

**DOCUMENTO DE TESIS**

Nº

PROYECTO: **CONVERSION DE TORNO PARALELO A CNC**HOJA **1 de 143**ÁREA: **TECNOLOGÍA MECÁNICA**

**Dpto. Mecánica
Fac. Ingeniería
Univ. Nac. Mar del
Plata**

AUTOR: **ALVARO LUIS ESTEVES**MATRICULA: **12191**AÑO: **2022**DIRECTOR: **DR. AMADEO DANIEL SOSA****TRABAJO FINAL****CONVERSIÓN DE TORNO PARALELO
CONVENCIONAL A CNC**

REVISIÓN	REV. 0	REV. 1	REV. 2	REV. 3	REV. 4	REV. 5	REV. 6	REV. 7	REV. 8
FECHA	20/SEPT/17								
AUTOR	A. ESTEVES								
CONTROLO	D. SOSA								



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

**DOCUMENTO DE TESIS**

Nº

PROYECTO: **CONVERSION DE TORNO PARALELO A CNC**HOJA **1 de 143**ÁREA: **TECNOLOGÍA MECÁNICA****Dpto. Mecánica
Fac. Ingeniería
Univ. Nac. Mar del
Plata**AUTOR: **ALVARO LUIS ESTEVES**MATRICULA: **12191**AÑO: **2022**DIRECTOR: **DR. AMADEO DANIEL SOSA****TRABAJO FINAL****CONVERSIÓN DE TORNO PARALELO
CONVENCIONAL A CNC**

REVISIÓN	REV. 0	REV. 1	REV. 2	REV. 3	REV. 4	REV. 5	REV. 6	REV. 7	REV. 8
FECHA	20/SEPT/17								
AUTOR	A. ESTEVES								
CONTROLO	D. SOSA								

Agradecimientos

Quiero agradecer sobre todo a mi familia que soportaron el largo periodo que me llevó esta última etapa de la carrera resignando momentos en los que me hubiese gustado estar más presente.

Agradezco al Dr. Daniel Sosa que guió la ejecución de esta tesis con la paciencia y voluntad de soportar mis acotados recursos de tiempo. Le agradezco también, lo que considero es el mayor aporte de un director, que es dedicar tiempo para compartir conocimientos y buenas experiencias.

Por último, agradezco a la facultad, al grupo de docentes y a mis compañeros por permitirme aprender la genial carrera de ingeniería mecánica y poder cargar la grata experiencia de haber sido estudiante.

Contenido

Agradecimientos.....	2
Introducción	8
Capítulo 1. Especificaciones generales	10
Especificaciones del torno original.....	10
Especificaciones de un torno CNC.....	10
Capítulo 2. Cálculo de fuerza de corte.....	11
Selección de la herramienta de corte	11
Material a mecanizar.....	12
Cálculo del esfuerzo máximo de corte mediante el programa “Machining Power”	12
Conversión de fuerza tangencial máxima a longitudinal y transversal.....	13
Fuerza de corte habitual	14
Capítulo 3. Cálculo de esfuerzo viscoso.....	15
Objetivo.....	15
Desarrollo del cálculo.....	15
Desarrollo de la ecuación de esfuerzo dinámico	15
Cálculo de la viscosidad dinámica	17
Cálculo del esfuerzo viscoso.....	18
Capítulo 4. Requerimientos cinemáticos y dinámicos de traslación de carros	18
Velocidad de desplazamiento de carros	18
Velocidad de avance rápido sin corte	18
Velocidad de avance en condición de corte habitual	19
Máxima velocidad de avance en condición de corte	19
Cálculos para el eje Z.....	19
Requerimientos de fuerza.....	19

Fuerza de rozamiento estático máximo	19
Fuerza de rozamiento estático habitual.....	21
Fuerza de rozamiento dinámico máximo del carro	21
Fuerza de rozamiento dinámico habitual del carro	22
Rozamiento de rodadura entre tornillo y tuerca	22
Rozamiento en rodamiento fijo de tornillo.....	22
Esfuerzo viscoso con esfuerzo de corte máximo	23
Esfuerzo viscoso con esfuerzo de corte habitual	23
Fuerza inercial	23
Fuerza en velocidad de avance rápido	23
Resumen de fuerzas	24
Cálculos para el eje X.....	24
Requerimientos de fuerza	24
Fuerza de rozamiento estático máximo	25
Fuerza de rozamiento estático habitual.....	25
Fuerza de rozamiento dinámico máximo del carro	25
Fuerza de rozamiento dinámico habitual del carro	26
Rozamiento de rodadura entre tornillo y tuerca	26
Rozamiento en rodamiento fijo de tornillo.....	26
Esfuerzo viscoso máximo	26
Esfuerzo viscoso habitual	26
Fuerza inercial	26
Fuerza en velocidad de avance rápido	27
Fuerza radial en el eje del motor	27
Resumen de fuerzas	28
Capítulo 5. Elementos de transmisión y soporte en carros.....	28
Especificaciones de componentes de desplazamiento.....	28
Motores paso a paso.....	28
Consideraciones en el uso motores paso a paso (pap) y de micropasos (microstepping) .	28
Motor eje Z.....	29
Motor eje X.....	31
Tornillo de bolas recirculantes eje Z	33
Tornillo de bolas recirculantes eje X	34
Reducción de velocidad en eje X.....	35

Cálculo de correa sincrónica para el eje X.....	35
Selección de montaje del tornillo	41
Especificaciones de construcción de los soportes de tornillos	43
Soporte eje Z lado derecho soportado.....	46
Soporte eje Z lado izquierdo fijo	48
Caja de rodamientos	48
Acoplamiento motor-tornillo	51
Cálculo de torque de tornillos de fijación en caja de rodamientos	51
Soporte eje X fijo	53
Caja de rodamientos	53
Especificación de las poleas dentadas	59
Especificaciones de la correa dentada	61
Tapa de soporte	62
Cálculos para el tornillo.....	62
Verificación de la carga de pandeo (Buckling load)	62
Verificación de la velocidad crítica (Critical speed).....	63
Cálculo de vida de servicio	65
Torque requerido para vencer la inercia del tornillo	67
Corrimiento del carro por variación de temperatura del tornillo.....	68
Cálculo del esfuerzo axial por dilatación térmica	68
Cálculo de rodamientos según manual SKF	69
Rodamientos de extremo fijo para el tornillo del eje Z	69
Rodamiento de extremo soportado para el tornillo del eje Z.....	80
Rodamientos de extremo fijo para el tornillo del eje X	80
Capítulo 6. Verificación de capacidades de carros	84
Fuerza de desplazamiento disponible en los ejes.....	84
Cálculo de fuerza y velocidad disponible eje Z.....	84
Cálculo de fuerza y velocidad disponible eje X	86
Verificación de requerimientos en el eje Z	87
Eje Z situación estática	87
Eje Z situación dinámica	88
Eje Z avance rápido	88
Conclusión	88
Verificación de requerimientos en el eje X	88

Eje X situación estática.....	88
Eje X situación dinámica.....	89
Eje X avance rápido	89
Esfuerzo radial en el eje del motor	89
Conclusión	89
Capítulo 7. Husillo.....	90
Soporte actual de husillo.....	90
Selección de rodamiento para husillo lado del plato.....	91
Búsqueda de rodamiento sin modificación de la fundición de la caja.....	91
Búsqueda de rodamiento para husillo lado plato permitiendo la modificación de la fundición de la caja	93
Cálculos para el rodamiento de husillo lado plato.....	97
Cálculo de fuerza máxima sobre rodamientos.....	97
Cálculo de vida del rodamiento	99
Carga mínima requerida (regla genérica).....	101
Velocidad admisible	101
Capítulo 8. Cálculos de motor principal y transmisión a husillo.....	102
Resumen.....	102
Datos de motor	102
Especificaciones de motor de husillo	102
Comportamiento del motor	103
Requerimiento de torque de mecanizado	105
Relaciones de transmisión	106
Correa de transmisión.....	107
Cálculo del factor de servicio “C2”	108
Potencia de diseño	109
Selección del perfil de la correa	109
Relación de velocidades “i”	110
Diámetros efectivos para poleas de marcha lenta y rápida.....	110
Recalculo de la relación de velocidad en marcha lenta y rápida	111
Distancia entre centros	111
Longitud efectiva de la correa.....	111
Longitud entre ejes recalculada	111
Requerimiento de registro mínimo de ajuste de correa.....	112

Velocidad lineal máxima de correa	112
Cálculo de arco de contacto y factor de corrección C1.....	113
Factor de corrección de longitud de correa C3.....	114
Potencia de la correa por canaleta	114
Cantidad de correas	115
Tensión mínima por correa	115
Carga radial en el eje de las poleas	115
Control de la tensión de correa por método de la deflexión de la correa.....	115
Modelo de correa.....	116
Materiales de poleas	116
Capítulo 9. Torreta y portaherramientas.....	116
Capítulo 10. Encoder	121
Encoder de alta resolución.....	122
Encoder de baja resolución	125
Capítulo 11. Lubricación	127
Lubricación del husillo.....	127
Ventajas y desventajas	128
Lineamientos para la implementación.....	129
Lubricación de carros y bancada	131
Capítulo 12. Selección de componentes eléctricos y electrónicos, esquema de conexión.....	132
Selección de drivers para los motores paso a paso	132
Fuente de alimentación	135
Placa de interfaz o controladora	135
Variador de velocidad del motor principal.....	137
Relé auxiliar de encendido de contactor.....	137
Interruptor y contactor principal	138
Reactor de entrada AC.....	138
Reactor de continua	138
Resistencia de frenado	138
Esquema eléctrico	138
Capítulo 13. Carenado	139
CONCLUSIONES	141
Anexo 1. Listado de componentes principales a adquirir	141
Anexo 2. Listado de croquis.....	143

Resumen

En este trabajo se aborda el análisis de una máquina herramienta y se establecen los cambios necesarios para actualizarla aumentando sus capacidades y ampliando su funcionalidad. Se selecciona y diseña las partes que permiten la actualización de un torno manual paralelo existente en las instalaciones de la facultad para convertirlo en un torno CNC o controlado por computadora. Para ello se debe modificar todo el sistema de transmisión, motorización y control. A lo largo de este documento se describen las tareas realizadas.

Se establecen las capacidades actuales del torno. Se establecen tamaño de herramienta y capacidad de arranque de viruta máxima y de uso habitual, esto basado en el porte original de la máquina, en aplicaciones de cálculo de los proveedores de herramientas de corte y en la teoría tecnología mecánica para esfuerzos de mecanizado.

Se aumenta la potencia de husillo permitiendo el mecanizado en rangos de velocidades de motor más amplios, se establecen nuevas relaciones de transmisión de manera de poder mantener la capacidad de corte en todo rango de velocidades y se aumenta la velocidad máxima de giro respecto del torno original, esto implica el reemplazo de un buje de soporte con una extensa búsqueda para encontrar el rodamiento más adecuado.

Se determinan los esfuerzos que deben realizar los carros en situaciones de peor caso y de uso habitual, esto según distintas condiciones de lubricación como se espera que puedan existir durante el uso, entre ellos el caso del esfuerzo viscoso y coeficientes de roce dinámico y estático.

Se establecen los tipos de montaje más convenientes para los elementos movimiento de los carros, como ser el tipo de soporte, ubicación de motores, acoplamientos, relación de transmisión, verificaciones respecto al pandeo y la velocidad crítica de los tornillos y vida de tornillos y los rodamientos.

Se diseñan distintos tipos de soportes de herramientas y bases de sujeción para permitir la operación con varias herramientas ajustadas. Estos tipos de soporte son utilizados habitualmente en tornos CNC.

Todos los componentes y variantes son creados en un software de diseño y ensamblados de modo de prever posibles interferencias y realizar ajustes. A estos componentes se le desarrollaron croquis detallados.

Se hizo la búsqueda y selección de los elementos eléctricos necesarios, se determinó el modo de conexión y ajustes y se realizaron esquemas eléctricos de conexión de los motores, drivers, variadores de velocidad, placa de interfaz, encoder, computadora y accesorios.

La implementación de los cambios propuestos permitirá ampliar significativamente las capacidades del torno. Para ello deberán adquirirse, fabricarse e instalarse los componentes seleccionados y diseñados. La confección de los planos de fabricación y gestiones de compra exceden el alcance de este proyecto.

Introducción

Un torno es una máquina que permite la sujeción y rotación de un material de partida, mientras que una herramienta de corte con desplazamientos en el plano en que se encuentra el eje de rotación del material permite dar formas de revolución a este, formando la pieza.

El plano de desplazamiento de la herramienta se recorre mediante el movimiento en dos ejes perpendiculares. El eje Z en el sentido longitudinal del torno y que es paralelo al eje de giro de la pieza y el eje X que es ortogonal al anterior y en general horizontal.

El torno denominado convencional o paralelo realiza los movimientos de la herramienta de corte a través de tornillos en general con tipo de rosca acme o cuadrada que son manipulados por un operario. Tambores graduados en los tornillos de ambos ejes o escalas digitales permiten al operario ajustar con precisión la posición de la herramienta.

Un torno CNC (control numérico por computadora) es básicamente un torno como el anterior, pero en el que los movimientos antes ejecutados por un operario son actuados ahora por motores y estos a su vez gobernados por una computadora. Hay varias formas de operación de la máquina, una de las más interesantes es la que permite la realización y ejecución de un programa. El mecanizado de una pieza con operaciones que de ejecutarse manualmente requerirían mucho tiempo y habilidad del operador, se resuelve mucho más fácilmente. Se desprende además que para la realización de múltiples piezas basta principalmente con reemplazar el material de partida y ejecutar nuevamente el programa.

Considerando al torno CNC una herramienta actual y relevante en la industria, y teniendo la facultad de ingeniería incumbencias en las tecnologías de fabricación vigentes, resulta lógica la inclusión de esta tecnología dentro de sus instalaciones. El requerimiento de esta herramienta es compartido por varias actividades curriculares. La asignatura control numérico requiere de la demostración práctica de contenidos teóricos, de manera similar se dictan cursos de control numérico a personas externas a la facultad resultando muy atractiva la posibilidad de demostrar el uso de esta tecnología en forma práctica. Asimismo, resulta conveniente la posibilidad de proveer internamente a la facultad y a terceros de piezas complejas generadas por esta tecnología.

Existe un torno CNC didáctico de pequeño porte que no se encuentra actualmente operativo debido a fallas en el sistema de control. La casa matriz propone el reemplazo del control y actuadores, esto tiene un costo elevado considerando además que las prestaciones de potencia y capacidad de arranque de viruta seguirán siendo limitadas.

El torno paralelo del que se parte es uno que se encuentra prácticamente en desuso y por tanto no afecta su conversión a las capacidades actuales del taller. Adicionalmente el costo de un torno CNC básico nuevo, del porte que se pretende desarrollar, tiene un coste del orden de U\$S 35.000, es decir 7 a 10 veces los que se pretenden utilizar en esta conversión.

Las características fundamentales relativas a este tipo de torno de control numérico son: torno CNC con movimientos independiente longitudinal y transversal gobernados por motores paso a paso (pap), tornillos y tuercas de bolas recirculantes, con encoder en husillo, variador de

velocidad y ajuste manual de rango de velocidades, contrapunto y cambio de herramientas manual o prefijadas e interfaz gráfica por medio de PC.

El objetivo general del trabajo es el análisis del diseño actual y de las modificaciones necesarias que permitan actualizar este torno convencional y convertirlo en un torno del tipo CNC con mejoramiento de las prestaciones. Para ello se busca:

- Determinar la magnitud de las fuerzas involucradas en la operación de torneado para el tipo de utilización que se quiere dar al torno, de modo de establecer capacidades dinámicas que deben poseer los elementos mecánicos.
- Determinar las nuevas prestaciones y ajustarlas de acuerdo con limitaciones de los elementos y componentes que pueden ser aplicados.
- Verificación de las aptitudes de los componentes previamente seleccionados.
- Plasmear los arreglos de partes en croquis para mejorar la comprensión del diseño de las modificaciones.
- Seleccionar los componentes eléctricos y electrónicos, estudiar su implementación y generar un esquema eléctrico de conexión.

Se quiere alcanzar al menos el diseño de las mejoras para lograr un torno CNC básico, esto es, con características de movimientos comandados por computadora en los ejes principales, permitir la variación continua de velocidad en el husillo y aumentar el límite de velocidad del mismo, dar realimentación de posición del husillo para permitir el tallado de roscas o similares, permitir el múltiple soporte de herramientas y realizar indicaciones para el mejoramiento de la lubricación del corte y del husillo

Se debe mencionar que la selección y verificación de elementos como tornillos de bolas, rodamientos, lubricantes, correas y poleas entre otros, fueron seleccionados teniendo que comprender la tecnología detrás de ellos y las indicaciones de los fabricantes y para ello se estudiaron manuales a los que se hace referencia durante el informe. Se ha estudiado la problemática en la medida necesaria para dar una adecuada y responsable solución. Considerando la extensión del contenido, sólo se incluye en el informe el extracto aplicable a los cálculos y las notas de interés.

Podemos señalar el estudio de los manuales de rodamientos tanto de SKF como FAG, con temas como la denominación de los rodamientos, los tipos que existen, cuáles son sus tolerancias y calidades, el tipo de montaje, con qué lubricación funcionan y los límites de funcionamiento térmico, cual es el tiempo de vida y de qué parámetros depende, entre otros. Otro caso similar es el de los tornillos de bolas recirculantes, en muchos aspectos parecidos a los rodamientos y en este caso el estudio del manual técnico del fabricante Hiwin. Otro caso es el fabricante de correas Optibelt y los manuales de correas trapeciales y de temporización y otros tantos.

Se estudiaron temas con más profundidad que la dada en los cursos de grado y para ellos se recurrió a bibliografía como "Diseño en ingeniería mecánica" de Shigley, "Manual del ingeniero mecánico" de Marks, "Manual del constructor de máquinas" de Dubbel, "Tolerancias, ajustes y calibres" de Garcia Mateos, "Máquinas. Cálculos de taller" de A.L.Casillas, entre otros. Todo esto con el objetivo de obtener soluciones apropiadas.

Capítulo 1. Especificaciones generales

Especificaciones del torno original

Velocidad máxima del husillo:	1090 rpm
Volteo sobre carro transversal:	90 mm
Volteo sobre bancada:	140 mm
Volteo sin bancada:	210 mm
Agujero de husillo:	26,6 mm
Diámetro del plato de 3 mordazas:	160 mm
Diámetro del plato de 4 mordazas:	165 mm
Distancia entre puntos:	750 mm
Recorrido de carro en eje X:	192 mm
Recorrido de carro en eje Z:	700 mm
Tipo de torreta (posiciones):	Manual (4 posiciones)
Carrera de la contrapunta:	94 mm
Cono de la contrapunta:	morse 2
Dimensiones aproximadas (sin motor):	ancho 170 cm x profundidad 60 cm x altura 51 cm
Dimensiones aproximadas (con motor):	ancho 170 cm x profundidad 105 cm x altura 51 cm
Peso aproximado:	400kg
Motor refrigerante:	no

Especificaciones de un torno CNC

Para la determinación de las especificaciones generales se parte de las especificaciones de la máquina original y de hojas de datos de tornos CNC porte similar¹.

Rango de velocidad en marcha alta:	250-3500 rpm
Rango de velocidad en marcha media:	150-2200 rpm
Rango de velocidad en marcha baja:	90-1340 rpm
Potencia del motor principal:	4 kW 380V 3PH 1430 rpm
Torque en el husillo:	40Nm@850rpm, 10Nm@3430rpm
Máximo empuje en X:	5500N
Máximo empuje en Z:	13000N
Avance rápido en X:	1,9m/min
Avance rápido en Z:	3,8m/min
Repetitividad:	0,01 mm
Tamaño del portaherramientas:	16 x 16
Potencia requerida:	3PH + N + T /aprox. 5,5 kW
Motor refrigerante:	si

¹ Torno CNC, modelo: TR-1XP, marca: Travis.
Torno CNC, modelo: TL-1, marca: Haas.

Capítulo 2. Cálculo de fuerza de corte

El objetivo de esta sección es calcular la fuerza máxima y habitual de corte, para determinar el empuje requerido en los carros longitudinal y transversal.

Es conocido que existe una velocidad de corte óptima para cada material y herramienta, que existe una máxima sección de corte de la herramienta y que hay limitación de potencia de la máquina. Para este cálculo se utiliza solo la restricción de una elevada sección de corte dado por herramienta, esto es, la máxima sección de viruta de la herramienta seleccionada y un material de uso general.

La placa herramienta seleccionada, como se ve en el “Capítulo 8. Cálculos de motor principal y transmisión a husillo”, permite la utilización de la potencia total de la máquina, con capacidad adicional de sección de viruta. La mayor sección de viruta y por tanto mayor esfuerzo de corte en condición de operación en el rango de potencia implica la selección de una velocidad y calidad de corte inferior.

Extender más las capacidades de esfuerzo de corte, considerando placas de gran sección de corte y materiales muy resistentes, lleva a un dimensionamiento desproporcionado respecto a los esfuerzos normales.

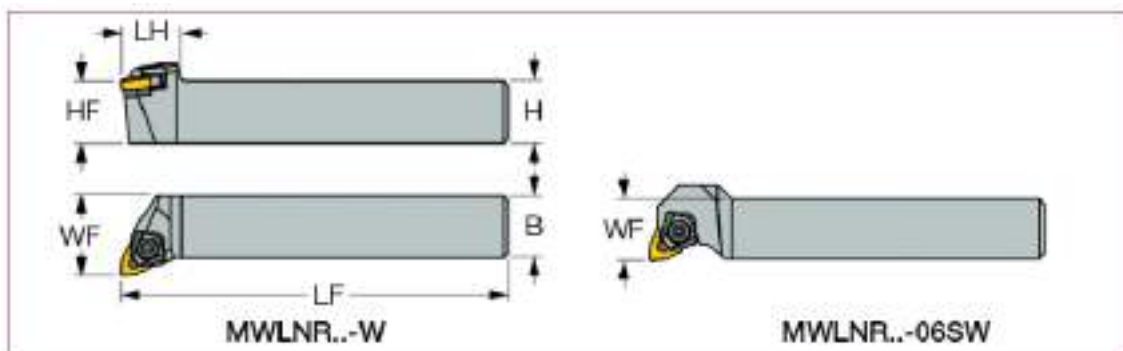
Selección de la herramienta de corte

Para el cálculo teórico del esfuerzo de corte se utilizan:

- Las dimensiones del torno original para el alojamiento de portaherramientas.
- El catálogo digital de herramientas Iscar.
- La herramienta de cálculo de ISCAR. Sitio www.iscar.com -> techknow -> Machining Power.
- La teoría de corte de metales descrita en la asignatura “Tecnología mecánica 1”.

La torre portaherramientas de la máquina original permite la incorporación de un portaherramientas de 13,5mm de altura, el mismo deberá ser modificado para aceptar herramientas normalizadas de 16mm de altura. Esta altura es la existente entre el plano de apoyo inferior del portaherramientas y el eje de giro del husillo.

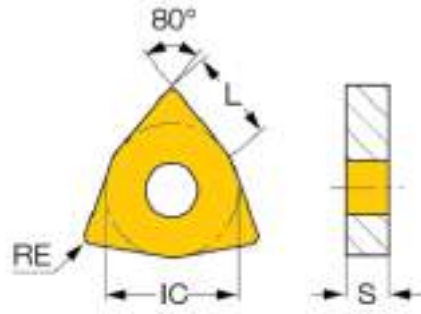
Se selecciona el portaherramientas de la sección ISO-turning (sitio ISCAR), para placas triangulares positivas con sujeción por brida superior, ángulo KAPR de 95°.



H	HF	B	LF	LH	WF	HAND
16.0	16.0	16.0	100.00	23.0	16.00	R

Fig. 1. Porta herramientas MWLNR 1616H-06SW

Se selecciona la placa de la Fig. 2, si bien la placa tiene un pequeño radio de acuerdo, más adecuado para pasadas de terminación, el uso de la sección máxima de viruta a velocidad óptima supera las capacidades máximas de potencia de la máquina por lo que esta placa resulta útil tanto para terminación como para desbaste en esta máquina. El cálculo de la potencia necesaria se realiza en la sección “Capítulo 8. Cálculos de motor principal y transmisión a husillo”



WNMG 06T304-GN grado IC 9150

Fig. 2. Placa

Datos de placa y capacidad de corte seleccionando el material “acero no aleado o acero fundido, acero que forma viruta fraccionada $\geq 0,25\%C$ ” (ISO P2):

L	IC	E	RE	n (mín)	n (máx)	ap (mín)	ap (máx)
6.50	1.00	0.97	0.40	0.14	0.40	1.00	3.50

Tabla 1. Datos de la placa.

Velocidad de corte 240-380 m/min

Nota: ft en la Tabla 1 significa avance por revolución.

Material a mecanizar

Se propone cortar acero de baja aleación AISI4340² y para ello se selecciona el material de placa IC9150, recomendado para mecanizado de acero a alta velocidad en condiciones estables.

Cálculo del esfuerzo máximo de corte mediante el programa “Machining Power”

Material: Aisi 4340

Avance por revolución: 0,4mm

Profundidad de corte: 3,5mm

² AISI 4340 alloy steel is a heat treatable and low alloy steel containing chromium, nickel and molybdenum. It has high toughness and strength in the heat treated condition. (www.azom.com), Composición: Acero aleado 4340(E) (electric furnace steel) Fe+1,83Nickel+0,4C+0,7Mn+0,8Cr+0,25Mo+Si min 0,28+P max 0,025+S max 0,025. “STRUCTURE AND PROPERTIES OF ENGINEERING ALLOYS” Smith. Pag.116.

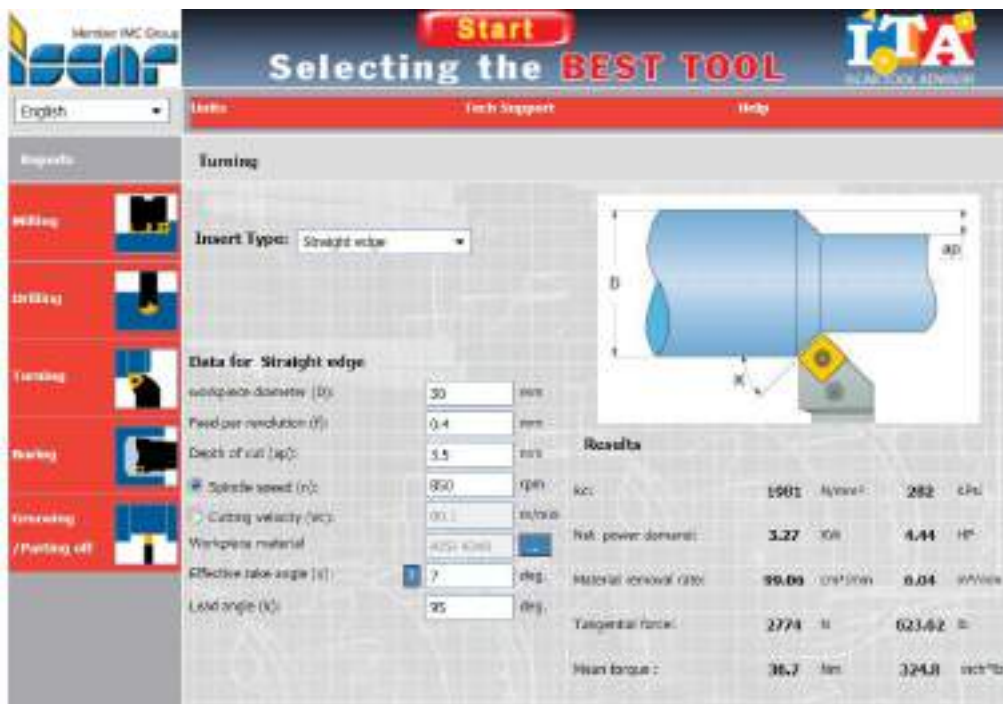


Fig. 3. Cálculo de fuerza de corte por programa de ISCAR.

El programa de cálculo indica un esfuerzo de corte de 2774N y fuerza de corte específica de 1981 N/mm², estos valores son independientes de la velocidad de corte.

Conversión de fuerza tangencial máxima a longitudinal y transversal

Del programa de cálculo de ISCAR se obtiene la fuerza Tangencial máxima (debida a la utilización de la sección útil máxima de corte) o $F_t=2774N$, los valores dados no son suficientes para calcular otras fuerzas del círculo de fuerzas (se refiere a fuerzas normales y tangenciales o horizontales y verticales) sin adoptar un coeficiente de fricción, o un ángulo de cizallamiento o algún otro dato.

Se recalcula teóricamente el valor de la fuerza de corte según la bibliografía dada en la cátedra de Tecnología mecánica 1: módulo de tecnología mecánica.

Se transcribe el programa realizado para efectuar el cálculo

```
%Calculo de fuerzas de corte a partir de la medida del angulo de
%cizallamiento, mecanizado por arranque de viruta micheletti
'para 4340 laminado en caliente'
DurezaBrinell=210
C=74.5*pi/180; %constante de maquinado
Ts=650; % %Resistencia al cizallamiento Ts[N/mm2]
Alfa=7*pi/180; %Angulo de ataque
Mu=1.06; % Coeficiente de friccion Mu
Tau=atan(Mu);
Kr=95/180*pi;
Fi=(C+Alfa-Tau)/2;
Profundidad0=3.5;% Profundidad de pasada Profundidad [mm]
Profundidad=Profundidad0/cos(pi/2-Kr)
```

```

Avance0=0.4;% Avance [mm]
Avance=Avance0*cos(pi/2-Kr)
A0=Avance*Profundidad % Seccion de viruta A0 [mm2]

F=A0*Ts/(sin(Fi)*cos(Fi+Tau-Alfa))
Ft=A0*Ts*cos(Tau-Alfa)/(sin(Fi)*cos(Fi+Tau-Alfa))
Fn=A0*Ts*sin(Tau-Alfa)/(sin(Fi)*cos(Fi+Tau-Alfa))

```

Resulta:

Ft=4306N

Fn=3571N

Existen diferencias en los valores obtenidos de Ft entre la formulación teórica presentada en la cátedra de tecnología mecánica y la herramienta de cálculo que presenta ISCAR. Considerando que la formulación teórica se basa en un modelo simplificado y que el objeto de esta cuenta es obtener aproximadamente la fuerza para determinar esfuerzos en el movimiento del carro se hace uso del valor indicado en el programa de cálculo ISCAR.

Los cálculos teóricos antes presentados nos permiten obtener una relación “i” entre la fuerza de corte tangencial y la fuerza normal. Esto junto con la fuerza tangencial indicada en el programa de ISCAR nos permite determinar, en forma aproximada, la fuerza normal.

$$i = \frac{Fn_{TEORICA}}{Ft_{TEORICA}} = \frac{3571N}{4306N} = 0,83$$

$$Fn_{ISCAR} = Ft_{ISCAR} * i = 2774N * 0,83 = \mathbf{2300N}$$

Dependiendo de la operación de corte realizada, esta fuerza normal podría estar direccionada según el eje X o el eje Z o en algún ángulo intermedio entre ambos ejes, en cuyo caso la fuerza se descompondría en las componentes en según los ejes indicados. Se tiene como peor caso para la fuerza que deba realizar cada eje que la fuerza normal esté orientada en el eje X o el eje Z, esto es, la fuerza máxima de corte en el eje Z es de **2300N** y fuerza máxima de corte en el eje X es de **2300N**.

Se tiene como valor de referencia para la fuerza que puede realizar cada eje, las especificaciones dadas para el torno Haas modelo TL-1 (menor tamaño de la serie) que indica máximo empuje en Z de 6886N y en X de 13772N. Este torno podría ejercer 3 a 5 veces el valor calculado.

Fuerza de corte habitual

La fuerza habitual de corte es la indicada en el “Capítulo 8. Cálculos de motor principal y transmisión a husillo”, esta se basa en la utilización de la potencia disponible del torno y en la velocidad recomendada de corte de la herramienta. El valor es indicado nuevamente por el programa de cálculo “MachiningPower” de ISCAR que resulta en una fuerza tangencial de 927N.

Utilizando nuevamente la relación “i” entre fuerza normal y tangencial se tiene una fuerza normal para la utilización habitual de corte de:

$$Fn_{ISCAR} = Ft_{ISCAR} * i = 927N * 0,83 = \mathbf{769N}$$

Capítulo 3. Cálculo de esfuerzo viscoso

Objetivo

Los motores para el movimiento de los carros no solo deben proveer la fuerza para el corte, sino que también deben vencer la fricción entre los carros y las guías. Considerando la existencia de una película de lubricante entre los planos de apoyo de los carros, se busca predecir la fuerza que se requiere para mover estos carros venciendo el esfuerzo viscoso, tanto longitudinal como transversal.

Desarrollo del cálculo

Desarrollo de la ecuación de esfuerzo dinámico

Los siguientes análisis son obtenidos básicamente del libro: "Fundamentos de mecánica de fluidos" Víctor L. Streeter. Cap.5.

Ley de la viscosidad de Stokes:

$$\tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \tau_{yz} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad \tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)$$

Las ecuaciones de Navier-Stokes limitadas a fluidos incompresibles son:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x}(p + \gamma h) + \nu \nabla^2 u = \frac{du}{dt}$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y}(p + \gamma h) + \nu \nabla^2 v = \frac{dv}{dt}$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z}(p + \gamma h) + \nu \nabla^2 w = \frac{dw}{dt}$$

Donde el operador ∇^2 es:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

La derivación con respecto al movimiento es:

$$\frac{d}{dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial t}$$

ρ es la densidad.

p es la presión.

$\gamma = \rho g$ es el peso específico.

g es la aceleración de la gravedad.

h es la altura.

μ es la viscosidad dinámica.

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ es la viscosidad cinemática.

u, v y w son las velocidades en x, y y z respectivamente.

Consideraciones iniciales:

Los ejes son: Z en la dirección longitudinal, X transversal y Y vertical.

El caso del carro principal del torno moviéndose sobre la bancada se puede asemejar al caso de una placa moviéndose sobre otra fija con inclusión de una capa intermedia de lubricante. En este caso por simetría, la velocidad u y v resultan cero, se considera el esfuerzo cuando se alcanzó la máxima velocidad en estado de régimen permanente $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ y flujo desarrollado $\frac{\partial w}{\partial z} = 0$. Por lo tanto, las ecuaciones de Navier–Stokes resultan:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x}(p + \gamma h) = 0$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y}(p + \gamma h) = 0$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z}(p + \gamma h) + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$$

Se considera una lubricación mixta donde existe parte de las superficies bajo lubricación límite y parte bajo lubricación fluida. Para los espesores de película considerados en esta lubricación, existe un efecto hidrodinámico localizado entre las micro-asperezas superficiales que contribuye a soportar la carga. Los espesores de película son del orden de una o dos veces la rugosidad³.

No hay variación de altura ni presión, se considera despreciable la elevación de presión por efecto de cuña ya que las superficies son paralelas y la lubricación se da adicionalmente por aplastamiento de película.

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$$

de $\tau_{yz} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$ resulta $\tau_{yz} = \mu \frac{\partial w}{\partial y}$

$$\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$$

$$\tau_{yz} = Cte1 = \mu \frac{\partial w}{\partial y}$$

$$w = Cte1 y + Cte2$$

Siendo

h_0 : El espesor de la capa de lubricante.

W : La velocidad del carro

$$w(0) = 0$$

$$w(h_0) = W$$

³ Módulo de Lubricación de la cátedra de tribología, código 2B3. Prof. Ricardo C. Dommarco.

$$w = W \frac{y}{h_0}$$

$$\tau_{yz} = \mu \frac{W}{h_0}$$

El esfuerzo $F_{viscoso}$ debido a la translación del carro resulta:

$$F_{viscoso} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A$$

A: Superficie del carro en contacto con la bancada.

Cálculo de la viscosidad dinámica

Se considera la utilización de un aceite de SAE 30 YPF, viscosidad cinemática $\nu(100^\circ\text{C}) = 11,3\text{cSt}$. Índice de Viscosidad (IV): 90.

Densidad sin dato, aprox. $0,85\text{Kg/l} = 850 \text{ kg/m}^3$.

Según la norma ASTM D2270 para $\nu(100^\circ\text{C}) = 11,3\text{cS}$ resulta: L:182,1; H:98,97.

$$IV = \frac{L - U}{L - H} * 100$$

$$\text{La } \nu(40^\circ\text{C}) = U = \frac{IV}{100} (H - L) + L = 0,90 (98,97 - 182,1) + 182,1 = 107,28 [\text{cSt}].$$

Se considera la operación a 20°C , se quiere conocer la viscosidad en esta temperatura.

Ley de viscosidad de Arrhenius:

$$\mu(T) = \mu_0 e^{\frac{E}{RT}}$$

Se tienen dos puntos de viscosidad cinemática conocidos a 40°C y 100°C

$$\nu(40^\circ\text{C}) = 107,28 [\text{cSt}]$$

$$\nu(100^\circ\text{C}) = 11,3 [\text{cSt}]$$

Convirtiendo a viscosidad dinámica

$$\mu(40) = \nu(40^\circ\text{C}) \rho = 107,28 \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right] 850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 0,0911 [\text{Pa seg}]$$

$$\mu(100) = \nu(100^\circ\text{C}) \rho = 11,3 \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right] 850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 0,0096 [\text{Pa seg}]$$

En la ecuación de Arrhenius sustituimos $B = E/T$ y reemplazamos las viscosidades para 40°C y 100°C .

$$\mu(40) = 0,0911 = A e^{\frac{B}{40+273}}$$

$$\mu(100) = 0,0096 = A e^{\frac{B}{100+273}}$$

Resulta para este aceite:

$$\mu(T) = 7,6612 \times 10^{-8} e^{\frac{4378}{T}}$$

Para 20°C :

$$\mu(293) = 7,6612 \times 10^{-8} e^{\frac{4378}{293}} = \mathbf{0,2363 [\text{Pa seg}]}$$

Cálculo del esfuerzo viscoso

Se calcula el esfuerzo viscoso con las siguientes consideraciones adicionales:

- El espesor de película h_0 del orden de la rugosidad y para una rugosidad (Ra) dada por rectificado de aproximadamente $0,6 \mu\text{m}$ resulta $h_0 = 0,6 \mu\text{m}$.
- $W = 3,8 \text{m/min}$ (máxima velocidad especificada del torno Haas TL-1)
- $A = 200 \text{cm}^2$ (medido en el torno).

$$F_{viscoso} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A = 0,2363 [\text{Pa seg}] \frac{3,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,6 [\mu\text{m}]} 200 [\text{cm}^2] =$$
$$0,2363 \frac{3,8}{0,6} 200 \left[\frac{\text{N seg}}{\text{m}^2} \frac{\text{m cm}^2}{\text{min } \mu\text{m}} \right] \left[\frac{1000000 \mu\text{m}}{\text{m}} \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}} \frac{\text{m}^2}{10000 \text{cm}^2} \right] =$$
$$0,2363 \frac{3,8}{0,6} 200 [\text{N}] 1,6 = 478 [\text{N}]$$

El esfuerzo viscoso calculado a máxima velocidad de desplazamiento (3,8m/min) para el eje Z resulta de 478N y se desarrollará en caso de que exista la lubricación especificada. Existe la posibilidad de que la lubricación sea de película delgada, límite o escasa en cuyo caso el valor del esfuerzo será distinto. Posteriormente se analizará este otro caso y se adoptará el peor de ellos para los cálculos siguientes.

Capítulo 4. Requerimientos cinemáticos y dinámicos de traslación de carros

Velocidad de desplazamiento de carros

Se tienen tres velocidades de desplazamiento de carro características:

- Avance rápido sin corte.
- Avance en condición de corte habitual.
- Máximo avance en condición de corte.

Velocidad de avance rápido sin corte

La velocidad de avance rápido según requerimientos para la máquina es de 3,8m/min para el eje Z y 1,9m/min para el eje X, estos requerimientos se corresponden con la especificación para el Torno "Haas TL-1". Como se verá más adelante se cumplen los requisitos dinámicos.

Siendo el tornillo utilizado para el desplazamiento de carro de paso 5mm, se tienen las siguientes velocidades de rotación del tornillo:

$$V_{carro \text{ avance rápido } Z} = 3,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]$$
$$V_{carro \text{ avance rápido } X} = 1,9 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]$$
$$V_{ejeZ} [\text{rpm}] = \frac{3,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,005 \left[\frac{\text{m}}{\text{rev}} \right]} = 760 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$
$$V_{ejeX} [\text{rpm}] = \frac{1,9 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,005 \left[\frac{\text{m}}{\text{rev}} \right]} = 380 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

Velocidad de avance en condición de corte habitual

La condición de corte habitual es la presentada en el "Capítulo 8. Cálculos de motor principal y transmisión a husillo", que considera la potencia disponible para corte y la velocidad de corte recomendada. Según lo indicado en el mencionado capítulo, el avance por revolución de la herramienta es de 0,25mm/rev. La mayor velocidad de avance se da para la máxima velocidad de rotación del husillo de 3500 rpm.

Se tiene entonces:

$$V_{\text{carro habitual corte}} = 0,25 \left[\frac{\text{mm}}{\text{rev}} \right] 3500 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 875 \left[\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right]$$
$$V_{\text{eje [rpm]}} = \frac{0,875 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,005 \left[\frac{\text{m}}{\text{rev}} \right]} = 175 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

Valores idénticos para ambos ejes.

Máxima velocidad de avance en condición de corte

La máxima velocidad de avance considera el máximo avance permitido por la herramienta (Selección de la herramienta de corte) de valor 0,4mm/rev. y la máxima velocidad del husillo (3500 rpm).

Se tiene entonces:

$$V_{\text{carro máxima corte}} = 0,4 \left[\frac{\text{mm}}{\text{rev}} \right] 3500 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 1400 \left[\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right]$$
$$V_{\text{eje [rpm]}} = \frac{1,4 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,005 \left[\frac{\text{m}}{\text{rev}} \right]} = 280 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

Valores idénticos para ambos ejes.

Cálculos para el eje Z

Se quiere determinar las sollicitaciones de fuerza que deberán cumplir los elementos de máquina.

Requerimientos de fuerza

El carro del eje Z debe vencer los siguientes esfuerzos:

- Rozamiento estático o dinámico entre carro y bancada.
- Esfuerzo de corte.
- Rozamiento de rodadura entre tornillo de bolas y tuerca.
- Rozamiento en rodamiento de soporte fijo del tornillo.
- Esfuerzo viscoso o rozamiento dinámico cuando corresponda.

Si bien se supone que en situación de corte el carro se encuentra en movimiento y por tanto correspondería utilizar un esfuerzo de roce dinámico, existe la situación de que el corte se esté produciendo en el eje X y querer iniciar el movimiento en el eje Z (o viceversa), con lo cual al iniciar el movimiento el eje Z se deberá considerar el rozamiento estático con aumento de la normal por esfuerzo de corte.

Fuerza de rozamiento estático máximo

Para determinar esta fuerza se realizó un ensayo en el que se midió la fuerza requerida para el desplazamiento del carro en el eje Z sin operación de corte. Para ello se desvinculó el

accionamiento manual por medio de la extracción de la cremallera correspondiente, quedando el carro liberado. Se empleó un peso fijo (200 N), que mediante una polea se convirtió en una fuerza paralela a la bancada del torno. A la misma se adiciona una fuerza en la misma dirección y sentido empleando un dinamómetro de resorte.

Para la medición se produjo con el dinamómetro una fuerza axial en forma creciente sobre el carro hasta vencer la fricción. Se realizaron varias repeticiones y se promedia el resultado.

El esfuerzo de rozamiento resultó en 230N (aprox. 23Kgf), este valor permitirá determinar el coeficiente de fricción estático y permitirá calcular el esfuerzo de rozamiento considerando el aumento de la normal en el proceso de corte.

Se procede a la determinación aproximada de la masa del carro y sus elementos. La Fig. 4 presenta una construcción en CAD3D, que con la indicación de las propiedades de las partes, nos permite conocer su masa. Se consideró fundición de 7,2g/cm³ y acero 7,8g/cm³, el carro longitudinal en fundición gris y el carro transversal y torreta en acero.

Se calcula el peso del carro longitudinal en 20,5 Kg.

Se calcula el peso del carro transversal en 12,5Kg.

Se calcula el peso de la torreta en 2,1kg.

El peso total calculado resulta de 35,1Kg ($W = 35,1kg \frac{9,8m}{seg^2} = 344N$), existen partes de relativamente mínimo peso no incluidas que aumentarían el valor indicado, no incluirlas hace más conservativo el cálculo.

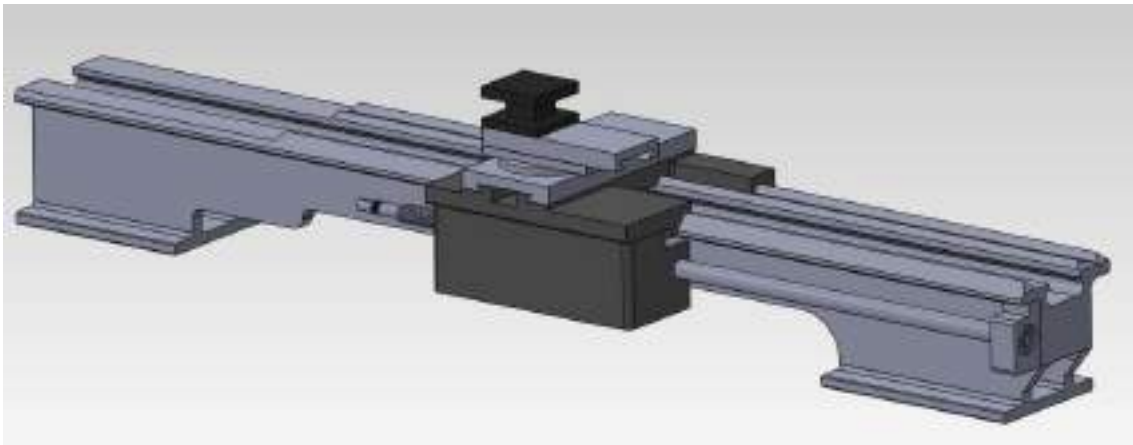


Fig. 4. Ensamble de partes de torno. medidas aproximadas.

Siendo las superficies de apoyo inclinadas en 45° la fuerza normal resulta:

$$N_w = \frac{W}{\cos 45^\circ} = \frac{344}{0,707} = 486N$$

$$F_r = \mu N$$

$$\mu = \frac{F_r}{N_w} = \frac{230N}{486N} = \mathbf{0,47}$$

Según el capítulo “Cálculo del esfuerzo máximo de corte mediante el programa “Machining Power”(Pág. 12), la máxima fuerza de corte resulta de aprox. $F_t = 2774N$. La máxima fuerza fue calculada considerando la máxima sección de material que la herramienta puede cortar.

La fuerza normal debida al esfuerzo de corte es:

$$N_{Fc} = \frac{F_c}{\cos 45^\circ} = \frac{2774N}{0,707} = 3923N$$

$$F_{rt} = \mu (N_w + N_{Fc}) = 0,47 (486N + 3923N) = 0,47 * 4410N = \mathbf{2086N}$$

La fuerza de roce resulta en 2086 N.

Fuerza de rozamiento estático habitual

La diferencia entre este cálculo y el anterior es que en este se utiliza la fuerza en situación de corte normal o habitual y no la máxima fuerza que puede realizar la herramienta. La fuerza tangencial de corte en esta situación es de 927N.

$$N_{Fc} = \frac{F_c}{\cos 45^\circ} = \frac{927N}{0,707} = 1311N$$

$$F_{rt} = \mu (N_w + N_{Fc}) = 0,47 (486N + 1311N) = \mathbf{850N}$$

La fuerza de roce en condición de corte habitual es de 850N.

Fuerza de rozamiento dinámico máximo del carro

Se transcribe una parte de la tabla de rozamiento dada en la referencia⁴.

Materiales	Estático		De deslizamiento	
	Seco	Grasoso	Seco	Grasoso
Acero duro sobre acero duro	0,78 ⁽¹⁾	0,11 ^(1.a) 0,23 ^(1.b)	0,42 ⁽²⁾	0,105 ^(5.h)
Acero dulce sobre acero dulce	0,74 ⁽¹⁹⁾		0,57 ⁽³⁾	
Hierro fundido sobre hierro fundido	1,1 ⁽¹⁶⁾		0,15 ⁽⁹⁾	0,09 ^(9.d) 0,064 ^(9.n)

Tabla 2. Extracto de coeficientes de fricción estática y de deslizamiento.

Referencias de la tabla

1: Campbell, Trans. ASME, 1939.

1a: Ácido oleico.

1b: Aceite para husos Atlantic (mineral ligero).

2: Clarke, Lincoln and Sterret, Proc. API, 1935.

5.h: Boys and Robertson, Trans. ASME, 1945. Ácido esteárico.

19: Hardy and Hardy, Phil. Mag., 1919.

⁴ “Manual del Ingeniero Mecánico” 8va edición. Marks. Tabla1. Coeficientes de fricción estática y de deslizamiento.

3: Beare and Bowden, Phil. Trans. Roy. Soc., 1935.

16: Ernst and Merchant, Conference on Friction and Surface Finish, M.I.T., 1940.

9: Morin, Acad. Roy. Des Scieces, 1838.

9.d: Aceite de cebo.

9.n: Aceite de olivo.

Otra fuente dada en la referencia⁵ indica un coeficiente de rozamiento de deslizamiento, de hierro fundido sobre hierro fundido, con lubricación ligera de 0,15.

Adicionalmente, la referencia⁶ indica un coeficiente de rozamiento dinámico engrasado de 0,05 y en seco de 0,16.

Teniendo en cuenta las referencias consultadas, se adoptará un coeficiente de fricción dinámico en presencia de aceite de **0,1**.

En el punto anterior se determinó que la masa del carro es de 35,1 Kg (344N), a esta se le suma la fuerza de corte máxima (fuerza tangencial de corte) de 2774N, ambas suman 3118N que considerando la bancada trapezoidal produce una fuerza normal F_N de 4410N.

La fuerza de roce dinámica máxima resulta de:

$$F_{rd} = F_N \mu_{dinamico} = 4410N \cdot 0,1 = \mathbf{441N}$$

Fuerza de rozamiento dinámico habitual del carro

Este caso es como el anterior, pero utiliza la fuerza que realiza la herramienta en una situación de corte habitual (aquella limitada por la potencia de la máquina y la velocidad de corte recomendada).

Siendo la masa del carro es de 35,1 Kg (344N) y la fuerza de corte habitual cuya componente tangencial es de 927N, ambas suman 1271N, que considerando la bancada trapezoidal produce una fuerza normal F_N de 1798N.

La fuerza habitual de roce dinámica resulta de:

$$F_{rd} = F_N \mu_{dinamico} = 1271N \cdot 0,1 = \mathbf{127N}$$

Rozamiento de rodadura entre tornillo y tuerca

Este esfuerzo será considerado con el uso de la eficiencia del tornillo en el punto "Cálculo de fuerza y velocidad disponible eje Z" Pág.84.

Rozamiento en rodamiento fijo de tornillo

Considerando que en un rodamiento idealmente no hay rozamiento (condición de rodadura), y que si bien por diferencia de radios de rodadura entre bolilla y pista, existe deslizamiento, el rozamiento existente es de varios órdenes de magnitud inferior a los esfuerzos de corte o el rozamiento de carro. En consecuencia, no resulta relevante el rozamiento en estos rodamientos y no se considerará.

⁵ "Manual universal de la técnica mecánica". Oberg-Jones, 1957. Traducción de la 14va edición norteamericana. Coeficientes de rozamiento pág. 554.

⁶ "Manual del constructor de máquinas". H.Dubbel, 1969. Pág. 273. Coeficientes de rozamiento.

Esfuerzo viscoso con esfuerzo de corte máximo

Para obtener en forma aproximada el esfuerzo viscoso en condición de corte máximo, se adopta la máxima velocidad alcanzable por la herramienta de referencia, dado por el máximo avance por revolución en el corte 0,4mm/rev. y la máxima velocidad de husillo de 3500 rpm.

$$V_{\text{carro maxima corte}} = 1400 \left[\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right]$$

Tomamos la siguiente ecuación del cálculo de esfuerzo viscoso “Capítulo 3. Cálculo de esfuerzo viscoso” y la evaluamos para la máxima velocidad de corte:

$$F_{\text{viscoso}} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A = 0,2363 \text{ [Pa seg]} \frac{1,4 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,6 [\text{um}]} 200 [\text{cm}^2] =$$
$$0,2363 \frac{1,4}{0,6} 200 * 1,66 \text{ [N]} \cong \mathbf{183 \text{ [N]}}$$

Esfuerzo viscoso con esfuerzo de corte habitual

Los cálculos resultan idénticos a los anteriores, pero considerando el avance por revolución “habitual”, indicado en el Capítulo 7, de 0,25mm/rev. y la máxima velocidad de husillo de 3500 rpm.

$$V_{\text{carro habitual corte}} = 875 \left[\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right]$$

Tomamos la siguiente ecuación del cálculo de esfuerzo viscoso y la evaluamos para la velocidad habitual:

$$F_{\text{viscoso}} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A = 0,2363 \text{ [Pa seg]} \frac{0,875 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,6 [\text{um}]} 200 [\text{cm}^2] =$$
$$0,2363 \frac{0,875}{0,6} 200 * 1,66 \text{ [N]} \cong \mathbf{114 \text{ [N]}}$$

Fuerza inercial

Se quiere conocer el orden de magnitud de la fuerza inercial. Se considera la masa preestablecida para el carro principal de 35,1Kg., la máxima velocidad especificada de 3,8m/min (esto es avance rápido) y en un tiempo T para la aceleración propuesto como suficientemente corto en 0,5 seg.

Se hace la simplificación de considerar constante la fuerza de aceleración, siendo esta:

$$F_i = m a = m \frac{(V_f - V_i)}{T} = 35,1 \text{ [Kg]} \frac{(6,33 \times 10^{-2} - 0) \left[\frac{\text{m}}{\text{seg}} \right]}{0,5 \text{ [seg]}} = \mathbf{4,44 \text{ [N]}}$$

Este peor caso de fuerza inercial resulta poco significativo respecto de los anteriores calculados y no se considerará en los siguientes cálculos.

Fuerza en velocidad de avance rápido

Se pretende una velocidad de desplazamiento del carro horizontal de 3,8m/min. El esfuerzo viscoso a esta velocidad estará presente cuando se haya realizado recientemente la lubricación.

$$F_{\text{viscoso}} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A = 0,2363 \text{ [Pa seg]} \frac{3,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]}{0,6 [\text{um}]} 200 [\text{cm}^2] =$$
$$0,2363 \frac{3,8}{0,6} 200 * 1,66 \text{ [N]} \cong \mathbf{478 \text{ [N]}}$$

El esfuerzo viscoso requerido para desplazar el carro en avance rápido resulta de 478N.

Resumen de fuerzas

Rozamiento estático máximo entre bancada y carro con carga adicional de esfuerzo de corte = 2086N.

Rozamiento estático habitual entre bancada y carro con carga adicional de esfuerzo de corte = 850N.

Esfuerzo de corte normal máximo = 2300N⁷.

Esfuerzo de corte normal habitual = 769N.

Rozamiento de rodadura entre tornillo y tuerca = considerado en fuerza disponible.

Rozamiento en rodamiento de soporte fijo del tornillo = 0.

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico máximo = 183N o 440,9N => 440,9N.

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico habitual = 114N o 127N => 127N.

Fuerza en velocidad de avance rápido = 478N.

El máximo esfuerzo axial resulta de la suma del esfuerzo de corte máximo de 2300N y el rozamiento estático máximo de 2086N, resultando 4386N.

Comparando los resultados entre el esfuerzo viscoso y el rozamiento dinámico se adopta la peor condición. Ambos esfuerzos suceden con velocidades relativas entre las partes y parece adecuado considerar el valor dado por el esfuerzo viscoso cuando es conocida la existencia de una capa gruesa o estable de lubricante entre las superficies. Sin embargo, es de suponer que la lubricación gruesa no suceda frecuentemente debido al régimen periódico de la lubricación de las bancadas. Previamente se indicaron valores para rozamiento dinámico en condición de existencia de lubricante en cantidad denominada "superficies lubricadas o grasosas o lubricación circundante", se considera esta la situación más aproximada de operación del torno y es un caso de menor lubricación que la conocida como una "lubricación tipo límite o de película delgada".

El análisis de estos esfuerzos es realizado en el "Capítulo 6. Verificación de capacidades de carros".

Cálculos para el eje X

Para los cálculos en este eje se utilizan mayoritariamente los mismos conceptos y desarrollos presentados para el eje Z, es por ello que cuando la problemática se repita (análisis análogo) solo se presentarán las formulaciones utilizadas para hacer el cálculo final.

Requerimientos de fuerza

Se requieren vencer los siguientes esfuerzos para el eje X:

- Rozamiento estático entre carro principal y transversal.
- Esfuerzo de corte.
- Rozamiento de rodadura entre tornillo y tuerca.
- Rozamiento en rodamiento de soporte fijo del tornillo.
- Esfuerzo viscoso o rozamiento dinámico cuando corresponda.

⁷ Del capítulo "Cálculo de esfuerzos de corte".

Fuerza de rozamiento estático máximo

Se obtendrá de la Tabla 2 el coeficiente de roce estático.

En este caso las superficies son fundición en el carro longitudinal y acero en el transversal. Este caso específico no se encuentra citado en la tabla por lo que se utilizará el caso más próximo que es acero duro sobre acero duro.

En la operación correcta de un torno convencional se debieran lubricar las partes al menos al iniciar la jornada. Se utiliza entonces en este caso y como se indica en la tabla el caso grasoso.

El coeficiente de roce estático resulta de:

$$\mu = 0,23$$

Se emplean los valores de peso utilizados para realizar el mismo cálculo para el eje Z.

El carro transversal pesa 12,5Kg, la torreta pesa 2,1kg.

El peso total calculado resulta de 14,6 Kg ($W = 14,6kg \frac{9,8m}{seg^2} = 143N$).

Según el capítulo "Cálculo del esfuerzo máximo de corte mediante el programa "Machining Power"" (Pág. 12), la máxima fuerza de corte resulta de aprox. 2774N. En este caso la normal a la superficie y la dirección de la fuerza son colineales.

La fuerza normal a la superficie "N" es la suma de la fuerza de corte y el peso calculado.

Siendo:

$$F_r = \mu N$$

$$F_r = 0,23 (143N + 2774N) = 670N$$

Fuerza de rozamiento estático habitual

El desarrollo es idéntico al anterior pero se utiliza la fuerza habitual de corte, calculada en el "Capítulo 2. Cálculo de fuerza de corte", pág. 14.

$$F_r = 0,23 (143N + 927N) = 246N$$

Fuerza de rozamiento dinámico máximo del carro

Previamente se determinó que la masa del carro transversal y la masa de la torreta suman aproximadamente 14,6 Kg, lo que produce una fuerza normal de 143 N sobre la bancada, a esta se le suma la fuerza de corte en el sentido normal de 2774N, teniendo como resultado una fuerza normal F_N de 2917 N.

Como en el caso del eje Z se adopta un coeficiente de fricción de 0,1.

La fuerza de roce dinámica resulta de:

$$F_{rd} = F_N \mu_{dinamico} = 2917N \cdot 0,1 = 291,7N$$

Fuerza de rozamiento dinámico habitual del carro

Nuevamente el peso del carro transversal y torreta es de 14,6 Kg, lo que produce una fuerza normal de 143N sobre la bancada que sumándole la fuerza de corte habitual en el sentido normal a la superficie de 927N, se tiene como resultado una fuerza normal F_N de 1070 N.

La fuerza de roce dinámica resulta de:

$$F_{rd} = F_N \mu_{dinamico} = 1070N \cdot 0,166 = \mathbf{107N}$$

Rozamiento de rodadura entre tornillo y tuerca

Al igual que para el eje Z, este esfuerzo se encuentra considerado en la eficiencia del tornillo en el punto "Cálculo de fuerza y velocidad disponible eje X". Pág. 86.

Rozamiento en rodamiento fijo de tornillo

Del mismo modo que en el eje Z, no resulta relevante el rozamiento en estos rodamientos y no se considerará.

Esfuerzo viscoso máximo

En el caso del eje X se mantiene el análisis realizado para el eje Z respecto de la velocidad del carro transversal de 1400mm/min. La superficie de contacto entre el carro transversal y el longitudinal es de aprox. 150cm².

Retomando la ecuación del cálculo de esfuerzo viscoso:

$$F_{viscoso} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A = 0,2363 [Pa \cdot seg] \frac{1,4 \left[\frac{m}{min} \right]}{0,6 [um]} 150 [cm^2] =$$
$$0,2363 \frac{1,4}{0,6} 150 \cdot 1,66 [N] \cong \mathbf{137 [N]}$$

Esfuerzo viscoso habitual

La velocidad del carro transversal para el caso habitual es de 875mm/min. La superficie de contacto entre el carro transversal y el longitudinal es de aprox. 150cm². La fuerza requerida debido a la viscosidad es:

$$F_{viscoso} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A = 0,2363 [Pa \cdot seg] \frac{0,875 \left[\frac{m}{min} \right]}{0,6 [um]} 150 [cm^2] =$$
$$0,2363 \frac{0,875}{0,6} 150 \cdot 1,66 [N] \cong \mathbf{85 [N]}$$

Fuerza inercial

Se calcula la fuerza inercial en forma aproximada considerándola constante entre la velocidad inicial y final, se calcula para el caso desde velocidad inicial 0 hasta velocidad final de avance rápido. Se establece inicialmente un tiempo de aceleración de 0,5 segundos.

Como se estableció anteriormente, la masa del carro principal es de 14,6 Kg.

$$F_i = m a = m \frac{(V_f - V_i)}{T} = 14,6 [Kg] \frac{(3,16 \times 10^{-2} - 0) \left[\frac{m}{seg} \right]}{0,5 [seg]} = \mathbf{0,92 [N]}$$

Fuerza en velocidad de avance rápido

Se pretende una velocidad de desplazamiento del carro transversal de 1,9m/min.

$$F_{viscoso} = \tau_{yz} A = \mu \frac{W}{h_0} A = 0,2363 [Pa \text{ seg}] \frac{1,9 \left[\frac{m}{min} \right]}{0,6 [um]} 200 [cm^2] =$$
$$0,2363 \frac{1,9}{0,6} 200 * 1,66 [N] \cong 248 [N]$$

El esfuerzo viscoso requerido para desplazar el carro en avance rápido resulta de 248N.

Fuerza radial en el eje del motor

En el caso del eje X, debido a la utilización de la reducción, aparece un esfuerzo radial en el eje del motor. Esto es, para lograr un empuje axial "F_b" en el tornillo, se le debe aplicar un torque "T_a" dado por:

$$T_a = \frac{F_b l}{2 \pi \eta_1}$$

Siendo η_1 la eficiencia mecánica:

$$\eta_1 = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \beta)}$$
$$\tan(\alpha) = \frac{l}{\pi D_m}$$
$$\tan(\beta) = \mu$$

D_m : Diámetro medio en la rosca del tornillo (pitch circle diameter of screw shaft) = 16,6mm.

l : Paso del tornillo = 5mm.

μ : Coeficiente de fricción (0,003~0,01). Se selecciona el peor caso de 0,01.

Resulta en una eficiencia mecánica η_1 de 0,904.

La polea conducida de diámetro D_p es instalada en el eje del tornillo. El torque requerido "T_a" implica en la polea una fuerza tangencial diferencial F_t relativa al brazo de palanca, siendo este igual a la mitad del diámetro D_p . Esta fuerza F_t es la que actúa también en forma radial en el eje del motor y posee un valor máximo.

Condición de uso normal. La peor condición de esfuerzo axial (valor máximo) que realiza el tornillo resulta de la suma del esfuerzo de corte máximo en el sentido normal de 2300N y el rozamiento máximo de 670N resultando 2970N. El torque necesario en el eje del tornillo resulta:

$$T_a = \frac{2970N \cdot 5mm}{2 \pi \cdot 0,9} = 2,62Nm$$

Este torque implica una fuerza tangencial diferencial F_t en la polea con diámetro $D_p = 95,49$ mm. de:

$$F_t = \frac{T_a}{D_p/2} = \frac{2,62Nm}{95,49mm/2} = 54,9N$$

Condición de falla y bloqueo de eje. Ante el bloqueo del movimiento de avance del carro (velocidad cero) el motor dispone de su torque máximo de 8,5Nm, la polea menor (vinculada al motor) tiene un diámetro $D_p = 47,75$ mm. Esto implica una fuerza tangencial de:

$$F_t = \frac{T_a}{D_p/2} = \frac{8,5Nm}{47,75mm/2} = 356N$$

Resumen de fuerzas

Rozamiento estático máximo entre carro transversal y carro longitudinal con carga adicional de esfuerzo de corte = 670N.

Rozamiento estático habitual entre carro transversal y carro longitudinal con carga adicional de esfuerzo de corte = 246N.

Esfuerzo de corte normal máximo = 2300N.

Esfuerzo de corte normal habitual = 769N.

Rozamiento de rodadura entre tornillo y tuerca = considerado en fuerza disponible.

Rozamiento en rodamiento de soporte fijo del tornillo ≈ 0 .

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico máximo=124N o 291,7N = 291,7N.

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico habitual=85N o 107N = 107N.

Fuerza en velocidad de avance rápido = 248N.

Fuerza radial en el eje del motor en uso normal y en condición de bloqueo es de 54,9 N y 356N respectivamente.

El máximo esfuerzo axial resulta de la suma del esfuerzo de corte máximo de 2300N y el rozamiento estático máximo de 670N, resultando 2970N.

El análisis de estos esfuerzos es realizado en el “Capítulo 6. Verificación de capacidades de carros”.

Capítulo 5. Elementos de transmisión y soporte en carros

Especificaciones de componentes de desplazamiento

Al abordar este proyecto en el Área Tecnología se disponía de algunos elementos que podrían aplicarse a la conversión del torno sin necesidad de incurrir en nuevos gastos. Como primer paso se relevaron las características de dichos componentes.

Motores paso a paso

Los motores paso a paso en el eje Z y el eje X se encuentran previamente seleccionados y se verificará en el transcurso del documento que cumple con las solicitudes de la máquina.

Consideraciones en el uso motores paso a paso (pap) y de micropasos (microstepping)

Las especificaciones de los motores se presentan en las Tablas 1 y 2, en las que se indica que cada paso corresponde a $1,8^\circ$ de giro. Los controladores (drivers) de los motores pap que se pueden emplear permiten fraccionar esa cantidad en micro pasos según un ajuste manual.

Algunos comentarios sobre la operación de motores paso a paso:

Holding torque: es el torque necesario para girar el eje cuando el motor se encuentra detenido y energizado.

Detent torque: es el torque necesario para girar el eje cuando el motor se encuentra detenido, pero además sin energizar, lo produce el imantado permanente.

En bajas velocidades el torque disponible es aproximadamente el “Holding torque” menos dos veces el “detent torque”.

La utilización del micropasos reduce el torque disponible según aproximadamente la siguiente tabla:⁸

Micropasos por paso	Torque disponible
1	100%
2	70,71%
4	38,27%
8	17,51%

Tabla 3. Reducción de torque según micropasos.

Motor eje Z

Motor longitudinal: High Torque Hybrid Stepping Motor FL86STH156-6204B-01

Ítem	Especificaciones
Ángulo de paso	1,8°
Ejes (Shaft)	Eje en un solo lado (single shaft)
Precisión del ángulo de paso	±5% (paso completo, sin carga)
Precisión de resistencia	±10%
Precisión de inductancia	±20%
Elevación de temperatura	80°C Max.(corriente nominal,2 fases encendidas)
Temperatura ambiente	-20°C~+50°C
Resistencia de aislación	100MΩ Min. ,500VDC
Resistencia dieléctrica	820VAC , 1s , 3mA
Juego de eje radial	0,02Max. (450 g-carga)
Juego de eje axial	0,08Max. (450 g-carga)
Max. fuerza radial	220N (20mm desde el frente)
Max. fuerza axial	60N
Especificación por fase	Corriente[A]: 6,2; Resistencia[ohms]: 0,56; tensión DC [V]: 3,5; inductancia[mH]: 6,4.
Torque de soporte	128 Kg.cm
Inercia de rotor	4000 gcm ²
Peso	5,4 kg

Tabla 4. Especificación general del motor FL86STH156-6204A.

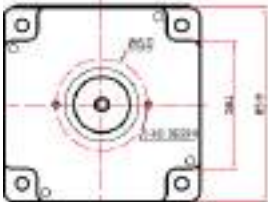
Otras características del motor se presentan a continuación.

⁸ <https://www.machinedesign.com/archive/article/21812154/microstepping-myths#:~:text=The%20lure%20of%20microstepping%20a,be%20tempered%20by%20torque%20considerations.&text=The%20graph%20shows%20that%20at,the%20full%2Dstep%20holding%20torque.>

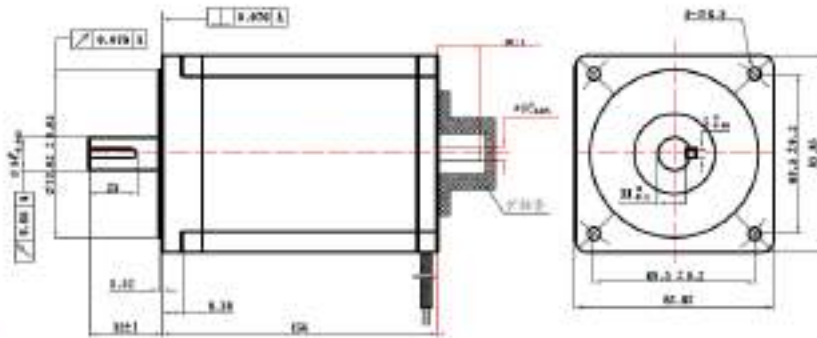
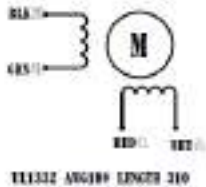
Dimension:



未装护轴套



Wiring Diagram:



安装蓝色的护轴套

Specifications:

PROJ	USER	APPROVAL	DATE	REVISION	DESCRIPTION	DATE	BY	CHK	APP																										
<table border="1"> <tr> <td>REV</td> <td>NO</td> <td>DESCRIPTION</td> <td>DATE</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>										REV	NO	DESCRIPTION	DATE	1																					
REV	NO	DESCRIPTION	DATE																																
1																																			
<table border="1"> <tr> <th>NO.</th> <th>DESCRIPTION</th> <th>DATE</th> </tr> <tr> <td>1</td> <td>DESIGN</td> <td></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>CHECK</td> <td></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>DRAWING</td> <td></td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>SCALE</td> <td></td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>SHEET</td> <td></td> </tr> </table>						NO.	DESCRIPTION	DATE	1	DESIGN		2	CHECK		3	DRAWING		4	SCALE		5	SHEET		<table border="1"> <tr> <td>TITLE</td> <td>SPECIFICATIONS</td> </tr> <tr> <td>REF NO.</td> <td>FL86STH156-6204B-01</td> </tr> <tr> <td>DWG NO.</td> <td>FX3.162 SS A</td> </tr> <tr> <td>REV</td> <td>A</td> </tr> </table>				TITLE	SPECIFICATIONS	REF NO.	FL86STH156-6204B-01	DWG NO.	FX3.162 SS A	REV	A
NO.	DESCRIPTION	DATE																																	
1	DESIGN																																		
2	CHECK																																		
3	DRAWING																																		
4	SCALE																																		
5	SHEET																																		
TITLE	SPECIFICATIONS																																		
REF NO.	FL86STH156-6204B-01																																		
DWG NO.	FX3.162 SS A																																		
REV	A																																		
<table border="1"> <tr> <td>SCALE</td> <td></td> </tr> <tr> <td>SHEET</td> <td>OF</td> </tr> </table>						SCALE		SHEET	OF	<p>FULLING MOTOR</p>																									
SCALE																																			
SHEET	OF																																		

Fig. 5. Especificación de motor FL86STH156-6204B.

La Fig. 6 es dada por el fabricante e indica el máximo torque obtenible en función de la velocidad para el motor FL86STH156-6204B-01.

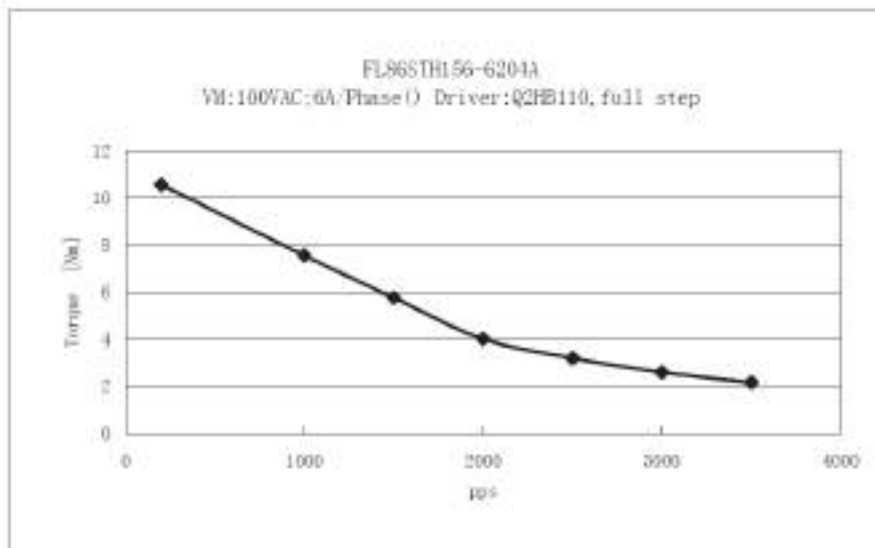


Fig. 6. Comportamiento torque Vs Velocidad.

Motor eje X

Motor transversal: High Torque Hybrid Stepping Motor FL86STH118-4208A-CABLE

Ítem	Especificaciones
Ángulo de paso	1,8º
Precisión del ángulo de paso	±5% (paso completo, sin carga)
Precisión de resistencia	±10%
Precisión de inductancia	±20%
Elevación de temperatura	80°C Max. (corriente nominal, 2 fases encendidas)
Temperatura ambiente	-20°C~+50°C
Resistencia de aislación	100MΩ Min. ,500VDC
Resistencia dieléctrica	820VAC , 1s , 3mA
Juego de eje radial	0,02Max. (450 g-carga)
Juego de eje axial	0,08Max. (450 g-carga)
Max. fuerza radial	220N (20mm desde el frente)
Max. fuerza axial	60N
Conexión paralela	Corriente[A]: 6; Resistencia[ohms]:0,6; inductancia[mH]: 6,5; torque Soporte[Nm]: 8,5
Conexión serie	Corriente[A]: 3; Resistencia[ohms]:2,4; inductancia[mH]: 26; torque Soporte[Nm]: 8,5
Conexión unipolar	Corriente[A]: 4,2; Resistencia[ohms]:1,2; inductancia[mH]: 6,5; torque Soporte[Nm]: 6
Inercia de rotor [gcm ²]	2700
Peso	3,8 kg

Tabla 5. Especificación general del motor FL86STH118-4208A.

Otras especificaciones se incluyen a continuación:

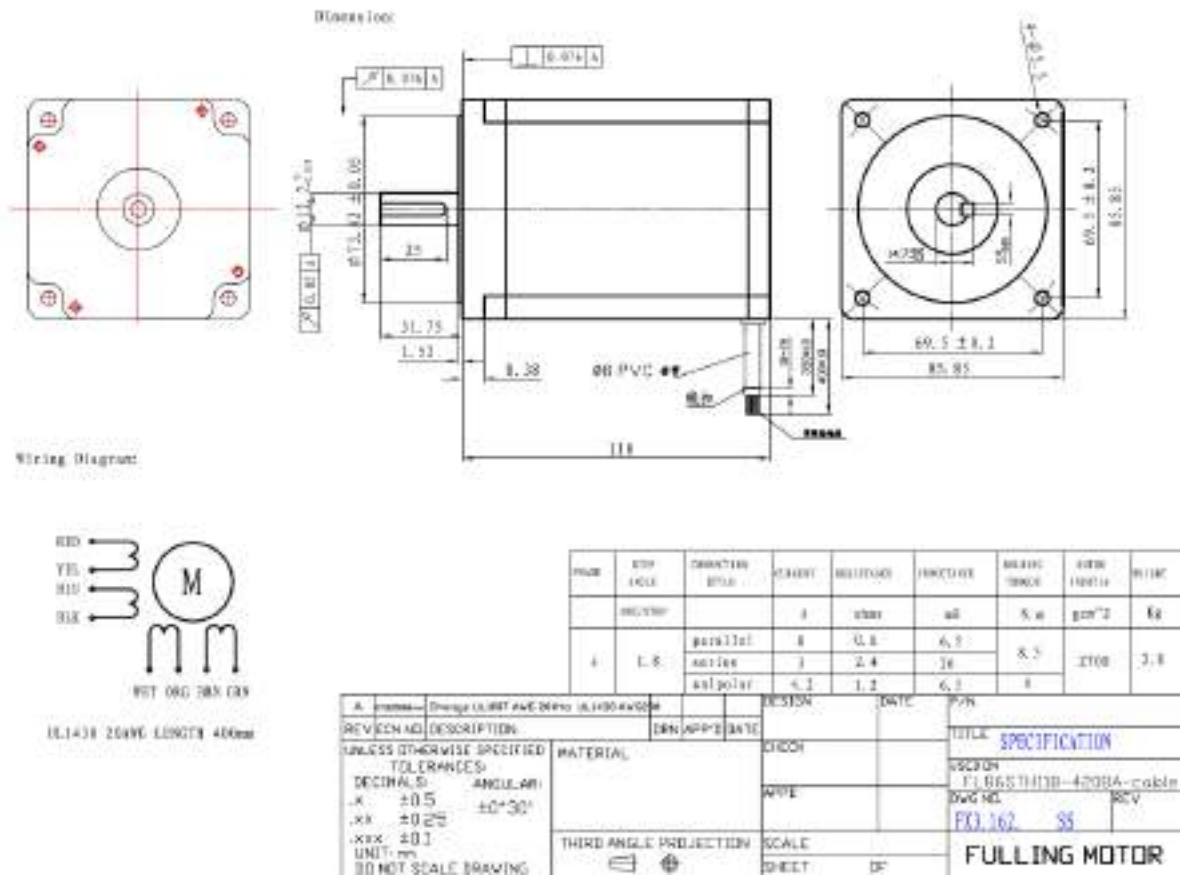


Fig. 7. Especificación de motor FL865TH118-4208A.

Las curvas de las Fig. 8 son dadas por el fabricante e indican el torque disponible para la utilización de paso completo (izquierda) y micropasos (derecha).

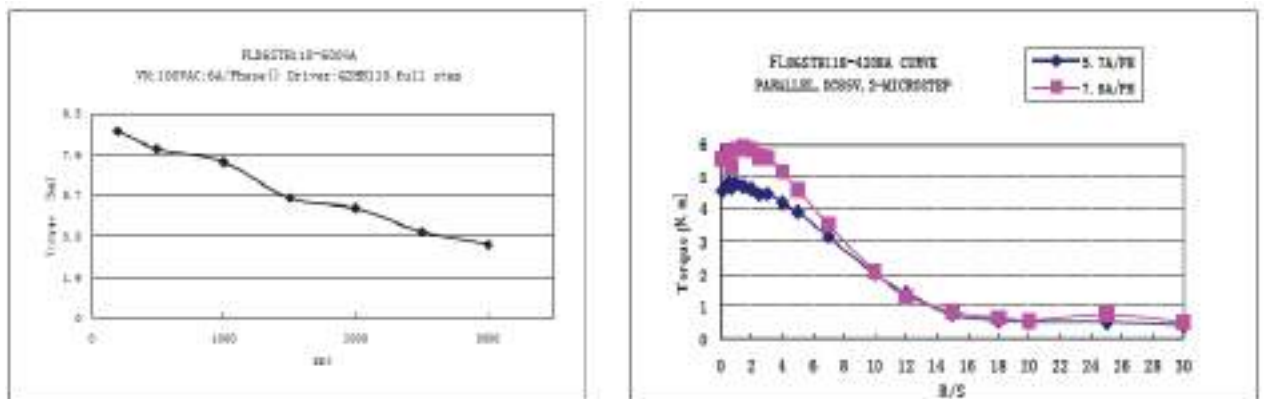


Fig. 8. Comportamiento Torque Vs Velocidad.

Tornillo de bolas recirculantes eje Z

El tornillo de bolas recirculantes del eje Z se encontraba previamente seleccionado, durante el transcurso de este documento se verifica el cumplimiento de las solicitaciones de la máquina.

Datos del tornillo disponible para el eje Z

Tuerca modelo: FSI 25-5T3.

R : hélice mano derecha.

25: diámetro [mm].

5: paso [mm].

T3: 3 circuitos de distribución.

--Sin precarga.

FSI: tipo de tornillo-tuerca (F: flange end, S: single nut, I: internal recirculation cap).

Con brida, tuerca simple, circuito de recirculación interna.

Carga dinámica C: 977 Kgf.

Carga estática Co: 2314 Kgf.

Longitud de la barra [mm]:1358 mm (incluye parte roscada y mecanizados, ver croquis en anexos).

$V_{300p}=0,05$ mm (desviación del paso en una distancia de 300 mm, calidad C7).

Nota: el manual de Hiwin recomienda como calidad más basta para el eje Z en tornos, C5⁹.

La Fig. 9 presenta las dimensiones y capacidades de la tuerca de bolas recirculantes del eje Z.

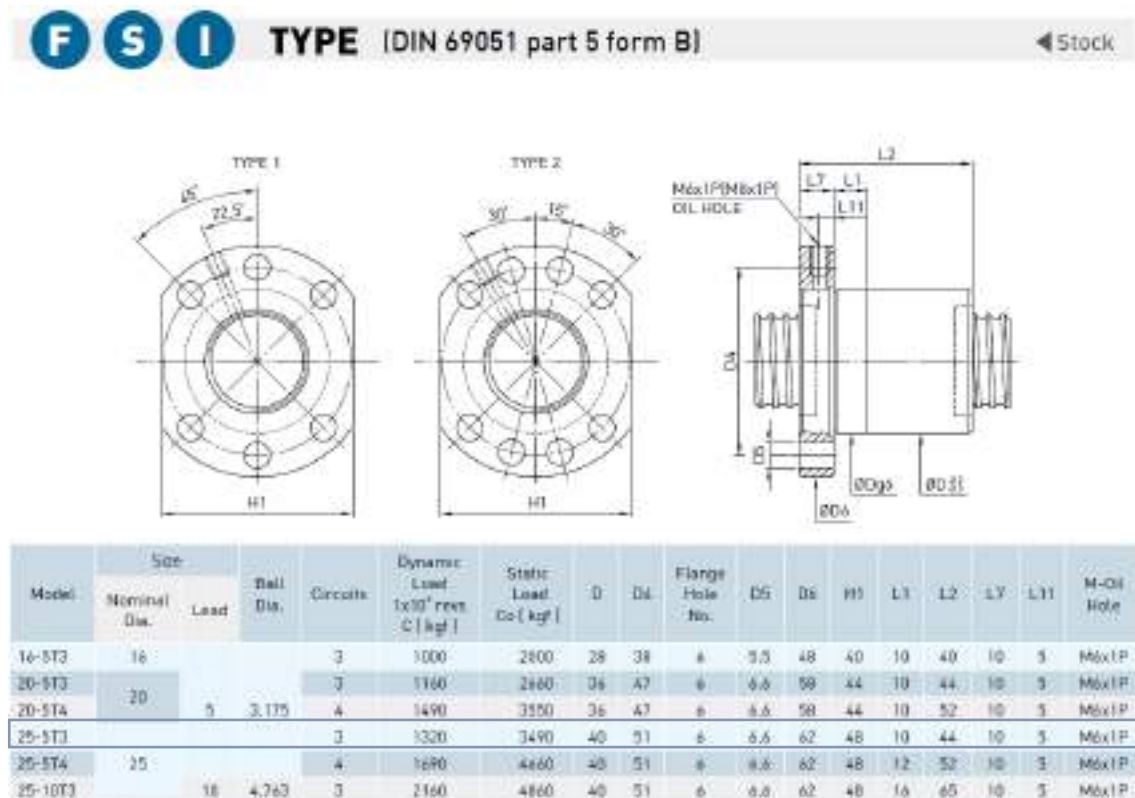


Fig. 9. Especificación de tuerca de bolas recirculantes eje Z (código 25-5T3).

⁹ Hiwin, "Ballscrews technical Information" código (S99TE17-1212) Pág. 15.

Tornillo de bolas recirculantes eje X

En principio para el eje X se pensó en utilizar el mismo tornillo que el utilizado en el eje Z, sin embargo, por restricciones de espacio se decidió reemplazar este tornillo por uno de menor diámetro.

Datos del tornillo eje X

Tuerca SSV 16-5B1.

R : hélice mano derecha.

16: diámetro [mm].

5: paso [mm].

B1: 2,5x1 circuitos de distribución.

---Sin precarga.

SSV: tipo de tornillo-tuerca (square, single nut, tube above the nut diameter).

Tuerca cuadrada, simple, tubo de recirculación por encima del diámetro de la tuerca.

Carga dinámica C: 679 Kgf.

Carga estática Co: 1226 Kgf.

Longitud de la barra [mm]:515 mm (incluye parte roscada y mecanizados, ver croquis en anexos).

$V_{300p}=0,05$ mm (desviación del paso en una distancia de 300 mm, calidad C7).

Nota: el manual de Hiwin recomienda⁹ en tornos como calidad más basta para el eje X, C4.

La Fig. 10 presenta las dimensiones y capacidades de la tuerca de bolas recirculantes del eje X.

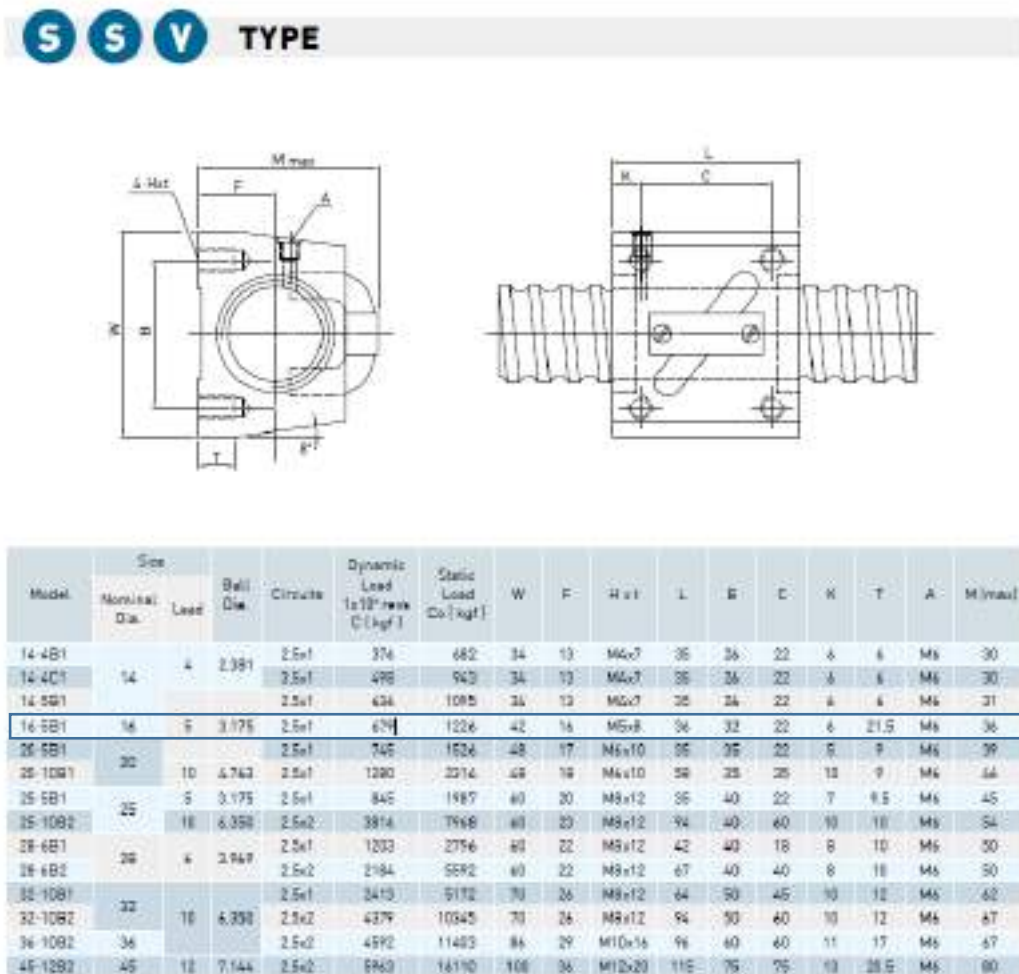


Fig. 10. Especificación de tuerca de bolas recirculantes eje X (código 16-5B1).

La selección de la tuerca para el eje X (modelo 16-5B1) considera, además de la especificación dinámica, el factor geométrico debido a las limitaciones de espacio del caso. Notar que esta se monta sobre un plano paralelo al eje del tornillo. Permitiendo la fijación directa al carro transversal.

La Fig. 11 muestra la ubicación de la tuerca sobre la parte inferior del carro transversal. El modelo se encuentra rotado 180° respecto de la posición de ensamble para facilitar su observación. La limitación de espacio hace que se requiera el mecanizado de una caja rectangular en el carro, para alojar la tuerca y evitar la interferencia con el tornillo. Las dimensiones se encuentran indicadas dentro de los croquis detallados en el anexo.

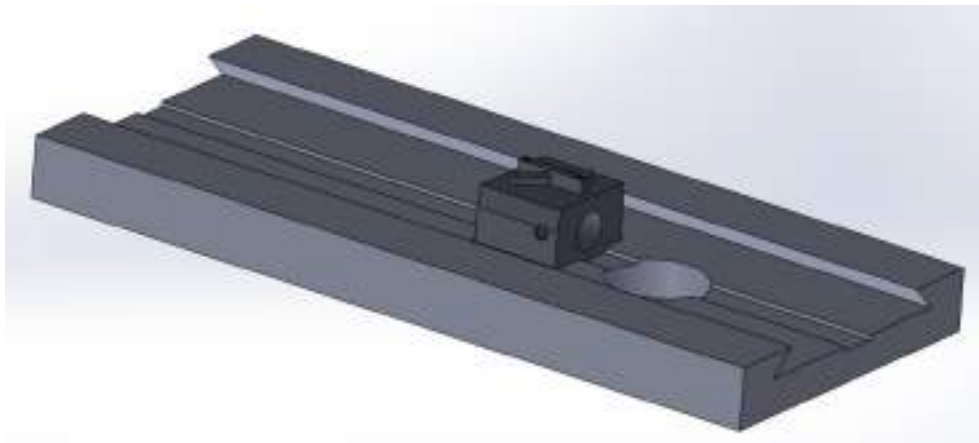


Fig. 11. Ubicación de tuerca del eje X bajo carro transversal.

Reducción de velocidad en eje X

Luego de una iteración de cálculos preliminares en los que se vinculaba axialmente el motor y el tornillo (relación 1:1), se decide incorporar una reducción 2:1 entre el eje del motor y el eje X. Las razones son:

- Aumento de la resolución de la posición. Con la reducción resulta un paso de motor equivale a 0,0125mm, se puede obtener más resolución utilizando micropasos pero con pérdida de fuerza.
- Se reduce el espacio necesario hacia el frente de torno.
- Se duplica la fuerza disponible. Esta no era una necesidad ya que los cálculos preliminares con acople 1:1 cumplían con la especificación.
- La reducción de velocidad no impide alcanzar la máxima velocidad en este eje.

Cálculo de correa sincrónica para el eje X

Cálculo de solicitud de la correa

Una búsqueda en internet muestra que son asequibles nacionalmente las correas tipo dentada sincrónica HTD de paso/perfil 5M y ancho 15mm. Se utilizan los cálculos indicados en el manual de correas Optibelt “timing belt drives”¹⁰.

Se verificarán las capacidades de la correa tanto a elevadas como en bajas revoluciones.

El procedimiento general es:

¹⁰ Manual Optibelt “technical manual rubber timing belt drives”. Pág. i56.

-Cálculo de la potencia requerida a una dada velocidad de giro afectando este valor con distintos factores de uso.

-El manual especifica la potencia transmisible para este perfil de correa para un ancho estándar en función de la velocidad en rpm y de la cantidad de dientes de la polea. Seleccionar de esta tabla la cantidad de dientes de la polea de manera que la potencia indicada afectada por los factores necesarios, sea superior a la solicitada.

-Esta selección implica la selección de la cantidad de dientes de la polea y la verificación de la potencia de la correa.

Verificación a bajas revoluciones

Son tres las situaciones que se deben considerar para el cálculo de la potencia de la correa a bajas vueltas (20 rpm), estas son: el torque disponible en el motor, el torque soportado por el tornillo y el torque necesario para el corte.

-A 20 rpm (67pps) el torque disponible en el motor es de 8,65Nm (Fig. 8).

-La capacidad de empuje o fuerza axial del tornillo utilizado es de 12000N en forma estática logrados con aproximadamente 5,3Nm en el motor (eficiencia del tornillo 0,9).

-Por último, el esfuerzo máximo requerido axial es de 2970N logrado con un torque de aproximadamente 1,3 Nm.

Utilizaremos un torque de 5,3Nm de modo de cubrir la necesidad calculada y dar lugar a otras aplicaciones que requieran mayor fuerza sin subutilizar el tornillo.

Potencia:

$$P_{20rpm}[W] = T[Nm] * \omega \left[\frac{rad}{s} \right] = 5,3 * \frac{2 * \pi * 20}{60} = 11,72[W]$$

Se calcula el factor de carga C2 como la suma de los coeficientes C0+C3+C6 según se indica en el manual de la correa¹⁰. A continuación, se incluyen las tablas del manual correspondientes a los coeficientes mencionados.

El coeficiente C0 se toma de la Tabla 6 según el tipo de carga, motor y tiempo de operación.

Load type and examples for work machines	Load type and examples for drive machines			
	Continuous running		Non-continuous running	
	Electric motor Turbine running at high speed Reciprocating engine with higher quantity of cylinders		Hydraulic motor Turbine running at low speed Reciprocating engine with lower quantity of cylinders	
	Basic load factor c_0 with daily operation times			
	up to 16 h	over 16 h	up to 16 h	over 16 h
Light drives, shock-free with smooth running characteristics Measurement devices Film cameras Office machines Conveyor systems (light goods)	1.3	1.4	1.4	1.5

Medium drives, operation with smaller to medium intermittent shock strain Mixing machines Kitchen machines Printing shop machines Textile machines Packaging machines Conveyor systems (heavy goods)	1.6	1.7	1.8	1.9
Heavy drives, operation with medium to high intermittent shock strain Tool machines Wood processing machines Eccentric drives Conveyor systems (heavy goods)	1.8	1.9	2.0	2.1
Extremely heavy drives, operation with high constant shock strain Mills Calendars Extruders Piston pumps/compressors Lifting appliances	2.0	2.1	2.2	2.3

Tabla 6. Factor de carga básica C_0 .

Corresponde un factor $C_0 = 1,8$ para motor impulsor tipo continuo por ser un motor eléctrico (para diferenciarlo de un motor alternativo de pocos pistones) con operación hasta 16 horas diarias, con operación de cargas elevadas de medio a alto esfuerzo intermitente.

El coeficiente C_3 permite corregir cuando la relación de transmisión “ i ” aumenta la velocidad de la polea conducida.

Speed correction i	Speed correction factor c_3
1.00-0.80	0.0
0.79-0.57	0.1
0.56-0.40	0.2
0.39-0.28	0.3
0.27 and smaller	0.4

Tabla 7. Factor C_3 de corrección de velocidad

Corresponde un factor $C_3 = 0$ ya que la relación no aumenta la velocidad.

El coeficiente C_6 es un factor de corrección por fatiga que se muestra en la Tabla 8

Operating conditions	Fatigue correction factor c_6
Use of tension or guide idlers	0.2
Operating time 16 to 24 hours	0.2
Only infrequent or occasional operation	-0.2

Tabla 8. Factor C_6 de corrección de fatiga.

Corresponde un factor $C_6 = 0$ ya que no usa polea adicional de tensado de correa y el uso es inferior a las 16 horas diarias.

Se obtiene un valor $C2 = C0+C3+C6 = 1,8$, recalculado resulta:

$$P_{20rpm}[W] = 5,3 \frac{2 * \pi * 20}{60} C2 = 11,72[W] * 1,8 = 21,11[W]$$

La Tabla 9 presenta la potencia nominal para una correa de ancho 9mm en función de la velocidad de giro de la polea menor y de su cantidad de dientes. Utilizando una correa de ancho 15 mm se tiene una potencia superior a la indicada en la tabla por un factor de 1,87 según se indica en el coeficiente al final de la tabla.

Nominal power P_N [W] for profile and design 3M and a timing belt width of 9 mm															
Speed of the small pulley n_1 [rpm]	Number of teeth on the small pulley z_1														
	14	16	18	20	24	28	32	36	40	44	48	50	64	72	80
	Pitch diameter of the small pulley d_{p1} [mm]														
	22.28	25.46	28.65	31.83	38.20	44.36	50.92	57.30	63.66	70.03	76.39	89.13	101.86	114.59	127.32
20	3.7	4.9	5.8	6.9	8.0	11.0	13.0	15.0	17.0	19.0	22.8	26.8	30.8	34.0	38.0
40	8.9	11.0	11.8	13.8	17.9	21.0	25.9	30.0	34.9	40.1	45.0	53.9	61.1	68.9	76.9
60	13.0	15.9	17.9	21.0	25.9	32.0	38.0	45.0	51.9	59.9	68.0	80.1	91.9	103.2	110.0
100	21.9	25.9	30.0	34.9	44.1	53.9	64.0	74.9	87.0	100.0	113.0	134.3	153.3	172.3	192.2
200	45.0	53.0	61.1	68.9	88.2	107.2	128.2	150.1	174.4	199.4	226.2	268.6	306.6	345.5	383.9
300	61.0	72.0	83.0	94.0	119.0	145.0	172.0	202.0	233.0	266.0	300.0	356.0	407.0	458.0	509.0
400	76.0	90.0	103.0	117.0	147.0	179.0	213.0	249.0	286.0	326.0	368.0	436.0	498.0	561.0	623.0
500	91.0	106.0	122.0	139.0	174.0	211.0	251.0	292.0	336.0	382.0	430.0	510.0	583.0	656.0	728.0
600	104.0	122.0	140.0	159.0	199.0	241.0	286.0	334.0	383.0	435.0	490.0	580.0	662.0	745.0	827.0
700	117.0	137.0	158.0	179.0	223.0	271.0	321.0	373.0	428.0	485.0	545.0	646.0	738.0	829.0	921.0
800	130.0	152.0	174.0	198.0	247.0	299.0	353.0	411.0	471.0	533.0	598.0	709.0	809.0	910.0	1010.0
900	142.0	166.0	191.0	216.0	269.0	326.0	383.0	447.0	512.0	580.0	650.0	769.0	879.0	987.0	1096.0
950	148.0	173.0	199.0	225.0	280.0	339.0	401.0	465.0	532.0	603.0	675.0	799.0	912.0	1025.0	1137.0
1000	154.0	180.0	206.0	234.0	291.0	352.0	416.0	483.0	552.0	625.0	699.0	828.0	945.0	1062.0	1178.0
1200	177.0	207.0	237.0	268.0	334.0	403.0	475.0	551.0	629.0	710.0	794.0	939.0	1072.0	1204.0	1334.0
1400	199.0	232.0	266.0	301.0	375.0	451.0	532.0	615.0	702.0	791.0	884.0	1044.0	1191.0	1336.0	1480.0
1450	205.0	239.0	274.0	309.0	384.0	463.0	545.0	631.0	720.0	811.0	905.0	1070.0	1220.0	1368.0	1515.0
1600	221.0	257.0	295.0	333.0	414.0	498.0	585.0	677.0	771.0	869.0	969.0	1144.0	1303.0	1461.0	1617.0
1800	242.0	281.0	322.0	364.0	451.0	543.0	638.0	736.0	838.0	943.0	1050.0	1239.0	1410.0	1578.0	1745.0
2000	262.0	305.0	349.0	394.0	488.0	586.0	688.0	794.0	902.0	1014.0	1128.0	1329.0	1511.0	1689.0	1864.0
2400	301.0	350.0	400.0	451.0	558.0	669.0	784.0	902.0	1024.0	1148.0	1274.0	1497.0	1697.0	1891.0	2079.0
2850	338.0	393.0	449.0	506.0	625.0	748.0	874.0	1004.0	1137.0	1272.0	1408.0	1649.0	1863.0	2067.0	2262.0
3200	374.0	434.0	496.0	559.0	688.0	822.0	960.0	1100.0	1242.0	1386.0	1531.0	1786.0	2008.0	2217.0	2411.0
3600	409.0	474.0	541.0	609.0	749.0	893.0	1040.0	1190.0	1340.0	1492.0	1644.0	1908.0	2134.0	2340.0	2526.0
4000	443.0	513.0	585.0	658.0	808.0	961.0	1116.0	1274.0	1431.0	1589.0	1745.0	2015.0	2238.0	2436.0	2604.0
5000	523.0	605.0	688.0	772.0	943.0	1115.0	1288.0	1459.0	1628.0	1792.0	1951.0	2212.0	2402.0	2561.0	2623.0
6000	598.0	690.0	783.0	877.0	1064.0	1250.0	1433.0	1610.0	1778.0	1937.0	2084.0	2301.0	2411.0	2434.0	2358.0
7000	669.0	769.0	870.0	971.0	1171.0	1365.0	1550.0	1722.0	1880.0	2019.0	2137.0	2268.0	2245.0		
8000	735.0	843.0	950.0	1057.0	1264.0	1459.0	1637.0	1794.0	1927.0	2031.0	2101.0	2100.0			
10000	854.0	972.0	1088.0	1199.0	1403.0	1577.0	1714.0	1804.0	1842.0	1819.0	1729.0				
12000	956.0	1078.0	1193.0	1299.0	1476.0	1594.0	1643.0	1609.0							
14000	1039.0	1158.0	1264.0	1354.0	1473.0	1495.0	1403.0								

Power ratings for other belt widths can be calculated by multiplying by the width correction factors.

Width correction factor							
Profile and design 3M							
Belt width [mm]	6	Standard 9	12	Standard 15	20	Standard 25	30
Factor	0.61	1.00	1.44	1.87	2.63	3.40	4.15

Tabla 9. Potencia de las correas y factor de corrección por ancho de correa.

Utilizando este factor se tiene para 20 rpm y una polea de 28 dientes una potencia de 20,57W, para una polea de 32 dientes una potencia de 24,31W, se promedia las indicaciones para una polea de 30 dientes resultando una potencia disponible de 22,4W. A bajas velocidades resulta adecuada una polea de 30 o más dientes.

Verificación a altas revoluciones

Las solicitaciones de torque a altas velocidades son:

- El motor dispone a la velocidad máxima en corte (560 rpm o 1866 pps) un torque de 5,2Nm.
- El esfuerzo de corte máximo a vencer con avance 1,4m/min es de 2784N logrados con **1,23Nm** en el motor y una eficiencia de tornillo de 90%.
- El tornillo soporta una carga dinámica axial de 6654Nm, logrados con un torque de **2,94Nm** en el motor.
- El carro necesita en avance rápido en vacío (1,9m/min) 248N para vencer el esfuerzo viscoso lo que implica un torque en el motor de solo **0,11Nm** y se dispone nominalmente en el motor de 3,88Nm a esta velocidad de 760 rpm (2533pps).

Se requiere la potencia disponible en la correa para una potencia de 30 dientes y 560 rpm. Se seleccionan e interpolan los siguientes casos próximos obtenidos de la Tabla 9:

28 dientes 500 rpm: 211W.

28 dientes 600 rpm: 241W.

32 dientes 500 rpm: 251W.

32 dientes 600 rpm: 286W.

Considerando además el factor de ancho de correa de 1,87 resulta una potencia disponible de 467W, con esta se obtiene un torque de:

$$\frac{P_{560rpm}[W]}{\omega \left[\frac{rad}{s} \right] * C2} = T[Nm] = \frac{467}{\frac{2 \pi * 560}{60} * 1,8} = 4,42Nm$$

El torque que permite transmitir la correa a 560 rpm es de 4,42Nm que supera las solicitaciones máximas de mecanizado en un factor de 3,6 y supera la utilización dinámica del tornillo en un factor de 1,5. A 760 rpm el requerimiento de torque es despreciable.

Cálculos geométricos de la correa

Distancia recomendada "a" entre los centros de las poleas según Manual Optibelt:

Mínimo: $a > 0,5(d_{w1} + d_{w2}) + 15mm$

d_{w1} (30 dientes): pitch diameter 47,75.

d_{w2} (60 dientes): pitch diameter 95,49.

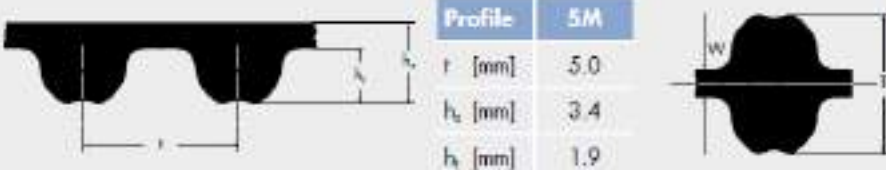
$a > 0,5(47,75 + 95,49) + 15mm = \mathbf{86,62}$

Máximo: $a < 2(d_{w1} + d_{w2}) = 2(47,75 + 95,49) = \mathbf{286,48}$

Longitud de la correa sincrónica (mínimo y máximo):

$$L_{wth} \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4a} =$$
$$2 * 86,62 + \frac{\pi}{2}(95,49 + 47,75) + \frac{(95,49 - 47,75)^2}{4 * 86,62} = 404,81$$
$$2 * 286 + \frac{\pi}{2}(95,49 + 47,75) + \frac{(95,49 - 47,75)^2}{4 * 286} = 798$$

La Tabla 10 presenta un extracto del listado de los tamaños de correa estándar para el perfil 5m de la fábrica Optibelt y la designación de pedido.



Profile	5M
r [mm]	5.0
h ₁ [mm]	3.4
h ₂ [mm]	1.9

Profile	DSM
W	1.143
T	5.258

optibelt OMEGA 5M					
Belt designation	Pitch length [mm]	Number of teeth	Belt designation	Pitch length [mm]	Number of teeth
450 5M	450.00	90	790 5M	790.00	158
460 5M	460.00	92	800 5M▲	800.00	160
475 5M	475.00	95	810 5M▲	810.00	162
490 5M	490.00	98	825 5M	825.00	165
500 5M	500.00	100	830 5M	830.00	166

Standard width: 9 mm, 15 mm, 25 mm
 • Not available ex stock
 ▲ Double-sided available in HTD

Order example: 1200 = 1200 mm pitch length
 5M = profile
 15 = 15 mm belt width
 TIMING BELTS: optibelt OMEGA 1200 5M 15

Tabla 10. Extracto de tabla de designación de correas Optibelt

Se selecciona la correa **OMEGA 425 5M 15** (nomenclatura Optibelt). Siendo entonces:

$$L_{wSt}^{11} = 425$$

Distancia entre centros según L_{wSt} :

$$a_{nom} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{8}}$$

$$K = \frac{L_{wSt}}{4} - \frac{\pi}{8}(d_{wg} + d_{wk}) = \frac{425}{4} - \frac{\pi}{8}(95,49 + 47,75) = 50$$

$$a_{nom} = 50 + \sqrt{50^2 - \frac{(95,49 - 47,75)^2}{8}} = 97,06$$

Mínimo registro para tensionar:

$$x = 0,004 a = 0,39mm$$

Mínimo registro para colocar la correa según indicaciones del manual:

Cuando una sola polea tiene bordes $x = 14 mm$.

Cuando las dos poleas tiene bordes $x = 19 mm$.

Los parámetros calculados fueron plasmados en los croquis detallados del soporte de motor y tornillo que acompañan a este documento en el anexo.

¹¹ Manual Optibelt "technical manual rubber timing belt drives". Pág. 24.

Selección de montaje del tornillo

Se presentan las siguientes opciones de fijación del tornillo:

Opción 1: Fijo en ambos extremos.

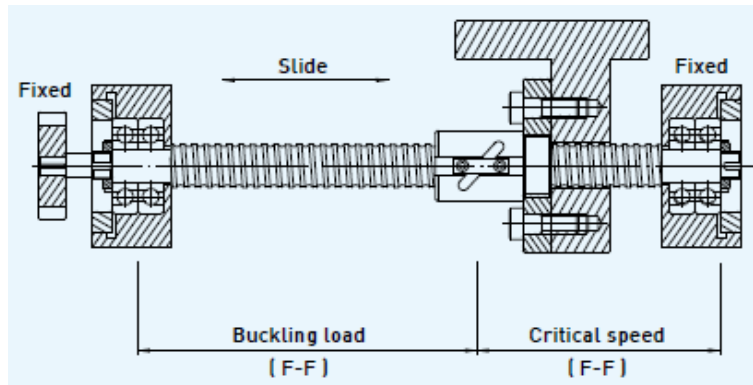


Fig. 12. Fijación ambos extremos fijos.

Ventajas:

- Permite mayor esfuerzo de pandeo y longitud crítica.
- Soporta esfuerzos radiales.
- No modifica la posición del carro por dilatación del tornillo.

Desventajas:

- La elevación de temperatura en el tornillo genera tensiones que reducen la resistencia al pandeo.
- La precarga del tornillo se transmite a los soportes y la bancada.
- Es más complicado el ajuste.
- Es menos económico por tener mayor cantidad de rodamientos.

Opción 2: Fijo en un extremo (izquierdo) y soportado el extremo opuesto (Derecho)

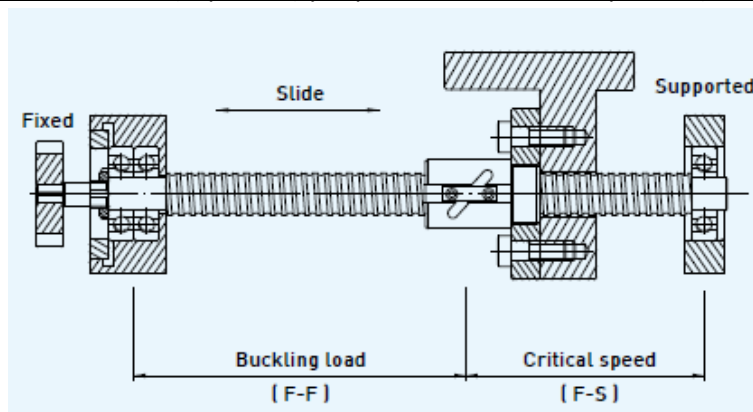


Fig. 13. Fijación un extremo fijo y otro soportado.

Ventajas:

- Buena resistencia al pandeo y longitud crítica.
- Soporta esfuerzos radiales.
- La elevación de temperatura en el tornillo no genera tensiones que reduzcan la resistencia al pandeo.
- El ajuste es más sencillo que el caso anterior y que el siguiente.
- Es más económico que el caso anterior.

Desventajas:

- Modifica la posición del carro por variación de temperatura en el tornillo.
- Es más costoso que los casos siguientes.

Opción 3: Fijo entre ambos extremos (un rodamiento angular en cada extremo).

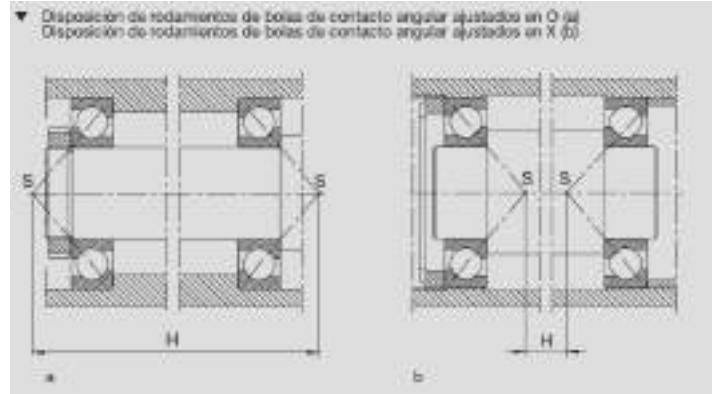


Fig. 14. Fijación de rodillos cónicos entre extremos.

Ventajas:

- No modifica la posición del carro por dilatación del tornillo.
- Soporta esfuerzos radiales.
- El ajuste es sencillo.
- Algo más económico que el caso anterior.

Desventajas:

- Menor resistencia al pandeo.
- Requiere precarga que reduce la capacidad al pandeo.
- La precarga del tornillo se transmite a los soportes y la bancada.
- La elevación de temperatura en el tornillo genera tensiones que reducen la resistencia al pandeo.

Opción 4: ambos extremos soportados

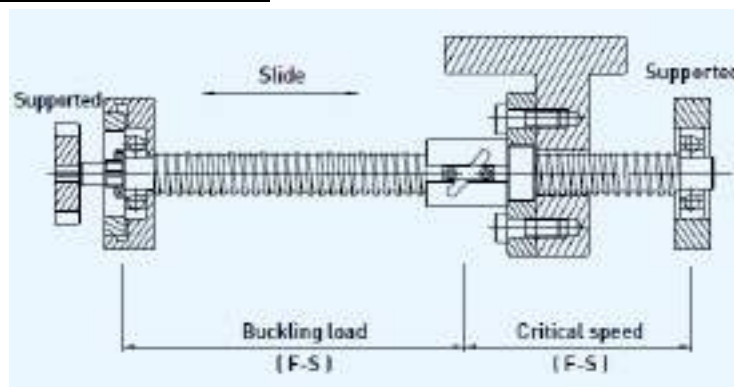


Fig. 15. Fijación ambos extremos soportados.

Ventajas:

- Algo más económico que el caso anterior.
- Soporta esfuerzos radiales.
- No hay ajuste o es mínimo.
- La elevación de temperatura en el tornillo no genera tensiones.

Desventajas:

- No se asegura la posición del carro por dilatación del tornillo.
- Menor resistencia al pandeo (igual que el caso anterior).
- No apropiado para carga axial, esta característica impide su uso en este caso.

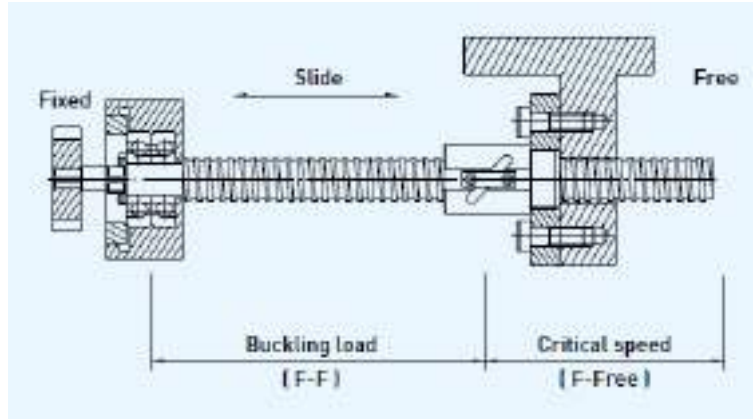
Opción 5: Un extremo fijo y el otro libre.

Fig. 16. Fijación de un extremo fijo y otro libre.

Ventajas:

- No hay ajuste.
- La elevación de temperatura en el tornillo no genera tensiones.
- Es la más económica de las opciones.

Desventajas:

- Mínima resistencia al pandeo y velocidad crítica.
- No soporta esfuerzos radiales.
- No se asegura la posición del carro por dilatación del tornillo.

Especificaciones de construcción de los soportes de tornillos

Para el eje Z se selecciona el modo de montaje fijo en un extremo y soportado en el otro. Como se mostrará a continuación las capacidades de pandeo y velocidad son adecuadas.

La opción 5 es descartada por tener mínima capacidad al pandeo y velocidad crítica, y no contribuir a la restricción de movimiento del carro en el eje vertical.

La opción 4 es descartada por no ser específica para soportar carga axial como es este el caso.

La opción 1 introduce costos, complejidades y ajustes sin ventajas apreciables para el caso en cuestión.

Entre las opciones 2 y 3 se prefiere la 2 aunque con algo más de costo respecto de la opción 3.

La opción 2 tiene la desventaja de variación de la posición en función de la temperatura, aunque los desplazamientos son mínimos. La opción 3 tiene las limitaciones respecto del pandeo y esfuerzo sobre los soportes que pueden resultar significativos.

Para el eje X se prefiere la opción 5 de soporte fijo en un extremo y libre en el otro. En este caso la cola de milano del carro restringe el movimiento vertical y la corta longitud del eje minimiza el efecto del pandeo. Resulta además la opción más sencilla de implementar y la más económica.

Especificación del tornillo para el eje Z: Se siguen las indicaciones presentadas en el manual de Hiwin para las terminaciones del tornillo.

Nota: No hay indicaciones en el manual de qué es el elemento indicado con dimensión “E” en la siguiente figura, se estima que permite la instalación de un retén y el adecuado apoyo del rodamiento.

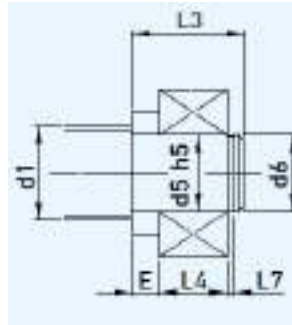


Fig. 17. Terminación de tornillo en extremo soportado, tipo I.

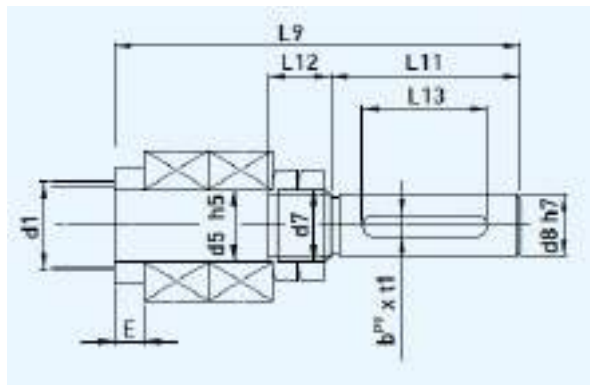


Fig. 18. Terminación de tornillo en extremo fijo, tipo IV.

Model	d1	d5	d6	d7	d9	E	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11	L12	L13	bPS	Recommended Bearing	
																			DBB	BJV
10	10	8	7.6	M6x0.75	6	6	16	7	29	26	0.9	39	58	56	18	18	12	3.8x1.8	608	738B
12	12	8	7.6	M6x0.75	6	6	16	7	29	26	0.9	39	58	56	18	18	12	3.8x1.8	608	738B
14	14	10	8.6	M10x0.75	8	8	20	9	37	34	1.15	45	64	62	28	18	14	3.0x1.8	6200	7100RTVP
16	16	12	11.5	M12x1	10	8	21	10	41	38	1.15	48	68	66	28	18	14	4.0x2.5	6201	7301RTVP
20	20	15	14.3	M15x1	12	-	22	11	47	44	1.15	55	76	74	25	13	16	5.0x3.0	6202	7102RTVP
25	25	17	16.2	M17x1	15	-	23	12	49	46	1.15	58	77	76	25	13	16	5.0x3.0	6203	7103RTVP
30	30	20	19	M20x1	18	-	24	14	58	54	1.25	68	92	90	28	20	18	6.0x3.3	6204	790200TVP

Fig. 19. Dimensiones para los extremos del tornillo (Hiwin).

En base a el espacio disponible y la oferta de rodamientos, las dimensiones recomendadas en la tabla de la Fig. 19 son modificadas para nuestra aplicación de la siguiente manera:

Para el eje Z (diámetro de tornillo de 25mm) cambian las siguientes dimensiones:

L9 = 79mm; rodamientos: 2 x 7203 BEP lado izquierdo, 1 x 6203 lado derecho; E = 9mm. Ver croquis detallados para mayores detalles.

En el caso del eje X (diámetro de tornillo de 16mm) solo se cuenta con un extremo fijo como el indicado en la Fig. 18. Para este eje cambian las siguientes dimensiones:

L9 = 79mm; L11 = 32 (incluida tuerca); L13 = 19; rodamientos: 2 x 7301 BEP; E = 9mm. Ver croquis detallados para mayores detalles.

Se indica el perfil del chavetero en el eje según la Fig. 20. Para el tornillo del eje Z, que pertenece al rango “mayores que 12mm y hasta 17mm de diámetro” corresponde las dimensiones $b=5$, $h=5$, $t_3=3$, $t_1= 17,2^{12}$.

Para el eje X, con diámetro de 10mm se tienen los valores: $b=4$, $h=4$, $t_3=2,5$ y $t_1= 11,7^{12}$.

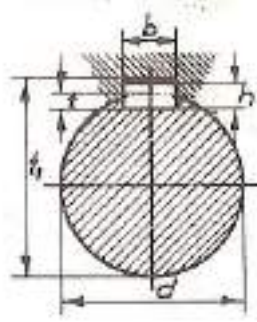


Fig. 20. Presentación de cotas para de lengüeta o chaveta.

El fabricante del tornillo “Hiwin” recomienda la inclusión de una entalladura según DIN 509 entre los diámetros “d1” y “d5” indicados en la Fig. 18. La Fig. 21, extraída de la norma DIN 509, permite la selección de una entalladura adecuada.

r_1	$h_1+0,1$	r_2	$\frac{D}{d}$	$t_2+0,05$	Refor- mable	Coordinación recomendada al diámetro d, para piezas con esfuerzo usual	con resistencia a la fatiga aumentada
0,1	0,1	0,5	0,8	0,1	no	hasta 1,6	-
0,2	0,1	1	0,9	0,1		más de 1,6 a 3	
0,4	0,2	2	1,1	0,1		más de 3 a 10	
0,6	0,2	2	1,4	0,1	sí	más de 10 a 18	-
0,6	0,3	2,5	2,1	0,2		más de 18 a 80	
1	0,4	4	3,2	0,3		más de 80	
1	0,2	2,5	1,8	0,1	sí	-	más de 18 a 50
1,6	0,3	4	3,1	0,2			más de 50 a 80
2,5	0,4	5	4,8	0,3			más de 80 a 125
4	0,5	7	6,4	0,3			más de 125

Fig. 21. Entalladura recomendada según DIN 509

Considerando el acotado diámetro “d1” se selecciona la forma de entalladura “E” y resulta $r_1=0,6$ para un diámetro “d5” entre 10 y 18mm. Esta entalladura se aplica para el tornillo del eje Z y del eje X.

¹² Casillas A.L. “Máquinas-Calculos de taller” (2005). pág. 504. “ranuras, chavetas y chaveteros”

Soporte eje Z lado derecho soportado

El modelo se basa en el soporte original del torno.

Se tiene seleccionado el rodamiento sellado 6203 – 2RSL (sello de baja fricción) o el 6203 – 2RSH (sello rozante). Al ser extremo soportado, no requiere soportar esfuerzos axiales y se permite el desplazamiento axial entre rodamiento y alojamiento si se supera la holgura interna del rodamiento.

Respecto a la tolerancia entre rodamiento y soporte se quiere que el aro exterior del rodamiento pueda desplazarse en la dirección axial debido a dilataciones térmicas extremas del tornillo. De la referencia¹³ se tienen las siguientes tolerancias recomendadas correspondientes a eje único: H7/h6, H6/h5 adecuada para “fijación normal mediante chavetas, montaje de útiles en la torre de los tornos revolver, casquillos de máquinas de taladrar, **montaje de rodamientos de bolas y rodillos, cajas de rodillos para vehículos sobre carriles. Empleados igualmente para órganos que deben estar sometidos a una gran precisión de rotación**”.

La tolerancia normal para el rodamiento 6203 para el aro exterior se toma de la referencia¹⁴, la Tabla 17, es un extracto de la referencia indicada.

Aro exterior		Δ_{Dmp}		V_{Dp} ²⁰			Rodamientos tapados ²¹	V_{Dmp} ²¹	$\Delta_{Cs}, \Delta_{Cts}, V_{Cs}$	K_{So}
D		sup.	inf.	Series de diámetros	0, 1	2, 3, 4	máx.	máx.		máx.
más de	hasta incl.			7, 8, 9	máx.	máx.				
mm		μm		μm			μm	μm		μm
2.5	18	0	-8	10	8	6	10	6	Los valores son idénticos a los del aro interior del mismo rodamiento.	15
18	30	0	-9	12	9	7	12	7		15
30	50	0	-11	14	11	8	16	8		20
50	80	0	-13	16	13	10	20	10		25
80	120	0	-15	19	19	11	26	11		35
120	150	0	-18	23	23	14	30	14		40

Tabla 11. Tolerancias para los rodamientos radiales, aro exterior

La tolerancia Δ_{Dmp} es la desviación del diámetro medio del agujero con respecto al nominal, resulta la tolerancia superior: 0 y la tolerancia inferior: -11 μm . Esta tolerancia se corresponde con el rango h5 en el diámetro del aro externo de 40mm.

Se prevé que el mecanizado del alojamiento para el rodamiento se realizará en torno ligero de precisión. Con éste se podría lograr una tolerancia de aproximadamente $\pm 0,01mm$ empleando herramientas y secuencia adecuada¹⁵. Aproximadamente IT7 según el diámetro en cuestión. Se calcula el máximo huelgo u aprieto para la combinación H7/tolerancias del aro(h5).

Diámetro del aro externo: 40_{-11}^0

Diámetro del alojamiento para el rodamiento 40 H7 : 40_0^{+25}

Jmax=+36 μm (huelgo), Jmin=0

¹³ Garcia Mateos A.(1969). “Tolerancias ajustes y calibres”. Pág. 69. España. Editorial URMO.

¹⁴ SKF. Tabla 3 pág. 137. “P U B B U / P 1 10000/ 2 E S” (2015), SKF Rolling bearings.

¹⁵ Garcia Mateos A.(1969). “Tolerancias ajustes y calibres”. Pag.61. España. Editorial URMO.

La referencia¹⁶ indica distintos tipos de ajustes para rodamientos dependiendo de la aplicación, y sugiere H7/h5 (eje h5 como en nuestro caso) para el alojamiento:

“Alojamiento H7. Aplicable a todas las cargas, para eje giratorio, con desplazamiento longitudinal posible, muy empleado en la construcción mecánica en general y para el montaje de numerosos rodamientos de automóviles”.

El cuadro 9.6, mostrado en la Fig. 22 de la misma referencia, indica para cargas puntuales (no giratorias) en el anillo exterior y para condiciones de trabajo medias el uso de tolerancia H7.

184 TOLERANCIAS, AJUSTOS Y CALIBRES

CUADRO 9.6

I para cargas medias
II para cargas grandes

Grupo de tolerancia ISO	H7	H8	H9	J7	J8	M7
Movilidad del anillo exterior	Fácilmente móvil		Por rozamiento débil de mover		Asiento móvil	
Grupo de tolerancia ISO	H7		H8		M7	
Movilidad del anillo exterior	Fácilmente móvil		Por rozamiento débil de mover		Asiento móvil	
Grupo de tolerancia ISO	H7		H8		M7	

Denominación	Rodamiento						
	Cojinetes de bolas ranurados	Rodamientos radiales de bolas a rótula					
DIN	623	630					
Clase de cojinete							
Caso de carga	I II	I II					
Juego del cojinete	Norma						
Diámetro	H7	j7	H7				
	H7	H7	H7				
CARGA RADIAL	Anillo exterior Carga en un punto	Caja	No dividido	h5	j7	H7	
			Dividido	H7	H7	H7	
			Para cojinetes con alojamiento cilíndrico	Hasta 10	j6	j6	j6
				Más allá de 10 hasta 40	h5		
				Más allá de 40 hasta 100	h6	h5	
Más allá de 100 hasta 143	m6						
Más allá de 143 hasta 200	m6						
Más allá de 200	h9						
Para cojinetes con alojamiento cónico y casquilla	Todos		h9				

Fig. 22. Extracto del cuadro de tolerancias recomendadas según la aplicación¹⁶.

Las indicaciones del manual SKF para este caso de carga fija sobre el aro exterior indica la posibilidad de utilizar un ajuste flojo para este aro¹⁷.

La carga del rodamiento es ligera ya que solo es útil para sostener el peso del tornillo (P<0,05C) y alguna desalineación.

- Respecto del vínculo entre el tornillo y el agujero del rodamiento, se tiene recomendado un asiento para el aro interior de terminación h5 en el tornillo (ver sección

¹⁶ Garcia Mateos A.(1969). “Tolerancias ajustes y calibres”. Pag.174. España. Editorial URMO.

¹⁷ SKF. Tabla 1 pág. 166. “P U B B U / P 1 10000/ 2 E S” (2015), SKF Rolling bearings.

Especificaciones de construcción de los soportes de tornillo). El juego interno inicial del rodamiento no queda reducido por interferencias de la instalación.

Juego interno radial mínimo: 6um (clase Normal)

Juego interno radial máximo: 20um (clase Normal)

El croquis detallado es el denominado “SoporteTornilloEjeZLadoDerecho” y se encuentra en el anexo.

Soporte eje Z lado izquierdo fijo

Caja de rodamientos

Para fijar la posición del tornillo en sentido axial se utiliza un arreglo en “O” de dos rodamientos de contacto angular 7203 BEP (ver selección de soporte en sección “Rodamientos de extremo fijo para el tornillo del eje Z”). Los aros externos se encuentran separados por una arandela de suplemento de 0,3mm, de modo de permitir el ajuste o anulación del huelgo interno. Un despiece del soporte lado izquierdo se muestra en la Fig. 23.

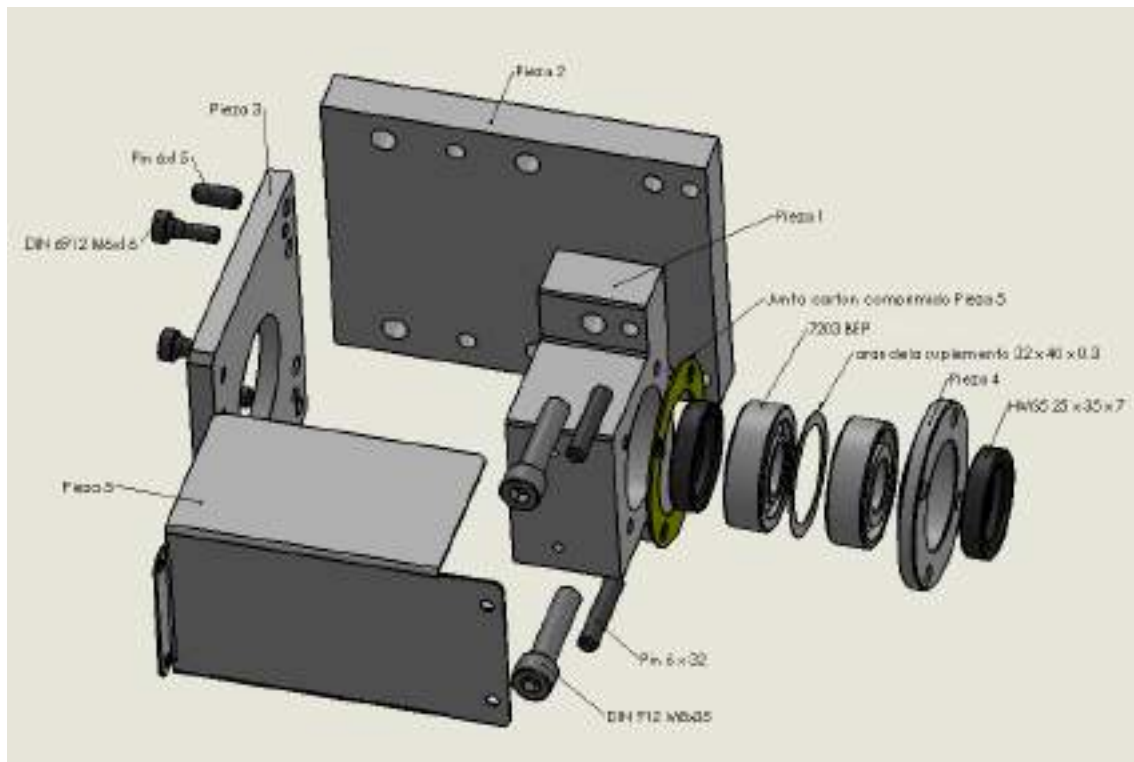


Fig. 23. Vista explotado de soporte tornillo eje Z izquierdo.

Las piezas “Pieza 1” y “Pieza 4” tienen tolerancia axial de $\pm 0,1$ mm. Se deberá incluir en el armado una junta de cartón comprimido de 1mm de espesor (pieza 5). Esta pieza tiene el objeto de lograr el asiento parejo de la “Pieza 4” contra el rodamiento.

Retén de caja de rodamientos y anillo de apoyo.

Se requieren dos retenes para el sellado de la caja de rodamientos. Se elige el retén 25X35X7 HMSA10 RG seleccionado desde el sitio de SKF. El espesor reducido del sello de 7mm permite reducir el tamaño de la caja.

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Nitrile rubber (NBR)
Diseño de los sellos	HNS410
Cumplimiento con el estándar	DN 3760

DIMENSIONES		
d ₁	25 mm	Diámetro del eje
D	35 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	7 mm	Ancho del sello

Fig. 24. Características de retén de tornillo.

Se instalan anillos sobre el tornillo para el apoyo de los labios de sellado del retén. Algunas recomendaciones para la ejecución de estos anillos son¹⁸:

- Incluir en el anillo chaflanes para el ingreso del retén.
- Se permite una dureza inferior a 55HRC para velocidades menores a 8m/s. En nuestro caso la máxima velocidad es de 1m/s.
- Los retenes funcionan mejor sobre ejes (superficie externa del anillo) de acero al carbón medio (SAE 1035, 1045) o acero inoxidable.
- Tolerancia para diámetros externos del anillo entre 18 y 30 mm: desde -0,130mm a 0,000 mm.
- Tolerancia para alojamientos de retén entre 30 y 50 mm: desde 0,000 a +0,039 mm.
- Si la Rugosidad sobrepasa los valores máximos, se produce un desgaste prematuro del labio de retención, si la misma se encuentra por debajo de un mínimo, se rompe la película de lubricación que se forma entre el eje (anillo) y el labio de retención, con lo cual se incrementa la fricción, sube la temperatura y se deteriora el labio. Los valores de rugosidad deben cumplir Ra 0,2 a 0,8 μm / Rz 1 a 4 μm / Rmax 6,3 μm . Estos son alcanzables por torneados finos o rectificados.
- En el mecanizado del diámetro exterior del anillo no deben quedar huellas con direccionalidad, de modo de evitar pérdidas por bombeo dependiendo del sentido de giro.

La velocidad de giro máxima del tornillo es de 760 rpm y el diámetro externo del anillo es de 25mm, esto implica una velocidad periférica de aproximadamente 1m/seg., que resulta muy inferior al límite de 8m/s en que se requiere una dureza de 55HRc. Por factibilidad de implementación se propone emplear una dureza superficial de 30HRc.

¹⁸ DBH S.A. (Di Benedetto Hnos S.A.). Empresa de fabricación de piezas de caucho metal. www.retenesdbh.com.ar

Seleccionando para el anillo el material SAE 1045 la dureza propuesta implica un tratamiento térmico de temple y revenido. La Fig. 25¹⁹ proporciona propiedades de dureza para el acero SAE1045 con tratamiento de temple en agua y revenido, un revenido a 700°F (371°C) logra una dureza de 300 Brinell equivalentes a 32HRc.

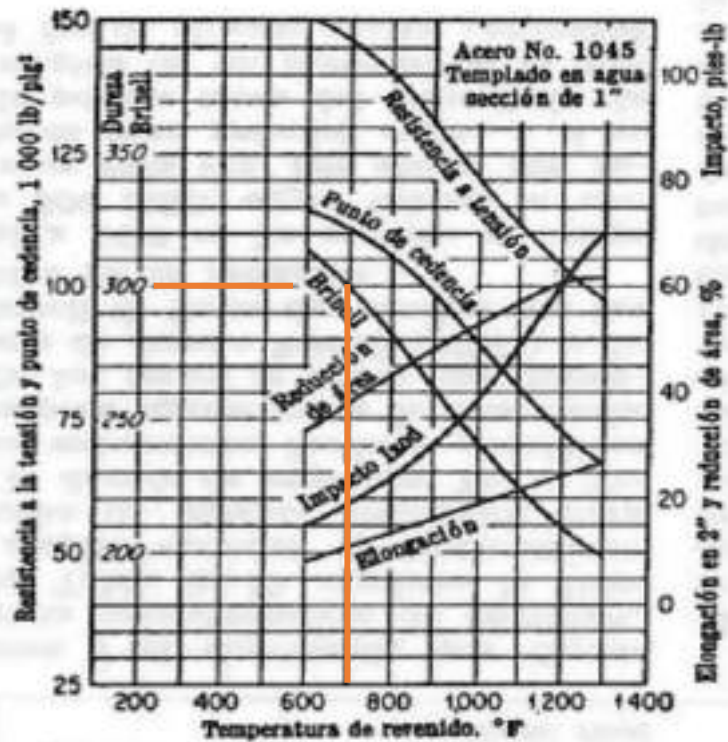


Fig. 25. Propiedades del acero 1045 en 1", templado en agua y revenido.

La Fig. 26 muestra el croquis del anillo que permite el apoyo de los labios de sellado sobre la superficie cilíndrica externa indicando las recomendaciones antes mencionadas.

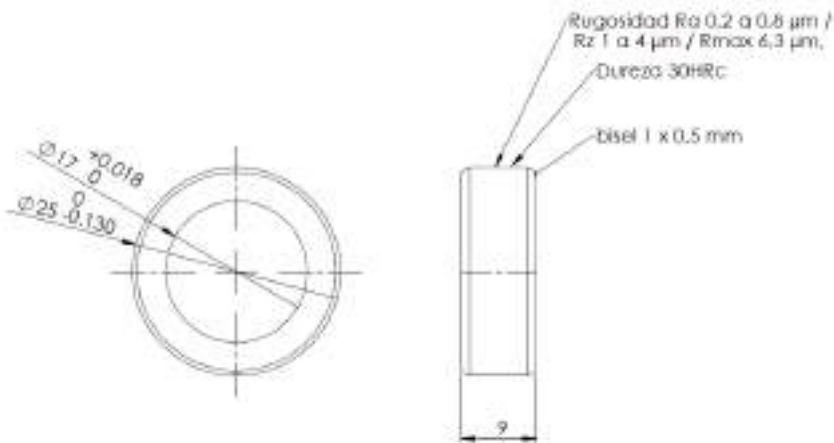


Fig. 26. Croquis de anillo de apoyo radial del retén eje Z.

¹⁹ Dudley. Manual de engranajes. 1ra edición en español. McGraw-Hill 1973. Materiales para engranajes. Pág. 345

Acoplamiento motor-tornillo

El acoplamiento entre motor y eje pudiera ser el denominado tipo “rotex”, se prevé que exista deformación de la estrella interna del acoplamiento en función del esfuerzo. El corrimiento correspondiente en el eje Z (backlash del cnc) será minimizado en el corte de acabado ya que se reducen los esfuerzos y puede compensarse mediante configuración del programa de control Mach 3.

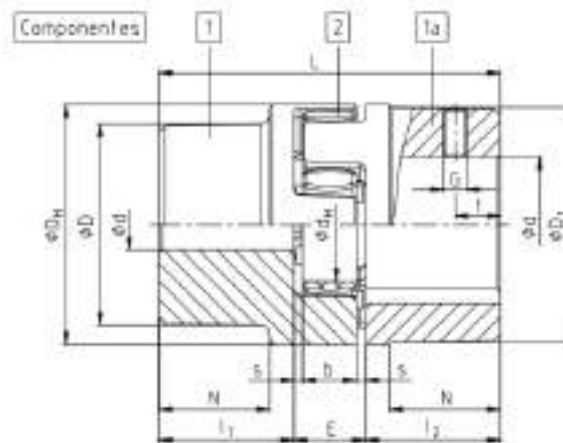


Figura 1: ROTEX® (material: acero sinterizado, Al-D y Al-H)

Tamaño	Componente	Estrella ¹⁾ (Componente 2)			Agujero ²⁾ d (mm-máx)	Dimensiones (mm) ³⁾											
		Par de giro nominal (Nm)				Generalidades											
		92 ShA	98 ShA	64 ShD		L	l_1	l_2	E	b	s	D_{e1}	D_{e2}	D_{e3} ⁴⁾	d_1	D_1	N
14	1a	7,5	12,5	-	6 - 16	35	11	13	10	1,5	30	-	-	-	10	-	-
19	1a	10	17	-	6 - 24	66	25	16	12	2,0	40	-	-	-	18	-	-
24	1a	34	60	-	9 - 28	78	30	18	14	2,0	56	-	-	-	27	-	-

Fig. 27. Acople tipo ROTEX tornillo eje Z.

El par de motor máximo es de aprox. 10,5Nm (Fig. 6). Se puede seleccionar el modelo “tamaño 19”, con estrella de dureza 92 ShA, que soporta un par máximo de 2 veces el nominal, esto es hasta 20Nm, este sobredimensionamiento mejora (reduce) la relación entre desplazamiento y esfuerzo debido a la menor deformación de la estrella. El material del acople puede ser, en “tamaño 19”, de acero sinterizado, fundición de aluminio o aluminio.

Para el proveedor “TISA transmisiones” el modelo disponible por catálogo sería el FL 19/24.

Las dimensiones de los chaveteros para el acople son obtenidos de la referencia¹².

Para el acople del tornillo de bolas (de diámetro 12 mm) se tienen los siguientes valores del chavetero: $d=12$, $t_1=14,2$, $t=3$, $b=5$, $h=5$.

Para el acople del eje del motor (de diámetro 14 mm) se tienen los siguientes valores del chavetero: $d=14$, $t_1=16,2$, $t=3$, $b=5$, $h=5$.

Cálculo de torque de tornillos de fijación en caja de rodamientos

La caja de rodamientos del eje Z del lado motor soporta el esfuerzo axial dado por el tornillo de bolas. Este punto busca calcular el apriete requerido en los bulones de fijación de la caja de modo de lograr una fuerza de fricción en la unión superior al esfuerzo máximo axial.

El esfuerzo máximo axial (F_a) requerido calculado en la sección “Resumen de fuerzas” resulta de 4386N.

Se indicaron anteriormente en la sección “Fuerza de rozamiento estático máximo” coeficientes de fricción estáticos y dinámicos para distintas superficies. Se obtiene de allí para superficies de acero dulce contra acero dulce en condición de rozamiento estático y sin lubricación: $\mu_c = 0,74$. Posteriormente se probará un peor caso de coeficiente de roce (menor coeficiente de roce).

La fuerza normal requerida $F_n = \frac{F_a}{\mu_c} = \frac{4386N}{0,74} = 5927N$, siendo dos los tornillos, cada tornillo debe ser ajustado para lograr un esfuerzo mayor a $5927N / 2 = 2963N$ (302Kgf).

Los tornillos utilizados son en principio métricos de 8mm de diámetro, paso 1,25mm. Se consiguen comercialmente de grado 12.9 que son de elevada resistencia.

Se obtiene de la referencia²⁰ que el área de esfuerzo de tensión²¹, para el tornillo en cuestión resulta de 36,6mm². Esta área es la que, en la sección de una barra sin roscar, tiene la misma resistencia que el tornillo.

Se calcula la carga límite en función de la resistencia límite mínima. Para el caso de grado 12,9, la resistencia límite mínima a la tensión es de 970 MPA²².

La carga límite resulta:

$$970e6 \left[\frac{N}{m^2} \right] 36,6 [mm^2] \frac{1}{1e6} \left[\frac{m^2}{mm^2} \right] = 35502 N = 3622 Kgf$$

Torque de ajuste requerido en un tornillo:

Si se quisiera tener un factor de seguridad de 2 se utilizaría una fuerza de apriete de 17751N. Se cargaría cada tornillo con un torque de²³:

$$T = K F_i d$$

$$K = \left(\frac{d_m}{2d} \right) \left(\frac{\tan \lambda + \mu \sec \alpha}{1 - \mu \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0,625 \mu_c$$

Donde:

F_i : fuerza de apriete = 17751N.

d_m : diámetro de paso = $d - 0,6495 * p = 7,18mm$.

p : paso = 1,25mm.

²⁰ Shigley-Mischke. Diseño en ingeniería mecánica, 5ta edición, 8-1 Nomenclatura del roscado, Tabla 8-1 pág. 369.

²¹ Correspondiente al diámetro igual al promedio entre el diámetro de paso y el diámetro menor.

²² Shigley-Mischke. Diseño en ingeniería mecánica, 5ta edición, 8-6 Resistencia de perno, Tabla 8-6 pág. 388

²³ Shigley-Mischke. Diseño en ingeniería mecánica, 5ta edición, 8-8 Momento de torsión de apriete, Pág. 391.

d : diámetro externo = 8mm.

λ : ángulo de la hélice de la rosca = $\text{atan} \frac{l}{\pi d_m} = \text{atan} \frac{1,25}{\pi 7,18} = 5,53e(-2) \text{ rad} = 3,17^\circ$.

l : avance, en este caso igual al paso = 1,25mm.

α : semiángulo de la rosca = 30° .

μ : coeficiente de fricción en la rosca del tornillo = 0,15.

μ_c : coeficiente de fricción en la cabeza del tornillo = 0,15.

El coeficiente de fricción se toma de las indicaciones del libro²³, existe diferencia entre este valor y el anteriormente encontrado para acero_dulce – acero_dulce. Se estima entonces que tal valor se debe a la existencia de algún recubrimiento de menor fricción o a la existencia de alguna capa de lubricante residual. Posteriormente se verificará el efecto de que la superficie de apoyo del soporte tenga $\mu = 0,15$.

$$\begin{aligned} K &= \left(\frac{7,18}{2 \times 8} \right) \left(\frac{5,54 e(-2) + 0,15 \times 1,154}{1 - 0,15 \times 5,54 e(-2)} \right) + 0,625 \times 0,15 \\ &= 0,448 \left(\frac{0,2286}{0,99} \right) + 0,093 = 0,197 \approx 0,2 \\ T &= 0,2 \times 17751N \times 0,008m = \mathbf{28,4 Nm} \end{aligned}$$

Si se tuviera el peor caso de que las superficies de apoyo del soporte tengan un coeficiente de roce $\mu = 0,15$. La fuerza normal requerida $F_n = \frac{4386N}{0,15} = 29240N$, siendo dos los tornillos, cada tornillo debe ser ajustado para lograr un esfuerzo mayor a 14620N. Este valor es aún inferior a la carga del tornillo ajustada por lo que no se espera deslizamiento. Aun así, se debe recomendar limpiar y desengrasar las superficies antes de la unión.

Soporte eje X fijo

Caja de rodamientos

El tornillo del eje X es suficientemente corto como para permitir sólo la fijación desde uno de los extremos, sin requerir soportar el otro extremo. La fijación se logra por medio de dos rodamientos de contacto angular 7301 BEP dispuestos en "O".

El motor se encuentra vinculado al tornillo a través de una polea y correa sincrónica con relación de reducción 2:1. Los cálculos y datos de la correa se encuentran indicados en el punto "Cálculo de correa sincrónica para el eje X"

La Fig. 28 muestra la vista de desarme de la caja de rodamientos y soporte de motor.

Disposición de rodamientos.

La disposición de los rodamientos es en "O" (espalda con espalda) permitiendo el ajuste del huelgo desde la tuerca existente en el tornillo.

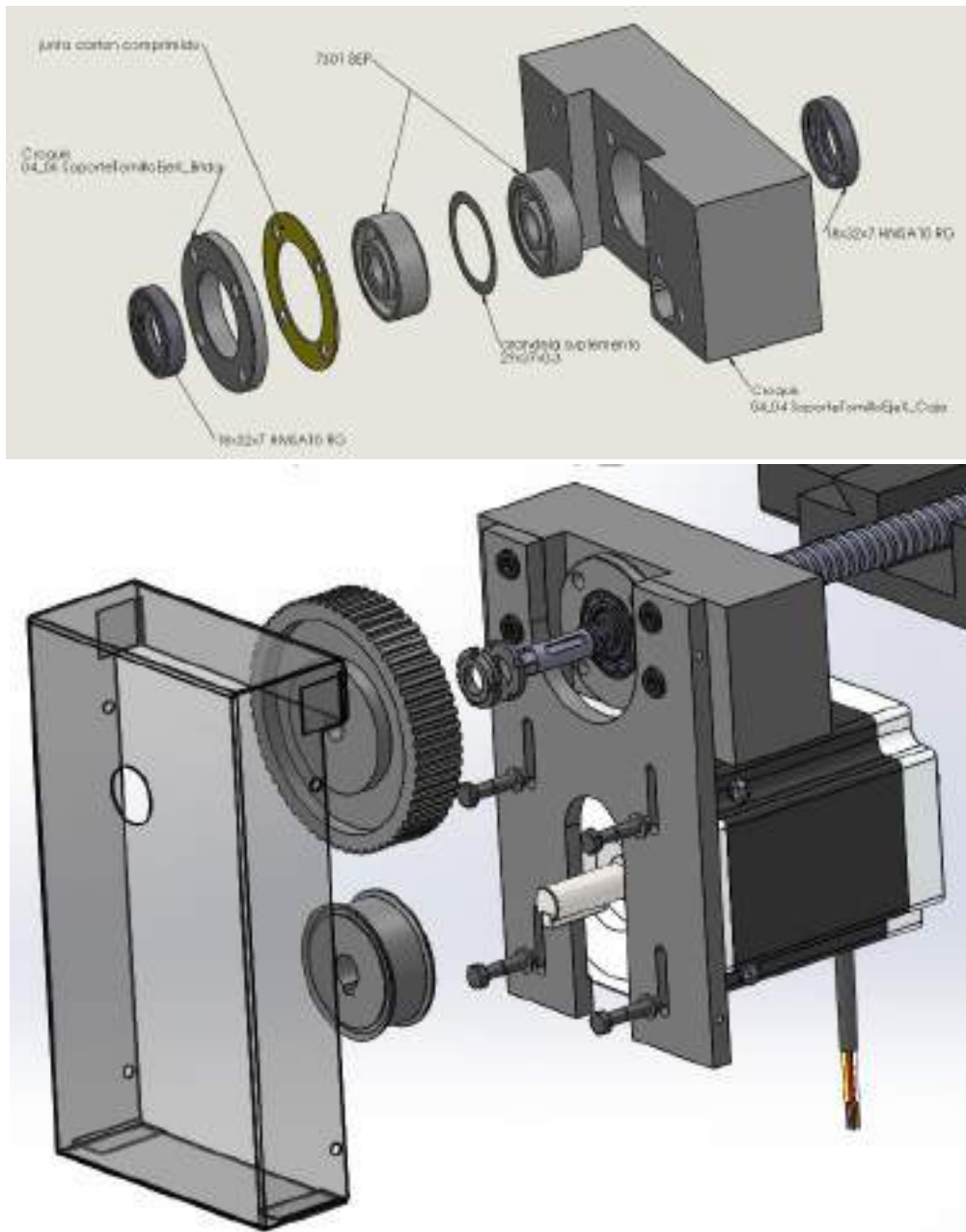


Fig. 28. Vista de desarme del soporte para el eje X.

El juego axial interno de los rodamientos de contacto angular de calidad CB (normal) y de emparejamiento universal se encuentra entre 15 y 23 μm ²⁴, estos son los ideales para la aplicación. La Tabla 12 presenta los valores de juego axial interno para este tipo de rodamientos.

²⁴ SKF. Tabla 5 pág. 488. "P U B B U / P 1 10000 / 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

Juego axial interno de los rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular de emparejamiento universal, dispuestos espalda con espalda o cara a cara

Diámetro del agujero d		Juego axial interno Clase CA							
más de	hasta incl.	min.	máx.	CB min.	máx.	CC min.	máx.	G min.	máx.
mm		μm							
-	18	5	13	15	23	24	32	-	-
18	30	7	15	18	26	32	40	-	-
30	50	9	17	22	30	40	48	-	-
50	80	11	23	26	38	48	60	-	-
80	120	14	26	32	44	55	67	-	-
120	160	17	29	35	47	62	74	26	76
160	180	17	29	35	47	62	74	20	72
180	250	21	37	45	61	74	90	20	72
250	280	-	-	-	-	-	-	20	72

Tabla 12. Tolerancia para rodamientos angulares de emparejamiento universal.

Puede, sin embargo, que los rodamientos a instalar no sean, por disponibilidad de stock o costo, del tipo de “emparejamiento universal” y sí sean de “diseño básico”, en este caso el manual no provee datos de juego axial o radial para rodamientos de bolas de contacto angular. Se buscará conocer un valor aproximado a partir del juego radial de un rodamiento rígido de bolas y la tolerancia del ancho del aro. La Tabla 13 presenta el dato del juego radial para un rodamiento rígido de bolas (muy similar al de contacto angular en este aspecto), siendo este de entre +3 y +18 μm ²⁵, en calidad normal y para el diámetro de eje correspondiente (12mm).

²⁵ SKF. Tabla 6 pág. 314. “P U B B U / P 1 10000/ 2 E S” (2015), SKF Rolling bearings.

Juego radial interno de los rodamientos rígidos de bolas



Diámetro del agujero d		Juego radial interno									
más de	hasta incl.	C2		Normal		C3		C4		C5	
mm	mm	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.
		μm									
2.5	6	0	7	2	13	8	23	-	-	-	-
6	30	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	44	71	65	105

Tabla 13. Juego radial para un rodamiento rígido de bolas.

La Tabla 14 detalla las tolerancias para los rodamientos radiales (incluido el de contacto angular). Los parámetros V_{BS} y V_{CS} son la desviación del ancho individual de aro interior y exterior respectivamente, con respecto al nominal.

Tolerancias Normales para los rodamientos radiales, excepto los rodamientos de rodillos cónicos													
Aro interior													
d	$\Delta_{int}^{(1)}$	$V_{op}^{(2)}$		V_{exp}			Δ_{BS}		Δ_{OLS}		V_{BS}	K_{in}	
más de	hasta incl.	sup.	inf.	máx.	máx.	máx.	máx.	sup.	inf.	sup.	inf.	máx.	máx.
mm	mm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm
-	2.5	0	-8	10	8	6	6	0	-40	-	-	12	10
2.5	10	0	-8	10	8	6	6	0	-120	0	-250	15	10
10	18	0	-8	10	8	6	6	0	-120	0	-250	20	10
18	30	0	-10	13	10	8	8	0	-120	0	-250	20	13
30	50	0	-12	15	12	9	9	0	-120	0	-250	20	15
50	80	0	-15	19	19	11	11	0	-150	0	-380	25	20
Aro exterior													
D	$\Delta_{ext}^{(1)}$	$V_{op}^{(2)}$		Rodamientos tapados ⁽³⁾			$V_{twp}^{(2)}$	$\Delta_{CS}, \Delta_{CSa}, V_{CS}$		K_{ex}			
más de	hasta incl.	sup.	inf.	máx.	máx.	máx.	máx.	sup.	inf.	máx.			
mm	mm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm			
2.5	18	0	-8	10	8	6	10	6	-	15			
18	30	0	-9	12	9	7	12	7	-	15			
30	50	0	-11	14	11	8	16	8	-	20			
50	80	0	-13	16	13	10	20	10	-	25			
80	120	0	-15	19	19	11	26	11	-	35			
120	150	0	-18	23	23	14	30	14	-	40			

Tabla 14. Tolerancia normal de los rodamientos radiales (incluye angulares).

Símbolos para las tolerancias	
Símbolo para la tolerancia	Definición
Díámetro del agujero	
d	Díámetro nominal del agujero
d_s	Díámetro individual del agujero
d_{mp}	1. Díámetro medio del agujero; media aritmética del mayor y el menor de los diámetros individuales del agujero en un plano. 2. Díámetro medio en el extremo menor de un agujero cónico; media aritmética del mayor y el menor de los diámetros individuales
Δ_{di}	Desviación de un diámetro individual del agujero con respecto al nominal ($\Delta_{di} = d_s - d$)
Δ_{dmp}	Desviación del diámetro medio del agujero con respecto al nominal ($\Delta_{dmp} = d_{mp} - d$)
V_{d2}	Variación del diámetro del agujero; diferencia entre el mayor y el menor de los diámetros individuales del agujero en un plano
V_{dmp}	Variación del diámetro medio del agujero; diferencia entre el mayor y el menor de los diámetros medios del agujero
Díámetro exterior	
D	Díámetro exterior nominal
D_s	Díámetro exterior individual
D_{mp}	Díámetro exterior medio; media aritmética del mayor y el menor de los diámetros exteriores individuales en un plano
Δ_{Ds}	Desviación de un diámetro exterior (individual) con respecto al nominal ($\Delta_{Ds} = D_s - D$)
Δ_{Dmp}	Desviación del diámetro exterior medio con respecto al nominal ($\Delta_{Dmp} = D_{mp} - D$)
V_{D2}	Variación del diámetro exterior; diferencia entre el mayor y el menor de los diámetros exteriores individuales en un plano
V_{Dmp}	Variación del diámetro exterior medio; diferencia entre el mayor y el menor de los diámetros exteriores medios
Límites de los chaflanes	
r_s	Dimensión del chaflán individual
r_{smin}	Menor dimensión del chaflán individual de $r_{s1}, r_{s2}, r_{s3}, r_{s4}$
r_{s1}, r_{s2}	Dimensiones del chaflán en sentido radial
r_{s3}, r_{s4}	Dimensiones del chaflán en sentido axial
Ancho o altura	
B, C	Ancho nominal de un aro interior y de un aro exterior, respectivamente
B_s, C_s	Ancho individual de un aro interior y de un aro exterior, respectivamente
B_{s1}, C_{s1}	Ancho individual de un aro interior y de un aro exterior, respectivamente, de un rodamiento fabricado específicamente para un montaje apretado ²⁶
Δ_{Bs}, Δ_{Cs}	Desviación del ancho individual de un aro interior o de un aro exterior con respecto al nominal ($\Delta_{Bs} = B_s - B; \Delta_{Cs} = C_s - C; \Delta_{B_{s1}} = B_{s1} - B; \Delta_{C_{s1}} = C_{s1} - C$)
V_{Bs}, V_{Cs}	Variación del ancho del aro; diferencia entre el mayor y el menor de los anchos individuales de un aro interior y de un aro exterior, respectivamente
Precisión de giro	
K_{or}, K_{os}	Variación radial de un aro interior y de un aro exterior, respectivamente, de un rodamiento montado
S_{oi}	Variación de la cara lateral con respecto al agujero (de un aro interior)
S_{oe}	Variación de la inclinación exterior; variación de la inclinación de la superficie cilíndrica exterior con respecto a la cara lateral del aro exterior
S_{oi}, S_{os}	Variación axial del aro interior y del aro exterior, respectivamente, de un rodamiento montado
S_{1}, S_{2}	Variación del espesor, medido desde el centro del camino de rodadura hasta la cara posterior (sofía) de la arandela del eje y de la arandela del soporte, respectivamente (variación axial)

Tabla 15. Extracto de símbolos para las tolerancias²⁶.

²⁶ SKF. Tabla 1 pág. 134. "P U B B U / P 1 10000/2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

Siendo el orden de huelgo interno radial de 0,02mm, se prevé un huelgo axial similar siendo que el rodamiento es de bolas y el perfil de rodadura toroidal, a este valor se le adiciona el de la tolerancia de ancho del rodamiento de 0,12mm, quedando una máxima desviación de 0,14 mm. Este dato es poco relevante ya que se dispone de la posibilidad de un ajuste axial mucho mayor, dado por el agregado de arandelas suplemento y por el mecanizado de una rosca en el tornillo de bolas.

Para permitir el correcto ajuste entre rodamientos se debe insertar una arandela suplemento para asegurar la reducción del juego interno. La arandela suplemento debe ser de 0,3mm de espesor o mayor, de diámetro interno 29mm y diámetro externo 37mm (valores estándar). La mecánica de ajuste es en este caso apretar la tuerca del tornillo hasta lograr el huelgo deseado y retener la posición de la tuerca con una contratuerca. También existe la posibilidad de ajustar el huelgo deseado acumulando arandelas suplemento en los aros externos e internos de modo de que, al ajustar la tuerca del tornillo, esta vez, a tope, el huelgo sea el deseado.

Retén de caja de rodamientos y anillo de apoyo.

Se requieren dos retenes para el sellado de la caja de rodamientos. Se utiliza el retén 18X32X7 HMSA10 RG. Las características son presentadas en la Fig. 29.

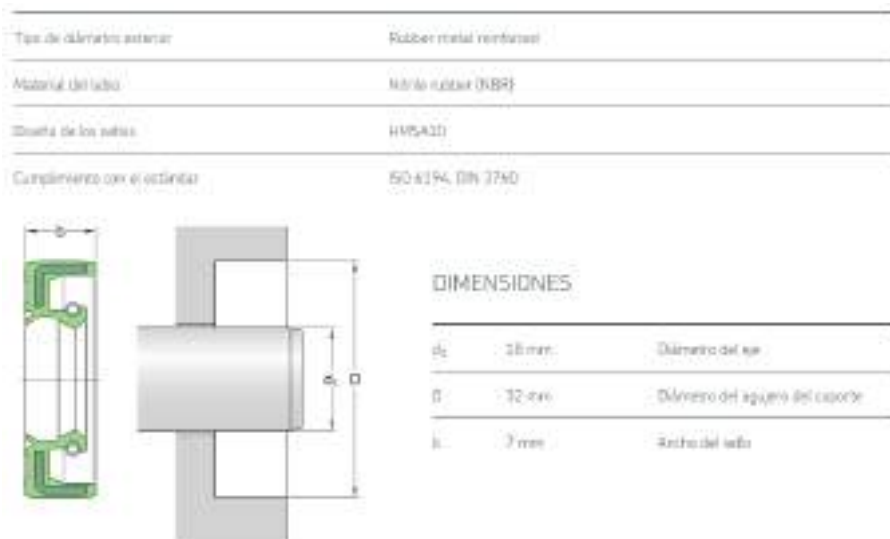


Fig. 29. características del retén 18x32x7 HMSA10 RG

El labio del retén indicado apoya sobre el anillo presentado en la Fig. 30. Las características de diseño son las mismas presentadas para el anillo del eje Z.

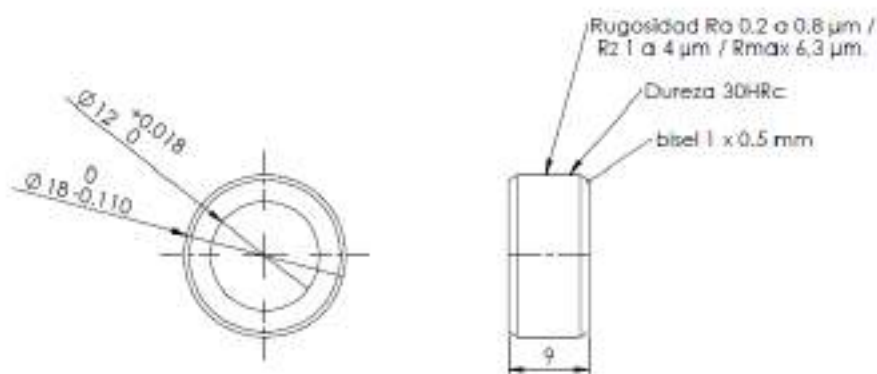


Fig. 30. Croquis de anillo de apoyo radial del retén, eje X.

Junta de Cartón comprimido

Las dimensiones de la junta se encuentran indicadas en el croquis detallado correspondiente. La función de esta junta es promover el apoyo parejo de la tapa de rodamientos sobre el rodamiento y salvar el error de tolerancia según el eje axial.

Especificación de las poleas dentadas

Las características de las poleas tienen relación con la capacidad de transmisión de la correa y su selección se encuentra establecida en el punto “Cálculo de correa sincrónica para el eje X”.

Para el tornillo de bolas recirculantes se utiliza una polea dentada de paso tipo 5M de 15mm de ancho, de aluminio y de 60 dientes con diámetro externo de 95,49 mm. Para el motor se utiliza una polea dentada de igual paso y ancho, de acero y de 30 dientes con diámetro de 47,75 mm. Al menos una de las poleas debe poseer labios de guía de la correa para evitar el descarrilamiento, el perfil de los dientes es HTD.

Para el fabricante “SIT S.p.A” los modelos serían “HD 60 – 5M 15” para la polea del tornillo y “HD 30 – 5M 15” para el motor.

La Fig. 31 muestra las poleas instaladas. Por facilidad de interpretación y modelado no se presenta la tapa de la transmisión, ni la correa, ni se encuentran creadas las ranuras de la polea de motor.

- El chavetero en el conjunto tornillo de bolas recirculantes y polea mayor se indicó previamente en el punto “

Especificaciones de construcción de los soportes de tornillo”, se repite la especificación: según la Fig. 20 (Pág. 45): $d=10$, $t_1=11,7$, $t=2,5$, $b=4$, $h=4$.

El chavetero en la polea del motor se obtiene a partir del croquis del motor presentado en la “Fig. 7. Especificación de motor FL86STH118-4208” (Pág. 32) para el eje X: $d=12,7$, $t_1=14,9$, $t=3$, $b=5$, $h=5$.

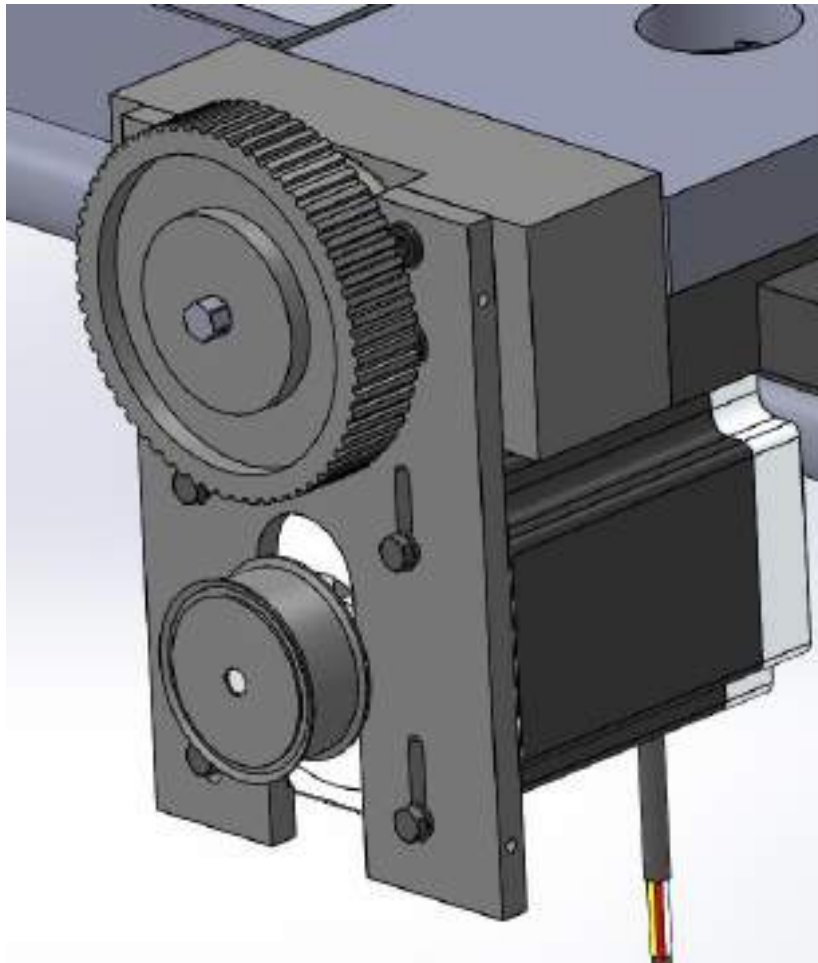


Fig. 31. Vista de montaje de poleas en eje X.

Las dimensiones de las poleas, chaveteros y tornillos de fijación se encuentran indicadas en los croquis detallados correspondientes compilados en el anexo.

Se consigue el siguiente catálogo de poleas de la empresa Newrank:

https://www.newrank.com.ar/index_html_files/POLEAS%20SER-SIT%20PASO%20-3M%205M%208M%2014M-.pdf

La tabla de la Fig. 32 presenta las poleas sincrónicas o de temporización de perfil HTD, de paso 5mm y ancho 15mm.

Code	Teeth no.	Type	E (mm)	R (mm)	S (mm)	U (mm)	H (mm)	W (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Flange	Material
HD 12 - 5M 15	12	1	23,0	19,10	17,26	-	12,0	20,8	26,0	5,5	with flanges	steel
HD 14 - 5M 15	14	1	26,0	20,38	21,14	-	13,0	20,6	26,0	5,5		
HD 15 - 5M 15	15	1	28,0	22,87	22,73	-	16,0	20,8	26,0	5,5		
HD 16 - 5M 15	16	1	28,0	25,47	24,32	-	19,5	20,5	26,0	5,5		
HD 18 - 5M 15	18	1	32,0	26,65	27,51	-	20,0	20,5	26,0	5,5		
HD 20 - 5M 15	20	1	36,0	31,40	30,60	-	23,0	20,8	26,0	5,5		
HD 21 - 5M 15	21	1	36,0	33,42	32,26	-	24,0	20,0	26,0	5,5		
HD 22 - 5M 15	22	1	39,0	36,01	33,87	-	25,5	20,5	26,0	5,5		
HD 24 - 5M 15	24	1	42,0	38,19	37,06	-	27,0	20,5	28,0	7,5		
HD 26 - 5M 15	26	1	44,0	41,36	40,24	-	30,0	20,5	28,0	7,5		
HD 28 - 5M 15	28	1	48,0	44,56	43,42	-	30,5	20,5	28,0	7,5		
HD 30 - 5M 15	30	1	51,0	47,76	46,61	-	35,0	20,8	28,0	7,5		
HD 32 - 5M 15	32	1	54,0	50,90	49,79	-	36,0	20,5	28,0	7,5		
HD 36 - 5M 15	36	1	60,0	57,30	56,16	-	38,0	20,5	28,0	7,5		
HD 40 - 5M 15	40	1	71,0	63,86	62,52	-	39,0	20,5	28,0	7,5		
HD 44 - 5M 15	44	1A	-	70,00	68,00	-	38,0	20,6	30,0	9,5		
HD 48 - 5M 15	48	1A	-	78,39	75,25	-	40,0	20,0	30,0	9,5		
HD 60 - 5M 15	60	1A	-	95,49	94,36	-	50,0	20,5	30,0	9,5		
HD 72 - 5M 15	72	3A	-	114,50	113,45	90	50,0	20,5	30,0	9,5		

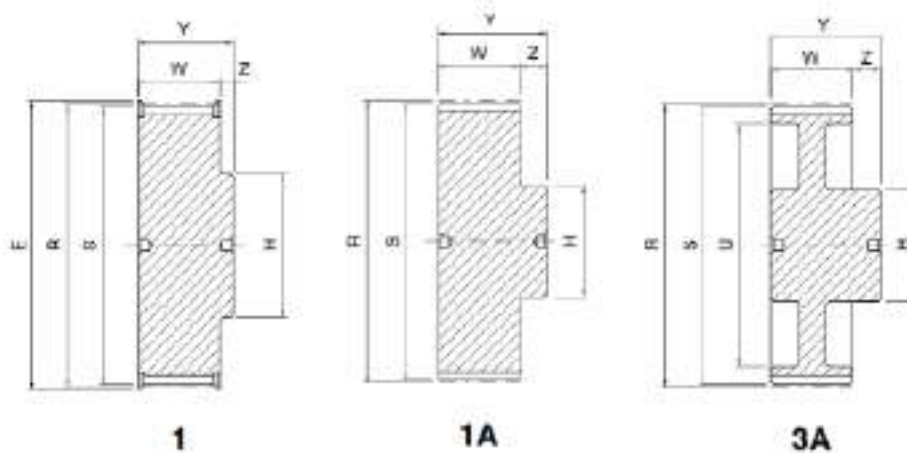


Fig. 32. Poleas sincrónicas HTD

Se seleccionan las poleas:

HD 30 – 5M 15 de 30 dientes, acero, con bordes de guía

HD 60 – 5M 15 de 60 dientes, aluminio, sin bordes de guía

Especificaciones de la correa dentada

La selección de la correa se encuentra establecida en el punto “Cálculo de correa sincrónica para el eje X”

Para Optibelt el modelo sería OMEGA 425 5M 15. El modelo genérico con que se encuentra en Argentina es HTD 425 5M 15mm, siendo HTD el tipo de perfil de la correa como se indica en la siguiente figura.

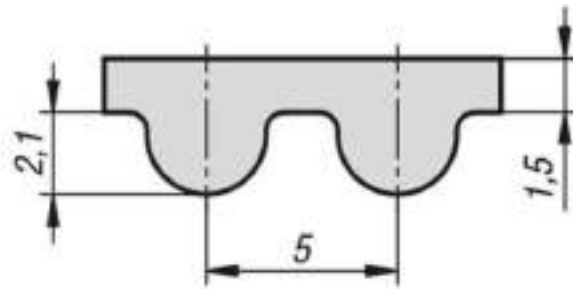


Fig. 33. Perfil de correa dentada HTD.

Tapa de soporte

Para la tapa se utilizan chapa de espesor #20, esto es 0,91 mm de espesor para chapa negra y 1mm para chapa galvanizada. Se prefiere galvanizada. La tapa requiere algunos puntos de soldadura. Los croquis detallados de corte y plegado están incluidos en el anexo. La Fig. 34 muestra la tapa creada en cad3D.

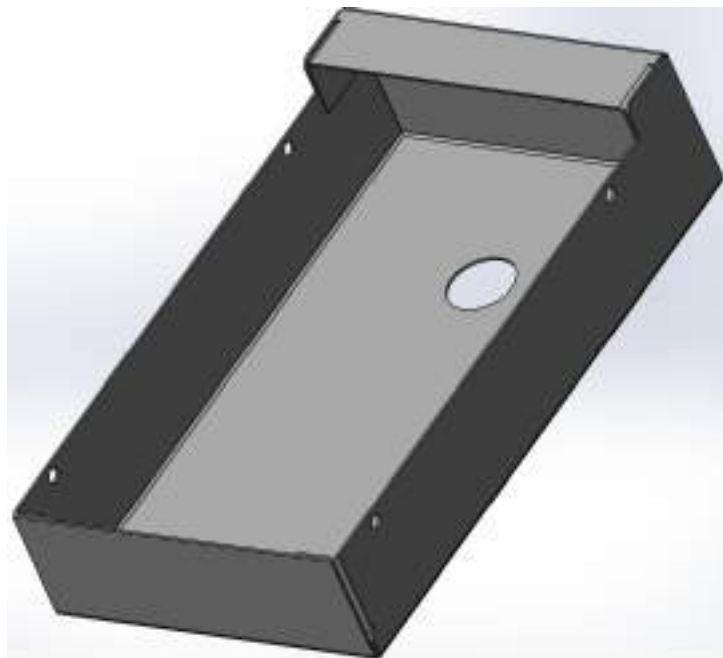


Fig. 34. Tapa de caja de rodamientos, eje X.

Cálculos para el tornillo

Verificación de la carga de pandeo (Buckling load)

El eje del tornillo de bolas es susceptible de sufrir pandeo en condición de fuerza axial compresiva. La carga admisible está dada por la ecuación²⁷:

$$F_k = 40720 \left(\frac{N_f d_r^4}{L_t^2} \right)$$

$$F_p = 0,5 F_k$$

F_k : Máxima carga [kgf].

F_p : Máxima carga permitida [kgf].

d_r : Diámetro del eje del tornillo medido en la raíz [mm].

L_t : Distancia entre rodamientos [mm].

²⁷ Página 30, Manual Ballscrew de Irwin

N_f : Factor para diferentes formas de montaje.

Fijo-fijo	$N_f = 1,0$
Fijo-soportado	$N_f = 0,5$
Soportado-soportado	$N_f = 0,25$
Fijo-libre	$N_f = 0,0625$

Eje Z:

d_r : 22,324 mm

L_t : 1250 mm

N_f : 0,5

$$F_k = 40720 \left(\frac{0,5 \cdot 22,324^4}{1250^2} \right) = 3236 \text{ Kgf}$$

$F_p = 1618 \text{ Kgf}$

Eje X:

d_r : 13,324 mm

L_t : aprox. 350 mm

N_f : 0,0625

$$F_k = 40720 \left(\frac{0,0625 \cdot 13,324^4}{350^2} \right) = 654 \text{ Kgf}$$

$F_p = 327 \text{ Kgf}$

Las cargas admisibles que fueron determinadas para este proyecto no exceden la limitación de carga de pandeo.

Verificación de la velocidad crítica (Critical speed)

La velocidad crítica resulta cuando la frecuencia rotacional del tornillo se iguala a la primera frecuencia natural de resonancia. La ecuación que determina la velocidad máxima de rotación es:

$$N_c = 2,71 \cdot 10^8 \frac{M_f d_r}{L_t^2}$$

$$N_p = 0,8 N_c$$

N_c : Velocidad crítica [rpm].

N_p : Velocidad máxima permitida [rpm].

d_r : Diámetro del eje del tornillo medido en la raíz [mm].

L_t : Distancia entre rodamientos [mm].

M_f : Factor para diferentes formas de montaje.

Fijo-fijo	$M_f = 1,0$
Fijo-soportado	$M_f = 0,689$
Soportado-soportado	$M_f = 0,441$
Fijo-libre	$M_f = 0,157$

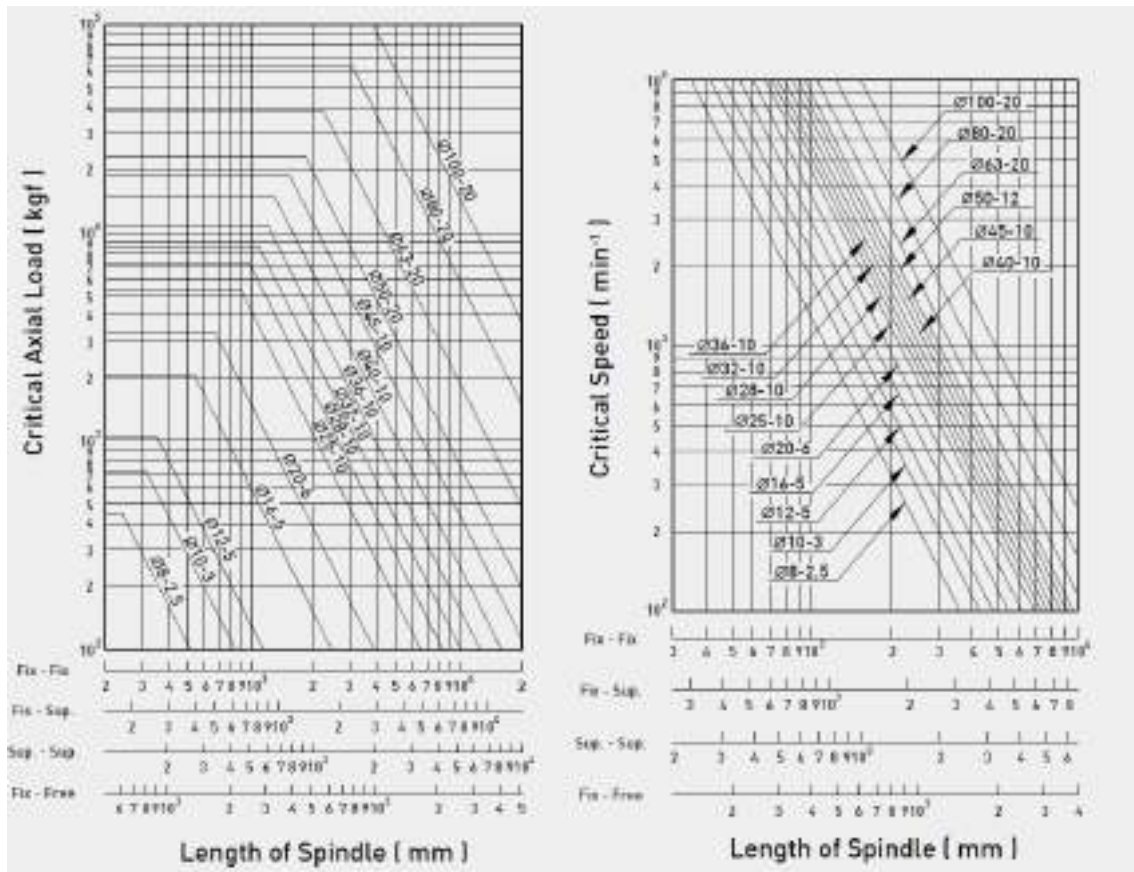


Fig. 35. Velocidad crítica para distintos métodos de montaje.

Eje Z:

$$d_r = 22,324 \text{ [mm]}$$

$$L_t = 1250 \text{ [mm].}$$

$$M_f = 0,689.$$

$$N_c = 2,71 \times 10^8 \frac{M_f d_r}{L_t^2} = 2,71 \times 10^8 \frac{0,689 * 22,324}{1250^2} = 2667 \text{ [rpm]}$$

$$N_p = 0,8 N_c = 0,8 * 2667 = \mathbf{2134 \text{ [rpm]}}$$

El carro Z tiene especificación de velocidad máxima de desplazamiento de 3,8m/min que implica una velocidad de giro del tornillo de²⁸:

$$V_{ejeZ}[\text{rpm}] = \mathbf{760[\text{rev}/\text{min}]}$$

La velocidad rotacional de tornillo requerida resulta inferior a la máxima admisible por lo que esta limitación no estará presente en la operación del torno.

Eje X:

$$d_r = 13,324 \text{ [mm]}$$

$$L_t = 271 \text{ [mm]. (máxima longitud en voladizo)}$$

$$M_f = 0,157.$$

²⁸ Ver Sección 4

$$N_c = 2,71 \times 10^8 \frac{M_f d_r}{L_t^2} = 2,71 \times 10^8 \frac{0,157 * 13,324}{271^2} = 7719 [rpm]$$

$$N_p = 0,8 N_c = 0,8 * 7719 = \mathbf{6175 [rpm]}$$

El carro X tiene especificación de velocidad máxima de desplazamiento de 1,9m/min que implica una velocidad de giro del tornillo de²⁹:

$$V_{ejeX} [rpm] = \mathbf{380 [rev/min]}$$

La velocidad rotacional de tornillo requerida resulta inferior a la máxima admisible por lo que esta limitación no estará presente en la operación del torno.

Cálculo de vida de servicio

El manual del fabricante “Hiwin” incluye formulaciones para el cálculo de la vida de servicio del tornillo³⁰.

La fuerza de corte habitual será la utilizada en el cálculo de vida. El valor de la fuerza tangencial de corte “ $F_{t_{corte}}$ ” es indicado en el capítulo 7, a esta fuerza de 927N, según lo indicado en la capítulo 2, le corresponde una fuerza normal de 769N.

Eje Z

La fuerza total que debe vencer el tornillo debe considerar la fricción entre carro y bancada. Se hace uso de los valores calculados en el “Capítulo 4. Cálculos para el eje Z. Resumen de fuerzas” donde se indica un requerimiento de fuerza de 936N a una velocidad de 0,875m/min (esfuerzo de desplazamiento de carro en condición de corte habitual).

Condiciones de operación:

Condición	Carga normal [Kgf] ([N])	Revoluciones (rpm) ³¹	Relación de tiempo de carga (%)
Corte	95 (936)	175	82
Avance rápido	49 (478)	760	18

El porcentaje de tiempo surge de considerar la misma cantidad de giros en el sentido de corte (ej. Avance) que el desplazamiento rápido (ej. Retroceso).

Velocidad promedio n_{av} es:

$$n_{av} = n_1 \frac{t_1}{100} + n_2 \frac{t_2}{100} + n_3 \frac{t_3}{100} + \dots$$

$\frac{t_1}{100}$ es el porcentaje de tiempo en la velocidad n_1 .

$$n_{av} = 175 \frac{82}{100} + 760 \frac{18}{100} = \mathbf{280 r.p.m.}$$

²⁹ Ver Sección 4

³⁰ “Ball screws Technical Information”, HIWIN Motion Control and System Technology. 4.5 Calculation Formulas. Service life. Pág. 22.

La carga operativa promedio F_{bm} es:

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \frac{n_1}{n_{av}} \frac{t_1}{100} f_{p1}^3 + F_{b2}^3 \frac{n_2}{n_{av}} \frac{t_2}{100} f_{p2}^3 + F_{b3}^3 \frac{n_3}{n_{av}} \frac{t_3}{100} f_{p3}^3 + \dots}$$

Donde:

F_b : Carga de trabajo axial.

f_p : Factor de condición de operación:

- 1,1 a 1,2 movimiento sin impacto.
- 1,3 a 1,8 movimiento en condiciones normales.
- 2,0 a 3,0 movimiento con impacto elevado y vibración.

Se selecciona 1,5 para movimientos de corte y 1,1 para avance rápido.

$$F_{bm} = \sqrt[3]{95^3 \frac{175}{280} \frac{82}{100} 1,5^3 + 49^3 \frac{760}{280} \frac{18}{100} 1,1^3} = \mathbf{116 \text{ Kgf (1136N)}}$$

Fuerza axial F_a con tuerca sin precarga:

$$F_a = F_{bm}$$

La vida de servicio para una tuerca simple está dada por la siguiente ecuación, los datos de la tuerca utilizada se indican en la Fig. 9.

$$L = \left(\frac{C}{F_a}\right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{1320}{116}\right)^3 \times 10^6 = \mathbf{1,47 \times 10^9 \text{ rev}}$$

C : capacidad de carga dinámica (kgf).

L : vida de servicio en revoluciones.

$$L_h = \frac{L}{n_{av} 60} = \frac{1,47 \times 10^9}{280 * 60} = \mathbf{87 \times 10^3 \text{ horas}}$$

L_h : Vida de servicio en horas.

Los valores indicados corresponden a una confiabilidad del 90%.

Eje X

Se repiten los cálculos del eje Z para el eje X, los datos fueron indicados en "Capítulo 4. Cálculos para el eje X. Resumen de fuerzas"

Condiciones de operación:

Condición	Carga normal [Kgf] ([N])	Revoluciones (rpm) ³¹	Relación de tiempo de carga (%)
Corte	89 (876)	175	68
Avance rápido	25 (248)	380	32

El porcentaje de tiempo surge de considerar la misma cantidad de giros en el sentido de corte (ej. Avance) que el desplazamiento rápido (ej. Retroceso).

Velocidad promedio n_{av} es:

$$n_{av} = 175 \frac{68}{100} + 380 \frac{32}{100} = 240 \text{ r.p.m.}$$

Con formulaciones idénticas a las dadas en el eje Z, resulta:

$$F_{bm} = \sqrt[3]{89^3 \frac{175}{240} \frac{68}{100} 1,5^3 + 25^3 \frac{380}{240} \frac{32}{100} 1,1^3} = 106 \text{ Kgf (N)}$$

Fuerza axial F_a con tuerca sin precarga:

$$F_a = F_{bm}$$

La vida de servicio para la tuerca simple (datos de la tuerca utilizada se indican en la Fig. 10) es:

$$L = \left(\frac{C}{F_a}\right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{679}{106}\right)^3 \times 10^6 = 262 \times 10^6 \text{ rev}$$

C : capacidad de carga dinámica (kgf).

L : vida de servicio en revoluciones.

$$L_h = \frac{L}{n_{av} 60} = \frac{262 \times 10^6}{240 * 60} = 18 \times 10^3 \text{ horas}$$

L_h : Vida de servicio en horas.

Los valores indicados corresponden a una confiabilidad del 90%.

Torque requerido para vencer la inercia del tornillo

Los siguientes cálculos son realizados para el eje Z.

$$T'a = J\alpha$$

$T'a$: torque del motor para acelerar.

J : inercia del tornillo.

α : aceleración angular.

$$\alpha = \frac{2 \pi N}{60 t_a} = \frac{2 \pi 760}{60 * 0,5} = 159 \text{ [rad/seg}^2\text{]}$$

N : r.p.m.

t_a : tiempo de aceleración sugerido en 0,5 segundos.

$$J = \frac{1}{2g} W_s \left(\frac{D_N}{2}\right)^2$$

W_s : peso del tornillo.

g : aceleración de la gravedad= 9800mm/seg².

D_N : diámetro nominal del tornillo.

$$W_s = \frac{\pi \times D_N^2}{4} l \rho$$

l : largo del tornillo, se considera de aproximadamente 1200 mm.

ρ : densidad del acero=7850 kg/m³=7,85 x 10⁻⁶ Kg/mm³.

$$W_s = \frac{\pi \times 25^2}{4} 1200 * 7,85 \times 10^{-6} = 4,62 \text{ kgf}$$

$$J = \frac{1}{2 * 9800} 4,62 \left(\frac{25}{2}\right)^2 = 3,68 \times 10^{-2} [kgf mm seg^2] = 360 [kg mm^2]$$

$$= 3,6 \times 10^{-4} [kg m^2]$$

$$T'a = 3,68 \times 10^{-2} * 159 = 5,85 [kgf mm rad] = 5,74 \times 10^{-2} [Nm]$$

$$T'a = 3,6 \times 10^{-4} [kg m^2] * 159 \left[\frac{rad}{seg^2}\right] = 5,74 \times 10^{-2} [Nm]$$

Este torque resulta una carga insignificante para el motor del eje Z. Siendo que el eje X posee menor diámetro y largo de tornillo y el doble de torque disponible en el eje por la relación de reducción, el requerimiento de torque para aceleración del tornillo resultará aún más insignificante para el motor.

Corrimiento del carro por variación de temperatura del tornillo

El corrimiento de posición debido a la expansión térmica del tornillo resulta:

$$\Delta z = \alpha \Delta T L$$

α : Coeficiente de expansión térmica.

$\alpha = 11 \times 10^{-6} \frac{1}{1^\circ C}$ para acero al carbono³¹.

$\Delta T = 10^\circ C$.

$L = 1000 mm$.

$$\Delta z = 11 \times 10^{-6} \frac{1}{1^\circ C} 10^\circ C 1000 mm = 0,11 mm$$

En forma proporcional: $\frac{0,11 [mm]}{1000 [mm]} 100 = 0,011\%$

Cálculo del esfuerzo axial por dilatación térmica

Si se restringe la longitud a 1000mm, la deformación por compresión del tornillo tendrá que ser tal que absorba los 0,11mm, esto es $\varepsilon = \frac{0,11 mm}{1000 mm} = 11 \times 10^{-5}$

La tensión de compresión dada por un módulo de Young "E" de 210000 Mpa es:

$$\sigma = \varepsilon * E = 11 \times 10^{-5} * 210000 MPa = 23,1 Mpa$$

El diámetro interno del tornillo es de 22,5mm y el área de 398mm²

En este caso el esfuerzo en los soportes resulta de $F = 398 mm^2 * 23,1 Mpa = 9193 N$

En la aplicación no existe esta fuerza debido al método de soporte seleccionado. En el caso del eje Z uno de los extremos del tornillo es soportado y permite el desplazamiento axial, en el caso del tornillo del eje X uno de los extremos es libre y nuevamente no se restringe el desplazamiento.

³¹ "Manual universal de la técnica mecánica" Oberg Jones, Edit Labor, 3ra reimpresión, Materiales, Página 1904.

Cálculo de rodamientos según manual SKF

Rodamientos de extremo fijo para el tornillo del eje Z

Aspectos generales

Según las recomendaciones dadas por el fabricante del tornillo para el extremo fijo. (Fig. 18) El diámetro del agujero de los rodamientos resulta de 17mm y ancho menor a 17mm. Se analizan las prestaciones de los rodamientos de bolas de contacto angular.

Los rodamientos de contacto angular del tipo estándar básicos (no para emparejamiento universal (CA, CB o CC)) tienen tolerancia normal por lo que no pueden ser montados inmediatamente adyacentes entre sí, se prevé incorporar una arandela de apoyo del aro interior o exterior según la configuración de montaje en "O (espalda con espalda)" u "X (cara con cara)". Si existiera disponibilidad de parejas de rodamientos para emparejamiento a un costo accesible, estos evitarían el proceso de el correcto ajuste del juego interno.

Una opción es la de suplementar tanto el aro externo como el interno de manera de que al apretar a tope la tuerca de ajuste, el huelgo sea el deseado.

Considerando que este extremo no debe soportar momentos flectores (solo se requiere esfuerzos axiales), se prefiere la disposición en X (cara contra cara) ya que es menos sensible a desalineaciones. Sin embargo, la facilidad de ajuste del juego mediante tuerca y contratuerca en el tornillo hacen que sea más sencilla implementar la configuración en "O". La Fig. 36 presenta la configuración "O", en la figura indicada no se ha incluido un aro separador entre las pistas externas de los rodamientos, necesario para permitir el ajuste axial en esta categoría de rodamiento con tolerancia normal.

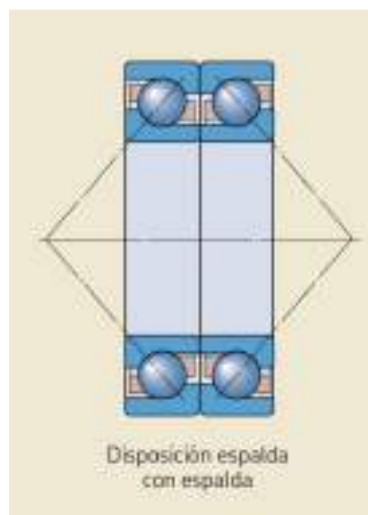


Fig. 36. Configuración de montaje en "O" para soporte fijo.

No se requiere tipos específicos de jaula ya que el rodamiento no trabaja a elevadas temperaturas o velocidades. Se prefiere las jaulas más básicas de acero estampado o latón estampado o Poliamida 66 reforzada con fibra, sufijos Y, J, P (la que resulte más económica).

Por economía se selecciona primeramente dentro de los rodamientos listados como de diseño básico, según consulta a distribuidores, el modelo 7203 BEP es un rodamiento estándar que se encuentra normalmente disponible y su costo es normal. (unos U\$S 24 + iva cada uno)

Se propone el rodamiento 7203 BEP. Las características del rodamiento son indicadas en la Tabla 16. La denominación BEP del rodamiento establece las siguientes características adicionales:

B Rodamiento de una hilera con un ángulo de contacto de 40°.

E Diseño interno optimizado.

P Rodamiento de una hilera con una jaula de poliamida 66 (PA66) reforzada con fibra de vidrio, centrada respecto de las bolas.

No tiene protecciones u obturaciones.

No es rodamiento tipo SKF explorer.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones ¹⁾	Rodamiento de diseño básico
d	D	B	C	C ₀	P _e	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento de emparejamiento universal	
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
17	40	12	11	5,85	0,25	22 000	22 000	0,065	* 7203 BECBM	*
	40	12	11	5,85	0,25	22 000	22 000	0,065	* 7203 BECBP	*
	40	12	10,4	5,5	0,236	20 000	20 000	0,065	-	7203 BEP
	40	12	11,1	6,3	0,26	20 000	20 000	0,065	*	7203 BEY
	47	14	15,9	8,3	0,355	19 000	19 000	0,11	7303 BECBP	7303 BEP

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo				
d	d ₁	d ₂	D ₁	r _{1,2} min.	r _{1,4} min.	a	d _a min.	D _a máx.	D _b máx.	r _a máx.	r _b máx.
mm							mm				
17	26,3	21,7	31,2	0,6	0,6	18	21,2	35,8	35,8	0,6	0,6
	26,3	21,7	31,2	0,6	0,6	18	21,2	35,8	35,8	0,6	0,6
	26,3	21,7	31,2	0,6	0,6	18	21,2	35,8	35,8	0,6	0,6
	26,3	21,7	31,2	0,6	0,6	18	21,2	35,8	35,8	0,6	0,6
	28,7	22,8	36,2	1	0,6	20,4	22,6	41,6	42,8	1	0,6

Tabla 16. Dimensiones y características de rodamientos de contacto angular.

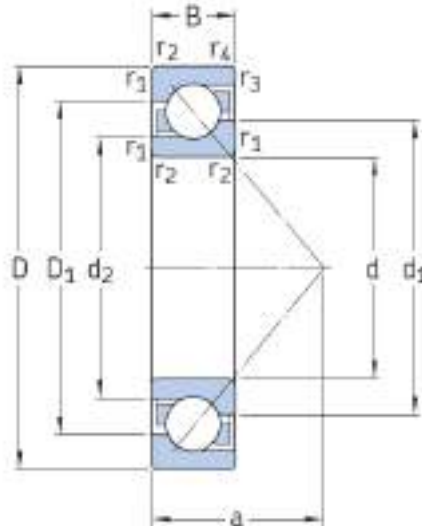


Fig. 37. Figura de referencia para la Tabla 16.

Los símbolos de las anteriores figuras son descriptos en la Tabla 15.

El rodamiento no tendrá circulación de aceite ya que no estará expuesto a elevadas velocidades que eleven la temperatura por fricción. Se prevé el mantenimiento periódico con reemplazo de la grasa.

Los rodamientos utilizados no son sellados, sin embargo, resultan útiles las características indicadas para las grasas en los rodamientos sellados. Las grasas estándar para llenado de rodamientos sellados son GJN (jabón de poliurea y aceite base mineral) y MT33 (jabón de litio y aceite base mineral), se propone la utilización de una de estas grasas para la aplicación. Ambas grasas cumplen especificaciones de temperatura ya que estas se encuentran aproximadamente dentro de los límites inferior y superior para rendimiento eficaz (LTPL y HTPL). Los rangos de temperatura de estas grasas se listan en la Tabla 17.

Rango de temperaturas	Jabón de litio y aceite base mineral [°C]	Jabón de poliurea y aceite base mineral [°C]
Límite inferior de temperatura (LTL)	-25	-20
Límite inferior de temperatura para rendimiento eficaz (LTPL)	25	40
Límite superior de temperatura para rendimiento eficaz (HTPL)	120	140
Límite superior de temperatura (HTL)	180	240

Tabla 17. Grasas estándares utilizadas en rodamientos sellados.

Tolerancia del rodamiento

Estos rodamientos tienen tolerancia normal (Norma ISO492)¹⁴. En la Tabla 14 (Pág. 56) se indican los valores de tolerancia.

Carga axial mínima para los pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

El valor de carga axial mínima " F_{am} " es proporcional a la velocidad de giro, se realizará el cálculo para un desplazamiento en vacío rápido de 3,8m/min:

$$F_{am} = K_a \frac{C_0}{1000} \left(\frac{n d_m}{100000} \right)^2$$

$$n = \frac{V. \text{avance}}{\text{paso del tornillo}} = \frac{3,8 \text{ m/min}}{5 \text{ mm/rev}} = 760 \text{ rpm}$$

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{40 + 17}{2} = 28,5$$

$$F_{am} = 1,4 \frac{5,5}{1000} \left(\frac{760 \cdot 28,5}{100000} \right)^2 = 3,6 \times 10^{-4} [\text{kN}] = \mathbf{0,36 [N]}$$

Donde:

C_0 = capacidad de carga estática básica [kN] .

d_m = diámetro medio del rodamiento [mm]= 0,5 (d + D).

F_a = carga axial [kN].

F_{am} = carga axial mínima [kN].

k_a = factor de carga axial mínima.³²

n = velocidad de giro [r. p. m.].

La carga de trabajo supera la carga mínima requerida (se cumple el requerimiento).

Carga radial mínima para los pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

Para el cálculo se requiere la viscosidad del aceite, en este caso la viscosidad del aceite contenido en la grasa. Se supone la utilización de las grasas estándar, que son la GJN o la MT33, ambas de viscosidad similares³³. La grasa GJN tiene un aceite con viscosidad de 115 [mm²/seg] a 40°C y 12,2 [mm²/seg] a 100°C.

En operación no se espera que este rodamiento supere los 50°C, dadas las condiciones ambientales, de carga y velocidad. Según la norma ASTM D2270 para $\nu(100^\circ\text{C})=12,2\text{cSt}$, $L=207,8$, $H=110,7$, U (es la viscosidad a 40°C) =115 cSt

Para encontrar la viscosidad a 50°C utilizamos la ley de viscosidad dinámica de Arrhenius:

$$\mu(T) = \mu_0 e^{\frac{E}{RT}}$$

Considerando la densidad del aceite aproximadamente constante, utilizamos la ecuación con la viscosidad cinemática:

$$\nu(T) = \nu_0 e^{\frac{E}{RT}}$$

Se tienen las siguientes dos ecuaciones con dos incógnitas:

$$\nu(40) = 115 = A e^{\frac{B}{273+40}} \quad \nu(100) = 12,2 = A e^{\frac{B}{273+100}}$$

Resulta para este aceite:

$$\nu(T) = 1,0082 \times 10^{-4} e^{\frac{4365,4}{T}}$$

Para 50°C:

³² SKF. Tabla 9 pág. 494. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

³³ SKF. Tabla 4 pág. 305. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

$$v(50) = 1,0082 \times 10^{-4} e^{\frac{4365,4}{273+50}} = \mathbf{74,6 \text{ cSt}}$$

Ecuación para la carga radial mínima³⁴:

$$F_{rm} = K_r \left(\frac{v n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{1000} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0,095 \left(\frac{74,6 \cdot 760}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{28,5}{1000} \right)^2 = 1,13 \times 10^{-3} [\text{kN}] = \mathbf{1,13 \text{ N}}$$

Donde:

Fr = carga radial [kN].

Frm = carga radial mínima [kN].

kr = factor de carga radial mínima³².

No existe una fuerza radial externa al mecanismo, sin embargo, el requerimiento es tan bajo que el peso de los elementos es suficiente para cumplirlo.

Cargas a las que se somete el rodamiento

En esta aplicación la fuerza radial es mínima, solo se considerarán fuerzas axiales.

Se tienen tres estados principales de trabajo (ver Capítulo 4.):

- Situación estática con corte: máxima 4386N, habitual 1619N.
- Situación dinámica con corte: máxima 2740N, habitual 936N.
- Fuerza en vacío con velocidad de avance rápido: 478N.

Cuando se calculen tiempos de vida se utilizará el esfuerzo habitual, cuando se verifiquen sollicitaciones máximas se utilizarán las fuerzas máximas. El esfuerzo estático no se considerará en el cálculo de vida ya que actúa en una fracción mínima del giro del rodamiento.

Se considerará como forma más general que es igualmente probable el corte en ambos sentidos. Se conoce además que, en operación habitual de torno, cuando en un sentido se produce esfuerzo de corte, en el sentido contrario se produce un avance rápido debido a la carrera de retroceso.

Al ser dos rodamientos con distinta orientación, surgen 4 estados posibles para cada rodamiento. Cuando son configurados en "O" (espalda con espalda), los esfuerzos son:

- En corte a izquierda: rodamiento izquierdo con carga de corte y derecho sin carga.
- En avance rápido a derecha: rodamiento izquierdo sin carga y derecho con carga de avance rápido.
- En corte a derecha: rodamiento derecho con carga de corte e izquierdo sin carga.
- En avance rápido a izquierda: rodamiento izquierdo con carga de avance rápido y derecho sin carga.

En promedio la operación de cada rodamiento es:

- ¼ de la operación es con carga de corte

³⁴ SKF. pág. 492. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

- $\frac{1}{4}$ de la operación es con carga de avance rápido.
- $\frac{1}{4}$ de la operación es sin carga con velocidad de corte.
- $\frac{1}{4}$ de la operación es sin carga con velocidad de avance rápido.

Siendo que se busca el cálculo de la vida del rodamiento, se utilizará el valor de carga indicado para corte habitual (herramienta solicitada según la potencia de torno y a velocidad recomendada (Capítulo 7)).

Carga dinámica equivalente para pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

La ecuación de la carga dinámica equivalente "P" está dada por³⁵:

$$\text{si } F_a/F_r \leq 1,14 \rightarrow P = F_r + 0,55 F_a$$

$$\text{si } F_a/F_r > 1,14 \rightarrow P = 0,57 F_r + 0,93 F_a$$

Situación dinámica de corte:

$$F_a/F_r = \frac{936N}{\approx 0} > 1,14 \rightarrow P = 0,57 F_r + 0,93 F_a = 0,93 * 936N = \mathbf{870N}$$

Para la situación de corte el tornillo gira a **175 rpm**.

Fuerza en velocidad de avance rápido:

$$F_a/F_r = \frac{478N}{\approx 0} > 1,14 \rightarrow P = 0,57 F_r + 0,93 F_a = 0,93 * 478N = \mathbf{444,54N}$$

La velocidad de avance implica **760 rpm** del tornillo.

Cálculo de vida útil

El método del cálculo normalizado (DIN/ISO 281), se basa en la fatiga del material (formación de pitting) como causa del deterioro del rodamiento.

La fórmula de vida es:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{revoluciones}]$$

$L_{10} = L$: vida nominal [10^6 revoluciones].

C : Capacidad de carga dinámica [kN].

P : Carga dinámica equivalente.

p : Exponente de vida.

L_{10} es la vida nominal en millones de revoluciones alcanzada o rebasada en un 90% de los casos.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos

Si la carga y velocidades son variables se puede conseguir la P y n equivalentes según:

$$P = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \left(P_i^3 \frac{n_i}{n_m} \frac{q_i}{100} \right)}$$

³⁵ SKF. pág. 492. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

$$n_m = \sum_{i=1}^4 \left(n_i \frac{q_i}{100} \right)$$

Donde q_i es la proporción de tiempo que opera cada carga y n_i la velocidad.

Resumiendo, los estados de operación de cada rodamiento son:

- $\frac{1}{4}$ de la operación es con carga de corte ($q_1 = 870N$ $n_1 = 175$ rpm)
- $\frac{1}{4}$ de la operación es con carga de avance rápido. ($q_2 = 444.5N$ $n_2 = 760$ rpm)
- $\frac{1}{4}$ de la operación es sin carga con velocidad de corte. ($q_3 = 0N$ $n_3 = 175$ rpm)
- $\frac{1}{4}$ de la operación es sin carga con velocidad de avance rápido. ($q_4 = 0N$ $n_4 = 760$ rpm)

Debido a que el recorrido en la carrera de corte es igual al recorrido en la carrera de retorno rápido, el tiempo de cada operación es inversamente proporcional a la velocidad.

$$n_i * q_i * T = cte = distancia^{36} (d)$$

Agregamos la variable T para mostrar cómo se obtienen las proporciones de tiempo de operación, T es el periodo o el tiempo requerido para hacer un corte a izquierda por una longitud (d) dada y el correspondiente retorno rápido y luego un corte a derecha por la misma longitud con su correspondiente retorno rápido.

$$\sum_{i=1}^4 q_i = 1 \quad \Rightarrow \quad \frac{d/T}{n_1} + \frac{d/T}{n_2} + \frac{d/T}{n_3} + \frac{d/T}{n_4} = 1$$

$$\frac{d/T}{175} + \frac{d/T}{760} + \frac{d/T}{175} + \frac{d/T}{760} = 1 \Rightarrow d/T = 71.12$$

$$q_1 = q_3 = \frac{71.12}{175} = 0.406 \approx 41\%$$

$$q_2 = q_4 = \frac{71.12}{760} = 0.09 \approx 9\%$$

$$n_m = 175 \frac{41}{100} + 760 \frac{9}{100} + 175 \frac{41}{100} + 760 \frac{9}{100} = \mathbf{280}$$

$$P = \sqrt[3]{870^3 \frac{175}{280} \frac{41}{100} + 445^3 \frac{760}{280} \frac{9}{100} + 0^3 \frac{175}{280} \frac{41}{100} + 0^3 \frac{760}{280} \frac{9}{100}} = \mathbf{575N}$$

Retomando la fórmula de cálculo de vida:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{10400}{575} \right)^3 \cong \mathbf{5916 \times 10^6 rev}$$

Se puede terminar el tiempo de vida del rodamiento a velocidad constante según, se utilizara como aproximación la velocidad n_m :

$$L_{h10} = L_h = \frac{L_{10} 10^6}{n 60} [h] = \frac{5916 \times 10^6}{280 * 60} [h] = \mathbf{3,52 \times 10^5 [h]}$$

Cálculo de vida útil SKF

En este caso se consideran otros factores como la condición de lubricación k , el nivel de contaminación n_c , la instalación adecuada y otras condiciones del ambiente de operación.

Esta dada por:

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm}$$

Dónde:

L_{nm} = vida nominal.

L_{nmh} = vida nominal SKF.

L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%).

a_1 = factor de ajuste de la vida útil para una mayor confiabilidad.

a_{SKF} = factor SKF de modificación de la vida.

De la Tabla 18 se toma el índice a_1 , se adopta $a_1=1$ para confiabilidad del valor obtenido del 90%.

Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
%	n	L_{nm} millones de revoluciones	a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Tabla 18. Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1 ³⁷.

Para el cálculo del factor a_{SKF} se requiere determinar la condición de lubricación.

Relación k :

$$k = \frac{v}{v_1}$$

Donde:

k : Tasa de viscosidad.

v : Viscosidad de funcionamiento real del lubricante [mm^2/s].

v_1 : Viscosidad nominal del lubricante según el diámetro medio del rodamiento y la velocidad de giro [mm^2/s].

Del punto de cálculo de carga radial (página 72) se tiene que la viscosidad cinemática a 50 °C (máxima temperatura que se presume de operación) es $v(50) = 74,6 \text{ cSt}$

³⁷ SKF. Tabla 1 pág. 65. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

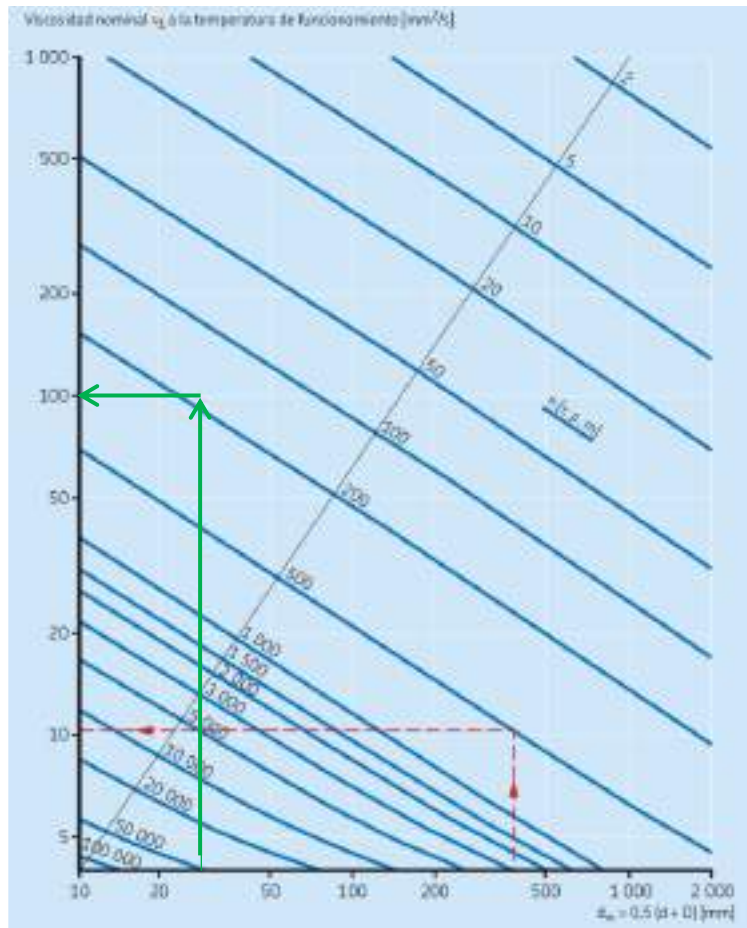


Fig. 38. Viscosidad nominal a la temperatura de funcionamiento³⁸.

En este caso el diámetro medio es de $d_m = 0,5 \cdot (17+40) = 28,5$ [mm]. Siendo peor caso una velocidad lenta se utiliza la velocidad de corte de 175rpm en el tornillo, siguiendo la flecha de trazo continuo en la Fig. 38 se tiene:

$$v_1 \cong 100 \text{ cSt}$$

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{74,6}{100} = 0,75$$

Se requiere una relación de viscosidad mínima de $k = 1$ para separar las superficies de contacto de los rodamientos. Las condiciones de película total se generan cuando $k \geq 4$, es decir, cuando se forma una película hidrodinámica suficiente para una lubricación adecuada. En las aplicaciones donde $k < 1$, no se puede formar una película hidrodinámica suficiente y es posible que haya contacto entre metales. Para prolongar la vida útil del rodamiento, se debieran usar lubricantes que contengan aditivos antidesgaste o para presión extrema³⁹.

En la aplicación habrá que controlar la temperatura de operación y modificar la grasa utilizada para incorporación de aditivos EP o mayor viscosidad en caso de ser requerido.

Nivel de contaminación n_c :

Los rodamientos serán instalados en un soporte con sellos para evitar el ingreso de suciedad y serán engrasados convenientemente.

³⁸ SKF. pág. 72. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

³⁹ SKF. pág. 241. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

Se supone entonces según las indicaciones del fabricante⁴⁰ una condición de “**gran limpieza**”, en esta categoría de limpieza y con diámetro medio del rodamiento $d_m < 100\text{mm}$, resulta $0,5 < n_c < 0,6$, se adopta $n_c = 0,55$.

Cálculo a_{SKF} :

Se obtiene el valor a_{SKF} a partir de la gráfica para rodamientos radiales de bolas de la Fig. 39.

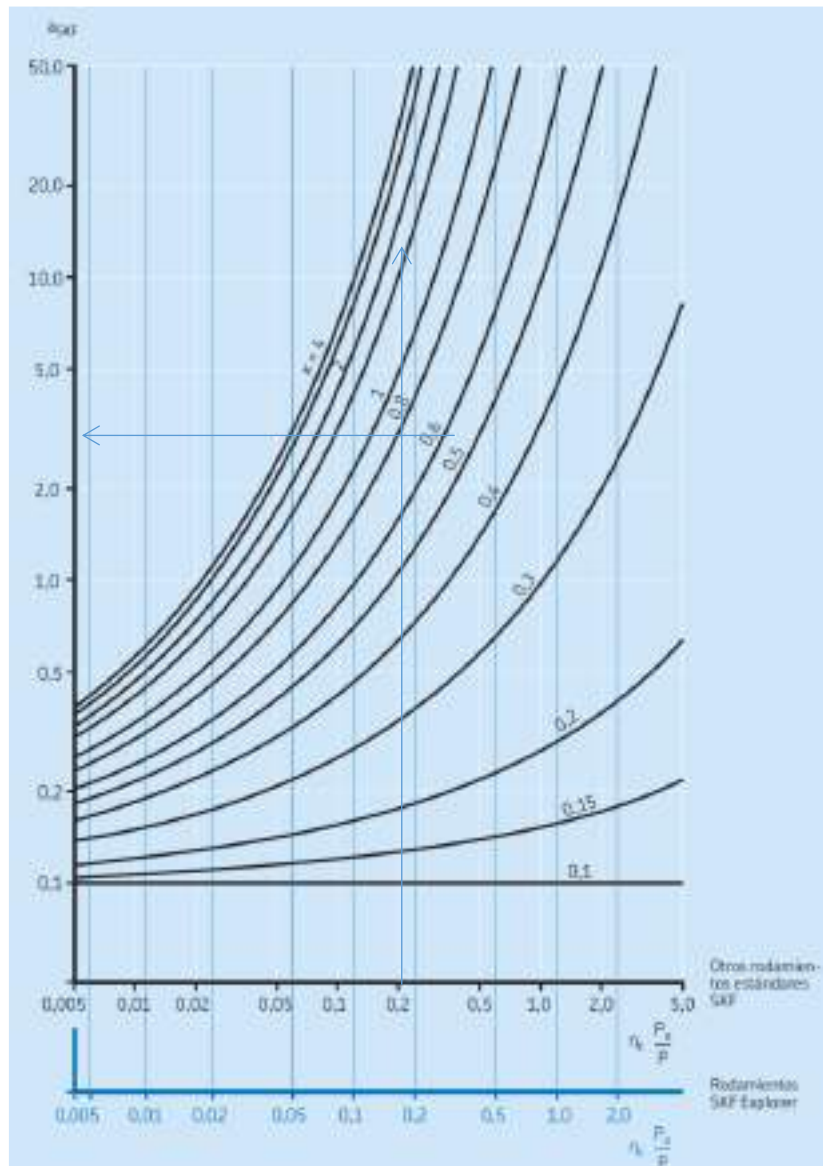


Fig. 39. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas⁴¹.

Se requiere en el eje de abscisas:

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0,55 \frac{0,236\text{kN}}{0,575\text{kN}} = 0,23$$

Donde P_u es la carga límite de fatiga indicado en la Tabla 16.

Resulta $a_{SKF} \cong 3$

Retomamos y reemplazamos la ecuación de vida SKF:

⁴⁰ SKF. pág. 74. “P U B B U / P 1 10000 / 2 E S” (2015), SKF Rolling bearings.

⁴¹ SKF. pág. 66. “P U B B U / P 1 10000 / 2 E S” (2015), SKF Rolling bearings.

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1 * 3 * \left(\frac{10400}{575}\right)^3 = 17,8x10^3 \text{ millones de rev} = \mathbf{17,8x10^9 rev}$$

El tiempo de vida del rodamiento a la velocidad media resulta:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm} = \frac{10^6}{60 * 280} 17,8x10^3 = \mathbf{1,06 x10^6 horas}$$

Carga mínima requerida (regla genérica)

Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio, los rodamientos de bolas y de rodillos deben estar siempre sometidos a una carga mínima, para los rodamientos de bolas la carga mínima es $0,01 C$ (C = capacidad de carga del rodamiento [kN]) $0,01C = 0,01 * 10,4[kN] = 104 N$. El valor de P cumple con la carga mínima requerida dada por la precarga.

Carga estática del rodamiento para pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

Permite determinar la seguridad a las deformaciones plásticas, se consideran velocidades inferiores a los 10 rpm. En este caso se calcula la carga equivalente estática⁴² con la carga máxima que debe soportar el rodamiento. Del punto "Cargas a las que se somete el rodamiento" se tiene una fuerza axial de 4386N.

$$P_0 = F_r + 0,52 F_a = 0,52 * 4386 = \mathbf{2281N}$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{5500}{2281} = 2,41$$

s_0 : Factor de seguridad estática.

C_0 : Capacidad de carga estática [kN]

P_0 : Carga estática equivalente [kN].

De la referencia⁴³ se tiene un valor orientativo de S_0 mayor a 2 para "requisitos de rendimiento superior" y "tipo de funcionamiento con cargas de choque". Este es el peor caso indicado para rodamientos de bolas, con lo que se cumple con este requerimiento.

Velocidad admisible

Se tienen dos velocidades límites para el rodamiento, la velocidad de referencia (térmica) y la velocidad límite (mecánica)⁴⁴. Para rodamientos montados de a pares la velocidad admisible debe ser reducida al 80%.

Velocidad de referencia: $20000 \text{ r.p.m} * 80\% = 16000 \text{ r.p.m}$.

Velocidad límite: $20000 \text{ r.p.m} * 80\% = 16000 \text{ r.p.m}$.

Estas velocidades pueden ser alcanzadas en las siguientes condiciones:

- Cargas ligeras, carga radial $P=0,05 C_0$, carga axial $P=0,02 C_0$.
- Aumento nominal de temperatura de 50°C respecto de la temperatura ambiente de 20°C .
- Buenas condiciones de lubricación y limpieza.
- Juego interno normal.

⁴² SKF. pág. 492 "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

⁴³ Tabla 11 pág. 89. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

⁴⁴ SKF. pág. 118. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

La velocidad máxima de giro se da para el avance rápido de 3,8m/min y equivale a 760 r.p.m. Si bien las condiciones en que se pueden alcanzar las velocidades de referencia y límite no son las mismas que en operación, la velocidad máxima de operación resulta muy por debajo de los límites, con lo que se considera que la velocidad de giro no afectará al rodamiento.

Rodamiento de extremo soportado para el tornillo del eje Z

Este rodamiento no debe soportar fuerzas axiales o radiales de consideración, la selección del mismo dependerá de la geometría de las partes preestablecidas. Por lo cual la terminación del eje resulta de la recomendaciones dada por el fabricante de los tornillos (Fig. 17). En estas el diámetro del agujero es de 17mm y el ancho máximo de 12mm.

El rodamiento estándar *6203 cumple con lo anterior y tiene el mismo diámetro externo que los rodamientos para el extremo fijo. En este caso el rodamiento se seleccionará sellado por facilidad en la implementación.

Parte *6203 – 2RSL o *6203 – 2RSH (cambia la forma de las obturaciones).

d=17 (diámetro interno).

D=40 (diámetro externo).

B=12 (ancho).

Con obturaciones.

Diseño optimizado SKF explorer.

Rodamientos de extremo fijo para el tornillo del eje X

Las fundamentaciones y teoría para los cálculos de este punto ya fueron presentados en el mismo ítem para el eje Z por lo que se intentará no duplicar la información y resumir el contenido a los cálculos.

Aspectos generales

Este eje tiene un extremo fijo y el otro extremo se encuentra libre por lo que solo tiene rodamientos en el extremo fijo.

Las restricciones geométricas permiten la utilización de dos rodamientos 7301 BEP, a continuación, se verificará el correcto comportamiento de los mismos.

Por facilidad de implementación se selecciona la implementación en “O” y para permitir el ajuste del huelgo se inserta un suplemento (aro) separador entre los aros externos de los rodamientos.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones ¹⁾	Rodamiento de diseño básico
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento de emparejamiento universal	
mm			kN		kN	r.p.m.		kg	-	
10	30	9	7,02	3,35	0,14	30 000	30 000	0,03	7200 BECBP	7200 BEP
12	32	10	7,61	3,8	0,16	26 000	26 000	0,036	7201 BECBP	7201 BEP
	37	12	10,6	5	0,208	24 000	24 000	0,06	#	7301 BEP

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo				
d	d ₁	d ₂	D ₁	r _{1,2} mín.	r _{3,4} mín.	a	d _a mín.	D _a máx.	D _b máx.	r _a máx.	r _b máx.
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
10	18,3	14,6	22,9	0,6	0,3	13	14,2	25,8	27,6	0,6	0,3
12	20,2	16,6	25	0,6	0,3	14	16,2	27,8	30	0,6	0,3
	21,8	17	28,3	1	0,6	16,3	17,6	31,4	32,8	1	0,6

Tabla 19. Dimensiones y características de rodamientos de contacto angular.

Para ubicación de las dimensiones indicadas en la Tabla 19, referirse al esquema de la Fig. 37.

La grasa utilizada será la misma utilizada para los rodamientos del tornillo en el eje Z. Las tolerancias para el diámetro del asiento del eje y del alojamiento del rodamiento se encuentran en el mismo rango que el rodamiento para el eje Z. Ver la Tabla 14 (Pág. 56).

Carga axial mínima para los pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

Se realizará el cálculo para un desplazamiento rápido de 1,9m/min, correspondiente al movimiento en vacío del eje X:

$$n = \frac{V. \text{avance}}{\text{paso del tornillo}} = \frac{1,9 \text{ m/min}}{5 \text{ mm/rev}} = 380 \text{ rpm}$$

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{37 + 12}{2} = 24,5$$

$$F_{am} = K_a \frac{C_0}{1000} \left(\frac{n d_m}{100000} \right)^2 = 1,6 \frac{5}{1000} \left(\frac{380 * 24,5}{100000} \right)^2 = 6,93 \times 10^{-5} [\text{kN}] = \mathbf{0,07 [N]}$$

Donde:

C₀ = capacidad de carga estática básica [kN].

d_m = diámetro medio del rodamiento [mm]= 0,5 (d + D).

F_a = carga axial [kN].

F_{am} = carga axial mínima [kN].

k_a = factor de carga axial mínima.⁴⁵

n = velocidad de giro [r. p. m.].

La carga de trabajo supera la carga mínima requerida con lo que se cumple el requerimiento.

Carga radial mínima para los pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

Para el cálculo se requiere la viscosidad del aceite, según se calculó para el eje Z la viscosidad resulta de 74,6cSt.

⁴⁵ SKF. Tabla 9 pág. 494. "P U B B U / P 1 10000/ 2 E S" (2015), SKF Rolling bearings.

La carga radial mínima es:

$$F_{rm} = K_r \left(\frac{v n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{1000} \right)^2 = 0,1 \left(\frac{74,6 * 380}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{24,5}{1000} \right)^2 = 5,58 \times 10^{-4} [kN] = \mathbf{0,56N}$$

Donde:

Fr = carga radial [kN].

Frm = carga radial mínima [kN].

kr = factor de carga radial mínima³².

No existe una fuerza radial externa al mecanismo, sin embargo, el requerimiento es tan bajo que el peso de los elementos es suficiente para cumplirlo.

Cargas a las que se somete el rodamiento

En esta aplicación la fuerza radial es mínima, solo se considerarán fuerzas axiales.

- Situación estática con corte: máxima 2970N, habitual 1015N
- Situación dinámica con corte: máxima 2592N, habitual 876N.
- Fuerza en velocidad de avance rápido: 248N.

Carga dinámica equivalente para pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

Situación de corte habitual:

$$F_a/F_r > 1,14 \rightarrow P = 0,57 F_r + 0,93 F_a = 0,93 * 876N = \mathbf{814N}$$

Para la situación de corte habitual el tornillo gira a **175 rpm**.

Fuerza en velocidad de avance rápido:

$$F_a/F_r > 1,14 \rightarrow P = 0,57 F_r + 0,93 F_a = 0,93 * 248N = \mathbf{230N}$$

La velocidad de avance implica **380rpm** del tornillo.

Cálculo de vida útil

Cálculo de revoluciones promedio:

$$n_m = 175 \frac{34}{100} + 380 \frac{16}{100} + 175 \frac{34}{100} + 380 \frac{16}{100} = \mathbf{240}$$

Cálculo de carga equivalente:

$$P = \sqrt[3]{814^3 \frac{175}{240} \frac{34}{100} + 230^3 \frac{380}{240} \frac{16}{100} + 0^3 \frac{175}{280} \frac{34}{100} + 0^3 \frac{760}{280} \frac{16}{100}} = \mathbf{515N}$$

Cálculo de cálculo de vida:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{10600}{515} \right)^3 \cong \mathbf{8719 \times 10^6 rev}$$

El tiempo de vida del rodamiento a velocidad constante si se utiliza la velocidad promedio n_m :

$$L_{h10} = L_h = \frac{L_{10} 10^6}{n 60} [h] = \frac{8719 \times 10^6}{240 * 60} [h] = \mathbf{6,06 \times 10^5 [h]}$$

Cálculo de vida útil SKF

Valor de confiabilidad igual al adoptado en el eje Z (90%). De la Tabla 18 se toma el índice a_1 , se adopta $a_1=1$.

Del punto "Carga radial mínima para los pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"" se tiene que la viscosidad cinemática a 50 °C es $\nu(50) = 74,6 \text{ cSt}$.

En este caso el diámetro medio es de $d_m = 0,5 * (12+37) = \mathbf{24,5 [mm]}$. Siendo peor caso una velocidad lenta se utiliza la velocidad de corte de 175rpm en el tornillo, de la Fig. 38 se tiene un valor aproximadamente igual al indicado para el eje Z: $v_1 \cong 100 \text{ cSt}$.

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{74,6}{100} = \mathbf{0,75}$$

Nuevamente como en el caso del eje Z, se requiere una relación de viscosidad mínima de $k = 1$ para separar las superficies de contacto de los rodamientos. Para prolongar la vida útil del rodamiento, se deben usar lubricantes que contengan aditivos antidesgaste o para presión extrema.

Nivel de contaminación n_c :

$$n_c = \mathbf{0,55}.$$

Cálculo a_{SKF} :

Se obtiene el valor a_{SKF} a partir de la gráfica para rodamientos radiales de bolas de la Fig. 39 con un valor en el eje de abscisas:

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0,55 \times \frac{0,208}{0,515} = 0,22$$

Resulta $a_{SKF} \cong \mathbf{3}$

Ecuación de vida SKF

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1 * 3 * \left(\frac{10600}{515}\right)^3 = 26,2 \times 10^3 \text{ millones de rev} = \mathbf{26,2 \times 10^9 \text{ rev}}$$

El tiempo de vida del rodamiento a la velocidad media resulta:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm} = \frac{10^6}{60 240} 26,2 \times 10^3 = \mathbf{1,82 \times 10^6 \text{ horas}}$$

Carga mínima requerida (regla genérica)

Carga mínima es $0,01 \times C = 0,01 \times 10,6[\text{kN}] = 106 \text{ N}$. El valor de P cumple con la carga mínima requerida dada por la precarga.

Carga estática del rodamiento para pares de rodamientos dispuestos en "O" o "X"

Del punto "

Cargas a las que se somete el rodamiento" se tiene una fuerza axial (carga equivalente estática) de 2970N.

$$P_0 = F_r + 0,52 F_a = 0,52 * 2970 = \mathbf{1544}$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{5000}{1544} = 3,23$$

Como en el caso del eje Z se tiene un valor orientativo de S_0 mayor a 2, con lo que se cumple con este requerimiento.

Velocidad admisible

Velocidad de referencia: 24000 r.p.m x 80% =19200 r.p.m.

Velocidad Limite: 24000 r.p.m x 80% =19200 r.p.m.

La velocidad máxima de giro se da para el avance rápido de 1,9m/min y equivale a 380 r.p.m. Se considera que la velocidad máxima de giro no afectará al rodamiento.

Se puede concluir que los rodamientos y las disposiciones elegidas cumplen holgadamente con las verificaciones realizadas para las condiciones de trabajo propuestas. Se requerirá el uso de aditivos de alta presión para una correcta lubricación por la baja velocidad de giro.

Como ejemplo de este tipo de grasas es la "Shell Gadus S2 V220". Es una grasa multipropósito de alto rendimiento con características de extrema presión. Elaborada en base a aceites minerales con alto índice de viscosidad mezclado con un jabón mixto de litio/calcio como espesante, contienen aditivos para extrema presión, antioxidantes, antidesgaste y anticorrosión. Además, contiene disulfuro de molibdeno que le permite brindar resistencia a las cargas de choque.

Capítulo 6. Verificación de capacidades de carros

Fuerza de desplazamiento disponible en los ejes

Cálculo de fuerza y velocidad disponible eje Z

Los motores que se emplearán presentan una curva torque vs velocidad descendiente, por lo cual debe verificarse su aplicabilidad en diferentes situaciones, sería incorrecto verificar solo su valor nominal.

Se requiere convertir esta especificación en fuerza axial disponible en el tornillo respecto de la velocidad de avance del carro. Se presenta, como primera posibilidad más deseable (por simplicidad de fabricación) el acoplamiento directo del tornillo al eje sin relación de transmisión. Con objeto de facilitar el proceso de cálculo se digitaliza la curva de torque vs velocidad del motor de la Fig. 6, esta curva se presenta digitalizada en la Fig. 40.

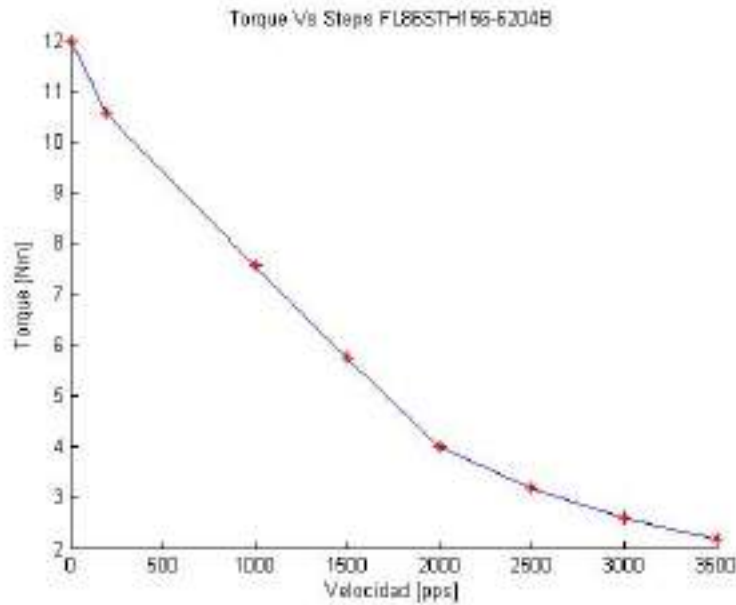


Fig. 40. Digitalización de la curva presentada en la Fig. 6.

Se tiene del manual de tornillos de bolas recirculantes de Hiwin⁴⁶ las ecuaciones que se presentan a continuación y que permiten relacionar el torque con la fuerza axial en el tornillo.

$$F_b = \frac{2 \pi T_a \eta_1}{l}$$

T_a : Torque aplicado.

F_b : Fuerza Axial.

l : Paso del tornillo.

η_1 : Eficiencia mecánica (0,9-0,95)

$$\eta_1 = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \beta)}$$

$$\tan(\alpha) = \frac{l}{\pi D_m}$$

D_m : Diámetro medio en la rosca del tornillo (pitch circle diameter of screw shaft).

$$\tan(\beta) = \mu$$

μ : Coeficiente de fricción (0,003~0,01). Se selecciona el peor caso de 0,01.

Resulta en una eficiencia mecánica η_1 de 0,86.

Se convierte la velocidad de pps (paso por segundo) a velocidad axial. Considerando que este motor posee 200 pasos por revolución y el paso del tornillo es de 5mm. Se tiene:

$$V_{axial} = V_{pps} \frac{1,8^\circ}{\text{paso}} \frac{\text{revolución}}{360^\circ} \frac{\text{lead}}{\text{revolución}}$$

⁴⁶ "Ballscrews Technical Information", HIWIN Motion Control and System Technology.

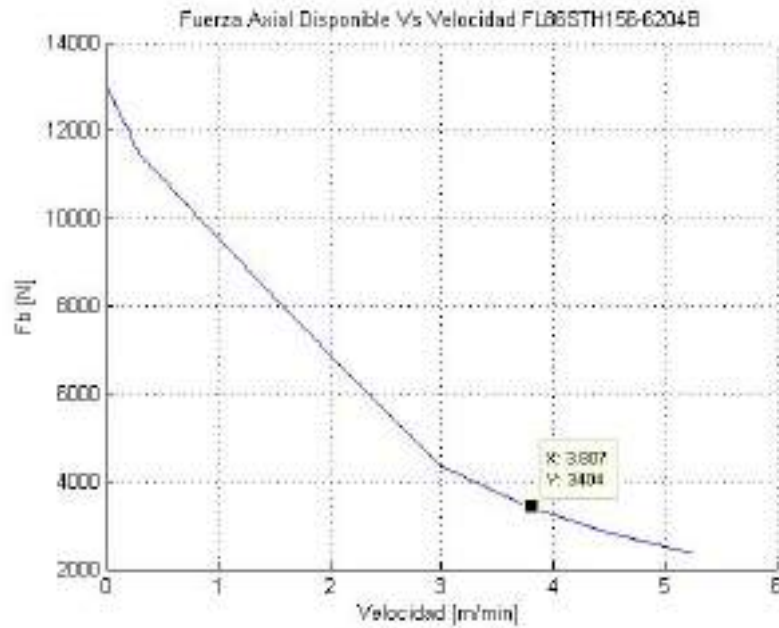


Fig. 41. Fuerza axial disponible en función de la velocidad eje Z.

La curva de la Fig. 41 se utilizará junto con la información de las solicitaciones para verificar que las capacidades de los elementos son suficientes. Este análisis se presentará en el punto “Verificación de requerimientos en el eje Z”, Pág. 87.

Cálculo de fuerza y velocidad disponible eje X

Nuevamente se digitaliza la curva de torque vs velocidad de paso completo del motor dada en la Fig. 8, esta curva se presenta digitalizada en la Fig. 42.

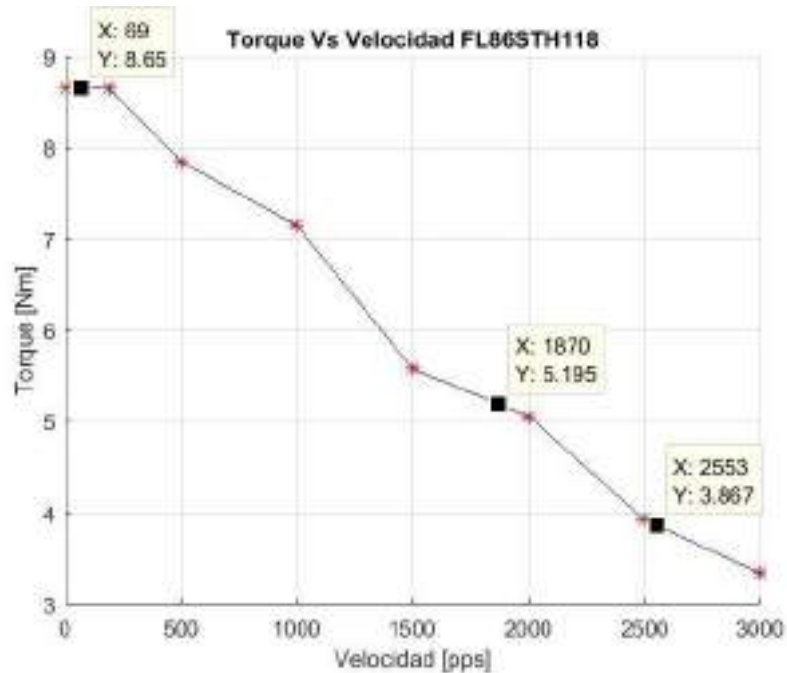


Fig. 42 Digitalización de la curva presentada en la Fig. 8.

Siguiendo el mismo desarrollo presentado para el eje Z, pero considerando además la existencia de una reducción 2:1 ubicada entre el motor y el tornillo, se obtiene la fuerza axial en función de la velocidad en el carro y se presenta en la Fig. 43. Se incluyen en la curva las limitaciones impuestas por la capacidad del tornillo limitando el esfuerzo estático máximo a 12000N y el dinámico a 6654N.

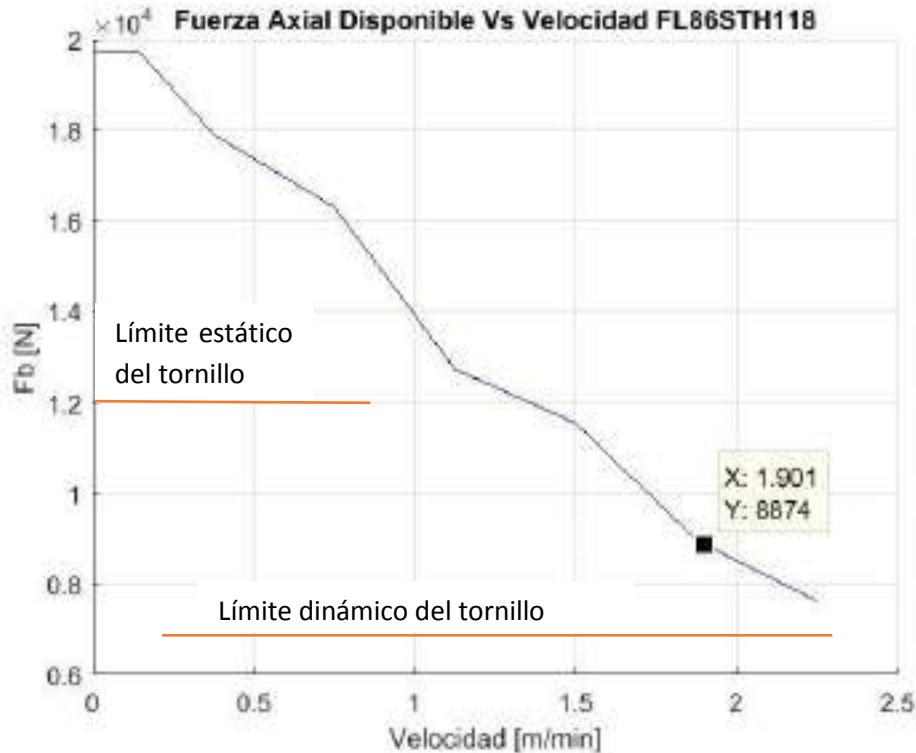


Fig. 43 Fuerza axial disponible en función de la velocidad eje X.

La curva se utilizará junto con los cálculos de esfuerzo requerido en el eje X para verificar el cumplimiento de las capacidades de esfuerzo en el punto "Verificación de requerimientos en el eje X", Pág. 88.

Verificación de requerimientos en el eje Z

Se transcriben los datos útiles del resumen de fuerzas (Pág. 24) para este eje:

Rozamiento estático máximo entre bancada y carro con carga adicional de esfuerzo de corte = 2086N.

Rozamiento estático habitual entre bancada y carro con carga adicional de esfuerzo de corte = 850N.

Esfuerzo de corte normal máximo = 2300N.

Esfuerzo de corte normal habitual = 769N.

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico máximo = 440,9N.

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico habitual = 127N.

Fuerza en vacío con velocidad de avance rápido = 478N.

Eje Z situación estática

Esfuerzo máximo a vencer = 2086N + 2300N = 4386N

Esfuerzo habitual a vencer = 850N + 769N = 1619N

De la curva de fuerza axial Vs Velocidad (Fig. 41 Pág. 86) para velocidad 0 se dispone de 13000N.

Se verifica la capacidad del motor para iniciar el desplazamiento en presencia de las cargas.

Eje Z situación dinámica

Esfuerzo máximo a vencer a 1,4m/min= $440,9N + 2300N = 2740,9N$

Esfuerzo habitual a vencer a 0,875m/min= $127N + 769N = 936N$

De la curva de fuerza axial Vs Velocidad (Fig. 41) para velocidad 1,4m/min se dispone de 8500N y a menor velocidad mayor empuje superando los requerimientos necesarios.

Se verifica que el motor tiene la capacidad para realizar los desplazamientos a estas velocidades, con las situaciones de carga propuestas.

Eje Z avance rápido

Para el avance rápido solo se debe vencer el esfuerzo viscoso que resulto de 478N.

A la velocidad de 3,8m/minuto en el tornillo se disponen de 3404N con lo cual se verifica la capacidad de desplazamiento a esta velocidad.

Conclusión

Se concluye que un acople directo (sin relación de transmisión) permitiría un funcionamiento adecuado en el eje Z (longitudinal).

Verificación de requerimientos en el eje X

Se realizará el mismo análisis empleado para el eje Z, pero en este caso se tiene en cuenta que la transmisión se realiza con una reducción 2:1 mediante poleas, como se adelantó previamente. Se transcriben los datos útiles del resumen de fuerzas (Pág. 28) para este eje:

Rozamiento estático máximo entre carro transversal y carro longitudinal con carga adicional de esfuerzo de corte = 670N.

Rozamiento estático habitual entre carro transversal y carro longitudinal con carga adicional de esfuerzo de corte = 246N.

Esfuerzo de corte normal máximo = 2300N.

Esfuerzo de corte normal habitual = 769N.

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico máximo= 291,7N.

Esfuerzo viscoso o Rozamiento dinámico habitual = 107N.

Fuerza en vacío con velocidad de avance rápido = 248N.

Fuerza radial en el eje del motor en uso normal y en condición de bloqueo es de 54,9 N y 356N respectivamente.

Eje X situación estática

Esfuerzo máximo a vencer = $670N + 2300N = 2970N$

Esfuerzo habitual a vencer = $246N + 769N = 1015N$

De la curva de fuerza axial Vs Velocidad (Fig. 43 Pág.87) para velocidad 0 se dispone de 12000N dado por la limitación del tornillo.

Se verifica la capacidad del motor y del tornillo para iniciar el desplazamiento con estas cargas presentes.

Eje X situación dinámica

Esfuerzo máximo a vencer a 1,4m/min (1866pps) = 291,7N + 2300N ≈ 2592N

Esfuerzo habitual a vencer a 0,875m/min = 107N + 769N = 876N

De la curva de fuerza axial Vs Velocidad (Fig. 43) se observa la limitación dada para la capacidad dinámica del tornillo en 6654N, este valor puede ser encontrado además en la tabla de la Fig. 10 Pág. 34.

Se verifica la capacidad del motor y del tornillo para realizar el desplazamiento en las condiciones propuestas.

Eje X avance rápido

Para el avance rápido solo se debe vencer el esfuerzo viscoso que resulto de 248N.

El motor indica a 2500pps un torque de 3,86Nm (45 % del nominal) (Fig. 42. Pág. 86) este valor puede ser afectado por la configuración de la alimentación del motor.

Afectando al torque disponible por la relación de poleas (2x) y por la relación de trabajo del tornillo ($2 \times \pi \times 1\text{m} / 5\text{mm} = 1256$) (sin considerar eficiencia), se tiene el empuje axial del tornillo $3,86 \times 2 \times 1256 \approx 9700\text{N}$.

A la velocidad de 1,9m/minuto en el tornillo se disponen de 9700N (limitados a 6654N por la capacidad del tornillo) con lo cual se verifica la capacidad de desplazamiento a esta velocidad.

Esfuerzo radial en el eje del motor

El esfuerzo radial límite sobre este eje es de 220N según sus especificaciones (Tabla 5. Pág. 31). En uso normal el esfuerzo radial es máximo de 54,9N, en este caso se cumple con las especificaciones.

Ante la condición de bloqueo del movimiento (falla) de avance del carro se calculó una fuerza tangencial de 356N.

Si bien se supera el límite indicado de 220N y aunque la especificación del motor no lo indique, se entiende que esta limitación se relaciona con la falla prematura de los rodamientos y se da cuando la operación supera el límite de manera habitual o prolongada en el tiempo. En nuestro caso la duración del esfuerzo es mínima, incluso posiblemente sin giro del motor con lo cual no se espera produzca una falla del motor.

Si se quisiera limitar el esfuerzo es posible hacerlo ajustando la corriente en el driver (cambiando la posición de un switch). Para ello, modificar la corriente originalmente ajustada de 2,84 Amp a 1,91Amp. De este modo no se superaría en ningún momento la carga segura para el motor.

Conclusión

Se concluye que la implementación permitiría un funcionamiento adecuado en el eje X (transversal).

Capítulo 7. Husillo

Soporte actual de husillo

Originalmente el soporte del husillo del lado del plato (derecho) se compone de un buje cónico de bronce en la caja de velocidades y un cono en el eje del husillo (Fig. 44). La lubricación es manual y debe realizarse al iniciar cada trabajo y periódicamente. Este soporte tiene por objeto absorber los esfuerzos radiales generados durante la operación de corte.

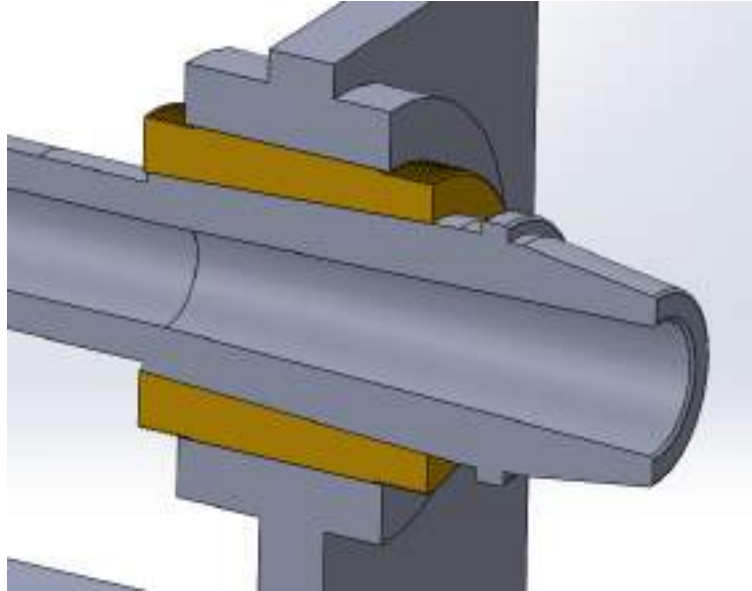


Fig. 44. Vista de corte de husillo con soporte de buje cónico.

El soporte del husillo se completa con dos rodamientos, uno axial y otro de rodillos cónicos, ubicados en lado opuesto al plato (izquierdo). El principal soporte de los esfuerzos axiales en el sentido izquierdo es el rodamiento axial (no el buje cónico). El rodamiento cónico izquierdo sostiene al husillo tensionando hacia el lado izquierdo, precargando el rodamiento axial, eliminando de esta forma el juego axial del husillo.

De acuerdo a las dimensiones relevadas de los rodamientos del lado izquierdo, estos resultan ser 30207 y 51107, siendo sus características y capacidades:

Rodamiento de contacto angular lado izquierdo 30207:

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	63.2	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	56	kN
Carga límite de fatiga	P_u	6.1	kN
Velocidad de referencia		8000	r/min
Velocidad límite		9500	r/min
Factor de cálculo	e	0.37	
Factor de cálculo	Y	1.6	
Factor de cálculo	Y_0	0.9	

Rodamiento axial de bolas similar al 51107:

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	19.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	51	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.86	kN
Velocidad de referencia		5600	r/min
Velocidad límite		7500	r/min
Factor de carga mínima	A	0.013	

Con el objeto de poder aumentar la velocidad y confiabilidad de operación del husillo se propone el reemplazo del buje (lado plato) por un rodamiento. El nuevo rodamiento, si bien reemplaza un buje cónico, tiene por objeto soportar solo esfuerzo radial, aunque si se instalara un rodamiento con capacidad de carga radial y axial, el rodamiento axial del lado izquierdo podría eliminarse.

Selección de rodamiento para husillo lado del plato

Búsqueda de rodamiento sin modificación de la fundición de la caja.

La selección del rodamiento para el husillo se basó fundamentalmente en la disponibilidad espacial para el alojamiento del nuevo componente. Inicialmente se buscó la instalación de un rodamiento que pueda ser instalado en el alojamiento disponible sin modificación de la caja de fundición. Para su instalación se requiere construir un buje que incluya el alojamiento para el rodamiento y mecanizar en el eje del husillo el asiento para el rodamiento.

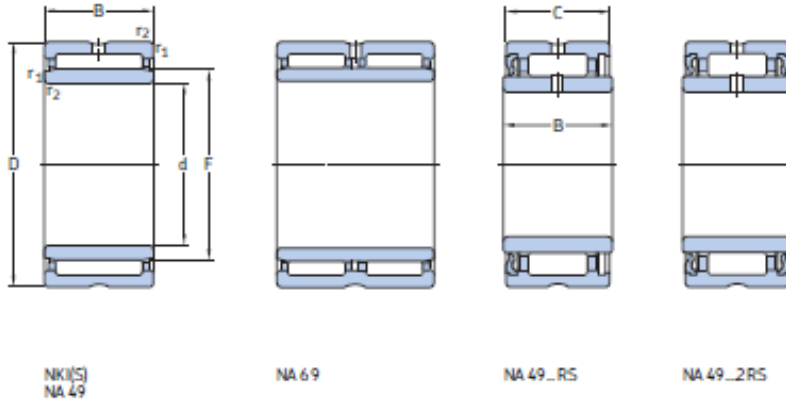
Según un relevamiento de las geometrías involucradas, se dispone de un espacio para el alojamiento del rodamiento y buje soporte de diámetro externo de 71 mm y diámetro interno superior a 50 mm.

Se descartaron inicialmente los rodamientos de rodillos cónicos por la elevada relación D/d (diámetro externo / diámetro interno). A continuación, se muestra un ejemplo de esto con el caso del rodamiento N°32008 X/Q, cuyo diámetro exterior es algo inferior a los 71mm de límite. En este caso el diámetro interno resulta inferior al husillo en secciones medias del mismo y resulta además mínima la sección resistente del buje de adaptación. Por estos motivos no sería aplicable esta solución. Se pasa a la selección de un rodamiento tipo de fideos o agujas.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r.p.m.		kg	-	-
40	68	19	52.8	71	7.65	7000	9500	0.28	32008 X/Q	30D
	75	26	79.2	104	11.4	6700	9000	0.5	33108/Q	20E
	80	19.75	61.6	68	7.65	6300	8500	0.42	30208 J2/Q	30B
	80	24.75	74.8	86.5	9.8	6300	8500	0.53	32208 J2/Q	30C
	80	32	105	132	15	5600	8500	0.73	33208/QCL7C	20E
	85	33	121	150	17.3	6000	9000	0.9	T2EE 040/QV8134	20E
	90	25.25	85.8	95	10.8	6000	8000	0.73	30308 J2/Q	2FB
	90	25.25	85	81.5	9.5	5600	7500	0.72	* 31308 J2/QCL7C	7FB
	90	35.25	117	140	16	5300	8000	1.05	32308 J2/Q	2FD

Del catálogo de skf “Needle roller bearings” el modelo NKI 50/25 resulta geoméricamente adecuado, las características de rodamiento son las siguientes:

Needle roller bearings with machined rings with flanges, with an inner ring
d 35 – 50 mm



Principal dimensions	Basic load ratings			Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation		
	d	D	B		C	C ₀			P ₀	Reference speed
mm	kN			kN	r/min		kg	-		
35	50	20	-	29,7	60	7,5	10 000	11 000	0,13	NKI 35/20 TN
	50	30	-	38	83	10,4	10 000	11 000	0,19	NKI 35/30
	55	20	-	31,9	54	6,7	9 500	11 000	0,17	NA 4907
	55	21	20	27	43	5,3	-	4 800	0,18	NA 4907 RS
	55	21	20	27	43	5,3	-	4 800	0,18	NA 4907.2RS
	55	36	-	48,4	93	11,4	9 500	11 000	0,31	NA 6907
58	22	-	39,1	61	7,5	9 000	10 000	0,22	NKIS 35	
38	53	20	-	27,5	55	6,8	9 500	11 000	0,13	NKI 38/20
	53	30	-	40,2	90	11,2	9 500	11 000	0,21	NKI 38/30
40	55	20	-	31,4	65,5	8,3	9 000	10 000	0,14	NKI 40/20 TN
	55	30	-	45,7	108	13,7	9 000	10 000	0,22	NKI 40/30 TN
	62	22	-	42,9	71	8,8	8 000	9 500	0,23	NA 4908
	62	23	22	36,9	58,5	7,1	-	4 000	0,25	NA 4908 RS
	62	23	22	36,9	58,5	7,1	-	4 000	0,25	NA 4908.2RS
	62	40	-	67,1	125	15,3	8 000	9 500	0,43	NA 6908
42	57	20	-	29,2	61	7,65	8 500	10 000	0,15	NKI 42/20
	57	30	-	41,8	98	12,5	8 500	10 000	0,22	NKI 42/30
45	62	25	-	42,9	91,5	11,2	8 000	9 000	0,22	NKI 45/25 TN
	62	35	-	58,3	137	17	8 000	9 000	0,31	NKI 45/35 TN
	68	22	-	45,7	78	9,65	7 500	8 500	0,27	NA 4909
	68	23	22	39,1	64	7,8	-	3 800	0,29	NA 4909 RS
	68	23	22	39,1	64	7,8	-	3 800	0,29	NA 4909.2RS
	68	40	-	70,4	137	17	7 500	8 500	0,50	NA 6909
72	22	-	44,6	78	9,8	7 000	8 000	0,34	NKIS 45	
50	68	25	-	40,2	88	10,8	7 500	8 500	0,26	NKI 50/25
	68	35	-	52,3	122	15,3	7 500	8 500	0,38	NKI 50/35
	72	22	-	47,3	85	10,6	7 000	8 000	0,27	NA 4910
	72	23	22	40,2	69,5	8,5	-	3 400	0,30	NA 4910 RS
	72	23	22	40,2	69,5	8,5	-	3 400	0,30	NA 4910.2RS
	72	40	-	73,7	150	18,6	7 000	8 000	0,52	NA 6910
	80	28	-	62,7	104	13,2	6 300	7 500	0,52	NKIS 50

Fig. 45. Listado de rodamientos tipo aguja y especificaciones

Características del rodamiento NKI 50/25:

Con flanges (límite para desplazamiento axial de los rodillos) en anillo externo, con anillo interno, sin sello (el modelo con sellos es de mayor diámetro y queda fuera de rango).

Modelo: NKI 50/25.

Diámetro interno: 50mm.

Diámetro externo: 68mm.

Ancho: 25mm.

Carga dinámica básica: 40,2kN.

Carga estática básica: 88kN.

Límite de carga a la fatiga: 10,8kN.

Velocidad de referencia: 7500 rpm.

Velocidad límite: 8500 rpm.

Imposibilidad de utilización del rodamiento NKI 50/25

Durante el cálculo de la carga mínima del rodamiento surge la imposibilidad de utilización de este rodamiento en esta aplicación.

El requisito de mínima carga está dado por:

$$F_{rm} = 0,02 C$$

F_{rm} : carga radial mínima

C : carga básica dinámica

$$F_{rm} = 0,02 \cdot 40,2 [kN] = 804N$$

Las solicitaciones en condiciones normales de operación de la máquina no alcanzan el valor indicado, por lo que el rodamiento queda descartado.

Otras búsquedas

Se consideró la utilización de un rodamiento super precisión de SKF. 71810, este es un rodamiento de bolas de contacto angular, pero con límite de carga a de fatiga de 315 [N], lo que imposibilita su utilización.

La búsqueda de un rodamiento para el husillo con la premisa de no modificar la fundición de la caja no fue satisfactoria.

Búsqueda de rodamiento para husillo lado plato permitiendo la modificación de la fundición de la caja

Considerando que la búsqueda del soporte del husillo de lado del plato no tuvo solución satisfactoria sin modificación de la caja de fundición, se propone ahora mecanizar en la caja el alojamiento para el rodamiento.

El proceso para la modificación de la caja sería: la extracción de la caja del torno, el montaje sobre la fresadora con utilización del eje horizontal para hacerla operar como alesadora y mecanizar el alojamiento para el rodamiento.

Se tiene un diámetro máximo de masa de fundición de aproximadamente 102mm. Se estima dejar como mínimo una pared para alojamiento del rodamiento de 5mm, quedando disponibles 92mm como diámetro máximo de rodamiento.

Se encontraron tres casos posibles de rodamientos para el soporte del husillo del lado del plato:

Caso 1: Rodamiento 32011 X/P

La siguiente figura muestra la implementación con el rodamiento modelo 32011 X/P de SKF.

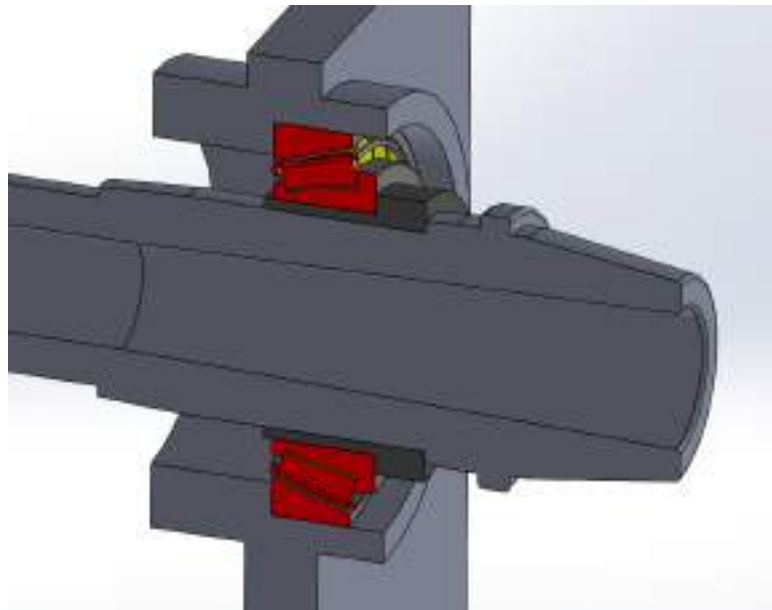


Fig. 46. Vista de corte de husillo con rodamiento 32011 X/P.

Ventajas: Fácil implementación, económico

Desventajas: no es rodamiento de precisión, aunque se puede ajustar el huelgo, la precisión lograda resulta igualmente dentro de las especificaciones. El calentamiento del husillo reduce el apriete/aumenta el huelgo. Mayor mecanizado de caja.

Datos de cálculo:

Capacidad de carga dinámica básica	C	99.4	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	118	kN
Carga límite de fatiga	P _U	12.9	kN
Velocidad de referencia		5600	r/min
Velocidad límite		7000	r/min
Factor de cálculo	e	0.4	
Factor de cálculo	Y	1.5	
Factor de cálculo	Y ₀	0.8	

Dimensiones:

d	55	mm
D	90	mm
T	23	mm
d ₁	= 73.3	mm
B	23	mm
C	17.5	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm
a	19.463	mm

Fig. 47. Dimensiones del rodamiento 32011 X/P

Caso 2: Rodamiento 32210 J2/Q

La siguiente figura muestra la implementación con el rodamiento modelo 32210 J2/Q de SKF.

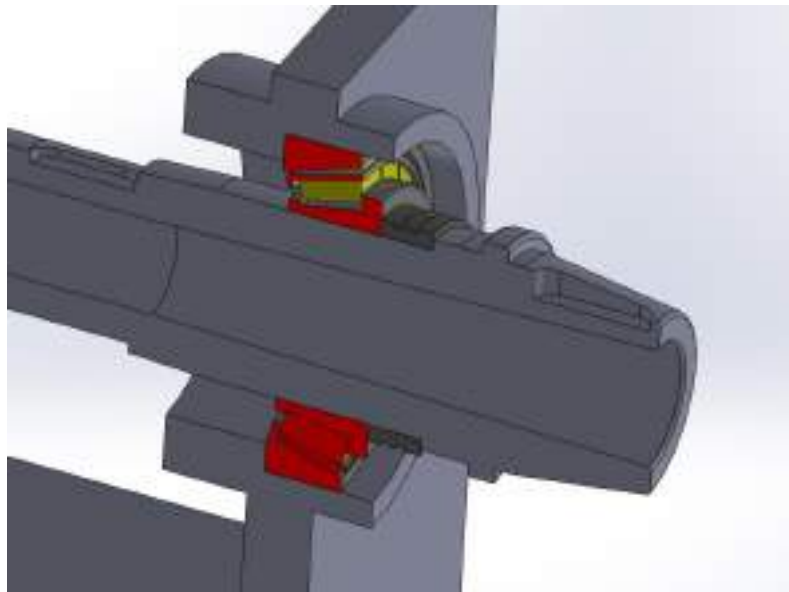
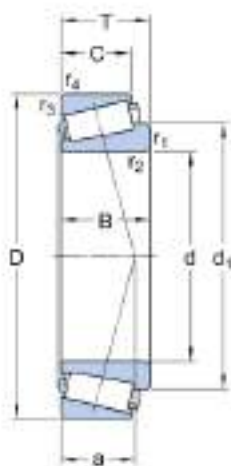


Fig. 48. Vista de corte de husillo con rodamiento 32210 J2/Q.

Dimensiones:



d	50	mm
D	90	mm
T	24.75	mm
d ₁	≈ 68.6	mm
B	23	mm
C	19	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm
a	20.769	mm

Fig. 49. Dimensiones del rodamiento 32210 J2/Q.

Datos de cálculo:

Capacidad de carga dinámica básica	C	101	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	100	kN
Carga límite de fatiga	P _u	11.4	kN
Velocidad de referencia		6000	r/min
Velocidad límite		7500	r/min
Factor de cálculo	e	0.43	
Factor de cálculo	Y	1.4	
Factor de cálculo	Y ₀	0.8	

Ventajas y desventajas: ídem el caso anterior del rodamiento 32011 X/P

Caso 3: Rodamiento N 1010 KTN/SP:

La siguiente figura muestra la implementación con el rodamiento modelo N 1010 KTN/SP de SKF.

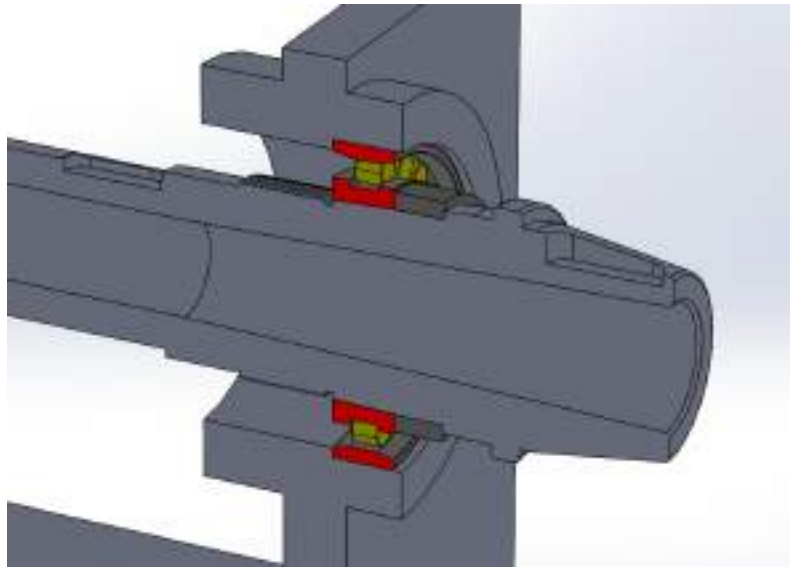


Fig. 50. Vista de corte de husillo con rodamiento N 1010 KTN/SP.

Dimensiones:



Fig. 51. Dimensiones del rodamiento N 1010 KTN/SP

Datos de cálculo:

Capacidad de carga dinámica básica	C	30.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	36.5	kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.25	kN
Velocidad alcanzable para lubricación con grasa		13000	r/min
Velocidad alcanzable para lubricación por aceite y aire		14000	r/min
Cantidad de grasa de referencia	G _{ref}	3.2	cm ³
Rigidez estática radial (valor orientativo)		530	N/μm

Ventajas: es de precisión y específico para husillos, permite ajustar el huego, permite la dilatación del eje sin aumento del huelgo, menor mecanizado de caja.

Desventajas: mayor costo, mayor dificultad de mecanizado del husillo, limitada disponibilidad (no se consiguió proveedor en Argentina).

Resultan los casos 1 y 2 los más adecuados debido a el cumplimiento de la precisión, la facilidad de implementación, el menor costo y la disponibilidad. Siendo los rodamientos del caso 1 y caso 2 similares. Los siguientes cálculos serán desarrollados tomando los parámetros del rodamiento del caso 1.

Se considera que no estará presente el rodamiento axial del lado izquierdo del husillo para los casos 1 y 2, por lo que el nuevo rodamiento deberá soportar la carga axial.

Cálculos para el rodamiento de husillo lado plato

La carga radial a la que se somete el rodamiento depende no solamente de las fuerzas de corte ya calculadas, sino que además depende de la relación de palanca dada por la posición "X" y "Z" en la que se realiza el corte, la dirección de la fuerza resultante, la posición del rodamiento en cuestión y la del rodamiento en el extremo izquierdo del husillo.

Se tendrá en consideración dos valores de fuerza de corte dependiendo de qué se quiera calcular. Si se busca el cálculo del tiempo de vida del rodamiento se utilizará el valor considerado habitual de esta fuerza. Si se quiere calcular el límite de carga del rodamiento se utilizará la fuerza máxima.

La distancia entre apoyos o distancia entre el rodamiento del lado plato y el rodamiento en el extremo izquierdo es de aproximadamente 300mm. La distancia entre el rodamiento del lado plato y el frente del plato es de aproximadamente 130mm. Estas distancias son aproximadas y en caso de que se requiera mayor precisión se deberán tomar las distancias en relación a los centros de presión (cota "a") en los rodamientos de cónicos (ver Fig. 47 y Fig. 49)

Cálculo de fuerza máxima sobre rodamientos

Se toma en consideración que el corte se realiza siguiendo las recomendaciones generales:

- La situación de corte de material en voladizo implica, en general, mayor requerimiento que el soporte de la pieza entre puntas.
- No se recomienda el torneado en voladizo a una distancia superior a 3 - 5 diámetros (se adopta 4)
- No se recomienda longitudes superiores a 10 veces la longitud de las mordazas.
- El cálculo será desarrollado considerando corte de filo recto paralelo al eje de la pieza y con avance el sentido "X", maximizando el efecto de la palanca. Esto se da en operaciones de refrentado, ranurado y trozado.

Siendo la longitud de las mordazas de 28mm (plato de 4 mordazas) y el diámetro máximo a mecanizar de 200mm, se utiliza para el cálculo una distancia al plato de 280mm.

La máxima distancia al rodamiento derecho es $280\text{mm} + 130\text{mm} = 410\text{mm}$.

La relación de palanca para el rodamiento derecho es $(410 + 300) / 300 = 2,37$.

La relación de palanca para el rodamiento izquierdo es $410 / 300 = 1,36$.

Se tiene del Capítulo 2 que la máxima fuerza tangencial es de 2774N y la normal es de 2300N. Estas fuerzas constituyen un peor caso para los rodamientos en caso de ser un corte de refrentado.

La fuerza resultante es:

$$F_{Resultante} = \sqrt{F_{Tangencial}^2 + F_{Normal}^2} = \sqrt{2774N^2 + 2300N^2} = 3603N$$

La fuerza radial máxima debido al corte es en el rodamiento derecho (FrDer) resulta:

$$F_{Radial} = F_{Resultante} * Factor\ palanca = 3603N * 2,36 = 8527N$$

La fuerza radial máxima debido al corte es en el rodamiento izquierdo (FrIzq) resulta:

$$F_{Radial} = F_{Resultante} * Factor\ palanca = 3603N * 1,36 = 4929N$$

Para rodamientos de rodillos cónicos de una hilera deben tenerse en cuenta fuerzas axiales de reacción⁴⁷. La carga equivalente de un rodamiento está dada por⁴⁷:

$$P = Fr \text{ para } Fa/Fr \leq e$$

$$P = 0,4 * Fr + Y * Fa \text{ para } Fa/Fr > e$$

Siendo:

Fr: Fuerza radial.

Fa: Fuerza axial.

Y, e: Parámetros del rodamiento, Y ≈ 1,5; e ≈ 0.4. Se adoptan estos valores para los cálculos.

La fuerza axial provocada por una fuerza radial en un rodamiento de rodillos de cónicos está dada por:

$$F_a = 0,5 \frac{F_r}{Y}$$

Siendo la relación:

$$\frac{F_{rDer}}{Y_{Der}} = \frac{8527N}{1,5} > \frac{F_{rIzq}}{Y_{Izq}} = \frac{4929N}{1,5}$$

La fuerza axial resultante será la debida al rodamiento de la derecha.

Fuerza axial que haría al rodamiento derecho:

$$F_{aDer} = 0,5 \frac{8527N}{1,5} = 2842N$$

Como se verá más adelante se debe agregar una precarga radial de aprox. 2000 [N] en el rodamiento derecho para lograr el correcto funcionamiento cuando el torno funcione en vacío.

La precarga es originada por una fuerza axial de:

$$F_{aPrecarga} = 0,5 \frac{F_{rDer}}{Y_{Der}} = 0,5 \frac{2000}{1,5} = 666[N]$$

La carga equivalente P del rodamiento derecho:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{2842 + 666}{8527} = 0.41 > e = 0,4$$

$$P = 0,4 * Fr + Y * Fa = 0,4 * 8527 + 1,5 (2842 + 666) = \mathbf{8672[N]}$$

Se listan a continuación la capacidad de carga dinámica de cada caso de implementación:

Caso 1, para el rodamiento 32011 X/P, C= 99,4kN.

Caso 2, para el rodamiento 32210 J2/Q, C= 101kN.

Caso 3, para el rodamiento N 1010 KTN/SP, C= 30,8kN, en este caso solo corresponde soportar el momento de 8527N.

Fuerza equivalente P del rodamiento izquierdo:

⁴⁷ FAG. Rodamientos FAG. Catálogo WL 41 520/3 SB. Pág. 325 y Pág. 811-813.

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{2842 + 666}{4929} = 0.71 > e = 0,4$$

$$P = 0,4 * Fr + Y * Fa = 0,4 * 4929 + 1,5 (2842 + 666) = \mathbf{7233[N]}$$

La capacidad de carga dinámica para el rodamiento 30207, C = 63,2kN.

En ninguno de los casos presentados se supera la capacidad de carga dinámica del rodamiento.

Cálculo de vida del rodamiento

Se estima que la operación habitual de este equipo será utilizando materiales como aluminio o plásticos. El esfuerzo requerido para el corte de estos materiales y por tanto la influencia en el tiempo de vida del rodamiento es despreciable frente al corte de acero. Si bien será menos frecuente el mecanizado de acero, se calculará el tiempo de vida de corte de acero por la marcada diferencia en la influencia en el tiempo de vida del rodamiento.

El esfuerzo en el rodamiento depende de la posición en "Z" donde se realice el corte. Es posible realizar el cálculo considerando múltiples posiciones con porcentaje de utilización en ellos, sin embargo, ya que no se requiere el cálculo exhaustivo de este parámetro se utilizará una longitud equivalente al 25% de la máxima utilizada para el caso de máxima fuerza. Esto es 0,25 x 280mm = 70mm, siendo una longitud muy frecuente según el uso diario del torno.

Con 70mm de separación entre posición de corte y plato, la distancia entre el rodamiento derecho y la posición de corte es: 70mm + 130mm = 200mm. La relación de palanca es (200 + 300) / 300 = 1,67.

Para el caso del rodamiento izquierdo la relación de palanca es 200mm/300mm = 0,66.

Del capítulo 2 se tiene que la fuerza habitual de corte es:

$$F_{Tangencial} = 927N$$

$$F_{Normal} = 769N$$

$$F_{Resultante} = \sqrt{F_{Tangencial}^2 + F_{Normal}^2} = \sqrt{927N^2 + 769N^2} = 1204N$$

La fuerza radial en el rodamiento derecho debida al corte resulta:

$$F_{Radial} = F_{resultante} * Factor\ palanca = 1204N * 1,67 = 2010N$$

La fuerza radial en el rodamiento izquierdo debida al corte resulta:

$$F_{Radial} = F_{resultante} * Factor\ palanca = 1204N * 0,66 = 802N$$

Se debe considerar además un valor de precarga de 2000N que implica un esfuerzo axial de 666[N]. No hay fuerza axial " F_{Axial} " aplicada debido al corte.

Aquí se utiliza la misma formulación presentada en el punto anterior de "cálculo de la fuerza máxima sobre rodamientos"

Siendo la relación:

$$\frac{F_{rDer}}{Y_{Der}} = \frac{2010N}{1,5} > \frac{F_{rIzq}}{Y_{Izq}} = \frac{802N}{1,5}$$

La fuerza axial resultante será la debida al rodamiento de la derecha.

Fuerza axial que haría el rodamiento derecho:

$$F_{aDer} = 0,5 \frac{2010N}{1,5} = 670N$$

Para el cálculo de la carga equivalente, se debe considerar la carga axial de la precarga de 666[N].

La carga equivalente P del rodamiento derecho:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{670 + 666}{2010} = 0.66 > e = 0,4$$

$$P = 0,4 * Fr + Y * Fa = 0,4 * 2010 + 1,5 (670 + 666) = \mathbf{2808[N]}$$

La carga equivalente P en el rodamiento izquierdo es:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{670 + 666}{802} = 1.66 > e = 0,4$$

$$P = 0,4 * Fr + Y * Fa = 0,4 * 802 + 1,5 (670 + 666) = \mathbf{2325[N]}$$

Para el cálculo del tiempo de vida se debe establecer además una velocidad promedio. Nuevamente la rigurosidad requerida no es tan elevada como para establecer estadísticamente una velocidad promedio. Se selecciona la velocidad correspondiente al corte a velocidad óptima para un diámetro de ¼ del máximo, esto es, diámetro de 50mm. La velocidad de corte óptima (indicada en el capítulo 7) es de 240m/min que implica una velocidad "n" de **1527rpm**.

El método del cálculo normalizado (DIN/ISO 281), se basa en la fatiga del material (formación de pitting) como causa del deterioro del rodamiento.

La fórmula de vida es:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{revoluciones}]$$

$L_{10} = L$: vida nominal [10^6 revoluciones].

C : Capacidad de carga dinámica [kN].

P : Carga dinámica equivalente.

p : Exponente de vida.

L_{10} es la vida nominal en millones de revoluciones alcanzada o rebasada en un 90% de los casos.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos

Retomando la fórmula de cálculo de vida para el rodamiento de la **derecha**:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{99400}{2808}\right)^{10/3} \cong 145646 [\mathbf{x10^6 rev}]$$

Se puede determinar el tiempo de vida del rodamiento a velocidad constante según:

$$L_{h10} = L_h = \frac{L_{10} 10^6}{n 60} [h] = \frac{145646 x 10^6}{1527 * 60} [h] = \mathbf{1,58 x 10^6[h]}$$

El cálculo de vida para el rodamiento de la **izquierda** es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{63200}{2325}\right)^{10/3} \cong 60392[\mathbf{x10^6 rev}]$$

Se puede terminar nuevamente el tiempo de vida del rodamiento a velocidad constante según:

$$L_{h10} = L_h = \frac{L_{10} 10^6}{n 60} [h] = \frac{60392 x 10^6}{1527 * 60} [h] = \mathbf{6,59 x 10^5[h]}$$

Los valores de tiempo de vida de los rodamientos resultan holgados respecto de la vida útil de la máquina. En este caso no corresponde reducir los rodamientos y reducir la vida de los rodamientos ya que las dimensiones de los mismos están determinadas por las geometrías preexistentes de la máquina.

Carga mínima requerida (regla genérica)

Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio los rodamientos de bolas y de rodillos deben estar siempre sometidos a una carga mínima determinada, para los rodamientos de rodillos la carga mínima es $0,02 C$ (C = capacidad de carga del rodamiento [kN]).

Para el rodamiento de lado derecho, la carga mínima es $0,02C=0,02 \times 99,4[\text{kN}] =1988$ [N].

Para el rodamiento de lado izquierdo, la carga mínima es $0,02C=0,02 \times 63,2[\text{kN}] =1264$ [N].

La tensión de la correa aporta unos 200[N] a cada rodamiento, el resto debe ser logrado con la precarga.

Velocidad admisible

Se tienen dos velocidades límites para el rodamiento, la velocidad de referencia (térmica) y la velocidad límite (mecánica)⁴⁴.

Para el rodamiento de la derecha:

Velocidad de referencia: 5600 r.p.m.

Velocidad límite: 7000 r.p.m.

Para el rodamiento de la izquierda:

Velocidad de referencia: 8000 r.p.m.

Velocidad límite: 9500 r.p.m.

Condiciones:

- Cargas ligeras, carga radial $P=0,05 C_0$, carga axial $P=0,02 C_0$.
- Aumento nominal de temperatura de 50°C respecto de la temperatura ambiente de 20°C.
- Buenas condiciones de lubricación y limpieza.
- Juego interno normal.

En el caso del rodamiento de la derecha, la condición de uso habitual es con carga equivalente de 2808[N]@1527rpm. En este caso la carga representa 2.4% de C_0 , y 27% de la velocidad de referencia. Con lo cual cumple con el límite y las condiciones de carga, las demás condiciones son parámetros de diseño.

En el caso del rodamiento de la izquierda, la condición de uso habitual es con carga equivalente de 2325[N]@1527rpm. En este caso la carga representa 4.2% de C_0 , y 19% de la velocidad de referencia. Si bien se supera levemente las condiciones de carga, a la velocidad indicada se encuentra muy lejos del límite, con lo cual se espera nuevamente un funcionamiento satisfactorio.

Por otro lado, la velocidad máxima de operación del husillo será de aproximadamente 3500 rpm. Nuevamente se encuentra con baja sollicitación respecto de límites de velocidad.

Capítulo 8. Cálculos de motor principal y transmisión a husillo

Resumen

En este capítulo se determinan las características de torque y potencia en función de la velocidad para las solicitaciones de corte y el motor preseleccionado.

No se pudieron conseguir curvas propias del modelo de motor existente, por lo que son utilizadas curvas características de uno similar.

Se calculan las solicitaciones de corte considerando una herramienta de uso y tamaño relativo al porte del torno y de acuerdo a las especificaciones iniciales del proyecto. Se presenta una solución de relaciones de transmisión y cantidad de cambios. Esta solución se considera un buen punto de equilibrio entre capacidad de corte, rango de velocidades y complejidad de la solución. Se calcula la correa apropiada para la transmisión según el manual del fabricante.

Datos de motor

Especificaciones de motor de husillo

Para permitir mantener las capacidades de corte en el rango de velocidades de la máquina se aumenta la potencia del motor de 1,4 kW a 4 kW, utilizando un motor existente y en desuso en las instalaciones. Las características de este motor son:

Marca: Corradi.

Tensión: 380V.

Corriente: 9 Amp.

Cos Φ : 0,82.

Potencia útil: 5,5CV, 4kW.

Aislación clase E.

Velocidad: 1430 rpm.

Peso: 48 kg.

Se dispone de un motor con la chapa de especificaciones indicada en la Fig. 52.



Fig. 52. Chapa de datos del motor.

Otras características son:

-Carcasa de fundición de hierro.

-Ventilador montado en el eje del motor.

Comportamiento del motor

Para determinar la capacidad del motor se recurre primeramente a una búsqueda de la hoja de datos del modelo específico. Ante la ausencia de esta documentación, se recurre a la especificación para un motor de similares características.

La guía de especificaciones de la empresa WEG “WEG-motores-electricos-guia-de-especificacion-50039910-brochure-spanish-web” presenta suficiente información para la construcción de las curvas características.

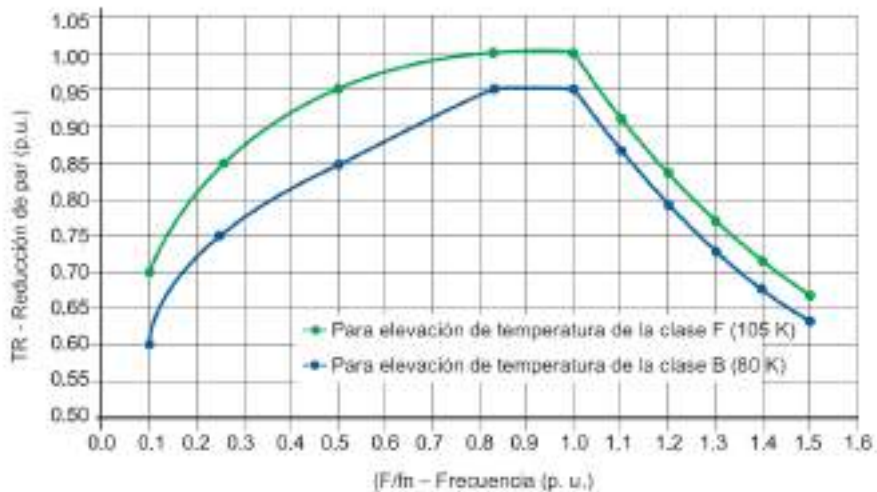


Fig. 53. Curvas de par de motor accionado con variador de velocidad.

Las curvas de la Fig. 53 son indicadas para operación del motor con variador de velocidad, se presentan para clase de aislamiento B(130°C) y F(150°C), próxima a la indicación de la clase de aislamiento de cada curva se incluye la elevación de temperatura considerando temperatura ambiente de 40°C con margen de seguridad de 10°C. Este constituye un caso muy conservativo. En la misma figura se observa una limitación en torque a altas revoluciones debida a la limitación en la tensión máxima de excitación de motor⁴⁸ y una limitación de torque a bajas revoluciones debida a la disminución del rendimiento de la ventilación, la limitación a frecuencia nominal se debe a la operación por medio de variador de velocidad y la consecuente presencia de armónicos en la alimentación.

Para encontrar el par en la clase de aislamiento del motor, clase E⁴⁹ (120°C), se realiza una regresión cuadrática a partir de las curvas presentadas. Esto basado en el hecho de ser asumida una

⁴⁸ Por la teoría del motor de inducción, el par electromagnético desarrollado obedece a la siguiente ecuación:

$$T = K_1 \Phi_m I_2$$

Y, despreciando la caída de tensión en la impedancia del bobinado estático, el flujo magnetizante vale:

$$\Phi_m = K_2 \frac{V_1}{f_1}$$

Donde es : T : Par; Φ_m : flujo de magnetización; I_2 : corriente rotórica (depende de la carga); V_1 : tensión estática; K_1, K_2 : constantes.

Por lo tanto, para que un motor pueda trabajar en un rango de velocidades, no basta con variar la frecuencia de alimentación. Se debe variar también la amplitud de la tensión de alimentación, de manera proporcional a la variación de frecuencia.

De esta forma, el flujo y por consiguiente el par electromagnético del motor, permanecen constantes, mientras que el deslizamiento es mantenido. Por consiguiente, básicamente, la relación V/F se mantiene constante hasta la frecuencia base (nominal) de operación del motor. Por encima de la misma, la tensión,

variación de las pérdidas con el cuadrado de la carga, y en que la elevación de temperatura es directamente proporcional a las pérdidas ⁵⁰.

La Fig. 54 y Fig. 55 muestra el torque y la potencia calculados para la clase de aislación E disponibles en el eje del motor. En la Fig. 55 se puede observar que la máxima potencia de salida resulta de 3800 [W].

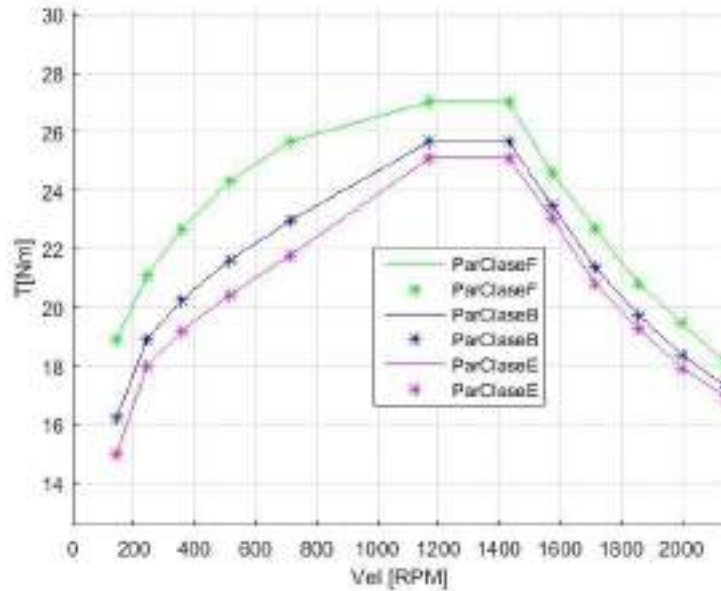


Fig. 54. Torque disponible en el motor clase E.

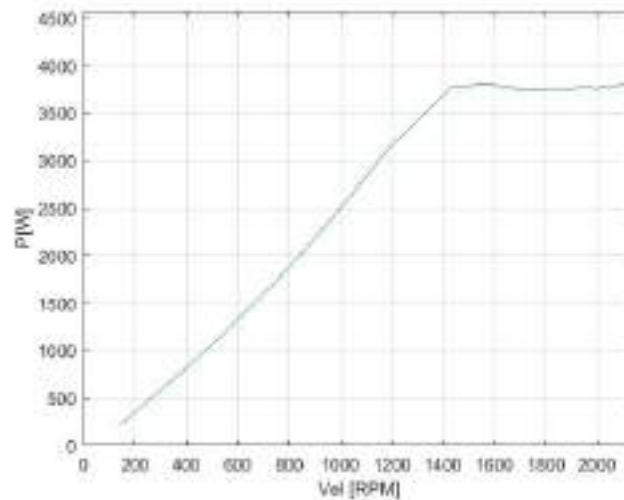


Fig. 55. Potencia disponible en el motor.

que es igual a la nominal del motor, permanece constante y existe, solamente, variación de la frecuencia estatórica.

Por encima de la frecuencia base de operación, se caracteriza la región de debilitamiento del campo, en la cual el flujo disminuye, provocando la reducción del par. El par suministrado por el motor es, por tanto, constante hasta la frecuencia base de operación, disminuyendo gradualmente a frecuencias de operación por encima de esta.

⁴⁹ Clase de aislación (máxima temperatura del material o sistema de aislamiento): A(105°C), E(120°C), B(130°C), H(155°C), F(180°C).

⁵⁰ Guía de especificación de motores eléctricos. WEG. Pág.43.

Requerimiento de torque de mecanizado

Se plantea el uso del porta-herramienta y parámetros de mecanizado indicados en el capítulo “Selección de la herramienta de corte”, luego de los cálculos de este informe, que incluye las limitaciones del motor, se considera adecuada la selección de la herramienta.

Se hace uso de la herramienta de cálculo “machining power” de Iscar (disponible en la página web de Iscar) para el cálculo de parámetros de corte, los siguientes datos son ingresados al programa en la sección de torneado exterior:

Velocidad de corte: **240m/min.**

Avance por revolución: 0,25.

Profundidad de corte: 2.

Material a mecanizar: AISI 1045.

Ángulo de ataque o desprendimiento: 7°.

Ángulo de posición κ : 95°.

El cálculo indicado por el programa es:

Fuerza de corte: **927N.**

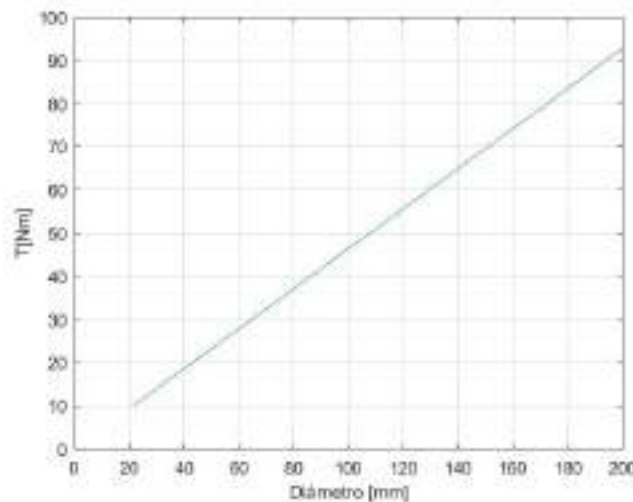
Si se mantienen constantes la fuerza calculada y la velocidad de corte y se considera un diámetro de pieza a tornearse en un rango de 24mm a 200mm, se obtiene el torque y velocidad según:

$$\text{Torque} = \frac{\text{Fuerza de corte} * \text{Diámetro}}{2}$$
$$\text{VelocidadRPM} = \frac{\text{Velocidad de corte}}{\pi * \text{Diámetro}}$$

Por medio de estas dos ecuaciones podemos obtener la de torque vs velocidad, resultando:

$$\text{Torque} = \frac{\text{Fuerza de corte} * \text{Velocidad de corte}}{2 * \pi * \text{VelocidadRPM}}$$

Las gráficas de la Fig. 56 muestran el torque necesario en función del diámetro o de la velocidad de giro.



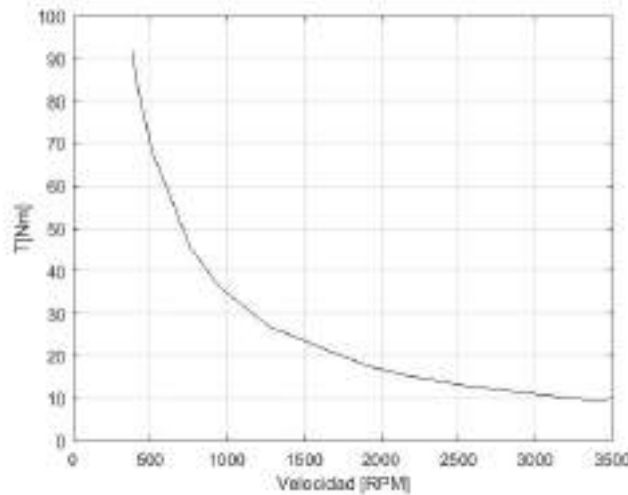


Fig. 56. Torque requerido en el corte.

Relaciones de transmisión

Se busca calcular las relaciones de transmisión necesarias para cubrir los requerimientos de capacidad de corte de la máquina disponiendo del motor presentado.

Para los presentes cálculos resulta necesario conocer la eficiencia de la transmisión por correa. Para ello se requiere de un proceso de cálculo y verificación iterativo hasta alcanzar una solución viable. Como se verá en el siguiente punto la eficiencia adoptada es del 97%.

El requerimiento de torque para el rango de velocidades pudo ser logrado casi en su totalidad con la utilización de 3 cambios de velocidades o marchas. La Fig. 57 presenta en color rojo el par logrado y con negro el requerimiento de par. Se observa que se cubren las necesidades en gran parte del rango de velocidades, desde 900 a 3500 rpm.

Por debajo de 900 rpm (85mm@240m/min@38,5Nm) el requerimiento de torque o sección de viruta debe ser limitado a las capacidades de la máquina. Las posibilidades para mejorar las prestaciones de torque por debajo de 900 rpm son el agregado de un nuevo rango de velocidades por medio de una nueva relación de poleas o cambiando el motor.

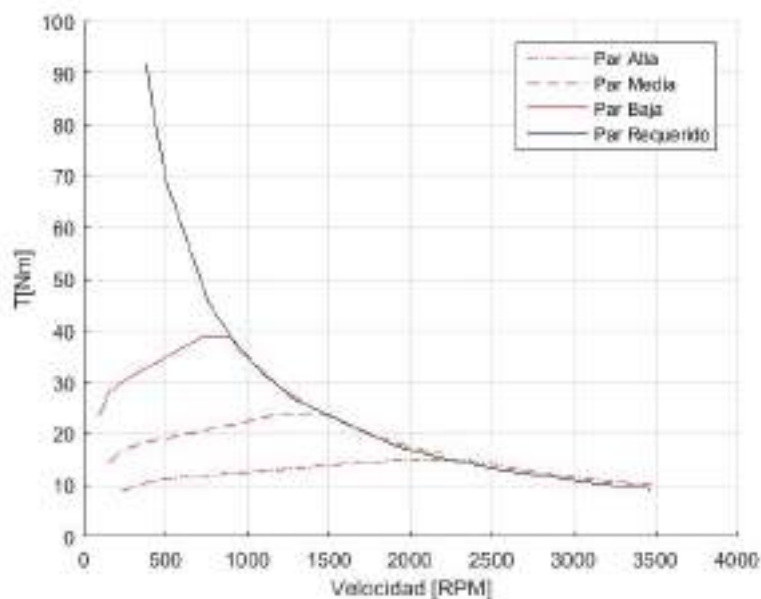


Fig. 57. Torque logrado con 3 marchas.

La Tabla 20 indica las velocidades de husillo para las 3 posibles marchas.

Cambio	Rango de velocidades	Rango de mayor torque	Relación de transmisión
1	90-1340	90-1340	0,625
2	150-2200	1340-2200	1,025
3	250-3500	2200-3500	1,632

Tabla 20. Relaciones de velocidad.

Correa de transmisión

Se plantea la utilización de correas de transmisión del tipo “poly v” (o ribbed belts en inglés) debido a la mejor eficiencia de estas respecto a las trapezoidales.

Se busca una formulación para el cálculo de eficiencia de este tipo de correa. Se revisan catálogos técnicos de fabricantes como Dunlop, Optibelt, DAYCO y bibliografía como “Cálculo de elementos mecánicos, Shigley” o “Manual del constructor de máquinas, Dubbel”. En ningún caso se consigue formulación específica para el cálculo de eficiencia en este tipo de correa.

La indicación dada en el libro “Cálculo de elementos mecánicos, Shigley” indica la eficiencia de una correa plana en un 98% y eficiencia de una correa trapezoidal entre 70% y 96%. La bibliografía de Optibelt indica para correas similares a la poly v, pero de mayor espesor y por lo tanto de menos eficiencia, hasta un 97% de eficiencia. Se considerará conservativamente que la eficiencia será como la mejor eficiencia de un tipo de correa menos eficiente que la Poly V. Se adopta 97%.

A partir del cálculo de correas surge conveniente lograr que la transmisión tenga igual distancia entre poleas conductora y conducida en los tres rangos de velocidades, de modo de facilitar el cambio de marcha. Se busca además similitud geométrica entre poleas de modo de facilitar la construcción.

Las relaciones de marcha originales son 1,632 para alta, 1,025 para media y 0,625 para baja. Se buscará relación de transmisión 1 en marcha media y relación de alta inversa a la relación de baja. Se adoptan como punto de partida relación de alta 1,6, relación media 1 y relación baja $1/1,6=0,625$. La Fig. 58 muestra los resultados de torque con la modificación de las relaciones de transmisión. Se mantienen prácticamente igual los rangos de velocidades y la capacidad de momento superior a la sollicitación.

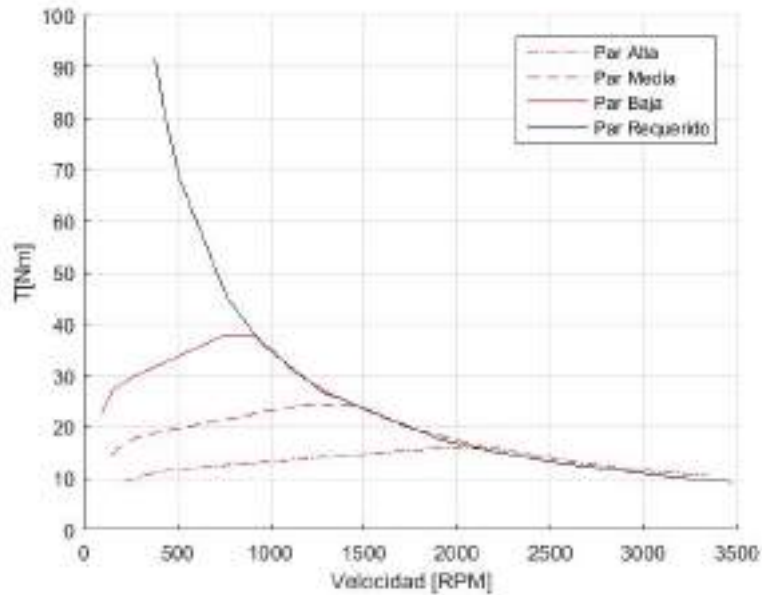


Fig. 58. Torque logrado según nuevas relaciones de transmisión.

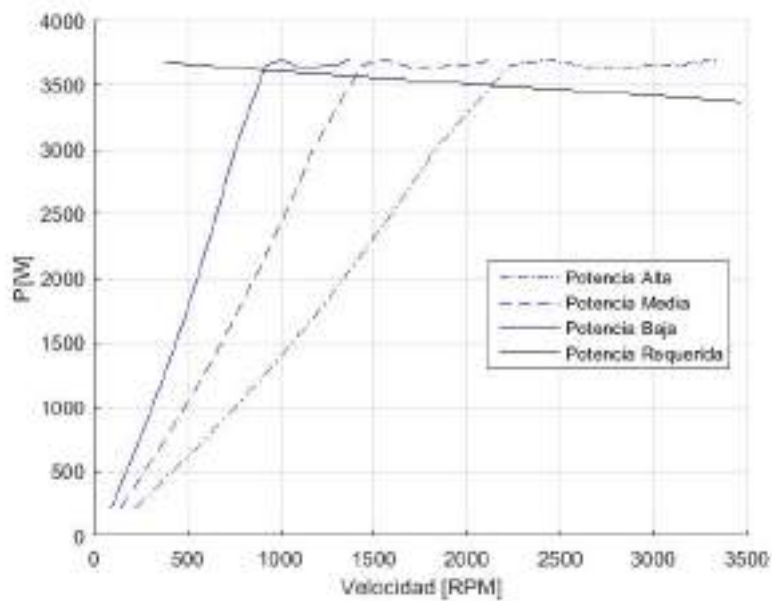


Fig. 59. Potencia disponible y requerida para el mecanizado.

Los siguientes cálculos son basados en las indicaciones dadas por el manual de la marca Optibelt⁵¹. Se seguirá la secuencia de cálculo indicada en el manual.

Cálculo del factor de servicio "C2"

La potencia utilizada para la selección de la correa debe ser afectada por el factor de servicio, denominado coeficiente C2. La Tabla 21 presenta los valores para C2 según el tipo de servicio o carga, el tiempo de operación diaria y el tipo de propulsor o motor.

Podemos considerar que la carga de arranque es menor que 1,8 veces la carga normal, por un lado, debido a que el torno arranca en vacío (sin corte) y las cargas existentes son las dadas por

⁵¹ OPTIBELT, Technical Manual Ribbed belt Drives.

la aceleración de las masas presentes y por otro lado por la existencia del variador de velocidad donde se puede configurar el par de arranque. Para un ciclo de trabajo de menos de 10 horas diarias y para maquinaria de operación de carga inconsistente (corte o no corte) y masas medias a ser aceleradas (situación más aproximada de las posibilidades de la tabla), se tiene un factor $C2=1,2$.

Types of Driven Machine		Types of Prime Mover					
		AC and three-phase motors with normal starting load (up to 1.8 times normal running load), e.g. synchronous and single-phase motors with auxiliary phase, three-phase motors with direct on-line start, star-delta or commutator start, DC shunt wound motor, internal combustion engine, and turbines: $n > 600$ rpm			AC and three-phase motors with high starting load (more than 1.8 times normal running load), e.g. single-phase motor with high starting torque, DC motor series and compound wound, internal combustion engines and turbines: $n \leq 600$ rpm		
		Hours per day duty					
		10 and under	over 10 to 16	over 16	10 and under	over 10 to 16	over 16
Consistent duty, only low masses to be accelerated	Agitators for liquids with uniform consistency, generators up to 0.05 kW, small conveyor belts for lightweight material, fans up to 0.05 kW, rotary pumps up to 0.05 kW	1.1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Consistent light duty operation, low masses to be accelerated	Conveyor belts for lightweight material, fans from 0.06 to 0.1 kW, rotary pumps from 0.06 to 0.1 kW	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Inconsistent duty operation, medium-sized masses to be accelerated	Vibrating screens, pit fans, agitators for liquids with fluctuating consistency, compressors, screw presses, woodworking machinery, conveyor belts for heavy material, elevators, conveyor belts, fans above 0.8 kW, drills, milling machines, grinding machines, light lathes, bakery machinery, circular spinning frames, rotary pumps above 0.11 kW, laundry machinery	1.2	1.3	1.4	1.3	1.4	1.5
Inconsistent medium duty, medium-sized shocks and masses to be accelerated	Kneaders, mills, mixers, pumps, drying drums, general milling equipment, centrifuges, agitators for plastic materials with fluctuating consistency, bucket conveyors, centrifugal fans, parallel planing machines, weaving looms	1.3	1.4	1.5	1.4	1.5	1.6
Inconsistent duty operation, high shocks and masses to be accelerated	Paper making machinery, plate conveyors, slag mills, colenders, drilling rigs, heavy duty lathes, punches, shears, draw benches, piston pumps up to 2 cylinders	1.4	1.5	1.6	1.5	1.7	1.8
Inconsistent duty operation, extra high masses to be accelerated, extra high shocks	Dredgers, heavy duty grinders, rolling mills, mixers, sawmills, colenders	1.6	1.7	1.8	1.6	1.8	2.0

Tabla 21. Selección del coeficiente C2, manual Optibelt.

Potencia de diseño

P_b es la potencia de diseño y está dada la potencia del motor afectada por el factor C2:

$$P_b = C2 * P_{motor} = 1,2 * 3,8kW = 4,56kW.$$

Selección del perfil de la correa

La gráfica de la Fig. 60 permite la selección del tipo de correa en función de la potencia antes calculada y la velocidad de la polea chica.

Para el caso de la relación de alta, según la relación de alta de 1,6, velocidad nominal del motor de 1430 rpm y aumento de la velocidad nominal en un 50% con el variador de velocidad, se tiene una velocidad en la polea chica de:

$$\text{Velocidad polea chica de alta} = 1,6 * 1430 * 1,5 = 3432 \text{ rpm.}$$

Para el caso de la relación de baja, según la relación de baja de 0,625, la velocidad en que aún se mantiene la potencia nominal es de 900rpm en la polea grande (ver Fig. 59), la polea chica (motor) gira a 1440 rpm.

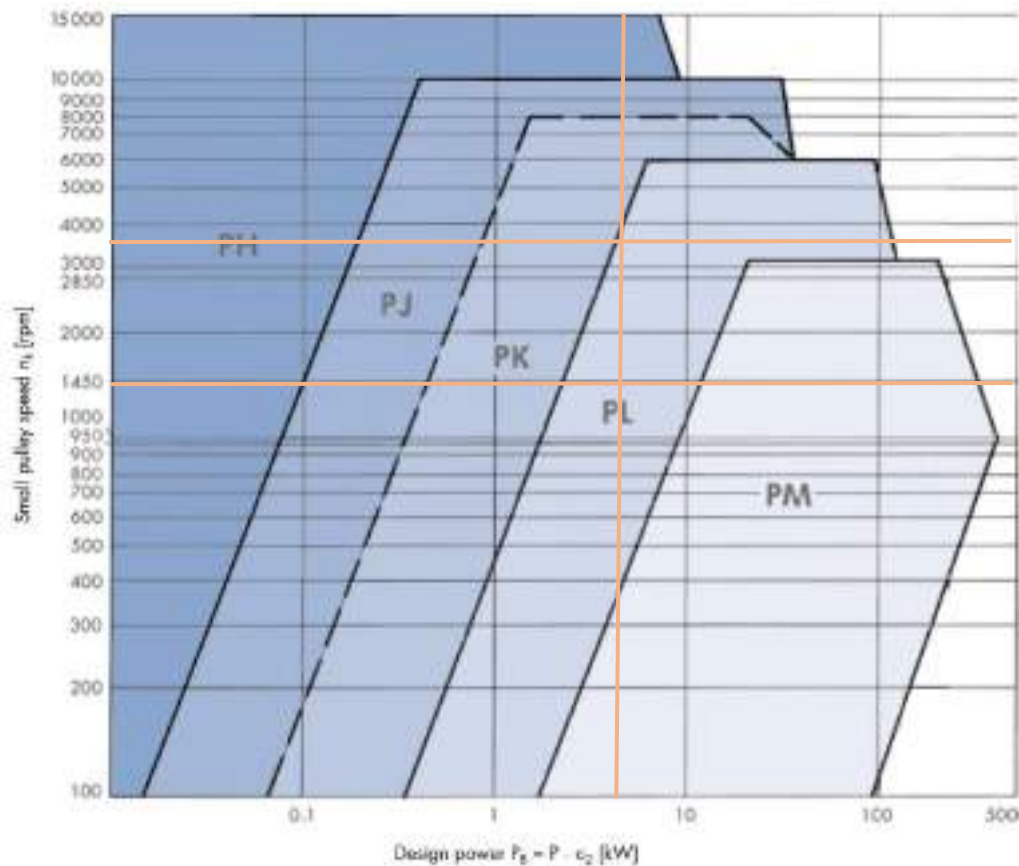


Fig. 60. Selección del tipo de correa.

Resulta adecuada la correa tipo **PL**

Relación de velocidades "i"

La relación de velocidades es dato según la marcha elegida: 1,6, 1 o 0,625.

La relación "i" se define como la relación entre el diámetro en la polea conducida d_{b2} sobre el diámetro en la polea conductora d_{b1} .

Relación alta: $i=1/1,6=0,625$.

Relación media: $i=1/1=1$.

Relación baja: $i=1/0,625=1,6$.

Diámetros efectivos para poleas de marcha lenta y rápida

El espacio existente en la caja del torno permite un diámetro máximo de polea de 140 mm. La mayor polea del lado del torno corresponde a la marcha lenta. Considerando un diámetro de polea $d_{b2} = 140$ mm y relación i de 1,6, el diámetro de la polea chica es de $d_{b2}/i = d_{b1} = 87,5$ mm. El manual incluye diámetros de poleas estándar de 6 canaletas de 83mm. Posteriormente se verificará la capacidad de 6 canaletas de transmitir la potencia requerida. La existencia de este diámetro en el listado para el tipo de correa PL, implica que es superior al diámetro mínimo de polea (relativo a la máxima curvatura de la correa). Se adopta diámetro de polea chica de:

$d_{b1} = 83$ mm.

$d_{b2} = d_{b1} i + 2 h_b (i - 1) = 83 \text{ mm} * 1,6 + 2 * 3,5 (1,6-1) = 137$ mm.

h_b : es la “diferencia de línea efectiva”, para el tipo de correa PL, $h_b = 3,5$ mm, indica la distancia entre el radio de la polea y el radio efectivo (fibra o altura en el que la longitud de la correa no varía su longitud por flexión).

El valor de diámetro más próximo para 137mm es 133mm.

$d_{b2} = 133$ mm.

para la velocidad media se adopta inicialmente un diámetro de polea estándar d_b próximo a la semisuma de los diámetros d_{b1} y d_{b2} para mantener la distancia entre ejes.

$d_b \cong \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2} = 108$.

Se adopta diámetro de polea para la marcha lenta $d_b = 108$, ya que 108 es un valor estándar.

Recalculo de la relación de velocidad en marcha lenta y rápida

$$i_{actual} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_{b2} + 2h_b}{d_{b1} + 2h_b} = \frac{133 + 2 \cdot 3,5}{83 + 2 \cdot 3,5} = 1,556$$

Donde:

i_{actual} : relación de transmisión actual.

d_w : diámetro efectivo en el eje conductor o conducido, que considera la distancia a la “fibra neutra de la correa”.

d_b : diámetro efectivo de la polea.

Las relaciones de velocidad de baja y alta son de **1,556** y **0,6426**.

Distancia entre centros

Se recomienda distancia entre centros “a” de:

$$0,7 (d_{bg} + d_{bk}) < a < 2 (d_{bg} + d_{bk})$$

d_{bg} : diámetro en la polea mayor.

d_{bk} : diámetro en la polea menor.

$$0,7 (133 + 83) < a < 2 (133 + 83)$$

$$151,2 < a < 432$$

Se sugieren $a = 400$ mm de distancia entre ejes.

Longitud efectiva de la correa

La longitud de la correa L_{bth} se calcula según:

$$L_{bth} = 2a + 1,57 (d_{bg} + d_{bk}) + \frac{(d_{bg} - d_{bk})^2}{4a}$$

$$L_{bth} = 2 * 400 + 1,57 (133 + 83) + \frac{(133 - 83)^2}{4 * 400} = 1140$$

La longitud estándar más próxima es $L_{bst} = 1194$ mm.

Longitud entre ejes recalculada

$$a_{nom} = \frac{L_{bst} - \frac{\pi}{2} (d_{bg} + d_{bk})}{4} + \sqrt{\left(\frac{L_{bst} - \frac{\pi}{2} (d_{bg} + d_{bk})}{4} \right)^2 - \frac{(d_{bg} - d_{bk})^2}{8}}$$

$a_{nom} = 426,6$ mm para las marchas alta y baja.

$a_{nom} = 427,35$ mm para la marcha media.

La diferencia entre centros para los distintos rangos de velocidades resulta mínima, esto permite hacer el cambio de velocidad sin modificar el registro de ajuste de tensión de correa.

Requerimiento de registro mínimo de ajuste de correa

El registro “x” permite retensionar la correa debido al estiramiento de la misma con el tiempo y el registro “y” permite aflojar suficientemente la correa para el reemplazo o cambio de marcha.

x: registro de ajuste mayor a a_{nom} .

y: registro de ajuste menor a a_{nom} .

Effective length L_e [mm]	Minimum allowance x [mm] – for tensioning and retensioning	Minimum allowance y [mm] – for ease of fitting				
		Profile PH	Profile PJ	Profile PK	Profile PL	Profile PM
≤ 500	10	10	10	–	–	–
$> 500 < 1000$	15	15	15	20	25	–
$> 1000 \leq 1500$	20	15	15	20	25	–
$> 1500 \leq 2000$	25	15	15	20	25	–
$> 2000 < 2500$	30	20	20	20	25	40
$> 2500 \leq 3000$	35	20	20	25	30	40
$> 3000 \leq 4000$	45	–	–	25	30	45
$> 4000 \leq 5000$	55	–	–	30	35	45
$> 5000 \leq 6000$	65	–	–	30	35	50
$> 6000 < 7500$	85	–	–	–	–	55

Tabla 22. Requisitos de mínimo registro, “x” para retensionar e “y” para armado.

Resulta de la Tabla 22, para la longitud $L_{bst} = 1194$ mm, una distancia “x”=20mm e “y”=25mm.

Velocidad lineal máxima de correa

La máxima velocidad perimetral de correa, que se calcula para la polea chica, se calcula en la marcha alta, a máxima velocidad de motor con variador de velocidad:

Máxima velocidad nominal del motor (V_n): 1430 [rpm].

Máxima velocidad del motor con variador (velocidad nominal + 50%) (V_{max}): 2145 [rpm].

Relación de velocidad: 1,556.

Diámetro de polea propulsora de alta velocidad (D): $83 + 2 \cdot 3,5$ [mm].

Se calcula la velocidad perimetral como:

$$V_p = V_{max} \cdot 1,556 \cdot (d_{bk} + 2h_b) / 19100 = 15,72 \text{ [m/seg]}.$$

Según la especificación del manual, la velocidad máxima para el perfil PL es de 40m/s. La velocidad perimetral máxima cumple la restricción.

Cálculo de arco de contacto y factor de corrección C1

La Tabla 23 presenta el valor para el factor de corrección de ángulo de contacto C1.

El parámetro de entrada a la tabla es $\frac{d_{bg}-d_{bk}}{a_{nom}}$.

En el caso de la marcha media los diámetros de las poleas son iguales, por lo que el ángulo de contacto es 180° y C1=1.

Para las marchas lenta y rápida se tiene:

d_{bg} : diámetro de la polea mayor = 133 mm.

d_{bk} : diámetro de la polea menor = 83 mm.

a_{nom} : distancia entre ejes, calculada con una longitud de correa estándar = 426,6 mm.

$$\frac{d_{bg} - d_{bk}}{a_{nom}} = \frac{133 - 83}{426,6} = 0,117$$

Resulta un ángulo de contacto $\beta \cong 174^\circ$ y C1=1.

$\frac{d_{bg} - d_{bk}}{a_{nom}}$	$\beta \cong$	c_1
0	180°	1.00
0.05	177°	1.00
0.10	174°	1.00
0.15	171°	0.99
0.20	168°	0.99
0.25	165°	0.99
0.30	162°	0.99
0.35	160°	0.99
0.40	156°	0.98
0.45	153°	0.98
0.50	150°	0.98
0.55	147°	0.97
0.60	144°	0.97
0.65	141°	0.97
0.70	139°	0.96
0.75	136°	0.96
0.80	133°	0.95
0.85	130°	0.95
0.90	126°	0.94
0.95	123°	0.94
1.00	119°	0.93
1.05	115°	0.92
1.10	112°	0.92
1.15	109°	0.91
1.20	106°	0.90
1.25	103°	0.89
1.30	100°	0.89
1.35	96°	0.87
1.40	92°	0.86
1.45	88°	0.85
1.50	84°	0.83
1.55	80°	0.82
1.60	77°	0.80

Tabla 23. Factor de ángulo de contacto C1.

Factor de corrección de longitud de correa C3

El coeficiente C₃ puede ser determinado por la ecuación:

$$C_3 = 1 + \left[\left(\frac{L_b}{L_{bo}} \right)^{0,09} - 1 \right] 2,4$$

L_{bo} es la longitud con la que se tabulan las potencias para cada perfil, en el caso del perfil PL la longitud L_{bo} es de 2096 mm, y la longitud de la correa, como se estableció anteriormente, es L_{bSt}= 1194 mm.

$$C_3 = 1 + \left[\left(\frac{1194}{2096} \right)^{0,09} - 1 \right] 2,4 = 0,88$$

C₃ = 0,88

Potencia de la correa por canaleta

La Tabla 24 presenta la potencia de referencia para cada canaleta de un perfil de correa tipo PL, está dada para una β de 180° y una longitud de correa de L_b de 2096mm.

v [m/s]	n [rpm]	Effective diameter of small pulley (da [mm])																	Fac. of contact correction factor (Kc)			
																			peris for small pulley			
		75	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	1.00	1.06	1.27	1.57	
100	0.10	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.21	0.24	0.28	0.31	0.35	0.39	0.44	0.50	0.56	0.63				0.01	0.01	0.01
200	0.17	0.19	0.22	0.25	0.29	0.34	0.38	0.45	0.51	0.57	0.65	0.73	0.82	0.92	1.04	1.17				0.01	0.01	0.02
300	0.24	0.26	0.31	0.36	0.42	0.48	0.53	0.64	0.73	0.82	0.93	1.04	1.17	1.32	1.50	1.69				0.01	0.02	0.02
400	0.31	0.34	0.40	0.46	0.53	0.61	0.70	0.82	0.94	1.06	1.20	1.35	1.52	1.71	1.93	2.18				0.02	0.03	0.03
500	0.37	0.40	0.48	0.56	0.65	0.75	0.86	1.00	1.15	1.29	1.46	1.64	1.85	2.09	2.35	2.65			0.01	0.02	0.03	0.04
600	0.43	0.47	0.56	0.65	0.76	0.87	1.00	1.18	1.35	1.51	1.71	1.93	2.17	2.45	2.76	3.11			0.01	0.03	0.04	0.05
700	0.49	0.53	0.64	0.74	0.87	1.00	1.15	1.34	1.54	1.73	1.96	2.20	2.48	2.80	3.14	3.55			0.01	0.03	0.04	0.06
800	0.55	0.60	0.71	0.83	0.97	1.12	1.29	1.51	1.73	1.95	2.20	2.48	2.79	3.14	3.54	3.97			0.01	0.04	0.05	0.06
900	0.61	0.66	0.79	0.92	1.07	1.24	1.42	1.67	1.92	2.16	2.44	2.74	3.08	3.47	3.91	4.38			0.01	0.04	0.06	0.07
1000	0.66	0.72	0.86	1.00	1.17	1.35	1.56	1.83	2.10	2.36	2.67	3.00	3.37	3.80	4.27	4.78			0.01	0.05	0.06	0.08
1100	0.71	0.78	0.93	1.09	1.27	1.47	1.69	1.99	2.28	2.56	2.90	3.25	3.65	4.11	4.61	5.15			0.01	0.05	0.07	0.09
1200	0.76	0.83	1.00	1.17	1.37	1.58	1.82	2.14	2.45	2.76	3.12	3.50	3.93	4.41	4.94	5.51			0.01	0.06	0.08	0.10
1300	0.82	0.89	1.07	1.25	1.46	1.69	1.95	2.29	2.62	2.95	3.33	3.74	4.19	4.70	5.26	5.85			0.01	0.06	0.08	0.11
1400	0.87	0.94	1.14	1.33	1.56	1.80	2.08	2.44	2.79	3.14	3.55	3.97	4.45	4.98	5.56	6.16			0.02	0.07	0.09	0.11
1500	0.91	1.00	1.20	1.41	1.65	1.91	2.20	2.58	2.96	3.32	3.75	4.20	4.70	5.25	5.85	6.46			0.02	0.07	0.10	0.12
1600	0.96	1.05	1.27	1.49	1.74	2.01	2.32	2.73	3.12	3.50	3.95	4.42	4.94	5.51	6.12	6.74			0.02	0.07	0.10	0.13
1700	1.01	1.10	1.33	1.56	1.83	2.12	2.44	2.87	3.28	3.68	4.15	4.63	5.17	5.75	6.37	6.99			0.02	0.08	0.11	0.14
1800	1.06	1.15	1.40	1.64	1.92	2.22	2.56	3.00	3.43	3.85	4.34	4.84	5.39	5.99	6.61	7.22			0.02	0.08	0.12	0.15
1900	1.10	1.21	1.46	1.71	2.00	2.32	2.68	3.14	3.59	4.02	4.52	5.04	5.60	6.21	6.82	7.42			0.02	0.09	0.12	0.15
2000	1.15	1.25	1.52	1.78	2.09	2.42	2.79	3.27	3.73	4.18	4.70	5.23	5.80	6.41	7.02	7.59			0.02	0.09	0.13	0.16
2100	1.19	1.30	1.58	1.85	2.17	2.52	2.90	3.40	3.88	4.34	4.87	5.41	5.99	6.60	7.20	7.74			0.02	0.10	0.13	0.17
2200	1.24	1.35	1.64	1.92	2.26	2.61	3.01	3.53	4.02	4.50	5.04	5.59	6.17	6.78	7.38	7.86			0.02	0.10	0.14	0.18
2300	1.28	1.40	1.70	1.99	2.34	2.70	3.12	3.65	4.14	4.65	5.20	5.75	6.34	6.94	7.49	7.95			0.03	0.11	0.15	0.19
2400	1.32	1.45	1.76	2.06	2.42	2.80	3.22	3.77	4.29	4.79	5.35	5.91	6.50	7.08	7.61	8.00			0.03	0.11	0.15	0.19
2500	1.36	1.49	1.81	2.13	2.50	2.89	3.33	3.89	4.42	4.93	5.50	6.06	6.64	7.21	7.70	8.03			0.03	0.12	0.16	0.20
2600	1.40	1.54	1.87	2.19	2.57	2.98	3.43	4.00	4.55	5.06	5.64	6.20	6.77	7.32	7.76	8.02			0.03	0.12	0.17	0.21
2700	1.44	1.58	1.92	2.26	2.65	3.06	3.52	4.11	4.67	5.19	5.77	6.33	6.89	7.41	7.81	7.98			0.03	0.13	0.17	0.22
2800	1.48	1.63	1.98	2.32	2.72	3.15	3.62	4.22	4.79	5.32	5.90	6.45	7.00	7.48	7.82	7.90			0.03	0.13	0.18	0.23
2900	1.52	1.67	2.03	2.38	2.80	3.23	3.72	4.33	4.90	5.43	6.01	6.56	7.09	7.54	7.81				0.03	0.14	0.19	0.23
3000	1.56	1.71	2.08	2.45	2.87	3.31	3.81	4.43	5.01	5.55	6.13	6.67	7.17	7.57	7.77				0.03	0.14	0.19	0.24
3100	1.60	1.75	2.13	2.51	2.94	3.39	3.90	4.53	5.12	5.65	6.23	6.76	7.23	7.59	7.71				0.03	0.14	0.20	0.25
3200	1.63	1.78	2.18	2.56	3.01	3.47	3.98	4.62	5.22	5.75	6.32	6.83	7.28	7.59					0.04	0.15	0.20	0.26
3300	1.67	1.83	2.23	2.62	3.08	3.55	4.07	4.72	5.31	5.85	6.41	6.90	7.31	7.56					0.04	0.15	0.21	0.27
3400	1.71	1.87	2.28	2.68	3.14	3.62	4.15	4.81	5.40	5.94	6.49	6.96	7.33	7.51					0.04	0.16	0.22	0.28
3500	1.74	1.91	2.33	2.74	3.21	3.69	4.23	4.89	5.49	6.02	6.56	7.00	7.33	7.44					0.04	0.16	0.22	0.28

Tabla 24. Capacidad de potencia para el perfil PL por canal, para β=180° y L_b = 2096mm.

para marcha alta

nk=3337 rpm.

Diámetro de la polea: 83 mm.

Potencia de 1,83 kW/canaleta para L_{bo}= 2096 mm y β ≅ 180°.

para marcha baja

Para el caso de la relación de baja, según la relación de baja de 0,625, la velocidad en que aún se mantiene la potencia nominal es de 850 rpm en la polea grande (ver Fig. 59), la polea chica (motor) gira a 1300 rpm.

nk=1300 rpm.

Diámetro de la polea: 83 mm.

Potencia de 0,89 kW/canaleta para L_{bo}= 2096 mm y β ≅ 180°.

Existe menor capacidad de potencia para la relación de baja por lo que será considerado este valor para el cálculo de la cantidad de correas.

Cantidad de correas

La cantidad de correas "z" está determinada por:

$$z = \frac{P C_2}{P_N C_1 C_3} = \frac{3800W * 1,2}{0,89kW * 1 * 0,88} = 5,82$$

Los requerimientos de potencia son cubiertos con **6 correas**.

La polea de 6 canales tiene un ancho de 33 mm, por lo que resulta suficiente el espacio de 100 milímetros existente en el torno para la instalación de las 3 poleas de las tres marchas.

Tensión mínima por correa

La tensión por correa "T" está dada por:

$$T = \frac{500 (2,03 - C_1) P_b}{C_1 z v} + k v^2 = \frac{500 (2,03 - 1) 4,56}{1 * 6 * 15,72} + 0,036 * 15,72^2 = 33,8 [N]$$

k es un factor para el tipo de correa que en el caso de la correa PL es: k=0,036.

Carga radial en el eje de las poleas

La tensión de las correas produce una fuerza radial sobre el eje (intentando acercar los ejes de las poleas) dada por:

$$S_a = 2 T \operatorname{sen} \left(\frac{\beta}{2} \right) z = 2 * 33,8 \operatorname{sen} \left(\frac{174}{2} \right) 6 = 405 [N]$$

Control de la tensión de correa por método de la deflexión de la correa

La Fig. 61 muestra la forma de verificación de la tensión de correa

La deflexión E_a para una determinada separación entre poleas a_{nom} está dada por:

$$E_a \approx \frac{E L}{100} = \frac{3,3 * 426}{100} = 14 [mm]$$

$$L = a_{nom} \operatorname{sen} \left(\frac{\beta}{2} \right) = 426,6 \operatorname{sen} \left(\frac{174}{2} \right) = 426 [mm]$$

Siendo:

L: distancia de correa no apoyada en la polea.

E: deflexión para 100mm de distancia no apoyada, puede ser obtenida de la Fig. 62, resulta 3,3.

f: fuerza realizada para verificación de tensión, puede ser obtenida de la Fig. 62, resulta 60N.

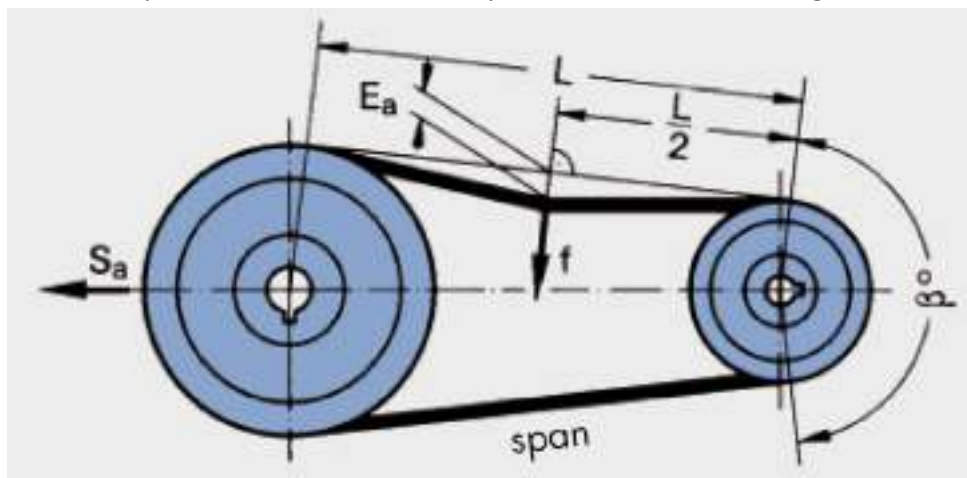


Fig. 61. Esquema de medición de tensión de correa.

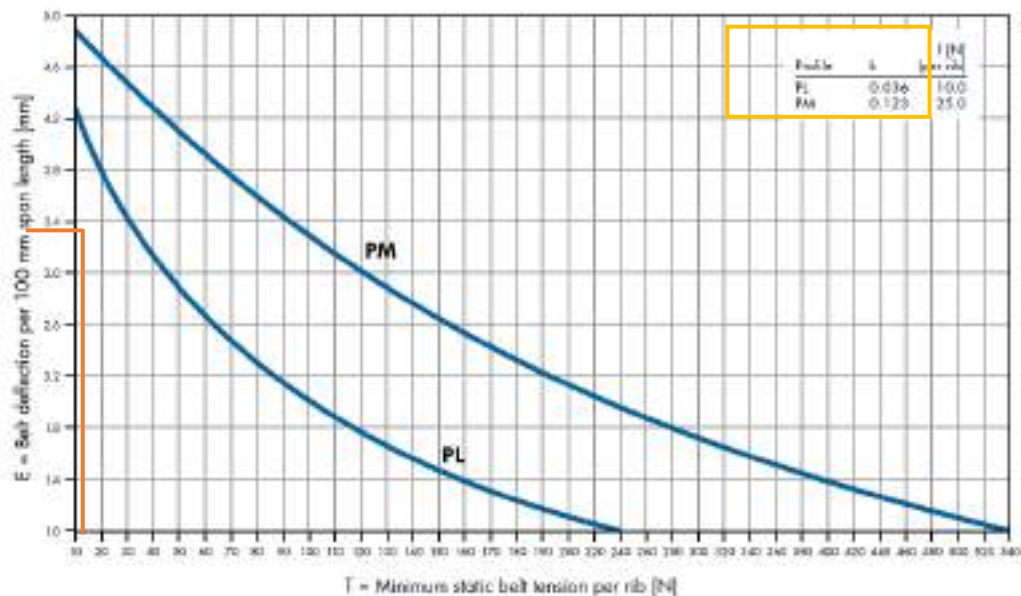


Fig. 62. Deflexión de correa.

Modelo de correa

6 PL 1194 "Optibelt".

6PL1194 "DAYCO".

PL 1194 K 6 "Dunlop".

Materiales de poleas

Material utilizado en las poleas estándar del manual Optibelt es fundición gris. Los materiales más utilizados en las poleas poly V son la fundición gris o el acero.

Capítulo 9. Torreta y portaherramientas

Las posibilidades principales para la configuración de la torre porta herramientas son:

1. De 4 lados, permite tener un buen ajuste de 4 herramientas cuando incorpora un mecanismo de posicionamiento del ángulo (ortogonal). Dependiendo la precisión requerida, puede necesitar calibración en cada cambio de herramienta (giro de la torreta). Fig. 63a.
2. Varias torres portaherramientas fijadas en distintas posiciones del carro transversal. Se pueden calibrar todas las herramientas y no requieren intervención del operario para el cambio de herramienta, pero su uso limita el diámetro de la pieza a trabajar y la operación con contrapunta. Fig. 63b.
3. Torreta de cambio rápido tipo Peyal, permite tener un buen ajuste de varias herramientas, aunque puede requerir calibración de la herramienta para mayor precisión, esta opción existe en muchas implementaciones de tornos CNC. Es más costosa que las anteriores y requiere mínima intervención del operario para cambiar la herramienta. Fig. 63c.
4. Torreta automática, permite el cambio de herramienta sin intervención del operario, pero resulta mucho más costosa y compleja que las otras opciones. Fig. 63d.



Fig. 63. a) Torreta giratoria convencional.
 b) Torres portaherramienta individuales.
 c) Torreta de cambio rápido tipo "Peyal".
 d) Torreta automática.

La opción 1 es básicamente la existente. La existencia del charriot no es estrictamente necesaria en un torno CNC, sin embargo, puede resultar práctico si se quiere corregir la posición de la herramienta o ajustar alguna dimensión sin intervenir en el código de mecanizado. En este caso se deberá revisar si se encuentra operativo algún mecanismo de posicionamiento del giro de la torre o agregarlo. Como contrapartida el charriot puede introducir imprecisión en el funcionamiento.

Las opciones 2 y 3 son funcionales, relativamente económicas y pueden ser ambas implementadas simultáneamente. La opción 4 es la más costosa y pueden ser objeto de un mejoramiento posterior del torno.

Se plantea el uso de las opciones 2 y 3.

En principio este torno sólo puede tener herramientas ubicadas por el frente y que corten hacia arriba, esto se debe principalmente a que:

- La reacción de la fuerza principal de corte es soportada por la bancada y está diseñada para soportar principalmente esfuerzo en la dirección vertical y hacia abajo.
- El giro del husillo cuando corta tiene un sentido preestablecido, actualmente no puede ser opuesto ya que podría aflojar el mecanismo de fijación del plato al husillo.

En caso de mejorar el agarre al torno de manera de asegurar que el plato no puede ser aflojado cortando con el husillo girando en sentido inverso, las herramientas de corte pueden ser ubicadas tanto por delante como por detrás del eje del husillo. Esto extiende la posibilidad de fijación de herramientas de la opción 2.

La implementación de la opción 3 requiere únicamente la compra del accesorio tipo torre de cambio rápido.

Para la opción 2 se presentarán croquis de los soportes y modificaciones al torno actual. La Fig. 64 muestra algunos de los portaherramientas y accesorios creados.

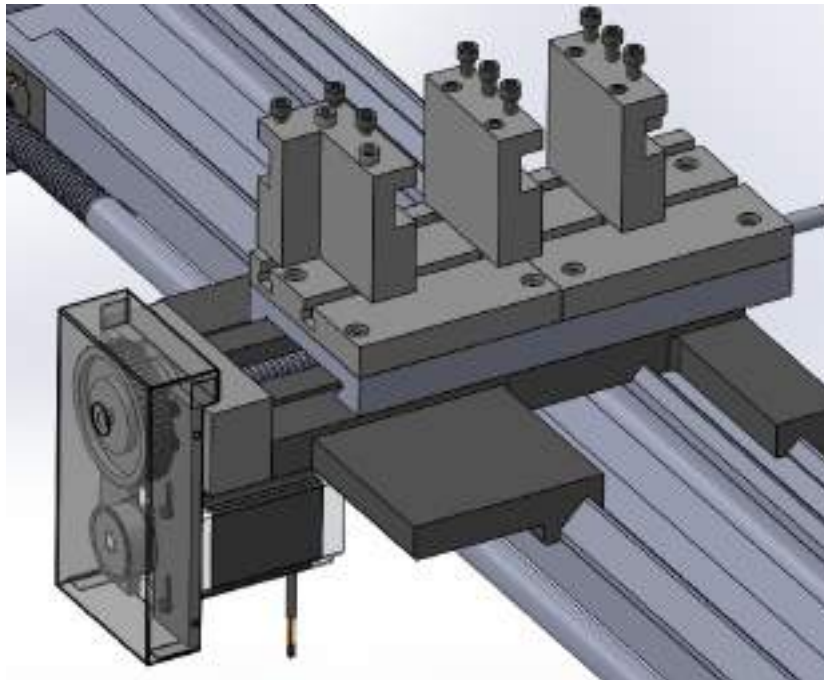


Fig. 64. Vista de implementación de torres portaherramientas individuales.

El tamaño del portaherramientas ya está establecido, ya sea por herramienta a utilizar y su capacidad de corte o por el porte del torno original.

Se instala una o dos placas con ranuras T para incorporar los portaherramientas individuales.

Las dimensiones del slot son obtenidas del sitio:

https://www.engineersedge.com/hardware/dimension_table_for_tslots_bolts_and_nuts_13508.htm, que hace referencia a la norma B5.1-1985

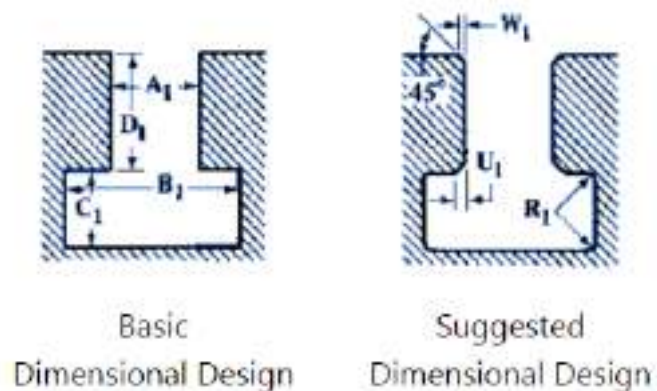


Fig. 65. Perfil T para sujeción de portaherramientas.

Para rosca M10 las dimensiones son las siguientes:

A1 nominal 12mm H12; B1 min 19mm; C1 min: 8mm; D1 min: 11mm.

Para rosca 3/8 las dimensiones son las siguientes:

A1 nominal 0,438" H12; B1 min 0,719"; C1 min: 0,297"; D1 min: 0,219".

Las dimensiones anteriores hacen que el macizo a instalar sobre el carro tenga una altura de al menos 25 mm, lo que reduce bastante la altura torneable. Se selecciona un tamaño menor de

tuerca considerando que el esfuerzo de corte tiende a aumentar la fuerza de fricción y fijación del portaherramientas.

Para rosca M8 las dimensiones son las siguientes:

A1 nominal 10 mm H12; B1: 16 a 18 mm; C1: 7 a 8 mm; D1: 9 a 14 mm;

Para rosca 5/16 las dimensiones son las siguientes:

A1 nominal 0,344" H12; B1: 0,594" a 0,656; C1 min: 0,234" a 0,266"; D1: 0,156" a 0,438";

Las dimensiones de las tuercas según el estándar BS 2485 son referenciadas en el sitio:

https://www.engineersedge.com/hardware/bs_2485_14596.htm

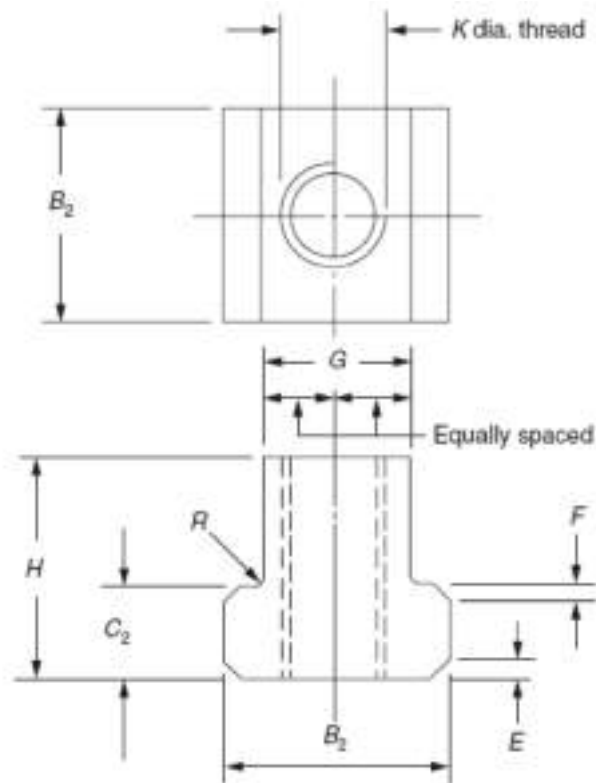


Fig. 66. Esquema de tuerca T.

Para M8: B2 = 15mm +0/-0,5; C2 = 6 ± 0,25; R = 1; G = 10 -0,3/-0,5; Hmax = 12; F = 0,3 x 45°

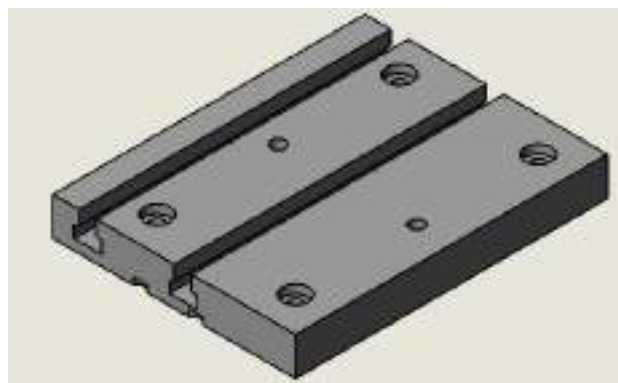


Fig. 67. Soporte de portaherramientas individuales.

Se diseña un portaherramientas individual cuyas dimensiones son presentadas en los croquis detallados contenidos en el anexo. Una vista del mismo es presentada en la figura 54.

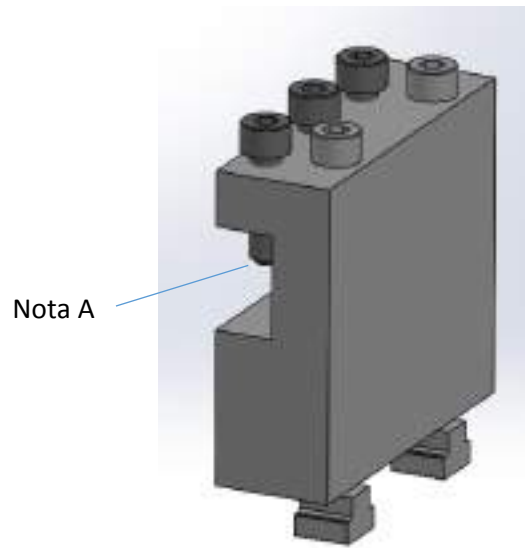


Fig. 68. Portaherramientas individual.

Los tornillos prisioneros de sujeción del portaherramientas son chaflanados en aproximadamente 1,5mm (Nota A), para que la deformación del extremo del tornillo no evite sacarlos del portaherramientas.

Este portaherramientas permite la sujeción de una herramienta de altura 16 mm como la incluida en los cálculos previos.

Un portaherramientas de cambio rápido (Tipo Peyal) de la compañía Vertex modelo VTP-AR-AP (ver Fig. 69) puede verse en el siguiente link:

(http://www.vertex-tw.com.tw/products/products_list.php?language=eng&cid=676#),

Este modelo permite el soporte de la herramienta de altura 16 mm y tiene un accesorio para cono morse número 1. Se realizan los croquis de un porta herramientas individual para este mismo cono morse. Los parámetros del cono son obtenidos de la referencia⁵².



Fig. 69. Torre de cambio rápido tipo "Peyal" marca Vertex.

⁵² Casillas A.L. "Máquinas-Calculos de taller" (2005). pág. 320. "conos morse"

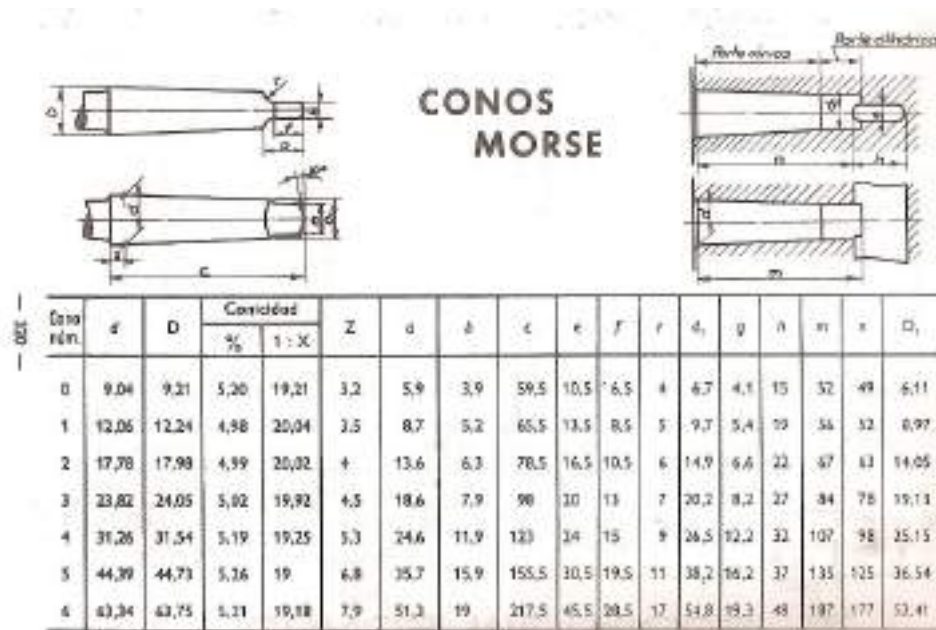


Fig. 70. Medidas de cono morse, extracto del manual casillas.

Conicidad para el cono 1 es 4,98% equivale a 2° 51'. El semiángulo es de 1,425°. Este dato será utilizado para la creación del croquis de pieza.

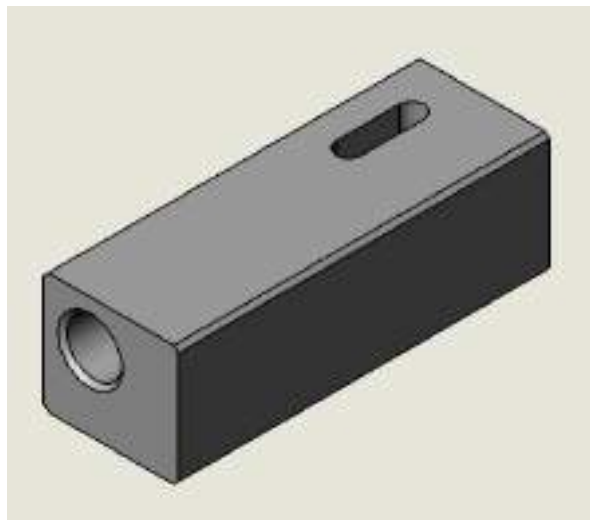


Fig. 71. Portaherramientas para cono morse.

Capítulo 10. Encoder

Un encoder, en este caso rotativo, es un dispositivo con un eje giratorio que emite señales eléctricas en representación de la posición angular de su eje. En tornos de control numérico se utiliza para realizar mecanizados donde debe sincronizarse las posiciones angulares y longitudinales, como es el caso de las roscas. El uso de encoders permite realizar el mecanizado en varias pasadas sin necesidad de detener el husillo ni de invertir el giro en el retroceso.

Las primeras versiones del software de control numérico Mach 3 solo admitían la incorporación de un pulso por revolución. Actualmente esto evolucionó a varios pulsos por

revolución con una limitación de mínima duración del pulso. En este caso no es adecuada la selección de un encoder de alta resolución y por ello posteriormente se selecciona un encoder de baja resolución. Sin embargo, se analiza también la solución para el encoder de alta resolución para el caso que el control evolucione o sea modificado.

El correcto desempeño del control aún con baja resolución del encoder se debe a que el programa utiliza los pulsos para determinar la velocidad del husillo y no la posición, solo uno de los pulsos por vuelta, que es de mayor duración, es utilizado como referencia de posición.

El encoder propuesto de alta resolución (500ppr) es más adecuado cuando se utilizan **placas de control** ya que estas pueden atender en tiempo real el estado de las señales. Al final del capítulo se propone una solución para encoder de baja resolución con pulsos según las indicaciones del manual de Mach 3.

Encoder de alta resolución

Los equipos CNC industriales utilizan encoders de alta resolución como el que estamos presentando y de hasta 10000 pulsos por revolución. Se diseñará un soporte para un encoder de manera de sensar la posición del husillo. El husillo transmitirá el giro a través de una correa sincrónica. La ubicación del encoder se plantea por fuera de la caja, en el extremo izquierdo y por detrás del torno.

El diámetro de la polea del lado husillo debe ser tal que permita la fijación al diámetro del husillo en esa posición, esto es unos 33mm. Se debe además aumentar el diámetro para la incorporación de prisioneros.

Se propone la utilización de un encoder comercial modelo Lpd3806 que se muestra en la siguiente figura.

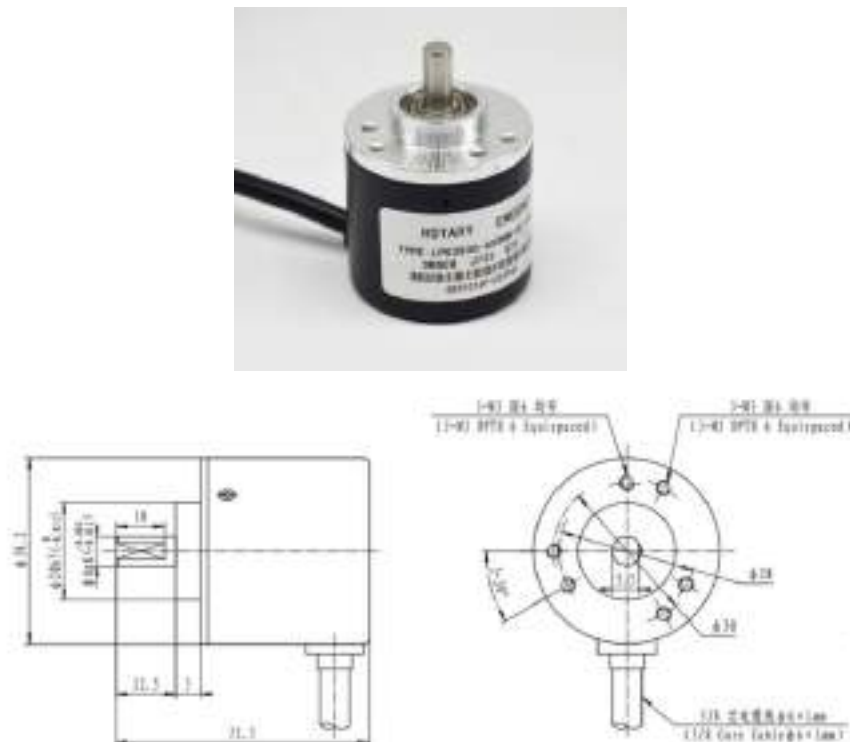


Fig. 72. Encoder incremental.

Encoder rotativo incremental tipo LPD3806.

- Características del encoder:
- Diámetro externo de 38 mm.
- Resolución de 500 ppr.
- Eje macizo con diámetro de 6 mm.
- Fuente de alimentación: 5-30 VDC.
- Consumo de corriente: 100 mA (carga desconectada).
- Salida: Push Pull (HTL con señal inversa).
- Salida de fase: A, -A, B, -B, Z, -Z.
- Salida de cable: Lateral.
- Largo del cable: 2 Mt.
- Frecuencia: 100K HZ (Frecuencia = RPM * Resolución / 60).
- Eje de carga radial: 10N.
- Empuje de carga del eje: 20N.
- Peso: Aproximadamente 0,16 kg.
- Nivel de protección: IP50.
- Temperatura: operación (-10C ~ + 70 °C), almacenamiento (-30C ~ + 85 °C).

La velocidad máxima de rotación del encoder es de 12000 rpm para el encoder de 500 ppr (pulsos por revolución). Ya que la velocidad máxima de rotación de husillo es de aprox. 3500 rpm. Puede utilizarse una relación de hasta 1:3,4. En el caso de utilizar la relación indicada, cada vuelta del husillo estaría discretizada con $500 \times 3,4 = 1700$ puntos.

La selección de la cantidad de pulsos por revolución dependerá además del control elegido. El control actual no admite este tipo de encoder por la elevada cantidad de pulsos por revolución. Se plantea una solución que no lleve al máximo las capacidades de velocidad del encoder de manera de extender su vida útil. Se eligen poleas de 15 dientes y 36 dientes, dando una relación 1: 2,4, y una resolución por vuelta del husillo de 1200 pulsos. Cabe mencionar que si se eligiera un valor de la polea chica de 14 dientes resultaría en una relación de 1: 2,5714... lo cual dificulta la realización de cálculos.

La correa podría ser de ancho mínimo ya que no necesita realizar esfuerzo para mover el encoder. Se eligieron inicialmente las poleas para correas de 9mm de ancho, una primera búsqueda en internet de este ancho de correas no tiene resultados satisfactorios. Parece ser que el ancho más habitual o fácilmente conseguible es el de 15mm. Se pasa a utilizar las poleas para correas de 15mm. polea modelo: HD 15 – 5M 15 y polea HD 36 – 5M 15.

La velocidad periférica es un parámetro limitante del material utilizado en la polea. El fabricante "SIT timing pulleys" recomienda a partir de los 33m/s la utilización de poleas de acero. La velocidad periférica máxima será:

$$V_{\text{periférica}} \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{\text{Diámetro de la polea} [mm] * rpm}{19100} = \frac{56 * 3500}{19100} = 10,26 \left[\frac{m}{s} \right]$$

En este caso las poleas estándar de aluminio son adecuadas.

La potencia que requiere ser transmitida es despreciable, de todos modos, se señala que la potencia base (sin aplicar factores de uso) disponible con una correa estándar (Optibelt OMEGA 5M) es de aproximadamente 6 kW a 3500 rpm.

Cálculos geométricos de la correa⁵³

Para el cálculo de la distancia entre centros y ajuste se repiten los mismos cálculos realizados para el desplazamiento del carro X.

Distancia entre centros recomendada "a":

$$a > 0,5 (d_{w1} + d_{w2}) + 15mm$$

$$d_{w1} \text{ (15 dientes): pitch diameter } 23,87.$$

$$d_{w2} \text{ (36 dientes): pitch diameter } 57,3.$$

$$a > 0,5 (23,87 + 57,3) + 15mm = \mathbf{55,585}$$

$$a < 2 (d_{w1} + d_{w2}) = 2(23,87 + 57,3) = \mathbf{162,34}$$

Longitud de la correa sincrónica:

$$L_{wth} \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4a} =$$

$$L_{wth_min} = 2 * 55,585 + \frac{\pi}{2}(23,87 + 57,3) + \frac{(57,3 - 23,87)^2}{4 * 55,585} = 243,7$$

$$L_{wth_max} = 2 * 162,34 + \frac{\pi}{2}(23,87 + 57,3) + \frac{(57,3 - 23,87)^2}{4 * 162,34} = 453$$

Se selecciona la correa **OMEGA 425 5M 15** (nomenclatura Optibelt) ya que esta es la misma utilizada en para el desplazamiento del carro transversal. Siendo entonces:

$$L_{wSt}^{54} = \mathbf{425}$$

Distancia entre centros según L_{wSt} :

$$a_{nom} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{8}}$$

$$K = \frac{L_{wSt}}{4} - \frac{\pi}{8}(d_{wg} + d_{wk}) = \frac{425}{4} - \frac{\pi}{8}(23,87 + 57,3) = 74,38$$

$$a_{nom} = 74,38 + \sqrt{74,38^2 - \frac{(57,3 - 23,87)^2}{8}} = \mathbf{147,8}$$

Mínimo registro para tensionar:

$$x = 0,004 a = 0,39mm$$

Mínimo registro para colocar la correa:

Cuando una sola polea tiene bordes $x = 14$ mm.

Cuando las dos poleas tiene bordes $x = 19$ mm.

Se realizaron croquis detallado del soporte, el cual permite montar los componentes y tensar las correas.

⁵³ Manual Optibelt "technical manual rubber timing belt drives" pag. 35.

⁵⁴ Manual Optibelt "technical manual rubber timing belt drives" pag. 24.

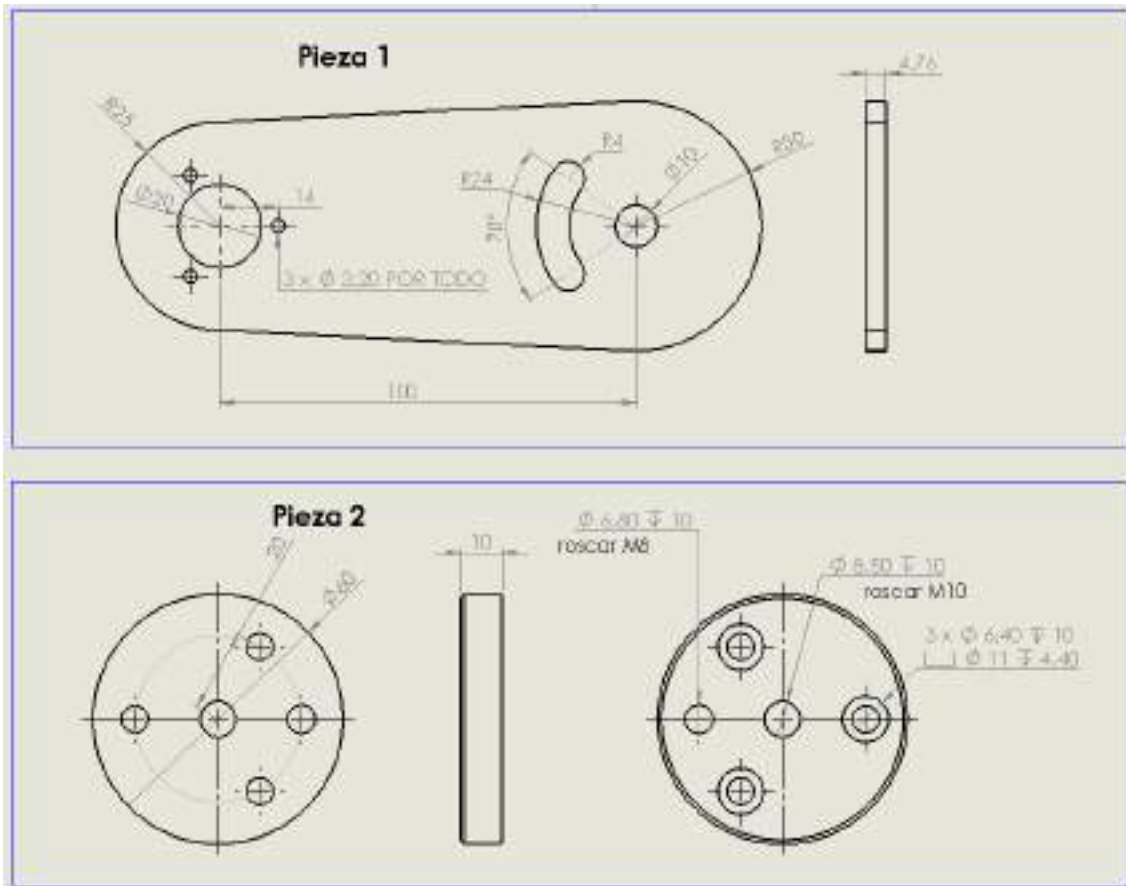


Fig. 73. Imagen parcial del croquis de construcción del soporte.

Encoder de baja resolución

El encoder de baja resolución se basa en un disco ranurado como el de la Fig. 75, vinculado al husillo del torno por medio del soporte mostrado en la Fig. 76. Un sensor óptico fijo al cuerpo del torno por medio del soporte de la Fig. 74 detecta las aberturas o ranuras del disco produciendo pulsos que son enviados a la placa de interfaz.

El manual de Mach3 indica para un funcionamiento confiable, una duración de pulso de al menos 200 microsegundos.

Se calcula el ángulo de la ranura o slot para el tiempo indicado a máxima velocidad (como da el ejemplo el manual de Mach3), esto es, $N = 3500$ r.p.m.

Haciendo corresponder el periodo de una vuelta con un giro de 2π :

$$2\pi = rev$$

$$\alpha = 2\pi \equiv T = \frac{1}{frec} = \frac{1}{N[rpm]} = \frac{60}{N[rpm]} [seg].$$

El ángulo para un tiempo t es:

$$\alpha_t = \frac{t[us] \times N[rpm]}{60 \times 10^6} \times 2\pi$$

Para $t=200us$:

$$\alpha_t = \frac{200 \times N[rpm]}{60 \times 10^6} \times 2\pi = 2 \times 10^{-5} \times N[rpm] [rad] \equiv 0,0012 N[rpm] [grados]$$

$$\alpha_t = 0,0012 * 3500 = 4,2^\circ$$

De todas las ranuras practicadas, una debe tener al menos un ancho 50% superior, esto es interpretado por el mach3 como el pulso de referencia. Esta diferencia en la ranura genera un desbalanceo del disco y se agrega una perforación en la posición contraria de modo de balancear el disco. Se calcula el momento de área de extensión de la ranura de referencia y se lo compensa con un agujero de 5,5mm ubicado a 34,8mm del centro del disco⁵⁵.

Se diseña una placa con 10 ranuras, con ángulo de apertura según el cálculo anterior de 4.2°. Se elige un contacto óptico de número de parte OPB829DZ, y fabricante TT electronics, con valor U\$S 3,89, que puede encontrarse en Digi-Key con número de parte de distribuidor 365-1726-ND. A partir de sus dimensiones se realiza el soporte.

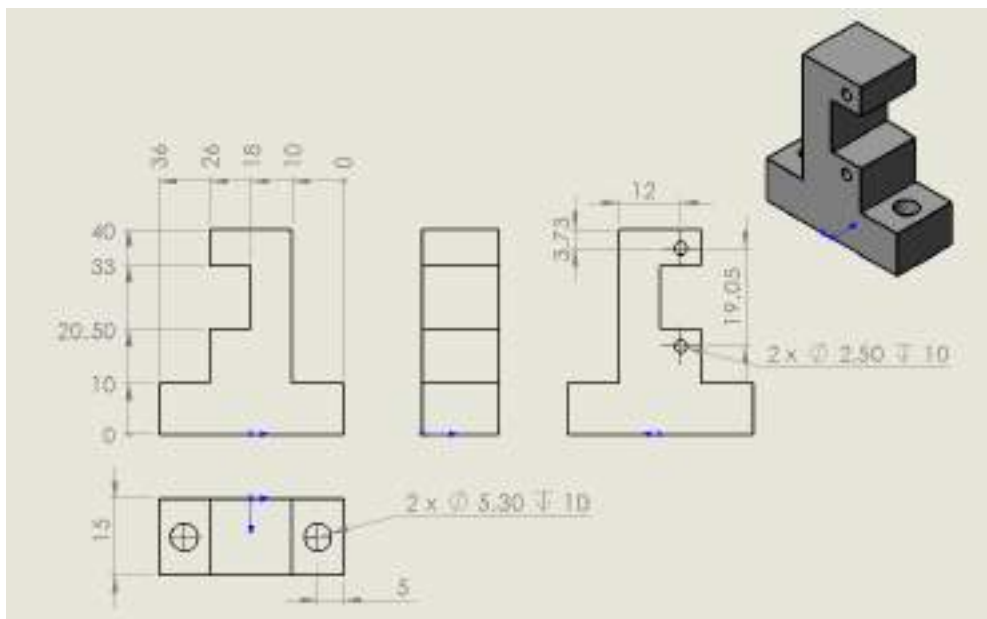


Fig. 74. Soporte de switch óptico.

⁵⁵ Ubicación del centro de masa del desbalanceo:

$$r_{cm} = \frac{\int_{R1}^{R2} \theta r^2 dr}{\int_{R1}^{R2} \theta r dr}$$

Siendo $\theta = 4,2^\circ$, $R1 = 45\text{mm}$, $R2 = 50\text{mm}$ resulta $r_{cm} = 47,54 \text{ mm}$.

El área del ensanchamiento de la ranura es $A_{cm} = \int_{R1}^{R2} \theta r dr = 17,4\text{mm}^2$.

Igualando momentos $A_{cm}r_{cm} = A_2r_2$

Para un círculo de 5,5 mm de diámetro se tiene un $A_2 = 23,75\text{mm}^2$

Resulta un $r_2 = 34,82\text{mm}$.

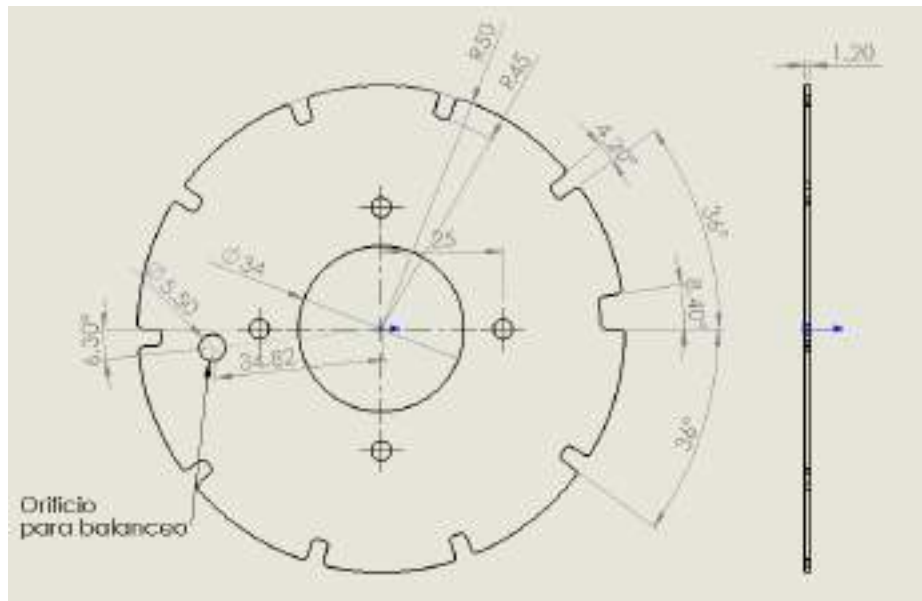


Fig. 75. Placa ranurada para encoder.

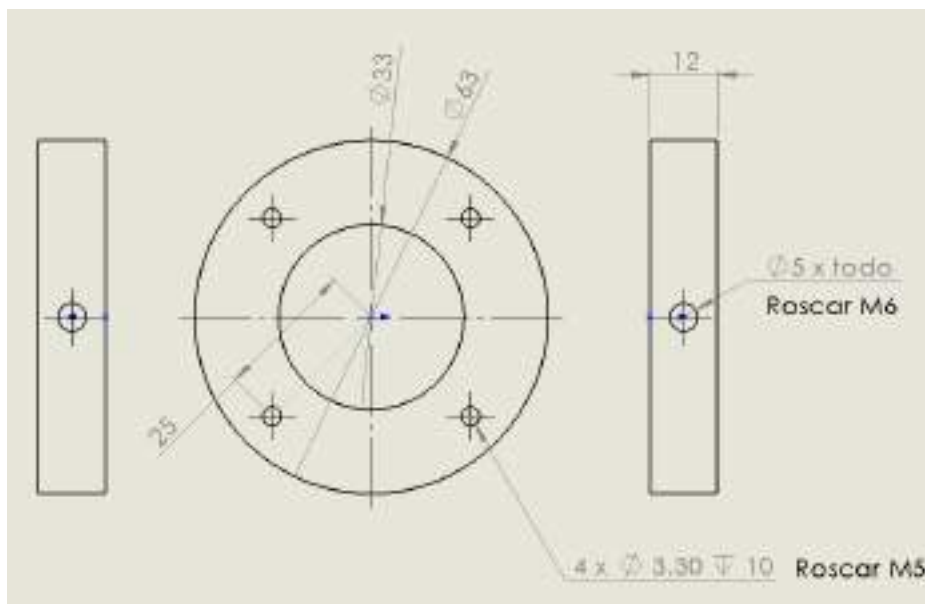


Fig. 76. Soporte de placa ranurada.

Capítulo 11. Lubricación

Lubricación del husillo

La lubricación original del husillo en el buje cónico frontal y el rodamiento izquierdo es a través de lubricar por medio de una aceitera los orificios en la parte superior de los elementos antes indicados. Esta tarea se debía realizar antes del accionamiento del torno y a periodos regulares. A este método de lubricación original se le presentan las siguientes opciones de mejora:

- **Opción 1:** Lubricación mecánica: los engranajes instalados levantarían el aceite del reservorio (actualmente lo hacen), se deberán tallar canales en el borde inferior de la tapa de inspección superior, también se deben mecanizar canalizaciones o instalar chapas colectoras de aceite para redirigir el aceite salpicado hacia los canales.

- **Opción 2:** Incluir una bomba de aceite accionada desde el husillo, posiblemente desde la salida destinada al movimiento de la caja Norton. Dicho tren de engranajes no se empleará en la configuración CNC, por lo cual pueden retirarse todos sus elementos.
- **Opción 3:** Accionar la misma bomba de aceite desde un motoreductor eléctrico, encendido al energizar el variador de velocidad del motor principal, o acoplarla al motor principal.
- **Opción 4:** Instalar un sistema aire aceite con conductos hasta los rodamientos, con la habilitación del aire a través de una electroválvula accionada, nuevamente, al energizar el variador de velocidad del motor principal.
- **Opción 5:** Instala un sistema tipo niebla accionado neumáticamente, accionado ídem anterior.

Ventajas y desventajas

Opción 1: Lubricación mecánica.

Ventajas: es sencilla de implementar y de bajo costo, no se necesitan elementos engranados.

Desventajas: tiene la limitación que la máquina original no está preparada para las 3500 rpm y las salpicaduras pueden ser excesivas por lo que se tendría que mejorar el sellado, tampoco es seguro que a bajas revoluciones el aceite salpique y alcance los canales. Ya que los engranajes internos no van a ser utilizados, estos pueden ser reemplazados por elementos salpicadores más especializados.

Opción 2: Incluir una bomba de aceite acoplada al motor principal.

Ventajas: es segura la lubricación a cualquier velocidad, es más intensa a mayor velocidad permitiendo mayor disipación de calor.

Desventajas: implica la existencia de un acoplamiento al motor principal, es más cara que la anterior por la necesidad de una bomba de aceite y la adaptación de la misma.

Opción 3: Bomba de aceite con motoreductor.

Ventajas: no interfiere en el motor principal. La adaptación (motor – bomba) resulta más sencilla que en el caso anterior.

Desventajas: tiene mayor costo (aprox. 230 U\$S un motoreductor) 0,12HP rel.1/40.⁵⁶

Opción 4: Instalación de un sistema aire-aceite⁵⁷.

En este método una corriente de aire arrastra aceite por las tuberías (sin ser niebla). El aceite es inyectado a la línea neumática.

Ventajas: puede implementarse con una bomba tipo solenoide o accionada a aire, la bomba puede ser una tipo pistón (más sencilla y económica). Es más confiable que el sistema de niebla, ecológicamente amigable respecto de la niebla, sencillo de controlar.

⁵⁶ https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-619768824-motorreductor-trifasico-012-hp-rel-140-indusell-srl-_JM#position=21&search_layout=stack&type=item&tracking_id=fda0cce3-b91d-48dd-964b-fa36d1dd7464

⁵⁷ <https://www.skf.com/ar/products/lubrication-management/system-components/supply-units/oil-and-air-lubrication>

Desventajas: requiere aire, se debiera instalar un presostato marcando falla ante la ausencia de presión.

Opción 5: Instala un sistema tipo niebla accionado neumáticamente

Ventajas: dependiendo de la implementación puede ser más económico que los casos 2, 3 y 4 y puede resultar el caso más sencillo de implementar.

Desventaja: se requiere la existencia de aire comprimido, el reservorio de aceite es presurizado y la reposición del aceite puede ser manual o automática cuando se despresuriza el dispositivo, se debiera instalar un presostato marcando falla ante la ausencia de presión. La niebla alcanza el ambiente de trabajo, teniendo implicancias en la seguridad e higiene del trabajador, el tipo de aceite a utilizar y la limpieza de las partes.

Las Opciones 2/3 y 4 se eligen inicialmente como las más prácticas y eficientes, se presentarán lineamientos en para la selección de los componentes.

Lineamientos para la implementación

Opción 2/3:

Se hizo una búsqueda en internet de bomba de aceite, se encontró que la bomba hidráulica de engranajes es la más acorde a la aplicación, pero el costo de la misma (aprox. U\$S 400) resulta elevado. Se opta por adaptar una bomba de aceite tipo vehicular ya que el costo es en gran medida reducido por la elevada producción de partes y su confiabilidad es también elevada por la aplicación a la que se destina (el costo de una bomba de aceite (Ford Fiesta 1.0L) ronda los U\$S45).



Fig. 77. Bomba de aceite Ford Fiesta 1.0L.

A la bomba anterior se debe fabricar una placa interfaz al motorreductor o al motor principal de manera de unir las partes e incluir los orificios de entrada y salida de aceite. En este caso la bomba permite la incorporación de un filtro de aceite.



Fig. 78. Motorreductor 0,12HP rel 1/40.

No se tiene precisión del volumen por revolución que desplaza la bomba. La especificación de la relación de reducción del reductor debe ser especificada de manera de lograr un caudal de aceite suficiente incluso para la máxima velocidad del husillo. Siendo que poca cantidad de aceite permite la correcta lubricación, el caudal necesario será función de la necesidad de refrigeración.

El aceite debe ser entregado a los dos rodamientos del husillo y para ello se deberá introducir una bifurcación (forma de "T" o distribuidor) en la tubería.

Otros accesorios del sistema son:

- Tuberías y distribuidores.
- Filtro.

Opción 4: lubricación aire-aceite, en este caso el aceite es arrastrado por la tubería hasta los rodamientos por una corriente de aire, el aceite lubrica y el aire refrigera.

La Fig. 79 muestra un equipo comercial de lubricación aire aceite. El reservorio de aceite no está presurizado por lo que el aceite existente en la caja del torno se puede conducir hasta este reservorio para lograr un circuito cerrado.

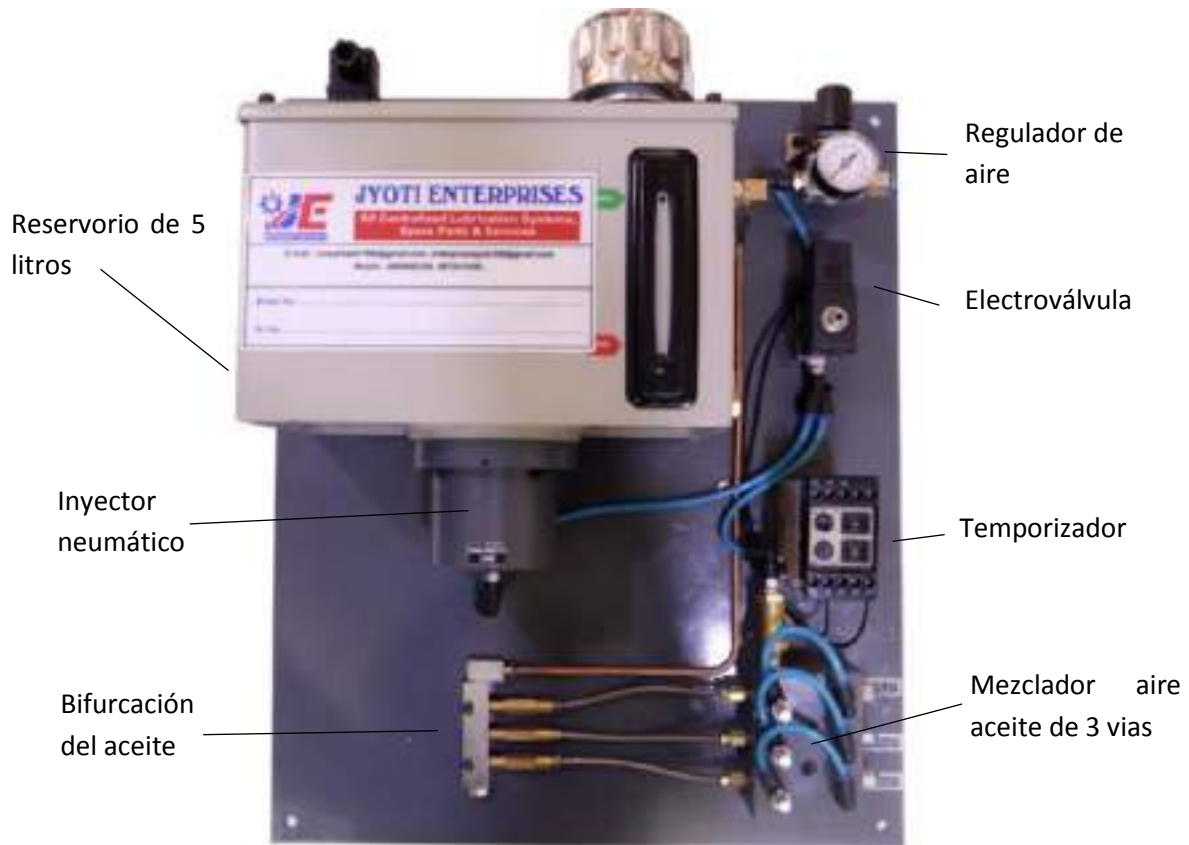


Fig. 79. Sistema comercial de inyección aire aceite.

Lubricación de carros y bancada

Los tornos industriales CNC poseen lubricación automática centralizada de bancadas, tornillos y rodamientos. Para ello se dispone de una central temporizada de lubricación, conductos flexibles o articulados que acompañan los movimientos de los carros, distribuidores que permiten ajustar la cantidad de aceite en cada punto. De esta manera se alcanzan varios puntos en el carro transversal para la lubricación de la bancada, otros varios puntos para la lubricación del carro transversal (cola de milano del eje X), las tuercas de ambos tornillos y rodamientos.

Debido a la complejidad de esta implementación se prefiere la lubricación manual antes de iniciar el programa y a intervalos regulares si el tiempo de ejecución de la pieza es suficientemente extenso y para ello se pueden incorporar pausas en programa de ejecución de la pieza. Debe especificarse en el manual de operación las tareas de lubricación y períodos recomendados.

El manual Hiwin recomienda para el tornillo de bolas recirculantes el uso de aceite para rodamientos antifricción. Los lubricantes con grafito o bisulfuro de molibdeno (MoS_2) **no** deben ser utilizados. El aceite debe ser mantenido en las bolas y los caminos de rodadura. La lubricación por baño de niebla o goteo es aceptable, sin embargo, se prefiere la aplicación directa sobre la tuerca de bolas recirculantes.

Los lubricantes de Shell "Tonna S2 M" y "Tonna S3 M" parecen adecuados para los tornillos y comparten utilización con la lubricación de las bancadas.

Capítulo 12. Selección de componentes eléctricos y electrónicos, esquema de conexión

Selección de drivers para los motores paso a paso

Driver motor eje X:

El motor seleccionado (FL86STH118-4208A-CABLE) permite la conexión tanto en serie como en paralelo. La conexión paralelo requiere un driver de mayor corriente (6 Amp) que permite mejor control a altas velocidades. La conexión serie permite mayor torque a expensas del rendimiento a altas velocidades y requiere (3 Amp).

La mayor inductancia de la conexión serie hace que se requiera mayor tiempo para alcanzar la corriente nominal, estos tiempos son más restringidos a altas velocidades ya que el tiempo máximo disponible es el tiempo entre pulsos o tiempo de paso. Es por esto su menor rendimiento a alta velocidad ya que a partir de cierta velocidad no se alcanza la corriente nominal. Se selecciona la conexión serie ya que la velocidad del carro X no es elevada y se reduce el costo del driver.

En los cálculos se propone una alimentación de 24V, muy distinta a la que origina las curvas presentadas por los motores 100V y 85V. Las características actuales de movimiento resultan, en teoría, cubiertas con esta tensión, pero si resultara en la aplicación que se necesita más tensión, el driver seleccionado permite el aumento de la tensión hasta 48V.

Velocidad máxima en X: 1,9m/min.

Paso del tornillo en X: 5 mm por revolución.

Hay una relación 2:1.

Velocidad de giro máx (Vrpm) en el motor es:

$$Vrpm = \frac{1,9 \frac{[m]}{[min]}}{5 \frac{[mm]}{[rev]}} 1000 \frac{[mm]}{[m]} 2 = 760 \frac{[rev]}{[min]}$$

El motor tiene 200 pasos por revolución. Se toma este valor ya que no se ha utilizado la configuración de micropasos en los cálculos desarrollados previamente.

La velocidad en pasos por segundo (Vpps) es el producto de la velocidad en rpm por la cantidad de pasos por revolución:

$$Vpps = 760 \frac{[rev]}{[min]} 200 \frac{[pasos]}{[rev]} \frac{1 [min]}{60 [seg]} = 2532 \frac{[pasos]}{[seg]}$$

El tiempo entre pasos es de **1 seg/2532 = 0,39 ms.**

Se puede representar la fase del bobinado por un circuito serie de un inductor y una resistencia, el driver funciona inicialmente como una llave y la alimentación del driver está representada por Vs, Fig. 80.

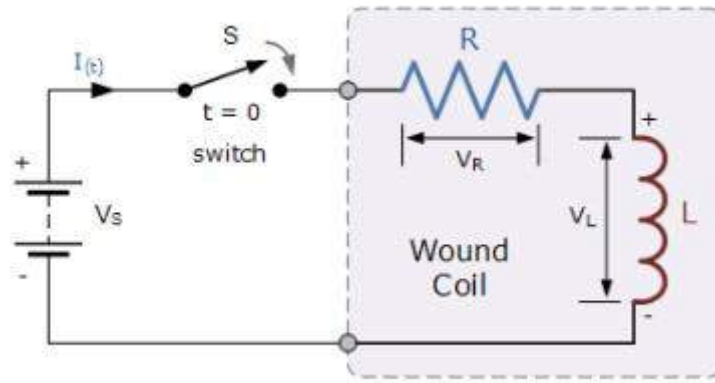


Fig. 80. Esquema excitación de bobina en motor pap.

La ecuación diferencial que representa al sistema es:

$$V_s = I R + L \frac{dI}{dt}$$

La solución a la ecuación y la expresión de la corriente es:

$$I = \frac{V_s}{R} (1 - e^{-Rt/L})$$

Donde:

V_s es la tensión aplicada, proponemos 24V.

L es la inductancia, en este caso serie, según la hoja de datos de 26mH.

I es la corriente.

R es la resistencia de la bobina o fase 2,4 Ohms.

Si buscamos conocer cuánto tiempo se requiere para alcanzar la corriente nominal de 3 amperios, resolvemos:

$$-\frac{L}{R} \ln \left(1 - \frac{RI}{V_s} \right) = t$$

$$-\frac{26 \times 10^{-3}}{2,4} \ln \left(1 - \frac{2,4 \cdot 3}{24} \right) = t = 3,86ms$$

El tiempo requerido para alcanzar la corriente nominal es muy superior al disponible entre pasos a la velocidad indicada.

Otro dato interesante es saber qué corriente se alcanza en el tiempo disponible entre pasos, la corriente alcanzada a la máxima velocidad de 2532 pps (1,9m/min) es:

$$I = \frac{V_s}{R} (1 - e^{-Rt/L}) = \frac{24}{2,4} (1 - e^{-2,4/(26 \times 10^{-3} \cdot 2532)}) = 0,36 \text{ Amp}$$

Que es el 12% de la corriente nominal por lo que se espera tener ese porcentaje del torque nominal, este valor es inferior al presentado en las curvas del motor ya que, como se comentó anteriormente, estas fueron calculadas para alimentación de 85 a 100V.

Considerando el torque nominal de 8,5Nm, la relación 2:1 de las poleas y el avance por vuelta del tornillo se obtiene un empuje aproximado de: $8,5Nm \cdot 0,12 \cdot 2 \cdot 2 \cdot \pi / 0,005 = 2563N$.

Aún con esta pérdida de torque las prestaciones del motor son suficientes para lograr el desplazamiento rápido que requiere solo 248N.

Una sollicitación superior es el corte a máxima velocidad como se indica en la sección de “Cálculos para el eje X. Resumen de fuerzas” de 2592 N a 1,4m/min.

1,4m/min equivalen a 1866 pps y un periodo de 0,53ms. Alimentando nuevamente con 24V la corriente alcanzada es de 0,48 Amp que representa el 16% del torque nominal (8,5N), o sea 1,36Nm. Esto en el tornillo resulta en un empuje axial de 3417N. Aun levemente por encima de la sollicitación.

El modelo Dm542e de la marca Leadshine permite corrientes de hasta 4,2 amperios, las configuraciones son discretos y permite ajustar la corriente a 2,84Amp y tensiones desde 20 a 50VDC. El valor encontrado en mercadolibre⁵⁸ es de aproximadamente U\$S 82.

En el caso de que, por razones no incluidas en el análisis, las fuerzas requeridas sean mayores, puede aumentarse la tensión de alimentación del driver reemplazando o ajustando la fuente hasta 48V.

Driver motor eje Z:

El avance rápido es ejecutado a 3,8 m/min y requiere 478 N de empuje axial.

La velocidad de rotación del motor en pasos por segundo es

$(3,8/0,005)/60*200= 2533$ pps esto es un tiempo entre pulsos de $1/2533 = 0,39$ ms.

El motor solo tiene una forma de conexión, los datos relevantes son:

Torque nominal: 12 Nm.

Corriente nominal: 6 Amp.

Resistencia: 0,56 Ohms.

Inductancia: 6,4 mH.

La corriente máxima a la velocidad indicada con alimentación de 24V es:

$$I = \frac{V_s}{R} (1 - e^{-Rt/L}) = \frac{24}{0,56} (1 - e^{-0,56/(6,4 \times 10^{-3} * 2533)}) = 1,45 \text{ Amp}$$

Implica el 24% de la corriente nominal y estimamos el 24% del torque nominal, esto es 2,9Nm

El empuje axial resulta en este caso: $2,9 \times 2 \times \pi / 0,005 = 3644$ N, muy por encima de la sollicitación de 478 N.

Una sollicitación más exigente es la de corte máximo en la que se necesitan 2740,9 N a 1,4m/min. En este caso no se realiza nuevamente el cálculo ya que la capacidad es superior a mayor velocidad.

⁵⁸ https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-678833775-driver-motor-paso-a-paso-dm542e-de-42a-leadshine-original-para-conexion-bipolar-_JM#reco_item_pos=0&reco_backend=machinalis-seller-items-pdp&reco_backend_type=low_level&reco_client=vip-seller_items-above&reco_id=1bbc5e7b-5ad5-40d7-b6e5-86e120a4f653

El modelo de driver Dma860e permite hasta 7,2 Amp, con ajuste discreto en 5,82 Amp. Y alimentación entre 18 y 80VAC o 24 a 100VDC. El valor encontrado en mercadolibre es de unos 115 U\$S⁵⁹.

Fuente de alimentación

Según los cálculos presentados anteriormente, se requiere en principio una fuente capaz de entregar corriente en simultáneo a los dos motores, esto es al menos 9 Amp, con tensión de al menos 24V.

-Se encuentra la fuente switching de 24V 15Amp⁶⁰ (360W) en un valor aproximado de U\$S 38, son bastante genéricas, en este caso la marca el "Megalite" y el modelos es SFL24250.

-Con mayor tensión se encuentra una de 36V, 10Amp marca Spower⁶¹ con valor de U\$S76. En este caso se debe alimentar la placa de interfaz con una fuente auxiliar.

-fuente auxiliar⁶² opcional 12V 2Amp. U\$S 9.

Placa de interfaz o controladora

Para el control de maquinaria CNC existen dos categorías para la implementación. Una en la que la computadora (PC) controla los periféricos y se vincula a estos por medio de una **placa de interfaz** y otra en que la PC provee una interfaz de usuario, pero el control de los tiempos es manejado desde una **placa controladora**.

El programa Mach3 como el LinuxCNC (EMC) son programas de control de maquinaria CNC de PC que se vinculan a través de la placa de interfaz a la máquina. La ventaja principal es el bajo costo de la implementación ya que las placas de interfaz son relativamente económicas. La desventaja es que la máquina no se está manejando en tiempo real y la capacidad de precisión en los tiempos depende de las actividades que se estén desarrollando en la PC o el grado de control que tenga el programa sobre los puertos de la PC.

Se considera que una versión de máquina con limitadas características de confiabilidad o precisión puede ser implementada con una placa de interfaz, pero una máquina industrial debe ser implementada con una placa de control o con una PC industrial.

La placa de interfaz (Fig. 81) vincula la PC con los drivers de los motores, el variador de velocidad, los fines de carrera, etc. Dependiendo del tipo de conexión disponible en la PC se consiguen placas de interfaz de conexión por medio del puerto paralelo o LPT, a través de USB o a través de ethernet.

⁵⁹ https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-811505302-driver-motor-paso-a-paso-dma860e-hasta-72a-leadshine-original-para-conexion-bipolar-_JM#position=2&search_layout=stack&type=item&tracking_id=4614aaf0-38de-4fd9-abb5-cbd57885ddbc

⁶⁰ https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-923031490-fuente-switching-24v-15a-360w-led-drive-impresoras-3d-_JM#position=1&search_layout=stack&type=item&tracking_id=704706fb-c294-450b-bfc3-104ba4e0bb49

⁶¹ https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-910987854-fuente-36v-10amper-360w-metalica-cooler-industrial-_JM#position=11&search_layout=stack&type=item&tracking_id=85cd7474-921b-4b78-99f2-224b6afdb5c3

⁶² https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-660744837-fuente-switching-metalica-12v-2a-amp-cctv-tira-led-_JM#position=7&search_layout=stack&type=item&tracking_id=7724487c-1a0e-48f3-a0a3-2d0abe9ec178

De lo encontrado a nivel nacional la placa de conexión LPT es la más económica, un inconveniente es que, en general, las máquinas actuales ya no traen este puerto. Aunque algunas sí y aún existen muchas con este puerto en funcionamiento. Existen cables adaptadores USB-LPT pero en el manual de Mach3 se indica que no pueden ser utilizados. Una placa LPT⁶³ ronda los U\$S 20.

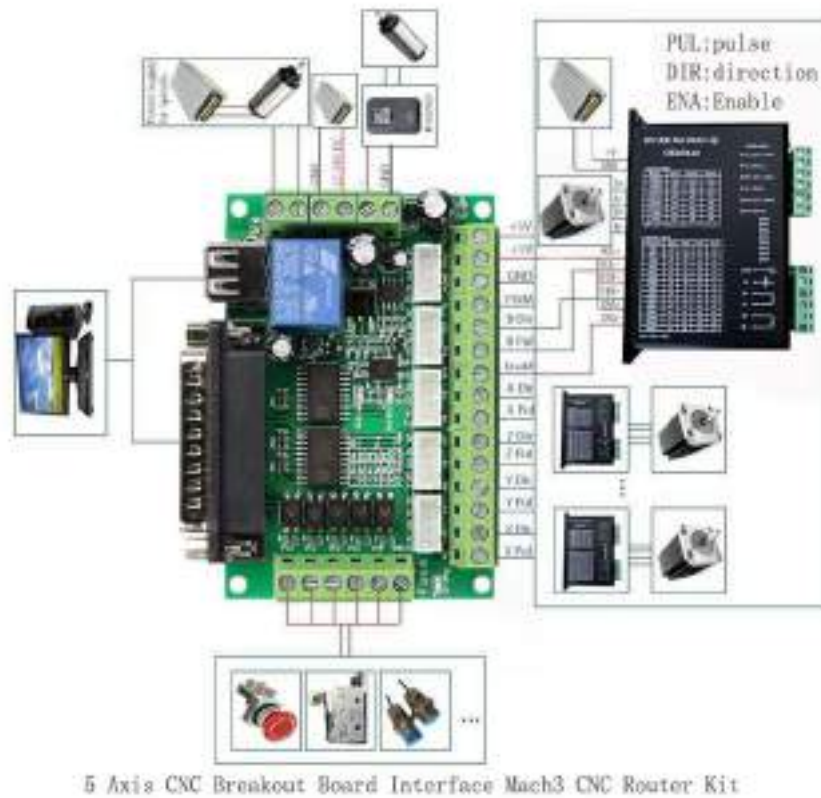


Fig. 81. Vista de esquema básico de conexión de la placa de interfaz.

Una placa de interfaz⁶⁴ en argentina para puerto USB modelo NVUM3-SP (Novusun CNC) ronda los U\$S360.

Existen varias **placas de control** en el mercado, no en Argentina. A continuación, se presentan algunas:

<https://www.dynomotion.com/KFLOP.html> por valor de U\$S249 FOB en el exterior.

Según el fabricante:

“KFLOP es un controlador de movimiento novedoso que se hace cargo de los requisitos en tiempo real de su sistema desde la computadora host almacenando datos en búfer y ejecutando múltiples subprocesos simultáneos de manera determinista. Combinado con una arquitectura de software que le brinda fácil acceso a funciones de bajo nivel y la capacidad de crear sus

⁶³ https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-912435044-interfaz-mach3-cnc-lpt-drivers-motores-pap-5-ejes-unoelectro-_JM#position=7&search_layout=stack&type=item&tracking_id=e9bc81-8de2-414f-8e75-6520561b2a1a

⁶⁴ https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-906773630-electronica-cnc-3ejes-100-khz-simple-usb-mach3-nvum3-arduino-_JM#reco_item_pos=3&reco_backend=machinalis-homes-pdp-boos&reco_backend_type=function&reco_client=home_navigation-trend-recommendations&reco_id=980d9ab8-fd04-4605-990d-f417794abd7c&c_id=/home/navigation-trends-recommendations/element&c_element_order=4&c_uid=314d0ffa-580b-4a3c-afb7-65f67248c2b6

propias GUI de front-end para acceder a nuestras bibliotecas directamente o a través de la interfaz .NET, el controlador de movimiento KFLOP es una solución poderosa para sus necesidades de control de movimiento.”.

Placa de control “Acordn cnc” U\$S 329 FOB.

https://www.centroidcnc.com/centroid_diy/acorn_cnc_controller.html

Kit de controlador CNC de paso y dirección Centroide "Acorn": un control CNC de 4 ejes con CPU de control de movimiento incorporada.

Según el fabricante: Acorn utiliza una CPU de control de movimiento ARM Cortex A8 integrada de 1Ghz y se comunica con CNCPC a través de una conexión Ethernet rápida y confiable. La placa de control Acorn CNC controla una amplia variedad de motores de eje y accionamientos con señales de comando de paso y dirección estándar de la industria. Compatible con motores de eje pequeño a grande de todo tipo y se puede utilizar con la mayoría de los paquetes de accionamiento del servomotor sin escobillas de CA como: DMM, Delta, Estun, Teco, Teknic, Yaskawa y otros. Cualquier variador que acepte comandos de paso y dirección. La mayoría de las unidades de motor paso a paso son compatibles con la placa Acorn, como las populares unidades paso a paso Gecko y Leadshine. Acorn funciona con el software de control CNC de calidad industrial comprobada de Centroid.

Variador de velocidad del motor principal

El variador de velocidad se encontraba previamente seleccionado, es el modelo SY8000-004G/5R5p-4 de la marca SANYU. Según las capacidades indicadas del variador, es adecuado para el motor seleccionado. El motor seleccionado acusa potencia de 5,5HP, equivalentes a 4,1kW.

Características del variador de velocidad:

Potencia de salida :	4/5,5KW
Tensión de entrada :	380V±15%/3PH
Frecuencia de salida :	0-600Hz
Corriente de salida :	9/13 Amp.
Modo de control :	V/F control
Pantalla :	LED
Altitud :	<1000M
Temperatura ambiente :	-10°C~40°C
Humedad :	<95%, sin condensación
Vibración :	<5,9m/seg.

Relé auxiliar de encendido de contactor

La placa de interfaz posee un relé integrado con características de posibilidad de manipular la alimentación de red. Sin embargo, se prefiere evitar la elevada tensión de red en cercanía del resto de la circuitería ya que una falla de aislación en la placa de interfaz podría introducir

tensiones peligrosas y desperfectos en toda la máquina. Es por eso que se agrega un relé externo y así evitar la tensión de red en la placa de interfaz.



Fig. 82. Relé auxiliar de encendido de contactor.

Las características relevantes del rele son:

Bobina de 12V corriente continua.

Tensión del contacto: 240VAC.

Corriente del contacto: 8 Amp.

https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-915801585-kit-zocalo-din-rele-auxiliar-my2n-bobina-12v-cc-2inv-cled-_JM#position=6&search_layout=stack&type=item&tracking_id=4b4ebbe6-a4d2-4a56-baa4-5b0d2d9bd37d

Interrupor y contactor principal

En el manual del variador de velocidad se especifica utilización de interruptor termo-magnético tipo de caja moldeada (MCCB) de 30 amperios (ABS 53C-30A), con utilización de cables de entrada y salida de 4mm² y contactor indicado como MC18b (de 18 Amp.).

Reactor de entrada AC

Puede ser instalado un reactor de entrada AC en el variador de velocidad, este permite reducir las armónicas de alto orden de la corriente de entrada del variador, mejorando el factor de potencia del variador.

Reactor de continua

Se utiliza para limitar la componente de alterna en el bus de continua. Solo se utiliza en los modelos de variador desde 30kw, con lo cual no es necesaria su instalación.

Resistencia de frenado

Se conecta entre las terminales P+ y BR. En el manual se especifica de 250W y 100 ohms para este modelo.

Esquema eléctrico

Se creó un esquemático de conexionado que se adjunta con esta documentación.

Capítulo 13. Carenado

El carenado es un revestimiento externo que tiene por funciones: proteger al operario de todo tipo de riesgo durante la ejecución de la pieza, mantener limpio el entorno, reducir el nivel sonoro, entre otros.

En este capítulo se presentarán características a considerar para el desarrollo de la estructura.

Características a considerar:

-El carenado debe limitar al acceso a la zona de movimientos de la máquina cuando el programa se encuentre en ejecución, un sistema difundido es la puerta corrediza en forma lateral o rebatible hacia arriba, o ambos.

-Se deben incorporar uno o más contactos dispuestos en conexión serie que indiquen al sistema la detención del mecanizado contra la intervención no programada del operario.

-Se debe permitir la incorporación de uno o más contactos golpe de puño de modo de detener la ejecución del programa en caso de falla detectada por él operario. Estos deben estar conectados de forma que la detención de las operaciones sea infalible.

-Se deben incorporar ventanas de modo de permitir la visualización de las operaciones desde el exterior.

-Si se prevé la utilización del torno con refrigerante de corte, se debe incluir una bandeja recolectora, posiblemente como parte de la mesa que sea suficientemente extensa como para recoger las salpicaduras. De igual manera las puertas o portones deben desagotar las salpicaduras hacia el interior de esta bandeja. Es necesario incluir una rejilla que limite la circulación de virutas y que permita la fácil recolección de las virutas esparcidas.

-El torno tiene tres velocidades que se modifican mediante la reubicación de la correa principal, se debe dar acceso a esta operación, con previa detención (por programa) del husillo.

-Cuando no puedan ser instaladas y ajustadas todas las herramientas necesarias antes de la ejecución del programa, será necesaria la intervención del operador para la instalación y el reglaje de la herramienta, posiblemente desde la posición de trabajo habitual de un torno convencional.

-Resulta útil la inclusión de una referencia de posición de la herramienta para reglaje, esto es uno o más planos de referencia tanto en X como en Z para el ajuste de una posición absoluta de la herramienta. El ajuste de la herramienta puede ser tanto manual (con un papel de espesor conocido) o con el sensado electrónico del contacto. Aquí se requiere manipular el controlador con el operario dentro de la zona de trabajo.

-Se debe dejar acceso a la lubricación por detrás del torno para poder acceder a la tuerca de bolas recirculantes del eje X. Esta será accesible en su límite de carrera.

-Se debe incorporar iluminación a prueba de salpicaduras, no solo en lo relativo a la impermeabilidad, sino también respecto del tipo de líquidos involucrados.

-Debido a la limpieza del torno, se debe tener acceso sencillo a la limpieza y secado de las bancadas luego de terminado el trabajo.

-Para este torno la contrapunta es ajustada manualmente, por lo que deberá tenerse fácil acceso a esta operación.

-Pueden seleccionarse aperturas rápidas tipo corredizas o rebatibles para actividades repetitivas como las de operación, lubricación de bancadas y tuercas, limpieza y cambios de velocidad. Y otro tipo de acceso como paneles extraíbles para mantenimientos menos frecuentes.

- Resulta útil tener el panel de control próximo a la zona de trabajo para la realización de ajustes de la herramienta o posicionamiento de la pieza. En muchos casos el panel de control se encuentra montado en un brazo pivotante permitiendo la ubicación cómoda del mismo.
- Se pueden incorporar patas anti-vibración ajustables, que permiten corregir desalineaciones del piso y flexión de la bancada.
- De debe proveer una caja para la parte eléctrica y electrónica de la máquina. Aquí se debe considerar la proximidad de la misma a los motores de avance de los carros, la alimentación del motor principal y el cableado hasta el panel de control. Puede o no incorporar la PC de manejo del software. Otro requerimiento para este compartimiento es reducir tanto como sea posible en nivel de vibraciones ya que las partes son susceptibles a fallas por este mecanismo. Se pueden instalar acoples anti-vibración o montar la caja en un mueble o columna separado del torno.
- Puede ser útil la incorporación de una bandeja protectora de bancada para evitar el golpe de la misma cuando es finalizada la pieza (tronzada) y que la pieza sea direccionada a un lugar de recolección.
- Se puede incluir una señalización lumínica que indique el estado de ejecución de un programa. Ej. Rojo: en operación; Amarillo: requiere intervención del usuario; Verde: programa finalizado o máquina en reposo.



Fig. 83. Vista de ejemplo de carenado.

CONCLUSIONES

En este proyecto final se alcanza a entender la extensa cantidad de trabajo que se requiere para la conversión del torno. Esto incluye el diseño detallado y fabricación de gran cantidad de piezas, componentes a adquirir, calidades disponibles o adquiribles y auxiliares.

Buena parte de la dificultad del trabajo implicó encontrar soluciones variadas, realizables con medios disponibles, limitadas por las geometrías existentes, con disponibilidad limitada y aplicables a la realización de una sola máquina.

Como resultado de la ejecución del proyecto se obtuvo una solución completa al problema planteado. Se hacen notar los siguientes aspectos de la implementación propuesta:

-Todos los cálculos se basan en la suposición de una condición de trabajo habitual en este tipo de máquinas: Mecanizados de aceros SAE 1045, con velocidad de corte de 240m/min, profundidad 2mm y avance de 0,25mm.

-El máximo empuje de cada eje fue calculado sin considerar micropasos en los motores, si se utilizaran el torque disponible sería reducido.

-Es posible aumentar el torque disponible en los motores paso a paso aumentando la tensión de alimentación de los drivers.

-Se deben utilizar grasas con aditivos de extrema presión en los rodamientos de soporte de los tornillos debido a la baja velocidad de rotación.

-Se deben utilizar lubricantes sin disulfuro de molibdeno o aditivos de extrema presión en las tuercas de bolas recirculantes o la superficie del tornillo.

-Según la regla genérica de la carga mínima requerida, los rodamientos de contacto angular de las cajas de rodamientos para los ejes X y Z deben ser ajustados con una precarga equivalente de al menos 100N.

-La solución propuesta requiere de la adquisición de los componentes listados en el Anexo 1 y de la fabricación de los componentes croquizados en el Anexo 2.

Anexo 1. Listado de componentes principales a adquirir

- Motor principal (en existencia)
4kw, 1430rpm, trifásico
- Correa de transmisión de motor principal
6PL1194 "DAYCO" o 6 PL 1194 "Optibelt".
- Tornillo y tuerca de bolas eje Z (en existencia)
FSI 25-5T3. Longitud mínima: 1400 mm
- Tornillo y tuerca de bolas eje X
SSV 16-5B1. Longitud mínima: 550 mm
- Rodamientos eje Z izquierdo
2 unidades 7301 BEP
- Rodamientos eje Z derecho
1 unidad 6203-2RSL o 6203-2RSH
- Rodamientos eje X
2 unidades 7203 BEP
- Correa sincrónica eje X
OMEGA 425 5M 15
- Reten eje Z lado izquierdo

- 2 unidades retén 25x35x7 HMS10 RG o 25x35x7 HMS5 RG
- Arandela suplemento eje Z
 - Una unidad 32 x 40 x 0,3
- Acoplamiento axial tipo rotex para eje Z
 - Modelo FL 19/24, proveedor "TISA transmisiones"
- Reten eje X
 - 2 unidades retén 18x32x7 HMS10 RG o 18x32x7 HMS5 RG
- Poleas sincrónicas
 - 1 unidad HD30-5M 15 (acero con bordes, 30 dientes, perfil 5m HTD, ancho 15mm)
 - 1 unidad HD60-5M 15 (aluminio sin bordes, 60 dientes, perfil 5m HTD, ancho 15mm)
- Arandela suplemento eje X
 - Una unidad 27 x 37 x 0,3
- Grasa para rodamientos de los ejes
 - Shell Gadus S2 V220
- Lubricante de tuercas de bolas y bancada
 - Shell "Tonna S2 M" o "Tonna S3 M"
- Motor paso a paso eje Z (en existencia)
 - FL86STH156-6204B-01
- Motor paso a paso eje X (en existencia)
 - FL86STH118-4208A
- Rodamiento de husillo
 - 32011 X/P o 32210 J2/Q (cambia implementación)
- Placa de interfaz para puerto paralelo
 - Genérica, conexión LPT de señales, alimentación por USB, alimentación lado torno 12-24V, 5 entradas digitales optoaisladas, al menos control para dos ejes.
- Driver eje X
 - Modelo Dm542e, Leadshine. Corriente máx.4,2 Amp. Máxima tensión de entrada 50VDC
- Driver eje Z
 - Modelo Dma860e, Leadshine. Corriente máx. 7,2 Amp. Máxima tensión de entrada 80VAC o 100VDC
- Fuente alimentación principal y auxiliar opcional
 - Principal: 24V 15Amp o superior, ejemplo: modelo SFL24250 de "Megalite"
 - Auxiliar 12V 2Amp.
- Relé auxiliar de encendido de contactor
 - Bobina de 12V corriente continua, tensión del contacto: 240VAC, corriente > 2 Amp.
- Contactor principal
 - Contactor trifásico de 18 Amp, bobina 220Vac
- Interruptor principal
 - MCCB de 30 Amp. Ejemplo ABS 53C30A
- Variador de velocidad (en existencia)
 - SY8000-004G/5R5p-4 de la marca SANYU.
- Resistencia de frenado
 - 250W, 100ohms
- Contacto óptico para encoder (en existencia)
 - modelo OPB829DZ fabricante TT electronics.

Anexo 2. Listado de croquis

Se desarrollaron los siguientes croquis detallados y esquemáticos que serán adjuntados con el proyecto.

- [00 00 Vista general 1](#)
- [01 00 Vista general de encoder de baja resolución](#)
- [01 01 Encoder baja resolución Aro de fijación](#)
- [01 02 Encoder baja resolución Placa ranurada](#)
- [01 03 Encoder baja resolución Soporte contacto óptico](#)
- [02 00 Vista general de encoder de alta resolución](#)
- [02 01 Encoder alta resolución Soporte.](#)
- [03 00 Vista general soporte de torres fijas](#)
- [03 01 Soporte torres fijas largo](#)
- [03 02 Soporte torres fijas corto](#)
- [03 03 Torre fija lateral](#)
- [03 04 Torre fija frontal](#)
- [03 05 Porta cono morse](#)
- [04 00 Vista general movimiento X](#)
- [04 01 Mecanizados carro transversal](#)
- [04 02 Tornillo bolas eje X](#)
- [04 03 SoporteTornilloEjeX Desarme](#)
- [04 04 SoporteTornilloEjeX Caja](#)
- [04 05 SoporteTornilloEjeX PlacaMotor](#)
- [04 06 SoporteTornilloEjeX Brida](#)
- [04 07 SoporteTornilloEjeX Tapa](#)
- [04 08 PoleaTornilloEjeX](#)
- [04 09 SoporteTornilloEjeX BujeApoyoReten](#)
- [05 00 Vista general movimiento Z](#)
- [05 01 Tornillo bolas eje Z](#)
- [05 02 SoporteTornilloEjeZDerecho](#)
- [05 03 SoporteTuercaEjeZ](#)
- [05 04 SoporteTornilloEjeZIzquierdo Desarme](#)
- [05 05 SoporteTornilloEjeZIzquierdo Caja](#)
- [05 06 SoporteTornilloEjeZIzquierdo PlacaBase](#)
- [05 07 SoporteTornilloEjeZIzquierdo PlacaMotor](#)
- [05 08 SoporteTornilloEjeZIzquierdo Brida](#)
- [05 09 SoporteTornilloEjeZIzquierdo Junta](#)
- [05 10 SoporteTornilloEjeZIzquierdo Tapa](#)
- [05 11 SoporteTornilloEjeZ BujeApoyoReten](#)
- [06 00 EnsamblajeCNC 3D](#)
- [07 00 Esquema eléctrico](#)

Estas y otras piezas se encuentran generadas en archivos de CAD3D.