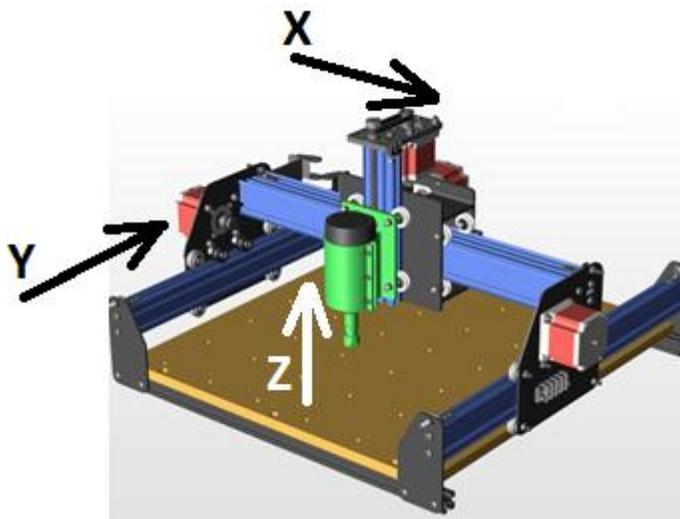
Este tipo de soporte es empleado en fresadoras verticales de torreta o consola. La particularidad de este tipo de estructura, es que el cabezal de desbaste o efector final no se mueve en el plano X-Y, ver Figura 41, sino que la mesa posee movimiento longitudinal y perpendicular, en relación al husillo. El efector final se mueve únicamente en el eje Z.



*Figura 41 Soporte tipo torreta de máquina CNC [26]*

### *Soporte de puente*

En este tipo de soporte la mesa permanece inmóvil y el movimiento sucede en la herramienta, que se desplaza a lo largo de la pieza a mecanizar, por medio de una estructura similar a la de un puente grúa, ver Figura 42.



*Figura 42 Soporte tipo puente de máquina CNC [27]*

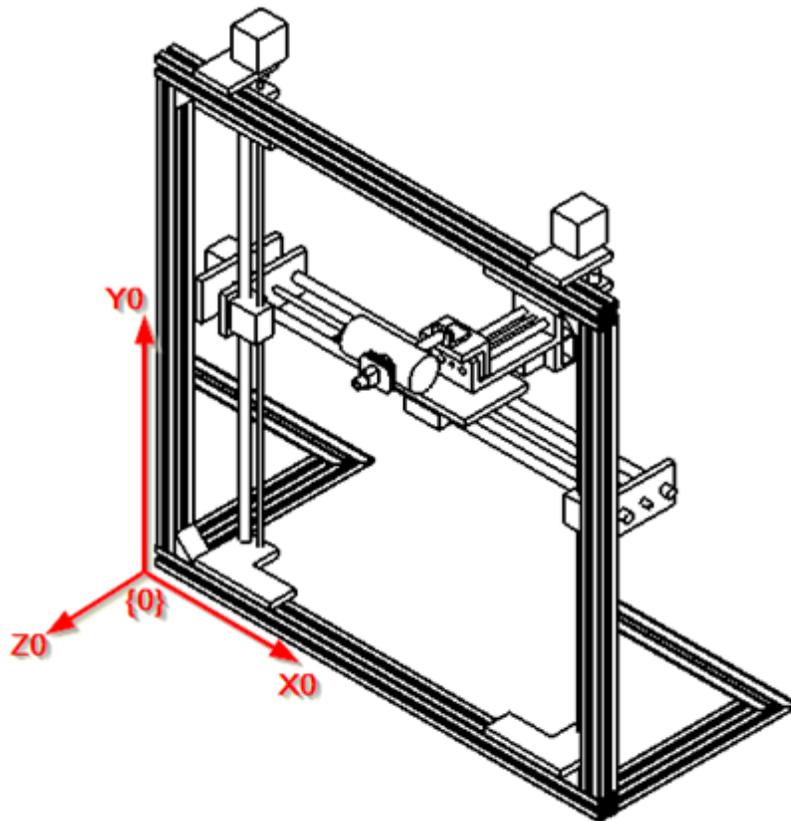
#### 4.4.1 Selección del Sistema de soporte

Se decide emplear para el Sistema de soporte la configuración **tipo puente** por las siguientes razones:

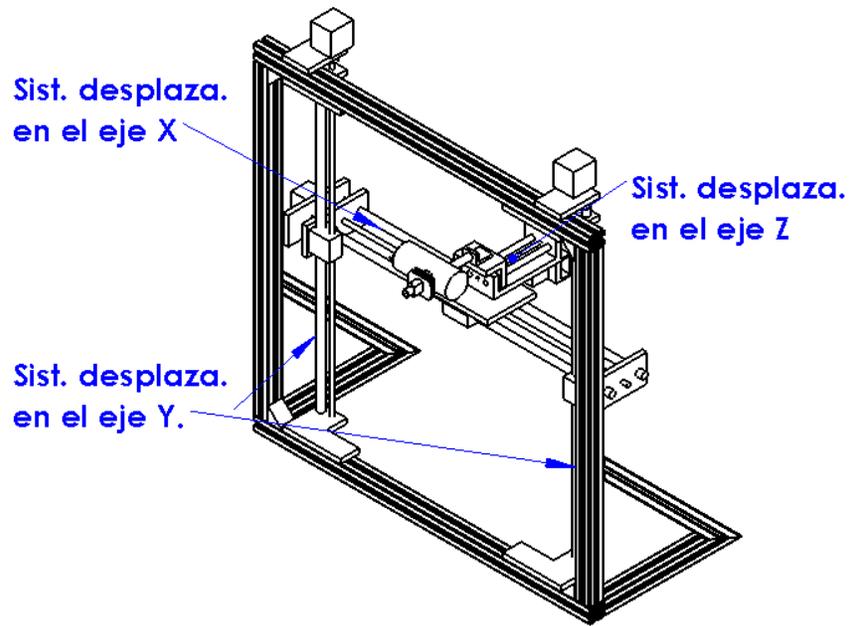
- De las tres analizadas la más estable es la de tipo puente, pues su sistema de transmisión permite el desplazamiento sincronizado en el eje Y. Además el eje X descansa totalmente sobre las guías del eje Y.
- La pintura o lienzo analizar no se desplaza de su sitio, sino que el Instrumento Generador de Rayos X es el que debe desplazarse en las direcciones X,Y,Z, para no dañar la obra a analizar.

#### ➤ Configuración geométrica propuesta

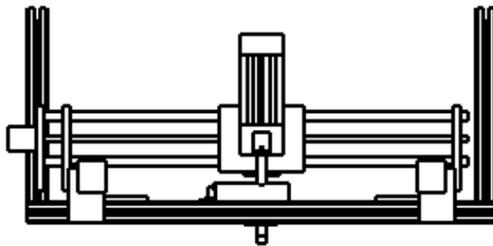
Con el análisis anterior se procedió a dibujar en Solidworks© la Configuración geométrica de la Máquina Cartesiana, la cual se muestra en la Figura 43.



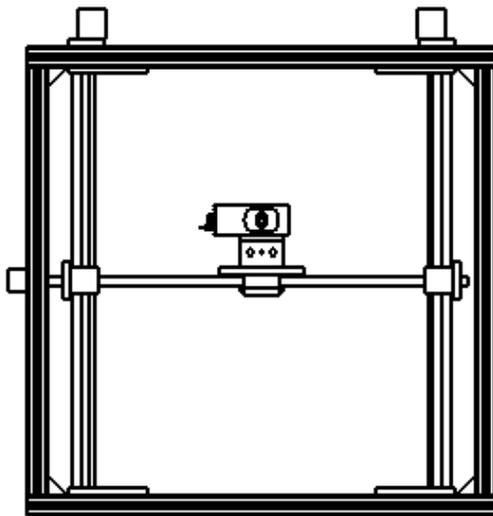
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

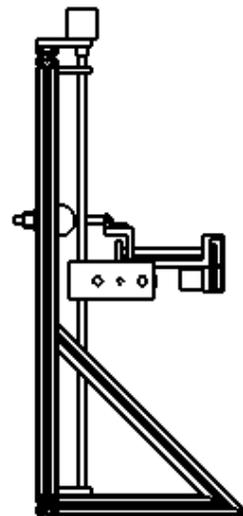


Figura 43 Configuración geométrica

# CAPÍTULO 5

## DISEÑO A DETALLE: MEMORIA DE CÁLCULO

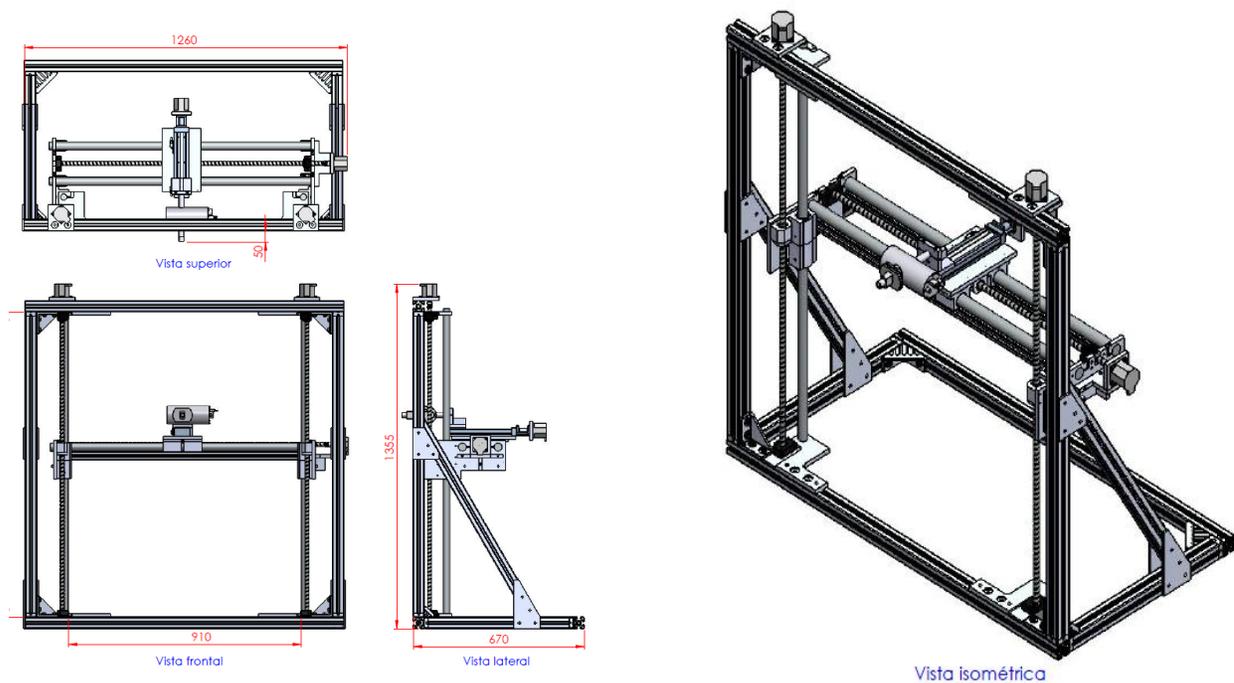
El diseño de detalle es la fase del proceso de diseño en la que quedan definidos todos los componentes o partes que integran un producto o máquina, y la documentación generada debe ser suficiente para llevar a cabo su fabricación.

En este capítulo se proponen materiales para la Máquina Cartesiana, se realiza los cálculos necesarios usando información de los catálogos del fabricante, el análisis por elementos finitos y se valida la propuesta diseño comparándola con las especificaciones. Así mismo al presentarse algunas incompatibilidades se proceden a rediseñar los componentes necesarios.

En la sección 5.1 se indica la Configuración Geométrica, ensambles de los ejes XYZ (Figura 44) y los materiales propuestos para la Máquina Cartesiana (Tabla 25).

## 5.1 Diseño detallado primera propuesta

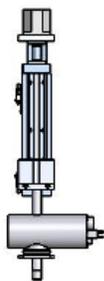
En la Figura 44 a) se muestra el ensamble general de la Máquina Cartesiana, mientras que en las Figura 44 b) se muestra el ensamble en la dirección Z, Figura 44 c) ensamble en la dirección X y Figura 44 d) ensamble en la dirección Y.



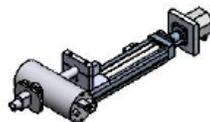
a) *Ensamble general*

ENSAMBLE SIST. DESPLZAMIENTO EJE Z

Escala 1:10



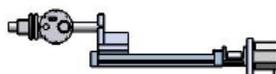
Vista superior



Vista isométrica



Vista frontal

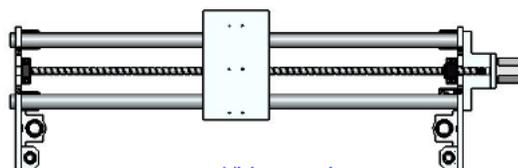


Vista lateral

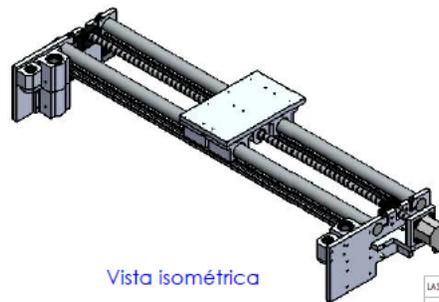
b) Eje Z

ENSAMBLE SIST. DESPLZAMIENTO EJE X

Escala 1:10



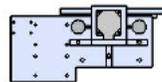
Vista superior



Vista isométrica



Vista frontal



Vista lateral

LAS CO  
NOTA!

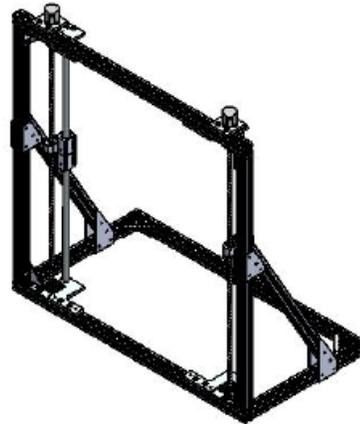
c) Eje X

## ENSAMBLE SIST. DESPLAZAMIENTO EJE Y

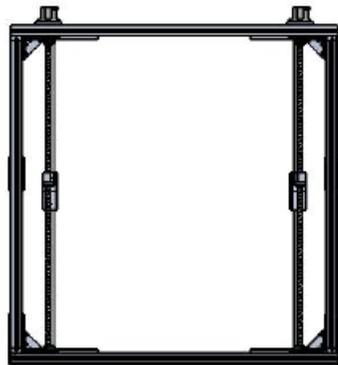
Escala 1:20



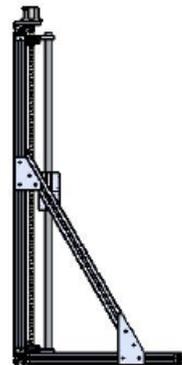
Vista superior



Vista isométrica



Vista frontal



Vista lateral

d) Eje Y

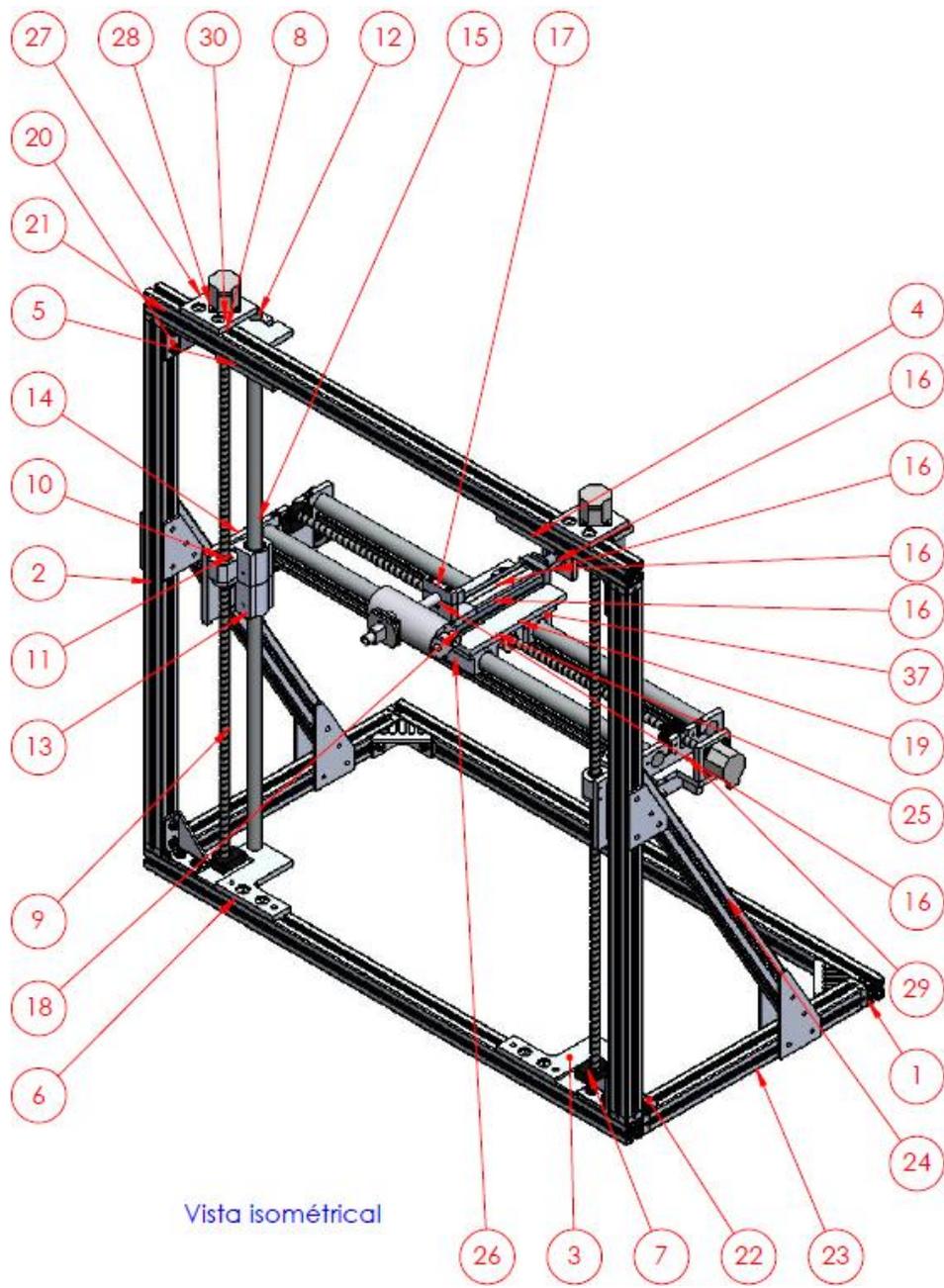
Figura 44 Diseño detallado primera propuesta; a) Ensamble general b) Eje X c) Eje Y d) Eje Z

### 5.1.1 Lista de materiales

Para el diseño de la Máquina se propone:

- El uso de soleras y ángulos de aluminio como elementos estructurales.
- El uso de piezas comerciales como rodamientos, husillos y soportes para ejes.

En la Figura 45 se muestra el número que identifica a cada elemento de máquina, mientras que en la Tabla 25 se indica la descripción de cada componente.



Vista isométrica

Figura 45 Lista de materiales de la Máquina Cartesiana

N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Perfil A-soporte guía ejeY	Bosch 45x45L ranura 10mm	3
2	Perfil B-soporte columna marco	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
3	Placa A-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
4	Placa B-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
5	Placa C-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
6	Placa D-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
7	BF12	Soporte rodam. BF12 fab. Thomson	3
8	BK12	Soporte rodam. Bk12 fab. Thomson	3
9	Tornillo de Bolas 1605	Husillo bolas BND16X5R1000 fab. SKF	2
10	BND16X5RWPR	Tuerca husillo BND16X5RW fab. SKF	3
11	Alojamiento tuerca 1605	Alojamiento DIN96051 fab. SKF	3
12	Guía eje Y	Redono 25.4mmX1000mm fab.Thomson	2
13	Danaher-SPB-16	Rodamiento Lineal 1"modelo SUPER16-DDCR Thomson	4
14	Placa H-Soporte eje X	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	2
15	Guía eje X	Eje Diam. 31.75mm(1 1/4") log.1000mm-Thomson	2
16	MS33LJ0E0276-038N9990AA07	Sist. de desliz. lineal MS33 fab. Thomson	1
17	Soporte Instrumento_	Solera 12.7mmx63.5 (1/2"x2 1/2") alum. 6063	1
18	INSTRUM RAYOS-X	N/A	1
19	Placa G-Soporte eje Z	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
20	3 842 523 570	Ángulo Bosch 45 grad,45x45mm	6
21	Conector T 45x45-Bosch	Conector T Bosch 45x45mm	8
22	3 842 523 561	Ángulo Bosch 45 grad,45x45mm	8
23	Perfil C-soporte marco	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
24	Perfil D-soporte marco	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
25	Tornillo de Bolas 1605-L1000	Husillo bolas BND16X5R1000 fab. SKF	1
26	Perfil F-Larguero eje X	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
27	Placa E-Sujeción motor eje Y	Solera 12.7mmx101.6mm (1/2"x4") alum. 6063	2
28	Motor eje X	Motor NEMA 23	4
29	Placas I-J-Soporte motor eje X	Solera 12.7mmx177.8mm(1/2"x7") alum. 6063	1
30	Acopla-flex-	Acoplamiento 6.35x8 mm	3
34	Placa K-Union 60grad Marco Y	Solera 6.3mmx101.6mm (1/4"x4") alum. 6063	4
35	Placa L-Union 30grad Marco Y	Solera 6.3mmx101.6mm (1/4"x4") alum. 6063	4
36	Placa M-Acoplamineto Motor Z	Solera 12.7mmx76.2mm (1/2"x3") alum. 6063	1
37	Danaher-SPB-20	Rodamiento Lin. 1-1/4"modelo SUPER20-DDCR Thomson	4

Tabla 25 Lista de materiales de la máquina

## 5.2 Materiales de la máquina (primer propuesta)

Se propone realizar la estructura de la Máquina Cartesiana de Aluminio de la serie 6063, debido a que es un material, ligero, rígido, comercial y de precio accesible.

Los aluminios de la serie 6063 combinan diversas características favorables, incluyendo su buena resistencia mecánica y buena resistencia a la corrosión. La mayoría de estas aleaciones al fundirse, son empleadas frecuentemente para formar partes de aplicaciones estructurales, usualmente como secciones extruidas. Las propiedades del Aluminio 6063-T5 se muestran en el Anexo A.

Otros de los elementos importantes en la Máquina son los ejes guías XYZ, ya que están sometidas a fuerzas por el peso que soportan. El material propuesto para estos elementos es el Acero 1045 con tratamiento térmico y rectificado. Las propiedades del Acero 1045 pueden consultarse en el Anexo A.

## 5.3 Especificaciones de los elementos de máquina comerciales

A continuación se describen los materiales que se emplean en la Máquina Cartesiana.

### ➤ **Perfiles modulares del aluminio fabricante Bosch [28]**

*Perfiles de soporte de aluminio 6063:*

Perfil Bosch con dimensión transversal de 30mm x 30mm y ranuras longitudinales: 8 mm, a cada lado.

Perfil Bosch con dimensión transversal de 45mm x 45mm y ranuras longitudinales: 10 mm, a cada lado

*Elementos de unión:*

Escuadra 30/30 para perfil ranurado de 8 mm

Escuadra 45/45 para perfil ranurado de 10 mm

Escuadra 45/90 para perfil ranurado de 10 mm

Unión T para perfil ranurado de 10 mm

### ➤ **Soleras de aluminio para unión de perfilería Bosch (fabricación especial).**

Material de las placas de unión: Aluminio 6060-T5

Solera de 4in x 1/4in

Solera de 6in x 1/2in

### ➤ **Husillos para los ejes X Y Z del fabricante SKF [30]**

Diámetro nominal: 16 mm

Avance: 5mm/revolución

Longitud de cuerda: 1000 mm

Longitud total: 1068

### ➤ **Soportes con rodamientos angulares para los husillos de los ejes X-Y, fabricante SKF [30]**

*Soporte del husillo en el extremo del motor:*

Soporte para husillo de 16 mm de diámetro y avance de 5mm/revolución.

Código del soporte: BK16

*Soporte del husillo en el extremo sin motor:*

Soporte para husillo de 16 mm de diámetro y avance de 5mm/revolución.

Código del soporte: BF16

### ➤ **Rodamientos lineales, fabricante Thomson [23]**

*Rodamientos eje X:*

Gama de rodamiento Thomson: Super Bsall Bushing Pillow Blocks (Close Type)

Diámetro nominal: 1in (clave SPB16)

*Rodamientos eje Y:*

Gama de rodamiento Thomson: Super Bsall Bushing Pillow Blocks (Close Type)

Diámetro nominal: 1in (clave SPB16)

- **Ejes para las guías lineales (60 Case LinearRace Shafting), fabricante Thomson [23]**

#### **Ejes X-Y:**

Material: Acero al carbono 1045, dureza 60 Rockwell C Min

Diámetro nominal: 25.4 mm (1 in)

Longitud: 1066.8 mm (42 in )

- **Sistema de desplazamiento lineal en el eje z, fabricante Thomson [29]**

Modelo: MS33

Tornillo de avance: Diámetro 0.25", avance de 3 mm/revolución precargado (LJ)

Carrera: 280 mm

Brida de montaje para motor NEMA 23

## **5.4 Memoria de cálculo de los elementos de la máquina**

Es importante anotar los cálculos en forma pulcra, completa y clara, ya que de ese modo se explica cómo se ataca el problema de diseño, qué datos se usan y cuales consideraciones se plantearon. También debe llevarse un registro exacto de los cambios efectuados en los elementos de máquina, que permitan que funcione correctamente. Por tal motivo se emplea el siguiente procedimiento propuesto por Mott [19] para el registro de la memoria de cálculo de los elementos que componen a la máquina:

1. Identificar el elemento de máquina que será diseñado e indicar el objetivo del análisis.
2. Trazar un esquema del elemento, que muestre todas las propiedades que afecten el funcionamiento o análisis de esfuerzos.
3. Trazar el D.C.L. y trazar otros dibujos para aclarar el caso físico real.
4. Identificar el tipo de análisis a efectuar, tal como el esfuerzo por flexión de una viga, pandeo de una columna, entre otros.
5. Enlistar todos los datos y consideraciones.
6. Escribir las formulas a usar en forma de símbolos e indicar con claridad los valores y las unidades de las variables que intervienen. Citar formulas.
7. Resolver cada fórmula para la variable deseada.
8. Insertar datos, comprobar unidades y desarrollar cálculos.
9. Juzgar lo adecuado del resultado.
10. Si el resultado no es razonable, cambiar las decisiones del diseño.
11. Cuando se ha llegado a un resultado razonable y satisfactorio, especificar los valores definitivos de todos los parámetros importantes en el diseño, usando tamaños normalizados, dimensiones cómodas, materiales que se consiguen con facilidad, entre otros.

En las secciones 5.5 a la 5.9 se emplea el procedimiento descrito anteriormente para el diseño de los componentes críticos de la Máquina; Sistema de desplazamiento lineal del eje Z (sección 5.5), husillos (sección 5.6), motores (sección 5.7), ejes guía (sección 5.8) y el marco estructural (sección 5.9).

A continuación se procede con el diseño del Sistema de desplazamiento lineal del eje Z.

## 5.5 Cálculo del sistema de desplazamiento lineal del eje Z

**PASO 1.** Elemento a diseñar: Sistema de desplazamiento lineal en el eje Z.

Objetivo:

-Determinar a partir del peso del Instrumento de Generador de Rayos X y de su soporte, si el sistema de desplazamiento lineal del fabricante Thomson, modelo MS33 soporta el momento flector.

**PASO 2.** Esquema de funcionamiento del sistema de desplazamiento.

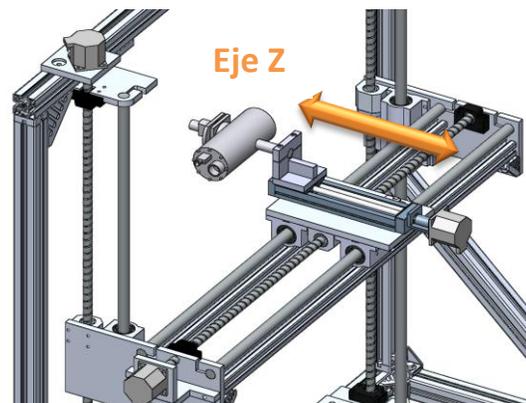


Figura 46 . Funcionamiento del eje Z

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.

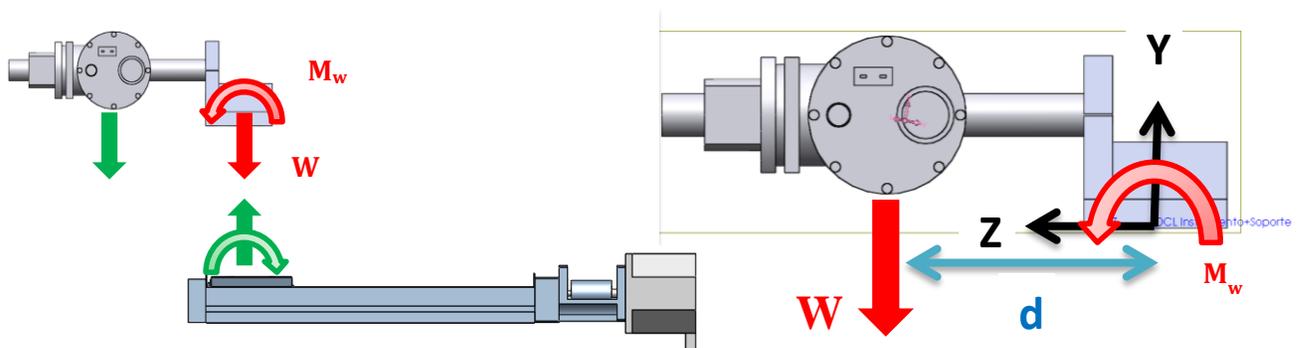


Figura 47 . D.C.L. del eje Z

**PASO 4.** Tipo de análisis.

Cálculo de fuerza y el momento provocado por el peso y soporte del Instrumento de Rayos X sobre el Mecanismo de desplazamiento del eje Z, por medio de un análisis estático.

**PASO 5.** Datos y consideraciones.

Consideraciones:

- Se considera únicamente el momento alrededor del eje X.
- Se realiza un análisis estático.

Datos:

Gravedad

$$g = 9.810; [m/s^2]$$

La masa del conjunto Instrumento de Rayos X y soporte se obtuvo del CAD

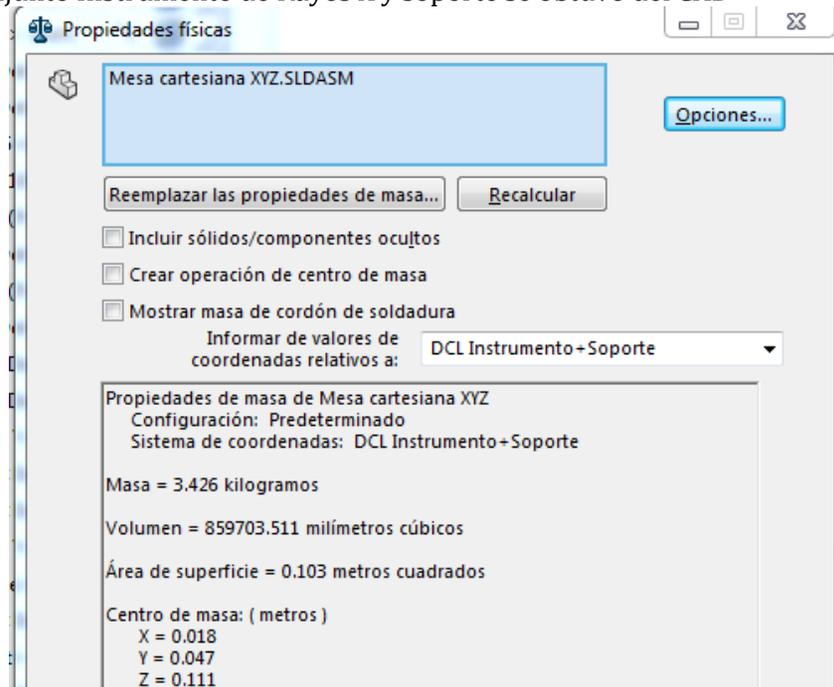


Figura 48 . Masa del Instrumento y soporte en dirección Z

$$m = 3.426; [kg]$$

Peso del conjunto

$$W = m * g = 33.609; [N]$$

La distancia del centro de masa en dirección del eje Z de la Figura 46

$$d = 0.111; [m]$$

**PASO 6.** Procedimiento de cálculo y fórmulas.

1. Se tratada el peso, es decir a la fuerza  $W$  al centro de la plataforma a través de un momento equivalente  $M_w$ .

$$M_w = W * d; [Nm]$$

2. Comparar el dato de momento y fuerza máxima que soporta el mecanismo de desplazamiento en dirección Z. A continuación se muestra los datos del fabricante, para más detalles consultar el Anexo E.

Carga dinámica máxima del fabricante

$$F_y = 150 \text{ [N]}$$

$$M_y = 4.5 \text{ [Nm]}$$

#### Performance Specifications

Parameter		MS33
Stroke length (Smax), maximum	[mm]	704
Linear speed, maximum	[m/s]	1,02
Acceleration, maximum	[m/s <sup>2</sup> ]	9,8
Repeatability	[± mm]	0,005
Accuracy	[± mm]	0,1 / 300 mm
Input speed, maximum	[rpm]	2000
Operation temperature limits	[°C]	-20 – 80
Dynamic load (Fx), maximum	[N]	80,1
Dynamic load (Fy), maximum	[N]	150
Dynamic load (Fz), maximum	[N]	150
Dynamic load torque (Mx), maximum	[Nm]	2,8
Dynamic load torque (My), maximum	[Nm]	4,5
Dynamic load torque (Mz), maximum	[Nm]	5,1

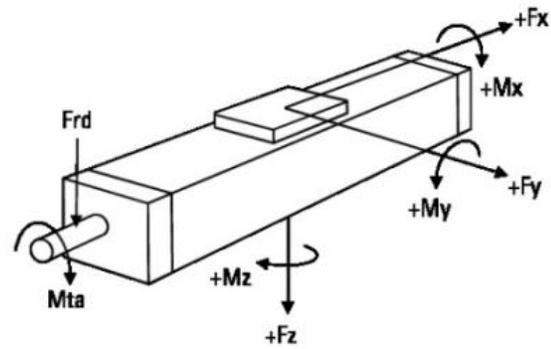


Figura 49 . Especificaciones técnicas Sistema de desplazamiento dirección Z [29]

Obtención del factor de seguridad

$$FS = \frac{\text{Carga máxima del fabricante}}{\text{Carga calculada}}$$

**PASO 7 y 8.** Despejar de fórmulas la variable de interés y cálculos

$$M_w = W * d = 3.731; \text{ [Nm]}$$

$$W = m * g = 33.609; \text{ [N]}$$

$$FS_{\text{debido a } M_w} = \frac{4.500}{3.731} = 1.206, \quad FS_{\text{debido a } W} = \frac{150}{33.609} = 4.463$$

**PASO 9 y 10.** Reflexión sobre el resultado y cambio de las decisiones de diseño (de ser necesario)

Dado que el mecanismo de desplazamiento soporta el momento  $M_w$ , se concluye que la elección del modelo es correcta.

**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

Mecanismo de desplazamiento lineal marca Thomson con husillo trapecoidal modelo MS33.

## 5.6 Cálculo de los husillos

En esta sección se procede a determinar que los husillos en las direcciones X y Y sean los adecuados para la Máquina Cartesiana, es decir que cumpla con las especificaciones técnicas de la Tabla 2. En la sección 5.7.1 5.6.1 se muestran los cálculos para el husillo en dirección X y en la sección 5.6.2 para el husillo en la dirección Y.

### 5.6.1 Cálculo del husillo en dirección X

**PASO 1.** Elemento a diseñar: Husillo en dirección X.

Objetivo:

- Determinar la potencia necesaria para desplazar la carga.
- Obtener la carga dinámica máxima.
- La velocidad del husillo que sea la adecuada para su funcionamiento.
- Determinar la vida útil.

**PASO 2.** Esquema de funcionamiento del sistema de desplazamiento en la dirección X.

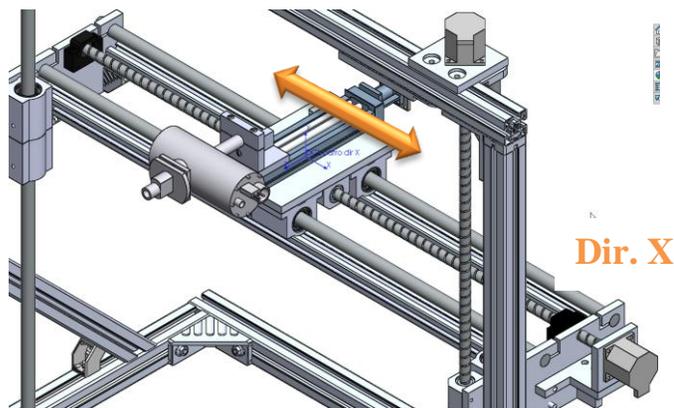
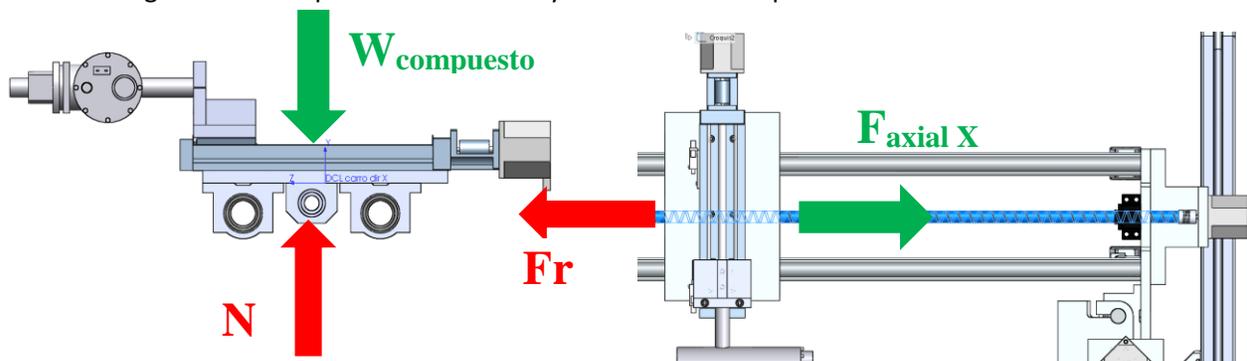


Figura 50 . Funcionamiento eje X

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre del Carro X y el sistema de desplazamiento en Z.



a) Vista lateral eje Carro del eje X

b) Vista superior eje Carro del eje X

Figura 51 D.C.L. Carro del eje X

**PASO 4.** Tipo de análisis:

Se llevará a cabo un análisis de la resistencia dinámica del husillo empleando las fórmulas de cálculo que proporciona el fabricante SKF [30], consulte el Anexo G.

**PASO 5.** Datos y consideraciones.

Datos:

- Factor de diseño:

$$FS = 3$$

- Características del husillo:

Tornillo de bolas tipo BND 16X5. Tuerca sin precarga con 3 hileras de bolas, y capacidad de carga dinámica  $C_a=5.5$  KN y capacidad de carga estática  $C_{oa}=7.1$  KN.

- Soportes:

El eje del tornillo está montado horizontalmente y soportado por dos rodamientos con soporte tipo BK16 Y BU16.

- Cargas:

Para comenzar el cálculo se requiere encontrar la carga axial en el husillo,  $F_{axial x}$ . Esta carga axial depende del peso del carro eje X y Z, la aceleración que se desea, así como del coeficiente de fricción entre los rodamientos lineales y las guías. De acuerdo a la información que proporciona Solidworks®, se tiene una masa desplazada total de 6.818 kg, tal como indica la Figura 52.

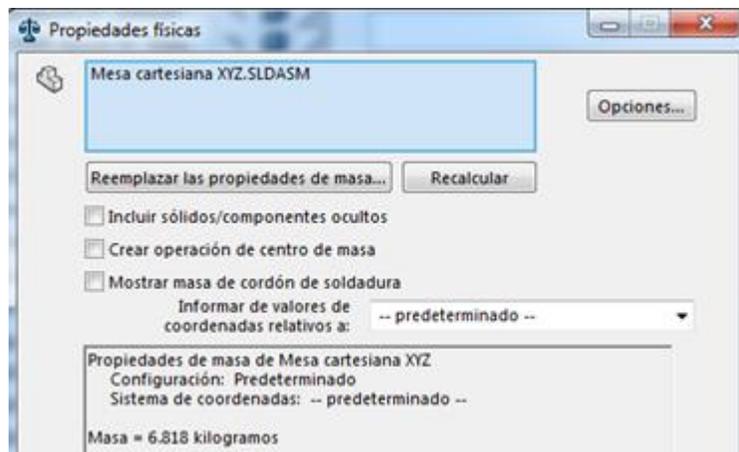


Figura 52 . Masa Carro del eje Z y Carro del eje X.

$$m_{carroX,Z} = 6.818; [kg]$$

Gravedad

$$g = 9.810; [m/s^2]$$

Peso compuesto

$$W = m_{carroX,Z} * g = 66.885; [N]$$

Coefficiente de fricción cinética: Este coeficiente en los rodamientos lineales depende de la carga así como de diámetro del eje, el fabricante Thomson proporciona una tabla con valores, la cual se

encuentra en el Anexo E, se observa en la tabla que el valor máximo es de 0.0045, para los propósitos del cálculo se empleará el siguiente valor:

$$\mu_{k\text{guia}} = 0.1$$

Aceleración deseada: La velocidad lineal máxima que puede alcanzar nuestra máquina, debido al uso de motores a pasos, es de 60 [mm/s] o 0.06 [m/s]. Por lo que la aceleración empleada para el cálculo será de 0.12 [m/s<sup>2</sup>], es decir que desde una posición de reposo la máquina podrá alcanzar una velocidad de 60 [mm/s] en tan solo 0.5 [s]. Entonces se tiene:

$$a_{\text{axial } X} = \frac{0.06[\text{m/s}]}{0.5 [\text{s}]} = 0.120; [\text{m/s}^2]$$

Diagrama de cuerpo libre para determinar la fuerza necesaria de desplazamiento del peso

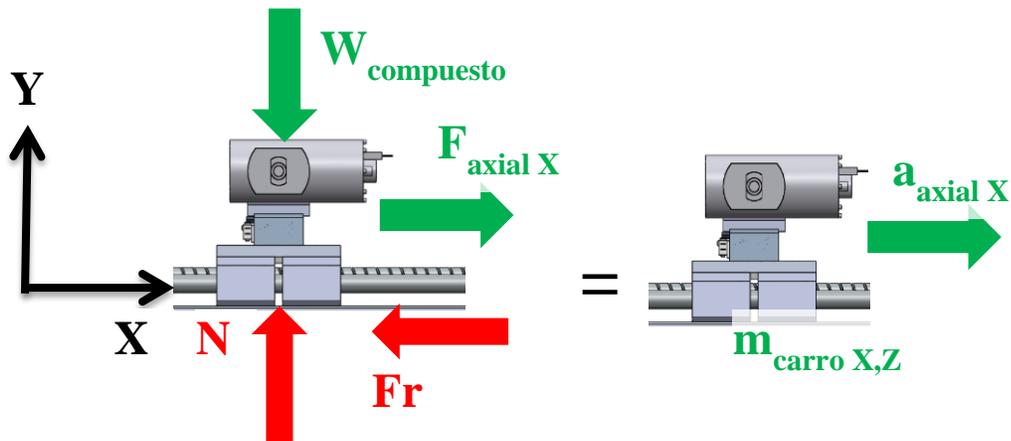


Figura 53 . Equivalencia de fuerzas en aceleraciones del Carro del eje X

$$\sum F_y = 0;$$

$$N = W = (m_{\text{carroX,Z}})g;$$

$$\sum F_x = (m_{\text{carroX,Z}}) * a_{\text{axial } X};$$

$$F_{\text{axial } X} - F_r = (m_{\text{carroX,Z}}) * a_{\text{axial } X};$$

$$F_r = \mu_{k\text{guia}} * N = \mu_{k\text{guia}}(m_{\text{carroX,Z}})g;$$

$$F_{\text{axial } X} - \mu_{k\text{guia}} * (m_{\text{carroX,Z}})g = (m_{\text{carroX,Z}}) * a_{\text{axial } X};$$

$$F_{\text{axial } X} = (m_{\text{carroX,Z}}) * (\mu_{k\text{guia}} * g + a_{\text{axial } X}) = 7.507; [\text{N}]$$

Y considerando un factor de seguridad:

$$F_{\text{axial } X} = 3 * F_{\text{axial } X} = 22.52; [\text{N}]$$

- Proponer un perfil de velocidades:
  - Una vez conocida la carga axial, se propone para el cálculo que la carga se mantendrá en una trayectoria de 1000 mm a una velocidad lineal de 60 mm/s, es decir un recorrido con una duración de 16.67 segundos.
- Tiempo de operación:
  - Opera durante 7 horas por día, 5 días a la semana, 50 semanas al año.

**PASO 6.** Procedimiento de cálculo y formulas.

Se seguirá el procedimiento de cálculo indicado por el fabricante.

**PASO 7 y 8.** Despejar de fórmulas la variable de interés y cálculos

Primero se comprueba que la carga máxima del ciclo de trabajo no produzca una condición de carga excesiva, la cual sería perjudicial para su vida de servicio.

$$Máxima carga aplicada = F_{axial x} = 22.520 [N],$$

Considerando un ciclo de operación al 60% de la Carga máxima del ciclo de trabajo, dada en la Tabla 26, se tiene:

$$C_a = 60\%(5.5) = 3.3[kN], \text{ como } 3.3[kN] > F_{axial x} \Rightarrow \text{Soportará la carga}$$

Nominal diameter	Lead (right hand)	Nut Basic load ratings	
		dynamic	static
$d_0$	$P_h$	$C_a$	$C_{oa}$
mm	mm	kN	
16	5	5,5	7,1

Tabla 26 Carga máxima del ciclo de trabajo [30]

Como  $F_{axial x}$  es menor que la carga máxima no habrá problemas para su vida de servicio.

- Cálculo del índice de vida L10

A continuación se describe qué es el índice de vida L10.

Representa un índice de resistencia básica a la fatiga de un husillo (o rodamiento), y se calcula utilizando el número de revoluciones que alcanza o sobrepasa el 90% de todos los rodamientos de un grupo específico, durante un tiempo determinado y sin fallar (probabilidad de fallo: 10%). El índice L10 se expresa en millones de revoluciones ( $10^6$  revoluciones) y esta normalizado por la ISO 281.

$$L_{10} = \left( \frac{C_a}{F_{máx}} \right)^3 = \left( \frac{5500}{22.52} \right)^3 = 1.456 \times 10^7 \text{ millones de revoluciones}$$

Número de revoluciones de la tuerca por ciclo completo =

$$= \frac{\text{Longitud recorrida}}{\text{Pasos}} = \frac{2(1000)}{5} = 400 \text{ rev}$$

$$= \frac{L_{10} \times 10^6}{400} = \frac{1.456 \times 10^{13}}{400} = 3.64 \times 10^{11} \text{ ciclos completos}$$

$$\text{Duración de ciclo completo} = \frac{2(\text{Long.de trayectoria})}{\text{Velocidad}} = \frac{2(1000)}{60} = 16.67 \text{ s}$$

$$\text{Índice de vida} = \frac{\text{ciclos completos}(\text{Duración de ciclo completo})}{3600(\text{horas/día})(\text{días/semana})(\text{semanas/año})}$$

$$\text{Indice de vida} = \frac{3.64 \times 10^{11} (16.67)}{3600(7)(5)(50)} = 192\,691 \text{ [años]}$$

Con 90% de confiabilidad

- Velocidad crítica del tornillo

Se debe comprobar la velocidad crítica, especialmente cuando el recorrido de la tuerca es largo comparado con el diámetro del eje. Velocidad máxima durante el ciclo de trabajo:

$$V_{\text{máx}} = \frac{V_{\text{lineal}}}{\text{Pasos}} (60) = \frac{60}{5} (60) = 720 \text{ rpm}$$

La longitud roscada del eje se calcula considerando el recorrido total de la tuerca (1000 mm), más la longitud de la tuerca (48 mm), más una longitud libre en cada extremo del eje igual a dos pasos ( $2 \times 2 \times 5 = 20$  mm).

$$\text{Long. total cuerda} = 1068 \text{ mm}$$

Para el tipo de extremo 2A, con diámetro nominal de tornillo  $d_0 = 16$  mm, la posición axial central de los cojinetes se calcula con datos de páginas 38 y 39 de la referencia [30]:

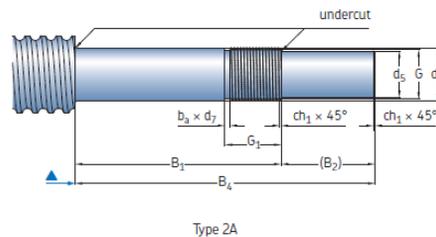


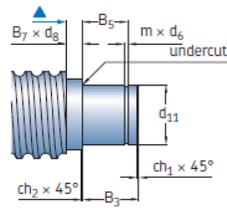
Figura 54 . Maquinado del husillo (extremo con motor) [30]

Size												
$d_0$	$d_5$	$d_4^{(1)}$	$d_{11}$	$d_{12}$	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$B_5$	$B_6$	$B_7$	$d_8$
-	$h7$	$h6$	$h6$	$h7$	$js12$		$js12$	$js12$	$H11$	$js12$		
mm												
16	8	10	10	8	53	16	13	69	10	29	2	12.5

Tabla 27 Dimensiones del maquinado husillo SKF (extremo con motor) [30]

$$\frac{(B_1 - G_1)}{2} = \frac{(53 - 17)}{2} = 18 \text{ mm desde el extremo del eje roscado}$$

Para el tipo de extremo 4A, con diámetro nominal de tornillo  $d_0 = 16$  mm, la posición axial central del cojinete se calcula con datos de la Figura 55, de la referencia [30]:



Type 4A

Figura 55 . Maquinado del husillo (extremo sin motor) [30]

Size	Keyway to DIN 6885											
	$d_0$	G 6g	$G_1$	$m$ +0,14 0	$d_6$ h11	$h_{12}$	$ch_1$	$ch_2$	$b_a$	$d_7$ h11	$a^{N^o} \times l \times b$ fixed end (type 2A)	fixed end (type 5A)
mm	16	M10x0,75	17	1,1	9,6		0,5	0,5	1,2	8,8	A2x2x12	A2x2x12

Tabla 28 Dimensiones del maquinado husillo SKF (extremo con motor) [30]

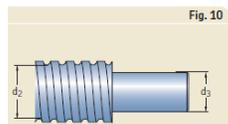
$$B_7 + \left( \frac{B_5 - m}{2} \right) = 2 + \left( \frac{10 - 1,1}{2} \right) = 6.45 \approx 7 \text{ mm desde el extremo del eje roscado}$$

La longitud libre entre los dos cojinetes de soporte es:

$$l = 1068 + 18 + 7 = 1093 \text{ mm}$$

El diámetro del filete antes de tocar la rosca es de:

$$d_2 = 12.7$$



Dimensions	$d_2$	$d_3$
mm	mm	
6x2	4,7	
8x2,5	6,3	
10x2	8,3	
10x3	7,8	
10x4	7,4	
12x2	9,9	
12x4	9,4	
12x5	9,3	
12,7x12,7	10,2	
14x4	11,9	
16x2	14,3	12
16x5	12,7	9
16x10	12,6	9
20x5	16,7	14

Figura 56 . Diámetro del filete del husillo [30]

CÁLCULO de la velocidad crítica:

$$\eta_{cr} = 49 \times 10^6 \left( \frac{f_1 d_2}{l^2} \right)$$

Dónde:

$\eta_{cr}$  = velocidad crítica [rpm]

$d_2$  = diámetro de la raíz [mm]

$l$  = longitud libre, o distancia entre la dos rodamientos de apoyo [mm]

$f_1$  = factor de corrección de montaje=3.8

- 0,9 ●●—— Fijo, libre
- 3,8 ●●——●● Fijo, rodamiento radial
- 5,6 ●●——●● Fijo, fijo

$$\eta_{cr} = 49 \times 10^6 \left( \frac{3.8 * 12.7}{1093^2} \right) = 1979.44 \text{ rpm} > V_{m\acute{a}x} \Rightarrow Ok$$

- Velocidad límite

$$(V_{m\acute{a}x})(d_0) = 720(16) = 43\,200 < 50\,000 \Rightarrow Ok$$

- Resistencia al pandeo, con factor de seguridad 3

$$F_c = \frac{34 \times 10^3 f_3 d_2^4}{l^2}$$

Dónde:

Fc = fuerza de pandeo [N]

d2 = diámetro de la raíz [mm]

l = longitud libre, o distancia entre la dos rodamientos de apoyo [mm]

f3 = factor de corrección de montaje=2

0,25		Fijo, libre
2		Fijo, rodamiento radial
4		Fijo, fijo

$$F_c = \frac{34 \times 10^3 (2)(12.7)^4}{1093^2} = 1.482 \text{ kN} > W = 0.669 \text{ kN} \Rightarrow Ok$$

- Eficiencia teórica directa

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_h} \mu}$$

Dónde:

$\mu = 0,0065$  para SH/SHS

$\mu = 0,006$  para SD/BD, SDS/BDS, SX/BX,

SND/BND/PND, SN/BN/PN, SL/TL,

SLT/TLT

d0 = diámetro nominal del eje del tornillo [mm]

Ph = paso [mm]

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi 16}{5} 0.006} = 0.943$$

- Eficiencia teórica indirecta

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta} = 2 - \frac{1}{0.943} = 0.940$$

- Eficiencia práctica

$$\eta_p = 0.9(\eta) = 0.9(0.943) = 0.848$$

- Par de entrada en estado estacionario

$$T = \frac{F P_h}{2000 \pi \eta_p}$$

Dónde:

T = par de entrada [Nm]

F = carga máxima del ciclo [N]

Ph = pasos [mm]

hp = eficiencia práctica

$$T = \frac{F_{axial} \times P_h}{2000 \pi \eta_p} = \frac{4.461 (5)}{2000 \pi (0.848)} = 0.004 [Nm]$$

- Potencia de entrada en estado estacionario

$$P = \frac{F n P_h}{60 000 \eta_p}$$

Dónde:

P = potencia requerida [W]

n = revoluciones por minuto [rpm]

$$P = \frac{F_{axial} \times n \times P_h}{60 000 \eta_p} = \frac{22.520 (720)(5)}{60 000 (0.848)} = 1.592 [W]$$

- Torque nominal durante la aceleración

Para un tornillo en posición horizontal

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h(F + m_l * \mu_f * g)}{2000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \sum I$$

Para un tornillo en posición vertical

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h(F + m_l * g)}{2000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \sum I$$

Dónde:

Tf=Torque de fricción debido a los rodamientos, motor, empaques, etc.

Tpr=Torque de precarga

$\mu_f$  =Coeficiente de fricción

$\dot{\omega}$  =Aceleración angular

$m_l$  =Masa de la carga

g= Aceleración de la gravedad=9.8 m/s<sup>2</sup>

$\sum I = I_M + I_L + I_S * l$

$$\sum I = I_M + I_L + I_S * l * 10^{-3}$$

- Momentos de inercia

$I_M$  =Momento de inercia del motor

$I_L$  =Debido a la masa trasladada

$I_s$  =Inercia del eje del tornillo por metro [kg\*mm<sup>2</sup>/m]

$l$  =Longitud del tornillo

$$I_L = m_l * \left(\frac{P_h}{2*\pi}\right)^2 * 10^{-6} = 4.317x10^{-6}$$

- Inercia del tornillo por metro

$$I_s = 33 \left[ kg * \frac{mm^2}{m} \right] = 33x10^{-6} [kg * \frac{m^2}{m}]$$

- Inercia del motor

$$I_M = 0.025x10^{-3} [kg * m^2]$$

Por lo tanto la inercia total es:

$$\sum I = I_M + I_L + I_s * l * 10^{-3} = 65.368x10^{-6} [kg * m^2]$$

- Torque de precarga

Nominal diameter	Lead (right hand)	Nut Basic load ratings dynamic static		Number of circuits of balls	Preload torque average $T_{pr}$	Stiffness $R_n$	Inertia	Grease Weight	Screw Mass	Inertia	Grease	Designation	
$d_0$	$P_h$	$C_a$	$C_{oa}$		$T_{pr}$	$R_n$							
mm	mm	kN		-	Nm	N/ $\mu$ m	kgmm <sup>2</sup>	cm <sup>3</sup>	kg	kg/m	kgmm <sup>2</sup> /m	cm <sup>3</sup> /m	-
16	5	5,5	7,1	2x2	0,08	147	46	1	0,19	1,3	33	2,1	PND 16x5 R ..

Tabla 29 Torque de precarga del husillo [30]

$$T_{pr} = 0.08 [Nm]$$

- Cálculo del torque nominal para un husillo en posición horizontal.

Considerando una aceleración del motor acoplado del husillo de:

$$\dot{\omega} = 60 [rad/s^2]$$

$$T_t = 0 + T_{pr} + \frac{P_h(F_{axial} x + m_{carroX,Z} * \mu_{guía} * g)}{2000 \pi * \eta_p} + \dot{\omega} \sum I$$

$$T_t = 0 + 0.08 + \frac{5(22.52 + 6.818 * 0.01 * 9.81)}{2000 \pi * 0.848} + 60 * 65.368x10^{-6}$$

$$T_t = 0.111 [Nm]$$

**PASO 9 y 10.** Reflexión sobre el resultado y cambio de las decisiones de diseño (de ser necesario).

Reflexiones:

Reflexión en relación a la vida útil:

El dispositivo tendrá una vida útil que se podría llamar infinita, esto es considerado que desplazará una carga de 7 kg aproximadamente, que trabajará a baja aceleración ( $0.12m/s^2$ ), el coeficiente de fricción entre los rodamientos y las guías es de 0.1, y finalmente este cálculo también consideró un factor de diseño de 3. Los cálculos arrojan un valor correcto ya que la masa desplazada es muy pequeña.

Para corroborar los años de vida obtenidos, se muestra en la Figura 57 el extracto de un ejemplo para el cálculo de un husillo de bolas del catálogo SKF, que tiene una capacidad dinámica  $C_a=12700$ . Como se puede observar en el ejemplo, el orden de la fuerza es de 3000 N, lo cual da como resultado una vida útil de 2 años. Por otro lado, en nuestro caso se tiene que  $C_a=5500$  N y que la fuerza aplicada es de 20 N aproximadamente, por lo que el resultado del índice de fatiga es enorme ( $L_{10}=1.45 \times 10^7$  millones de revoluciones), esto se atribuye principalmente al orden de fuerzas, en el caso del husillo que se usa, la masa desplazada es muy pequeña y desliza sobre los riles que tienen un coeficiente de fricción de 0.1.

Maximum application load = 7 kN,  
while 60% of  $C_a = 60\% \times 12,7 = 7,6$  kN  $\Rightarrow$  OK

$$F_1 = 3000 \text{ N} \quad \text{on } L_1 = 900 \text{ mm}$$

$$F_2 = \frac{3000 + 2 \times 7000}{3} = 5667 \text{ N} \quad \text{on } L_2 = 100 \text{ mm}$$

$$F_3 = 2000 \text{ N} \quad \text{on } L_3 = 1000 \text{ mm}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{3000^3 \times 900 + 5667^3 \times 100 + 2000^3 \times 1000}{900 + 100 + 1000}}$$

$$= 2934 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{12700}{2934} \right)^3 = 81,1 \text{ millions revolutions}$$

Number of nut revolutions per one complete cycle  
=  $(2 \times 1000) / 5 = 400$  revolutions

$$\text{Or } (81,1 \times 10^6) / 400 = 202750 \text{ complete cycles}$$

One complete cycle lasts  $(9 + 10 + 10 + 31) = 60$  seconds

Or life rating of  $(202750 \times 60) / (3600 \times 7 \times 5 \times 50) = 1,9$  ye  
with 90% reliability

*Figura 57 . Ejemplo de cálculo extraído del catálogo SKF© [30]*

Reflexión en relación a la velocidad de trabajo:

Dadas las especificaciones de nuestro diseño la máquina no tiene que trabajar a altas velocidades lineales (arriba de 6 cm/s, que es equivalente a 720 rpm en el husillo) y según lo reportado por el fabricante este husillo puede soportar hasta 1979.44 rpm.

Reflexión en relación al pandeo:

El fabricante reporta que con un soporte fijo en un extremo y un soporte radial en el otro, diámetro de raíz de maquinado ( $d_2=12.7$  mm), así como una longitud entre soportes de 1000 mm, el husillo puede soportar una carga perpendicular al eje de 1.59 kN la cual es mayor al peso del conjunto Carro X-Z ( $W=0.669$  kN). Así se puede concluir que el husillo soportará la carga y no se flexionará.

Reflexión en relación a la potencia:

Se calculó que la potencia necesaria para desplazar los 7 kg es de 0.111 W.

Reflexión en relación al torque nominal durante la aceleración:

Dado que nuestra aceleración y el momento de inercia reflejado en el eje del motor es muy pequeño ( $I_{total}=65.368 \times 10^{-6}$  y  $acel=60 \text{ rad/s}^2$ ) no afecta en el cálculo, así mismo el par necesario para mover los 7 kg son prácticamente despreciables, sin embargo el par debido a la precarga del husillo sí que tiene impacto en los cálculos ya que es de 0.08 N m, lo cual comparado con el resultado final de 0.111 N m, nos indica que el motor acoplado al husillo debe superar el par de precarga en el husillo ( $T_{pr}$ ).

Conclusiones finales:

El husillo seleccionado soporta las sollicitaciones de velocidad, aceleración y peso desplazado. Y tendrá una vida útil elevada, siempre y cuando este dispositivo sea empleado de manera adecuada.

**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

Husillo de bolas del fabricante SKF con diámetro de 16 mm, avance de 5 mm/rev, precisión G7, tuerca normalizada tipo DIN 96051, con maquinado en los extremos.

*Especificaciones del husillo:*

Tornillo de bolas de precisión precargado, con anti *backlash* y tuerca DIN 96051 (modelo BND)

Tuerca con 3 hileras de bolas.

Husillo de cuerda derecha.

Diámetro nominal: 16 mm

Avance: 5mm/revolución

Longitud de cuerda: 1000 mm

Longitud total: 1068

Precisión: G7

Mecanizado en el Eje:

Extremo de acoplamiento con el motor: Tipo 2A

Extremo para el rodamiento: Tipo 4A

El código para el maquinado en los extremos es: HA

Soportes y rodamientos:

Extremo de acoplamiento con motor: BK16

Extremos del rodamiento: BF 16

Tuerca con rosca o brida de tuerca hacia un extremo mecanizado más largo del eje (L)

Con guarda polvos (*Wipers*) especificado con las letras WPR

Clave del husillo con las características mencionadas: BND 16x5 R 1000/1068 G7 R-L-HA \*\*/\*\* WPR

## 5.6.2 Cálculo del husillo en dirección Y

Para el diseño del Husillo en la dirección Y se realiza dos análisis; falla por pandeo de columna (caso estático) y análisis por falla dinámica.

### *Análisis por pandeo de columna (caso estático)*

**PASO 1.** Elemento a diseñar: Husillos del eje Y (por pandeo)

Objetivo:

Determinar si la geometría y material del husillo propuesto soportarán la carga axial centrada a la que estará sometido.

**PASO 2.** Esquema de funcionamiento de los husillos.

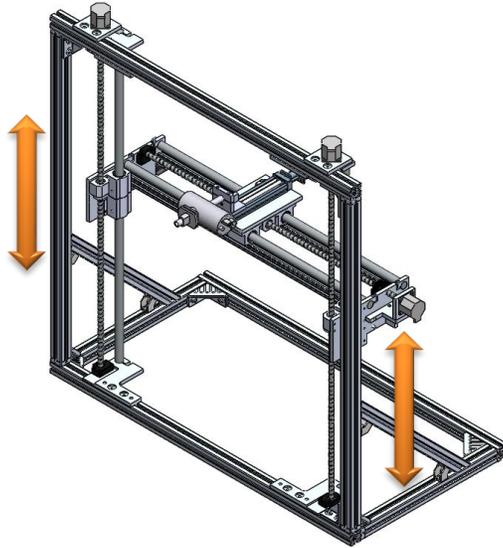


Figura 58 Funcionamiento del husillo en dirección Y

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.

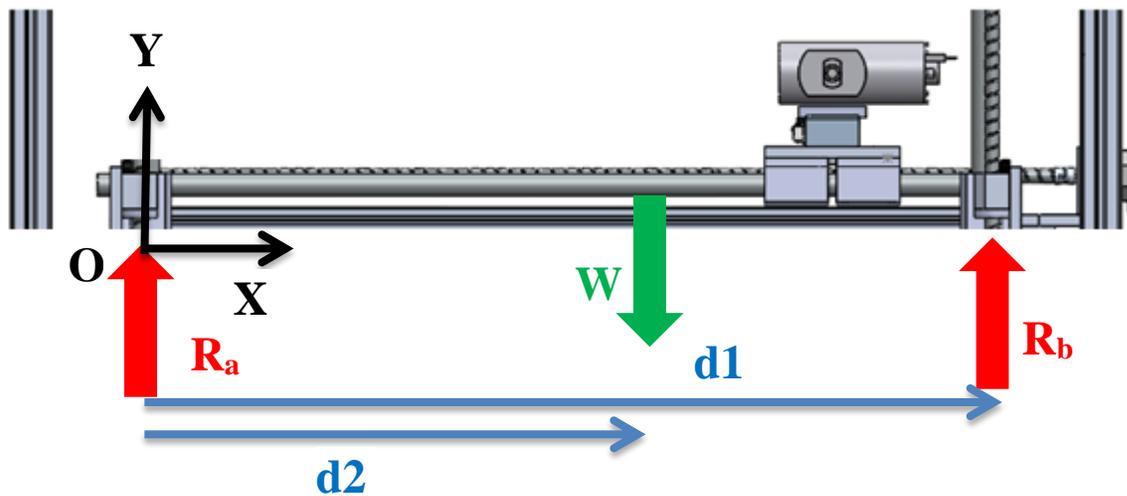


Figura 59 D.C.L. que muestra la fuerza axial sobre el husillo en dirección Y

**PASO 4.** Tipo de análisis:

- Se considera que los husillos en el eje Y se tratan de columnas que se encuentran sometidos a una carga axial centrada.
- Se analizarán el pandeo en dichas columnas.

**PASO 5.** Datos y consideraciones

Consideraciones:

- La carga a la que está sometido el eje Y consiste en el peso del Carro del eje Z y del Carro del Eje X.
- Se considera que la carga se reparte en los dos husillos de manera uniforme.

Datos:

-Gravedad

$$g = 9.81[m/s^2]$$

-Masa del Instrumento de RayosX, CarroZ y CarroX

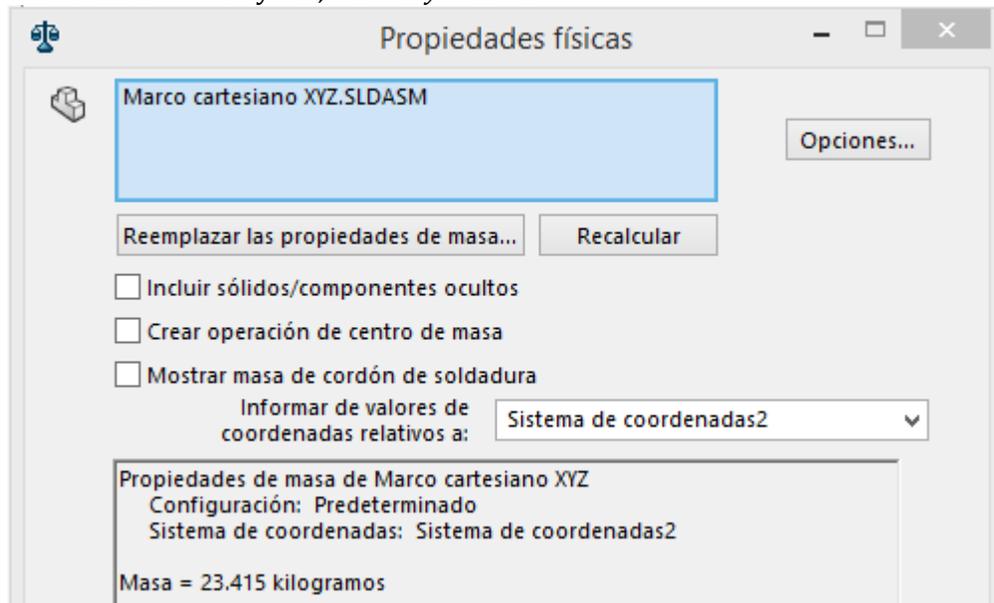


Figura 60 Masa del peso soportado por los husillos de la dirección Y

$$m = 23.415 [kg]$$

-Peso del Instrumento de RayosX, CarroZ y CarroX

$$W = m * g = 229.701 [N]$$

-Distancia al centro de masa, ver Figura 58

$$d1 = 1 [m]$$

$$d2 = 0.520 [m]$$

-Fuerza de reacción aplicada axialmente al husillo.

Del diagrama de cuerpo libre se realiza la suma de fuerzas en Y y momentos:

$$\sum Fy = 0;$$

$$+ Ra + Rb - W = 0;$$

$$Ra = -Rb + W;$$

$$Ra = -\frac{d2(W)}{d1} + W;$$

$$Ra = \left(-\frac{d2}{d1} + 1\right)W = \left(-\frac{0.520}{1} + 1\right)229.701$$

$$Ra = 110.256 \text{ [N]}$$

$$\sum Mo = 0;$$

$$+(d1)Rb - (d2)W = 0;$$

$$Rb = \frac{d2(W)}{d1};$$

$$Rb = \frac{d2(W)}{d1} = \frac{0.520 (229.701)}{1}$$

$$Rb = 116.325 \text{ [N]}$$

-Se toma la mayor fuerza de reacción para calcular el pandeo:

$$P = Rb = 116.325 \text{ [N]}$$

Factor de diseño

$$FD = 3;$$

Tipo de fijación de la columna

$$k = 0.5;$$

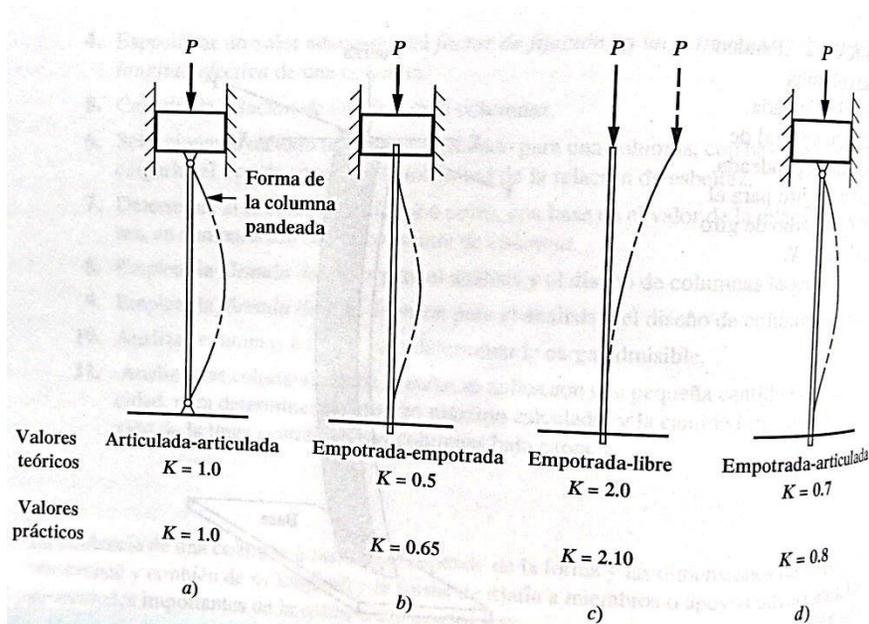


Figura 61 Valores de K para obtener la longitud efectiva.  $Le=K*L$ , para distintas conexiones en los extremos [19]

—Dimensiones y forma de la sección transversal de la columna (Husillos del eje Y):

Sección circular

Diámetro

$$\text{diam} = 0.016; \text{ [m]}$$

Área de la sección transversal

$$A = \pi * \frac{\text{diam}^2}{4}; \text{ [m}^2\text{]}$$

Longitud de la columna

$$L = 1; \text{ [m]}$$

–Propiedades del material de la columna (husillo del eje en Y)

Acero inox. AISI1045

Esfuerzo de fluencia

$\sigma_y = 241 * 10^6$ ; [Pa]

Módulo de elasticidad

$E = 193 * 10^9$ ; [Pa]

### PASO 6. Procedimiento de cálculo y formulas

Procedimiento:

A continuación se muestra el procedimiento de cálculo para columnas que se usó en el eje Y de la Máquina, según Mott [19]:

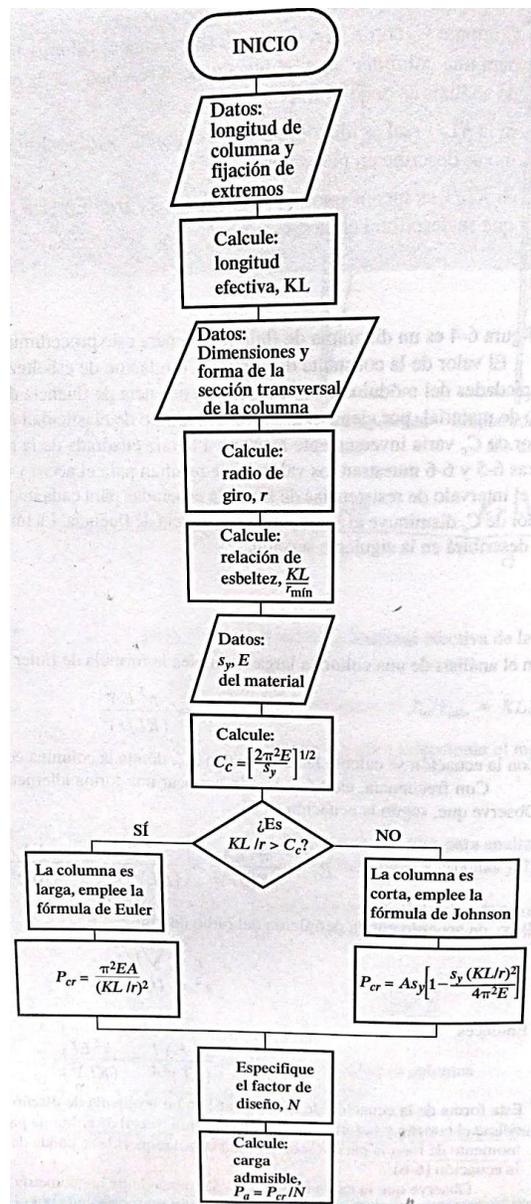


Figura 62 Procedimiento de cálculo para columnas según Mott [19]

Fórmulas:

Longitud efectiva

$$L_e = k * L; [m]$$

Radio de giro

$$r = \text{diam}/4; [m]$$

Relación de esbeltez

$$\text{RelacionEsbeltez} = \frac{k * L}{r};$$

Relación de transición de esbeltez

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi * E}{\sigma_y}};$$

*Condición para determinar si se trata de una columna LARGA o CORTA*

Si  $\text{RelacionEsbeltez} > C_c$ , entonces se trata de una COLUMNA LARGA

*Carga crítica para una columna LARGA*

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{k * L}{r}\right)^2}; [N]$$

*Carga admisible*

$$P_a = \frac{P_{cr}}{FD}; [N]$$

*Condición para que la columna resista el pandeo*

$$P < P_a$$

**PASO 7 y 8.** Despejar de fórmulas la variable de interés y cálculos

Cálculos:

*Sustituyendo datos en las formulas anteriores obtenemos lo siguiente:*

$$L_e = 0.5; [m]$$

$$r = 0.004; [m]$$

$$\text{RelacionEsbeltez} = 125$$

$$C_c = 70.935$$

Como  $\text{RelacionEsbeltez} > C_c$ , se trata de una COLUMNA LARGA

$$P_{cr} = 24511.3; [N]$$

$$P_a = 8170.44; [N]$$

**PASO 9 y 10.** Reflexión sobre el resultado y cambio de las decisiones de diseño (de ser necesario)

Dado que:

$$P < P_a$$

$$116.325 [N] < 8170.44; [N]$$

con la geometría propuesta de los Husillos en el eje Y el pandeo será mínimo, lo cual no repercutirá en el funcionamiento de la máquina.

**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

–Dimensiones y forma de la sección transversal de los Husillos del eje Y

Sección circular

Diámetro

diam = 16; [mm]

Longitud del husillo

$L = 1000$ ; [mm]

–Propiedades del material del husillo del eje en dirección Y

Acero inox. AISI 1045

Una vez que se sabe el husillo no tendrá problemas al trabajar como columna, se procede a realizar un análisis de resistencia dinámica.

### Análisis dinámico (fórmulas del fabricante SKF)

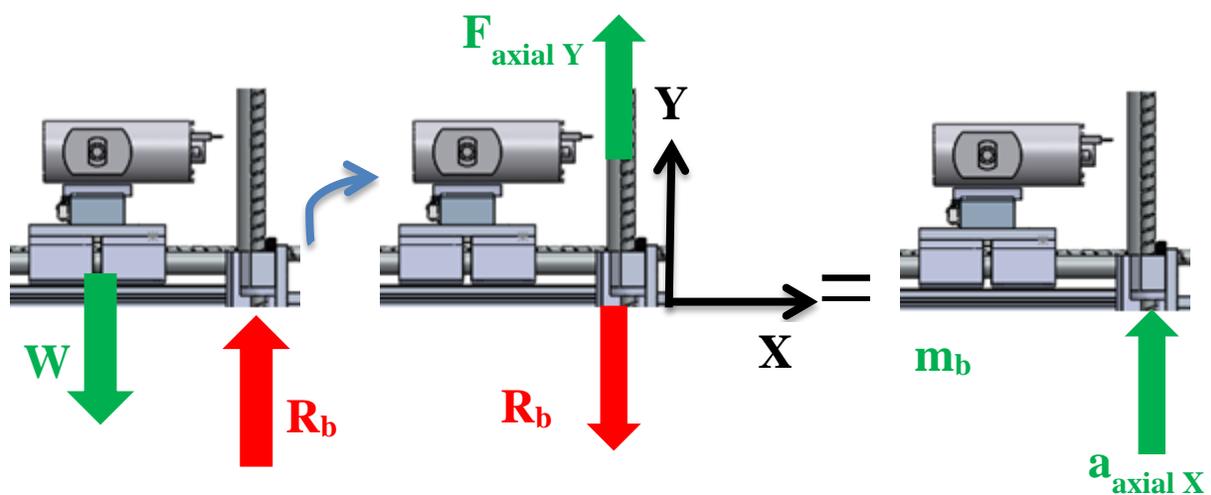
**PASO 1.** Elemento a diseñar: Husillo en dirección Y.

Objetivo del diseño del eje Y:

- Determinar la potencia necesaria para desplazar la carga.
- Obtener la carga dinámica máxima.
- La velocidad del husillo que sea la adecuada para su funcionamiento.
- Determinar la vida útil.

**PASO 2.** Esquema de funcionamiento del sistema de desplazamiento (Ver Figura 58)

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.



a) D.C.L. de la masa desplazada

b) D.C.L. de fuerzas del husillo dirección Y

c) D.C.L. de aceleraciones del husillo dirección Y

Figura 63 Equivalencia de una fuerza en aceleración husillo dirección Y [19]

**PASO 4.** Tipo de análisis:

-Se lleva a cabo análisis de la resistencia dinámica del husillo, empleando las fórmulas de cálculo que proporciona el fabricante SKF©, consulte el Anexo G.

**PASO 5.** Datos y consideraciones.

Datos:

- Gravedad:  
 $g = 9.810; [m/s^2]$
- Factor de diseño:  
 $FS = 3$
- Características del husillo:  
Tornillo de bolas tipo BND 16X5. Tuerca sin precarga con 3 hileras de bolas, y capacidad de carga dinámica  $Ca=5.5$  KN y capacidad de carga estática  $Coa=7.1$  KN.
- Soportes:  
El eje del tornillo está montado horizontalmente y soportado por dos rodamientos con soporte tipo PLU16 Y BUF16.
- Cargas:  
Para comenzar el cálculo se requiere encontrar la carga axial en el husillo,  $F_{axial y}$ . Esta carga axial depende del peso del carro del eje X y Z (solo el que carga uno de los husillos,  $m_b$ ) y la aceleración que se desea.

Para obtener la masa del carro desplazada por uno de los husillos se necesita conocer  $R_b$  (ver Figura 59 DCL de fuerzas del husillo dirección Y), el cual fue calculado en la sección anterior (5.6.2). De la suma de momentos del análisis por pandeo se obtuvo:

$$R_b = 116.325 [N]$$
$$m_b = \frac{R_b}{g} = 11.857 [kg]$$

Aceleración deseada:

$$a_{axial y} = 0.120; [m/s^2]$$

Del Diagrama de cuerpo libre de la Figura 63, se terminan la fuerza necesaria para desplazar el peso:

$$\sum F_y = (m_b) * a_{axial y};$$
$$F_{axial y} - R_b = (m_b) * a_{axial y};$$
$$F_{axial y} = R_b + (m_b) * a_{axial y};$$
$$F_{axial y} = 116.325 + 31.167 * 0.120;$$
$$F_{axial y} = 120.065 [N]$$

- Proponer un perfil de velocidades:  
-Una vez conocida la carga axial, se propone para el cálculo que esta carga se mantendrá en una trayectoria de 1000 mm a una velocidad lineal de 60 mm/s, es decir un recorrido con una duración de 16.67 segundos.

- Tiempo de operación:  
Opera durante 7 horas por día, 5 días a la semana, 50 semanas al año.

**PASO 6.** Procedimiento de cálculo y fórmulas.

Se seguirá el procedimiento de cálculo indicado por el fabricante.

**PASO 7 y 8.** Despejar de fórmulas la variable de interés y cálculos

Primero, se comprueba que la carga máxima del ciclo de trabajo no produzca una condición de carga excesiva, que sería perjudicial para vida de servicio.

$$\text{Máxima carga aplicada} = F_{axial Y}(\text{FS}) = 360.195 \text{ [N]},$$

Considerando un ciclo de operación al 60%, de la Carga máxima del ciclo de trabajo, dada en la Tabla 26, se tiene:

Mientras 60% de  $C_a = 60\%(5.5) = 3.3 \text{ [kN]}$ , como  $3.3 \text{ [kN]} > F_{axial Y}$ , soportará la carga

Como  $F_{axial Y}$  es menor que la carga máxima no habrá problemas para su vida de servicio.

- Cálculo del índice de vida L10

$$L_{10} = \left( \frac{C_a}{F_{máx}} \right)^3 = \left( \frac{5500}{360.195} \right)^3 = 3560.21 \text{ millones de revoluciones}$$

Número de revoluciones de la tuerca por ciclo completo=

$$= \frac{\text{Longitud recorrida}}{\text{Pasos}} = \frac{2(1000)}{5} = 400 \text{ rev}$$

$$= \frac{L_{10} \times 10^6}{400} = \frac{3560.21 \times 10^6}{400} = 8.900 \times 10^6 \text{ ciclos completos}$$

$$\text{Duración de ciclo completo} = \frac{2(\text{Long.de trayectoria})}{\text{Velocidad}} = \frac{2(1000)}{60} = 16.67 \text{ s}$$

$$\text{Índice de vida} = \frac{\text{ciclos completos (Duración de ciclo completo)}}{3600(\text{horas/día})(\text{días/semana})(\text{semanas/año})}$$

$$\text{Índice de vida} = \frac{8.900 \times 10^6 (16.67)}{3600(7)(5)(50)} = 47.093 \approx 47 \text{ [años]}$$

Con 90% de confiabilidad

Al realizar los mismos cálculos que se describieron en el husillo en dirección X, se obtiene:

Potencia de entrada en estado estacionario:

$$P = 26.276 \text{ [W]}$$

Torque nominal durante la aceleración:

$$T_t = 0.558 \text{ [N m]}$$

**PASO 9.** Reflexión sobre el resultado.

Dado que la vida útil del dispositivo es de 47 años, se concluye que el husillo seleccionado es el adecuado para la aplicación.

## 5.7 Cálculo de motores (consideraciones mecánicas)

En esta sección se procede a determinar los motores empujados en la Máquina Cartesiana. En la sección 5.7.1 se muestran los cálculos para el motor en dirección X y en la sección 5.7.2 para el motor en dirección Y.

### 5.7.1 Cálculo del motor en dirección X

**PASO 1.** Elemento a diseñar: Motor en la dirección X acoplado al husillo de bolas.

Objetivo del dimensionamiento del motor:

- Determinar par de torsión máxima (par de torsión pico).
- Par de torsión nominal (llamado *Par RSM*).
- Velocidad angular máxima requerida.
- Precisión de posicionamiento requerida.

**PASO 2.** Esquema de funcionamiento del motor en dirección X.

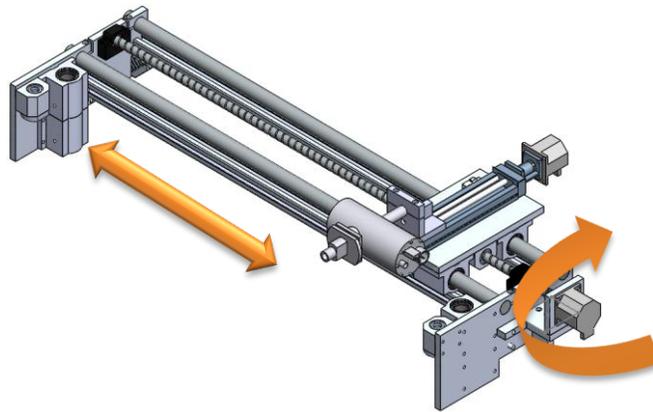


Figura 64 Funcionamiento del husillo en dirección X

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.

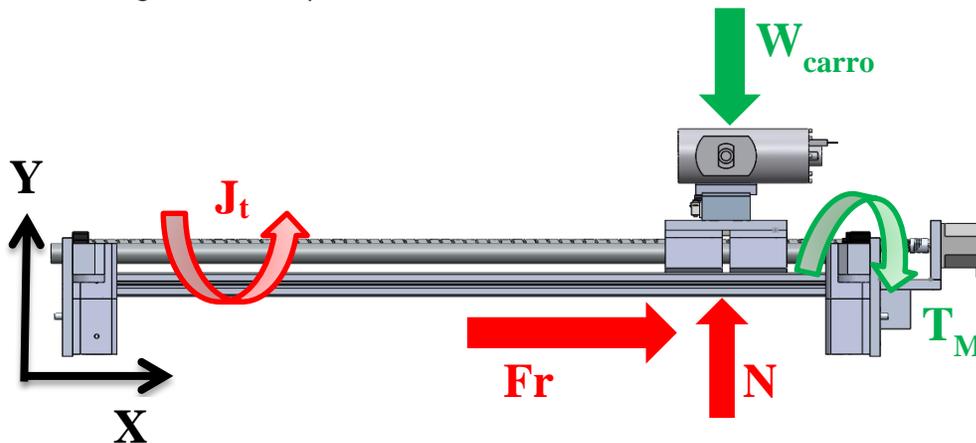
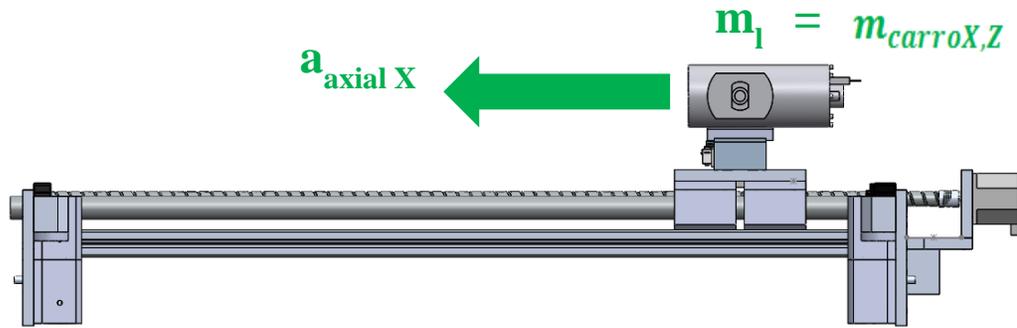


Figura 65 D.C.L. de fuerzas que interactúan en el husillo dir. X



ϕ

Figura 66 D.C.L. de la respuesta cinemática debido a la fuerza en el husillo dir. X

**PASO 4.** Tipo de análisis:

Cálculo de motor acoplado a un husillo de bolas, considerando las cargas dinámicas.

**PASO 5.** Datos y consideraciones.

Datos:

A continuación, se muestra en la Figura 68 los datos necesarios para dimensionar el motor.

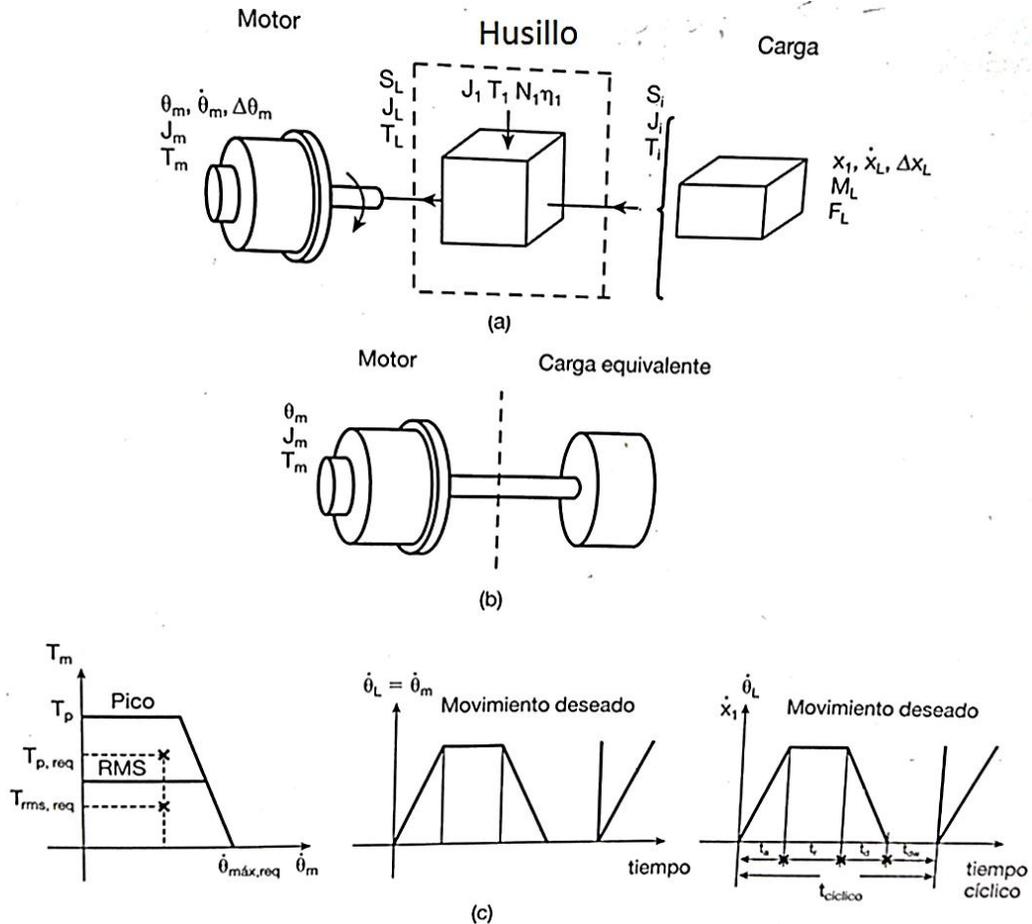


Figura 67 Dimensionamiento de un motor: se debe especificar la inercia, vel. y fuerza [31]

Gravedad  
 $g = 9.81; [m/s^2]$

DATOS DEL HUSILLO

Avance = 5; [mm/rev]

Paso =  $\frac{1}{\text{Avance}}$ ; [rev/mm]

Longitud del husillo

$l = 1000; [mm]$

Momento de inercia del husillo por metro lineal (de catálogo SKF)

$I_s = 33; \left[ kg \frac{mm^2}{m} \right]$

Razón efectiva de engranes (para un husillo, referencia [31])

$Nls = 2 * \pi * \text{Paso} [\text{rad/mm}] = 2 * \pi * \text{Paso} * 1000 [\text{rad/m}]$ ;

Coefficiente de fricción entre las guías lineales

$\mu_{guías} = 0.1$ ;

DATOS DEL ACOPLAMIENTO

Diámetro del acoplamiento

$\phi_a = 0.005; [m]$

$l_a = 0.02; [m]$

$m_a = 0.02; [kg]$

$\rho_a = 1250; [kg/m^3]$

DATOS DEL MOTOR COMERCIAL (Modelo: P22NRFB – LNN – NS – 00, ver Anexo F)

Presición de rotación del motor

$\Delta\theta_M = 0.1; [\text{rev}]$

Capacidad de velocidad máximadel motor (a esta velocidad mantiene un par RMS de 66 [Ncm])

$\omega_{\text{máx Motor}} = 900 [\text{rpm}] = 15 [\text{rev/s}]$

Momento de inercia del motor

$J_M = 0.025 \times 10^{-3}; [kg \ m^2]$

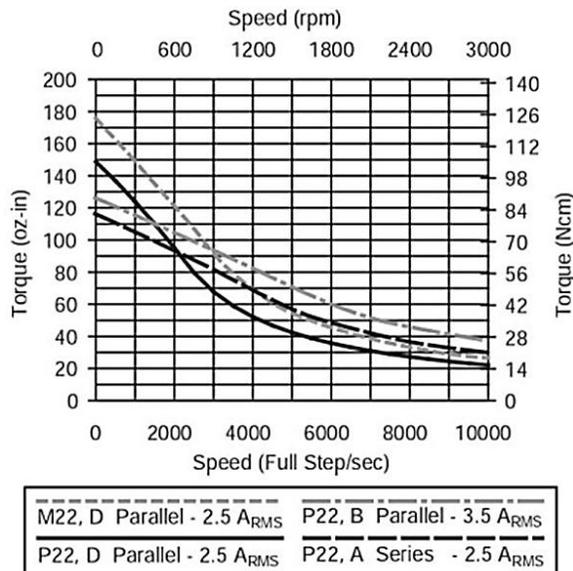


Figura 68 Gráficas de Par Vs Vel. angular consulte Anexo F

## DATOS DE LA MASA DESPLAZADA

Masa desplazada

$$m_l = m_{\text{carroX,Z}} = 6.818; [\text{kg}]$$

Fuerza que se opone al movimiento

$$F_l = F_r = \mu_{\text{guías}} * W = \mu_{\text{guías}}(m_{\text{carroX,Z}} * g) = 6.688; [\text{N}]$$

Presición de posicionamiento lineal deseada

$$\Delta x = 0.1; [\text{mm}]$$

Velocidad máxima lineal deseada

$$v_{\text{máx}} = 60; [\text{mm/s}]$$

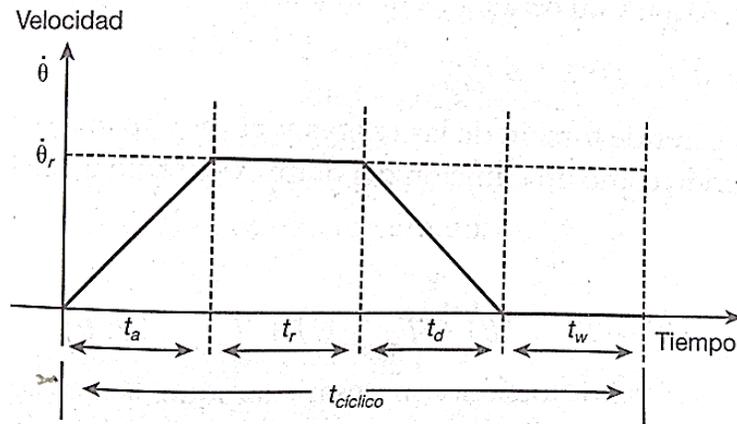


Figura 69 Perfil de velocidad: forma cíclica trapezoidal [31]

Número de tramos de tiempo en que se dividio 1 ciclo:

$$\text{NúmTramos} = 4;$$

Périodo del movimiento

$$t_{\text{ciclo}} = 2; [\text{s}]$$

Tiempo de aceleración

$$t_a = 0.5; [\text{s}]$$

Tiempo de velocidad constante

$$t_r = 0.5; [\text{s}]$$

Tiempo de desaceleración

$$t_d = 0.5; [\text{s}]$$

Tiempo de parada momentanea

$$t_{\text{dw}} = 0.5; [\text{s}]$$

Rotación total del motor en el periodo de tiempo

$$\theta_{\text{ciclo}} = \pi * 2; [\text{rev}]$$

**PASO 7 y 8.** Despejar de fórmulas la variable de interés y cálculos

Cálculos:

Paso ideal del tornillo según la referencia [31]

Para que el paso del tornillo sea el adecuado debe cumplirse la siguiente condición [31]:

$$\frac{\Delta\theta_M}{\Delta x} \leq \text{Paso} \leq \frac{\omega_{M\text{máx}}}{v_{\text{máx}}}$$

$$\frac{\Delta\theta_M}{\Delta x} = 1; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{mm}} \right]$$

$$\frac{\omega_{M\text{máx}}}{v_{\text{máx}}} = 0.25; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{mm}} \right]$$

Dado que el Paso es de 0.2 para el husillo, se concluye que es el indicado para este motor y resolución de desplazamiento.

**CÁLCULO DE LAS INERCIAS**

Inercia del acoplamiento

$$J_a = \frac{1}{2} \rho_a * \pi * l_a * \left( \frac{\phi_a}{2} \right)^2 = 981 \times 10^{-6}; [\text{kg m}^2]$$

Inercia del husillo

$$J_t = 33 * l = 33\,000 [\text{kg mm}^2] = 33\,000 \times 10^{-6} [\text{kg m}^2]$$

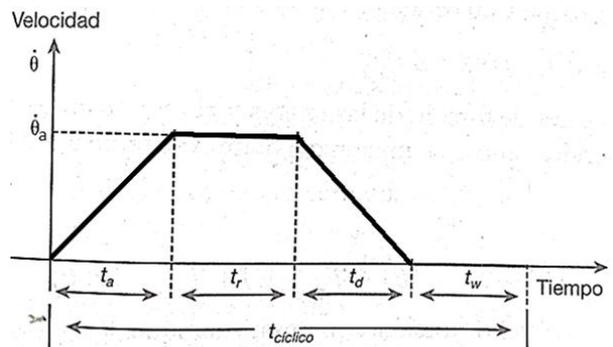
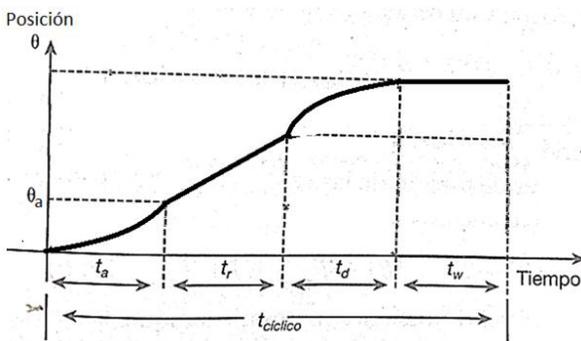
Inercia debido a la masa trasladada por el tornillo de bolas

$$J_{\text{efect}} = \frac{1}{N l s^2} * m_l = 4.318 \times 10^{-6}; [\text{kg m}^2]$$

Inercia de la carga reflejada en el eje del motor

$$J_l = J_a + J_t + J_{\text{efect}} = 981 \times 10^{-6} + 33\,000 \times 10^{-6} + 4.318 \times 10^{-6} = 10.19 \times 10^{-4}; [\text{kg m}^2]$$

**CÁLCULO DE LAS ACELERACIONES ANGULARES [31]**



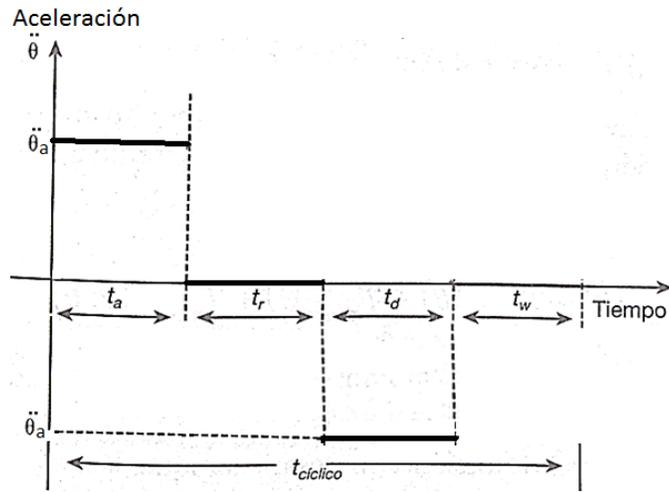


Figura 70 Gráficas de posición, velocidad y aceleración del motor [31]

Posición angular en el tramo de aceleración  $0 \leq t \leq t_a$

$$\theta_a = \frac{1}{\text{NúmTramos}} * \theta_{\text{ciclo}} = 18.850; [\text{rad}]$$

Las siguientes expresiones de la aceleración angular en función de la posición, para los 4 tramos de la gráfica de la Figura 70, se extrajeron de la referencia [31]:

$$\alpha_a = \frac{2 * \theta_a}{t_a} = 150.796; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } 0 \leq t \leq t_a$$

$$\alpha_r = 0; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } t_a \leq t \leq t_r$$

$$\alpha_d = -\alpha_a = -150.796; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } t_r \leq t \leq t_d$$

$$\alpha_{dw} = 0; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } t_d \leq t \leq t_{dw}$$

Cálculo del par de torsión requerido para desplazar la carga con el perfil de velocidades propuesto para el motor

$$\tau_a = (J_M + J_I)\alpha_a = 0.157; [N * m]$$

$$\tau_r = (J_M + J_I)\alpha_r = 0; [N * m]$$

$$\tau_d = (J_M + J_I)\alpha_d = -0.157; [N * m]$$

$$\tau_{dw} = (J_M + J_I)\alpha_{dw} = 0; [N * m]$$

Cálculo del par de torsión requerido para desplazar la carga debido a la fuerza de fricción:

$$\tau_f = \frac{1}{Nl_s} * Fr = 5.323 \times 10^{-4}; [N * m]$$

Al comparar  $\tau_a$  y  $\tau_f$  se observa que  $\tau_a$  es mayor por lo que:

Par de torsión pico requerido

$$\tau_{pReq} = \tau_a = 0.157 [N * m] = 15.7 [N * cm]$$

Cálculo del par de torsión R. M. S. requerido:

$$\tau_{\text{RMSReq}} = \left( \frac{1}{t_{\text{ciclo}}} * (\tau_a^2 * t_a + \tau_r^2 * t_r + \tau_d^2 * t_d + \tau_{dw}^2 * t_{dw}) \right)^{\frac{1}{2}} = 0.111 [N m]$$

$$\tau_{\text{RMSReq}} = 11.1 [N cm]$$

**PASO 9 y 10.** Reflexión sobre el resultado y cambio de las decisiones de diseño (de ser necesario)

Ahora se verifica que el motor propuesto cumple con el desempeño requerido en términos del Par de torsión pico ( $\tau_p$ ), el Par RSM ( $\tau_{\text{RMS}}$ ) y la Velocidad máxima ( $\omega_{\text{M máx}}$ ).

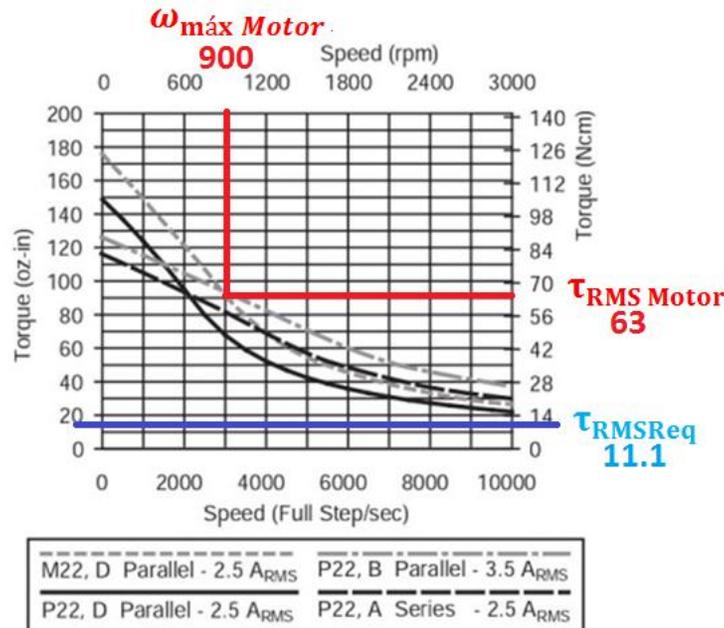


Figura 71 Motor Powermax II: Torque y vel. donde  $T_{rms}$  es el par calculado

Como se puede observar en la gráfica el motor que se propuso en primera estancia para el eje X (Modelo: P22NRFB-LNN-NS-00, ver Anexo F) excede el par que se requiere, esto sucede debido a que el avance del husillo es muy pequeño (0.005 m/rev) y como el par de entrada necesario para desplazar la carga es directamente proporcional al avance, resulta en un valor muy pequeño de este.

A continuación muestro lo dicho en el párrafo anterior:

$$\text{Avance} = 5 [\text{mm/rev}] = 0.005 [\text{m/rev}]$$

$$\tau_f = \frac{\text{Avance}}{2\pi} * F_l$$

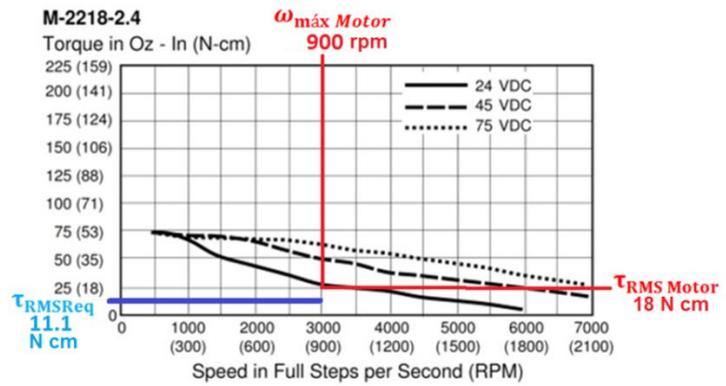
El motor propuesto excede las prestaciones para la aplicación, por lo que se opta por seleccionar otro.

**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

El nuevo motor propuesto es un motor a pasos bipolar 1.8 grados tamaño estándar Nema 23 marca Schneider (Modelo M-2218-2.4S, ver Anexo F), con las siguientes especificaciones técnicas:

2.4 Amp motors		Single length
Part number		M-2218-2.4S (1)
Holding torque	oz-in	90
	N-cm	64
Detent torque	oz-in	3.9
	N-cm	2.7
Rotor inertia	oz-in-sec <sup>2</sup>	0.00255
	kg-cm <sup>2</sup>	0.18
Weight	oz	16.9
	grams	480
Phase current	amps	2.4
Phase resistance	ohms	0.95
Phase inductance	mH	2.4

### 2.4 Amp motors



a) Especificaciones técnicas

b) Gráfica de comportamiento del motor Par vs Vel.

Figura 72 Motor Nema 23 Torque y vel. dónde  $T_{rms}$  es el par calculado

Tal como se puede apreciar en la gráfica anterior el motor nuevo propuesto aun excede las prestaciones, sin embargo este será seleccionado ya que al fraccionar los pasos del motor con alguna etapa de potencia este tiende a perder par.

## 5.7.2 Cálculo del motor en dirección Y

**PASO 1.** Elemento a diseñar: Motor en la dirección Y acoplado al husillo de bolas.

Objetivo del dimensionamiento del motor:

- Determinar par de torsión máxima (par de torsión pico).
- Par de torsión nominal (par RSM).
- Velocidad angular máxima requerida.

**PASO 2.** Esquema de funcionamiento del motor en dirección Y.

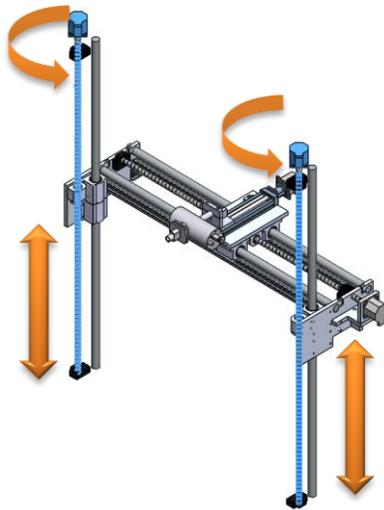


Figura 73 Funcionamiento del motor dirección Y

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.

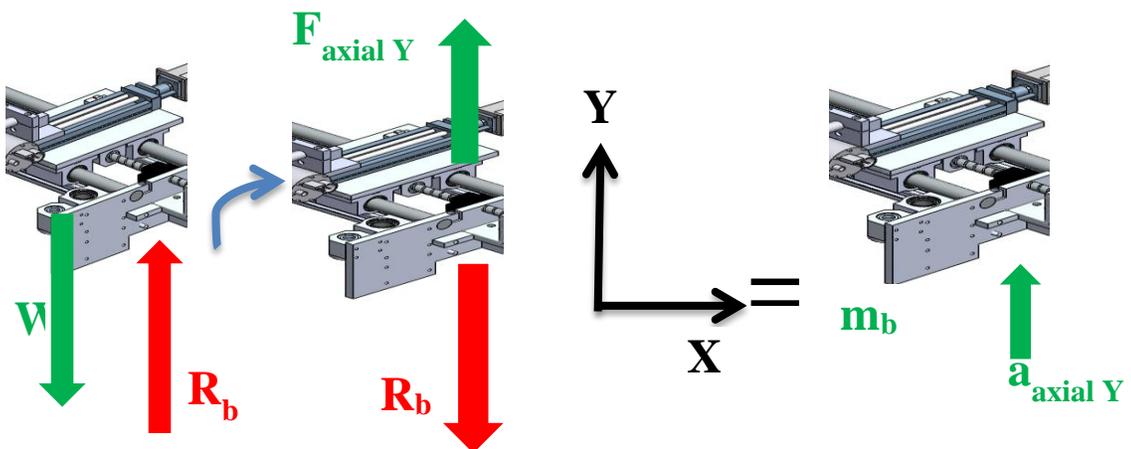


Figura 74 D.C.L. fuerzas que interactúan en el motor dirección Y

**PASO 4.** Tipo de análisis:

Cálculo de motor conectado a un husillo de bolas, considerando las cargas dinámicas.

**PASO 5.** Datos y consideraciones.

Datos:

DATOS DE LA MASA DESPLAZADA

$$R_b = 116.325 \text{ [N]}$$

$$m_b = \frac{R_b}{g} = 11.857 \text{ [kg]}$$

Aceleración deseada:

$$a_{axial\ y} = 0.120; \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Del Diagrama de cuerpo libre para determinar la fuerza necesaria de desplazamiento del peso:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= (m_b) * a_{axial\ y}; \\ F_{axial\ y} - R_b &= (m_b) * a_{axial\ y}; \\ F_{axial\ y} &= R_b + (m_b) * a_{axial\ y}; \\ F_{axial\ y} &= 116.325 + 11.857 * 0.120; \\ F_{axial\ y} &= 120.065 \text{ [N]}\end{aligned}$$

Masa desplazada

$$m_l = m_b = 11.857; \text{ [kg]}$$

Fuerza que se opone al movimiento

$$F_l = F_{axial\ y} = 120.065; \text{ [N]}$$

Presición de posicionamiento lineal deseada

$$\Delta x = 0.1; \text{ [mm]}$$

Velocidad máxima lineal deseada

$$v_{m\acute{a}x} = 60; \text{ [mm/s]}$$

Gravedad

$$g = 9.81; \text{ [m/s}^2\text{]}$$

DATOS DEL HUSILLO

$$\text{Avance} = 5; \text{ [mm/rev]}$$

$$\text{Paso} = \frac{1}{\text{Avance}}; \text{ [rev/mm]}$$

Longitud del husillo

$$l = 1000; \text{ [mm]}$$

Momento de inercia del husillo por metro lineal (de catálogo)

$$I_s = 33; \left[ \text{kg} \frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \right]$$

Razón efectiva de engranes (para un husillo)

$$Nls = 2 * \pi * \text{Paso} \text{ [rad/mm]} = 2 * \pi * \text{Paso} * 1000 \text{ [rad/m]};$$

## DATOS DEL ACOPLAMIENTO

Diámetro del acoplamiento

$$\phi_a = 0.005; [m]$$

$$l_a = 0.02; [m]$$

$$m_a = 0.02; [kg]$$

$$\rho_a = 1250; [kg/m^3]$$

## DATOS DEL MOTOR COMERCIAL (Modelo: P22NRFB – LNN – NS – 00 ver Anexo F)

Presición de rotación del motor

$$\Delta\theta_M = 0.1; [rev]$$

Capacidad de velocidad máximadel motor (a esta velocidad mantiene un par RMS de 66 [N cm])

$$\omega_{m\acute{a}x\,Motor} = 900 [rpm] = 15 [rev/s]$$

Momento de inercia del motor

$$J_M = 0.025 \times 10^{-3}; [kg\,m^2]$$

Se plantea un perfil de velocidad: ciclica trapezoidal

Número de tramos de tiempo en que se dividio 1 ciclo:

$$\text{NúmTramos} = 4;$$

Périodo del movimiento

$$t_{\text{ciclo}} = 2; [s]$$

Tiempo de aceleración

$$t_a = 0.5; [s]$$

Tiempo de velocidad constante

$$t_r = 0.5; [s]$$

Tiempo de desaceleración

$$t_d = 0.5; [s]$$

Tiempo de parada momentanea

$$t_{dw} = 0.5; [s]$$

Rotación total del motor en el periodo de tiempo

$$\theta_{\text{ciclo}} = 75.398; [rev]$$

**PASO 7 y 8.** Despejar de fórmulas la variable de interés y cálculos

Cálculos:

Paso ideal del tornillo según la refrencia [31]

Para que el paso del tornillo sea el adecuado debe cumplirse la siguiente condición:

$$\frac{\Delta\theta_M}{\Delta x} \leq \text{Paso} \leq \frac{\omega_{M\acute{m}\acute{a}x}}{v_{m\acute{a}x}}$$

$$\frac{\Delta\theta_M}{\Delta x} = 1; \left[ \frac{rad}{mm} \right]$$

$$\frac{\omega_{M\text{máx}}}{v_{\text{máx}}} = 0.25; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{mm}} \right]$$

Dado que el Paso=0.2 para el husillo se concluye que es el indicado para el motor y resolución de desplazamiento.

### CÁLCULO DE LAS INERCIAS

Inercia del acoplamiento

$$J_a = \frac{1}{2} \rho_a * \pi * l_a * \left( \frac{\phi_a}{2} \right)^2 = 981 \times 10^{-6}; [\text{kg m}^2]$$

Inercia del husillo

$$J_t = 33 * l = 33\ 000 [\text{kg mm}^2] = 33\ 000 \times 10^{-6} [\text{kg m}^2]$$

Inercia debido a la masa trasladada por el tornillo de bolas

$$J_{\text{efect}} = \frac{1}{N l s^2} * m_l = 7.509 \times 10^{-6}; [\text{kg m}^2]$$

Inercia de la carga reflejada en el eje del motor

$$J_l = J_a + J_t + J_{\text{efect}} = 981 \times 10^{-6} + 33\ 000 \times 10^{-6} + 7.509 \times 10^{-6} = 10.222 \times 10^{-4}; [\text{kg m}^2]$$

### CÁLCULO DE LAS ACELERACIONES ANGULARES

Posición angular en el tramo de aceleración  $0 \leq t \leq t_a$

$$\theta_a = \frac{1}{\text{NúmTramos}} * \theta_{\text{ciclo}} = 18.850; [\text{rad}]$$

Las siguientes expresiones de la aceleración angular en función de la posición, para los 4 tramos de la gráfica de la Figura 70, se extrajeron de la referencia [31]

$$\alpha_a = \frac{2 * \theta_a}{t_a} = 150.796; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } 0 \leq t \leq t_a$$

$$\alpha_r = 0; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } t_a \leq t \leq t_r$$

$$\alpha_d = -\alpha_a = -150.796; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } t_r \leq t \leq t_d$$

$$\alpha_{\text{dw}} = 0; \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \text{ para } t_d \leq t \leq t_{\text{dw}}$$

Cálculo del par de torsión requerido para desplazar la carga con el perfil de velocidades propuesto para el motor

$$\tau_a = (J_M + J_l) \alpha_a = 0.158; [N * m]$$

$$\tau_r = (J_M + J_l) \alpha_r = 0; [N * m]$$

$$\tau_d = (J_M + J_l) \alpha_d = -0.158; [N * m]$$

$$\tau_{\text{dw}} = (J_M + J_l) \alpha_{\text{dw}} = 0; [N * m]$$

Cálculo del par de torsión requerido para desplazar la carga debido a la fuerza de fricción:

Considerando el coeficiente de fricción entre las guías del eje Y, y los rodamientos lineales es de 0.1 aproximadamente. Se tiene que el par de torsión debido a la fuerza de fricción es de:

$$\tau_f = \frac{1}{NLS} * F_{axial} * r = 0.095; [N m]$$

Al comparar  $\tau_a$  y  $\tau_f$  se observa que  $\tau_a$  es mayor por lo que:

Par de torsión pico requerido

$$\tau_{pReq} = \tau_a = 0.158 [N m] = 15.8 [N cm]$$

Cálculo del par de torsión R. M. S. requerido

$$\tau_{RMSReq} = \left( \frac{1}{t_{ciclo}} * (\tau_a^2 * t_a + \tau_r^2 * t_r + \tau_d^2 * t_d + \tau_{dw}^2 * t_{dw}) \right)^{\frac{1}{2}} = 0.111 [N m]$$

$$\tau_{RMSReq} = 11.1 [N cm]$$

**PASO 9 y 10.** Reflexión sobre el resultado y cambio de las decisiones de diseño (de ser necesario).

Ahora se verifica que el motor propuesto cumple con el desempeño requerido en términos del Par de torsión pico ( $\tau_p$ ), el Par RSM ( $\tau_{RMS}$ ) y la Velocidad máxima ( $\omega_{M \text{ máx}}$ ).

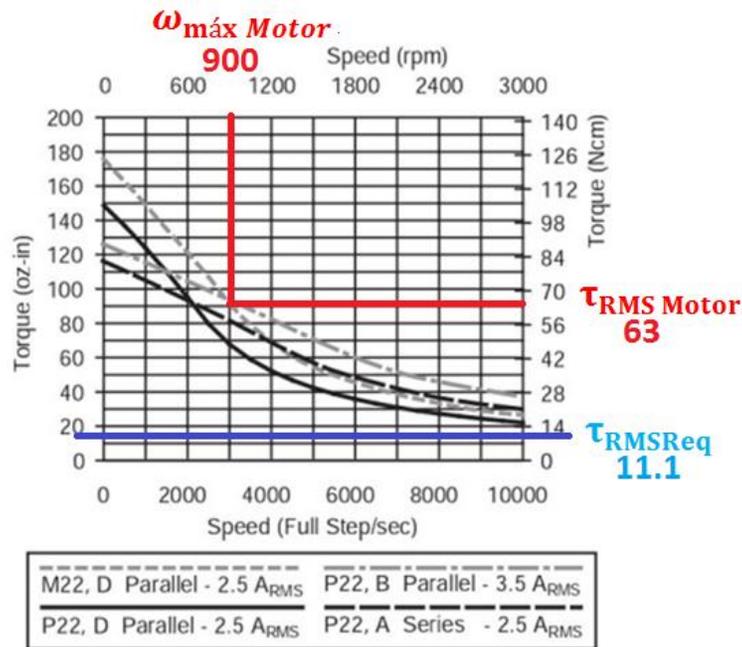


Figura 71 Motor Powermax II: Torque y vel. donde  $\tau_{rms}$  es el par calculado

Como se puede observar en la gráfica de la Figura 72, el motor se propuso en primera estancia para el eje Y (Modelo: P22NRFB-LNN-NS-00, ver Anexo F) esta sobrado en cuanto a par, por lo cual se selecciona otro con menor par.

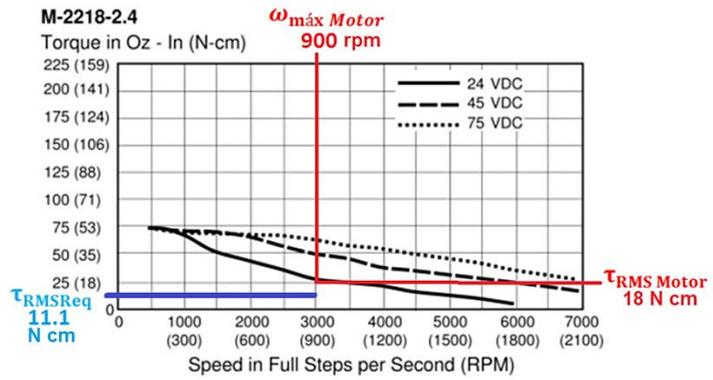
**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

Dado que el motor excede las prestaciones necesarias de par, se propone seleccionar otro motor.

El nuevo motor propuesto es un motor a pasos bipolar 1.8 grados tamaño estándar Nema 23 marca Schneider, con las siguientes especificaciones técnicas:

2.4 Amp motors		Single length
Part number		M-2218-2.4S (1)
Holding torque	oz-in	90
	N-cm	64
Detent torque	oz-in	3.9
	N-cm	2.7
Rotor inertia	oz-in-sec <sup>2</sup>	0.00255
	kg-cm <sup>2</sup>	0.18
Weight	oz	16.9
	grams	480
Phase current	amps	2.4
Phase resistance	ohms	0.95
Phase inductance	mH	2.4

#### 2.4 Amp motors



a) Especificaciones técnicas

b) Gráfica de comportamiento del motor Par vs Vel.

Figura 72 Motor Nema 23 Torque y vel. d\acute{a}nde  $T_{r_{ms}}$  es el par calculado

Tal como se puede apreciar en la gr\'afica de la Figura 73 el motor nuevo propuesto excede las prestaciones, sin embargo este ser\'a seleccionado ya que al fraccionar los pasos del motor con alguna etapa de potencia este tiende a perder par.

## 5.8 Cálculo de los ejes guía.

En esta sección se procede a determinar el diámetro y la longitud de los ejes guía que se flexionen lo menor posible en la Máquina Cartesiana. Para ello se realiza el análisis por elementos finitos en el software Solidworks®. En la sección 5.8.1 se muestran el análisis en el eje guía de la dirección X y en la sección 5.8.2 en dirección Y.

### 5.8.1 Cálculo del eje guía en dirección X

**PASO 1.** Elemento a diseñar: Eje X, análisis de deflexión.

Objetivo:

- Determinar la deflexión máxima debido al peso que soportan los ejes guía.
- Definir el diámetro, longitud y material apropiados.

**PASO 2.** Esquema.

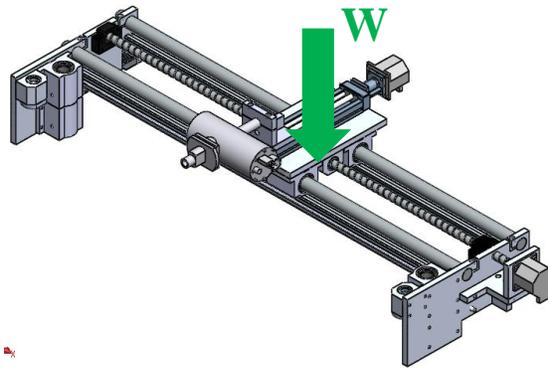


Figura 75 Peso sobre los ejes X

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.

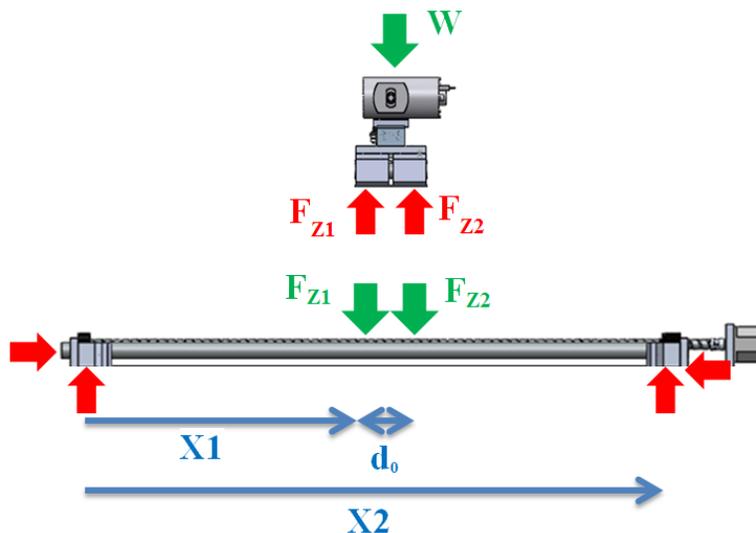


Figura 76 D.C.L. de los ejes X

**PASO 4.** Tipo de análisis.

Deflexión en eje X debido al peso del carro X, Z y el Instrumento de rayos X.

Análisis estático.

**PASO 5.** Consideraciones y datos

Consideraciones:

Se enlistan las consideraciones que se tomaron en cuenta para realizar el análisis por elemento finito:

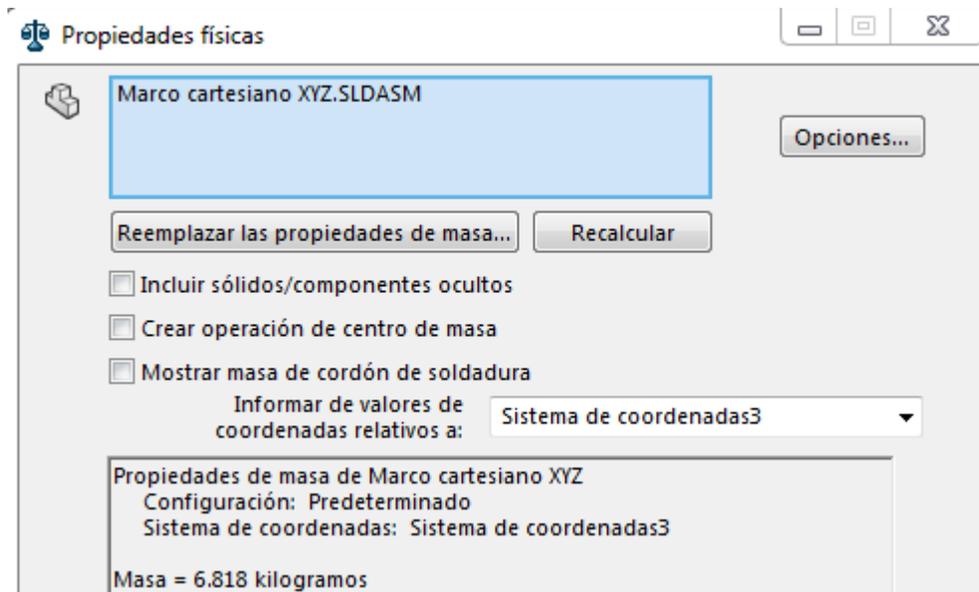
- El sistema se mantiene estable, es decir la mesa se mantiene fija.
- Se considera que las guías en dirección X se encuentran empotrados en sus extremos.
- Los rodamientos se consideran ideales: sin fricción y desgaste.
- El análisis se realizará en la guía X ya que esta es susceptible a deflexión.
- Las fuerzas son aplicadas al centro de la guía, esto es considerado un caso crítico. Los demás casos (por ejemplo en el que la fuerza actúa cerca de algún extremo de la guía) se desprecian.
- Criterio de falla: Esfuerzo principal máximo y Von Mises.

Datos:

*Aceleración de la gravedad*

$$g = 9.81(m/s^2);$$

*En la Figura 77 se indica la masa desplazada calculada por Solidworks®*



*Figura 77 Masa desplazada por los ejes X*

$$m = 6.818 [kg]$$

*Por lo que el peso es:*

$$W = m * g = 66.885[N]$$

Para el cálculo de las fuerzas ejercidas sobre los ejes, se consideran ecuaciones de la Figura 78, proporcionadas por el fabricante Thomson® (consultar Anexo G).

$$F_{1z} = \frac{W}{4} + \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) - \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right)$$

$$F_{2z} = \frac{W}{4} - \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) - \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right)$$

$$F_{3z} = \frac{W}{4} - \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) + \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right)$$

$$F_{4z} = \frac{W}{4} + \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) + \left( \frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right)$$

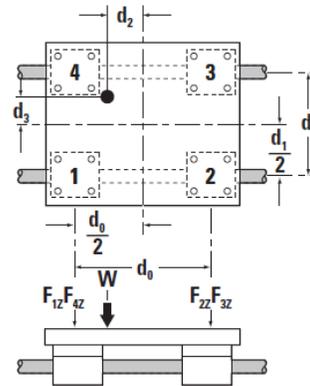


Figura 78 Cálculo de las fuerzas sobre los rodamientos del eje X [23]

Del CAD se obtuvieron las siguientes dimensiones:

$$d1 = 140(mm); d0 = 80(mm); d2 = 0(mm); d3 = 50(mm);$$

Sustituyendo d1, d0, d2, d3 y W, las fuerzas en los ejes son:

$$F_{z1} = \frac{W}{4} + \left( \frac{W}{2} * \frac{d2}{d0} \right) - \left( \frac{W}{2} * \frac{d3}{d1} \right) = 4.778 [N]$$

$$F_{z2} = \frac{W}{4} - \left( \frac{W}{2} * \frac{d2}{d0} \right) - \left( \frac{W}{2} * \frac{d3}{d1} \right) = 4.778 [N]$$

$$F_{z3} = \frac{W}{4} - \left( \frac{W}{2} * \frac{d2}{d0} \right) + \left( \frac{W}{2} * \frac{d3}{d1} \right) = 28.665 [N]$$

$$F_{z4} = \frac{W}{4} + \left( \frac{W}{2} * \frac{d2}{d0} \right) + \left( \frac{W}{2} * \frac{d3}{d1} \right) = 28.665 [N]$$

Por otro lado, de la Figura 76 las distancias a los apoyos en el eje X:

$$x1 = 860(mm); x2 = 1000(mm);$$

Diámetro del eje:

$$\phi_{ejex} = 25.4 (mm)$$

Material

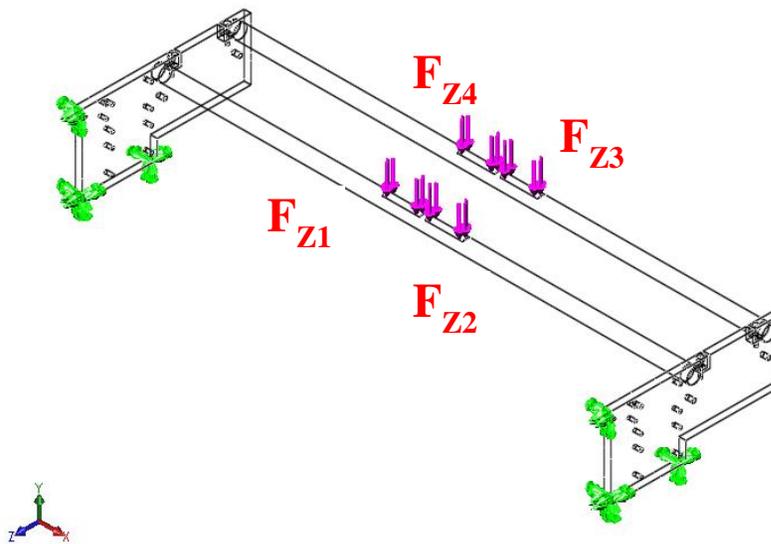
Barra redonda de Acero AISI 1045 con E=205 [GPa]

**PASO 6.** Procedimiento de cálculo.

- Realizar el ensamble a analizar (placas de los apoyos a los extremos y ejes guía dirección X).
- Especificar los materiales.
- Indicar las caras fijas de los apoyos.
- Fuerzas aplicadas a los ejes.
- Especificar el mallado.

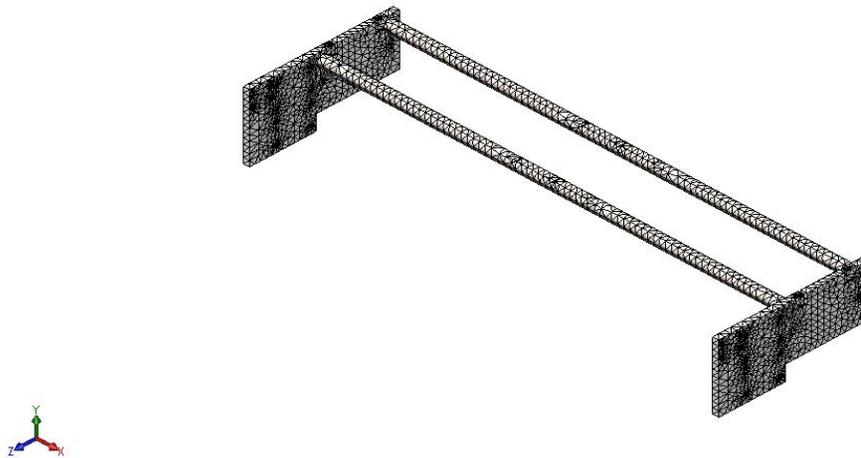
**PASO 7 y 8.** Cálculo por elementos finitos en Solidworks®.

En la Figura 79 se indican las fuerzas y apoyos para el análisis, mientras que en la Figura 80 se muestra el mallado del ensamble en el eje X.



*Figura 79 Definición de apoyos y fuerzas aplicadas*

Nombre del modelo: ONG 1000 MM Eje x  
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Default-)  
Tipo de malla: Malla sólida



*Figura 80 Mallado del ensamble ejes X*

Los resultados de análisis por elementos finitos del esfuerzo se muestran en la Tabla 30, mientras que los desplazamientos se muestran en la Tabla 31.

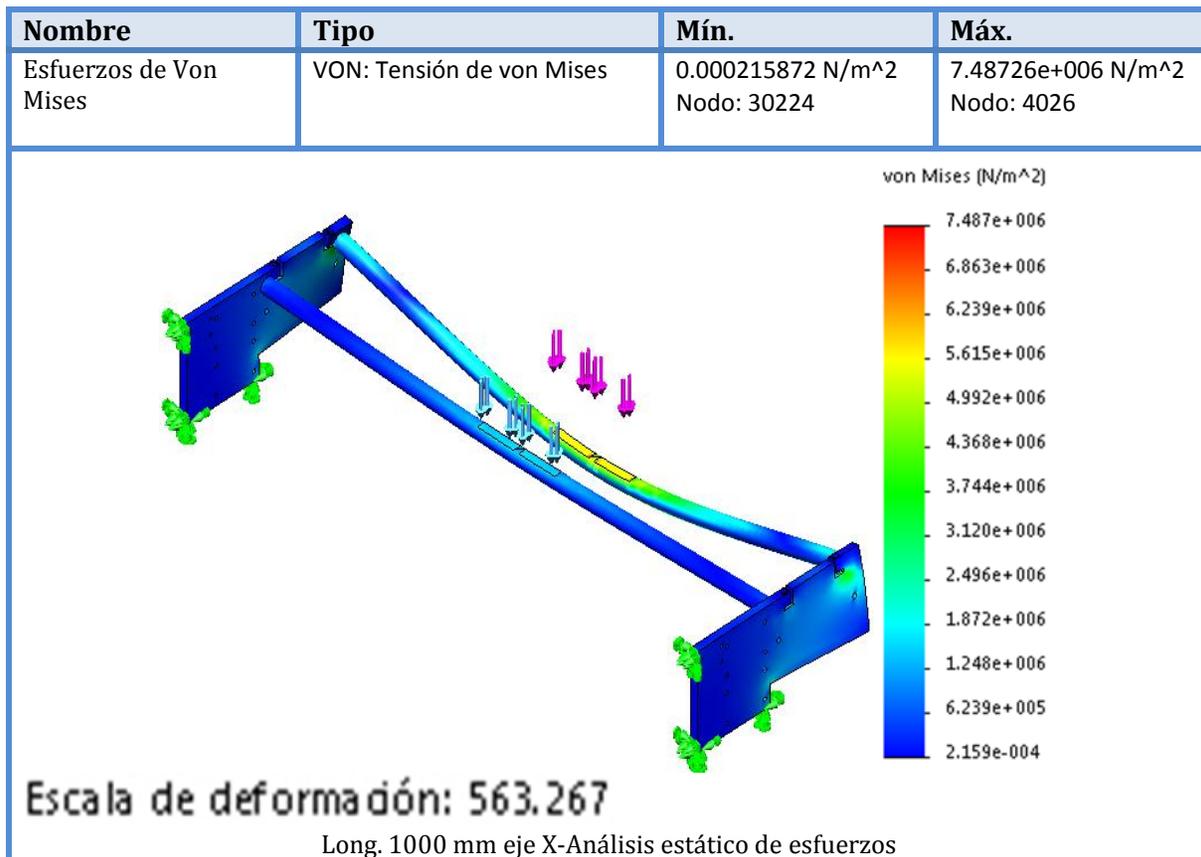


Tabla 30 Resultados del elemento finito en los ejes X (esfuerzos)

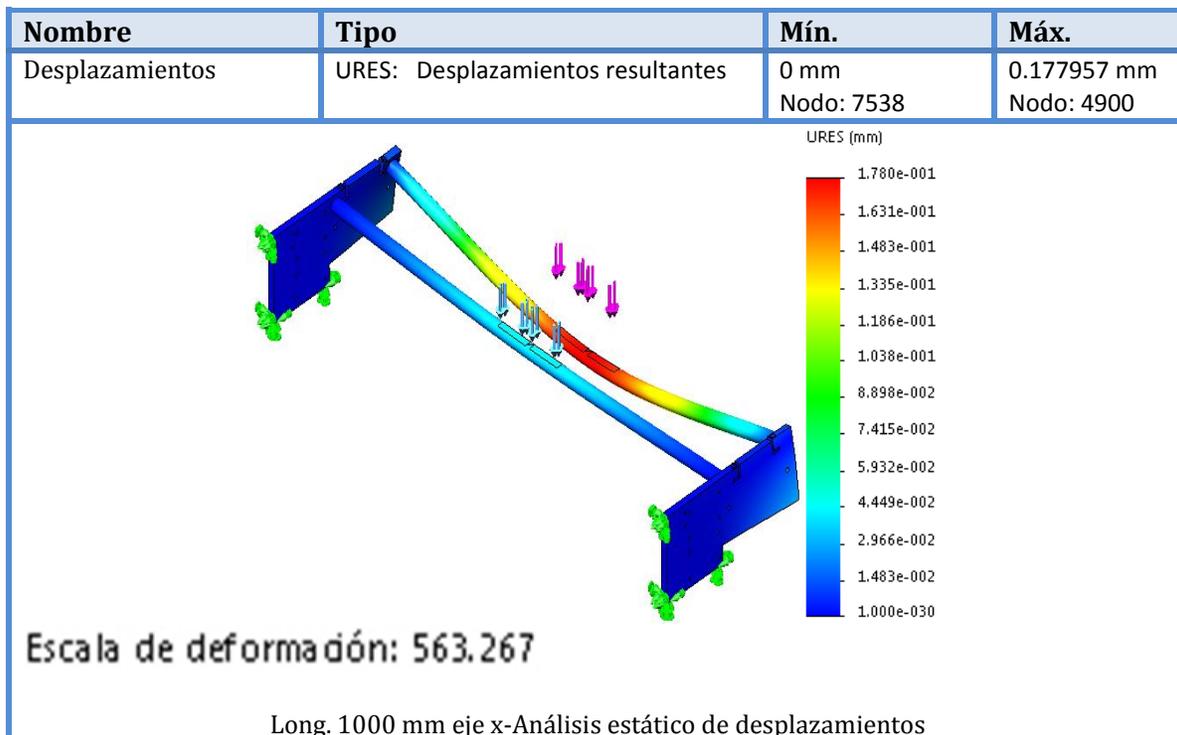


Tabla 31 Resultados del elemento finito en los ejes X (desplazamientos)

**PASO 9.** Reflexión sobre el resultado.

El análisis arroja un desplazamiento de 0.178 mm, el cual es demasiado para la aplicación ya que se requiere que sea menor a 0.1 mm, según las especificaciones mostradas en la Tabla 2. Se procederá a modificar el diámetro de las guías a 31.75 mm (1-1/4 in).

**PASO 10.** Cambio de las decisiones de diseño.

Iteración 1

Material: Acero AISI 1045 con  $E=205$  [GPa]

Se proponen los siguientes cambios de dimensiones

$\varnothing_{ejex} = 31.75$  [mm]

Los resultados del análisis con los cambios antes mencionados se muestran en la Tabla 32 y Tabla 33.

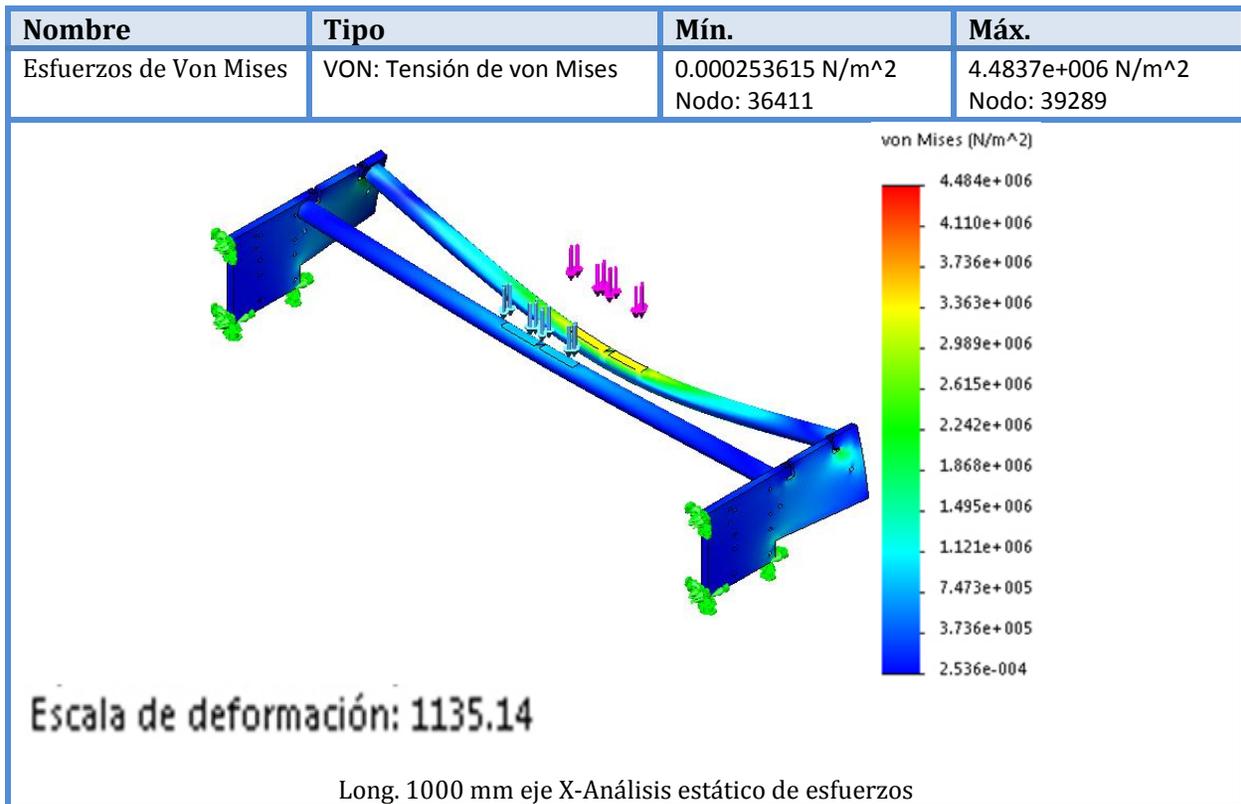
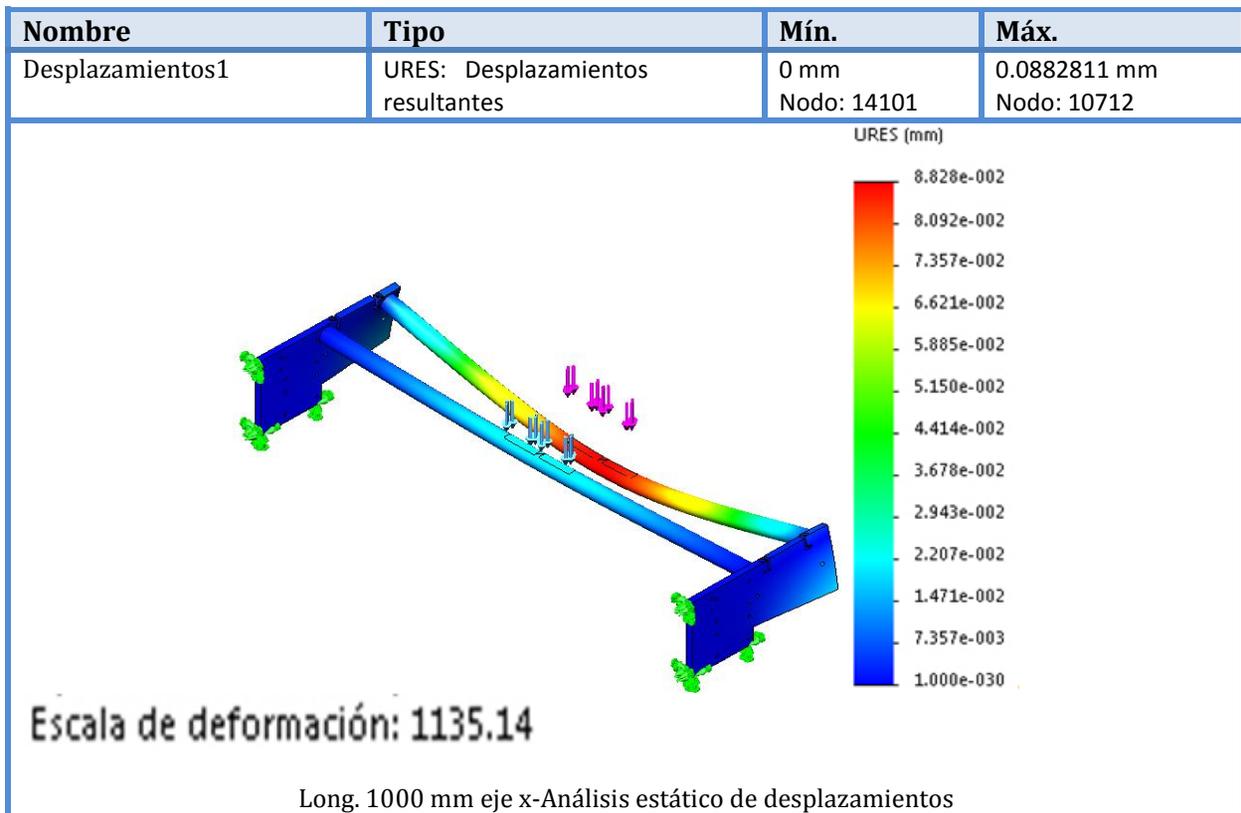


Tabla 32 Resultados del elemento finito en los ejes X (esfuerzos), iteración 1



*Tabla 33 Resultados del elemento finito en los ejes X (desplazamientos), iteración 1*

Reflexión sobre el resultado:

El análisis por elementos finitos, con un diámetro de eje de 31.75 mm (1-1/4 in) arroja un desplazamiento máximo de 0.088 mm el cual es adecuado para la aplicación ya que se requiere que sea menor a 0.1 mm.

**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

*Longitud = 1000 mm*  
*Øejex = 31.75 mm (1.25 in)*  
*Material: Acero AISI 1045*

## 5.8.2 Cálculo del eje guía en dirección Y

**PASO 1.** Elemento a diseñar: Eje guía en la dirección Y.

Objetivo:

-Determinar cuánto se flexionan las guías en la dirección Y, debido al momento provocado por la masa de los Carros X-Z.

**PASO 2.** Esquema de funcionamiento del sistema de desplazamiento.

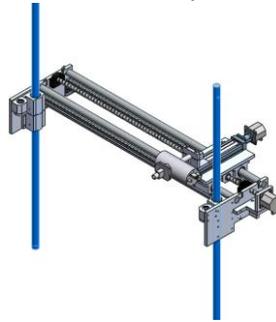


Figura 81 Funcionamiento de los ejes Y

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.

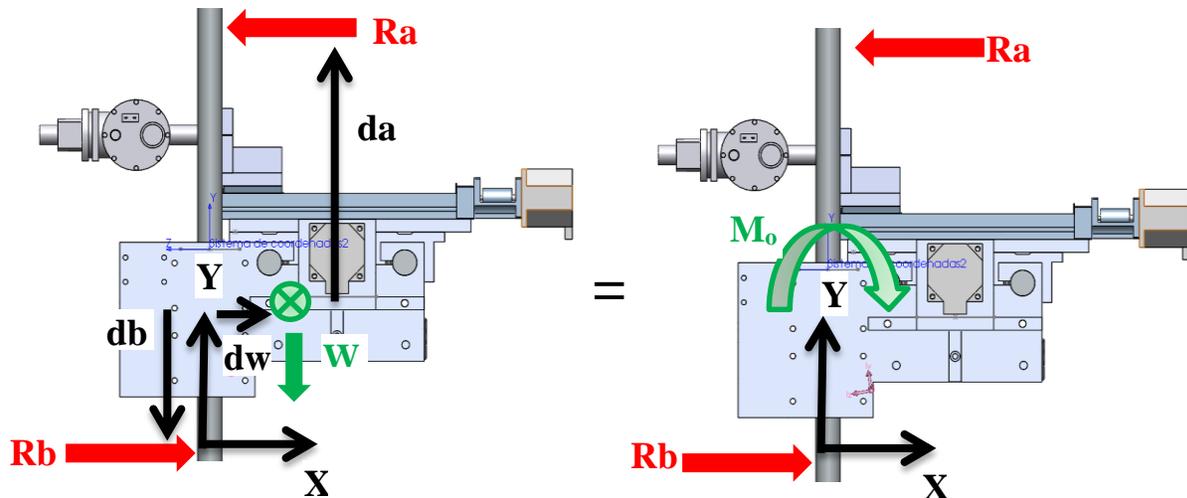


Figura 82 D.C.L. del momento equivalente en los ejes Y

**PASO 4.** Tipo de análisis.

El eje Y se analizará como una viga simplemente apoyada con un momento concentrado centrado

**PASO 5.** Datos y consideraciones.

Consideraciones:

-Viga simplemente apoyada.  
-Análisis estático.

- El peso  $W$  aplicado en cada eje  $Y$  será la mitad del mismo, que se tratan de dos ejes.
- La flexión se analizará a la mitad de la longitud total del eje  $Y$ . Es decir en  $Y=0.5$  [m].

Datos:

**DATOS DE FUERZAS APLICADAS**

Gravedad

$$g = 9.810; [m/s^2]$$

La masa del conjunto Instrumento de Rayos X Carros  $X - Z$ , se muestra en la Figura 83.

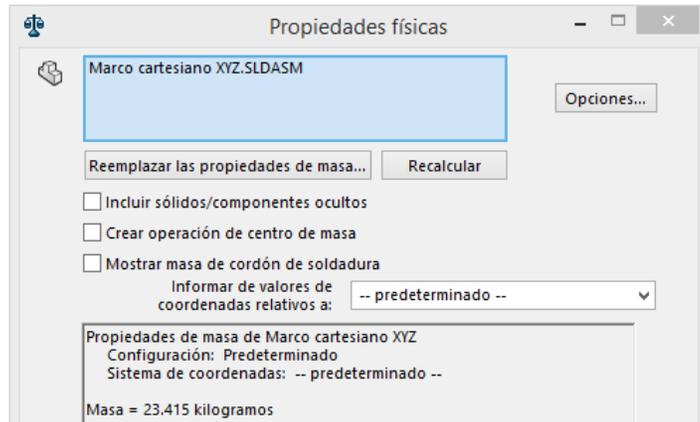


Figura 83 Masa del conjunto Instrumento y Carros  $XZ$

$$m = 23.415; [kg]$$

Por lo que el peso aplicado es:

$$W = \frac{m * g}{2} = \frac{229.70}{2} = 114.851 [N]$$

Datos de la geometría:

Diámetro del eje  $Y$

$$D = 1[in] = 0.0254 [m]$$

La distancia del centro de masa en dirección del eje  $X$ , ver la Figura 82

$$dw = 0.091; [m]$$

Distancia entre apoyos

$$da = 0.5; [m]$$

$$db = 0.5; [m]$$

Longitud total del eje guía en dirección  $Y$

$$L = 1; [m]$$

Momento de inercia de la sección transversal del eje

$$I = \pi \frac{D^4}{64} = 2.043 \times 10^{-8} [m^4]$$

Datos del material:

Acero AISI 1045

Módulo de elasticidad

$$E = 205 [GPa] = 205 \times 10^9 [Pa]$$

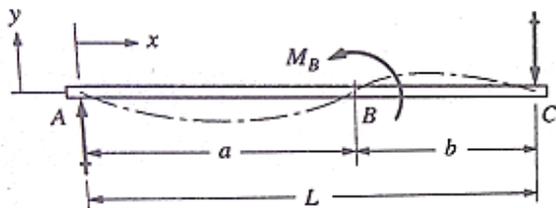
**PASO 6.** Procedimiento de cálculo y fórmulas.

Procedimiento:

-Calcular el momento flector.

$$M_o = W(dw) = 10.451 [N m]$$

-Aplicar la ecuación de la Figura 84, referencia [19], para vigas simplemente apoyadas y momento flector centrado.



$M_B$  = momento concentrado en B

Entre A y B:

$$y = \frac{-M_B}{6EI} \left[ \left( 6a - \frac{3a^2}{L} - 2L \right) x - \frac{x^3}{L} \right]$$

Entre B y C:

$$y = \frac{M_B}{6EI} \left[ 3a^2 + 3x^2 - \frac{x^3}{L} - \left( 2L + \frac{3a^2}{L} \right) x \right]$$

Figura 84 Cálculo de la flexión en una viga simplemente apoyada y un momento concentrado [19]

-Obtener el Factor de Seguridad, con la siguiente expresión.

$$FS = \frac{\text{Carga máxima del fabricante}}{\text{Carga calculada}}$$

**PASO 7 y 8.** Despejar de fórmulas la variable de interés y cálculos

Para nuestras variables la fórmula de la Figura 84, toma la siguiente forma:

$$x = \frac{M_o}{6EI} \left[ \left( 6(da) - \frac{3 * (da)^2}{L} - 2L \right) y - \frac{y^3}{L} \right] \text{----- ec. 1}$$

Cálculos:

Sustituyendo valores en la ec.1, se obtiene:

$$x = \frac{10.451}{6 * 205 \times 10^9 * 2.043 \times 10^{-8}} \left[ \left( 6(0.5) - \frac{3 * (0.5)^2}{1} - 2(1) \right) 0.25 - \frac{0.25^3}{1} \right]$$

$$x = (8.497 \times 10^{-12}) [0.0625 - 0.0156]$$

$$x = 3.985 \times 10^{-13} [m]$$

$$x = 3.985 \times 10^{-10} [mm]$$

**PASO 9 y 10.** Reflexión sobre el resultado y cambio de las decisiones de diseño (de ser necesario)

Dado que la deformación en el eje Y es mucho menor a 0.1 mm, que es la resolución de la Máquina, se concluye que el diámetro del eje, así como el material son los adecuados.

**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

*Longitud = 1000 mm*  
 *$\varnothing_{ejex} = 25.4 \text{ mm (1 in)}$*   
*Material: Acero AISI 1045*

## 5.9 Análisis por elementos finitos de deflexiones en el marco

Uno de los elementos críticos es el marco de la Máquina Cartesiana, mostrado en la Figura 85 b), ya que este soporta el sistema de transmisión del eje Y, el cual a su vez soporta los ejes X-Z. Dada su importancia se procede a analizar sus deflexiones, con el fin de que estas no se excedan en un 0.1 mm, pues según las especificaciones (Tabla 2 Especificaciones técnicas del producto), la resolución de posicionamiento, debe ser menor a 0.1 mm.

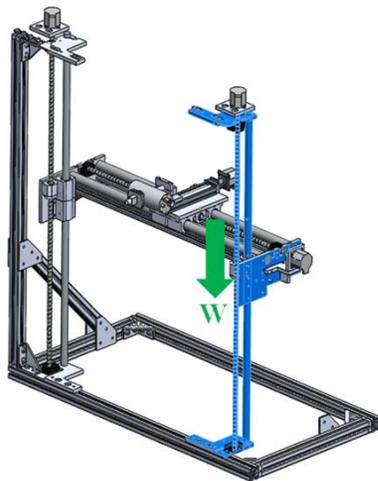
**PASO 1.** Elemento a diseñar: Marco de la Máquina Cartesiana.

Objetivo:

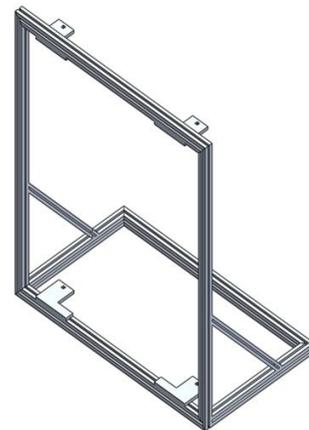
- Analizar la deflexión del Marco de la Máquina Cartesiana.
- Disminuir las deformaciones, debido al peso del Instrumento Generador de Rayos X.

**PASO 2.** Esquema.

En la Figura 85 a) se muestra el peso que soportan los husillos y eje guía en la dirección Y. En la Figura 85 b) se indica la simplificación geométrica del Marco, donde las cuatro placas que soportan a los husillos y ejes están unidas rígidamente a los perfiles Bosch®, como si se tratasen de una sola pieza.



a) Fuerza debido al peso del Carro X, Z e Instrumento.



b) Marco a analizar por elemento finito, considerando las cuatro placas y los perfiles como un solo sólido.

Figura 85 Fuerza aplicada y simplificación de la geometría para el análisis por elementos finitos del marco

En la Figura 86 se muestra a detalle uno de los soportes laterales de la Máquina, se encuentra en disposición oblicua a 45 grados y tiene una longitud de 590 mm.

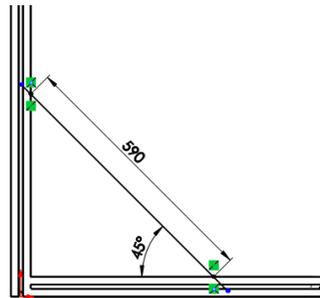


Figura 86 Detalle del apoyo lateral

**PASO 3.** Diagrama de cuerpo libre.

En la Figura 87, se muestra el D.C.L. de las fuerzas que interactúan entre cada una de las piezas que conforman al sistema de transmisión del eje Y, no todas estas fuerzas serán consideradas en el análisis por elementos finitos del marco, ya que se ha simplificado la geometría con el propósito de hacer más eficiente el cálculo.

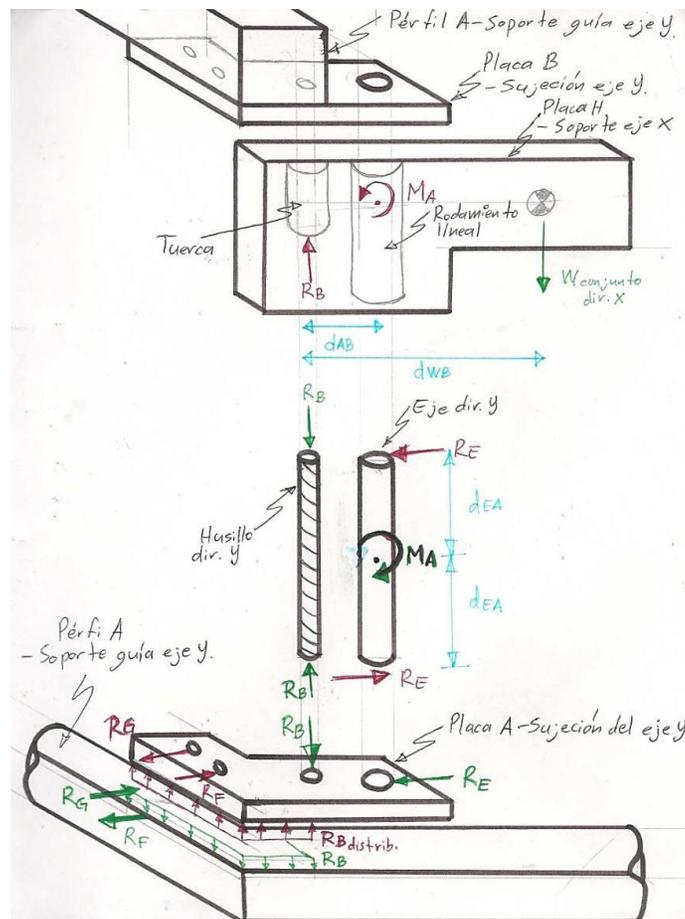


Figura 87 D.C.L. de las fuerzas que interactúan en el sistema de transmisión del eje Y.

Dada la simplificación de la Figura 85 b) y considerando las fuerzas de la Figura 87, se observa que es necesario conocer dos fuerzas reactivas la  $R_E$  y  $R_B$ , las cuales serán las fuerzas aplicadas en el análisis por elementos finitos del Marco. Las fuerzas  $R_E$  y  $R_B$  son determinadas el **PASO 5**.

**PASO 4.** Tipo de análisis.

- Deflexión en el marco debido al peso del carro X, Z y el Instrumento de Rayos X.
- Análisis estático.

**PASO 5.** Consideraciones y datos

Consideraciones:

A continuación se enlistan las Consideraciones que se tomaron en cuenta para realizar el análisis por elemento finito:

- El sistema se mantiene estable.
- La parte baja del Marco estará fija a una mesa, por lo que este será el apoyo fijo.
- Las fuerzas que actúan sobre el marco serán  $R_E$  y  $R_B$ , ver Figura 87.
- Los rodamientos en la dirección Y no soportan ninguna carga axial a ellos.
- El eje Y presenta un momento flector en la parte media, por lo que genera la fuerza reactiva  $R_E$ .
- La tuerca del husillo retiene el peso total del Carro de la dirección X-Z y el instrumento, por lo que genera la fuerza reactiva  $R_B$ , Figura 87.
- Los criterios de falla son: Esfuerzo principal máximo y Von Mises.

Datos necesarios para el análisis por elementos finitos:

- Determinación de las fuerzas que actúan sobre el marco.

Se procede a determinar la fuerza  $R_B$ .

De la sección "5.6.2 Cálculo del husillo en dirección Y", se obtuvo  $R_b$  la cual es igual a  $R_B$  de la Figura 87. A continuación se repite la Figura 59, con el fin de visualizar la equivalencia entre  $R_B$  y  $R_b$ .

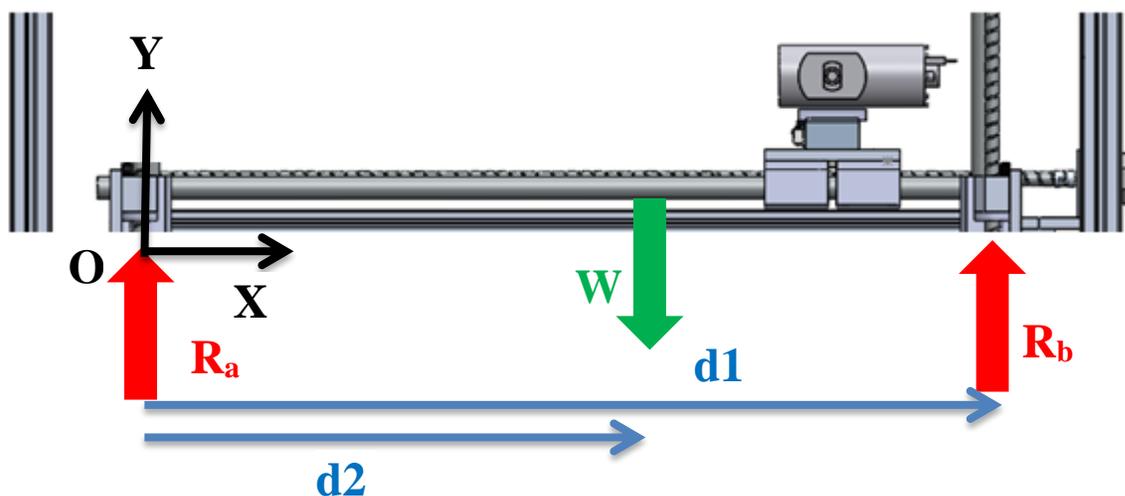


Figura 59 D.C.L. que muestra la fuerza axial sobre el husillo en dirección Y

$$R_B = R_b = 116.325 \text{ [N]}$$

Se procede a determinar la fuerza  $R_E$ .

A continuación se repite el D.C.L. de la sección “5.8.2 Cálculo del eje guía en dirección Y”, para determinar la fuerza reactiva  $R_E$  de la Figura 87, la cual es igual a  $R_a$  mostrada en la Figura 82.

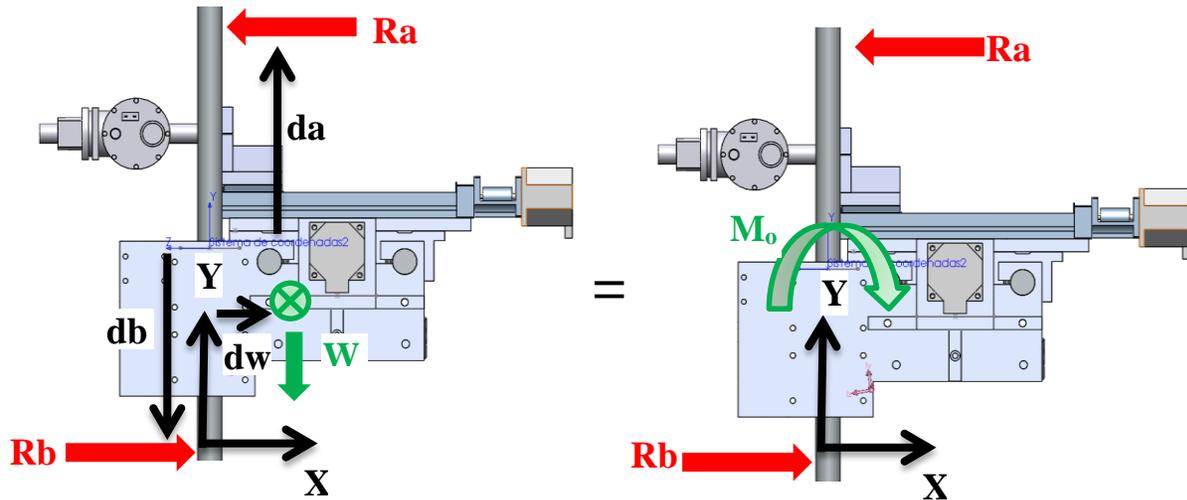


Figura 82 D.C.L. del momento equivalente en los ejes Y

A continuación se escriben los datos con los que se cuentan para determinar  $R_a$ .

*Datos de la geometría:*

*Diámetro del eje Y*

$$D = 1[\text{in}] = 0.0254 \text{ [m]}$$

*La distancia del centro de masa en dirección del eje X de la figura xx*

$$dw = 0.091; \text{ [m]}$$

*Distancia entre apoyos*

$$da = 0.5; \text{ [m]}$$

$$db = 0.5; \text{ [m]}$$

*Longitud total del eje guía en dirección Y*

$$L = 1; \text{ [m]}$$

*Datos de fuerzas aplicadas:*

*Gravedad*

$$g = 9.810; \text{ [m/s}^2\text{]}$$

*La masa del conjunto Instrumento de Rayos X Carros X – Z*

$$m = 23.415; \text{ [kg]}$$

$$W = \frac{m * g}{2} = \frac{229.70}{2} = 114.851 \text{ [N]}$$

$$M_o = W(dw) = 10.451 \text{ [N m]}$$

Con los datos anteriores se procede a calcular las fuerzas reactivas  $R_a$  y  $R_b$ , considerando que se trata de una viga simplemente apoyada y con un momento flector ubicado en la parte media de la viga como la mostrada en la Figura 88.

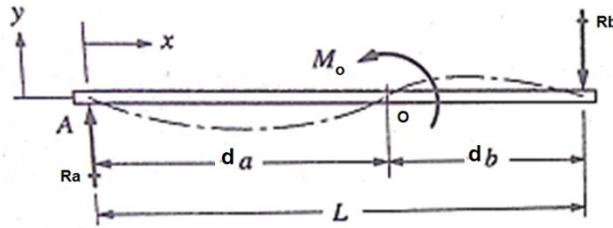


Figura 88 D.C.L. de Viga simplemente apoyada

Se plantean las ecuaciones de equilibrio para la viga:

$$\sum Fy = 0;$$

$$+ Ra - Rb = 0;$$

$$Ra = Rb;$$

$$Ra = -\frac{d2(W)}{d1} + W;$$

$$Ra = \left(-\frac{d2}{d1} + 1\right)W = \left(-\frac{0.520}{1} + 1\right)229.701$$

$$Ra = 110.256 \text{ [N]}$$

$$\sum Mo = 0;$$

$$-(da)Ra - (db)Rb + Mo = 0;$$

como  $Ra = R$ , tenemos:

$$-(da)Ra - (db)Ra + Mo = 0;$$

$$Ra = \frac{Mo}{da + db} = \frac{Mo}{L};$$

$$Ra = Rb = \frac{Mo}{L} = 10.451 \text{ [N]};$$

$$R_E = Ra = 10.451 \text{ [N]};$$

- Definición del material del marco.

De acuerdo a las especificaciones técnicas de los perfiles Bosch®, el material para el análisis por elementos finitos es:

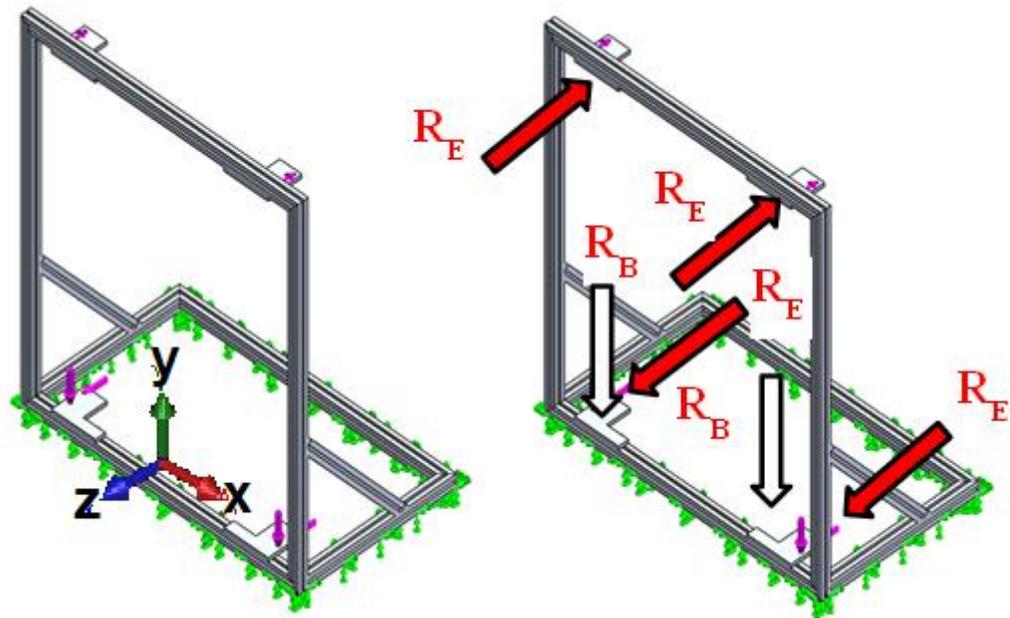
Aluminio 6063-T66 con  $E = 70000 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

**PASO 6.** Procedimiento de cálculo.

- Simplificación de la geometría del Marco.
- Especificar los materiales.
- Indicar las caras fijas de los apoyos.
- Fuerzas aplicadas al marco
- Especificar el mallado.

**PASO 7 y 8.** Cálculo por elementos finitos en Solidworks®.

En la Figura 89 se muestran las fuerzas y fijaciones en el Marco.



a) Coordenadas del análisis

b) Fuerzas y fijaciones aplicadas al Marco

Figura 89 Definición de apoyos y fuerzas aplicadas

En la Tabla 34 se visualiza la localización de las fuerzas aplicadas al Marco, así como su magnitud.

Nombre de carga	Fuerzas aplicadas	Detalles de carga
Fuerza $R_B$		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 116.32 N
Fuerza $R_E$ parte superior del Marco		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 10.451 N
Fuerza $R_E$ parte inferior del Marco		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 10.451 N

Tabla 34 Fuerzas aplicadas al Marco

En la Figura 90 se muestra el mallado por elementos finitos del Marco.

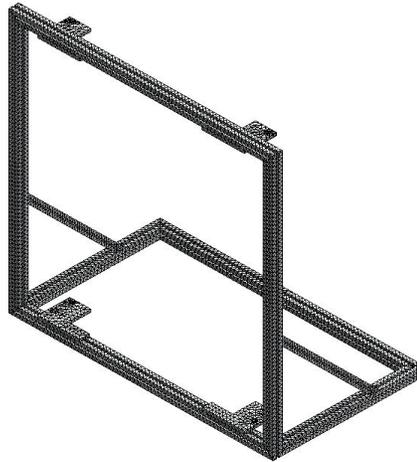


Figura 90 Mallado del ensamble

- Resultados de análisis por elementos finitos

En la Tabla 35 se muestran los resultados del análisis de esfuerzos, mientras que en la Tabla 36 se indican los desplazamientos debido las fuerzas aplicadas.

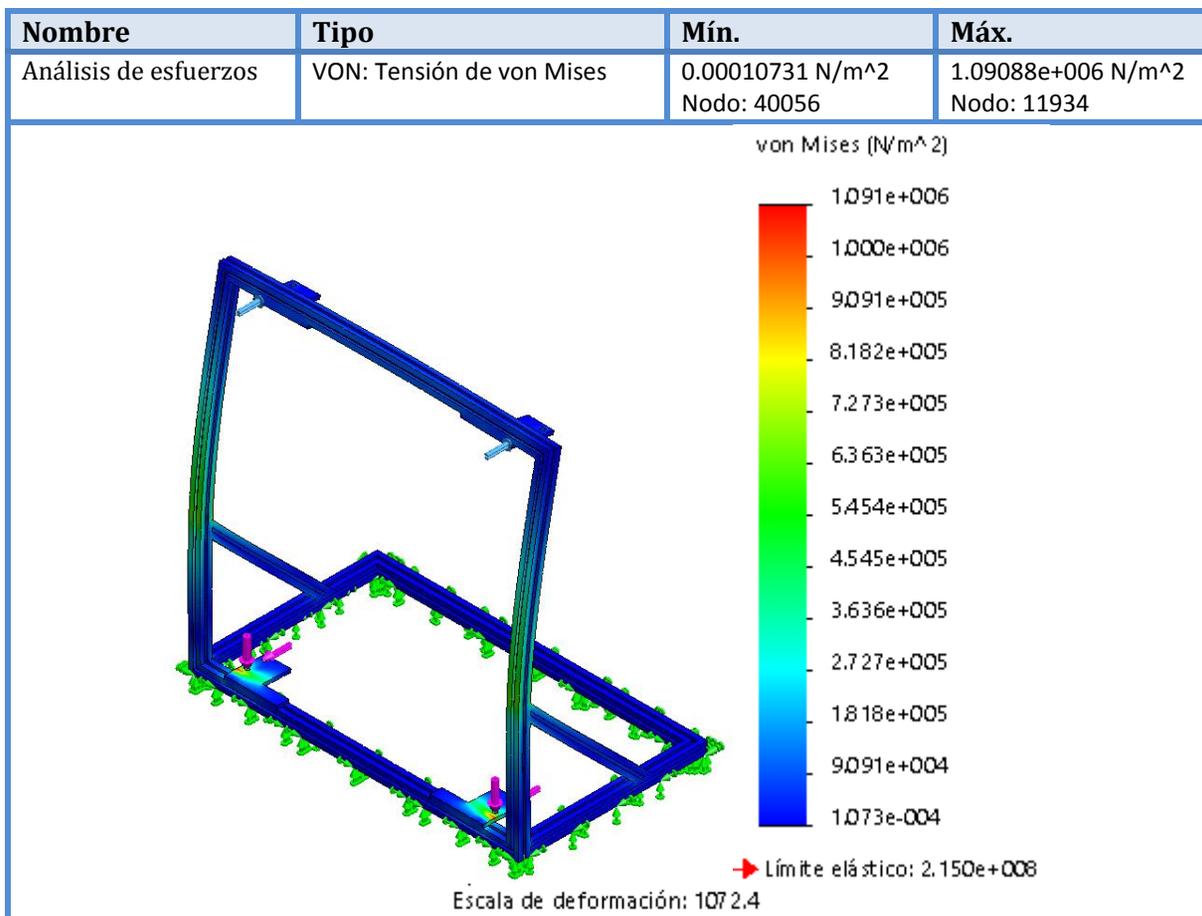


Tabla 35 Resultados de esfuerzos en el Marco 1er propuesta

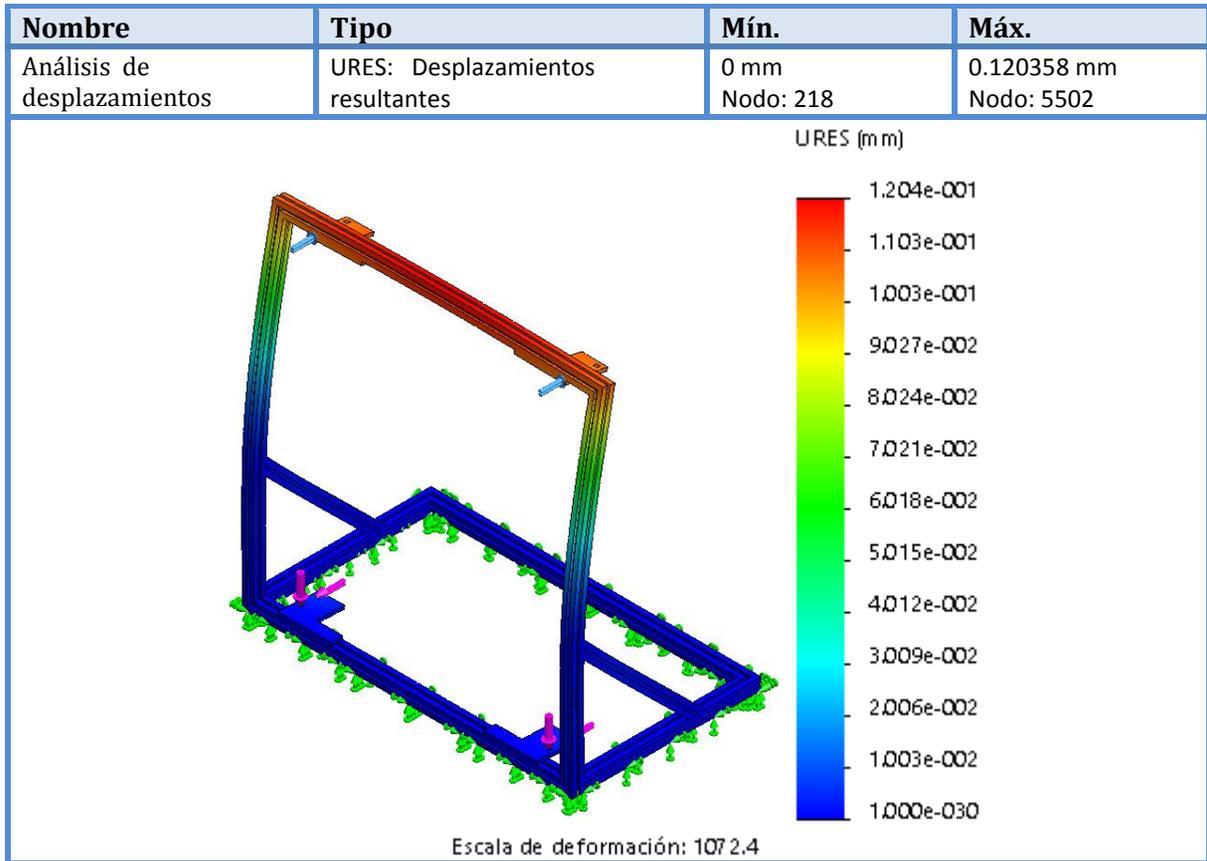
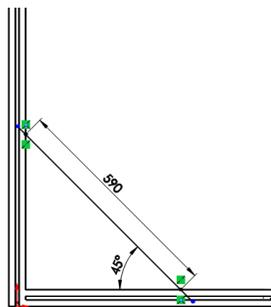


Tabla 36 Resultados de los desplazamientos en el Marco 1er propuesta

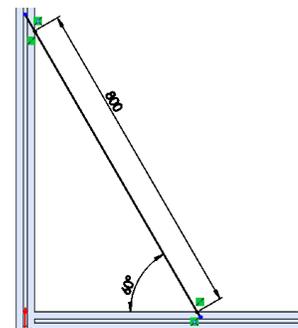
**PASO 9.** Reflexión sobre el resultado.

El análisis por elementos finitos arroja un desplazamiento de 0.120 mm en las esquinas superiores del Marco, este valor es superior al de nuestra aplicación ya que se requiere que sea menor a 0.1 mm.

Se procederá a modificar la estructura haciendo que el apoyo lateral sea más largo y a un ángulo de 60 grados con el fin de acercarse lo más posible a las esquinas superiores del Marco. En la Figura 91 se muestra el cambio descrito anteriormente:



a) Anterior propuesta del apoyo lateral



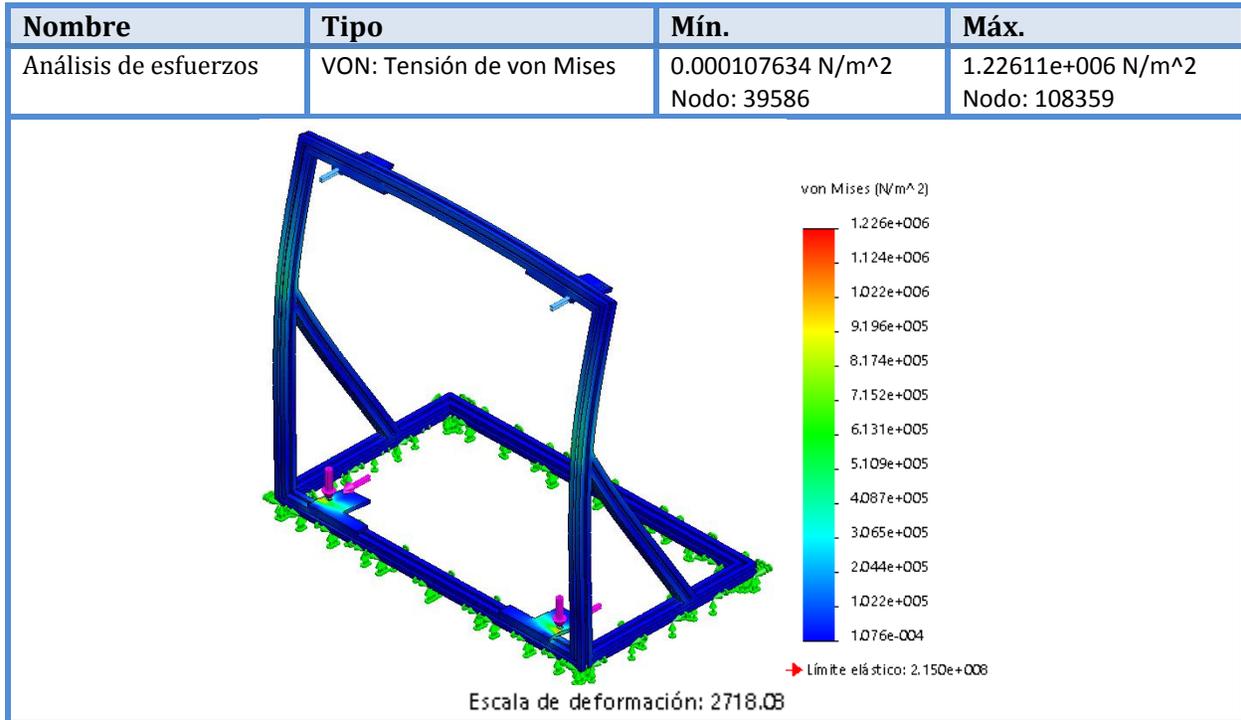
b) Modificación del apoyo lateral.

Figura 91 Modificación del apoyo lateral del Marco

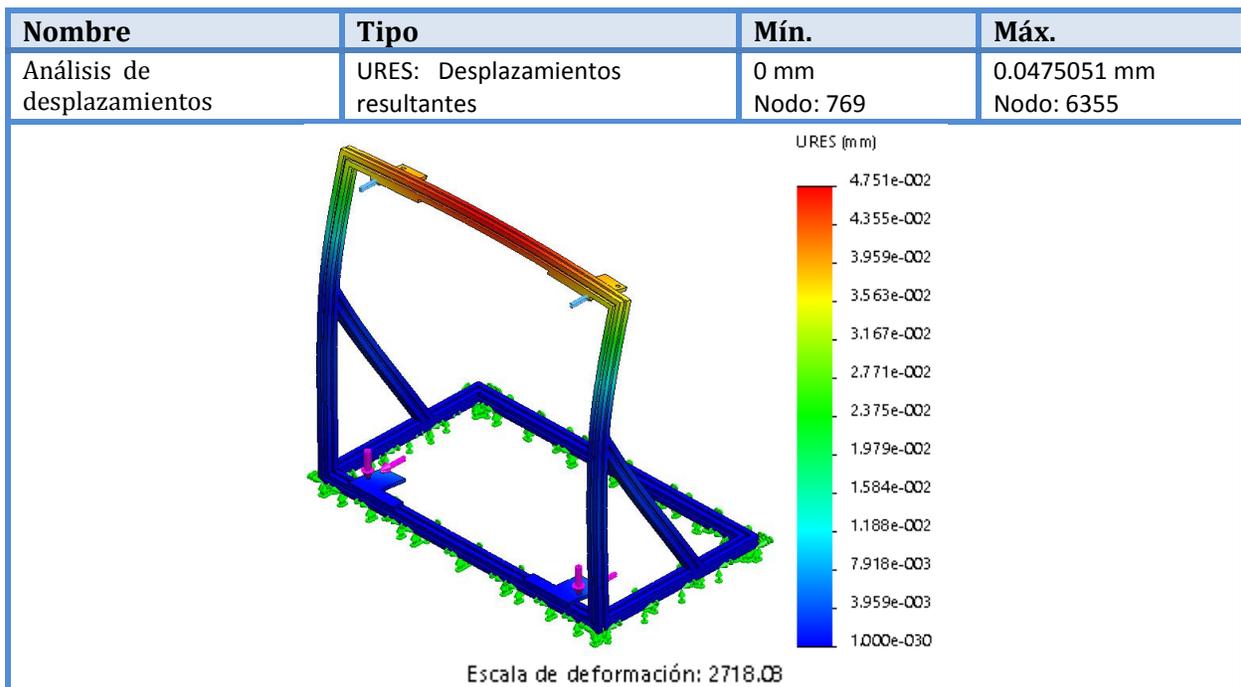
**PASO 10.** Cambio de las decisiones de diseño.

Iteración 1

En la Tabla 37 se muestran los resultados del análisis de esfuerzos, con el cambio estructural, mientras que en la Tabla 37 se indican los desplazamientos debido las fuerzas aplicadas.



*Tabla 37 Resultados de esfuerzos en el Marco 2da propuesta*



*Tabla 38 Resultados de los desplazamientos en el Marco 2da propuesta*

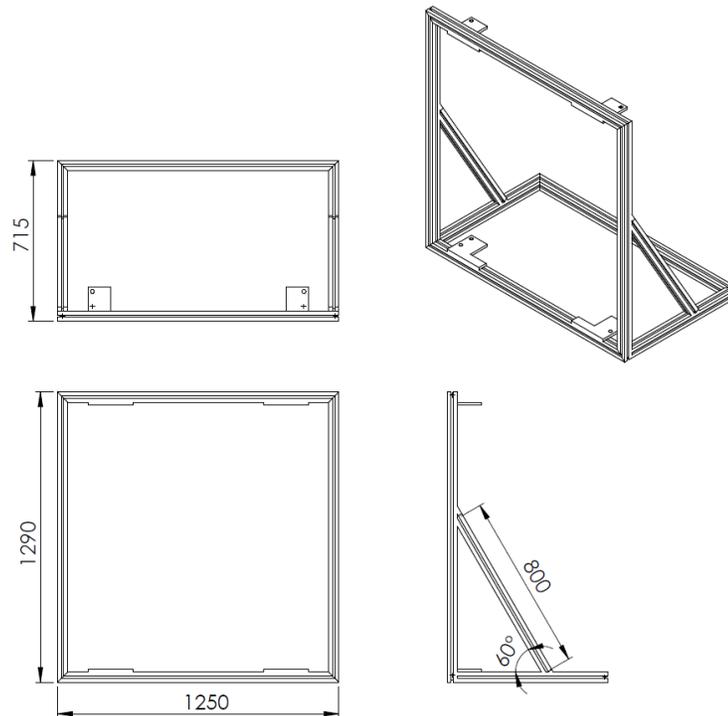
Reflexión sobre el resultado.

El análisis por elementos finitos, con el cambio estructural propuesto, arroja un desplazamiento máximo de 0.0475 mm el cual es adecuado para nuestra aplicación ya que se requiere que sea menor a 0.1 mm.

**PASO 11.** Especificación de los valores definitivos comerciales del elemento de máquina.

El empleado en el Marco: Aluminio 6063-T66 con  $E = 70000 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

En la Figura 92 se indica la estructura del Marco que se emplea en la Máquina Cartesiana.



*Figura 92 Estructura del Marco de la máquina.*

## 5.10 Etapa de potencia para los motores (consideraciones eléctricas).

En las secciones 5.7.1 y 5.7.2 se seleccionaron los motores, por lo que en esta sección se procede a la selección de la etapa de potencia, que proporcione la corriente, el voltaje y la resolución adecuada (fraccionamiento de paso) para la Máquina Cartesiana.

La etapa de potencia de la Máquina se compone de cinco elementos:

- Cuatro circuitos integrados controladores de los motores (*drivers*).
- Una fuente de alimentación que proporcione la corriente y voltajes adecuados.

A continuación se muestra el procedimiento de selección de la etapa de potencia.

**PASO 1.** Indicar los pasos del motor.

**PASO 2.** Proponer el *driver* para el motor a pasos, identificar la división de pasos indicada en él.

**PASO 3.** Del sistema de transmisión identificar el avance por revolución (mm/rev).

**PASO 4.** Obtener el desplazamiento por revolución de la máquina (dato necesario para controlar Los motores con Mach3, Arduino o Labviwe).

**PASO 5.** Calcular la mínima distancia lineal que puede recorrer la máquina (resolución).

**PASO 6.** Verificar que el *driver* proporciona la corriente adecuada con la división de pasos que se requiere.

**PASO 7.** Verificar el torque y la velocidad máxima a la que podría trabajar la Máquina.

**PASO 8.** Seleccionar la fuente de alimentación adecuada según los requerimientos de corriente y voltaje del *driver*.

**PASO 9.** Indicar el diagrama de conexiones del *driver* y la fuente.

Se procede a seleccionar la etapa de potencia, empleando el procedimiento descrito anteriormente.

**PASO 1.**

$$\text{Pasos del motor} = 1.8 \left[ \frac{\text{grados}}{\text{paso}} \right]$$

$$\text{Pasos por rev. del motor (sin frac. de pasos)} = \frac{360 \left[ \frac{\text{grados}}{\text{rev}} \right]}{1.8 \left[ \frac{\text{grados}}{\text{pasos}} \right]} = 200 \left[ \frac{\text{pasos}}{\text{rev}} \right]$$

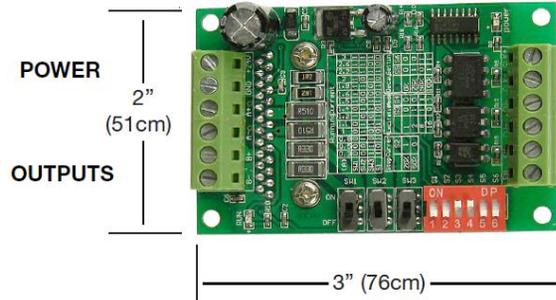
**PASO 2.**

Propuesta del *driver*: TB6560

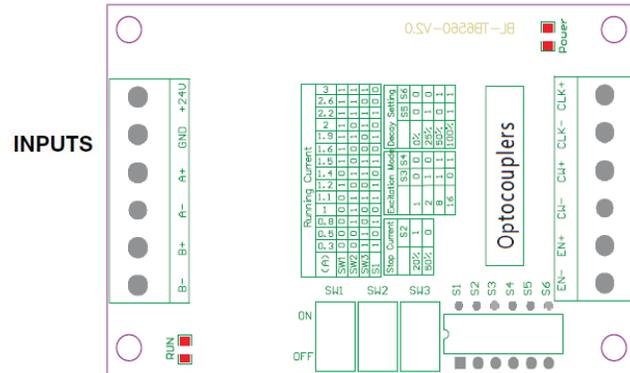
En la Tabla 39 se indican las especificaciones técnicas del *driver* TB6560. Mientras que en la Figura 93 se muestra la apariencia física y pines del *driver* (para más detalles consulte el Anexo F).

Entrada:	10-35VDC (24 Nominal).
Salida:	Seleccionable hasta 3A
Fraccionamiento de paso:	Completo, 1/2,1/8 y 1/16
Corriente de parada:	0.3 A-3A

Tabla 39 Especificaciones técnicas del driver TB6560



a) Apariencia física de la etapa de potencia



b) Entradas y salidas de la etapa de potencia

Figura 93 Apariencia de la etapa de potencia TB6560 [32]

En la Tabla 40 se muestran los parámetros que determinan el modo de funcionamiento del *driver*, los cuales se configuran a través de varios interruptores (SW1, SW1, SW3, S1 ,S2 ,S3 ,S4, S5 y S6).

Running Current														
(A)	0.3	0.5	0.8	1	1.1	1.2	1.4	1.5	1.6	1.9	2	2.2	2.6	3
SW1	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	OFF	ON						
SW2	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	OFF	OFF	ON	OFF	ON	ON	ON
SW3	ON	ON	OFF	OFF	ON	OFF	ON	ON	OFF	OFF	ON	ON	OFF	ON
S1	ON	OFF	ON	OFF	ON	ON	OFF	ON	OFF	ON	OFF	ON	OFF	OFF

Stop Current	
	S2
20%	ON
50%	OFF

Excitation Mode		
Step	S3	S4
whole	OFF	OFF
half	ON	OFF
1/8	ON	ON
1/16	OFF	ON

Decay Setting		
	S5	S6
0%	OFF	OFF
25%	ON	OFF
50%	OFF	ON
100%	ON	ON

Tabla 40 Configuración de modos de funcionamiento donde S y SW son interruptores [32]

A continuación se explica brevemente el significado de cada parámetro que puede ser configurado en el *driver*.

- Fraccionamiento de paso (*Excitation Mode*): configura el fraccionamiento del paso para el motor. A mayor fraccionamiento más precisión pero menor potencia.
- Control de declive (*Decay Setting*): dependido de que tan ruidoso o inestable sea el motor al realizar las pruebas de funcionamiento de la Máquina se selecciona el porcentaje de decaimiento el cual puede ir de 0% a 100%.
- Corriente de trabajo (*Running Current*): este parámetro controla el amperaje que es suministrado al motor, y debe estar configurado un poco por debajo del indicado por la hoja técnica del motor a pasos.
- Corriente de parada (*Stop Current*): este es un parámetro de protección tanto del motor como de del *driver*, el cual se configura en porcentaje y funciona de la siguiente forma, si la corriente demandada por el motor excede, por ejemplo en un 20% la corriente de trabajo entonces el *driver* detiene el flujo de corriente.

Según la tabla es posible configurar nuestro *driver* con medio paso (1/8), por lo que:

$$\text{Fraccionamiento de pasos (del driver)} = \frac{1}{8}$$

Se seleccionó este fraccionamiento de paso, y no menor, porque a menor fraccionamiento el motor tiende a perder torque.

### PASO 3.

$$\text{Avance del husillo} = 5 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{rev}} \right]$$

Dado que el motor se encuentra acoplado directamente al husillo, este es el avance lineal de la Máquina por cada revolución del motor.

### PASO 4.

$$\text{Pasos por rev. del motor (con frac. de pasos del driver)} = \frac{200 \left[ \frac{\text{pasos}}{\text{rev}} \right]}{\frac{1}{8}} = 800 \left[ \frac{\text{pasos}}{\text{rev}} \right]$$

### PASO 5.

$$\text{Mínimo avance lineal (resolución)} = \frac{5 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{rev}} \right]}{800 \left[ \frac{\text{pasos}}{\text{rev}} \right]} = 0.006 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{paso}} \right]$$

La resolución que requiere el cliente es de 0.1 mm, por lo que un fraccionamiento de pasos de 1/8 es la solución a la especificación.

### PASO 6.

El motor seleccionado es un motor a pasos bipolar de 1.8 grados y tamaño estándar Nema 23 marca Schneider, el modelo es M-2218-2.4S, el cual consume una corriente de 2.4 [Amp]. Por otro lado la etapa de potencia TB6560 puede suministrar hasta 3 [Amp], por lo que es adecuado para esta aplicación.

### PASO 7.

El cliente requiere que el Instrumento se mueva a 60 mm/s, por lo que se procede a calcular la velocidad de rotación del motor para que esto suceda.

$$Velocidad\ del\ motor = \frac{Velocidad\ lineal\ deseada}{Avance\ del\ husillo} = \frac{60 \left[ \frac{mm}{s} \right]}{5 \left[ \frac{mm}{rev} \right]} = 12 \left[ \frac{rev}{s} \right] = 720[rpm]$$

A 720 rpm el motor es capaz de entregar un par de aproximadamente 30 [N cm] (ver Anexo F) el cual se encuentra por encima de 11.1 [N cm] que se calculó en la sección 5.7.1, el lector podría considerar que el motor está sobrado para la aplicación, sin embargo se debe tomar en cuenta la reducción de par debido al fraccionamiento del paso.

La reducción del par por el fraccionamiento de pasos (*microstepping*) no viene reportada en ninguna hoja técnica de motores a pasos, ya que únicamente sus gráficas de Par Vs Velocidad se indican en funcionamiento de paso completo (*full stepp*).

### PASO 8.

Dado que se conecta 4 *drivers*, uno por motor, y que estos consumen alrededor de 3 [Amp] a 24 [Vcd], se tiene que la corriente de la fuente debe estar alrededor de los 12 [Amp], sin considerar el consumo de la tarjeta de control (Arduino) y los sensores (*encoders*, límites de carrera y sensor inductivo). Por lo que se emplea una fuente que opere por encima de 15 [Amp] a 24[Vcd].

La fuente seleccionada es de la marca DIANQI modelo S-400-24. En la Figura 94 se muestra la apariencia física de la fuente, mientras que en la Tabla 41 se indican sus especificaciones técnicas.



Figura 94 Apariencia de la fuente de alimentación para los motores [33]

Model	S-400-5	S-400-12	S-400-24	S-400-36
DC output	5V 80A	12V 33A	24V 16.5A	36V 11A
Wave& Noise	100mVp-p	150 mVp-p	150 mVp-p	220m Vp-p
Inlet stability	±0.5%	±0.5%	±0.5%	±0.5%
Load stability	±1%	±0.5%	±0.5%	±0.5%
DC adj. voltage range	±10%	±10%	±10%	±10%
Efficiency	73%	74%	81%	83%
AC input voltage range	85–132/170–264VAC, selected by swith 47–63HZ, 240–370VDC			
Setup/rise/hold up time	200/50/20ms			
Protection	Overload protection:105%–135%hiccup mode, auto recovery Over-voltage protection:115%–150%rated output voltage			
Withstands voltage	I/P-O/P:1.5KVAC, I.P-FG:1.5KVAC, O/P-FG:0.5KVAC, 1min			
Isolation resistance	I/P-O/P I/P-FG O/P-FG:500VDC/100MΩ			
Standard	Safey referto GB4943 EN60950 UL60950 EMC refer to GB9254 EN55022 CLASSB			
Working temperature	-10 – 50 Centigrade			

Tabla 41 Especificaciones técnicas de la fuente de alimentación [33]

### PASO 9.

En la Figura 96, se muestra el diagrama de conexiones de los *drivers*, fuente de alimentación y la tarjeta de control (Arduino UNO).

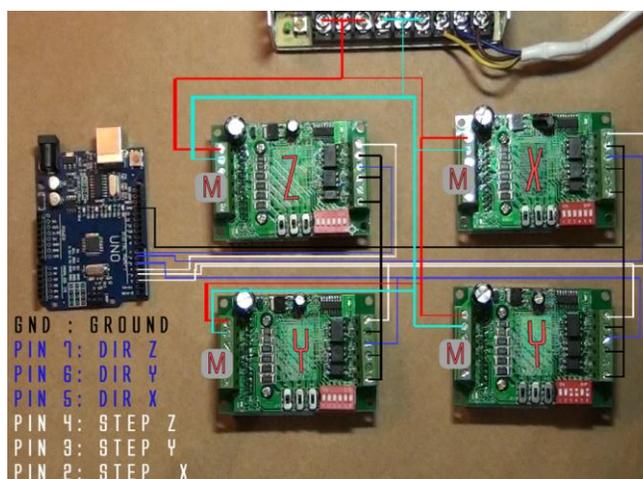


Figura 95 Diagrama de conexiones de Arduino-Divers-Fuente

Lo hecho aquí es una propuesta de la etapa de potencia de los motores, sin embargo los motores deben ser probados una vez se construya la Máquina.

## 5.11 Propuesta del hardware y software del Sistema de control.

En este apartado se propondrá el uso de un sistema de control para el desplazamiento de los motores, este sistema de control incluye varios componentes que en esta sección se describen.

El propósito de la Máquina Cartesiana es el posicionamiento automático de un Instrumento de Generador Rayos X, el cual requiere realizar un barrido sobre superficies generalmente planas. Estos barridos sobre el área de interés siguen el patrón que muestra la Figura 96.

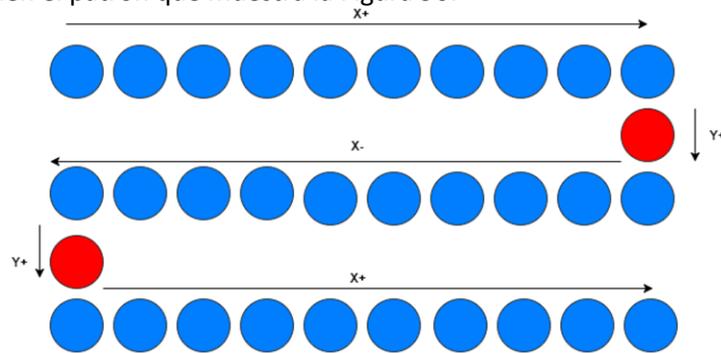


Figura 96 Patrón de desplazamientos para el análisis de las obras de las obras.

Una vez entendido el patrón de movimientos, en la sección 5.11.1 se proponen los componentes del sistema de control de la Máquina Cartesiana.

## 5.11.1 Componentes del sistema de control

En la Figura 97 se muestran los componentes que se proponen para el sistema de control de la Máquina.

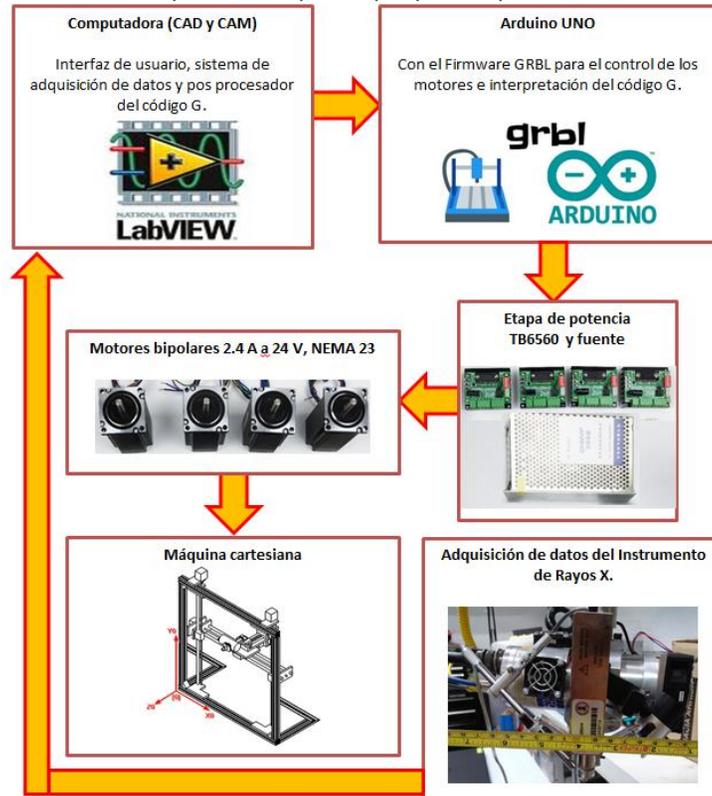


Figura 97 Diagrama de componentes que integrarían el sistema de control de la máquina

A continuación se describe cada elemento de la Figura 97.

### Computadora (CAD y CAM).

Se pretende que la Máquina sea controlada a través de código G, el cual es comúnmente utilizado en máquinas CNC como fresadoras y tornos. Para que esto pueda llevarse a cabo es necesario generar el código G empleando una interface de usuario en Labview.

En la interface el usuario definirá el área de interés (CAD), qué tan fino será el barrido en zigzag (ver Figura 96) y la velocidad de muestreo (CAM). Con esta información Labview genera el código G para luego ser enviado vía USB la tarjeta de control Arduino UNO.

### Arduino UNO.

Arduino UNO interpretará el código G enviado por Labview y gestionará el control por PWM de velocidades y aceleraciones de los motores. Para hacerlo se carga en el Arduino el *firmware* llamado GRBL. Este *firmware* es un programa que se almacena en el Arduino y es ejecutado continuamente, en el caso de GRBL este puede ser modificado al cambiar parámetros almacenados en la memoria EEPROM del Arduino.

## Firmware GRBL.

GRBL es un *firmware* que permite el control de máquinas CNC [34], y actualmente está funcionando en muchos proyectos, con una base de usuarios importante pues en él se pueden configurar desplazamientos por pasos del motor (*mm/step*), velocidades, aceleraciones, finales de carrera (*endstop*), *reset*, paradas de emergencia, desplazamientos a un origen (*home*), etc.

GRBL cuenta con un algoritmo que despedaza los movimientos en trapecios para cada motor. Divide los movimientos en una lista de líneas rectas y calcula la aceleración y desaceleración de cada segmento, en cada eje. La lista de trapecios se envía a la parte más importante del programa, la *interrupción de timer del Microcontrolador Arduino*, dónde se transforman esos trapecios en pulsos, a una velocidad perfectamente definida para que los motores se muevan de forma coordinada. Todo esto se ejecuta de forma perfectamente sincronizada con el fin de obtener un movimiento suave pese a la inercia.

En la Figura 98 se muestra el perfil de velocidades que es posible configurar en el *firmware*.

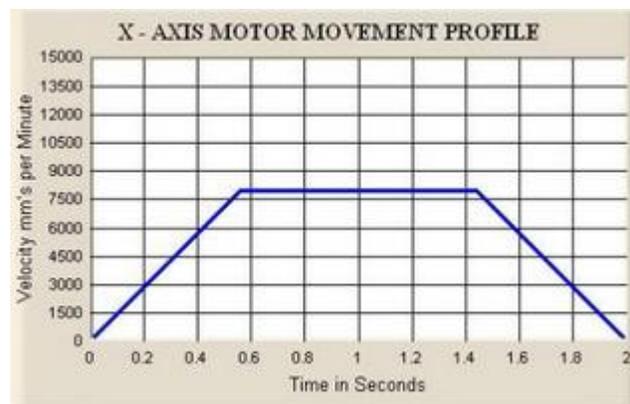


Figura 98 Perfil de velocidad del motor a pasos, que es posible configurar en GRBL.

## Etapas de potencia (*driver*) y fuente.

Los *drivers* TB6560 amplifican la señal proveniente de la tarjeta de control (Arduino) para que los motores giren. Para ello deben conectarse en serie los *drivers* con la fuente de alimentación externa.

## Motores bipolares 2.4 A a 24 Vcd, NEMA 23.

Los motores toman los pulsos eléctricos provenientes de los *drives* y los convierten en par y velocidad angular, el cual es transmitido por los husillos de la máquina para convertirlo en desplazamiento lineal.

## Adquisición de datos del Instrumento de Rayos X.

En el Instinto de física ya cuentan con un sistema de adquisición de datos hecho en Labview, por lo que el trabajo a futuro consistirá en correlacionar esta adquisición a una coordenada X, Y y Z del desplazamiento generado por la máquina cartesiana.

Lo hecho aquí es una propuesta del sistema de control, que si bien es funcional, requiere ser afinado pues es necesario incluir la integración de sensores angulares (*encoders*), finales de carrera y un sensor capacitivo para delimitar la aproximación con la obra a analizar.

## 5.12 Materiales definitivos de la Máquina cartesiana

Una vez que se realizaron todos los cálculos de diseño pertinentes en las secciones 5.5 a la 5.9, se procede en esta sección a resumir e indicar las características de los componentes de elementos de máquina definitivos.

### ➤ **Perfiles modulares del aluminio fabricante Bosch [28]**

*Perfiles de soporte:*

Material de los perfiles, según norma DIN 573: AW – Al MgSi (AW-6063-T66)

Dimensión transversal: 30mm x 30mm

Ranuras longitudinales: 8 mm, a cada lado.

Masa: 0.9 kg/m

Color: Gris claro

Clave del fabricante: ver Tabla 42 Tipo y cantidad de tramos perfil Bosch®.

Dimensión transversal: 45mm x 45mm

Ranuras longitudinales: 10 mm, a cada lado.

Masa: 1.6 kg/m

Clave del fabricante: ver Tabla 42 Tipo y cantidad de tramos perfil Bosch®.

Cantidad de tramos	Longitud del tramo [mm]	Tag de la pza. en el plano	Maquinado especial	Clave del fabricante
Perfil 45x45				
3	1250	Perfil A	No	3 842 992 425 / L
2	1770	Perfil B	Barreno central en los extremos para tornillo M12	3 842 992 427 / L
2	650	Perfil D		
2	550	Perfil C	Barreno central en los extremos para tornillo M12	3 842 992 427 / L
Total de mts 45x45	9690			
Perfil 30x30				
2	1000	Perfil F	Barreno central en los extremos para tornillo M8	3 842 990 723 / L
Total de 30x30	2000			

*Tabla 42 Tipo y cantidad de tramos perfil Bosch®*

En la

Figura 99 se muestran los tipos de perfiles empleados en la Máquina Cartesiana.

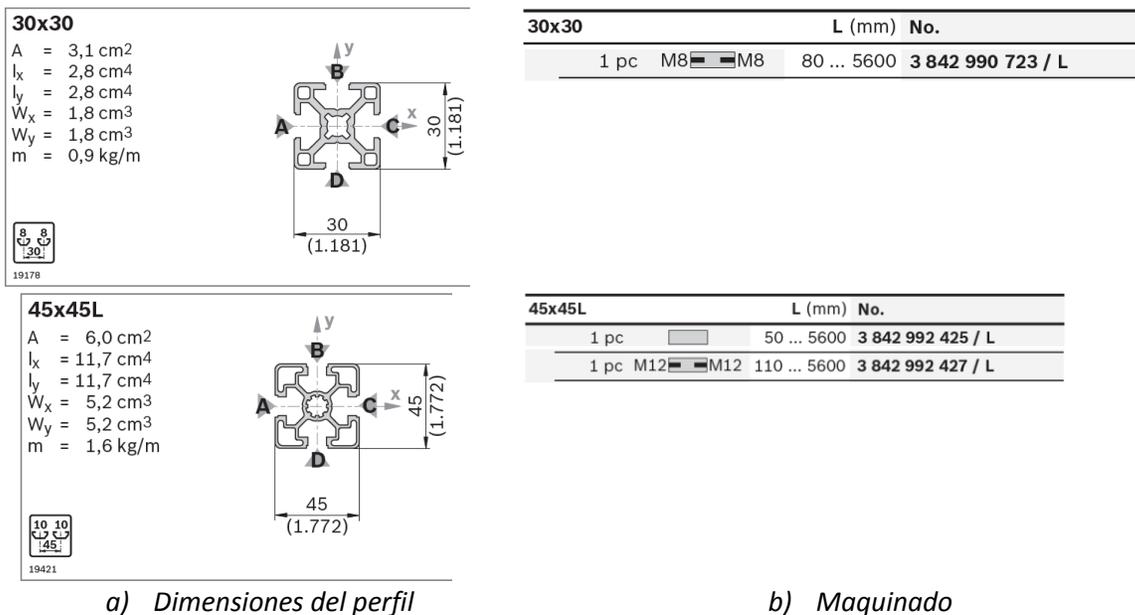


Figura 99 Tipo de perfil Bosch© usado en la Máquina.

Elementos de unión:

### Escuadras

Material de las uniones, según norma DIM 573: AW – 6060 (AW-6063-T66)

Fabricación y acabado: fundición de aluminio, pulida.

Set standard: Angulo + Dos Tornillos y tuercas.

### Escuadra 30/30 para perfil con ranura de 8 mm

Con 2 Tornillos FS2.

Clave del fabricante: 3 842 523 528

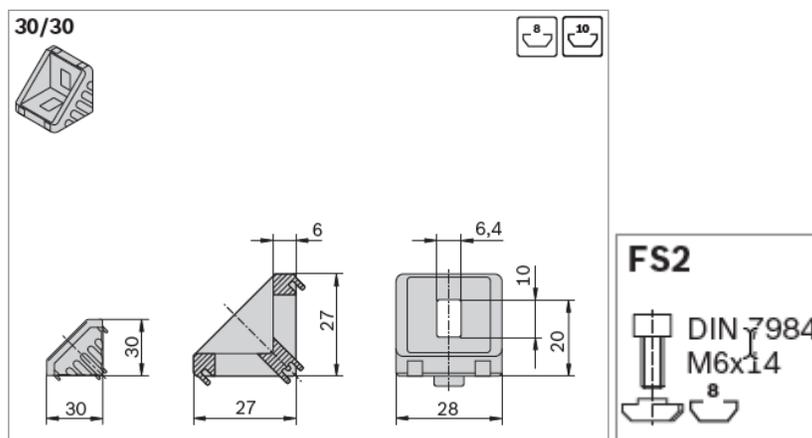


Figura 100 Escuadra 30/30 Bosch©

### Escuadra 45/45 para perfil con ranura de 10 mm

Con 2 Tornillos FS7.

Clave del fabricante: 3 842 523 561

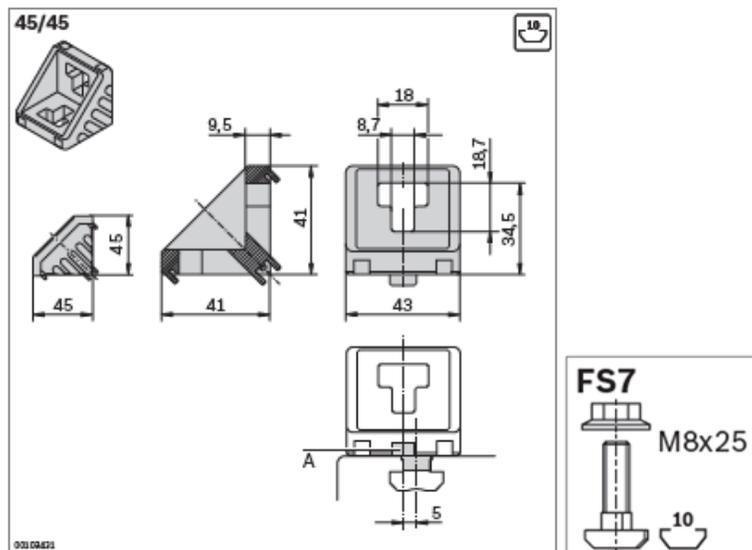


Figura 101 Escuadra 45/45 Bosch©

**Escuadra 45/90 para perfil ranurado de 10 mm**

Con 4 Tornillos FS7.

Clave del fabricante: 3 842 523 570

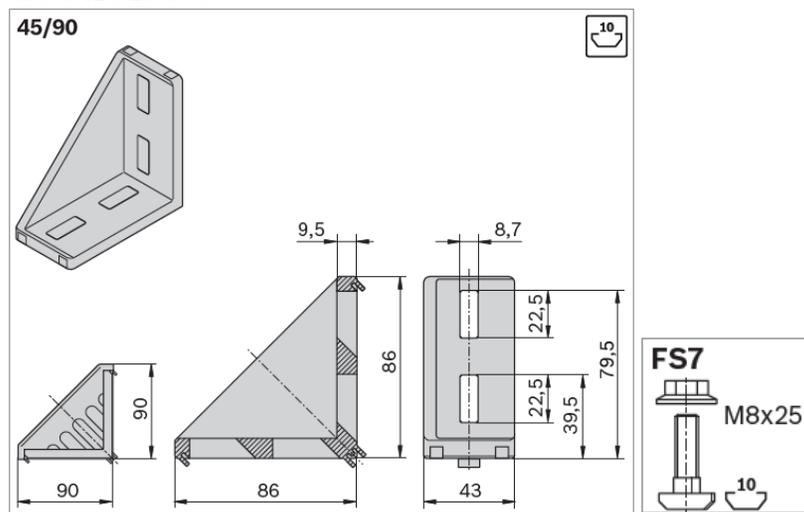


Figura 102 Escuadra 45/90 Bosch©

**Unión T para perfil ranurado de 10 mm**

Con 1 Tornillo FS3 y 2 Tornillos FS4

Clave del fabricante: 3 842 520 802

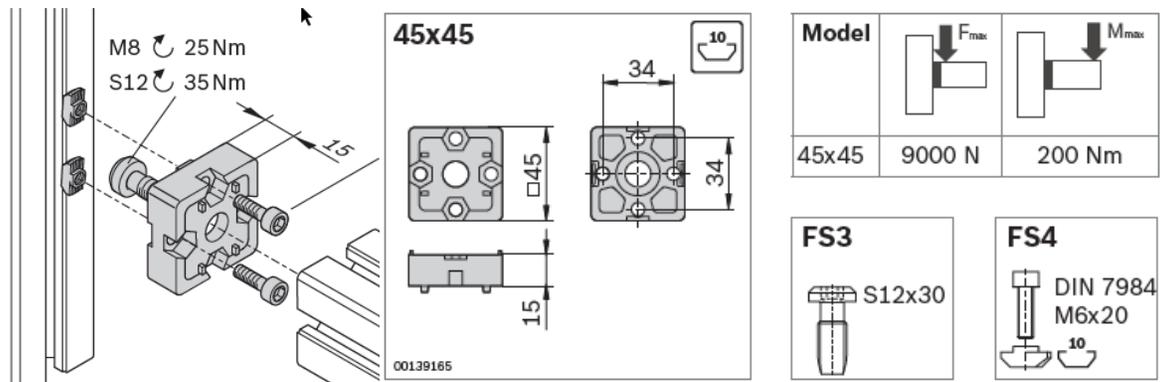


Figura 103 Union T 45x45 Bosch ©

En la Tabla 43 se muestra una lista de las uniones necesarias para la Máquina Cartesiana.

Cantidad (pzas)	Tag. de la pza. en el plano.	Descripción	Clave del fabricante
<b>Escuadras</b>			
4	Angulo 30x30 Bosch	Escuadras para perfil de 30mmx30mm con ranura de 8mm	3 842 523 528
4	Angulo 45x45 Bosch	Escuadras para perfil de 45mmx45mm con ranura de 10mm	3 842 523 561
6	Angulo 45x90 Bosch	Escuadra 45/90 para perfil ranurado de 10 mm	3 842 523 570
<b>Unión T</b>			
6	Unión T 45x45 Bosch	Unión T para perfil ranurado de 10 mm	3 842 520 802
<b>Placa de unión (maquinado especial)</b>			
8	Placa K	Placas de unión a 45 grados para perfil de 45/45, maquinada en torno y taladro a partir de Solera 4in x 1/4in x 117mm	N/A
2	Placa E	Placas de sujeción del motor eje Y, maquinada en torno y taladro a partir de Solera 4in x 1/4in x 100mm	N/A
		Total de solera 4inx 1/4in	
2	Placa H	Placas soporte del eje X, maquinada en torno y taladro a partir de Solera 6in x 1/2in x 325mm	N/A

Tabla 43 Tipo y cantidad de uniones Bosch©

➤ **Soleras aluminio para unión (fabricación especial).**

Existen algunas piezas de la Máquina que requieren ser fabricadas en un taller, a partir de soleras de Aluminio 6063. En la Tabla 44 se indica la cantidad y dimensiones de las soleras.

Cantidad de tramos [pzas]	Longitud del tramo [mm]	Tag de la pza. en el plano	Maquinado especial	Clave del fabricante
Solera Alum. 4in x 1/4in				
8	117	Placa K- unión a 45 grados para perfil de 45/45	Si, maquinada en torno y taladro a partir de solera.	N/A
2	100	Placa E- Placas de sujeción del motor eje Y	Si, maquinada en torno y taladro a partir de solera.	N/A
<b>Total en mm de 4in x 1/4in</b>	<b>1136</b>			
Solera 6in x 1/2in				
2	325	Placa H- Placas soporte del eje X	Si, maquinada en torno y taladro a partir de solera.	N/A
1	250	Placa G-Soporte eje Z	Si, maquinada en torno y taladro a partir de solera.	N/A
4	200	Placas A-B-C-D	Si, maquinada en torno y taladro a partir de solera.	N/A
<b>Total en mm de 6in x 1/2in</b>	<b>1700</b>			

Tabla 44 Cantidad de Soleras de Aluminio 6063

La Figura 104 muestra un ejemplo de las soleras que requieren fabricación especial.

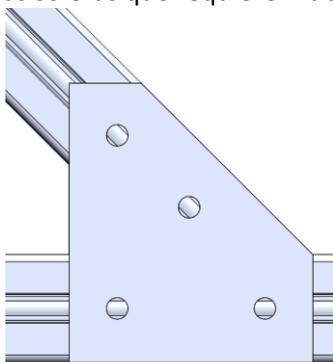


Figura 104 . Placa K-unión a 45 grados, fabricada con solera de 4in x 1/4in

➤ **Husillos para los ejes X Y Z del fabricante SKF [30]**

A continuación se indican las especificaciones técnicas de los husillos del fabricante SKF©.

Tornillo de bolas de precisión precargado, con anti backlash y tuerca DIN 96051 (modelo BND)

Tuerca con 3 hileras de bolas.

Husillo de cuerda derecha.

Diámetro nominal: 16 mm

Avance: 5mm/revolución

Longitud de cuerda: 1000 mm

Longitud total: 1068

Precisión: G7

Mecanizado en el Eje:

Extremo de acoplamiento con el motor: Tipo 2A

Extremo para el rodamiento: Tipo 4A

El código para el maquinado en los extremos es: HA

Soportes y rodamientos:

Extremo de acoplamiento con motor: BK 16

Extremos del rodamiento: BF 16

Tuerca con rosca o brida de tuerca hacia un extremo mecanizado más largo del eje (L)

Con guarda polvos (Wipers) especificado con las letras WPR

Clave del husillo con las características mencionadas: BND 16x5 R 1000/1068 G7 R-L-HA \*\*/\*\* WPR

En la Figura 105 se muestran los husillos seleccionados. Para más detalles consulté el Anexo E.

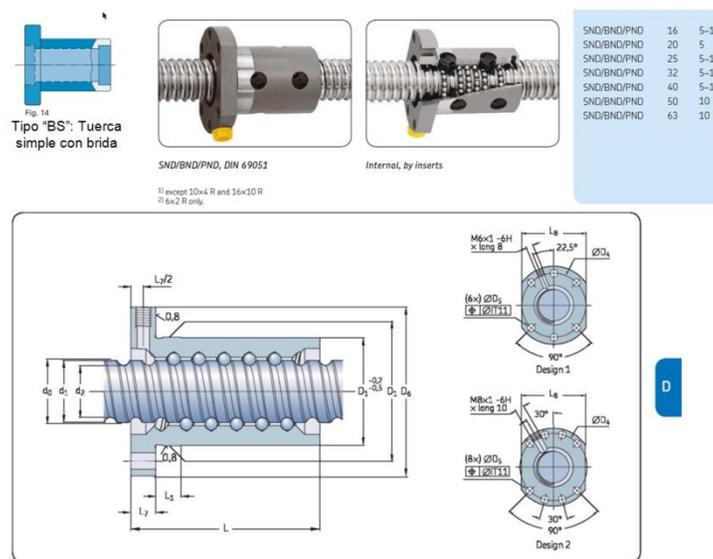


Figura 105 . Husillo SKF©

➤ **Soportes con rodamientos angulares para los husillos de los ejes X-Y, fabricante SKF [30]**

A continuación se indican las especificaciones técnicas de los soportes del husillo del fabricante SKF©.

Gama: Bloques bloque de fijación equipado con rodamientos de bolas de contacto angular SKF

Carcasa de acero bruñido.

Conjunto de cojinetes espalda con espalda con

pre carga para tornillo de bola rígido y preciso

posicionamiento

Con sellos en ambos extremos.

Tuerca Nylstop autoblocante estándar

Engrasado de por vida, no necesita mantenimiento.

**Soporte del husillo en el extremo del motor**

Soporte para husillo de 16 mm diám. y avance de 5mm/rev.

Fijación axial: Contiene dentro de la carcasa dos rodamientos de bolas de contacto angular precargados SKF series 72 o 73 en configuración “espalda con espalda”.

Código del soporte: BK16

### Soporte del husillo en el extremo sin motor

Soporte para husillo de 16 mm diám. y avance de 5mm/rev.

Sin fijación axial: Contiene dentro de la carcasa un rodamiento rígido de bolas SKF de tipo 622RS1

Código del soporte: BF16

En la Figura 106 se muestran los soportes para los husillos.

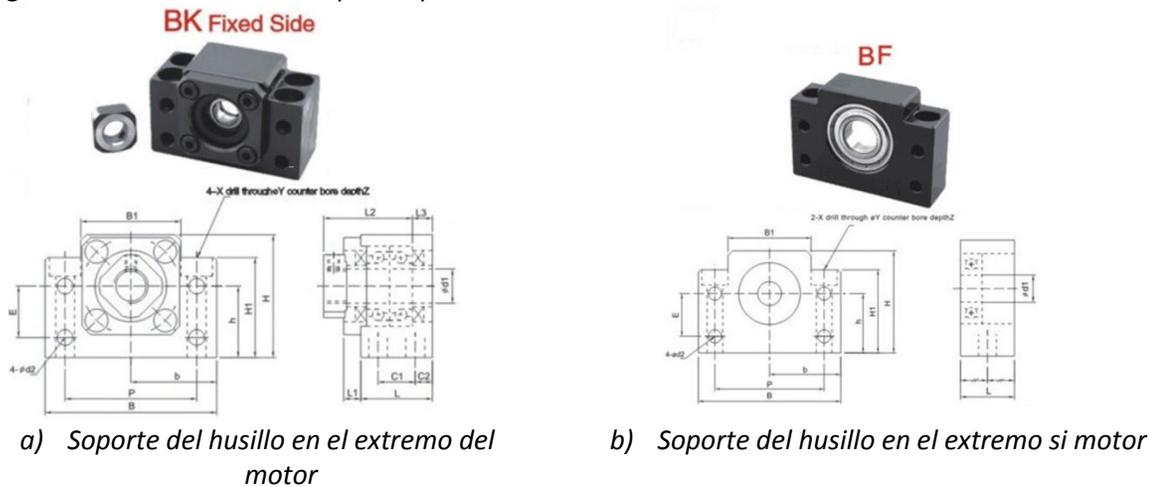


Figura 106 . Soportes para husillos SKF©

### ➤ Rodamientos lineales, fabricante Thomson [23]

A continuación se indican las especificaciones técnicas de los rodamientos lineales del fabricante Thomson©, tanto para el eje X como para el eje Y.

#### Rodamientos eje X:

Gama de rodamiento Thomson: Super Bsall Bushing Pillow Blocks (Close Type)

En sistema Ingles

Con tornillo de ajuste: No

Diámetro nominal: 1.25 in (clave SPB20)

Resistente a la corrosion (clave CR)

Sellos: Con sellos (clave DD)

Clave del rodamiento que corresponde a las características mencionadas anteriormente:

SUPER20-DDCR

En la Figura 107 se muestra un fragmento del catálogo de los rodamientos de Thomson ©.

# Super Ball Bushing Pillow Blocks (Closed and Adjustable Type) for End-Supported Applications

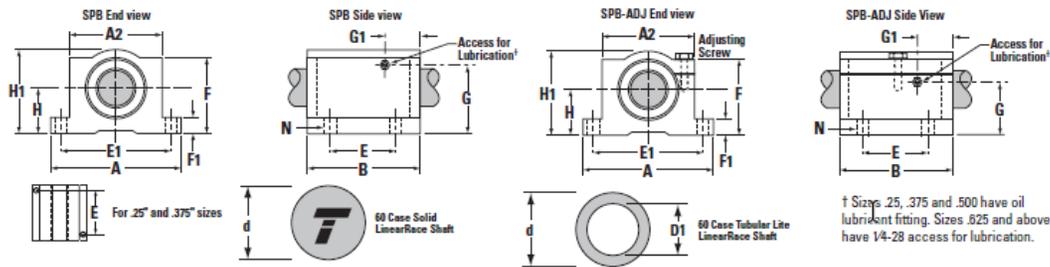


Figura 107 . Rodamientos lineales Thomson©

## Rodamientos eje Y:

Gama de rodamiento Thomson: Super Bball Bushing Pillow Blocks (Close Type)

En sistema Ingles

Con tornillo de ajuste: No

Diámetro nominal: 1 in (clave SPB16)

Resistente a la corrosion (clave CR)

Sellos: Con sellos (clave DD)

Clave del rodamiento que corresponde a las características mencionadas anteriormente:

SUPER16-DDCR

### ➤ Ejes para las guías lineales (60 Case LinearRace Shafting), fabricante Thomson [23]

A continuación se indican las especificaciones técnicas de los ejes guía del fabricante Thomson©, tanto para el eje X como para el eje Y.

## Eje X:

Material: Acero al carbono 1045, dureza 60 Rockwell C Min

Redondas: 0.000080"

Rectitud: 0.001" por pie acumulativo

Acabado superficial: 8 Ra microinch Max

Clase: L

Maquinado: Standart, solo chaflan.

Diámetro nominal: 31.75 mm (1 ¼ in)

Longitud: 1066.8 mm (42 in)

Clave del eje que corresponde a las características mencionadas anteriormente:

QS 1 ¼ L-42"

## Eje Y:

Material: Acero al carbono 1045, dureza 60 Rockwell C Min

ReDóndes: 0.000080"

Rectitud: 0.001" por pie acumulativo

Acabado superficial: 8 Ra microinch Max

Clase: L  
 Maquinado: Standart, solo chaflan.  
 Diámetro nominal: 25.4 mm (1 in)  
 Longitud: 1066.8 mm (42 in )  
 QS 1 L-42"

➤ **Sistema de desplazamiento lineal en el eje z, fabricante Thomson [29]**

El Eje Z es del catálogo de la compañía Thomson “Linear Motion System”, el cual incluye una serie de actuadores lineales todo en uno, es decir que incluyen el sistema de guía, transmisión (por husillos) y acomplamientos para los motores.

De acuerdo al cálculo realizado en la sección 5.5, se selecciona el modelo sistema de deslizamiento lineal modelo MS33. La Figura 108 muestra sistema para el eje Z de Thomson©.

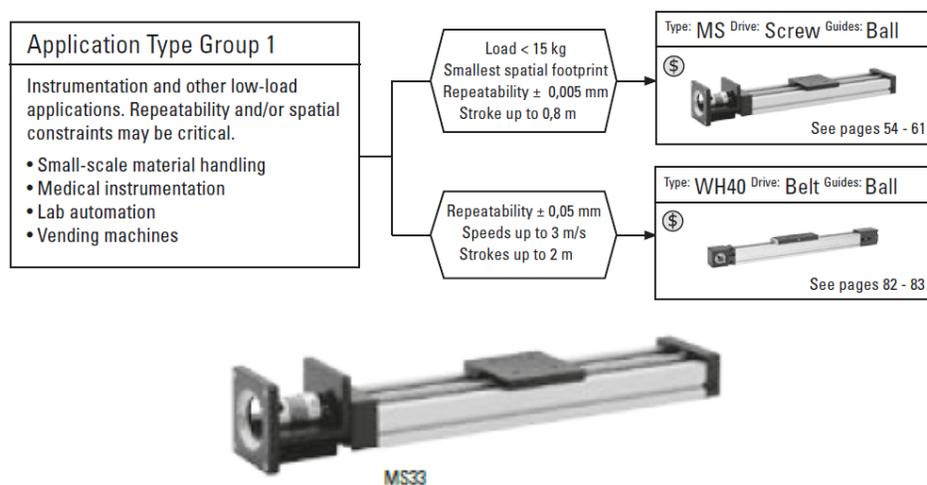


Figura 108 . Sistema de deslizamiento lineal Thomson©

A continuación se indican las especificaciones técnicas del Sistema de desplazamiento lineal del eje Z.

- Modelo: MS33
- Tornillo de avance: Diámetro 0.25", avance de 3 mm/rev. precargado (LJ)
- Longitud: 280 mm (N0280)
- Distancia estándar en mm entre la placa del extremo del motor al primer conjunto de agujeros de montaje en MS33: -075
- Sin freno (N)
- Brida de montaje para motor NEMA 23 (001)
- Flechas lineales al cromo plateado (C)
- Tipo de rodamientos: resistentes a la corrosión (1)
- Sin cubierta para el perfil (A)
- Opcion del hardware: aleación de plata (0)
- Con interruptor de límite de inicio y fin de carrera (8)
- Clave según el fabricante: MS33 LJ N0280 -075 N 001 C 1 A 0 8

En el Anexo E se muestran las especificaciones técnicas del dispositivo.

➤ **Motores ejes x-y-z, marca Schneider [29]**

A continuación se indican las especificaciones técnicas de los motores que se emplean en la Máquina.

Modelo: M-2218-2.4S

Torque de anclaje (*holding torque*): 64 [N cm]

Torque de retención (*detent torque*): 2.7 [N cm]

Peso: 480 [g]

Inercia del rotor: 0.18 [kg-cm<sup>2</sup>]

Corriente: 2.4 [Amp]

Brida de sujeción: Nema 23

En el Anexo F se muestran las especificaciones técnicas del dispositivo. Mientras que en la Figura 109 se visualiza la apariencia física del motor.



Figura 109 . Motor a pasos bipolar modelo M-2218-2.4S

# CAPÍTULO 6

## COSTOS DE LA MÁQUINA CARTESIANA

En la Tabla 45 se desglosa el precio de cada uno de los elementos que integran a la Máquina Cartesiana, así como el costo aproximado de la mano de obra para su fabricación. El objetivo de este desglose es conocer el costo de la Máquina.

Cantidad	Unidades	Clave del proveedor	Descripción	Precio unitario (USD)	Importe (USD)	Subtotales (USD)
9,69	mts	3842992425	Perfiles y uniones (Rexroth Bosch)			
			PERFIL 45X45L	\$0,025	\$238,370	
2	mts	3842990720	PERFIL 30X30	\$0,016	\$32,000	
4	pzas	3842523528	ESCUADRA 30X30 CON JUEGO DE FIJACION	\$5,860	\$23,440	
4	pzas	3842523561	ESCUADRA 45X45 CON JUEGO DE FIJACION	\$7,460	\$29,840	
6	pzas	3842523570	ESCUADRA 45X90 CON JUEGO DE FIJACION	\$16,690	\$100,140	
6	pzas	3842520802	UNION T 45X45	\$14,760	\$88,560	
11	pzas	50000	11 CORTES DE PERFIL	\$1,050	\$11,550	
						Subtotal+I.V.A.= \$607,724
2	mts	N/A	Soleras de aluminio (Metales Díaz)			
			Solera de aluminio 6060-T5, 6 in x 1/2 in	\$112,230		
1,5	mts	N/A	Solera de aluminio 6060-T5, 4 in x 1/4 in	\$28,050		
						Subtotal+I.V.A.= \$162,725
			Elementos de desplazamiento lineal (Thomson)			
4	pzas	SUPER20DD	Rodamiento para flecha 1.25 in	\$79,000	\$316,000	
4	pzas	SUPER16DD	Rodamiento para flecha 1 in	\$47,000	\$188,000	
2	pzas	1 1/4 L-42"	Flecha de 1.25 in, tramo de 1066,8mm (42in)	\$92,000	\$184,000	
2	pzas	1 L-42"	Flecha de 1 in, tramo de 1066,8mm (42in)	\$76,000	\$152,000	
1	pzas	MS33LJN0280-075N001C1A08	Sistema de deslizamiento lineal MS33	\$1.258,000	\$1.258,000	
3	pzas	KGS-1605-023-RH-EE X 1000 MM	Husillo diam 16mm avance de 5mm/rev. DIN 96051	\$239,000	\$717,000	
3	pzas	KGF-D-1605-RH-EE	Tuercas para el husillo DIN 96051	\$156,000	\$468,000	
3	pzas	BKN-12 (R)	Soporte del husillo BKN-12 (R)	\$181,000	\$543,000	
3	pzas	BFN-12 (R)	Soporte del husillo BFN-12 (R)	\$70,000	\$210,000	
						Subtotal+I.V.A.= \$4.681,760
			Motores y electronica (Aliexpress y Arduino)			
1	pza	N/A	kit 4 motores Nema23 270 oz-in + 4 drivers TB6560	\$197,980	\$197,980	
1	pza	N/A	Arduino MEGA 2560	\$38,500	\$38,500	
						Subtotal+I.V.A.= \$274,317
			Laptop (Walmart)			
1	pza	N/A	Laptop Dell 8 GB RAM Core i3 15,6"	\$561,160	\$561,160	
						Subtotal+I.V.A.= \$89,786
			Mano de obra			
17	pzas	N/A	Maquinado de soleras: Pago de Técnico B (UNAM) considerando que tarda 1 mes en torneear y taladrar las pzas.	\$673,000		
-	-	N/A	Ensamble de la máquina: Pago de Técnico B (UNAM) considerando que tarda 1 mes en ensamblar la máquina.	\$673,000		
						Subtotal+I.V.A.= \$1.561,360
Tipo de cambio \$1 USD = \$17,820 MXN					TOTAL (USD)= \$7.377,671 TOTAL (M.N.)= \$131.470,101	

Tabla 45 Costos aproximados de la Máquina Cartesiana

En el Anexo H se muestran las cotizaciones realizadas a los proveedores.

# CAPÍTULO 7

## CONCLUSIONES

Se cumplió con el objetivo de documentar las especificaciones técnicas de la máquina (Tabla 2, sección 2.5). Así mismo se logró obtener el diseño adecuado de la máquina, que permite el posicionamiento preciso del Instrumento Generador de Rayos X, el cual es empleado por el Instituto de Física para el análisis de composición en obras de arte. También se cumplieron con los objetivos de obtener los planos de fabricación de la máquina (consultar Anexo C), proponer la electrónica necesaria para los motores (sección 5.10) y la cuantificación del costo total de Máquina (capítulo **¡Error! No se encuentra el origen e la referencia.**).

La identificación plena de los elementos que requiere el diseño de la máquina se logró mediante la descomposición funcional de los equipos comerciales (sección 3.2.1), así como el establecimiento de analogías con fresadoras CNC, esto permitió considerar la utilización de las bandas síncronas, husillos y ejes guía, en el diseño final.

Respecto a la selección de los elementos de la Máquina Cartesiana, se concluyeron varios puntos importantes que a continuación se mencionan.

Los husillos de 16 [mm] de diámetro y avance de 5 [mm/rev] de la marca SKF© cumplen satisfactoriamente con la precisión requerida para la aplicación, y su vida útil es elevada dadas las condiciones de trabajo.

Con respecto a la selección de los motores de la Máquina (sección 5.7.1), como primera aproximación se propuso un motor que ofrecía 63 [N cm] a 900 [rpm] pero una vez que se realizó el cálculo, la Máquina necesitaba 11.1 [N cm]. Por lo que se seleccionó un motor que entrega 18 [N cm] a 900 [rpm], el cual cubre con las especificaciones satisfactoriamente, además de ser ligero y más económico.

En la determinación del diámetro de los ejes en dirección X (sección 5.8.1), en un principio se propusieron de 25.4 [mm] (1 in); sin embargo, al realizar la simulación por elementos finitos, se observó una deflexión de 0.178 [mm], la cual es mayor al requerimiento de 0.1 [mm] solicitado por el cliente (según Tabla 2, sección 2.5). Por ello, se aumentó el diámetro del eje a 31.75 [mm] (1 ¼ in), con lo cual se flexionó sólo 0.088 [mm], lo cual es adecuado para la aplicación.

En la literatura se hace mención de que al fraccionar el paso de un motor disminuye el par **[31]**. Al momento de hacer la selección de los *drivers* y motores, se encontró que ninguno de los fabricantes reporta datos cuantificables de la disminución del par, sólo muestran gráficas de velocidad angular contra el par en funcionamiento de paso completo del motor (*full step*). Consciente de la falta de información, se optó por seleccionar un motor de 18 [N cm], que presenta mayor par que el calculado (11.1 [N cm]), puesto que se requiere fraccionar su paso para alcanzar la resolución de 0.1 [mm] solicitada por el cliente.

La Máquina Cartesiana, fabricada en Aluminio 6063, pesa 60.7 [kg] (consultar Anexo C, plano MC-001), lo cual representa un 20% más de lo solicitado según las especificaciones (Tabla 2, sección 2.5). Estos 60.7 [kg] aún pueden ser manipulados por dos personas para su traslado.

Si bien, los elementos de máquinas de marcas reconocidas como lo son Thomson© y SKF© son de alto costo, se concluye que está justificado su uso en esta máquina, ya que proporcionan al diseñador la documentación adecuada y además aseguran su confiabilidad y alta precisión a longitudes de 1 m, longitud que requiere la Máquina Cartesiana para alcanzar su aplicación real.

# REFERENCIAS

- [1] **Dieter GE, Schmidt LC.** Engineering design. USA: McGraw-Hill, 2009.
- [2] **Ullman DG.** The mechanical design process. USA: McGraw-Hill, 2010.
- [3] **Ulrich KT, Eppinger SD.** Diseño y desarrollo de productos. México: McGraw-Hill, 2013.
- [4] **SAVE International.** About value engineering [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016]  
<http://value-eng.site-ym.com/page/AboutVE>
- [5] **UNAM.** Laboratorio Nacional de Ciencias para la Investigación y Conservación del Patrimonio Cultural [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016] <http://labunam.unam.mx/micrositio/LANCIC/>
- [6] **UNAM.** Análisis no destructivo para el estudio in situ del arte, la arqueología y la historia [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016] <http://www.fisica.unam.mx/andrea>
- [7] **Bruker Corporation.** Equipo M6 JETSTREAM [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016]  
<https://www.bruker.com/>
- [8] **X and Gamma Ray Electronics.** Equipo CRONO [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016]  
<http://www.xglab.it/>
- [9] **Inventables.** Fresadora CNC X-Carve [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016]  
<https://www.inventables.com/technologies/x-carve>
- [10] **China K&M Electronic Market.** Mini fresadora CNC Reuter CNC XR600T-A CNC31 [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016] <https://es.aliexpress.com/item/Free-shipping-300W-DC-power-spindle-motor-CNC-engraving-machine-3020T-D300/32279083095.html?spm=2114.04010208.8.84.Z5UIt1>
- [11] **Philicam.** CNC Philicam [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016]  
[http://www.alibaba.com/product-detail/Easy-to-operate-woodworking-Wood-furniture\\_1906699815.html](http://www.alibaba.com/product-detail/Easy-to-operate-woodworking-Wood-furniture_1906699815.html)
- [12] **Changzhou Chuangyi Motor&Electric Appliance Co.** Closed-loop stepper motor HM86D [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016] [https://es.aliexpress.com/store/product/NEMA-23-closed-loop-stepper-motor-HM86D-driver/1626584\\_2031867996.html?spm=2114.12010408.0.0.A1ipdd](https://es.aliexpress.com/store/product/NEMA-23-closed-loop-stepper-motor-HM86D-driver/1626584_2031867996.html?spm=2114.12010408.0.0.A1ipdd)
- [13] **CCM Automation Technology LTD.** Deslizador lineal con banda síncrona y rieles [En línea] [Citado el 3 de diciembre de 2016] <https://es.aliexpress.com/item/linear-slide-rail-belt-drive-linear-rail-guide-belt-drive-motorized-ccm-linear-rail-guide-with/32722989860.html?spm=2114.43010308.4.19.eP4R3I>
- [14] **Paul E. Sandi.** Robot mechanisms and mechanical devices ilustrated. USA: MacGrwa-Hill, 2003.
- [15] **Motion control** [En línea] [Citado el 16 de febrero de 2018]  
<https://www.motioncontrol.com/motors/stepper-motor/>
- [16] **Motores a pasos... ¿unipolares o bipolares?** [En línea] [Citado el 16 de febrero de 2018]  
<http://blog.330ohms.com/2016/02/09/motores-a-pasos-unipolares-o-bipolares/>

[17] **Platt, Charles.** Encyclopedia of Electronics Components. Power Sources & Conversion, Volume I, O'Reilly Media Inc., U.S.A.

[18] **Which dc motor is best for your application** [En línea] [Citado el 4 de diciembre de 2016] <https://www.arrow.com/es-mx/research-and-events/articles/which-dc-motor-is-best-for-your-application>

[19] **Robert L. Mott, P.E.** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson, 2006.

[20] **Matweb , propiedades del acero AISI 1045** [En línea] [Citado el 8 de Junio de 2017] <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=cbe4fd0a73cf4690853935f52d910784>

[21] **Matweb , propiedades del aluminio 6063-T5** [En línea] [Citado el 8 de Junio de 2017] <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=79875d1b30c94af39029470988004fb6>

[22] **Timothy J. Maloney.** Electrónica Industrial Moderna. México: Prentice-Hall, 2006.

[23] **Catálogo Thomson®.** Roundrail linear guides components. USA: 2017 [En línea] [Citado el 16 de febrero de 2018] [https://www.thomsonlinear.com/downloads/bearings\\_guides/RoundRail\\_LinearGuides\\_Components\\_caten.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/bearings_guides/RoundRail_LinearGuides_Components_caten.pdf)

[24] **Serope kalpakjian, Steven R. Schmid.** Manufactura, ingeniería y tecnología Vo.1 México: Pearson, 2014.

[25] **Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett.** Diseño en ingeniería mecánica de Shigley México: McGraw-Hill, 2008.

[26] **Tienda en línea Aliexpress, máquina CNC** [En línea] [Citado el 20 de Junio de 2017] [https://www.alibaba.com/product-detail/One-axis-servo-motor-pneumatic-sprue\\_60580631305.html](https://www.alibaba.com/product-detail/One-axis-servo-motor-pneumatic-sprue_60580631305.html)

[27] **Repositorio de modelos 3D-Grabcad** [En línea] [Citado el 20 de Junio de 2017] <https://grabcad.com/library/shapeoko-2-milling-machine-fresadora-cn-shapeoko-2-1>

[28] **Catálogo Rexroth Bosch®.** Aluminium structural framing system. USA: [En línea] [Citado el 16 de febrero de 2018] <https://www.boschrexroth.com/en/us/products>

[29] **Catálogo Thomson®.** Linear motion system. USA: 2017 [En línea] [Citado el 16 de febrero de 2018] [www.thomsonlinear.com](http://www.thomsonlinear.com)

[30] **Catálogo SKF®.** Precision rolled ball screws. USA: 2013 [En línea] [Citado el 16 de febrero de 2018] [www.skf.com](http://www.skf.com)

[31] **Sabri Centinkut.** Mecatrónica. México: Grupo Editorial Patria, 2007.

[32] **Tienda en línea Hetpro.** [En línea] [Citado el 20 de Junio de 2017] <https://hetpro-store.com/TUTORIALES/tb6560-controlador-motor-pasos/>

**[33] Tienda en línea Aliexpress, fuente de alimentación.** [En línea] [Citado el 20 de febrero de 2018]  
[https://www.aliexpress.com/store/product/High-Quality-Power-Supply-36V-400W-AC-to-DC-Power-Supply-AC-DC-Converter-S/521261\\_1964039800.html?spm=2114.12010612.0.0.5cd35ff6E2aZmy](https://www.aliexpress.com/store/product/High-Quality-Power-Supply-36V-400W-AC-to-DC-Power-Supply-AC-DC-Converter-S/521261_1964039800.html?spm=2114.12010612.0.0.5cd35ff6E2aZmy)

**[34] Firware GRBL, control de máquinas CNC.** [En línea] [Citado el 20 de febrero de 2018]  
<https://github.com/grbl/grbl>

# ANEXOS

ANEXO A  
PROPIEDADES DEL ACERO  
AISI 1045 Y ALUM. 6063-T5

## AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Carbon Steel](#); [AISI 1000 Series Steel](#); [Medium Carbon Steel](#)

**Material Notes:** Medium-carbon steel, can be hammer forged. Can be heat treated, flame or induction hardened, but not recommended for carburizing or cyaniding. AISI cross reference for JIS S45C and KS SM45C.

**Key Words:** AFNOR NF A35-553 XC45, AFNOR NF A35-554 XC48, DIN 1654 1.1192, DIN 1654 Cq45, DIN 17200 1.0503, AFNOR XC42, AFNOR XC42TS, AFNOR XC48TS, AFNOR NF A33-101 AF65C45, AFNOR NF A35-552 XC48H1, UNS G10450, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A266 Class 3, ASTM A304, ASTM A311, ASTM A510, ASTM A519, AS 1442 K1045 (Australia), AS 1442 S1045, AS 1443 K1045, AS 1443 S1045, AS 1446 K1045, AS 1446 S1045, ASTM A568, ASTM A576, ASTM A682, ASTM A827, ASTM A830, FED QQ-S-635, FED QQ-S-700, FED QQ-W-461, MIL S-24093, MIL S-3039, BDS 6354 45G2A, BDS 6354 45G2K2, BDS 6354 45G2K3, GB 3078 45 (China), GB 3088 45, GB 699 45, YB 6 45B, DIN 17200 1.1191, DIN 17200 1.1201, DIN 17200 C45, DIN 17200 CK45, DIN 17200 Cm45, DIN 17200 GS-CK45, DIN 17212 1.1193, MIL S-46070, SAE J1397, SAE J403, SAE J412, BS 970 Part 1 O60A47 (U.K), BS 970 Part 1 080A47, BS 970 Part 1 080M46, NBN 253-02 C45-3, NBN 253-06 C46, BDS 3492 45LI (Bulgaria), BDS 3492 45LII, BDS 3492 45LIIL, BDS 5785 45, BDS 6354 45G2, ONORM M3108 C45SW (Austria), ONORM M3110 RC45, ONORM M3161 C45, NBN 253-02 C45-1 (Belgium), NBN 253-02 C45-2

**Vendors:** No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in <sup>3</sup>	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	179	179	
Hardness, Knoop	200	200	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	88	88	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	188	188	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	625 MPa	90600 psi	
Tensile Strength, Yield	530 MPa	76900 psi	
Elongation at Break	12 %	12 %	In 50 mm
Reduction of Area	35 %	35 %	
Modulus of Elasticity	206 GPa	29900 ksi	
Bulk Modulus	163 GPa	23600 ksi	Estimated from elastic modulus
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical for steel
Machinability	55 %	55 %	Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Estimated from elastic modulus

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity 	0.0000162 ohm-cm @Temperature 0.000 °C	0.0000162 ohm-cm @Temperature 32.0 °F	annealed specimen
	0.0000223 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000223 ohm-cm @Temperature 212 °F	annealed specimen

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear 	11.5 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	6.39 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
	13.0 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 300 °C	7.22 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 572 °F	
	14.0 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 500 °C	7.78 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 932 °F	
Specific Heat Capacity 	0.486 J/g-°C @Temperature >=100 °C	0.116 BTU/lb-°F @Temperature >=212 °F	annealed
	0.519 J/g-°C @Temperature 150 - 200 °C	0.124 BTU/lb-°F @Temperature 302 - 392 °F	
	0.586 J/g-°C @Temperature 350 - 400 °C	0.140 BTU/lb-°F @Temperature 662 - 752 °F	
Thermal Conductivity	49.8 W/m-K	346 BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F	Typical steel

Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.42 - 0.50 %	0.42 - 0.50 %	
Iron, Fe	98.51 - 98.98 %	98.51 - 98.98 %	As remainder
Manganese, Mn	0.60 - 0.90 %	0.60 - 0.90 %	
Phosphorous, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Sulfur, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %	

[References](#) for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.

## Aluminum 6063-T5

Categories: [Metal](#); [Nonferrous Metal](#); [Aluminum Alloy](#); [6000 Series Aluminum Alloy](#)

**Material Notes:** Applications include pipe, railings, furniture, architectural extrusions, irrigation pipes, and transportation.

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

**Composition Notes:**

Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

**Key Words:** UNS A96063; ISO AIMg0.5Si; Aluminium 6063-T5; AA6063-T5

**Vendors:** No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.70 g/cc	0.0975 lb/in <sup>3</sup>	AA; Typical
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	60	60	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	83	83	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	70	70	Converted from Brinell Hardness Value
Tensile Strength, Ultimate	186 MPa	27000 psi	AA; Typical
	16.0 MPa	2320 psi	
	@Temperature 371 °C	@Temperature 700 °F	
	23.0 MPa	3340 psi	
	@Temperature 316 °C	@Temperature 601 °F	
	31.0 MPa	4500 psi	
	@Temperature 260 °C	@Temperature 500 °F	
	62.0 MPa	8990 psi	
	@Temperature 204 °C	@Temperature 399 °F	
	138 MPa	20000 psi	
	@Temperature 149 °C	@Temperature 300 °F	
	165 MPa	23900 psi	
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	186 MPa	27000 psi	
	@Temperature 24.0 °C	@Temperature 75.2 °F	
	193 MPa	28000 psi	
	@Temperature -28.0 °C	@Temperature -18.4 °F	
	200 MPa	29000 psi	
	@Temperature -80.0 °C	@Temperature -112 °F	
	255 MPa	37000 psi	
	@Temperature -196 °C	@Temperature -321 °F	
Tensile Strength, Yield	145 MPa	21000 psi	AA; Typical
	14.0 MPa	2030 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 371 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 700 °F	
	17.0 MPa	2470 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 316 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 601 °F	
	24.0 MPa	3480 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 260 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 500 °F	
	45.0 MPa	6530 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 204 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 399 °F	
	124 MPa	18000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 149 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 300 °F	
	138 MPa	20000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 100 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 212 °F	
	145 MPa	21000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 24.0 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 75.2 °F	
	152 MPa	22000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature -80.0 °C	@Strain 0.200 %, Temperature -112 °F	
	152 MPa	22000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature -28.0 °C	@Strain 0.200 %, Temperature -18.4 °F	
	165 MPa	23900 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature -196 °C	@Strain 0.200 %, Temperature -321 °F	

Elongation at Break 	18 %	18 %	
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	20 %	20 %	
	@Temperature 149 °C	@Temperature 300 °F	
	22 %	22 %	
	@Temperature 24.0 °C	@Temperature 75.2 °F	
	23 %	23 %	
	@Temperature -28.0 °C	@Temperature -18.4 °F	
	24 %	24 %	
	@Temperature -80.0 °C	@Temperature -112 °F	
	28 %	28 %	
	@Temperature -196 °C	@Temperature -321 °F	
40 %	40 %		
@Temperature 204 °C	@Temperature 399 °F		
75 %	75 %		
@Temperature 260 °C	@Temperature 500 °F		
80 %	80 %		
@Temperature 316 °C	@Temperature 601 °F		
105 %	105 %		
@Temperature 371 °C	@Temperature 700 °F		
12 %	12 %	AA; Typical	
@Thickness 1.59 mm	@Thickness 0.0625 in		
Modulus of Elasticity	68.9 GPa	10000 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Poissons Ratio	0.33	0.33	
Fatigue Strength	68.9 MPa	10000 psi	completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
	@# of Cycles 5.00e+8	@# of Cycles 5.00e+8	
Shear Modulus	25.8 GPa	3740 ksi	
Shear Strength	117 MPa	17000 psi	AA; Typical
<b>Electrical Properties</b>	<b>Metric</b>	<b>English</b>	<b>Comments</b>
Electrical Resistivity	0.00000316 ohm-cm	0.00000316 ohm-cm	AA; Typical
	@Temperature 20.0 °C	@Temperature 68.0 °F	
<b>Thermal Properties</b>	<b>Metric</b>	<b>English</b>	<b>Comments</b>
CTE, linear 	21.8 µm/m-°C	12.1 µin/in-°F	
	@Temperature -50.0 - 20.0 °C	@Temperature -58.0 - 68.0 °F	
	23.4 µm/m-°C	13.0 µin/in-°F	AA; Typical; average over range
	@Temperature 20.0 - 100 °C	@Temperature 68.0 - 212 °F	
	24.5 µm/m-°C	13.6 µin/in-°F	
@Temperature 20.0 - 200 °C	@Temperature 68.0 - 392 °F		
25.6 µm/m-°C	14.2 µin/in-°F		
@Temperature 20.0 - 300 °C	@Temperature 68.0 - 572 °F		
Specific Heat Capacity	0.900 J/g-°C	0.215 BTU/lb-°F	
Thermal Conductivity	209 W/m-K	1450 BTU-in/hr-ft²-°F	AA; Typical at 77°F
Melting Point	616 - 654 °C	1140 - 1210 °F	AA; Typical range based on typical composition for wrought products 1/4 inch thickness or greater
Solidus	616 °C	1140 °F	AA; Typical
Liquidus	654 °C	1210 °F	AA; Typical
<b>Processing Properties</b>	<b>Metric</b>	<b>English</b>	<b>Comments</b>
Annealing Temperature	413 °C	775 °F	hold at temperature for 2 to 3 hr; cool at 50°F per hour from 775 to 500°F
Solution Temperature	521 °C	970 °F	
Aging Temperature	182 °C	360 °F	hold at temperature for 1 hr
	204 °C	400 °F	hold at temperature for 1 hr
<b>Component Elements Properties</b>	<b>Metric</b>	<b>English</b>	<b>Comments</b>
Aluminum, Al	<= 97.5 %	<= 97.5 %	As remainder
Chromium, Cr	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Copper, Cu	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Iron, Fe	<= 0.35 %	<= 0.35 %	
Magnesium, Mg	0.45 - 0.90 %	0.45 - 0.90 %	
Manganese, Mn	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Other, each	<= 0.05 %	<= 0.05 %	
Other, total	<= 0.15 %	<= 0.15 %	
Silicon, Si	0.20 - 0.60 %	0.20 - 0.60 %	
Titanium, Ti	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Zinc, Zn	<= 0.10 %	<= 0.10 %	

[References](#) for this datasheet.

ANEXO B  
MATRICES DE FACTOR DE  
PESO Y DE DECISIÓN

## SISTEMA MOTRIZ

	Núm. de especificación	Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos x.	Peso máximo desplazado: 5 [kg]	Precisión, es decir, repetibilidad de posicionamiento	Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	Consumo energético por debajo de: 320 [W]	Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	Precio menor	Vida útil máxima: 5 [años]	Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	SUMA	%FACTOR DE PESO
Núm. de especificación		1.1	2.1	2.10	2.12	2.13	2.15	2.16	2.17	2.22	3.1	3.2	3.3		
Peso de motor menor: 50 [kg]	1.1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	1	3	5%
Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos x.	2.1	1	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1	9	14%
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2.10	1	1	1	1	0	1	1	0	1	0	1	1	8	13%
Precisión, es decir, repetibilidad de posicionamiento	2.12	1	0	0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	3	5%
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2.13	1	0	1	1	1	0	1	0	1	0	0	1	7	11%
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2.15	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	0	1	5	8%
Consumo energético por debajo de: 100 [W]	2.16	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	2%
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2.17	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	0	1	8	13%
Minimizar el backlash.	2.22	1	0	0	1	0	1	1	0	1	1	1	0	6	10%
Precio menor	3.1	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1	1	0	5	8%
Vida útil máxima: 5 [años]	3.2	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	3	5%
Emplear materiales resistentes a la corrosión	3.3	0	0	0	1	0	1	1	0	0	1	1	1	5	8%
TOTAL														63	100%

ALTERNATIVAS DEL SIST.MOTRIZ	Núm. de Espec.	FACTOR DE PESO	ALTERNATIVA 1 (Servomotor C.D.)		ALTERNATIVA 2 (Motor a pasos)		ALTERNATIVA 3 (Servomotor de transmisión directa)	
			Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
ESPECIFICACIONES								
Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	1,1	5%	3	0,14	3	0,14	4	0,19
Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos X.	2,1	14%	5	0,71	1	0,14	1	0,14
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2,10	13%	5	0,63	5	0,63	5	0,63
Precisión, es decir, repetibilidad de posicionamiento	2,12	5%	4	0,19	5	0,24	4	0,19
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2,13	11%	3	0,33	5	0,56	2	0,22
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2,15	8%	5	0,40	5	0,40	5	0,40
Consumo energético por debajo de: 320 [w]	2,16	2%	5	0,08	5	0,08	5	0,08
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2,17	13%	4	0,51	1	0,13	2	0,25
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2,22	10%	4	0,38	5	0,48	3	0,29
Precio menor	3,1	8%	4	0,32	5	0,40	4	0,32
Vida útil máxima (del componente crítico): 5 [años]	3,2	5%	5	0,24	3	0,14	2	0,10
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3,3	8%	5	0,40	5	0,40	5	0,40
TOTAL DE PUNTOS				4,33		3,73		3,21
PUESTO			1		2		3	

## SISTEMA DE TRANSMISIÓN

	Núm. de especificación	Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el instrumento de rayos x.	Desplazamiento lineal máximo en el eje X: 1[m]	Peso máximo desplazado: 5 [kg]	Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	Ruido menor a: 30 [dB]	Precio menor	Vida útil máxima: 5 [años]	Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	SUMA	FACTOR DE PESO
Núm. de especificación	2,1	2,6	2,1	2,13	2,15	2,17	2,22	2,23	3,1	3,2	3,8			
Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el instrumento de rayos x.	2,1	1	1	1	1	0	1	1	0	1	1	8	15%	
Desplazamiento lineal máximo en el eje X: 1[m]	2,6	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1	6	11%	
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2,1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	1	5	9%	
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2,13	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	8	15%	
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2,15	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	2	4%	
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2,17	1	1	0	1	1	0	1	1	1	1	9	17%	
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2,22	0	1	0	1	1	0	1	0	0	1	5	9%	
Ruido menor a: 30 [dB]	2,23	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	4%	
Precio menor	3,1	0	0	1	1	1	0	0	1	0	1	6	11%	
Vida útil máxima: 5 [años]	3,2	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	2	4%	
Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	3,8	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	2%	
TOTAL												54	100%	

ALTERNTIVAS DEL SIST.MOTRIZ	Núm. de Espec.	FACTOR DE PESO	ALTERNATIVA 1 (Servomotor C.D.)		ALTERNATIVA 2 (Motor a pasos)		ALTERNATIVA 3 (Servomotor de transmisión directa)	
			Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
ESPECIFICACIONES								
Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	1,1	5%	3	0,14	3	0,14	4	0,19
Bajo fallas eléctricas debe mantenerse estático el Instrumento de rayos x.	2,1	14%	5	0,71	1	0,14	1	0,14
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2,10	13%	5	0,63	5	0,63	5	0,63
Precisión, es decir, repetibilidad de posicionamiento	2,12	5%	4	0,19	5	0,24	4	0,19
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2,13	11%	3	0,33	5	0,56	2	0,22
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2,15	8%	5	0,40	5	0,40	5	0,40
Consumo energético por debajo de: 320 [w]	2,16	2%	5	0,08	5	0,08	5	0,08
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2,17	13%	4	0,51	1	0,13	2	0,25
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2,22	10%	4	0,38	5	0,48	3	0,29
Precio menor	3,1	8%	4	0,32	5	0,40	4	0,32
Vida útil máxima (del componente crítico): 5 [años]	3,2	5%	5	0,24	3	0,14	2	0,10
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3,3	8%	5	0,40	5	0,40	5	0,40
TOTAL DE PUNTOS				4,33		3,73		3,21
PUESTO			1		2		3	

## SISTEMA DE GUÍA

	Núm. de especificación	Desplazamiento lineal máximo en el eje X: 1[m]	Peso máximo desplazado: 5 [kg]	Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	Velocidad máxima de análisis (restringida por el sistema de adquisición de datos): 3	Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	Ruido menor a: 30 [dB]	Proteger contra la suciedad componentes críticos como guías lineales, etc.	Precio menor	Vida útil máxima: 5 [años]	Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	SUMA	FACTOR DE PESO
Núm. de especificación	2.6	2.10	2.13	2.15	2.17	2.22	2.23	2.27	3.1	3.2	3.3	3.8			
Desplazamiento lineal máximo en el eje X: 1[m]	2.6	1	0	1	1	0	0	0	1	1	1	0	1	6	11%
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2.10	1	1	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	8	14%
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2.13	0	0	1	0	1	1	1	0	0	1	1	6	11%	
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2.15	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	1	3	5%
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2.17	1	0	0	1	1	1	1	0	1	1	1	8	14%	
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2.22	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0	1	7	12%	
Ruido menor a: 30 [dB]	2.23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0%
Proteger contra la suciedad componentes críticos como guías lineales, etc.	2.27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0%
Precio menor	3.1	0	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	6	11%	
Vida útil máxima: 5 [años]	3.2	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	1	4	7%
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3.3	0	0	0	1	0	0	1	1	1	1	0	1	6	11%
Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	3.8	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	3	5%	
<b>TOTAL</b>													<b>57</b>	<b>100%</b>	

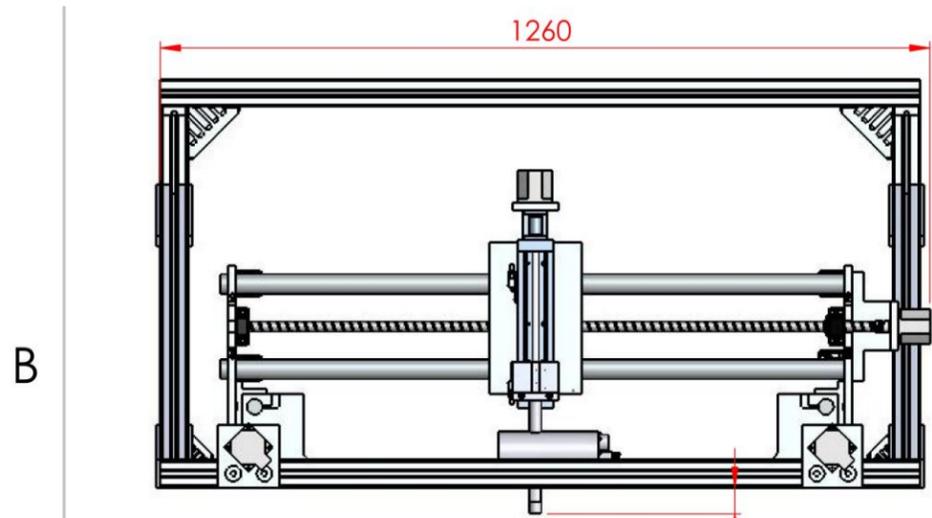
ALTERNTIVAS SIST. DE GUÍADO	Núm. de especificación	FACTOR DE PESO	ALTERNATIVA 1 (Eje redondo de acero, soportados por los extremos)		ALTERNATIVA 2 (Eje redondo de acero, soportadas por toda la base)		ALERNATIVA 3 (Perfiles planos, sobre la que descansa la plataforma deslizante)	
			Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
ESPECIFICACIONES								
Desplazamiento lineal máximo en el eje X: 1[m]	2,6	11%	3	0,32	4	0,42	5	0,53
Peso máximo desplazado: 5 [kg]	2,10	14%	3	0,42	5	0,70	5	0,70
Resolución mínima de desplazamiento lineal: 0.1 [mm]	2,13	11%	5	0,53	5	0,53	5	0,53
Velocidad máxima de análisis: 3 [minutos/punto]	2,15	5%	5	0,26	4	0,21	3	0,16
Trabaje confiablemente durante: 12 [horas/día]	2,17	14%	5	0,70	5	0,70	5	0,70
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2,22	12%	4	0,49	4	0,49	3	0,37
Ruido menor a: 30 [dB]	2,23	0%	5	0,00	5	0,00	3	0,00
Proteger contra la suciedad componentes críticos como guías lineales, etc.	2,27	0%	5	0,00	5	0,00	5	0,00
Precio menor	3,1	11%	5	0,53	3	0,32	2	0,21
Vida útil máxima: 5 [años]	3,2	7%	5	0,35	5	0,35	5	0,35
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3,3	11%	3	0,32	4	0,42	4	0,42
Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	3,8	5%	5	0,26	4	0,21	1	0,05
TOTAL DE PUNTOS			4,18			4,35		4,02
PUESTO			2		1		3	

## SISTEMA DE SOPORTE

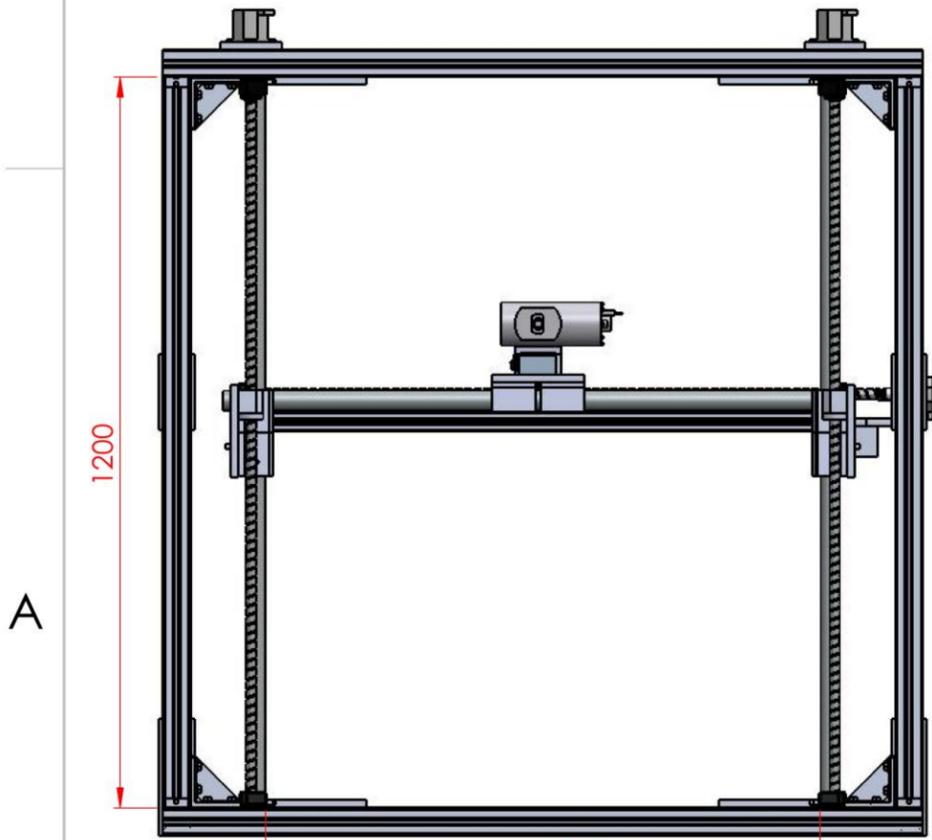
	Núm. de especificación	Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	Volumen disponible para su transporte: 1x1x0.5 [m3]	Pueda acceder a través de puertas de tamaño mínimo estándar: 0.6x2.1 [m2]	Espacio máximo disponible de instalación: 1 [m3]	Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	Precio menor	Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	El tiempo de manufactura de una pieza no exceda de 1 [día]	Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	SUMA	FACTOR DE PESO
Núm. de especificación	1.1	1.2	1.3	1.4	2.22	3.1	3.3	3.4	3.8			
Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	1.1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	3	10%
Volumen disponible para su transporte: 1x1x0.5 [m3]	1.2	0	1	0	0	1	0	1	0	0	3	10%
Pueda acceder a través de puertas de tamaño mínimo estándar: 0.6x2.1 [m2]	1.3	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	3%
Espacio máximo disponible de instalación: 1 [m3]	1.4	0	1	0	0	0	0	1	1	3	10%	
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2.22	1	1	1	1	0	1	0	0	5	16%	
Precio menor	3.1	1	1	0	1	0	0	0	0	3	10%	
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3.3	0	1	1	0	0	1	1	0	4	13%	
El tiempo de manufactura de una pieza no exceda de 1 [día]	3.4	0	1	1	0	0	1	0	0	3	10%	
Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	3.8	1	1	0	0	1	1	1	1	6	19%	
<b>TOTAL</b>											<b>31</b>	<b>100%</b>

ALTERNTIVAS SIST. DE SOPORTE	Núm. de Espec.	FACTOR DE PESO	ALTERNATIVA 1 (PTR)		ALTERNATIVA 2 (Sistema modular Rexroth Bosch)	
			Calificación	Ponderación	5	Ponderación
ESPECIFICACIONES					5	Ponderación
Peso máximo de la máquina: 50 [kg]	1,1	10%	5	0,48	5	0,48
Volumen disponible para su transporte: 1x1x0.5 [m3]	1,2	10%	3	0,29	5	0,48
Pueda acceder a través de puertas de tamaño mínimo estándar: 0.6x2.1 [m2]	1,3	3%	4	0,13	5	0,16
Espacio máximo disponible de instalación: 1 [m3]	1,4	10%	5	0,48	5	0,48
Minimizar el juego mecánico de las piezas de la máquina. Minimizar el backlash.	2,22	16%	5	0,81	3	0,48
Precio menor	3,1	10%	4	0,39	5	0,48
Emplear materiales resistentes a la corrosión como: aluminio, ABS, etc.	3,3	13%	5	0,65	5	0,65
El tiempo de manufactura de una pieza no exceda de 1 [día]	3,4	10%	2	0,19	5	0,48
Tiempo máximo de desinstalación de un componente: 30 [minutos]	3,8	19%	1	0,19	5	0,97
TOTAL DE PUNTOS			3,61		4,68	
PUESTO			2		1	

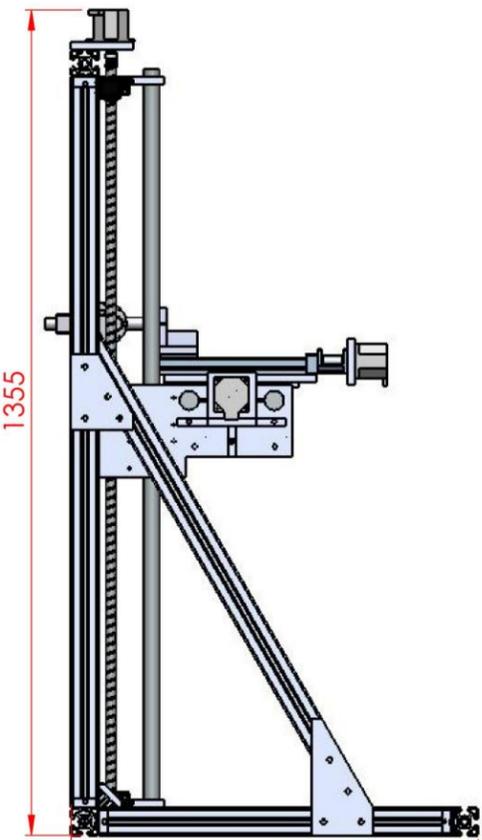
ANEXO C  
PLANOS GENERALES Y  
DESPIECE



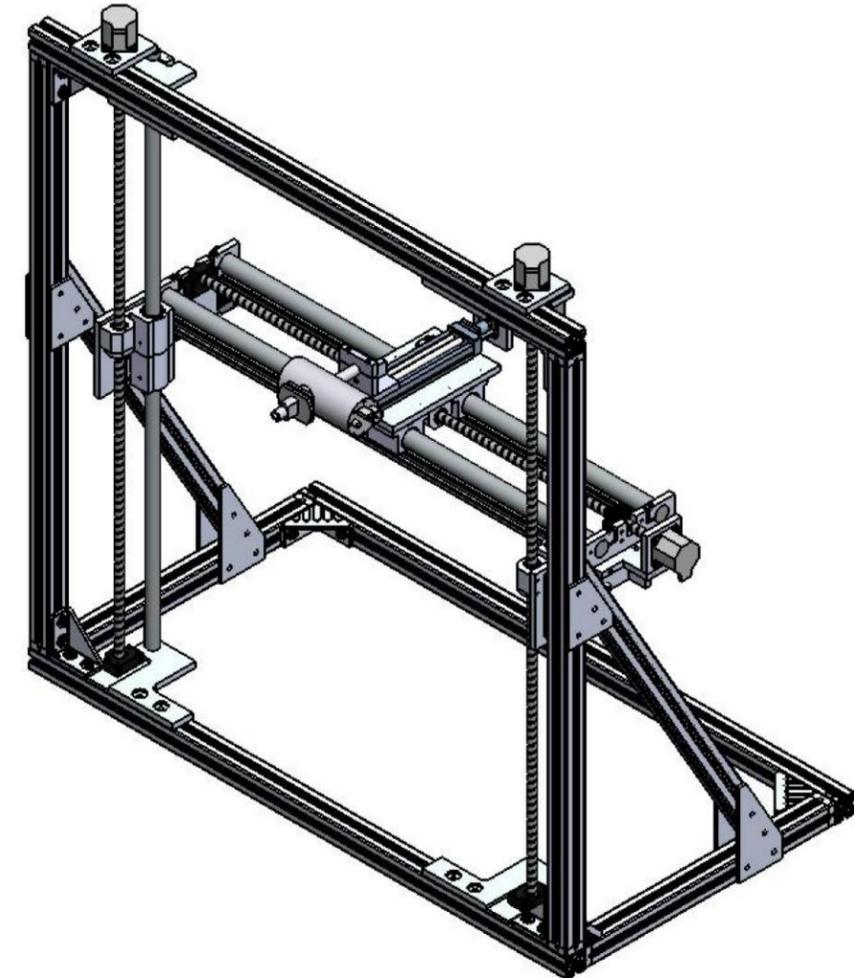
Vista superior



Vista frontal



Vista lateral

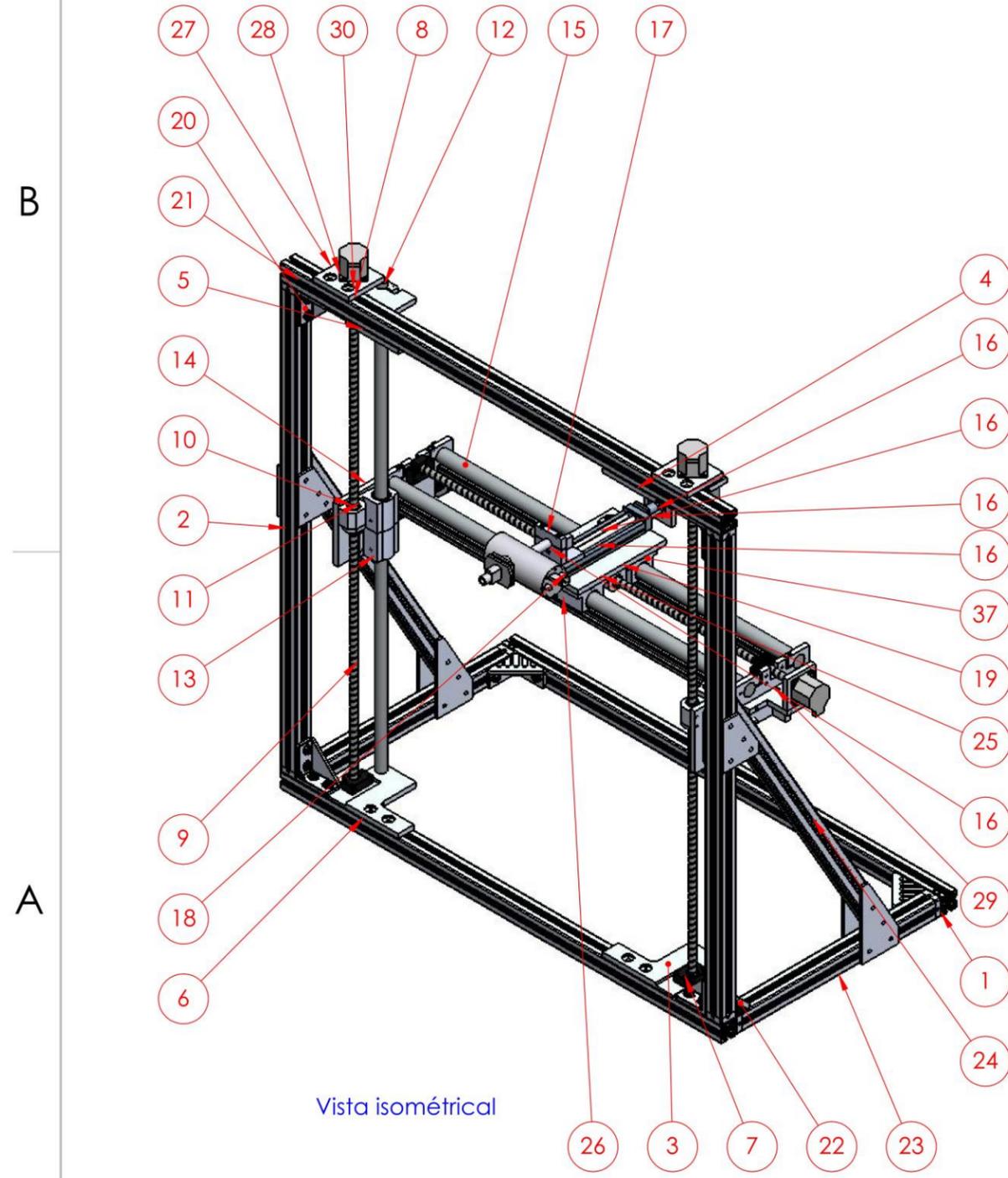


Vista isométrica

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	
NOTAS:		DIBUJ. VIREN U. SIBAJA AGUILERA	06/06/2018	Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería	
		VERIF.		TÍTULO:	
		APROB.		Máquina Cartesiana	
		CANTIDAD: 1		Tamaño hoja:	ID del plano: REV
		MATERIAL: VARIOS		<b>B</b>	MC-001
PESO: 67.5 [kg]	ACABADO: Matar filos	ESCALA: 1:20	HOJA 1 DE 12		

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza

LISTA DE MATERIALES DE LA MÁQUINA CARTESIANA



Vista isométrica

N.º	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Perfil A-soporte guía ejeY	Bosch 45x45L ranura 10mm	3
2	Perfil B-soporte columna marco	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
3	Placa A-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
4	Placa B-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
5	Placa C-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
6	Placa D-Sujeción eje Y	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
7	Soporte husillo mod. BF12	Soporte rodam. BF12 fab. Thomson	3
8	Soporte husillo mod. BK12	Soporte rodam. BK12 fab. Thomson	3
9	Tornillo de Bolas 1605	Husillo bolas BND16X5R1000 fab. SKF	2
10	Tuerca husillo mod. BND16x5RWPR	Tuerca husillo BND16X5RW fab. SKF	3
11	Alojamiento de tuerca husillo	Alojamiento DIN96051 fab. SKF	3
12	Guía eje Y	Redono 25.4mmX1000mm fab.Thomson	2
13	Rodamiento Danaher-SPB-16	Rodamiento Lineal 1"modelo SUPER16-DDCR Thomson	4
14	Placa H-Soporte eje X	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	2
15	Guía eje X	Eje Diam. 31.75mm(1 1/4") log.1000mm-Thomson	2
16	MS33LJOE0276-038N9990AA07	Sist. de desliz. lineal MS33 fab. Thomson	1
17	Soporte Instrumento	Solera 12.7mmx63.5 (1/2"x2 1/2") alum. 6063	1
18	INSTRUM RAYOS-X	N/A	1
19	Placa G-Soporte eje Z	Solera 12.7mmx152.4mm (1/2"x6") alum. 6063	1
20	Ángulo Bosch mod. 3 842 523 570	Ángulo Bosch 45 grad,45x45mm	6
21	Conector T 45x45-Bosch	Conector T Bosch 45x45mm	8
22	Ángulo Bosch mod. 3 842 523 561	Ángulo Bosch 45 grad,45x45mm	8
23	Perfil C-soporte marco	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
24	Perfil D-soporte marco	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
25	Tornillo de Bolas 1605-L1000	Husillo bolas BND16X5R1000 fab. SKF	1
26	Perfil F-Larguero eje X	Bosch 45x45L ranura 10mm	2
27	Placa E-Sujeción motor eje Y	Solera 12.7mmx101.6mm (1/2"x4") alum. 6063	2
28	Motores a pasos ejes XYZ	Motor NEMA 23	4
29	Placas I-J-Soporte motor eje X	Solera 12.7mmx177.8mm(1/2"x7") alum. 6063	1
30	Acoplamiento rígido	Acoplamiento 6.35x8 mm	3
34	Placa K-Union 60grad Marco Y	Solera 6.3mmx101.6mm (1/4"x4") alum. 6063	4
35	Placa L-Union 30grad Marco Y	Solera 6.3mmx101.6mm (1/4"x4") alum. 6063	4
36	Placa M-Acoplamineto Motor Z	Solera 12.7mmx76.2mm (1/2"x3") alum. 6063	1
37	Rodamineto Danaher-SPB-20	Rodamiento Lin.1-1/4"modelo SUPER20-DDCR Thomson	4

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería

TÍTULO:  
**Materiales de la Máquina Cartesiana**

Tamaño hoja: **B** ID del plano: MC-002 REV:   
 ESCALA: 1:10 HOJA 2 DE 12

PESO: 67.5 [kg] ACABADO Matar filos

NOTAS:

DIBUJ. VIREN U. SIBAJA AGUILERA 06/06/2018  
 VERIF.   
 APROB.   
 CANTIDAD:   
 MATERIAL:

4

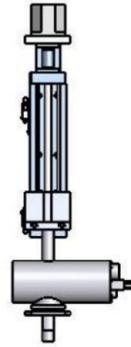
3

2

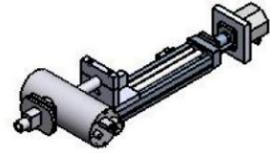
1

ENSAMBLE SIST. DESPLAZAMIENTO EJE Z

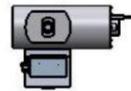
Escala 1:10



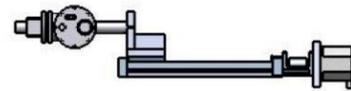
Vista superior



Vista isométrica



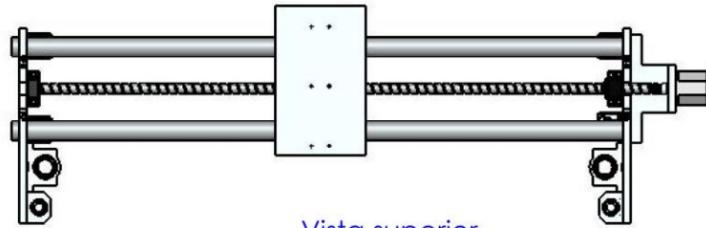
Vista frontal



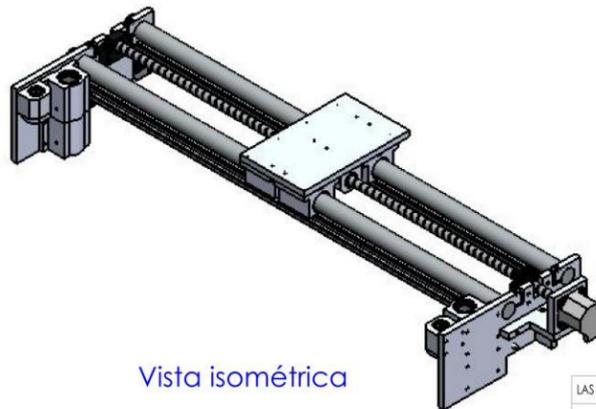
Vista lateral

ENSAMBLE SIST. DESPLAZAMIENTO EJE X

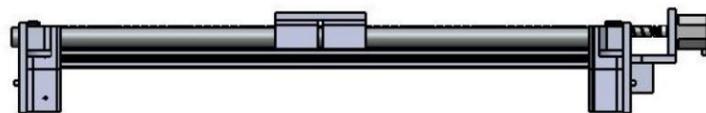
Escala 1:10



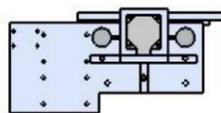
Vista superior



Vista isométrica



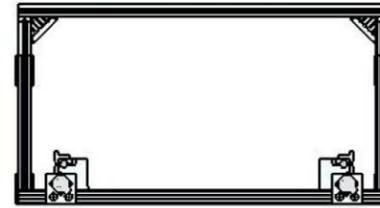
Vista frontal



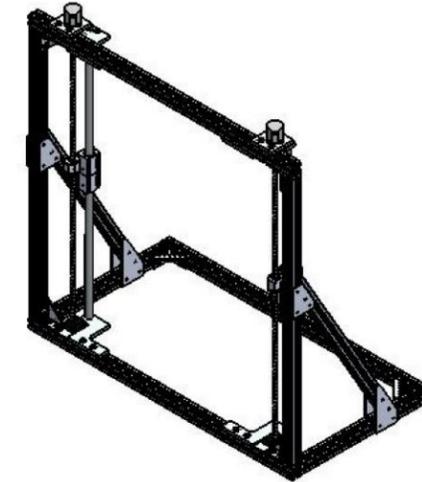
Vista lateral

ENSAMBLE SIST. DESPLAZAMIENTO EJE Y

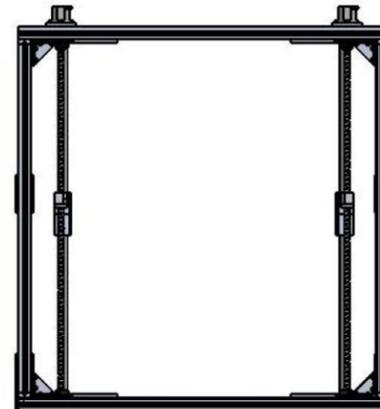
Escala 1:20



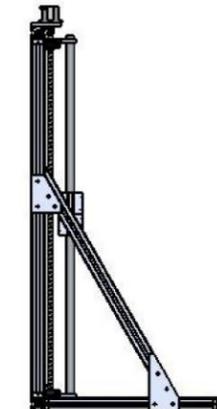
Vista superior



Vista isométrica



Vista frontal



Vista lateral

B

B

A

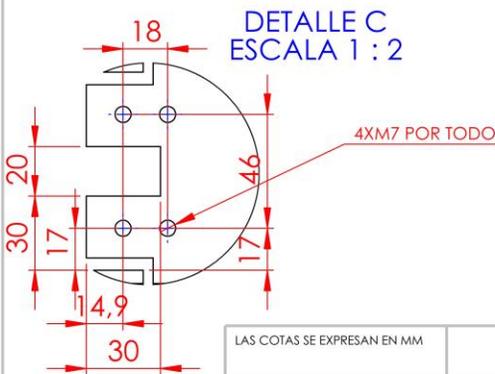
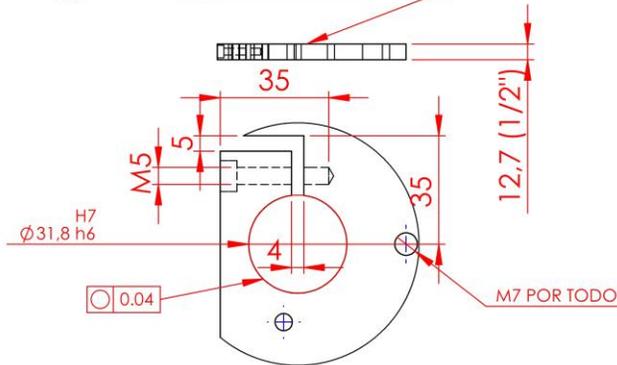
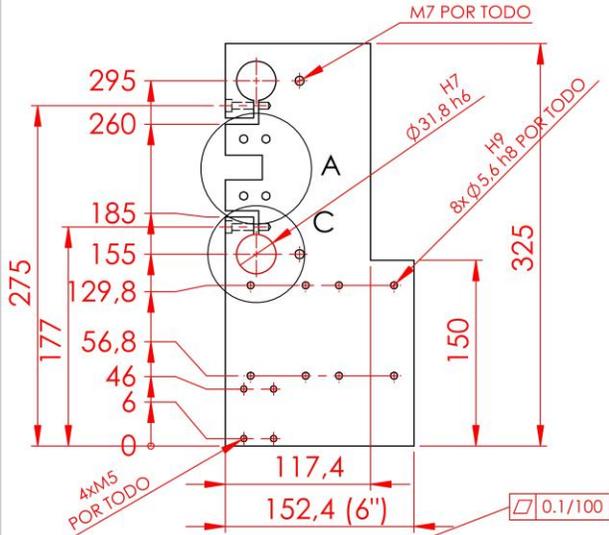
A

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
NOTAS:		DIBUJ. VIREN U. SIBAJA. AGUILERA	06/06/2018	Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
		VERIF.		TÍTULO:
		APROB.		<b>ENSAMBLES DE LOS EJES</b>
		CANTIDAD:		Tamaño hoja: <b>B</b>
		MATERIAL		ID del plano: MC-003
PESO: 67.5 [kg]	ACABADO Matar filos	ESCALA: 1:10	HOJA 3 DE 12	REV

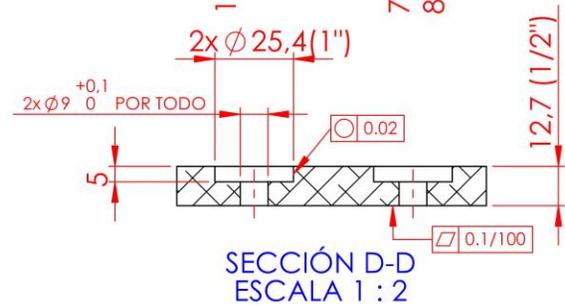
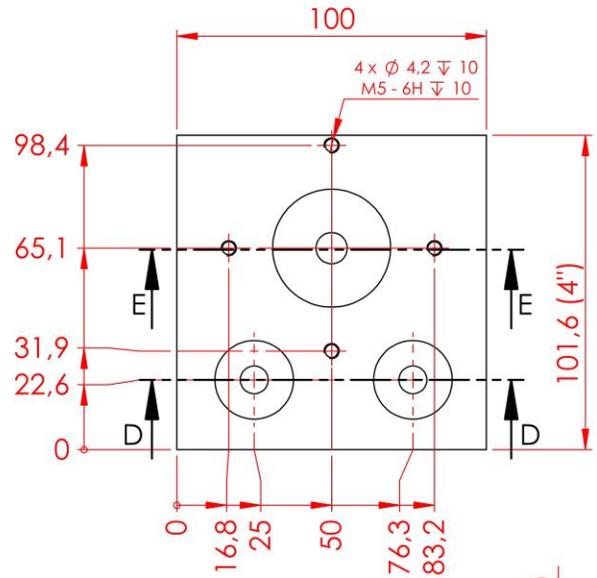
2

1

**PLACA H  
(Soporte eje X)**



**PLACA E  
(Sujeción motor eje Y)**



LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

NOTAS:  
1.-Tolerancias no indicadas: +0.1  
2.-M5 y M7 indican machueleado.  
3.-Sistema ISO de tolerancias.

5.6 H9	$\begin{matrix} +0.030 \\ 0 \end{matrix}$	31.8 H7	$\begin{matrix} +0.025 \\ 0 \end{matrix}$
5.6 h8	$\begin{matrix} 0 \\ -0.018 \end{matrix}$	31.8 h6	$\begin{matrix} 0 \\ -0.014 \end{matrix}$

PESO APROX: XX KG

NOMBRE

FECHA

DIBUJ.  
VERIF.  
APROB.

CANTIDAD: 2 PZAS. DE CADA PLACA  
MATERIAL: Aluminio 6063

ACABADO: MATAR FILOS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería

TÍTULO:

Placa H (N.14) y Placa E (N.27)

ID DEL PLANO

MC-004

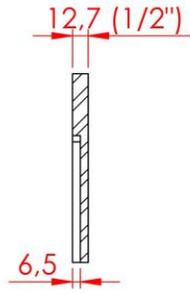
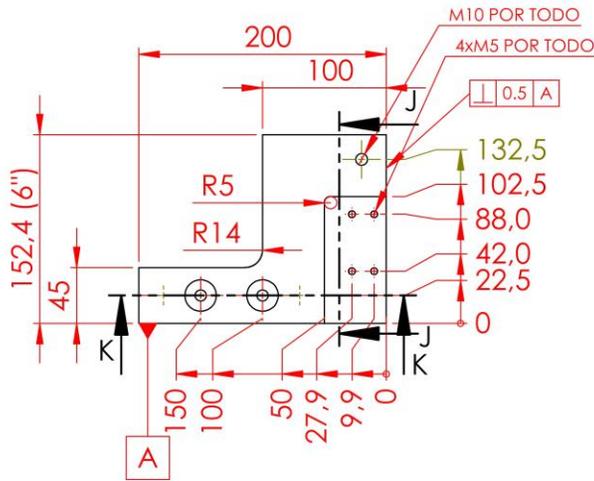
ESCALA:1:5



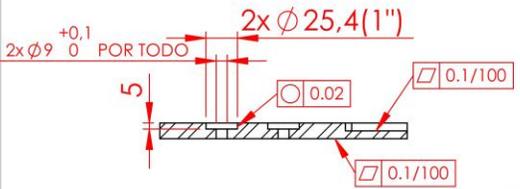
TAMAÑO DE HOJA: CARTA

HOJA 4 DE 12

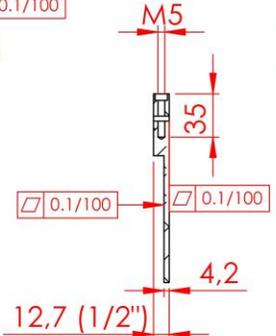
PLACA A  
(Sujeción eje Y)



SECCIÓN J-J

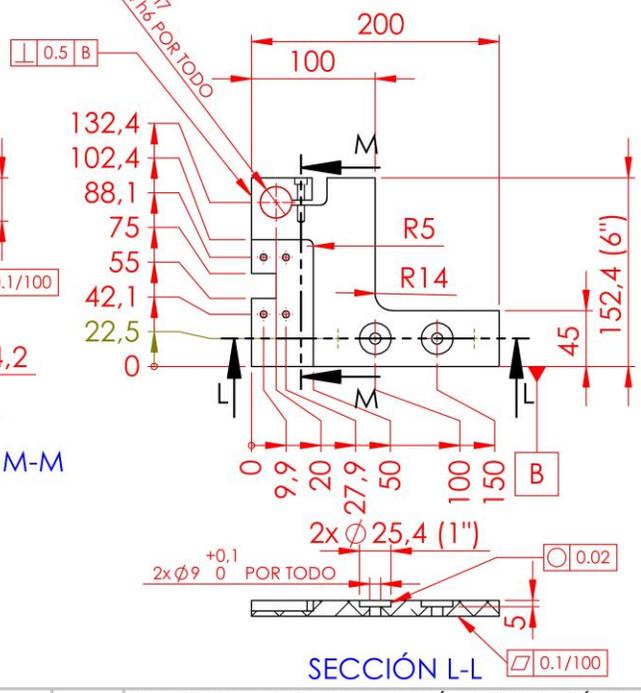


SECCIÓN K-K



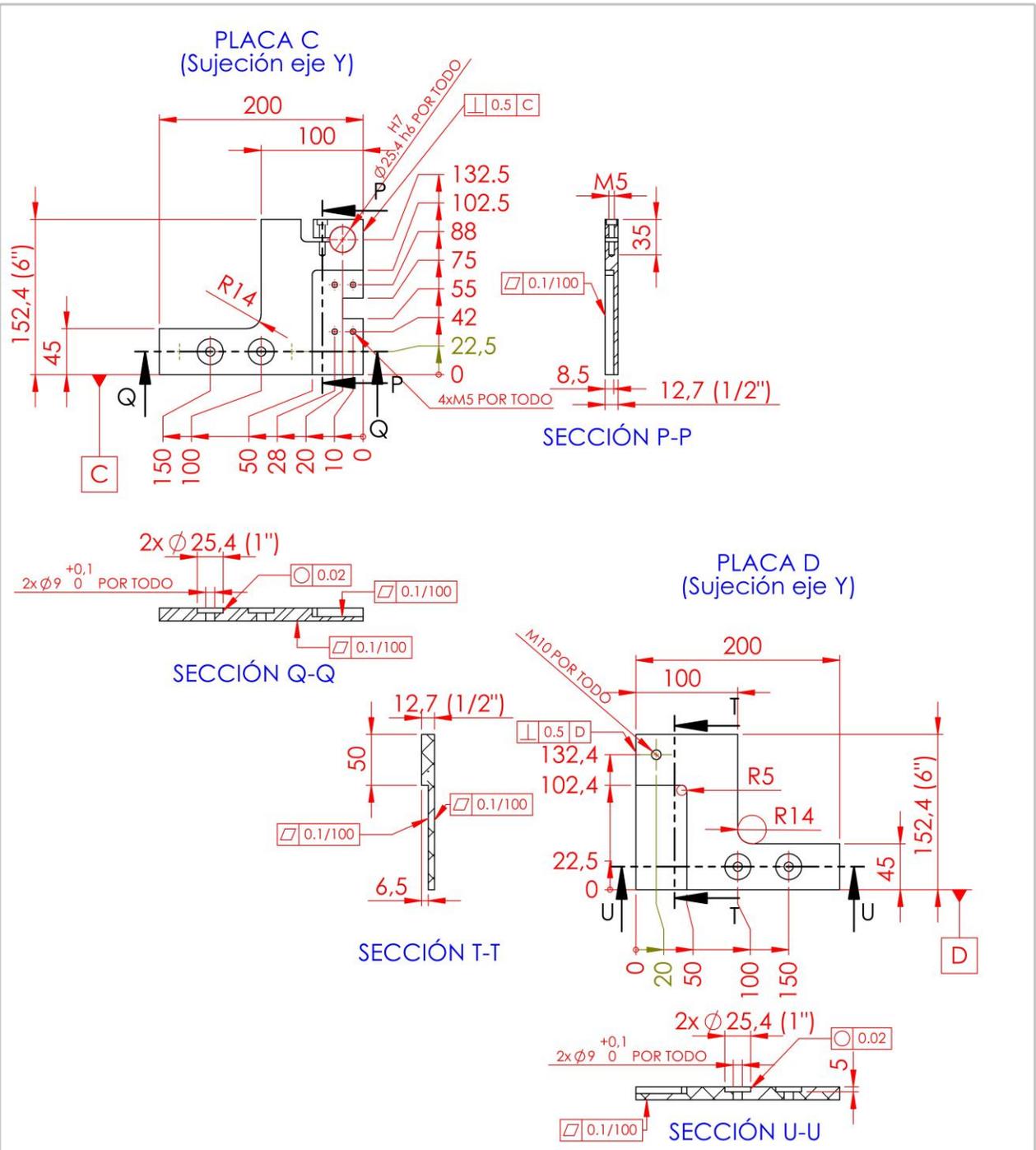
SECCIÓN M-M

PLACA B  
(Sujeción eje Y)



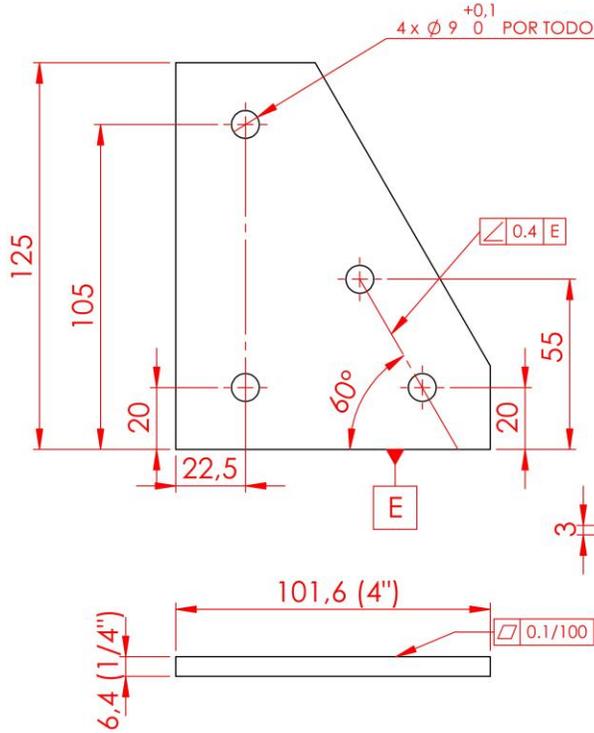
SECCIÓN L-L

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
NOTAS: 1.-Tolerancias no indicadas +0.1 2.-M10 y M5 indican machueleado. 3.-Sistema ISO de tolerancias.	DIBUJ. VIREN U. SIBA.JA AGUILERA	06/06/2018	TÍTULO: Placa A (N.3) y Placa B(N.4)
25.4 H7 $\begin{matrix} +0.020 \\ 0 \end{matrix}$	VERIF.		ID DEL PLANO MC-005
25.4 h6 $\begin{matrix} 0 \\ -0.013 \end{matrix}$	APROB.		
PESO APROX: XX KG	CANTIDAD: 1 PZA. DE CADA PLACA	MATERIAL: Aluminio 6063	ESCALA:1:5
ACABADO: MATAR FILOS		TAMAÑO DE HOJA: CARTA	HOJA 5 DE 12

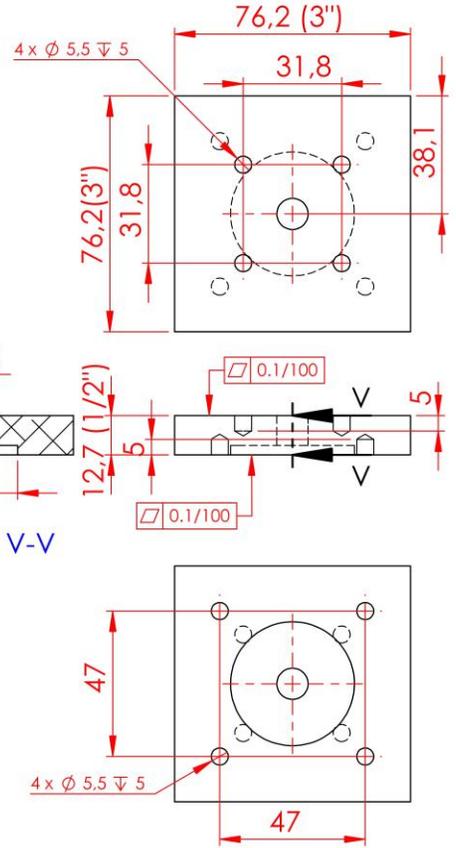


LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
NOTAS: 1.-Tolerancias no indicadas +0.1. 2.-M5 indica machueado. 3.-Sistema ISO de tolerancias.	DIBUJ. VIREN U. SIBA.JA AGUILERA	06/06/2018	TÍTULO: Placa C (N. 5) y Placa D (N. 6)
25.4 H7 <sup>+0.020</sup> / <sub>0</sub> 25.4 h6 <sub>-0.013</sub>	VERIF.		ID DEL PLANO: MC-006
PESO APROX: XX KG	ACABADO: MATAR FILOS	ESCALA:1:5	TAMAÑO DE HOJA: CARTA
			HOJA 6 DE 12

**PLACA K**  
(Unión 60 grados marco Y)

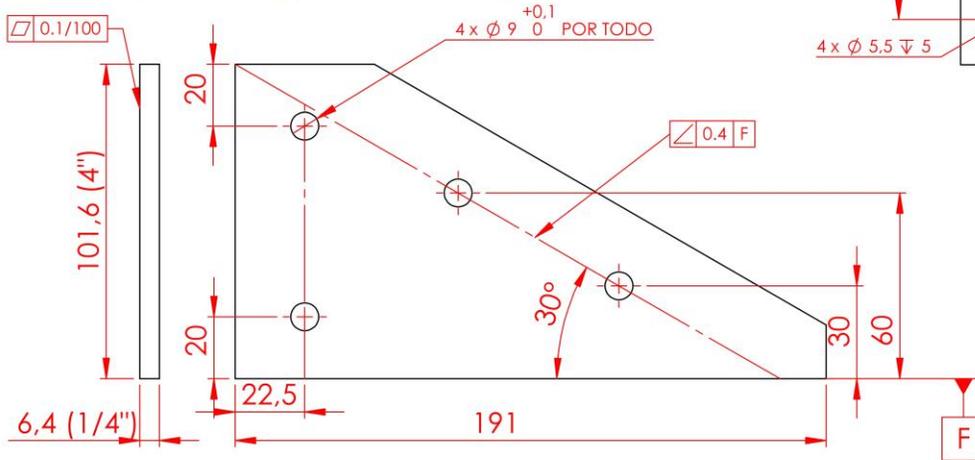


**PLACA M**  
(Acoplamiento motor Z)



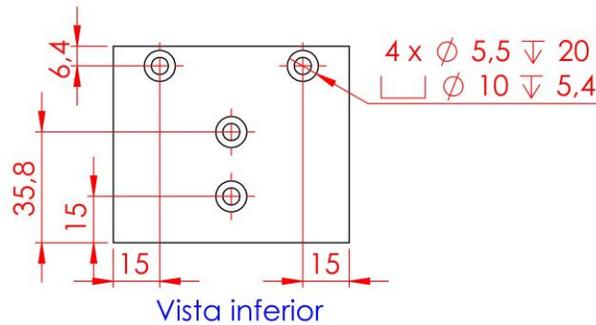
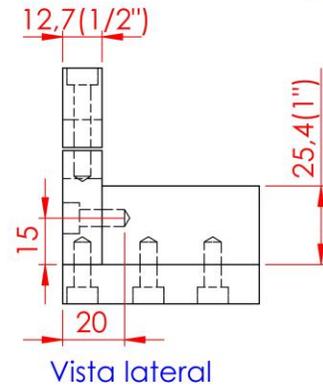
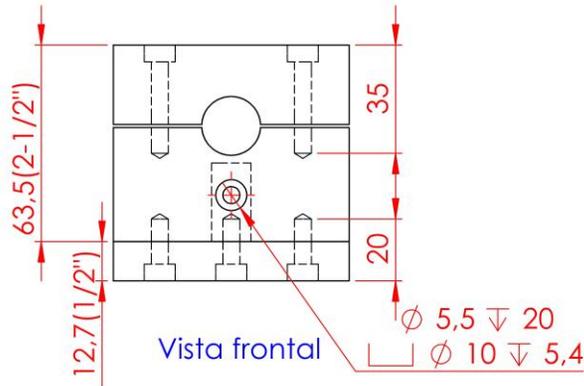
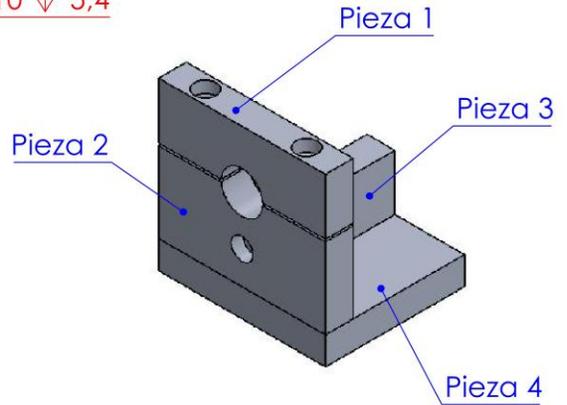
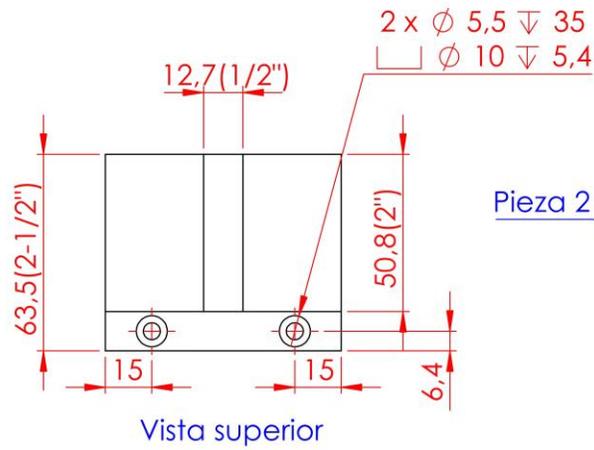
**SECCIÓN V-V**

**PLACA L**  
(Unión 30 grados marco Y)

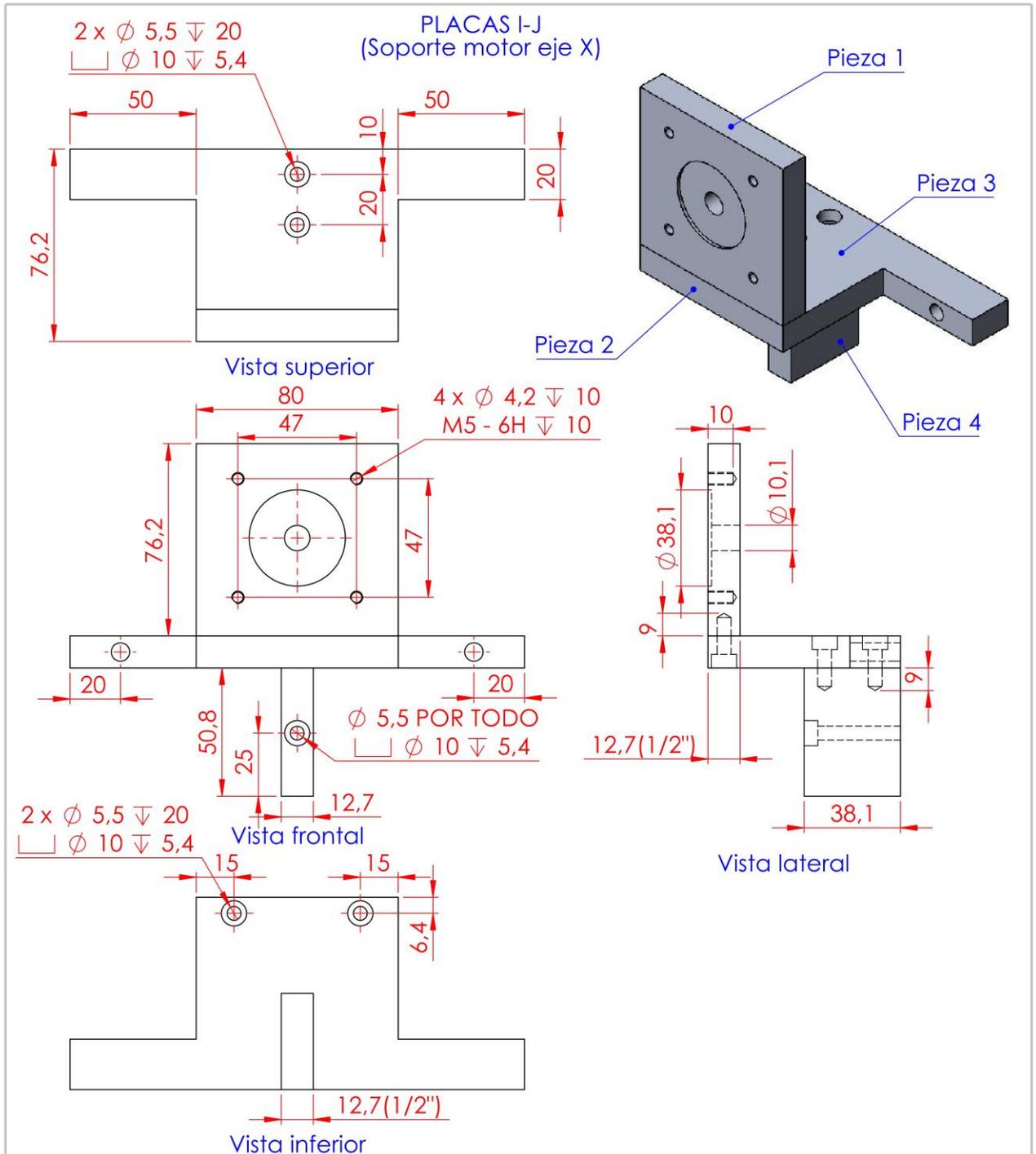


LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
NOTAS: 1.-Tolerancias no indicadas +0.1. 2.-Sistema ISO de tolerancias.	DIBUJ.	VIREN U. SIBAJA AGUILERA	06/06/2018	TÍTULO: Placa K(N.34),Placa L(N.35) y Placa M(N.36)
	VERIF.			ID DEL PLANO: <b>MC-007</b>
	APROB.			
	CANTIDAD: 2 PZAS. DE CADA PLACA			
MATERIAL: Aluminio 6063		ACABADO: MATAR FILOS		ESCALA:1:5
PESO APROX: XX KG				TAMAÑO DE HOJA: CARTA
				HOJA 7 DE 12

## Soporte Instrumento de Rayos X

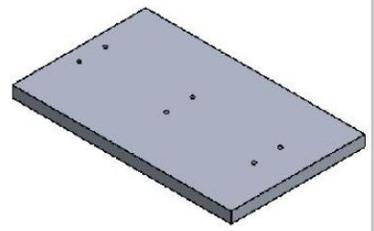
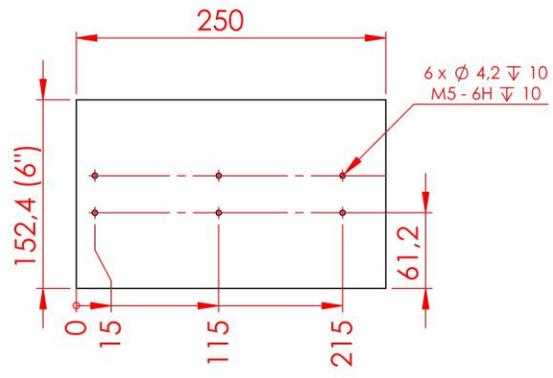


LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
<b>NOTAS:</b> 1.-El soporte instrumento se encuentra conformado por 4 pzas. 2.-Las piezas se unen por medio de tornillos Allen hexagonales. 3.-Todos los barrenos son machuleados para tornillo de M5. 4.-Tolerancias no indicadas +-0.1.	DIBUJ. VIREN U. SIBA.JA AGUILERA	06/06/2018	TÍTULO: <b>Soporte Instrumento (N. 17)</b>
	VERIF.		ID DEL PLANO: <b>MC-008</b>
	APROB.		ESCALA:1:2
	CANTIDAD: 1 PZA ENSAMBLADA		TAMAÑO DE HOJA: CARTA
PESO APROX: XX KG	ACABADO: MATAR FILOS		HOJA 8 DE 12

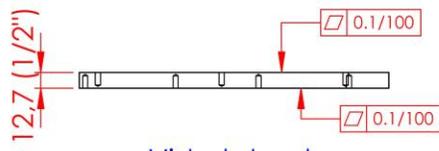


LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
<b>NOTAS:</b> 1.-El Soporte del motor X esta compuesto por 4 piezas de solera de 1/2 in. 2.-Todas las piezas estan unidas por tornillos M5 Allen. 3.-Tolerancias no indicadas en +0,-0.1.	DIBUJ. VIREN U. SIBAJA AGUILERA	06/06/2018	TÍTULO: <b>Placas I-J (N. 29)</b>
	VERIF.		
	APROB.		
	CANTIDAD: 1 PZA ENSAMBLADA		
PESO APROX: XX KG	ACABADO: MATAR FILOS	ESCALA:1:5	TAMAÑO DE HOJA: CARTA HOJA 9 DE 12

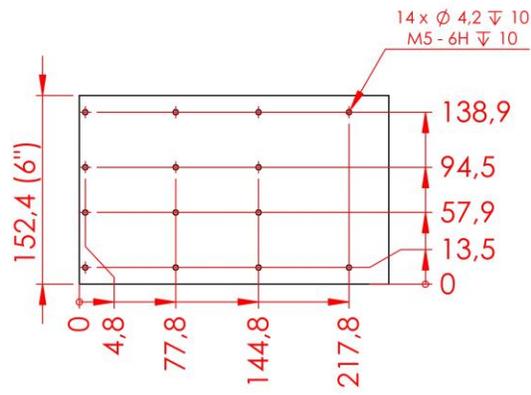
PLACA G  
(Soporte eje Z)



Vista superior



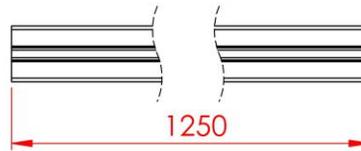
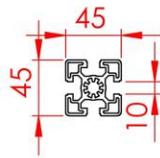
Vista lateral



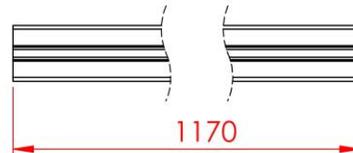
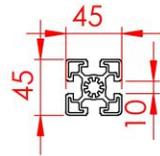
Vista inferior

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
NOTAS: 1.-Tolerancias no indicadas en +0.1.	DIBUJ.	VIREN U. SIBA.JA AGUILERA	06/06/2018
	VERIF.		
	APROB.		
	CANTIDAD: 1 PZA		
MATERIAL: Aluminio 6063	ID DEL PLANO: <b>MC-010</b>		TÍTULO: <b>Placa G (N. 19)</b>
ACABADO: MATAR FILOS	ESCALA:1:5	TAMAÑO DE HOJA: CARTA	HOJA 10 DE 12

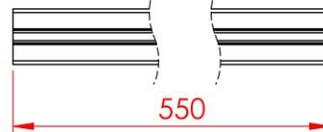
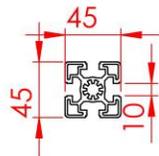
PERFIL A  
(Marco de la Máquina)



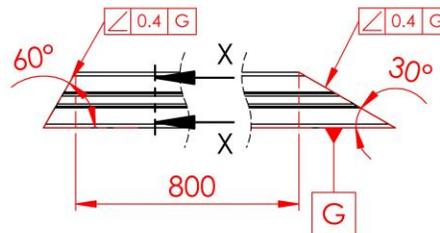
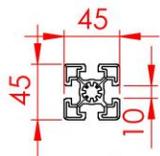
PERFIL B  
(Marco de la Máquina)



PERFIL C  
(Marco de la Máquina)

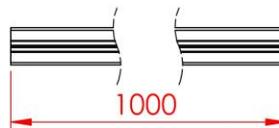
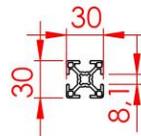


PERFIL D  
(Marco de la Máquina)



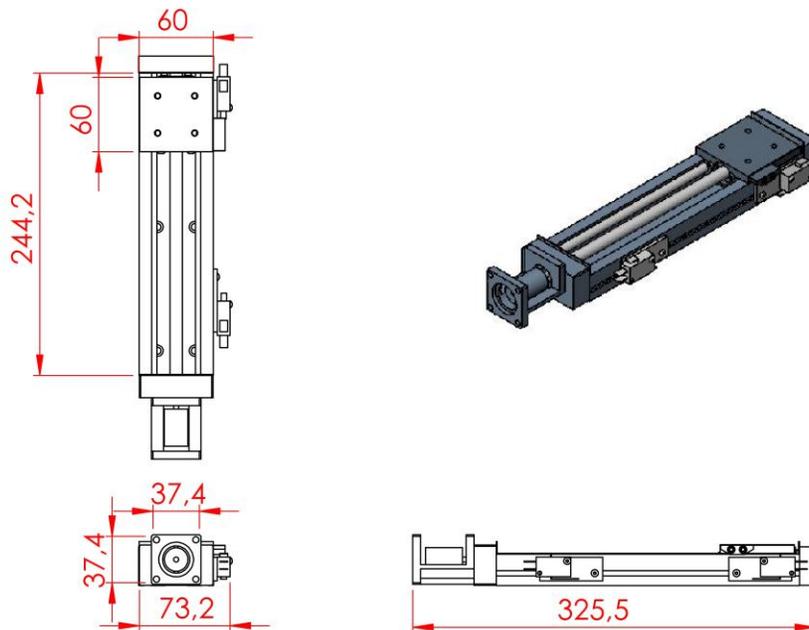
SECCIÓN X-X  
ESCALA 1 : 5

PERFIL F  
(Soporte eje X)

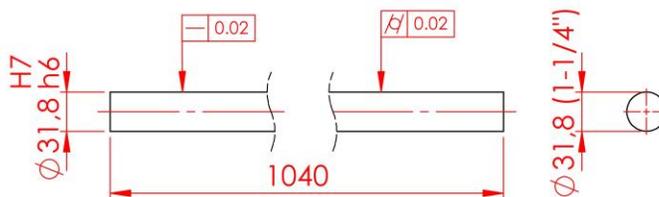


LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
NOTAS: 1.-Tolerancias no indicadas en +0.1.	DIBUJ. VIREN U. SIBA.JA AGUILERA	06/06/2018	TÍTULO: Perfil A(N.1) ,Perfil B (N.2) ,Perfil C (N.23), Perfil D (N. 24) y Perfil F (N.26).
	VERIF.		ID DEL PLANO: <b>MC-011</b>
	APROB.		
	CANTIDAD: 2 PZAS. DE LOS PERFILES B,C,D y F 3 PZAS DEL PERFIL A		ESCALA:1:5
	MATERIAL: ALUM. 6063 PERFIL BOSCH 45MMX45MM		
	ACABADO: MATAR FILOS		
			HOJA 11 DE 12

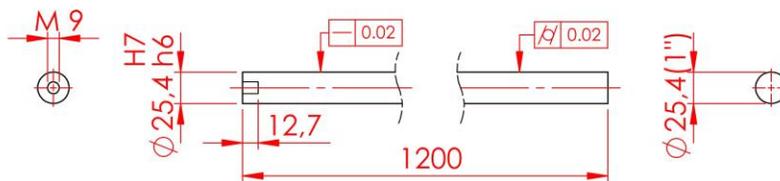
SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO LINEAL EJE Z THOMSON  
(Modelo: MS33 LJ N0280 -075 N 001 C 1 A 0 8)



EJE GUÍA DIRECCIÓN "X" THOMSON



EJE GUÍA DIRECCIÓN "Y" THOMSON

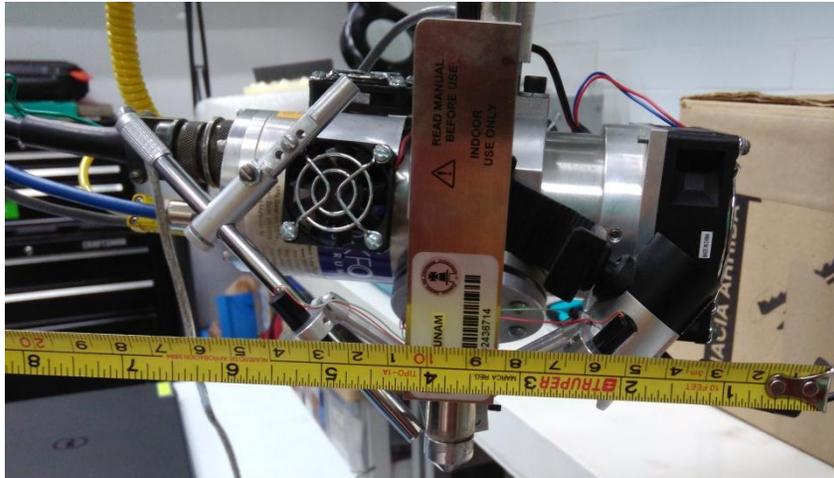


LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
NOTAS: 1.-Tolerancias no indicadas en+/-0.1. 2.-M9 indica machuleado. 3.-Sistema de tolerancias ISO.		DIBUJ. VIREN U. SIBA.JA AGUILERA	06/06/2018	TÍTULO: Sistema de desplazamiento Z (N.16), eje X (N.15) y eje Y (N.12)
25.4 H7 <sup>+0.020</sup> / <sub>0</sub>	31.8 H7 <sup>+0.025</sup> / <sub>0</sub>	VERIF.		ID DEL PLANO: <b>MC-012</b>
25.4 h6 <sub>-0.013</sub>	31.8 h6 <sub>-0.016</sub>	APROB.		
		CANTIDAD: 2 PZAS. DE CADA EJE		MATERIAL: EJES DE ACERO AISI 1045
PESO APROX: XX KG		ACABADO: MATAR FILOS		ESCALA: 1:5  TAMAÑO DE HOJA: CARTA
				HOJA 12 DE 12

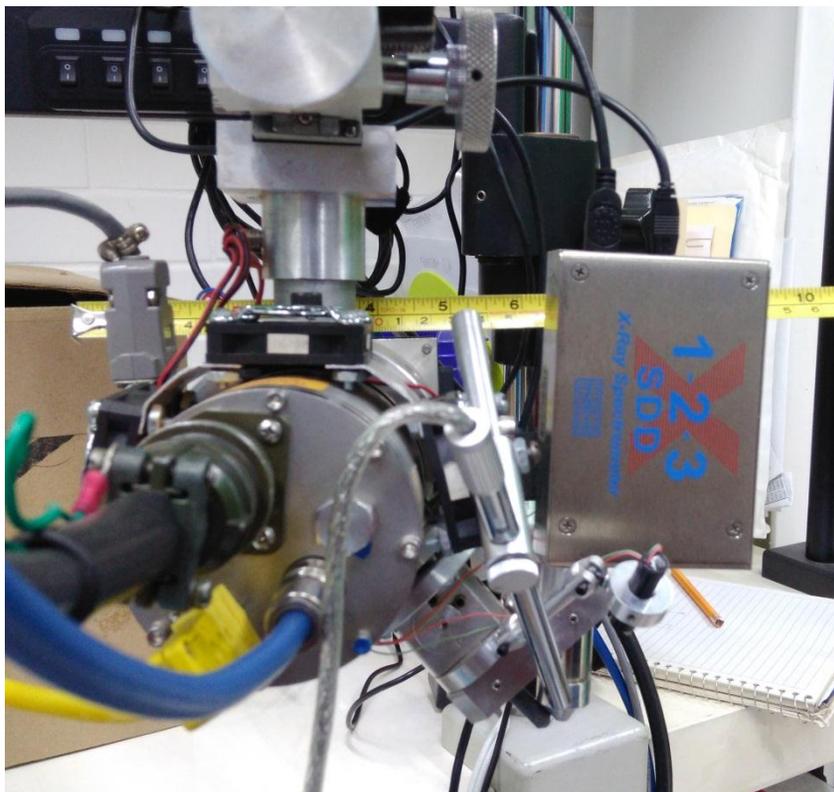
ANEXO D  
DIMENSIONES DEL  
INSTRUMENTO DE RAYOS X

Las siguientes imágenes muestran el instrumento de rayos X tal y como lo tiene montado actualmente en el laboratorio. El instrumento de Rayos X consta únicamente de cilindro metálico, sin embargo alrededor de él se instalan otra serie de sensores, una cámara y ventilador.

Ancho de 20 cm, tal y como muestra la siguiente figura:



Largo de 10 cm, tal y como muestra la siguiente figura:



Alto de 20 cm tal y como muestra la siguiente figura:



ANEXO E  
ESPECIFICACIONES  
TÉCNICAS DE PARTES  
MECÁNICAS

# SISTEMA MODULAR PERFILES Y UNIONES DE ALUMINIO (FABRICANTE REXROTH BOSCH)

## Perfiles

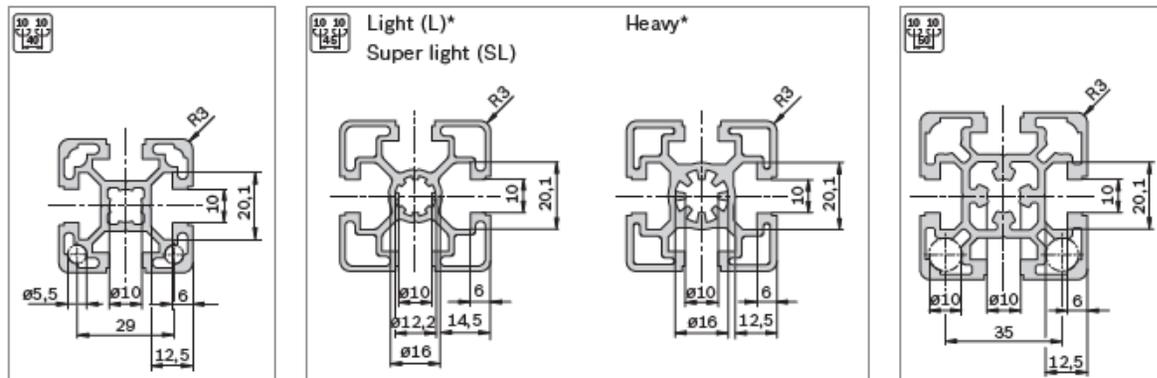
### Technical data – profile

Profil	Slot	Profile su face	Moment of inertia		Section modulus		Torsion index		Mass m	Page	
			A (cm <sup>2</sup> /in <sup>2</sup> )	I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> /in <sup>4</sup> )	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> /in <sup>4</sup> )	W <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> /in <sup>3</sup> )	W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> /in <sup>3</sup> )	I <sub>t</sub> (cm <sup>4</sup> /in <sup>4</sup> )			W <sub>t</sub> (cm <sup>3</sup> /in <sup>3</sup> )
30x30	8		3.1 0.481	2.8 0.067	2.8 0.067	1.8 0.110	1.8 0.110	0.29 0.007	0.33 0.020	0.9 0.605	2-19
45x45L	10		6.0 0.930	11.7 0.281	11.7 0.281	5.2 0.317	5.2 0.317	1.46 0.035	0.75 0.046	1.6 1.075	2-37

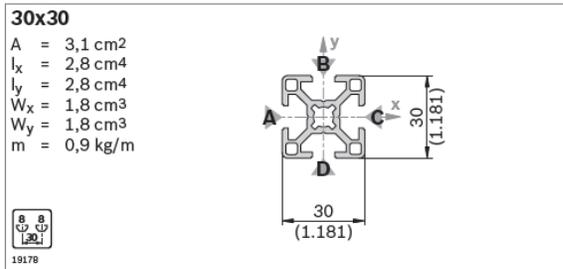
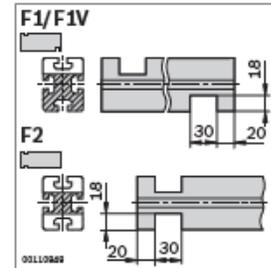
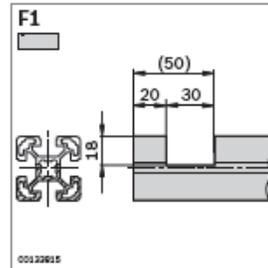
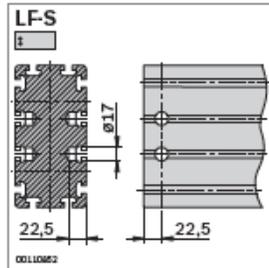
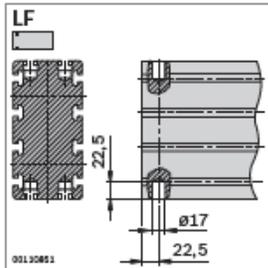
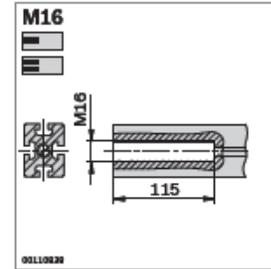
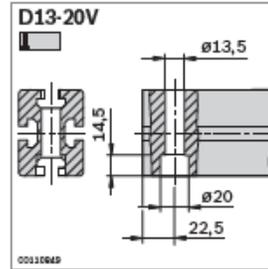
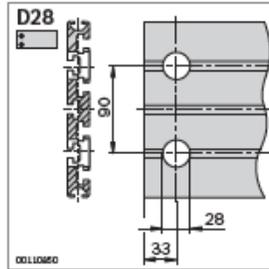
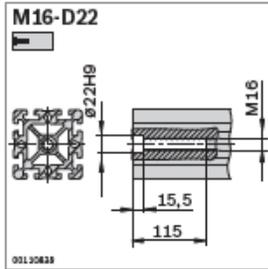
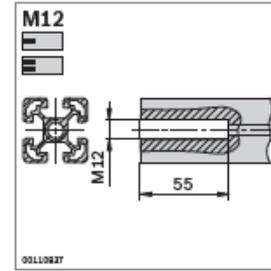
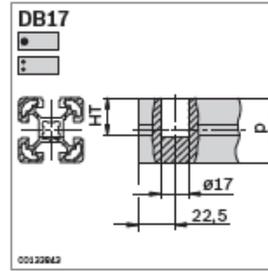
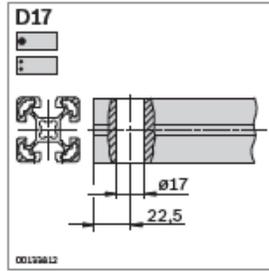
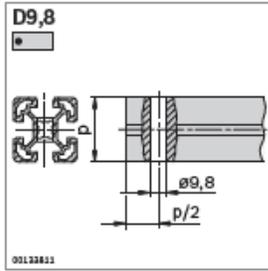
### Minimum profile lengths (mm) or Quick & Easy standard profile finishes on one or th sides

	-	M12	M16	D9.8	D17/DB17	F1
-	50	60	120	50	60	60
M12	60	110	180	90	90	110
M16	120	180	240	150	170	170
D9.8	50	90	150	80	70	90
D17/DB17	60	90	170	70	80	90
F1	60	110	170	90	90	80

### Slot, modular dimensions, central bore



**Profile finishi**



A = 3,1 cm<sup>2</sup>  
I<sub>x</sub> = 2,8 cm<sup>4</sup>  
I<sub>y</sub> = 2,8 cm<sup>4</sup>  
W<sub>x</sub> = 1,8 cm<sup>3</sup>  
W<sub>y</sub> = 1,8 cm<sup>3</sup>  
m = 0,9 kg/m



Cap	Color	ESD	No.
30x30 (1x)	Signal gray	100	3 842 548 744
30x30 (1x)	Black	20	3 842 548 745

Material: PP

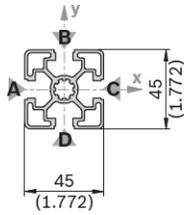
Cap with hole	Color	ESD	No.
30x30 (1x)	Signal gray	20	3 842 548 774
30x30 (1x)	Black	20	3 842 548 775

Material: PP

30x30	L (mm)	No.
1 pc	50 ... 5600	3 842 990 720 / L
1 pc M8	50 ... 5600	3 842 990 721 / L
1 pc M8	80 ... 5600	3 842 990 723 / L
1 pc M8	70 ... 5600	3 842 990 724 / L
1 pc D7,8	60 ... 5600	3 842 992 965 / L
1 pc D11	50 ... 5600	3 842 990 722 / L
1 pc D11	60 ... 5600	3 842 990 725 / L
1 pc D11	60 ... 5600	3 842 990 726 / L
20 pcs	6000	3 842 501 574
1 pc	6000	3 842 502 538

### 45x45L

$A = 6,0 \text{ cm}^2$   
 $I_x = 11,7 \text{ cm}^4$   
 $I_y = 11,7 \text{ cm}^4$   
 $W_x = 5,2 \text{ cm}^3$   
 $W_y = 5,2 \text{ cm}^3$   
 $m = 1,6 \text{ kg/m}$



Cap	Color	ESD	No.
45x45 (1x)	Signal gray	100	3 842 548 752
45x45 (1x)	Black	20	3 842 548 753

Material: PP

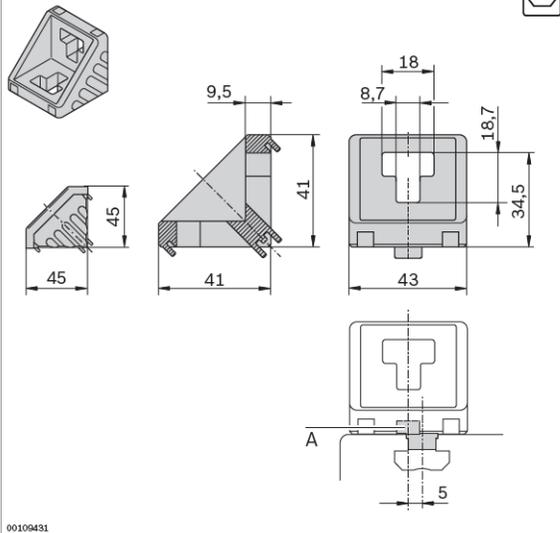
Cap with hole	Color	ESD	No.
45x45 (1x)	Signal gray	20	3 842 548 796
45x45 (1x)	Black	20	3 842 548 797

Material: PP

45x45L	L (mm)	No.
1 pc	50 ... 5600	3 842 992 425 / L
1 pc M12	60 ... 5600	3 842 992 426 / L
1 pc M12	M12	110 ... 5600 3 842 992 427 / L
1 pc M12	M12	90 ... 5600 3 842 992 960 / L
1 pc D9,8	D9,8	80 ... 5600 3 842 992 967 / L
1 pc D17	D17	60 ... 5600 3 842 992 953 / L
1 pc D17	D17	80 ... 5600 3 842 992 954 / L
1 pc D17	D17	80 ... 5600 3 842 992 956 / L
1 pc	6170	3 842 553 618
20 pcs	6070	3 842 553 611

## UNIONES

### 45/45

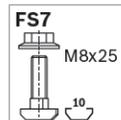


00109431

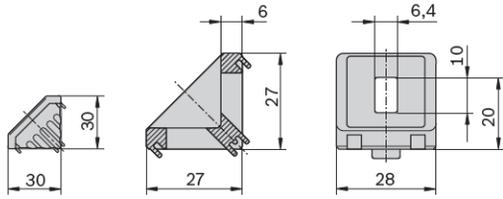
45/45	Slot	ESD	No.	FS
Set (standard)	10 / 10	1	3 842 523 561	2xFS7
<i>designLINE</i> set	10 / 10	1	3 842 551 606	2xFS7
Bracket (standard)	10	100	3 842 523 558	
Cap, signal gray		100	3 842 548 862	
Cover cap, black		20	3 842 548 863	
Sliding block, offset (A)	10	100	3 842 523 593	

Material: Bracket: Diecast aluminum, vibratory ground  
 Bracket *designLINE*: painted (RAL 9006)  
 Sliding block, offset: PA, black  
 Cap: PP  
 Fastening material: steel, galvanized  
 Scope of delivery: Set incl. fastening material (FS)

Model	$F_{max}$	$M_{max}$	$M_{max}$	$M_{max}$
45/45	3000 N	60 Nm	160 Nm	—



30/30

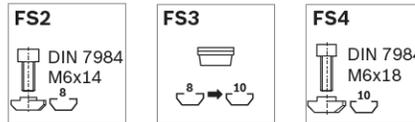


00109415

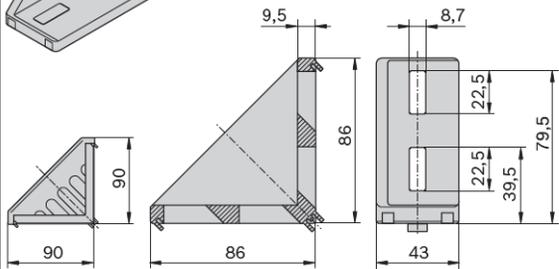
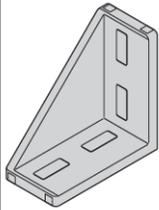
Model				
30/30	1250 N	25 Nm	75 Nm	-

30/30	Slot	ESD	No.	FS
Set (standard)	8 / 8		1 3 842 523 528	2xFS2
	8 / 10		1 3 842 523 530	1xFS2, 2xFS3, 1xFS4
	10 / 10		1 3 842 523 532	4xFS3, 2xFS4
<i>designLINE</i> set	8 / 8		1 3 842 551 598	2xFS2
	8 / 10		1 3 842 551 600	1xFS2, 2xFS3, 1xFS4
	10 / 10		1 3 842 551 599	4xFS3, 2xFS4
Bracket (standard)	8		100 3 842 523 525	
Cap, signal gray			100 3 842 548 846	
Cap, black			20 3 842 548 847	
Adapter for 10 mm slot	8 / 10		100 3 842 523 537	

Material: Bracket: Diecast aluminum, vibratory ground  
 Bracket *designLINE*: painted (RAL 9006)  
 Adapter: PA, black  
 Cap: PP  
 Fastening material: steel, galvanized  
 Scope of delivery: Set incl. fastening material (FS)



45/90

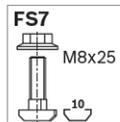


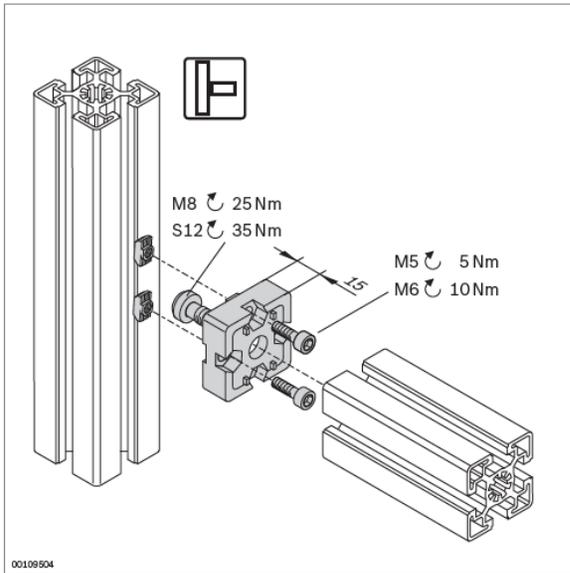
00109435

Model				
45/90	6000 N	180 Nm	400 Nm	60 Nm

45/90	Slot	ESD	No.	FS
Set (standard)	10 / 10		1 3 842 523 570	4xFS7
	10 / 10		1 3 842 551 607	4xFS7
Bracket (standard)	10		100 3 842 523 567	
Cap, signal gray			20 3 842 548 864	
Cap, black			20 3 842 548 865	

Material: Bracket: Diecast aluminum, vibratory ground  
*designLINE* bracket: painted (RAL 9006)  
 Cap: PP  
 Fastening material: steel, galvanized  
 Scope of delivery: Set incl. fastening material (FS)

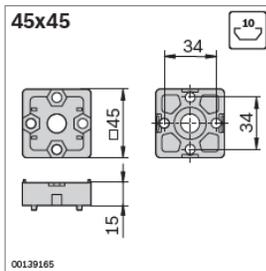




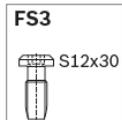
## T-connector



- ▶ For right-angled profile connection
- ▶ *designLINE* version with special silver paint (RAL 9006) for an attractive, high-quality design
- ▶ Profile machining:
  - 30x30: M8 thread cutting in central bores
  - 40x40, 45x45, 50x50: not required



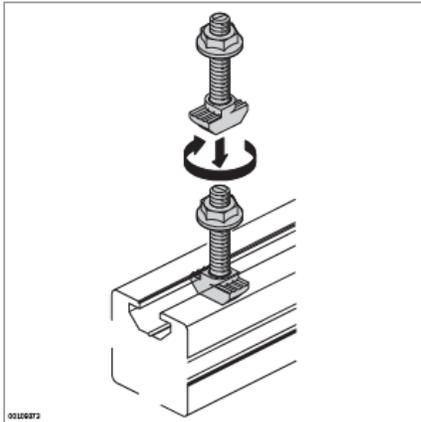
Model		
45x45	9000 N	200 Nm



T-connector	Slot	ESD	No.	FS
45x45 Set (standard)	10		3 842 520 802	1xFS3, 2xFS4
<i>designLINE</i> set	10		3 842 538 698	1xFS3, 2xFS4

Material: T-connector: Diecast zinc  
*designLINE* T-connector: painted (RAL 9006)  
Fastening material: steel, galvanized

Scope of delivery: Set incl. fastening material (FS)



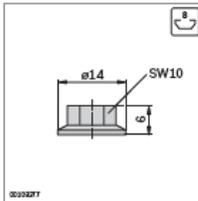
0110873

## Flange nut T-bolt, T-bolt Fastening Kits

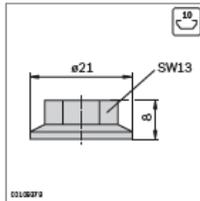


- ▶ Secure, conductive connection
- ▶ Notch at bolt end as marker for correct position identification
- ▶ Profile machining: not required

Technical data (p. 19-5)



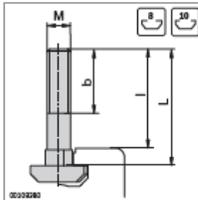
003027



0110873

Flange nut	Slot	M	ESD	No.
	8	M6	⚡	100 3 842 523 925
		1/4-20	⚡	1 8 981 021 465
	10	M8	⚡	100 3 842 345 081
5/16-18		⚡	1 8 981 021 464	

Material: Steel, galvanized



0030280

Slot	Force
8	4000 N
10	6000 ... 18000 N <sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> Depending on profile (p. 19-5)

T-bolt	Slot	MxL	b (mm)	l (mm)	ESD	No.
8		M6x16	10	14	⚡	100 3 842 523 920
		M6x20	14	18	⚡	100 3 842 523 921
		M6x25	18	23	⚡	100 3 842 523 922
10		M8x20	14	14	⚡	100 3 842 528 715
		M8x25	19	19	⚡	100 3 842 528 718
		M8x30	24	24	⚡	100 3 842 528 721
		M8x40	22	34	⚡	100 3 842 528 724
		M8x50	22	44	⚡	100 3 842 528 727

Material: Steel, galvanized

# HUSILLO DE BOLAS (FABRICANTE SKF)

## Especificaciones de la Tuerca

### Tuerca Norma DIN 69051

Husillos a bolas laminados ó rectificados con tuerca simple KBS.

Husillos a bolas rectificados con tuerca doble EDBS

D Product information

## PND preloaded screws, DIN standard 69051

Rolled thread ball screw with recirculation through inserts, DIN nut

### Features

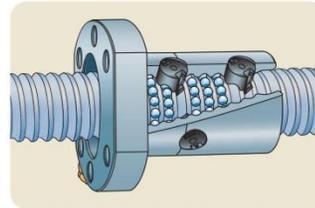
- Nominal diameter from 16 to 63 mm
- Lead from 5 to 10 mm
- Standard composite recirculation inserts
- Optional steel recirculation inserts
- Standard lead precision G5, G7 and G9
- Nut ground outside diameter / flange face
- Precision ground nut thread<sup>1)</sup>
- Standard preload 7% to 8,5% of ball screw  $C_a$  value, depending on ball screw size
- Lubrication hole for grease nipple or for SKF SYSTEM 24 automatic lubrication kit
- Optional surface coating on shaft and nut
- Optional safety nuts. Please contact SKF for selection and usage of this option
- Optional wipers.

### Benefits

- Compact nut / integral flange for easy assembly
- One-piece nut<sup>1)</sup> with internal preload for compactness and optimum rigidity
- Design well suited for positioning screws. G5 lead precision of ground ball screws
- Optional steel recirculation inserts can act as a safety device for severe or vertical applications. Please contact SKF for such applications.



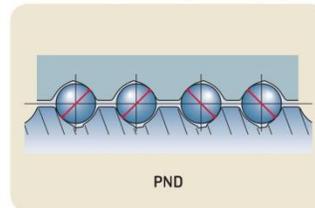
Standard



Recirculation



Assembly with pillow block



PND

Nominal diameter	Lead (right hand)	Nut Basic load ratings		Number of circuits of balls	Preload torque average $T_{pr}$	Stiffness $R_N$	Inertia	Grease	Weight	Screw			Designation
		dynamic $C_a$	static $C_{oa}$							Mass	Inertia	Grease	
$d_0$	$P_h$	$C_a$	$C_{oa}$										
mm	mm	kN	–	–	Nm	N/μm	kgmm <sup>2</sup>	cm <sup>3</sup>	kg	kg/m	kgmm <sup>2</sup> /m	cm <sup>3</sup> /m	–
16	5	5,5	7,1	2×2	0,08	147	46	1	0,19	1,3	33	2,1	PND 16×5 R
	10	10,7	17,2	2×2×1,8	0,15	263	56	2,7	0,28	1,21	30,7	1,9	PND 16×10 R <sup>1)</sup>
20	5	8	11,9	2×2	0,14	248	91	1,3	0,26	2	85	2,7	PND 20×5 R
	5	12,7	22,7	2×3	0,28	436	405	2	0,4	3,3	224	3,4	PND 25×5 R
25	10	13,3	19,5	2×2	0,3	264	245	4,5	0,53	3,2	255	3,2	PND 25×10 R
	5	19	41,3	2×4	0,52	734	453	3,2	0,715	5,6	641	3,2	PND 32×5 R
32	10	21,9	39	2×3	0,61	490	490	7,6	0,81	5,6	639	4,1	PND 32×10 R
	5	25,6	65,6	2×5	0,71	968	1 110	4,8	1,3	9	1 639	5,5	PND 40×5 R/L
40	10	52,2	99,3	2×4	1,47	793	1 290	15,5	1,8	8,4	1 437	4,9	PND 40×10 R
	10	71,3	157,3	2×5	2,47	1 222	2 940	27,5	2,6	13,6	3 736	7,9	PND 50×10 R
63	10	81,5	206,9	2×5	3,46	1 448	5 290	26,8	3,2	22	9 913	7,9	PND 63×10 R

<sup>1)</sup> Except 16×10 R: nut thread is not ground, double nut design

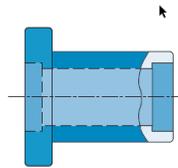


Fig. 14  
Tipo "BS": Tuerca simple con brida



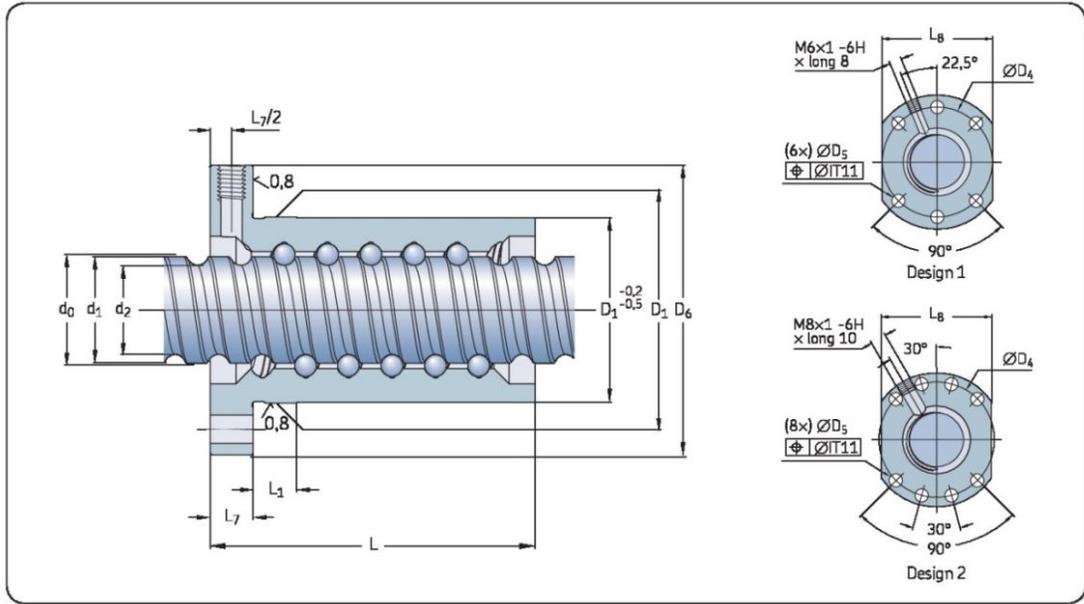
SND/BND/PND, DIN 69051



Internal, by inserts

SND/BND/PND	16	5-10
SND/BND/PND	20	5
SND/BND/PND	25	5-10
SND/BND/PND	32	5-10
SND/BND/PND	40	5-10
SND/BND/PND	50	10
SND/BND/PND	63	10

<sup>1)</sup> except 10x4 R and 16x10 R  
<sup>2)</sup> 6x2 R only.



D

Screw	Nut		Design	D <sub>5</sub> H13	D <sub>6</sub> h13	L	L <sub>1</sub>	L <sub>7</sub>	L <sub>8</sub> h13	Screw length max.	d <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	Support bearing Recommended thrust support bearings	Recommended support pillow block
	d <sub>0</sub> × P <sub>h</sub>	D <sub>1</sub> g6												
mm	mm	mm	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-
16x5	28	38	1	5,5	48	43,5	10	10	40	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16
16x10	28	38	1	5,5	48	47	37	10	40	2 000	12,6	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16
20x5	36	47	1	6,6	58	44,5	10	10	44	4 700	16,7	19,4	PLBU 20/FLBU 20	BUF 20
25x5	40	51	1	6,6	62	44,5	10	10	48	4 700	21,7	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
25x10	40	51	1	6,6	62	75	10	10	48	4 700	20,5	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
32x5	50	65	1	9	80	51,5	10	12	62	5 700	28,7	31,6	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
32x10	50	65	1	9	80	64	10	12	62	5 700	27,8	32	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
40x5	63	78	2	9	93	58,5	10	14	70	5 700	36,7	39,6	PLBU 40/FLBU 40	BUF 40
40x10	63	78	2	9	93	91	20	14	70	5 700	34	39,4	PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4 <sup>2)</sup>	BUF 40
50x10	75	93	2	11	110	93	10	16	85	5 700	44	49,7	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5 <sup>2)</sup>	BUF 50
63x10	90	108	2	11	125	95	10	18	95	5 700	57	62,8	PLBU 63/FLBU 63	BUF 63

## Especificaciones del maquinado en los extremos de los husillos:

### Extremo conectado al motor

D Product information

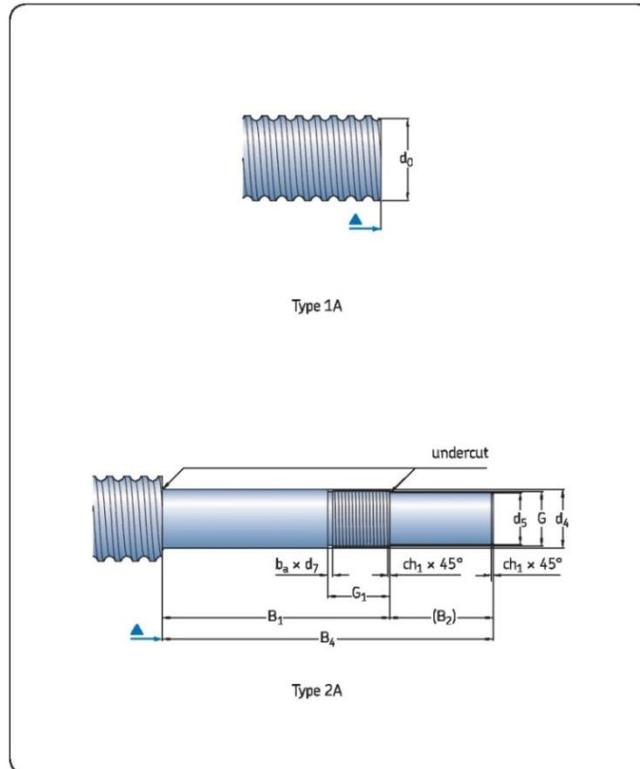
## Standard end machining for shaft nominal diameter $\geq 16$ mm

For SD/BD-SDS/BDS-SX/BX-SND/BND/PND-SN/BN/PN

Standard shaft ends for ball screws with nominal diameter  $d_0 \geq 16$  mm have been developed to fit with the SKF support bearings FLBU, PLBU and BUF.

Support bearing	Machined end type
FLBU	2A or 3A
PLBU	2A or 3A
BUF	4A or 5A

For these types of machined ends, the maximum permissible dynamic load is 75% of the ball screw dynamic load carrying capacity.



#### Size

$d_0$	$d_5$ h7	$d_4^{(1)}$ h6	$d_{11}$ h6	$d_{12}$ h7	$B_1$ js12	$B_2$	$B_3$ js12	$B_4$ js12	$B_5$ H11	$B_6$ js12	$B_7$	$d_6$
mm												
16	8	10	10	8	53	16	13	69	10	29	2	12,5
20	10	12	10	8	58	17	13	75	10	29	2	14,5
25 <sup>1)</sup>	15	17	17	15	66	30	16	96	13	46	4,5	20
32 <sup>1)</sup>	17	20	17	15	69	30	16	99	13	46	4,5	21,7
40 <sup>1)</sup>	25	30	30	25	76	45	22	121	17,5	67	4,5	33,5
50 <sup>1)</sup>	30	35	30	25	84	55	22	139	17,5	67	4,5	35,2
63	40	50	45	40	114	65	28	179	20,75	93	3	54

<sup>1)</sup> For applications with radial loads on support bearings, please consult SKF for best selection of tolerance on diameter  $d_4$ .

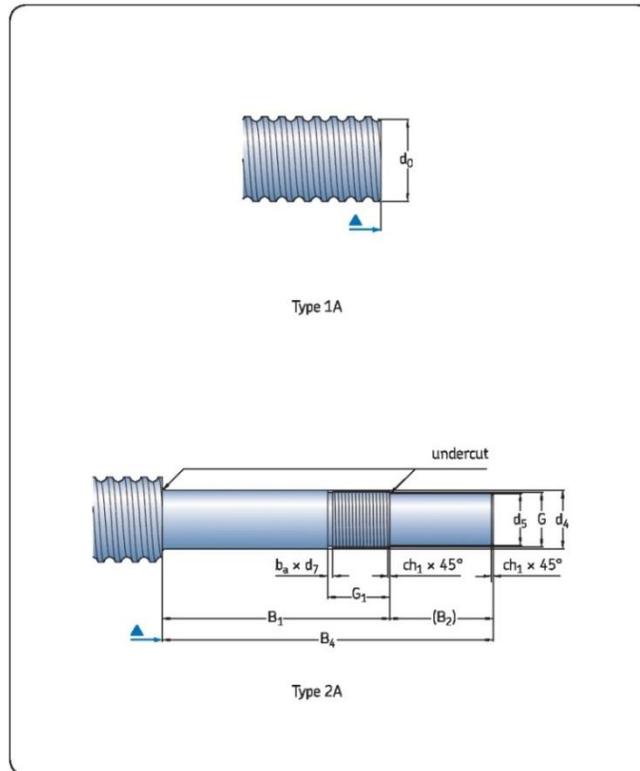
## Standard end machining for shaft nominal diameter $\geq 16$ mm

For SD/BD-SDS/BDS-SX/BX-SND/BND/PND-SN/BN/PN

Standard shaft ends for ball screws with nominal diameter  $d_0 \geq 16$  mm have been developed to fit with the SKF support bearings FLBU, PLBU and BUF.

Support bearing	Machined end type
FLBU	2A or 3A
PLBU	2A or 3A
BUF	4A or 5A

For these types of machined ends, the maximum permissible dynamic load is 75% of the ball screw dynamic load carrying capacity.

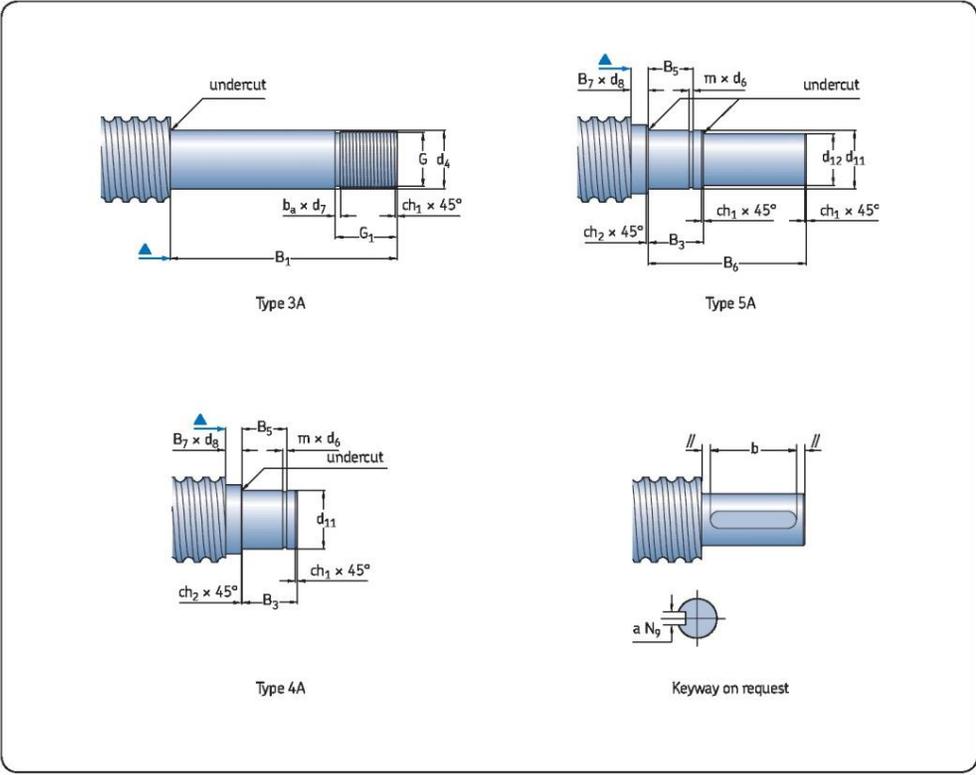


### Size

$d_0$ –	$d_5$ h7	$d_4^{1)}$ h6	$d_{11}$ h6	$d_{12}$ h7	$B_1$ js12	$B_2$	$B_3$ js12	$B_4$ js12	$B_5$ H11	$B_6$ js12	$B_7$	$d_8$
mm												
16	8	10	10	8	53	16	13	69	10	29	2	12,5
20	10	12	10	8	58	17	13	75	10	29	2	14,5
25 <sup>1)</sup>	15	17	17	15	66	30	16	96	13	46	4,5	20
32 <sup>1)</sup>	17	20	17	15	69	30	16	99	13	46	4,5	21,7
40 <sup>1)</sup>	25	30	30	25	76	45	22	121	17,5	67	4,5	33,5
50 <sup>1)</sup>	30	35	30	25	84	55	22	139	17,5	67	4,5	35,2
63	40	50	45	40	114	65	28	179	20,75	93	3	54

<sup>1)</sup> For applications with radial loads on support bearings, please consult SKF for best selection of tolerance on diameter  $d_4$ .

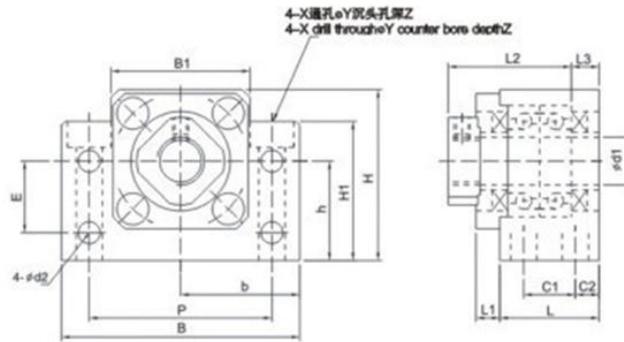
Extremo sin acoplamiento del motor



Size										Keyway to DIN 6885	
$d_0$	G 6g	$G_1$	m +0,14 0	$d_6$ h11	h12	$ch_1$	$ch_2$	$b_a$	$d_7$ h11	$a^{N9} \times l \times b$ fixed end (type 2A)	fixed end (type 5A)
mm											
16	M10x0,75	17	1,1	9,6		0,5	0,5	1,2	8,8	A2x2x12	A2x2x12
20	M12x1	18	1,1	9,6		0,5	0,5	1,5	10,5	A3x3x12	A2x2x12
25	M17x1	22	1,1	16,2		0,5	0,5	1,5	15,5	A5x5x25	A5x5x25
32	M20x1	22	1,1	16,2		0,5	0,5	1,5	18,5	A5x5x25	A5x5x25
40	M30x1,5	25	1,6		28,6	1	0,5	2,3	27,8	A8x7x40	A8x7x40
50	M35x1,5	27	1,6		28,6	1	0,5	2,3	32,8	A8x7x45	A8x7x40
63	M50x1,5	32	1,85		42,5	1,5	1	2,3	47,8	A12x8x50	A12x8x50

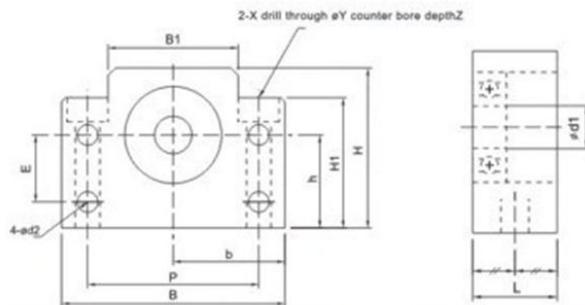
Especificación de los soportes del husillo

**BK Fixed Side**



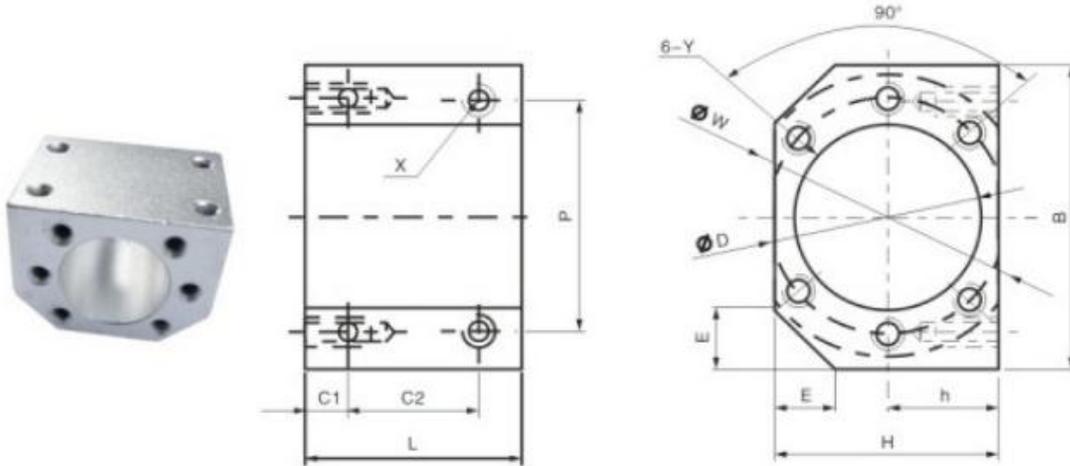
Model No.	d1	L	L1	L2	L3	C1	C2	B	H	b <sup>±0.02</sup>	h <sup>±0.02</sup>	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z
BK10	10	25	5	29	5	13	6	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BK12	12	25	5	29	5	13	6	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BK15	15	27	6	32	6	15	6	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5
BK17	17	35	9	44	7	19	8	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5
BK20	20	35	8	43	8	19	8	88	60	44	34	52	50	22	70	6.6	9	14	8.5
BK25	25	42	12	54	9	22	10	106	80	53	48	64	70	33	85	9	11	17.5	11
BK30	30	45	14	61	9	23	11	128	89	64	51	76	78	33	102	11	14	20	13
BK35	35	50	14	67	12	26	12	140	96	70	52	88	79	35	114	11	14	20	13
BK40	40	61	18	76	15	33	14	160	110	80	60	100	90	37	130	14	18	26	17.5

**BF**



	d1	L	B	H	b	h	B1	H1	E	d2	X	Y	Z	
BF10	8	20	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BF12	10	20	60	43	30	25	35	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BF15	15	20	70	48	35	28	40	38	18	54	6.6	6.6	11	6.5
BF17	17	23	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5
BF20	20	26	88	60	44	34	52	50	22	70	6.6	9	14	8.5
BF25	25	30	106	80	53	48	64	70	33	85	9	11	17.5	11

## Nut a connector



PARCA NO	SOMUN	D	B	H	h	E	L	C1	C2	P	X	W	Y
16H	1605	28	52	40	20	12	40	8	24	40	M5	38	M5
	1610												
1616	1616	32	54	38	19	8	40	8	24	44	M5	42	M4
20H	2005	36	62	44	22	12	40	8	24	48	M6	47	M6
	2010												
2020	2020	39	64	46	23	11	40	8	24	52	M6	50	M5
25H	2505	40	66	48	24	13	40	8	24	50	M6	51	M6
	2510												
2525	2525	47	68	56	28	9	40	8	24	50	M6	60	M6
32H	3205	50	86	62	31	17	40	8	24	66	M8	65	M8
	3210												

## Acoplamiento con el motor, husillo, soportes y tuerca



**SISTEMA DE MOVIMIENTO LINEAL PARA EL EJE Z (FABRICANTE THOMSON).**

[Referencia: catálogo de la compañía Thomson “Linear Motion System”]

**Linear Motion Systems with Lead or Ball Screw Drive and Ball Guide**  
**Overview**

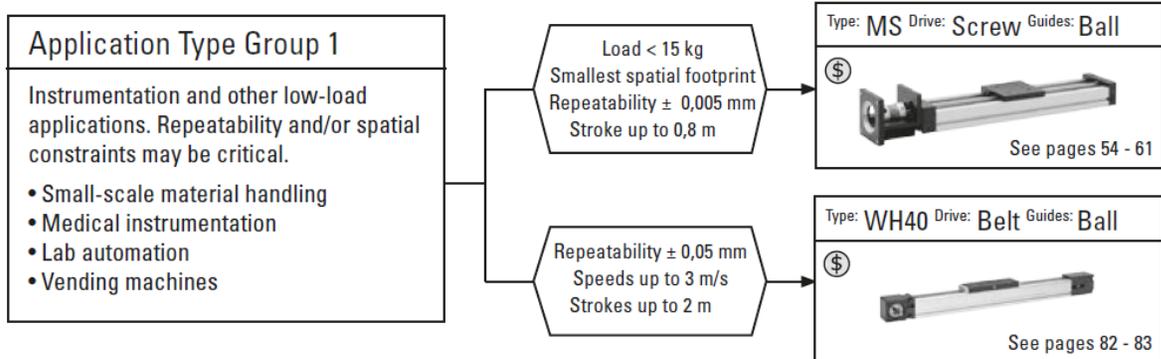
**MicroStage MS**



**Features**

- Compact, lightweight package
- Stainless steel leadscrew with anti-backlash nut offers precise repeatability
- Segmented linear bearings provide smooth motion
- Corrosion resistant options available

Parameter		MS25	MS33	MS46L	MS46B
Profile size (width × height)	[mm]	50 × 25	60 × 33	86 × 46	86 × 46
Stroke length (Smax), maximum	[mm]	705,5	704	821,3	821,3
Linear speed, maximum	[m/s]	0,85	1,02	0,83	0,83
Dynamic carriage load (Fz), maximum	[N]	100	150	450	450
Remarks		bellows option available	bellows option available	bellows option available	bellows option available
Page		54	56	58	60



# MS33

## Lead Screw Drive, Ball Guide

» Ordering key - see page 197  
» Accessories - see page 135

### General Specifications

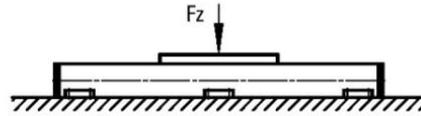
Parameter	MS33
Profile size (w × h) [mm] <sup>1</sup>	60 × 33
Type of screw	lead screw
Carriage sealing system	none (optional bellows)
Screw supports	none
Lubrication	lubrication of screws and guides
Included accessories	RediMount™ kit

<sup>1</sup>Base width × carriage height

### Performance Specifications

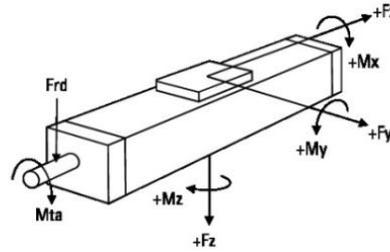
Parameter	MS33
Stroke length (Smax), maximum	[mm] 704
Linear speed, maximum	[m/s] 1,02
Acceleration, maximum	[m/s <sup>2</sup> ] 9,8
Repeatability	[± mm] 0,005
Accuracy	[± mm] 0,18 / 300 mm
Input speed, maximum	[rpm] 2000
Operation temperature limits	[°C] -20 – 80
Dynamic load (Fx), maximum	[N] 80,1
Dynamic load (Fy), maximum	[N] 150
Dynamic load (Fz), maximum	[N] 150
Dynamic load torque (Mx), maximum	[Nm] 2,8
Dynamic load torque (My), maximum	[Nm] 2,5
Dynamic load torque (Mz), maximum	[Nm] 5,1
Drive shaft force (Frd), maximum	[N] 222
Drive shaft torque (Mta), maximum	[Nm] 0,43
Lead screw diameter (d <sub>0</sub> )	[mm] 9,525
Lead screw lead (p)	
inch leads	[inch] 0,0625, 0,1, 0,125, 0,2, 0,375, 0,5, 1,0, 1,2
metric leads	[mm] 2
Weight	[kg]
of unit with zero stroke	0,69
of every 100 mm of stroke	0,31
of each carriage	0,12

### Deflection of the Profile



The unit must be continuously supported by a machined surface under its entire length.

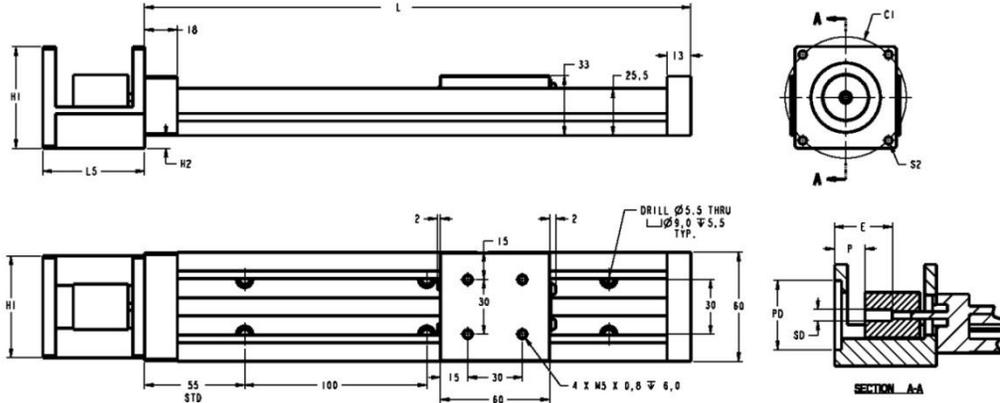
### Definition of Forces



# MS33

## Lead Screw Drive, Ball Guide

Dimensions Projection  
METRIC 



**Ordering Length (L) and Maximum Stroke (Smax)**  
L = Smax + 96

Motor block frame size <sup>1</sup>	H1	H2	SD	PD	P	E (max.)	S2	L5	C1
NEMA-17	39,9	1,2 <sup>2</sup>	5,0	22,0	7,8	28,0	ø 0,136	49,5	43,8
NEMA-23	57,2	7,5	6,35	38,2	14,0	33,0	M4	55,9	66,7

<sup>1</sup> Other sizes are easily configured. See [www.linear-motion-eering.com](http://www.linear-motion-eering.com) for the motor mounting configurator.  
<sup>2</sup> Always hasen

Información para obtener el modelo CAD desde internet:

### MS33

Parameters Data Sheets 3D View 2D View Download

**System Length :**  
  
 170-800 (by increments of 1)

**Cover Option :**

**Screw Lead :**

**Limit Switch Option :**

**Motor Adapter :**

**Input Block Square Size :**  
  
 20-65 (by increments of )

**Input Block Pilot Diameter :**  
  
 8.8-53.2 (by increments of )

**Input Block Bolt Circle Dia :**  
  
 19-71 (by increments of )

**Input Block Thickness :**  
  
 15-60 (by increments of )

**Coupling Bore :**  
  
 2.8-13.2 (by increments of )

**Download information:**  
 Format: SOLIDWORKS Part/Assembly  
 Version: 2016  
 Mapped Format: sldprt  
 Mapped Version: 2016  
 Part Number: MS33LJ0E0276-038N9990AA07  
 Type: 3D  
 [MS33](#)  
 Drag and drop this link into SolidWorks, or click it to download the file.

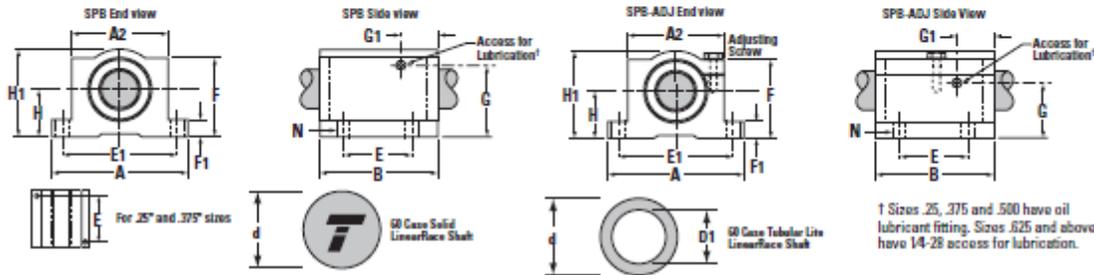
Please select a 3D download format:  
  
 Version:  
   zipped

Please select a 2D download format:  
 Detail Drawing  
  
 Version:  
   zipped

# RODAMIENTOS LINEALES PARA LOS EJES X-Y (PROVEEDOR THOMSON)

Rodamiento deslizante con bloque en pulgadas

## Super Ball Bushing Pillow Blocks (Closed and Adjustable Type) for End-Supported Applications



### Super Ball Bushing Pillow Blocks (Closed and Adjustable Types, seal at both ends) and 60 Case® LinearRace® (Dim. in in.)

Part Number <sup>(1)</sup>		60 Case LinearRace	Nominal Diameter	H ±.003	H1	60 Case LinearRace Diameter d	60 Case LinearRace Minimum Depth of Hardness	60 Case Solid LinearRace Mass lb/in	60 Case Tubular Life LinearRace Mass lb/in	60 Case Tubular Life LinearRace ID D1
Fixed	Adjustable									
SPB4	SPB4ADJ	1/4 L	.250	.437	.81	.2495/.2490	.027	.01	-	-
SPB6	SPB6ADJ	3/8 L	.375	.500	.94	.3745/.3740	.027	.03	-	-
SPB8	SPB8ADJ	1/2 L	.500	.687	1.25	.4995/.4990	.04	.06	-	-
SPB10	SPB10ADJ	5/8 L	.625	.875	1.63	.6245/.6240	.04	.09	-	-
SPB12	SPB12ADJ	3/4 L	.750	.937	1.75	.7495/.7490	.06	.13	.08	.46/.41
SPB16	SPB16ADJ	1 L	1.000	1.187	2.19	.9995/.9990	.08	.22	.16	.62/.56
SPB20	SPB20ADJ	1 1/4 L	1.250	1.500	2.81	1.2495/1.2490	.08	.35	-	-
SPB24	SPB24ADJ	1 1/2 L	1.500	1.750	3.25	1.4994/1.4989	.08	.50	.33	.93/.84
SPB32	SPB32ADJ	2 L	2.000	2.125	4.06	1.9994/1.9987	.10	.89	.54	1.31/1.18

Part Number <sup>(1)</sup>		A	A2	B	E ±.010	E1 ±.010	F	F1	G	G1	N		Pillow Block Mass lb	Dynamic <sup>(2)</sup> Load Capacity lb <sub>r</sub>
Fixed	Adjustable										Hole	Bolt		
SPB4	SPB4ADJ	1.63	1.00	1.19	.750	1.313	.75	.19	.60	.41	.16	#6	.10	60
SPB6	SPB6ADJ	1.75	1.13	1.31	.875	1.438	.88	.19	.70	.41	.16	#6	.13	100
SPB8	SPB8ADJ	2.00	1.38	1.69	1.000	1.688	1.13	.25	.97	.44	.16	#6	.20	255
SPB10	SPB10ADJ	2.50	1.75	1.94	1.125	2.125	1.44	.28	1.20	.69	.19	#8	.50	450
SPB12	SPB12ADJ	2.75	1.88	2.06	1.250	2.375	1.56	.31	.94	.78	.19	#8	.60	600
SPB16	SPB16ADJ	3.25	2.38	2.81	1.750	2.875	1.94	.38	1.19	.91	.22	#10	1.20	1050
SPB20	SPB20ADJ	4.00	3.00	3.63	2.000	3.500	2.50	.44	1.50	1.37	.22	#10	2.50	1500
SPB24	SPB24ADJ	4.75	3.50	4.00	2.500	4.125	2.88	.50	1.75	1.13	.28	1/4	3.80	2000
SPB32	SPB32ADJ	6.00	4.50	5.00	3.250	5.250	3.63	.63	1.30	1.25	.41	3/8	7.00	3000

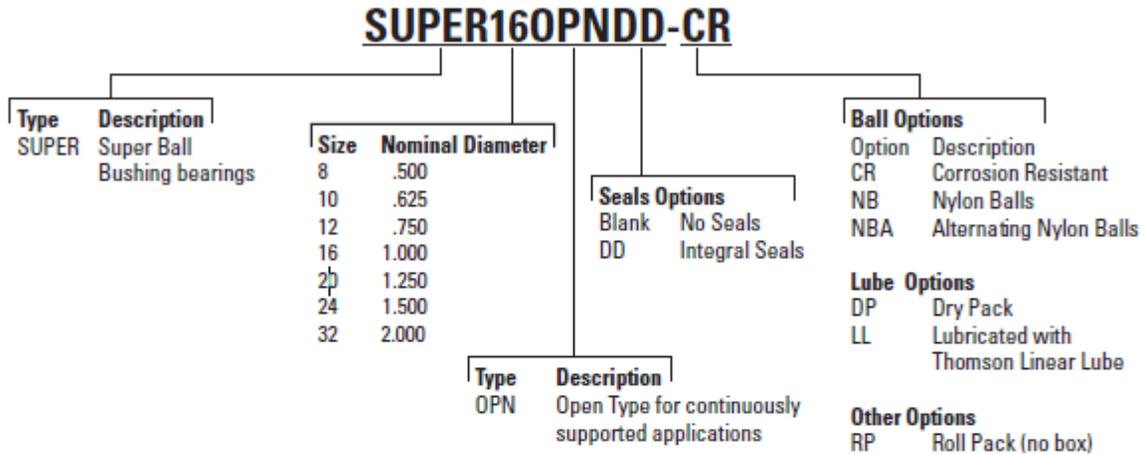
(1) For part number description and specifications, see page 46.

(2) The Dynamic Load Capacity is based on a rated travel life of 2 million inches. The actual Dynamic Load Capacity can be affected by the orientation of the bearing or the direction of the applied load. For Dynamic Load Correction Factors, see following polar graphs.

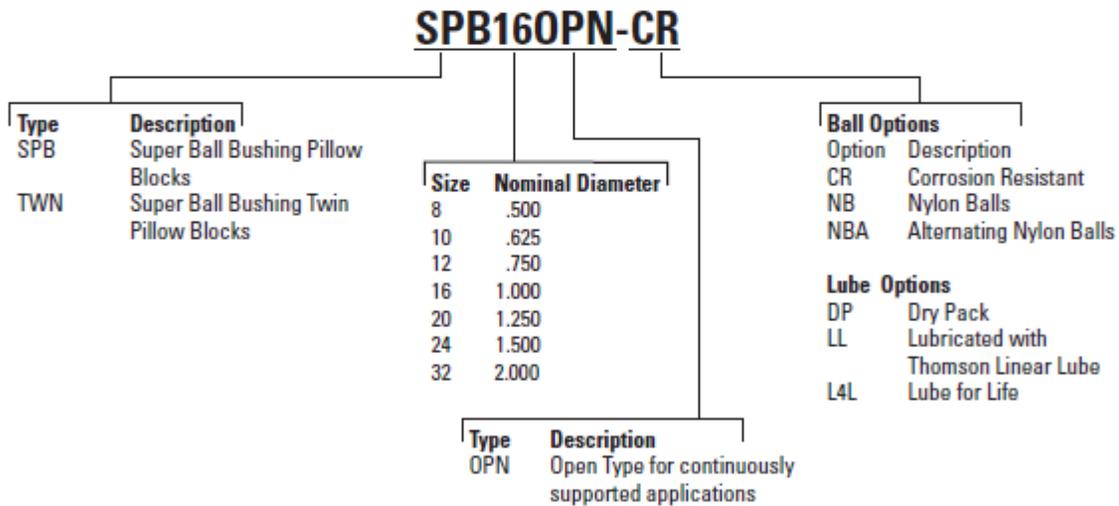
Note: For additional technical information, see the Engineering section beginning on page 252.

## Part Number Description and Specification

### Super Ball Bushing Bearings (Open Type) for Continuously Supported Applications



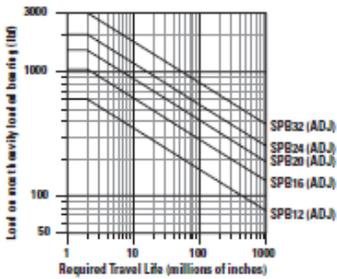
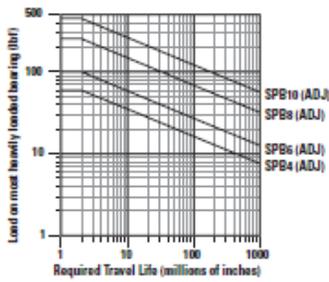
### Super Ball Bushing Pillow Blocks (Open Type) for Continuously Supported Applications



Not all options are available in all sizes.  
 See catalog pages or contact Thomson Customer Support for combination availability.  
 For additional information on bearing options, see page 263.

## Load/Life Graph

(Lines indicate limiting load for given Ball Bushing® Pillow Block)



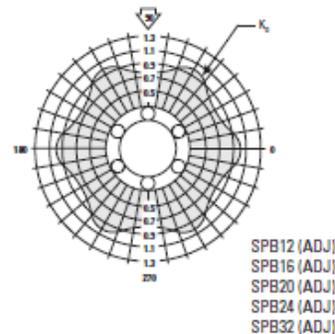
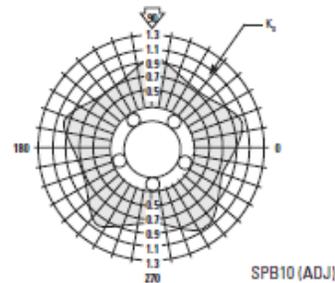
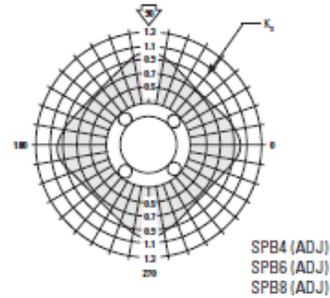
### Determining Ball Bushing Bearing Size

To determine the proper Ball Bushing Bearing size, enter the chart with the maximum load of the most heavily loaded bearing and the required travel life. Mark where the two lines intersect. All Ball Bushing Bearing sizes that pass through or above and to the right of this point may be suitable for this application.

**Note:** For the purpose of using this chart, load on most heavily loaded bearing = maximum applied load/ $K_0$ . Where  $K_0$  can be determined from the Polar Graph to the right.

## Polar Graphs

The actual dynamic load capacity of a Ball Bushing Bearing is determined by the orientation of the bearing or direction of the applied load. The load correction factor  $K_0$  is found by knowing the direction of the applied load relative to the orientation of the bearings ball tracks and referring to the polar graph. To determine the actual dynamic load capacity, multiply the proper correction factor by the dynamic load capacity listed in the product table on the previous page.



# Coefficient of Friction

The coefficient of friction of Thomson Ball Bushing® Bearings ranges from 0.001 to 0.004. There are two components of the coefficient of friction: the rolling or operating friction and the static or breakaway friction.

## Coefficient of Rolling Friction

The rolling coefficient of friction is measured by the force required to operate the Ball Bushing at a constant rate of travel. The formula for determining frictional resistance during operation is as follows:

$$P_f = P \times f_r$$

Where,

$P_f$  = Frictional resistance (lb<sub>f</sub>)

$P$  = Resultant of externally applied loads (lb<sub>f</sub>)

$f_r$  = Coefficient of rolling friction

The following table describes the coefficient of rolling friction of Ball Bushing Bearings operating on Thomson 60 Case LinearRace. These values are grouped according to the number of ball circuits in each bearing. Friction coefficients are constant among bearings having three and four ball circuits, but slightly less for bearings with five or six ball circuits. A dry Ball Bushing Bearing has the lowest coefficient of friction due to the complete absence of lubricant surface tension effects. Values for grease lubrication ranges from 100% greater in the smaller sizes to 20% to 50% greater in the larger sizes. Oil lubrication (medium/heavy, viscosity 64 cs @ 100°F / 38°C) achieves frictional values slightly higher than those for grease lubrication.

Ball Bushing Bearing coefficients of rolling friction ( $f_r$ )

Bearing I.D.	Number of Ball Circuits	Condition of Lubrication	Load in % of Rolling Load Rating (for 2,000,000 inches of travel)				
			125%	100%	75%	50%	25%
1/4, 3/8, 1/2, 5/8	3 & 4	No Lube	.0011	.0011	.0012	.0016	.0025
		Grease Lube	.0019	.0021	.0024	.0029	.0044
		Oil Lube	.0022	.0023	.0027	.0032	.0045
3/4, 1	5	No Lube	.0011	.0011	.0012	.0015	.0022
		Grease Lube	.0018	.0019	.0021	.0024	.0033
		Oil Lube	.0020	.0021	.0023	.0027	.0036
1 1/4 thru 1	6	No Lube	.0011	.0011	.0012	.0014	.0019
		Grease Lube	.0016	.0016	.0017	.0018	.0022
		Oil Lube	.0018	.0018	.0019	.0021	.0027
5/8 thru 1 1/2	10	No Lube	.0011	.0011	.0012	.0013	.0018
		Grease Lube	.0014	.0014	.0015	.0016	.0019
		Oil Lube	.0016	.0016	.0017	.0019	.0025

## Coefficient of Static Friction

The coefficient of static or breakaway friction is measured by the force required to initiate Ball Bushing Bearing movement. The formula used to determine static frictional resistance is:

$$P_f = P \times f_s$$

where  $f_s$  = Coefficient of static friction

The values for the coefficient of static friction or breakaway friction are not measurably affected by the number of ball circuits in the bearing or by the lubrication condition.

Ball Bushing Bearing coefficients of static friction ( $f_s$ )

Load in % of Rolling Load Rating				
125%	100%	75%	50%	25%
.0028	.0030	.0033	.0036	.0040

## Seal Drag

Another variable that affects the frictional resistance in a Ball Bushing Bearing system is seal drag. When seals are used to retain lubricant or to prevent entry of foreign particles, frictional resistance must be taken into account for determining total frictional drag. In applications where contamination is minimal, the seals can be removed to reduce frictional drag. In highly contaminated applications, seals, wipers and or scrapers are used to minimize the ingress of contamination into the bearing. This protective measure adds to the frictional drag of the bearing system. There is a fine line between minimizing frictional drag and maximizing contaminant protection which is controlled by the addition or removal of seals, wipers or scrapers. In applications that require low frictional drag in highly contaminated environments, contact Thomson application engineering.

Thomson can provide a specially formulated lubricant, specifically developed to meet a broad range of linear bearing applications. Thomson LinearLube lubricant is a synthetic lubricant that utilizes suspended Teflon® in a specially formulated compound. LinearLube lubricant provides excellent performance characteristics in a wide range of applications. It is FDA listed, non-polluting and non-corrosive. LinearLube lubricant will not stain and adheres tightly to parts forming a virtually water resistant barrier.

- Maintains properties in operating temperatures from -65°F to 450°F / -54°C to 232°C
- USDA Rated HL (Non-Toxic)
- Will not oxidize in use
- 100% water resistant

## Activar Windows

Ir a Configuración de PC para activar Wi

# Material Engineering Specifications

## Ball Bushing® Bearing materials

The following is a tabulation of the materials used for the components of the various types of Ball Bushing Bearings

Type	Outer Sleeve	Ball Retainers	Bearing Plates	Balls	End Rings/Band
SSU, SSJM, SSEM, SPM, SUPER Ball Bushing Bearings	Delrin	Delrin	52100	Chrome Steel	None/Steel
Series A, B, XA, ADJ, OPN and DS	52100	Steel	–	Chrome Steel	Steel
Stainless Steel (SS) to 1" I.D. Series A, XA, ADJ and OPN	440A	Type 305SS	–	440C	Type 303SS
Series MAM	–	Delrin	–	Chrome Steel	Steel
Series INST-SS	440C	Brass	–	440C	None
Series XR	Reinforced Nylon	Reinforced Polyester	8620	Chrome Steel	Steel

Note: Materials called out are typical, certain series and sizes may vary.

## Corrosion Resistance

Super and Super Smart Ball Bushing Bearings can be supplied corrosion resistant with hard chrome-plated bearing plates and stainless steel balls. Load capacity will be 70% of regular Super Ball Bushing Bearings. To order, add suffix "CR" following the Super Ball Bushing Bearing part number.

Large sizes (over 1" diameter) of series A, XA, ADJ, OPN and B, Ball Bushing Bearings can be supplied with stainless steel balls and black oxide sleeves for limited protection against atmospheric corrosion. Load capacity will be 70% of regular steel bearings. To order, add suffix "SP" following the bearing part number.

## Stainless Steel Ball Bushing Bearings

Precision and MultiTrac® Ball Bushing Bearings can be supplied with stainless steel ball and end rings. To order, add suffix "SS" following the bearing part number. Precision bearings are made entirely of stainless steel components. MultiTrac bearings have stainless steel balls, end rings and outer sleeves. Load capacity will be 70% of regular steel bearings.

### Sizes available:

Series A and XA: 1/4", 3/8", 1/2", 5/8", 3/4" and 1"

Series ADJ and OPN: 1/2", 5/8", 3/4" and 1"

Series MAM: 8mm (closed type only), 12mm, 16mm, 20mm, 25mm, 30mm

## Ball Bushing Bearings with nylon balls

For extremely quiet operation, Ball Bushing Bearings fitted with Nylon balls can be supplied in sizes 1/2" and larger. For estimating purposes, load ratings should be considered about 10% of those listed for Ball Bushing Bearings with steel balls. Prices and other information available on request.

NBA Bearings have a load rating of 50% listed dynamic.

## 60 Case® shafts – hardened and ground

Material Type	AISI	Rockwell "C"
Solid 60 Case	Bearing-quality, high carbon alloy steel	60 min
Tubular 60 Case	Bearing-quality, high carbon alloy steel	58 min
Solid Stainless Steel	440C Stainless <sup>(1)</sup>	50 min

(1) For applications using 440C stainless shafting with Thomson Ball Bushing Bearings, contact Thomson Customer Support with full application details for applicable load derating considerations.

## Maximum recommended operating temperatures for RoundRail bearings

The following are general recommendations. For additional information or more specific recommendations please contact Thomson Customer Support with full application details.

Type of Ball Bushing Bearings	Maximum Operating Temperature	Load Rating at Maximum Operating Temperature as % of Catalog Load Rating
Series Super Smart, Super, MultiTrac & XR	185°F / 85°C	100%
Series A, B, XA, ADJ & OPN <sup>(2)</sup> , Series DS, and Series RW S, V, A, B & C	500°F / 260°C	70%
Series A-SS, XA-SS, ADJ-SS, OPN-SS & INST-SS Stainless Steel (through 1" I.D.) <sup>(2)</sup>	600°F / 316°C	60%

(2) Maximum operating temperature for these two series for full catalog load rating is 300°F/149°C.

Note: Type PB-A, PB-ADJ and PBO-OPN pillow blocks are assembled with plastic seal covers with a maximum operating temperature at 185°F. Remove seals and seal covers for use in higher temperatures.

Note: Seals max temperature is 250°F / 121°C.

Note: Shafting loses 5 points hardness for every 100°F / 38°C above 200°F / 93°C.

Note: For extreme minimum temperatures, contact Thomson Customer Support.

## Pillow blocks and shaft supports

Part Type	Material
Type Super Smart and Super – Pillow Blocks, Flanged Blocks and Aluminum Shaft Blocks	Type 6061-T6511 Aluminum
Type PB pillow blocks	Ductile Iron
Type PBO & XPBO pillow blocks	Malleable/Ductile Iron
Type SR shaft support rails	Type 6061-T6511 Aluminum
Type LSR shaft support rails	1010 Steel
Type XSR shaft support rails	Ductile Iron
Type SB shaft support blocks	Malleable Iron <sup>(3)</sup>
Waymount shaft supports	Malleable Iron Base with steel adjustment elements

(3) Type 6061-T6511 Aluminum for 1/4" and 3/8" sizes only

## RoundRail linear guides

	Components	Material
Supports	Type ASB End Support	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Type SB End Support	Iron
	Type SRA End Support	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Twin Shaft End Support	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Twin Shaft Web End Support	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Integrated End Support	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Dual Shaft Support Rail	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
Carriage	Inner Race (60 Case Shafting)	Case Hardened High Carbon Steel
	Universal Carriage	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Twin Shaft Carriage	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Twin Shaft Web Carriage	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Modular Dual Shaft Carriage	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>
	Integrated Dual Shaft Carriage	Aluminum Alloy <sup>(4)</sup>

(4) Custom Black Anodized for inch size systems. Custom Grey Anodized for metric size systems. Custom system lengths may require black paint to protect machine cut-off ends on Dual Shaft Rail Assemblies and Shaft support rails. If a specific surface finish is required contact Thomson Customer Support.

Note: Limited to a Max. Temperature of 185°F / 85°C

## 60 Case LinearRace Shafting Specifications

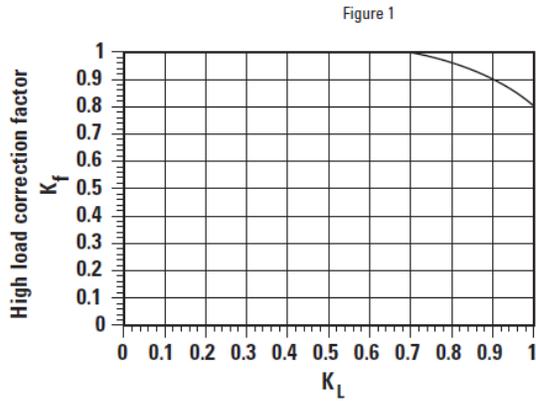
Thomson 60 Case LinearRace provides the inner race for Thomson Ball Bushing Bearings. All 60 Case LinearRace is manufactured to extremely close tolerances for surface finish, roundness, hardness and straightness to provide long service life with reduced maintenance.

### Specifications

Hardness: HRC 60 minimum  
 Surface Finish:  $8 R_a$  microinch  
 Roundness: 80 millionths of an inch  
 Straightness: Standard—.001 inch per foot cumulative (.002" TIR)  
 Special—.0005 inch per foot cumulative (.001" TIR)  
 Length Tolerance: Standard  $\pm .030$  inch for diameters up to 2 inches  
 and  $\pm .060$  inch for diameters 2 inch and over.  
 Special length tolerances available.  
 Chamfer: Standard chamfer on diameters up to 1 inch is .030" x 45° and .060" x 45° for diameters larger than 1 inch.  
 Tensile Strength: Case: 335,000 psi, Core: 100,000 psi  
 Yield Strength: Case: 250,000 psi, Core: 75,000 psi

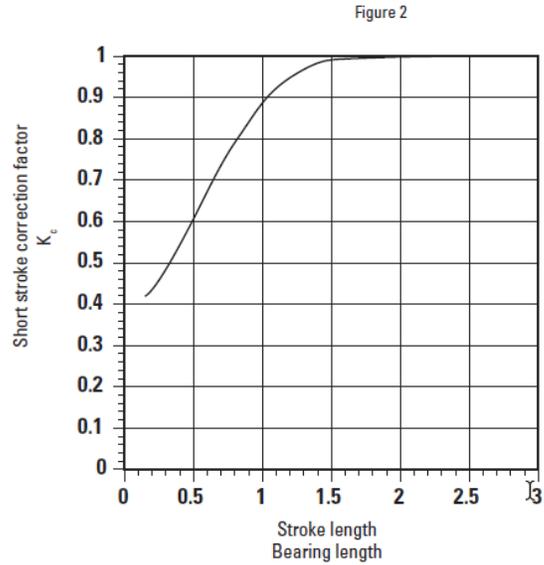
### Load Factor

In applications where the applied load exceeds 70% of the maximum dynamic load capacity of Super Smart Ball Bushing Bearings, a high load correction factor  $K_f$  must be applied to  $W_R$  when calculating travel life. (Figure 1)



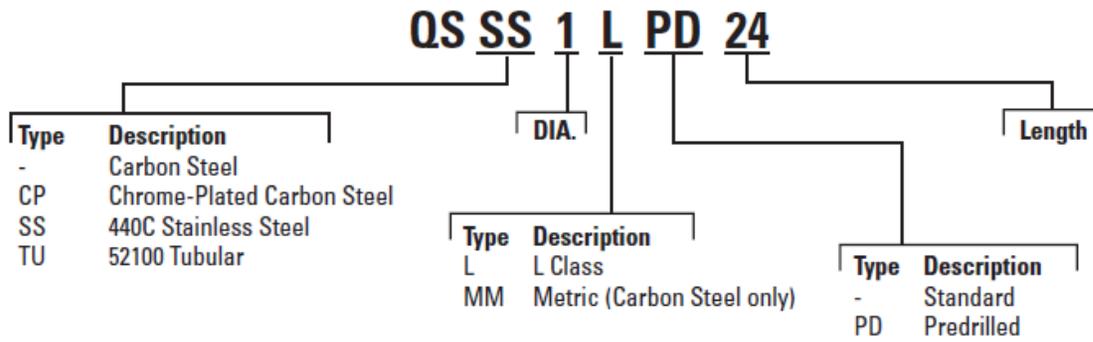
### Short Stroke Applications

In applications when the stroke length is short, the life of the shaft is shorter than that of the Ball Bushing Bearing. In short stroke applications, the required dynamic load capacity must be multiplied by the factor  $K_c$  found on Figure 2.



Activar Windows  
 Ir a Configuración de PC para activar Windows

## Part Number Description



Not all options are available in all sizes.  
 See catalog pages or contact Thomson Customer Support for combination availability.  
 For additional information on material options, see page 264.

198

[www.thomsonlinear.com](http://www.thomsonlinear.com)

## 60 Case Quick Shaft

### Carbon Steel - Inch

Hardness: 60 ROCKWELL C Min.  
 Surface Finish: 8 Ra microinch Max  
 Roundness: .000080"

Straightness: .001" Per Foot Cumulative  
 Taper: .0001"

Part Number	Stock Lengths (in)	Diameter Tolerance (in)	Min. Hardness Depth (in)	Weight Per Inch (lb)
QS 1/4 L	6, 9, 12, 15, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 60	.2495	.027	.014
		.2490		
QS 3/8 L	6, 12, 18, 24, 30, 36, 48, 60	.3745	.027	.031
		.3740		
QS 1/2 L	6, 9, 12, 15, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60	.4995	.040	.055
		.4990		
QS 5/8 L	12, 15, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60	.6245	.040	.086
		.6240		
QS 3/4 L	12, 15, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 60, 66, 72	.7495	.060	.125
		.7490		
QS 1 L	12, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 60, 66, 72	.9995	.080	.222
		.9990		
QS 1 1/4 L	12, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60, 72	1.2495	.080	.348
		1.2490		
QS 1 1/2 L	12, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60, 66, 72	1.4994	.080	.500
		1.4989		
QS 1 3/4 L	12, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 60, 72	1.7495	.100	.681
		1.7490		
QS 2 L	12, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 60, 72	1.9994	.100	.890
		1.9987		

ANEXO F  
ESPECIFICACIONES  
TÉCNICAS DE PARTES  
ELÉCTRICAS

## MOTORES A PASOS

Motor a pasos bipolar 1.8 grados (marca Pacific Scientific)

# STEPPER SYSTEMS

## POWERMAX II STEPPER SYSTEMS



The performance information shown in the torque/speed curves that follow show the POWERMAX II family of NEMA 23 step motors with windings, connections and current levels selected for maximum performance with the drives shown on this page. For additional assistance in sizing or selecting the stepper system appropriate for your application, contact Danaher Motion Customer Support at 815-226-2222.

### POWERMAX II STEPPER SYSTEMS



#### 6210/6215 Microstepping Drives SEE PAGE 74

- 24-40 VDC input
- Step/direction input or oscillator models
- Current selectable from 1 to 3.5 amps peak
- Microstepping - 4 step sizes



#### 6410/6415 Microstepping Drives SEE PAGE 72

- 24-75 VDC input
- Step/direction input or oscillator models
- Current selectable from 0.625 to 7.1 amps peak
- Selectable step sizes, binary or decimal, full to 1/250 or 1/256

www.DanaherMotion.com • 815-226-2222

# PACIFIC SCIENTIFIC POWERMAX II MOTORS

**RATINGS AND CHARACTERISTICS** SEE SYSTEM RECOMMENDATIONS AND DATA ON PAGE 87.

Motor parameters and winding data.

Typical Leadwire Motor Model Number	Connection □			Holding Torque □ (2 phases on) oz-in (N-m) ±10%	Rated Current/Phase □ (amps DC)	Phase Resistance (ohms) ±10%	Phase Inductance □ (mH) Typical	Detent Torque oz-in (N-m)	Thermal Resistance □ (°C/watt)	Rotor Inertia oz-in-S <sup>2</sup> (kgm <sup>2</sup> x 10 <sup>-3</sup> )	Net Weight kg (lbs)
	Parallel	Series	Unipolar								
<b>STANDARD P2H SERIES 1/2 ROTOR STACK</b>											
P2HNRFH-LNN-NS-00	•			59 (0.42)	5.2	0.22	0.5	2.5 (0.018)	6.6	0.0010 (0.007)	0.45 (1.0)
P2HNRFH-LNN-NS-00		•		59 (0.42)	2.6	0.90	1.9				
P2HNRFH-LNN-NS-00			•	42 (0.29)	3.68	0.44	0.5				
P2HNRFB-LNN-NS-00	•			59 (0.42)	2.6	0.76	1.9	4	5.5	0.0017 (0.012)	0.68 (1.5)
P2HNRFB-LNN-NS-00		•		59 (0.42)	1.3	3.04	7.6				
P2HNRFB-LNN-NS-00			•	42 (0.29)	1.84	1.52	1.9				
<b>SIGMAX® M21 SERIES 1 ROTOR STACK</b>											
M21NRFA-LNN-NS-00	•			142 (1.00)	5.6	0.23	0.7	9.4 (0.066)	5.5	0.0017 (0.012)	0.68 (1.5)
M21NRFA-LNN-NS-00		•		142 (1.00)	2.8	0.92	2.8				
M21NRFA-LNN-NS-00			•	100 (0.71)	4.0	0.46	0.7				
M21NRFB-LNN-NS-00	•			137 (0.97)	4.6	0.32	1.0	4	5.5	0.0017 (0.012)	0.68 (1.5)
M21NRFB-LNN-NS-00		•		137 (0.97)	2.3	1.28	4.0				
M21NRFB-LNN-NS-00			•	97 (0.68)	3.3	0.64	1.0				
<b>STANDARD P21 SERIES 1 ROTOR STACK</b>											
P21NRFA-LNN-NS-00	•			114 (0.81)	5.6	0.23	0.8	4 (0.028)	5.5	0.0017 (0.012)	0.68 (1.5)
P21NRFA-LNN-NS-00		•		114 (0.81)	2.8	0.92	3.2				
P21NRFA-LNN-NS-00			•	81 (0.57)	4.0	0.46	0.8				
P21NRFB-LNN-NS-00	•			111 (0.79)	4.6	0.32	1.1	7 (0.049)	4.5	0.0036 (0.025)	1.13 (2.5)
P21NRFB-LNN-NS-00		•		111 (0.79)	2.3	1.28	4.4				
P21NRFB-LNN-NS-00			•	79 (0.55)	3.3	0.64	1.1				
<b>SIGMAX® M22 SERIES 2 ROTOR STACK</b>											
M22NRFA-LNN-NS-00	•			230 (1.62)	6.5	0.21	0.7	17 (0.12)	4.5	0.0036 (0.025)	1.13 (2.5)
M22NRFA-LNN-NS-00		•		230 (1.62)	3.3	0.84	2.8				
M22NRFA-LNN-NS-00			•	163 (1.15)	4.6	0.42	0.7				
M22NRFB-LNN-NS-00	•			253 (1.79)	4.6	0.38	1.7	7 (0.049)	4.5	0.0036 (0.025)	1.13 (2.5)
M22NRFB-LNN-NS-00		•		253 (1.79)	2.3	1.52	6.8				
M22NRFB-LNN-NS-00			•	179 (1.26)	3.3	0.76	1.7				
<b>STANDARD P22 SERIES 2 ROTOR STACK</b>											
P22NRFH-LNN-NS-00	•			197 (1.39)	6.5	0.21	0.8	7 (0.049)	4.5	0.0036 (0.025)	1.13 (2.5)
P22NRFH-LNN-NS-00		•		197 (1.39)	3.3	0.84	3.2				
P22NRFH-LNN-NS-00			•	139 (0.98)	4.6	0.42	0.8				
P22NRFB-LNN-NS-00	•			214 (1.51)	4.6	0.38	2.1	7 (0.049)	4.5	0.0036 (0.025)	1.13 (2.5)
P22NRFB-LNN-NS-00		•		214 (1.51)	2.3	1.52	8.4				
P22NRFB-LNN-NS-00			•	151 (1.07)	3.3	0.76	2.1				

All ratings typical and at 25°C unless otherwise noted.

- Refer to Selection Guide for more information.
- With rated current applied.

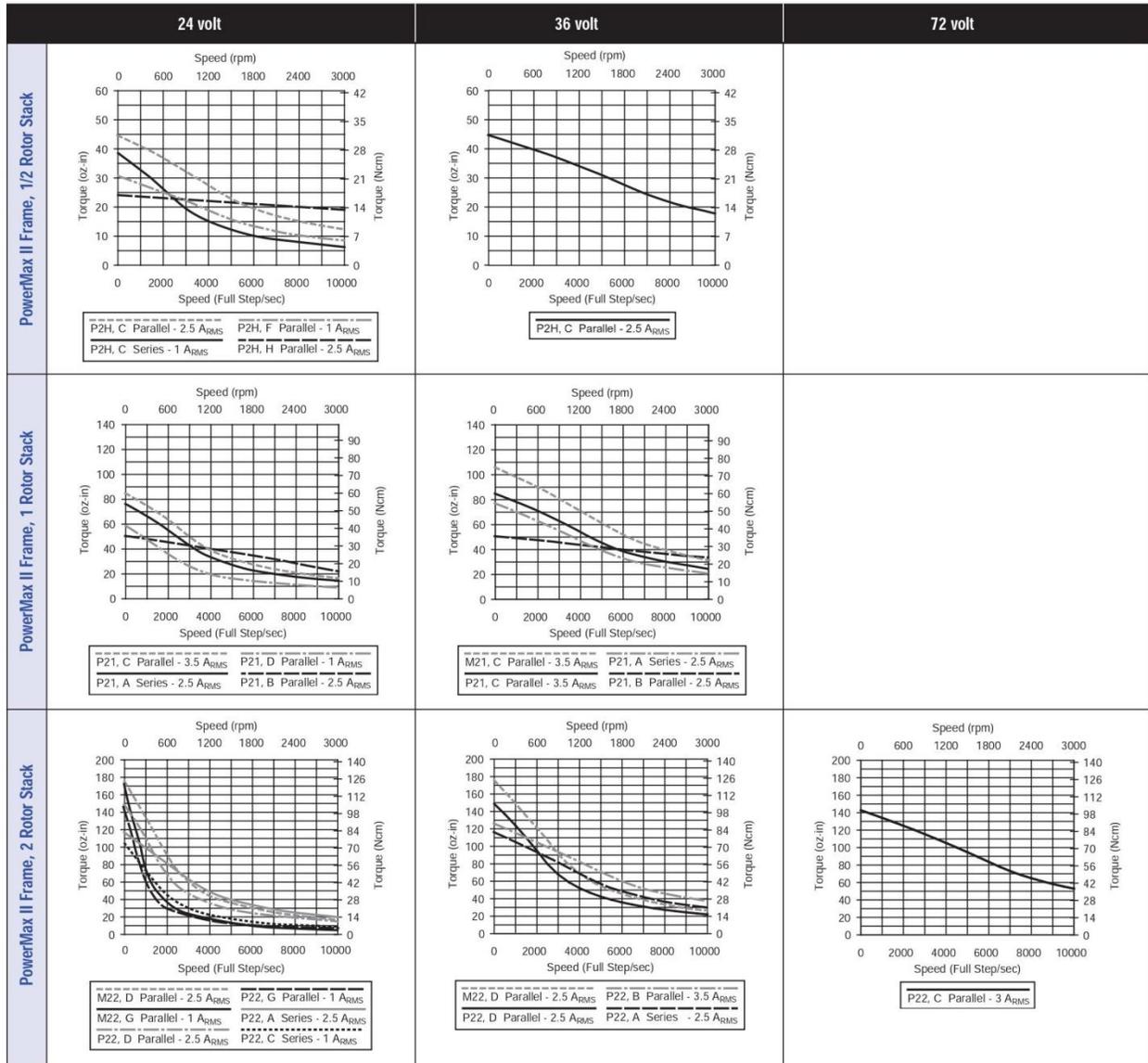
- Windings at 130°C and motor in still air at 40°C (without heat sink). Operation of these motors above rated current may cause demagnetization. Contact factory.
- Small signal inductance as measured with impedance bridge at 1kHz, 1 amp.
- Thermal resistance measured with motor hanging in still air (unmounted).



## MOTIONEERING® CD-ROM

For more detailed product and selection information, see the **MOTIONEERING** CD-ROM inside the back cover of this catalog or visit our website at [www.DanaherMotion.com](http://www.DanaherMotion.com).

# POWERMAX II STEPPER SYSTEMS

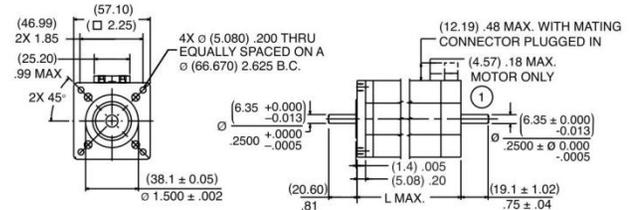


# ACIFIC SCIENTIFIC POWERMAX II MOTORS



## MOTOR DIMENSIONS

(mm) in

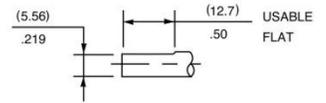


□ Optional rear shaft extension available as shown. Same diameter as front shaft extension.

Connector Motor Model	Length	
	mm	in
P2H	40.7	1.60
P or M21	52.3	2.06
P or M22	78.7	3.10

## Standard Shaft Options

1. Shaft modifications also available. Contact factory.
2. Optional flat available on front shaft as shown.



## Features

Two year warranty

Polymer encapsulated stator

Polymer end bell with threaded inserts

Largest available shaft diameter on a NEMA 23 stepper

Oversized 30 mm bearings

Optional Sigmax® technology

Optional low inertia rotor

Precision ground rotor OD and honed stator ID for concentric air gap in an economical motor design

Exposed laminations aids thermal dissipation

## Benefits

High quality, dependable operation

Exceptional thermal dissipation

End bell runs cooler, provides greater flexibility in mounting encoder and brake options

Withstands high radial and axial loads. Supports numerous shaft modifications

Increases bearing fatigue life ( $L_{10}$ ), extends motor life, reduces downtime

Increases available torque

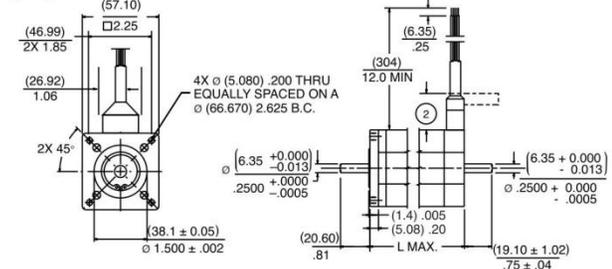
Produces the highest acceleration rate possible

High quality performance in an economical motor design

Improved heat dissipation extends motor life, reduces downtime

## FLYING LEAD MOTOR

(mm) in



□ Flexible rubber boot may be bent as shown. Normal height 1.0 inch (25.4)

Flying Lead Motor Model	Length	
	mm	in
P2H	40.7	1.60
P or M21	52.4	2.06
P or M22	78.8	3.10

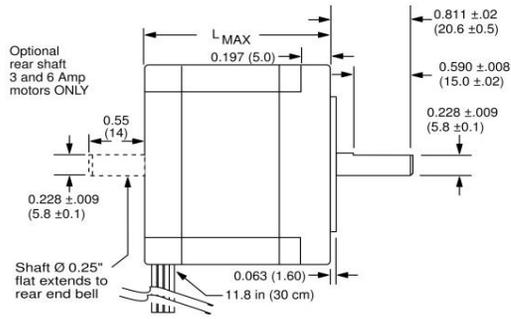
# Motor a pasos bipolar 1.8 grados tamaño estándar Nema 23 (marca Schneider)

**Quick Reference** **NEMA size 23 1.8°**  
**2-phase stepper motor**

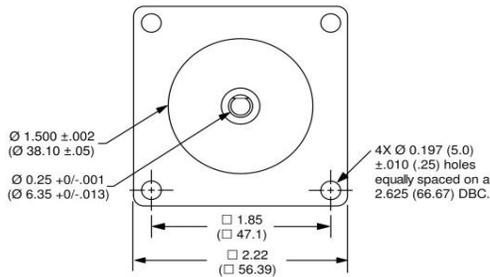


## Mechanical Specifications

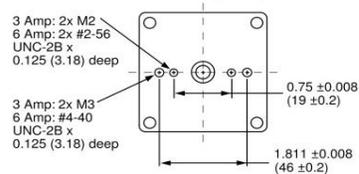
Dimensions in inches (mm)



FRONT VIEW



REAR VIEW (reduced)



Motor stack length inches (mm)	2.4 Amp motors	3.0 Amp motors	6.0 Amp motors
Single	1.77 (45)	1.77 (45)	1.75 (44.5)
Double	2.13 (54)	2.13 (54)	2.2 (56)
Triple	2.99 (76)	2.99 (76)	3.09 (78.5)

## Notes and Warnings

Installation, configuration and maintenance must be carried out by qualified technicians only. You must have detailed information to be able to carry out this work.

- Unexpected dangers may be encountered when working with this product!
- Incorrect use may destroy this product and connected components!

For more information, go to [www.imshome.com](http://www.imshome.com)

## Specifications

2.4 Amp motors		Single length	Double length	Triple length
Part number		<b>M-2218-2.4S</b> (1)	<b>M-2222-2.4S</b> (1)	<b>M-2231-2.4S</b> (1)
Holding torque	oz-in	90	144	239
	N-cm	64	102	169
Detent torque	oz-in	3.9	5.6	9.7
	N-cm	2.7	3.9	6.9
Rotor inertia	oz-in-sec <sup>2</sup>	0.00255	0.00368	0.0065
	kg-cm <sup>2</sup>	0.18	0.26	0.468
Weight	oz	16.9	21.2	35.3
	grams	480	600	1000
Phase current	amps	2.4	2.4	2.4
Phase resistance	ohms	0.95	1.2	1.5
Phase inductance	mH	2.4	4.0	5.4

(1) Only available with single shaft.

3.0 Amp motors		Single length	Double length	Triple length
Part number		<b>M-2218-3.0</b> (1)	<b>M-2222-3.0</b> (1)	<b>M-2231-3.0</b> (1)
Holding torque	oz-in	90	144	239
	N-cm	64	102	169
Detent torque	oz-in	3.9	5.6	9.7
	N-cm	2.7	3.9	6.9
Rotor inertia	oz-in-sec <sup>2</sup>	0.00255	0.00368	0.0065
	kg-cm <sup>2</sup>	0.18	0.26	0.468
Weight	oz	16.9	21.2	35.3
	grams	480	600	1000
Phase current	amps	3.0	3.0	3.0
Phase resistance	ohms	0.65	0.85	0.95
Phase inductance	mH	1.5	2.6	3.36

(1) Indicate S for single-shaft or D for double-shaft. Example M-2218-3.0S

6.0 Amp motors		Single length	Double length	Triple length
Part number		<b>M-2218-6.0</b> (1)	<b>M-2222-6.0</b> (1)	<b>M-2231-6.0</b> (1)
Holding torque	oz-in	100	150	257
	N-cm	71	106	181
Detent torque	oz-in	2.0	3.0	5.0
	N-cm	1.4	2.1	3.5
Rotor inertia	oz-in-sec <sup>2</sup>	0.0017	0.00397	0.0068
	kg-cm <sup>2</sup>	0.12	0.28	0.48
Weight	oz	16.6	24.7	35.3
	grams	470	700	1000
Phase current	amps	6.0	6.0	6.0
Phase resistance	ohms	0.16	0.19	0.23
Phase inductance	mH	0.47	0.73	1.04

(1) Indicate S for single-shaft or D for double-shaft. Example M-2218-6.0S

## Wiring and Connections

Signals and wire colors	2.4 Amp motors	3.0 Amp motors	6.0 Amp motors
Phase A	Red	Red	Black
Phase /A	White/red	White/red	Orange
Phase B	Green	Green	Red
Phase /B	White/green	White/green	Yellow

## Part Numbers

<b>Example:</b>	<b>M - 2 2 1 8 - 2 . 4 S</b>
<b>Stepper motor frame size</b>	<b>M - 2 2 1 8 - 2 . 4 S</b>
<b>M-22</b> = NEMA 23 (2.3"/57 mm)	
<b>Motor length</b>	<b>M - 2 2 1 8 - 2 . 4 S</b>
<b>18</b> = single stack	
<b>22</b> = double stack	
<b>31</b> = triple stack	
<b>Phase current</b>	<b>M - 2 2 1 8 - 2 . 4 S</b>
<b>2.4</b> = 2.4 Amps (1)	
<b>3.0</b> = 3.0 Amps	
<b>6.0</b> = 6.0 Amps	
<b>Shaft</b>	<b>M - 2 2 1 8 - 2 . 4 S</b>
<b>S</b> = single, front shaft only	
<b>D</b> = double, front and rear shafts	
<b>Optional optical encoder (2)</b>	<b>M - 2 2 1 8 - 2 . 4 E S 1 0 0</b>
<b>ES</b> = Single-end	
<b>ED</b> = Differential	
<b>Line count</b>	
100, 200, 250, 400, 500 or 1000 (3)	

(1) Only available with single shaft.

(2) An encoder replaces the shaft designator in the part number.

(3) All encoders have an index mark, except the 1000 line count version.

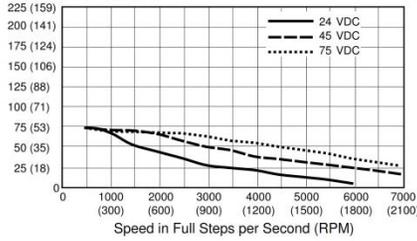
## Torque-speed Performance

Measured at the rated phase current of the motor (RMS)

### 2.4 Amp motors

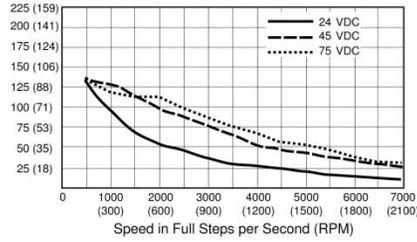
#### M-2218-2.4

Torque in Oz - In (N-cm)



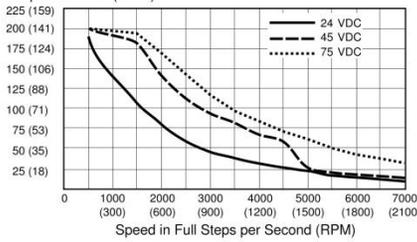
#### M-2222-2.4

Torque in Oz - In (N-cm)



#### M-2231-2.4

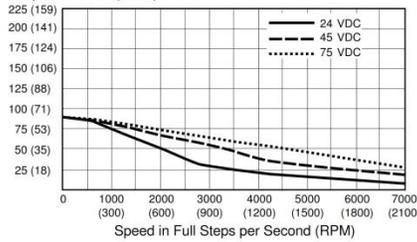
Torque in Oz - In (N-cm)



### 3.0 Amp motors

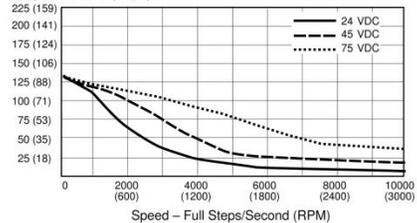
#### M-2218-3.0

Torque in Oz - In (N-cm)



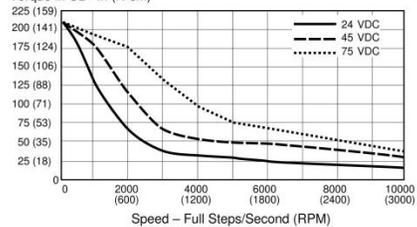
#### M-2222-3.0

Torque in Oz - In (N-cm)



#### M-2231-3.0

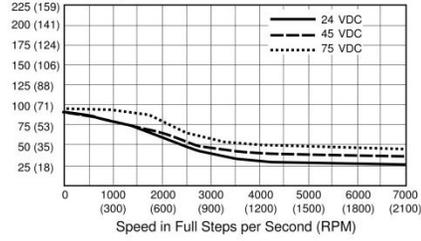
Torque in Oz - In (N-cm)



### 6.0 Amp motors

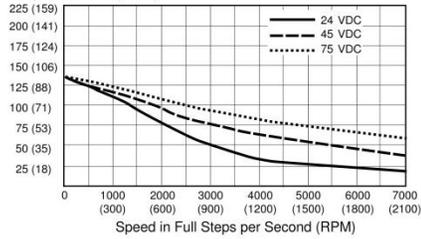
#### M-2218-6.0

Torque in Oz - In (N-cm)



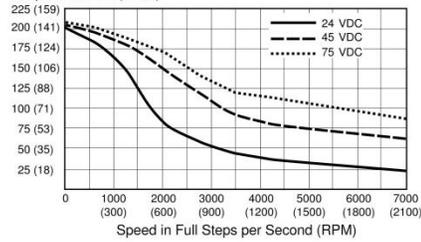
#### M-2222-6.0

Torque in Oz - In (N-cm)



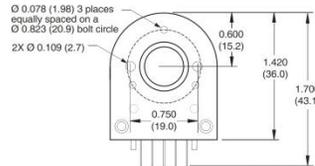
#### M-2231-6.0

Torque in Oz - In (N-cm)



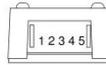
### Optical Encoder Option

Dimensions in inches (mm)



Connectivity

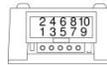
single-end encoder



wire	function
1 Brown	Ground
2 Violet	Index
3 Blue	Channel A
4 Orange	+5 VDC input
5 Yellow	Channel B

optional interface cable available: ES-CABLE-2

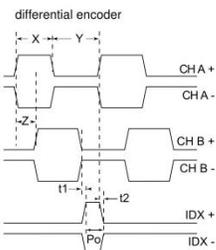
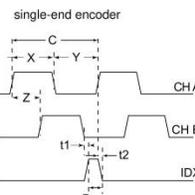
differential encoder



pin	function	pin	function
1	no connect	6	Channel A+
2	+5 VDC input	7	Channel B-
3	Ground	8	Channel B+
4	no connect	9	Index-
5	Channel A-	10	Index+

interface cable included

Timing



Parameter	Symbol	Min	Typ	Max	Units
Cycle error		3	5.5		°e
Symmetry		130	180	230	°e
Quadrature		40	90	140	°e
Index pulse width	Po	60	90	120	°e
Index rise (after Ch A or B rise)	t1	-300	100	250	ns
Index fall (after Ch A or B fall)	t2	70	150	1000	ns

C One cycle: 360 electrical degrees (°e).  
 X/Y Symmetry: the measure of the relationship between X and Y, nominally 180°e.  
 Z Quadrature: the phase lead or lag between channels A and B, nominally 90°e.  
 Po Index pulse width, nominally 90°e.  
 NOTE: Rotation is as viewed from the cover side of the encoder.

# CIRCUITO INTEGRADO CONTROLADOR DEL MOTOR (DRIVER) TB6560

## 3A FULL BRIDGE STEPMOTOR DRIVER

**INPUT:** 10-35VDC (24 Nominal)

**OUTPUT:** Selectable up to 3A max.

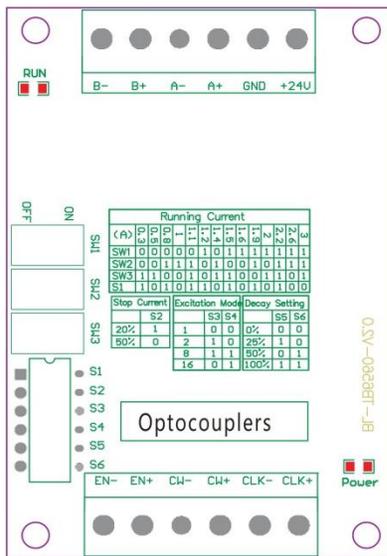
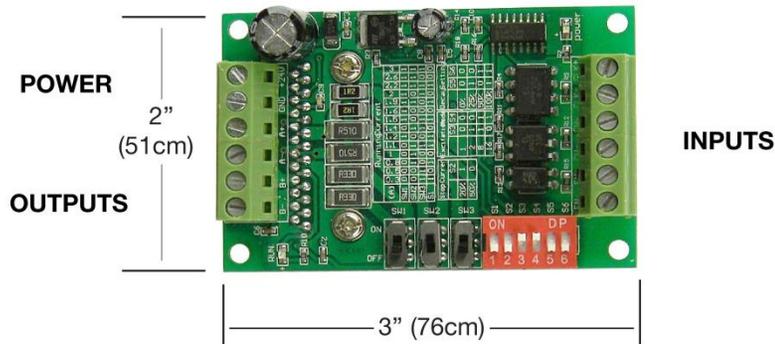
**STEP:** Full & 1/2-1/8-1/16 Microstep

Full bridge driver for 4 or 6 wire hybrid steppermotors. Automatic drop to Hold current with no step Input. Switch Selectable output current. .3A-3A

Over temperature & current Protected. Under Voltage Shutdown

Opto isolated Step, Direction & Enable Inputs. (+5V Level) Terminal strips in/out.

Power and Run LEDs



Wiring Terminal symbol	Description
+24V, GND	Power positive and negative
A+, A-	Motor phase A
B+, B-	Motor phase B
CLK+, CLK-	Pulse positive and negative
CW+, CW-	Direction positive and negative
EN+, EN-	Enable positive and negative

**Warning:**

- 1: Check the connection twice!  
The6560 chipset can be damaged if the motor or the power supply are not connected properly.
- 2: Don't connect a motor with a rated current in excess of 3A to this driver.
- 3: Do not set the current higher than the motor rated current!

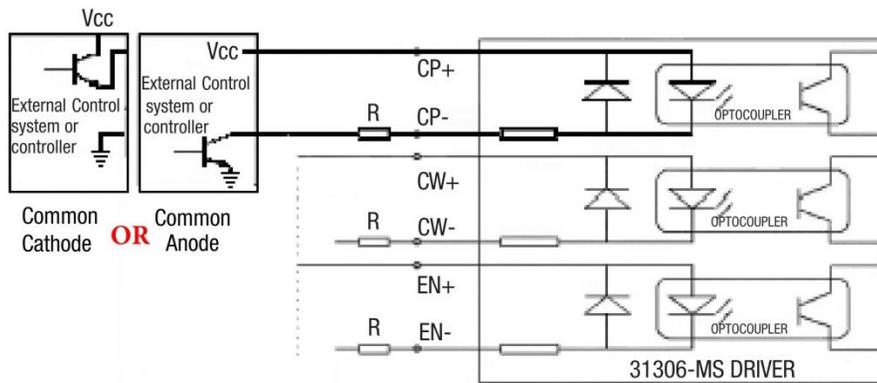


**MARLIN P. JONES & Assoc., INC.**

P.O. Box 530400 Lake Park, FL 33403

800-652-6733 FAX 561-844-8764

WWW.MPJA.COM



**Note:**

- 1: 6 input terminals can be connected as common anode or cathode.
- 2: The normal input voltage is 5V. If more than 5V, then a series resistor **R** is needed. For 12V this resistance is 1K, For 24V the resistance is 2.4K..
- 3: When pulses are applied to **CP**, the motor will rotate.  
Motor will stop when there is no **CP** pulse, and the driver will change to a holding current of 50% or 20% of the Running Current & S2 setting
- 4: Motor will rotate clockwise when **CW** is low level and counter clockwise when **CW** is a High level
- 5: Motor is enable when **EN** is low level and disable when **EN** is high level.

Running Current														
(A)	0.3	0.5	0.8	1	1.1	1.2	1.4	1.5	1.6	1.9	2	2.2	2.6	3
SW1	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	OFF	ON						
SW2	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	OFF	OFF	ON	OFF	ON	ON	ON
SW3	ON	ON	OFF	OFF	ON	OFF	ON	ON	OFF	OFF	ON	ON	OFF	ON
S1	ON	OFF	ON	OFF	ON	ON	OFF	ON	OFF	ON	OFF	ON	OFF	OFF

Stop Current	
	S2
20%	ON
50%	OFF

Excitation Mode		
Step	S3	S4
whole	OFF	OFF
half	ON	OFF
1/8	ON	ON
1/16	OFF	ON

Decay Setting		
	S5	S6
0%	OFF	OFF
25%	ON	OFF
50%	OFF	ON
100%	ON	ON



**MARLIN P. JONES & Assoc., INC.**

**P.O. Box 530400 Lake Park, FL 33403  
800-652-6733 FAX 561-844-8764  
WWW.MPJA.COM**

ANEXO G  
FORMULÁRIO DE CÁLCULO  
DEL FABRICANTE SKF

# CÁLCULO DE HUSILLOS (FABRICANTE SKF)

D Product information

## Calculation formulae

### Basic life rating

$$L_{10} = \left( \frac{C_a}{F_m} \right)^3$$

### Required load rating

$$C_{req} = F_m (L_{10})^{1/3}_{req}$$

where

$L_{10}$  = life [million revolutions]

$C_a$  = basic dynamic load rating [N]

$C_{req}$  = required dynamic load rating [N]

$F_m$  = cubic mean load [N]

### Equivalent mean load

- Duty cycle with step loading

$$F_m = \frac{(F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + F_3^3 L_3 + \dots)^{1/3}}{(L_1 + L_2 + L_3 + \dots)^{1/3}}$$

where

$L_n$  = load period n (→ diagram 2)

$F_n$  = load during period n (→ diagram 2)

$F_n$  can be a fixed value, or  $F_n$  can be calculated using the following formulae for  $F_m$

- Duty cycle with continuous load variation

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

where

$F_{min}$  = minimum load (→ diagram 3)

$F_{max}$  = maximum load (→ diagram 3)

### Critical speed of screw shaft (no safety factor)

$$n_{cr} = 49 \times 10^6 \frac{f_1 d_2}{l^2}$$

where

$n_{cr}$  = critical speed [rpm]

$d_2$  = root diameter [mm]

$l$  = free length, or distance between the two support bearings [mm]

$f_1$  = mounting correction factor

- 0,9 ●●— fixed, free
- 3,8 ●●—● fixed, radial support
- 5,6 ●●—●● fixed, fixed

Note: it is generally recommended to apply a safety factor of 0,8 to the calculated value of the critical speed  $n_{cr}$  of the screw shaft.

### Speed limit of the mechanism (maximal speed applied through very short periods)

With recirculation by inserts / tubes (SD/BD/SH-SDS/BDS/SHS-SX/BX -SND/BND/PND-SN/BN/PN):

$n_{d0} < 50\,000$

With recirculation through flange (SL/TL-SLD/TLG):

$n_{d0} < 90\,000$

If  $n_{d0} > 50\,000$  or  $90\,000$  respectively, please consult SKF

where

$n$  = rotational speed [rpm]

$d_0$  = screw shaft nominal diameter [mm]

Maximum admissible acceleration is  $4\,000 \text{ rad/s}^2$

### Buckling strength, with safety factor 3

$$F_c = \frac{34 \times 10^3 f_3 d_2^4}{l^2}$$

where

$F_c$  = buckling strength [N]

$d_2$  = root diameter [mm]

$l$  = free length, or distance between the two support bearings [mm]

$f_3$  = mounting correction factor

- 0,25 ●●— fixed, free
- 2 ●●—● fixed, radial support
- 4 ●●—●● fixed, fixed

Diagram 2

Equivalent mean load

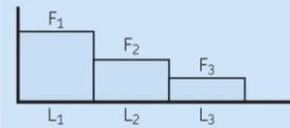


Diagram 3

Equivalent mean load

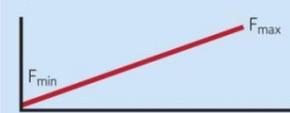
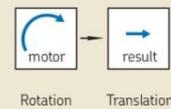
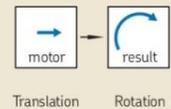


Fig. 11



Rotation Translation

Fig. 12



Translation Rotation

Fig. 13

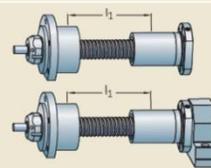
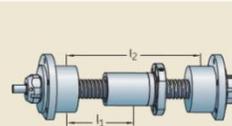


Fig. 14



### Theoretical efficiencies

Direct (→ fig. 11)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_h} \mu}$$

where

$\mu = 0,0065$  for SH/SHS

$\mu = 0,006$  for SD/BD, SDS/BDS, SX/BX, SND/BND/PND, SN/BN/PN, SL/TL, SLT/TLT

$d_0$  = nominal diameter of screw shaft [mm]

$P_h$  = lead [mm]

Indirect (→ fig. 12)

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$$

### Practical efficiency

$$\eta_p = 0,9 \eta$$

The value 0,9 is an average value between the practical efficiency of a new screw and that of a properly run-in screw.

It should be used for industrial applications in all normal working conditions. For extreme cases, please contact SKF.

### Input torque in a steady state

$$T = \frac{F P_h}{2\,000 \pi \eta_p}$$

where

$T$  = input torque [Nm]

$F$  = maximum load of the cycle [N]

$P_h$  = lead [mm]

$\eta_p$  = practical efficiency

### Power requirement in a steady state

$$P = \frac{F n P_h}{60\,000 \eta_p}$$

where

$P$  = power required [W]

$n$  = revolutions per minute [rpm]

### Preload torque [Nm]

$$T_{pr} = \frac{F_{pr} P_h}{1\,000 \pi} \left( \frac{1}{\eta_{pr}} - 1 \right)$$

where

$T_{pr}$  = preload torque [N]

$F_{pr}$  = preload [N]

$\eta_{pr}$  is calculated using  $\mu = 0,01$  for preloaded system

### Restraining torque (considering a back-driving system)

$$T_B = \frac{F P_h \eta'}{2\,000 \pi}$$

where

$T_B$  = restraining torque [Nm]

$F$  = load [N]

For safety reasons, we use the theoretical indirect efficiency.

### Nominal motor torque during acceleration

For a horizontal screw

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h [F + m_L \mu_f g]}{2\,000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \Sigma I$$

For a vertical screw

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h [F + m_L g]}{2\,000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \Sigma I$$

where

$T_t$  = nominal torque [Nm]

$T_f$  = torque from friction in support bearings, motors, seals, etc... [Nm]

$T_{pr}$  = preload torque [Nm]

$\mu_f$  = coefficient of friction

$\dot{\omega}$  = angular acceleration [rad/s<sup>2</sup>]

$m_L$  = mass of the load [kg]

$g$  = acceleration of gravity [9,8 m/s<sup>2</sup>]

$\Sigma I = I_M + I_L + I_S \mid 10^{-9}$

### Nominal braking torque during deceleration

For a horizontal screw

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h \eta' [F + m_L \mu_f g]}{2\,000 \pi} + \dot{\omega} \Sigma I$$

For a vertical screw

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h \eta' [F + m_L g]}{2\,000 \pi} + \dot{\omega} \Sigma I$$

where

$$I_L = m_L \left( \frac{P_h}{2 \pi} \right)^2 10^{-6}$$

where

$I_M$  = inertia of motor [kgm<sup>2</sup>]

$I_S$  = inertia of screw shaft per metre [kgmm<sup>2</sup>/m]

$l$  = length of screw shaft [mm]

### Static axial stiffness of a complete ball screw assembly

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_p}$$

where

$R_t$  = stiffness of a complete assembly [N/μm]

$R_s$  = shaft stiffness [N/μm]

$R_n$  = nut stiffness [N/μm]

$R_p$  = support bearings stiffness [N/μm]

### Shaft stiffness

Fixed-free or fixed-radial support

$$R_s = 165 \frac{d_2^2}{l_1} \text{ (→ fig. 13)}$$

Fixed-fixed assembly

$$R_s = \frac{165 d_2^2 l_2}{l_1 (l_2 - l_1)} \text{ (→ fig. 14)}$$

where

$l_1$  = distance center of fixed support bearing to center of nut [mm]

$l_2$  = distance between centers of fixed support bearings

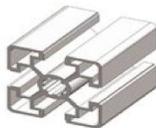
For additional information, please contact SKF.

D

# ANEXO H

## COTIZACIONES DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

# COTIZACIÓN DE PERFILES Y UNIONES BOSCH



## PERFILES Y TRANSPORTADORES BOSCH DEL ESTADO DE MÉXICO S. DE R.L. DE C.V.

Perfiles Extruidos de Aluminio, Accesorios y Transportadores

Calle 5 de Mayo No.61, Col. San Lucas Tepetitlacalco, Tlalnepantla de Baz, Estado de México, C.P. 54055, RFC: PTB141118J72  
 Zona Metropolitana: (55) 6840 4811.12 - 6840 5667.68 Toluca; (722) 197 20 94, 197 28 87  
[www.perfilesbosch.com.mx](http://www.perfilesbosch.com.mx)

**Rexroth**  
 Bosch Group

### MOSTR

ING VIREN SIBAJA AGUILERA

COTIZACIÓN No. : **TO588**

Fecha: 09/05/2018

CANTIDAD	CLAVE	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
9,690.000000	3842992425	MM DE PERFIL 45X45L	0.0246	238.37
2,000.000000	3842990720	MM DE PERFIL 30X30	0.0160	32.00
4.000000	3842523528	ESCUADRA 30X30 CON JUEGO DE FIJACION	5.8600	23.44
4.000000	3842523561	ESCUADRA 45X45 CON JUEGO DE FIJACION	7.4600	29.84
6.000000	3842523570	ESCUADRA 45X90 CON JUEGO DE FIJACION	16.6900	100.14
6.000000	3842520802	UNION T 45X45	14.7600	88.56
11.000000	50000	VIARIOS	1.0500	11.55
		11 CORTES DE PERFIL		
			<b>Subtotal</b>	<b>523.90</b>
			<b>I.V.A.</b>	<b>83.82</b>
			<b>Total</b>	<b>607.72</b>

**SESCIENTOS SIETE DÓLARES 73/100 USD**

#### NOTAS DE VENTA:

- Requerimientos de su aprobación de diseño para poder realizar cualquier ensamble, corte ó
- Cotización válida: 15 Días.
- Precios en dolares americanos, pagaderos en dólares o moneda nacional el tipo de cambio libre venta Banamex en el día de pago de la factura.
- Requerimos que su confirmación sea por escrito, pago en efectivo o copia de depósito para poder tramitar pedido.
- Para proporcionar los planos de medidas se requiere su Orden de Compra.
- Tiempo de entrega: Por confirmar.
- Lab Querétaro Qro, considerar gastos adicionales para envío foráneos o por cobrar.
- La presente se rectificará y se ratificará al momento de la colocación de la orden de compra.
- Esta cotización solo ampara los elementos antes descritos, si por alguna razón existiera un elemento no considerado en esta propuesta dichos elementos deberán ser considerados por separado.
- Perfiles Bosch no acepta ningún tipo de penalización por la adquisición de los presentes materiales y/o servicios cotizados.
- Todos nuestras cotizaciones contienen propuestas que deberán ser validadas y autorizadas por el cliente, asumiendo éste la responsabilidad total de su funcionalidad.

- **PERFILES Y TRANSPORTADORES BOSCH DEL ESTADO DE MEXICO, S DE RL DE CV. RFC: PTB141118J72**

- **Banamex Pesos: Cuenta 70090356869. Clabe: 002680700903568697**

- **Banamex Dolares: Cuenta 70009496848. Clabe: 00268070094968481**

ATENTAMENTE

CONSULTOR TECNICO Y VENTAS

PERFILES Y TRANSPORTADORES BOSCH DEL ESTADO DE MEXICO, S DE RL DE CV

## COTIZACIONES RODAMIENTOS, EJES Y HUSILLOS THOMSON

### Rodamientos:

4 Pzas SUPER20DD-CR  
Los cotizo como SUPER20DD  
**\$79.00 USD + IVA PU // TE Stock**

4 Pzas SUPER16DD-CR  
Los cotizo como SUPER16DD  
**\$47.00 USD + IVA PU // TE Stock**

### Flechas:

2 Pzas QS 1 1/4 L-42  
La cotizo como: 1 1/4 L-42"  
**\$92.00 USD + IVA PRECIO POR TRAMO // TE 1 Día por corte**

2 Pzas QS 1 L-42  
La cotizo como: 1 L-42"  
**\$76.00 USD + IVA PRECIO POR TRAMO // TE 1 Día por corte**

### Sistema MS33:

1 Pza MS33 LJ N0280 -055 N 001 C 1 A 0 8  
El número de parte no es correcto, quedaría de la siguiente forma: MS33LJN0280-075N001C1A08.  
**\$1258.00 USD + IVA PU // TE 8-9 Semanas**

### Husillos:

3 Pzas KGS-1605-023-RH-EE X 1000 MM  
**\$239.00 USD + IVA PU // TE 1-2 Días por corte**

### Tuercas:

3 Pzas KGF-D-1605-RH-EE  
**\$156.00 USD + IVA PU // TE Stock**

### Soportes:

3 Pzas BKN-12 (R)  
**\$181.00 USD + IVA PU // TE Stock**

3 Pzas BFN-12 (R)  
**\$70.00 USD + IVA PU // TE 1 Pza stock, resto 5-6 Semanas**

\*Precio basado en cantidad cotizada  
\*Pedido incancelable  
\*No aplican descuentos ni por pronto pago  
\*Material sujeto a previa venta  
LAB Barmex CDMX

## COTIZACIÓN DE MOTORES DRIVERS Y FUENTE (TIENDA EN LÍNEA ALIEXPRESS)

AliExpress™ I'm shopping for... All Categories (5)

Score: **HYONGC Hongbang Motor Store** Open: 5 year(s) 99.9% Positive feedback Follow

Home > All Categories > Home Improvement > Electrical Equipments & Supplies > Motors & Parts > Motor Driver



CNC Router Kit 4 Axis, 4pcs 1 axis TB6560 stepper motor driver+one interface board+ 4pcs Nema23 270 Oz-in motor+ one power supply  
★★★★★ 5.0 (27 votes) | 45 orders

Price: ~~US \$129.99 / Set~~  
Discount Price: **US \$122.19 / Set** -6% 16h:06m:49s  
 Get our app to see exclusive prices | Bulk Price ▾

Shipping: **US \$75.79 to Mexico via DHL** ▾  
Estimated Delivery Time: 9-19 days

Quantity:    Set (10 Sets at most per customer)

Total Price: **US \$197.98**

Add to Wish List (3467 Adds) ▾

Save up to **US \$2.00** on orders over **US \$15.00**  
[Get Select Coupon >](#)

Return Policy Returns accepted if product not as described, buyer pays return shipping fee; or keep the product & agree refund with seller. [View details >](#)

Seller Guarantees: On-time Delivery **23 days**

Payment: [View More >](#)

**Buyer Protection**  
 Full Refund if you don't receive your order  
 Full or Partial Refund, if the item is not as described

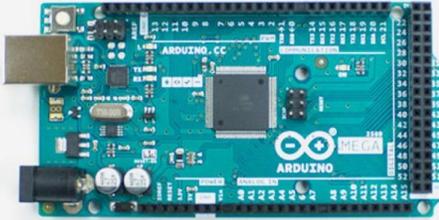
## COTIZACIÓN ARDUINO MEGA 2560



HOME BUY SOFTWARE PRODUCTS EDUCATION RESOURCES COMMUNITY HELP

# ARDUINO MEGA 2560 REV3

Code: A000067



**\$38.50**  
tax not included

**CURRENTLY SOLD OUT**

When will it be available?

Want to learn more?

# COTIZACIÓN LAPTOP



¿Qué estás buscando?

Hola, Bienvenido  
Mi cuenta



Departamentos ▼ [Perfumes](#) [Outlet](#) [Llantas](#)

HAZ TU SÚPER  
DANDO CLIC AQUÍ

[Inicio](#) > [Computadoras](#) > [Laptops](#) > [Todas las laptops](#) > [Laptop dell inspiron i3567 3380blk plus intel core i3 8gb ram 1tb 00884116256380](#)

Laptop Dell Inspiron I3567-3380BLK-PUS Intel Core i3 8GB RAM 1TB marca Dell

★★★★★ [Escribe una reseña](#)



Hasta 12 meses sin intereses

**\$9,999<sup>00</sup>**

- 1 +

Pieza



**Agregar a carrito**

- Teclado en Inglés
- Con MaxxAudio
- Pantalla de 15,6 pulgadas

Artículo Microsoft