

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

Sección Ingeniería Mecánica



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO MECÁNICO DE ALIMENTADOR DE BARRAS CORTAS PARA TORNO DE CONTROL NUMÉRICO

Proyecto para Tema de Tesis a fin de optar el Título de Ingeniero Mecánico,

Que presenta el alumno:

RODRIGUEZ COLOMA, EDUARDO LORENZO

ASESOR: Ing. Víctor Girón

Lima, Marzo de 2013

RESUMEN

La presente tesis pretende aportar en el desarrollo de la producción en serie de piezas torneadas para diferentes fines en nuestro país, y específicamente en nuestra universidad, dando un uso más eficiente al torno CNC Traub TND 160 del laboratorio de manufactura de la especialidad de Ingeniería Mecánica.

Por lo tanto esta tesis tiene por objetivo principal, realizar el diseño mecánico de un alimentador de barras cortas para el torno Traub 160, y así automatizar los trabajos de torneado, prescindiendo del trabajo humano en el llenado de barras por la parte trasera del eje principal del torno y ahorrando tiempo en el tronzado de barras para la fabricación masiva de diversos componentes para la industria en general.

El diseño óptimo fue el resultado de un proceso de selección de las mejores alternativas de solución, armando los modelos preliminares óptimos en función a la tecnología empleada en la actualidad para los distintos sistemas y funciones de la maquina, hasta finalmente encontrar el modelo preliminar optimo que cumplía con los objetivos de la maquina.

Se tuvo cuidado en evaluar mediante cálculos previos los componentes que estarán sometidos bajo esfuerzos y velocidades de traslación y que pudieran fallar durante su servicio, de tal manera que al rediseñarlas puedan trabajar de forma eficaz y satisfactoria.

También se incluyen los planos de diseño principales de la maquina, así como los materiales necesarios para su construcción. Además se ha elaborado un presupuesto especificando los costos relacionados con la fabricación de la misma, como los costos de los materiales

Finalmente se espera que esta tesis pueda servir de manera eficaz en la producción en masa de piezas torneadas en el mercado nacional, con ingeniería capaz de ser desarrollada y construida en talleres locales y a un precio final económico en función al mercado internacional.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TITULO:	DISEÑO MECÁNICO DE ALIMENTADOR DE BARRAS CORTAS PARA TORNO DE CONTROL NUMÉRICO
AREA:	Producción
PROPUESTO POR:	Ing. Víctor Girón Medina
ASESOR:	Ing. Víctor Girón Medina
TESISTA:	Eduardo Lorenzo Rodríguez Coloma
CODIGO:	19982675
FECHA:	05 de Junio del 2014

DESCRIPCION Y OBJETIVOS:

Cada vez es más frecuente el empleo de tornos CNC en el país. Si se desea incrementar la productividad de estas máquinas es necesario de dotarlas de sistema automático de alimentación del material de trabajo. Debido a que esta tecnología no se desarrolla en nuestro medio, se ha visto conveniente realizar el diseño de estos alimentadores.

En este tema de tesis se realizara el diseño mecánico de un alimentador de barras cortas para un torno de control numérico; se tomará como referencia el torno Traub CNC del taller de manufactura de la Pontificia Universidad Católica del Perú que tiene restricciones en cuanto a espacio disponible.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO MECÁNICO DE ALIMENTADOR DE BARRAS CORTAS PARA TORNO DE CONTROL NUMÉRICO

Resumen

Introducción

Objetivos

1. Estado de la Tecnología
2. Diseño Preliminar del Alimentador
3. Diseño y Cálculo de los Elementos Principales
4. Estimado del Costo de Fabricación

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos (incluyendo planos)

Ing. (Victor Girón Medina)

Asesor

INDICE

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO	
RESUMEN	I
NOMENCLATURA	II
INTRODUCCION.....	1
OBJETIVOS	3
OBJETIVO GENERAL	3
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
1. ESTADO DE LA TECNOLOGIA.....	4
1.1 ESTADO DEL ARTE	4
1.1.1 Tipos de Alimentadores debido a su funcionamiento	5
a) Tipo Hidrostático:.....	5
b) Tipo Hidrodinámico:.....	7
1.1.2 Tipos de Alimentadores debido a su tamaño y sus componentes.....	8
a) Alimentadores de Barras Cortas:	9
b) Alimentadores de Barras de 12' (3.66 m):.....	10
c) Alimentadores de Barras Multicanales	10
1.1.3 Elementos principales y tecnología actual de un alimentador de barras	11
a) Canales guías de alimentación:	11
b) Base de apoyo:	12
c) Rodillos Base Fijos:.....	13
d) Sistema de Alimentación de tambor o revolver:	14
e) Sistema Rotativo sin impacto:	15
f) Sistema en cascada	15
g) Sistema rotativo con impacto:	16
h) Sistema de avance de barra con discos duros ranurados	17
1.2 PARÁMETROS DEL ALIMENTADOR (LISTA DE EXIGENCIAS)	18
1.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN	20
1.4 METODOLOGÍA DE DISEÑO	22
1.4.1. Comprensión de la Solicitud	22
1.4.2. Estructura de Funciones	22

1.4.3.	Concepto de Solución.....	22
1.4.4.	Proyecto Preliminar Optimo.....	23
1.4.5.	Proyecto Definitivo.....	23
2.	DISEÑO PRELIMINAR DEL ALIMENTADOR.....	24
2.1	ESTRUCTURA DE FUNCIONES.....	24
2.2.1	Caja Negra.....	24
2.2.2	Procesos Técnicos.....	25
2.2.3	Representación de la Estructura de Funciones.....	23
2.2	DESARROLLO DE LA MATRIZ MORFOLÓGICA.....	27
2.3	ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.....	28
2.3.1	Alternativa de Solución 1.....	28
2.3.2	Alternativa de Solución 2.....	29
2.3.3	Alternativa de Solución 3.....	30
2.4	EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN.....	31
3.	DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES.....	34
3.1	CHASIS.....	34
3.1.1	Generalidades.....	34
3.1.2	Calculo de Pandeo.....	35
3.1.2.1	Verificación de falla individual de los perfiles entre cartelas.....	36
3.1.2.2	Pandeo del conjunto alrededor del eje x-x ($mx = 2$).....	37
3.1.2.3	Pandeo por Elementos Finitos (SW).....	37
3.1.3	Bandeja de Almacenamiento.....	40
3.1.3.1	Generalidades.....	40
3.1.3.2	Calculo de Pandeo en Tornillo Nivelador.....	41
3.2	SISTEMA ALIMENTADOR.....	45
3.2.1	Generalidades.....	45
3.2.2	Calculo Dinámico.....	46
3.2.2.1	Calculo Cinemático.....	48
3.2.2.1.1	Velocidades.....	48
3.2.2.1.2	Aceleraciones.....	51
3.2.2.1.3	Aceleración del extremo C (aceleración de la barra).....	52
3.2.2.1.4	Aceleración del centro de gravedad de la biela (AG3).....	54
3.2.2.2	Calculo Cinético.....	55

3.2.2.2.1	Cinética Eslabón 2.....	58
3.2.2.2.2	Cinética Eslabón 3.....	59
3.2.2.2.3	Cinética Eslabón 4 (Corredera)	60
3.2.2.3	Calculo General (Todas las Posiciones)	63
3.2.3	Selección de Cadena de Transmisión y Sprockets.....	65
3.2.4	Selección del Servomotor	69
3.2.5	Análisis de Resistencia de las bielas	72
3.2.6	Análisis del Eje Excéntrico (Elementos Finitos)	76
3.3	SISTEMA DE AVANCE	78
3.3.1	Generalidades	78
3.3.2	Calculo Dinámico.....	80
3.3.3	Calculo de la Fuerza de Traslación	81
3.3.3	Calculo de Selección del Servomotor.....	82
3.4	DISEÑO COMPLETO DE ALIMENTADOR.....	86
3.4.1	Generalidades	86
3.4.2	Parámetros Finales de Diseño.....	87
4.	ESTIMADO DEL COSTO DE FABRICACION	89
4.1	GENERALIDADES.....	89
4.2	COSTOS	89
4.2.1	Costo Variable	89
4.2.2	Costo Fijo.....	94
4.3	FINANCIAMIENTO.....	95
4.4	VALOR EN MERCADO – PRECIO DE VENTA	95
	CONCLUSIONES.....	96
	RECOMENDACIONES	97
	BIBLIOGRAFIA	98
	ANEXOS	I
	INDICE DE ANEXOS	II
	Tablas	II
	Planos	II

NOMENCLATURA

F	Fuerza	(N)
L	Longitud	(mm, m)
I_0	Momento Polar de Inercia	(mm^4)
I	Momento de Inercia	(mm^4)
σ_{eq}	Esfuerzo Equivalente	($\frac{N}{mm^2}$)
σ_{lim}	Esfuerzo Limite	($\frac{N}{mm^2}$)
σ_{adm}	Esfuerzo Admisible	($\frac{N}{mm^2}$)
FS	Factor de Seguridad	
μ_e	Coeficiente de Friccion Estático	
μ_d	Coeficiente de Friccion Dinámico	
ω	Velocidad Angular	($\frac{rad}{s}$)

α	Aceleración Angular	$\left(\frac{rad}{s^2}\right)$
a	Aceleración Lineal	$\left(\frac{m}{s^2}\right)$
v	Velocidad Lineal	$\left(\frac{m}{s}\right)$
i	Radio de Giro	(cm)
λ	Coefficiente de Esbeltez	
u	Vector Unitario	(m, mm)
r_{AB}	Distancia Escalar de A a B	(mm)
m	Masa	(Kg)
A_G	Aceleración de la Gravedad	$\left(\frac{m}{s^2}\right)$
M	Momento o Par	(N.m)
Z	Numero de Dientes Sprocket	
L	Longitud de Cadena	(mm)
C	Distancia entre Centros Cadena	(mm)

INTRODUCCION

Una de las principales modalidades de fabricación de la industria mundial y nacional, es la producción en serie de piezas y accesorios para los distintos rubros del mercado (automovilístico, maquinarias industriales, consumo masivo, etc.). Estas producciones en serie son realizadas en la mayoría de casos por máquinas herramienta de control numérico, como fresadoras, tornos y centros de mecanizado, entre las principales.

Esta tesis pretende contribuir de algún modo en la producción en serie de alta calidad de un torno de control numérico, mediante el diseño mecánico de un alimentador de barras cortas, el cual como su nombre lo menciona, será capaz de abastecer de barras al torno de control numérico cada vez que este lo necesite.

Se sabe que durante los trabajos de mecanizado de alta producción para un torno de control numérico, se emplean barras de diferentes metales como materia prima para la futura pieza a fabricar. Estas barras tienen normalmente una longitud de 6 metros, por lo tanto tienen que ser previamente cortadas en trozos de menor longitud, para que puedan entrar al husillo del torno sin mucha área en voladizo (área de barra fuera del husillo), y de esa manera se puedan evitar también futuras vibraciones innecesarias y malos acabados de mecanizado en el torno.

Es en ese momento que el alimentador de barras cortas entra a trabajar de manera eficiente, eliminando el tiempo y esfuerzo de previo trozado de la barra, disminuyendo el tiempo invertido en estar cargando en el husillo cada pedazo de barra a ser mecanizado y aislando de manera eficiente las vibraciones ocurridas por las altas velocidades de giro del husillo sobre la barra, y de esa manera ocasionando un mejor acabado superficial en la pieza de trabajo.

Se intentara hacer un diseño eficiente y simple del alimentador de barras, que cumpla con las características y dimensiones de trabajo del torno de control numérico marca Traub (Alemania) del taller de manufactura de la Pontificia Universidad Católica del Perú,

como referencia para poder centrarnos más en un mercado más específico para esta clase de maquinaria.

Se describirán todos los pasos necesarios para su fabricación y ensamble. Incluidos los planos de ensamble y despiece, así como los respectivos materiales que se emplearan para su construcción. Todo esto apoyado por los respectivos cálculos científicos y técnicos adquiridos durante esta etapa en nuestra casa de estudios.

Finalmente se buscara a través de este diseño dar todas las herramientas y pasos necesarios para quien, eventualmente, quiera implementar o fabricar el alimentador de barras cortas en algún centro o taller de mecanizado local. También se podrá conocer el estimado de su costo de fabricación e instalación.



OBJETIVOS

Objetivo General

Diseñar la parte mecánica de una máquina capaz de poder alimentar satisfactoriamente de barras cortas al torno de control numérico Traub modelo TND 160 del laboratorio de manufactura de la Pontificia Universidad Católica del Perú.

Objetivos Específicos

Establecer los parámetros necesarios brindados por las dimensiones y alcances del torno Traub TND 160, para el posterior cálculo y dimensionamiento de los componentes de la máquina alimentadora de barras, y debidamente mostrados y sustentados por los planos de ensamble y despiece.

Idear un mecanismo sencillo y eficaz que pueda alimentar de barras cortas al husillo del torno Traub TND 160, además debe poder eliminar y aislar las vibraciones ocurridas por el giro de la barra, ocasionadas por la sujeción del chuck del torno CNC.

Realizar estudio de costes de fabricación de la máquina, gracias al cual se entregara un estimado económico de la máquina diseñada.

Cabe resaltar que, los cálculos y diseño final del alimentador de barras cortas, están pensados y dirigidos a una fabricación en el medio local, es decir, para nuestro mercado peruano y de acuerdo a nuestras condiciones tecnológicas.

CAPITULO 1

1. ESTADO DE LA TECNOLOGIA

1.1 Estado del Arte

El primer paso para proceder con el diseño óptimo de este dispositivo de manufactura de alta producción, es conocer el estado del arte del mismo, a nivel mundial y los modelos existentes que se desarrollan y se fabrican en las grandes empresas del mundo encargadas de esta tecnología, como son LNS de Suiza, IEMCA y EDGE TECHNOLOGIES de Estados Unidos¹.

La historia de los alimentadores de barras a nivel mundial, surge tras una idea patentada por la compañía alemana Breuning Irco en 1960, con el modelo IRCO. El cual era un mecanismo accionado por medio de una pesa a un extremo del alimentador, y a la vez contaba con un tubo guía de carga, el cual trabajaba como disipador de sonido a la vez. A continuación en la figura 1.1 se muestra el modelo IRCO 1960.

¹Canadian Metalworking, “Bar Feeders Boost Bottom Line”. Febrero 2008.



Figura 1.1.: Imagen del modelo precursor de alimentación de barras IRCO 1960

1.1.1 Tipos de Alimentadores debido a su funcionamiento

Actualmente se conocen dos tipos de tecnología básica, desde el punto de vista de funcionamiento de los alimentadores de barras, y son el tipo hidrostático y el tipo hidrodinámico.

a) Tipo Hidrostático²:

En este tipo de sistema de alimentación de barras, se sabe que la barra descansa sobre una serie de canales guía, usualmente hechos de materiales plásticos como el poliuretano. Cabe resaltar que el uso del poliuretano se acostumbra debido a su inherente lubricación, duración y habilidad de vibraciones y ruidos.

Estos canales que se asemejan a las cáscaras de almejas o conchas marinas, están divididos en una mitad superior y una mitad inferior, los cuales se cierran alrededor de la barra una contra el otro, sujetando a la misma, y brindando estabilidad durante el proceso de giro o torneado. Estos canales guías usualmente están preparados para recibir una gama considerable de diámetros de barras antes de ser cambiados. En la

²STEVE BRESLIN, "What is the best bar feed system for production turning?" *Production Machining*. New York, 2003.

figura 1.2 se aprecian los canales guías de poliuretano de un alimentador de barras hidrostático.

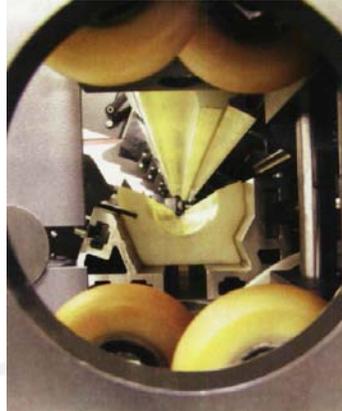


Figura 1.2.: Canales Guías de Poliuretano

Los sistemas hidrostáticos de alimentación de barras son normalmente del tipo magazín, es decir, generalmente tienen una capacidad de 12 pies (3.66 m) de longitud de carga y que automáticamente vuelven a cargar el stock de barras. En la figura 1.3 se aprecia el modelo representativo hidrostático LNS Sprint S3.



Figura 1.3.: Alimentador de Barras Hidrostático LNS Sprint S3

Finalmente cabe resaltar, el uso del fluido hidráulico o aceite, pues en este sistema grandes cantidades de aceite son bombeadas hasta la parte interna de cada canal guía

cuando estos están cerrados, para crear un asiento hidrodinámico a manera de asiento de rodamiento líquido, mientras que el mecanismo de empuje o avance de la barra es independiente al sistema hidráulico y es operado por un servomotor.

b) Tipo Hidrodinámico³:

En este tipo de sistema de alimentación de barras, la barra es soportada y sujeta en un tubo de alimentación y rodeada por el flujo de aceite presurizado.

La mayoría de sistemas hidrodinámicos de alimentación de barras necesitan que la recarga de la barra sea manual y una sola barra a la vez. Y para cambiar el sistema de alimentación a otro diámetro de barra distinto, se debe cambiar también de tubo de alimentación. En la figura 1.4 se muestra el modelo hidrodinámico de la marca LNS Super Hydrobar HS.



Figura 1.4.: Alimentador Hidrodinámico LNS Super Hydrobar HS

En el sistema de alimentación hidrodinámico el aceite del sistema hidráulico se usa para dos diferentes acciones, ejercer presión sobre el pistón de empuje para el avance de la barra, y para suministrar el aceite a la parte delantera del tubo de alimentación para desarrollar el soporte hidrodinámico correspondiente. A medida que la barra gira,

³RAY VARADY, "The Long and Short of Bar Feeder Selection". *Production Machining*. New York, 2001.

el aceite la rodea y la empuja contra la pared interna del tubo de alimentación, creando de esa manera una especie de asiento de rodamiento líquido, al igual que el sistema hidrostático.

Esta acción sirve para centrar la barra dentro del tubo de alimentación y también para eliminar el ruido. Mientras las velocidades de giro de la barra, ocasionadas por la sujeción del chuck del torno aumenten, entonces las fuerzas de centrado también. En la figura 1.5 se muestra el efecto de las fuerzas de centrado, ejercidas por el aceite para ambos sistemas.

Finalmente, se puede señalar que ambos tipos de sistemas de alimentación desarrollados en la actualidad, están hechos para ayudar a automatizar la entrega de barras al torno y de esa manera fabricar piezas de mayor precisión. Es por eso que la decisión de cual tomar como alternativa de compra va a recaer enteramente en el tipo de producción que cada empresa tenga.

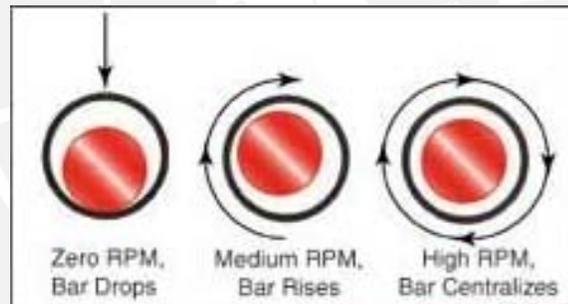


Figura 1.5.: Movimiento de la barra dentro del tubo de alimentación o dentro de los canales guías, para ambos sistemas de alimentación

1.1.2 Tipos de Alimentadores debido a su tamaño y sus componentes

Continuando con el estado del arte de los alimentadores de barras en la actualidad, también se subdividen y se caracterizan de acuerdo a sus tamaños de alimentación y a sus componentes.

a) Alimentadores de Barras Cortas:

Estos alimentadores son diseñados con una base pequeña de 1.2 m x 0.8 m aproximadamente, ofrecen todas las mismas características de funcionamiento que sus predecesores de 12 pies (3.66 m) tipo magazín. Su optimización se logra para lotes de producción pequeños y medianos o trabajos en piezas de longitudes pequeñas.

Permiten rápidos cambios y facilidad la configuración de la máquina. Normalmente poseen una bandeja de alimentación extra larga, en la cual se depositan las barras a ser alimentadas. Esta bandeja es regulable para poder alcanzar una suave carga de las barras hacia el canal de alimentación.

La mayoría de esta clase de alimentadores es del tipo automático, es decir trabajan con el sistema tipo magazín de cambio, empleando una faja dentada y servomotor como mecanismos principales de empuje de barra.

En la figura 1.6 se muestra el alimentador de barras cortas de la empresa Edge Technologies modelo Rebel 102 SE.



Figura 1.6.: Alimentador de Barras Cortas Rebel 106 SE

b) Alimentadores de Barras de 12' (3.66 m):

Estos alimentadores poseen las mismas características de funcionamiento mecánicas que los alimentadores de barras cortas, pero con dimensiones preparadas para albergar barras de longitudes de hasta 3.66 metros. Son del tipo magazín automático y manual también (sistemas de alimentación hidrodinámicos).

Son adecuadas para lotes de producción medianos y grandes, con trabajos de torneado de longitudes grandes. En la figura 1.7 se muestra el alimentador automático de 12' de la empresa Edge Technologies modelo Patriot 551.



Figura 1.7.: Alimentador de 12' Edge Technologies modelo Patriot 551

c) Alimentadores de Barras Multicanales

Estos alimentadores de barras son especiales para tornos con capacidades multihusillos, en los cuales se puede usar diferentes husillos para diferentes diámetros de barras a mecanizar.

Estos alimentadores desarrollados por la empresa Edge Technologies, son capaces de albergar 5, 6 y hasta 8 canales de alimentación de diferentes diámetros.

El mecanismo de estos alimentadores es completamente automático, en el cual se tiene diferentes niveles de bandejas almacenadoras de barras y las cuales a su vez pueden albergar diferentes diámetros de barras, siendo estas barras cargadas hacia el canal de alimentación principal y luego empujadas hacia el respectivo husillo del torno.

Son equipos diseñados para lotes de producción grandes y son capaces de alcanzar una alta productividad de trabajo, gracias al sistema columpio de doble empujador. Cabe resaltar que también son equipos que pueden llegar a pesar hasta 6 toneladas cuando están completamente cargados. En la figura 1.8 se muestra el alimentador multicanal Edge Technologies modelo MT 42.



Figura 1.8.: Alimentador multicanal Edge Technologies MT 42

1.1.3 Elementos principales y tecnología actual de un alimentador de barras

Es sabido según lo explicado líneas arriba, que existen varios tipos de alimentadores de barras, por lo tanto los elementos no son los mismos para todas las clases de alimentadores existentes, pero se detallara a manera de extracto los más importantes elementos de todos los tipos indicando para en qué tipo de alimentador trabajan.

a) Canales guías de alimentación:

Los canales de alimentación de un alimentador de barras se encuentran solo para el tipo de alimentador hidrostático o tipo magazín. Estos canales tienen forma de media esfera, las cuales se distribuyen en dos mitades, superior e inferior y a lo largo de toda la capacidad de longitud de barra. También es sabido que cada combinación de canales puede albergar cierto rango de distintos diámetros de barras.

Los canales guías de alimentación, se cierran y se abren para capturar el empujador y la barra, y a la vez sirven de ayuda para crear un asiento hidrostático cuando el aceite fluye en la operación automática.

Cabe resaltar que el uso del poliuretano⁴ surgió por su auto lubricación, durabilidad y su habilidad para absorber vibraciones y ruidos. En la figura 1.9 se muestran los sets de canales guías, cortesía de Edge Technologies.



Figura 1.9.: Set de Canales Guía Edge Technologies

b) Base de apoyo:

La base de apoyo se encuentra en todo tipo de alimentadores, tanto hidrostáticos como hidrodinámicos, y en todos los tamaños disponibles.

Hoy en día al tener grandes velocidades de giro en las maquinarias (entre 2000 y 5000 RPM), se suelen fabricar estas bases de hierro fundido, pues se sabe que el hierro fundido puede absorber 10 veces más vibraciones que el acero [Bob O'Rourke, 2006].

Estas estructuras de base de los alimentadores de barras, deben ser lo suficientemente macizas para brindar soporte a la barra, al sistema magazín y al sistema de actuación. También es diseñada para absorber o canalizar las vibraciones fuera de la barra y de esa manera las vibraciones no se transfieren a la herramienta de

⁴CHRIS KOEPFER, "Bar Feed Considerations for High Speed, Lights-Out Production". *Production Machining*. Ohio, 2006, pp. 34-38

corte en el torno. A continuación en la figura 1.10 se muestra la base de apoyo de hierro fundido cortesía del fabricante Alemán FMB.



Figura 1.10.: Base de apoyo de Alimentador de 12' FMB

c) Rodillos Base Fijos:

Estos rodillos bases fijas se encuentran en los sistemas del tipo hidrostático o magazín. Y tienen la función de ayudar a soportar la barra giratoria y promueven velocidades más altas del husillo del torno.

Estos rodillos mayormente son fabricados en poliuretano también y son ajustables a la carcasa del alimentador. Algunos alimentadores usan este mecanismo dentro del alimentador, otros fabricantes los ubican entre al alimentador y el torno y finalmente, algunos usan el sistema en mención tanto dentro como fuera del alimentador. En la figura 1.11 se muestra una distribución intermedia entre el alimentador y el torno de un sistema de rodillos de base fijo.

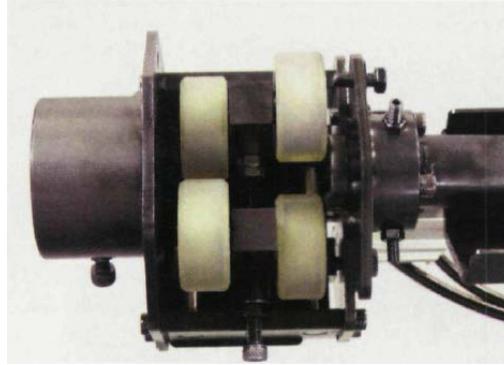


Figura 1.10.: Rodillos de base fijos intermedios.

d) Sistema de Alimentación de tambor o revolver:

Este sistema es usado en los sistemas de alimentación tipo hidrodinámico. Sirve para introducir las barras en un único tubo de alimentación. Se debe introducir una barra en el tubo de alimentación que tenga su diámetro interior más cercano al diámetro exterior de la respectiva barra.

Estos sistemas se llaman de tambor o revolver, pues manualmente se pueden girar y hacerlos coincidir con el agujero posterior del husillo del torno a alimentar. Finalmente de igual manera que los canales guías para los sistemas hidrostáticos, estos sistemas de alimentación albergan grandes cantidades de aceite en su interior para crear un asiento hidrodinámico entre el diámetro interior del tubo de alimentación y el área exterior de la barra giratoria. En la figura 1.11 se muestra un sistema de alimentación de tambor, cortesía de LNS.



Figura 1.11.: Sistema de alimentación tipo tambor, *brochure* LNS.

e) Sistema Rotativo sin impacto:

Sistema de alimentación de traslado hacia la cámara receptora, desarrollado por la empresa norteamericana Haas Automation. Consiste en un sistema de levante mecánico de la barra hacia la cámara receptora, a través de un eje pivoteado ubicado en la parte baja del alimentador, el cual gira en movimiento horario levantando la barra de la bandeja alimentadora y dejándola reposar sobre una cama en V, la cual será posteriormente el cauce de traslado de la barra.



Figura 1.12.: Sistema de levante rotativo en pleno funcionamiento

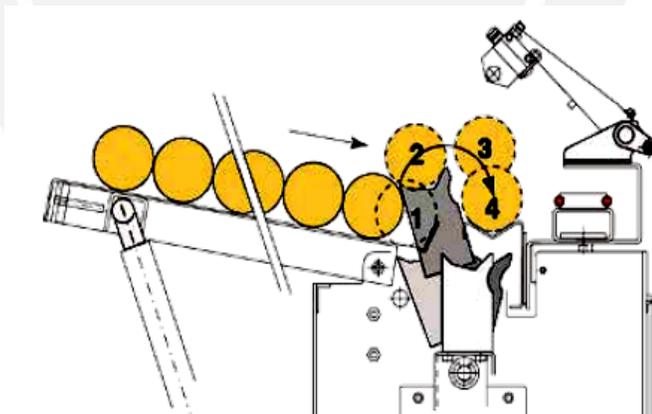


Figura 1.13.: Esquema de trabajo de sistema de alimentación rotativo sin impacto

f) Sistema en cascada

Sistema de alimentación hacia la cámara receptora patentado por la empresa japonesa Ikuraseiki Manufacturing Co. Consiste en un mecanismo que levanta a la barra

directamente desde la bandeja de alimentación hacia la cámara receptora apoyándose sobre un miembro o biela oscilante, el cual contiene en su geometría la forma adecuada de albergar una barra de sección redonda y es movido por la rotación de un eje ubicado en la parte superior de un carril guía.

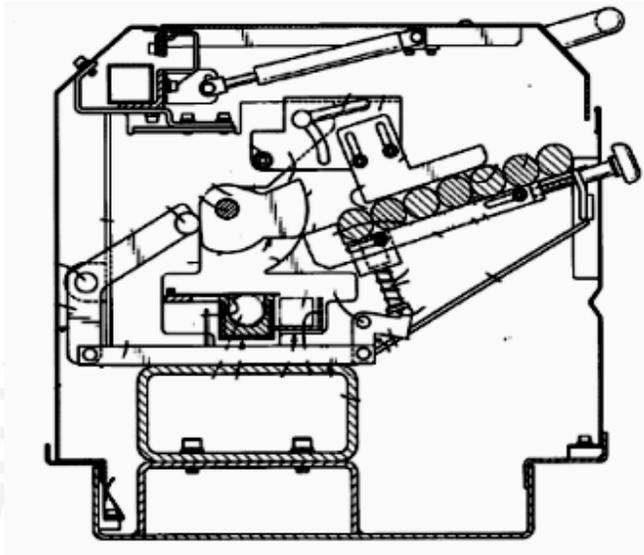


Figura 1.14.: Esquema del sistema de alimentación en cascada

g) Sistema rotativo con impacto:

Este sistema fue desarrollado en USA, por un inventor particular y patentado posteriormente para ser vendido a las empresas dedicadas a la construcción de estas herramientas. Consiste como se aprecia en la figura 1.15, en un mecanismo parecido al tambor de un revolver, el cual aloja en cada ranura una barra que cae desde la bandeja y posteriormente, al acabar su giro, la deja caer sobre la cama receptora para posteriormente ser impulsada por otro mecanismo hacia el husillo del torno.

Como se puede apreciar es un sistema simple pero fue superado posteriormente por sistemas más complejos como el rotativo sin impacto, debido a que ocasionaba distorsión y fatiga mecánica en los otros componentes, debido a los golpes en cada alimentación, además hacia que cambiar constantemente a diferentes tambores para poder albergar barras de diferentes diámetros.

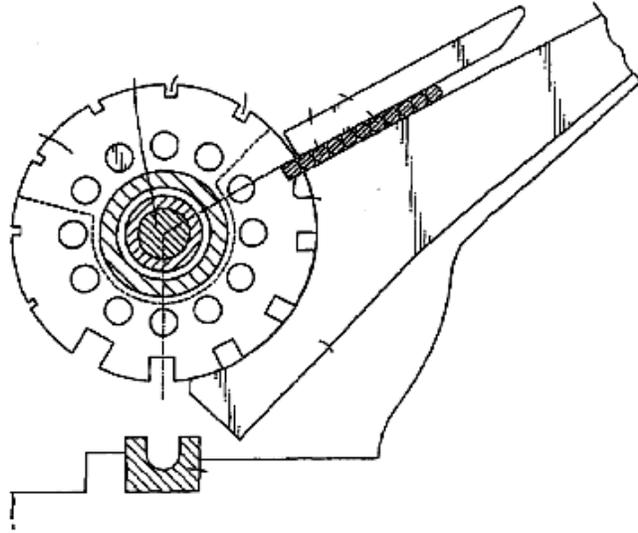


Figura 1.15.: Esquema de sistema rotativo

h) Sistema de avance de barra con discos duros ranurados

Este sistema de avance de barra hacia el husillo de un torno fue patentado en el año 1996 por la empresa italiana lemca S.p.A. especialmente diseñado para el área de innovación de ingeniería para posteriormente empezar a construir y vender sus propios alimentadores. Consiste en un arreglo longitudinal de rodillos ranurados, los cuales están accionados por 2 engranajes cilíndricos rectos, que a la vez son movidos por un motor eléctrico ubicado en la parte inferior del alimentador. Cada uno de estos rodillos sirve como un canal guía para el traslado de la barra hacia el husillo del torno.

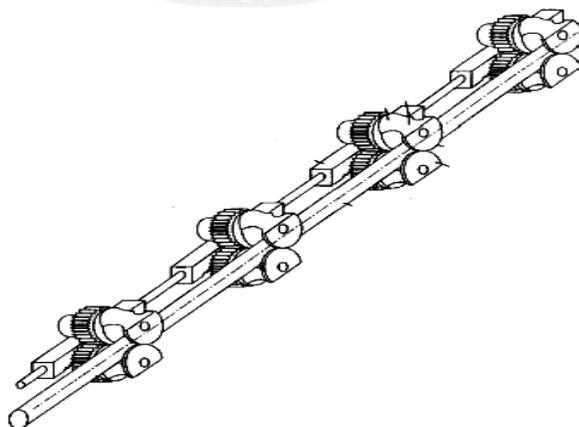


Figura 1.16.: Esquema de sistema de avance con discos ranurados

1.2 Parámetros del Alimentador (Lista de Exigencias)

Los parámetros del alimentador a ser diseñado, se establecen en la lista de exigencias, en la cual se nombran los deseos y exigencias iniciales para parametrizar el diseño del alimentador.

Entre las exigencias más importantes se destaca, que la maquina debe poder insertar barras de hasta 1.5" de diámetro y 800 mm de longitud mínimo según el manual de trabajo del Torno Traub TND 160. En la figura 1.17 se muestra el torno Traub TND 160.

La altura del canal de alimentación del alimentador debe tener la misma altura coincidente que la altura del husillo del torno Traub TND 160.

Respecto al mantenimiento, debe poder ser de fácil acceso darle mantenimiento tanto preventivo como correctivo y de manera sencilla al alimentador de barras.

Debe poderse fabricar en el mercado local, tanto a nivel de materiales como a talleres de mecanizado para este futuro proyecto. El resto de exigencias se detallan mejor en la tabla 1.1 líneas abajo.



Figura 1.17.: Torno Traub TND 160

Tabla 1.1.: Lista de Exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS	
PROYECTO:	DISEÑO MECÁNICO DE ALIMENTADOR DE BARRAS CORTAS PARA TORNO DE CONTROL NUMÉRICO
CLIENTE:	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
Deseo o Exigencia	DESCRIPCIÓN
E	<p>FUNCION PRINCIPAL: La máquina alimentadora de barras cortas, debe poder insertar una barra de máximo 1 1/2" de diámetro y 800 mm de longitud por la parte posterior de un torno, y acto seguido poder salir por el chuck.</p> <p>La inserción de la barra se debe hacer en el momento adecuado en que el torno lo necesite. Se sabe que la alimentadora de barras cortas, es una máquina simple que acumula barras en su interior y las inserta una por una.</p>
E	<p>ENERGÍA: Se debe obtener la potencia deseada para mover cada barra de 1.5" de acero hasta la posición adecuada.</p>
E	<p>ERGONOMÍA: El mecanismo se ajustará a la altura del torno CNC TND 160 del laboratorio de manufactura de la PUCP. Y sus dimensiones de acuerdo al espacio disponible en el taller de manufactura de Ing. Mecánica PUCP.</p>
D	<p>FABRICACIÓN: Se utilizarán materiales disponibles en el mercado local y será posible su fabricación en fábricas locales.</p>
E	<p>MONTAJE: Será de fácil montaje y desmontaje. Y algunos elementos modulares.</p>
E	<p>MANTENIMIENTO: Fácil acceso hacia las partes que requieran mantenimiento. Fácil reposición de piezas y repuestos.</p>
E	<p>NORMAS: Las dimensiones de las barras según sus respectivos materiales estarán normadas para poder ser sujetadas por el alimentador.</p>
D	<p>PLANOS EN SISTEMA ISO: Se entregarán los planos en sistema ISO del ensamble general de la máquina y los respectivos detalles de despieces que sean necesarios.</p>
D	<p>COSTO: El costo de la fabricación varía en el rango de los valores del mercado actual (entre \$10,000.00 y \$12,000.00).</p>
E	<p>PLAZO: El trabajo final de la tesis se entregará en diciembre del 2013. Incluyendo la estructura, contenido y planos completos.</p>

1.3 Condiciones de Operación

Como se mencionó en el inicio de esta tesis se restringirá el diseño preliminar a las condiciones dadas por el torno alemán Traub modelo TND160 del laboratorio de manufactura de la sección de Ingeniería Mecánica de nuestra casa de estudios.

Según el torno Traub TND160, las dimensiones tanto de altura como de centrado entre el husillo y la salida del canal de alimentación deben ser las mismas, es decir 1.20 m de altura exactamente⁵. Además se cuenta con un espacio reducido en el taller para poder instalar el alimentador, y de esa manera poder recién diseñar la base (largo y ancho del alimentador). En la figura 1.18 se muestra la altura a la cual debe ser diseñado el alimentador, la cual debe coincidir con la altura del husillo del torno CNC. Luego se muestra la figura 1.19 en la cual se muestra el espacio del cual se dispone en el taller de manufactura para poder instalar y diseñar el tamaño del alimentador.

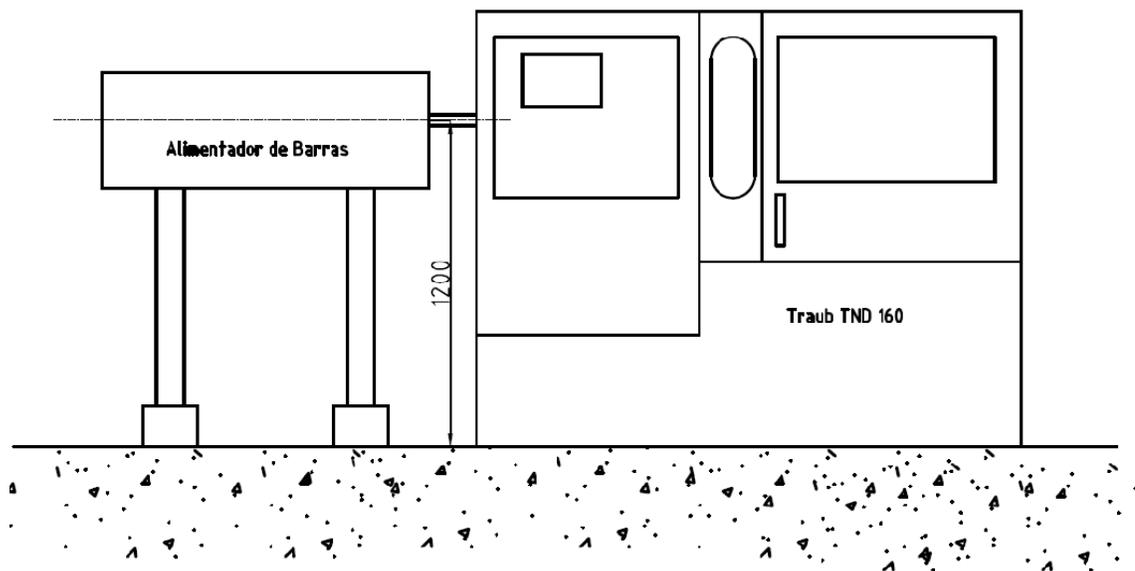


Figura 1.18.: Altura a diseñar el alimentador (Vista Frontal)

⁵ TRAUB TND 160, "Technical Data Manual". Año 2000.

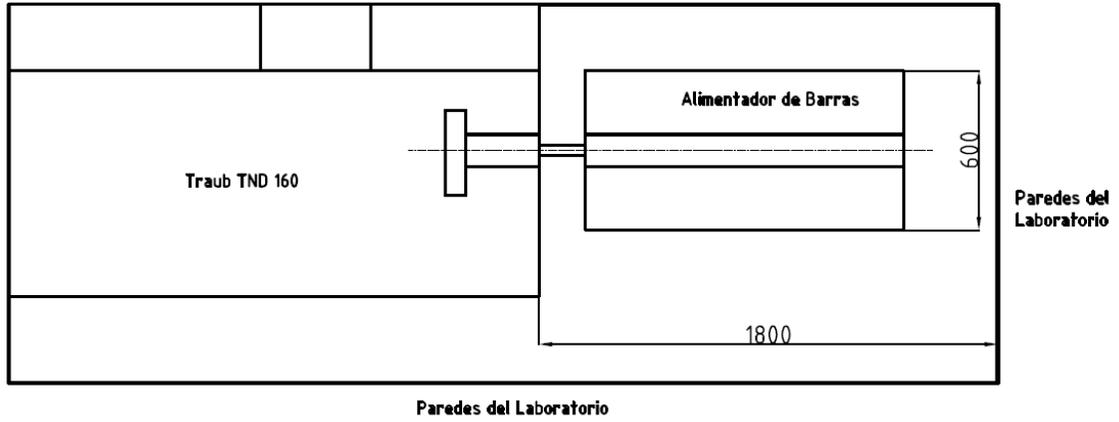


Figura 1.19.: Espacio disponible para ubicar el alimentador (Vista de Planta)



1.4 Metodología de Diseño

Para la metodología de este diseño de tesis, se empleara el modelo alemán VDI⁶ 2225 para el correcto diseño del alimentador de barras cortas, ya que esta tecnología nos presenta un balance técnico económico de todas las posibles soluciones que existen a nuestro alcance para el proyecto. De esta manera es más fácil seleccionar nuestra mejor opción, pues el método VDI 2225 permite mejor análisis.

Tal cual se señala en este subcapítulo, se seguirá la metodología mencionada, sin embargo no se tomaran en cuenta ciertos pasos, a medida de simplificación. A continuación se mencionaran los pasos más importantes:

1.4.1. Comprensión de la Solicitud

En esta etapa del proyecto se asumirá el problema de forma crítica, se averiguara el estado de la tecnología (tal cual el subcapítulo anterior) y se analizara la situación del problema. Se debe detallar completamente la lista de exigencias.

1.4.2. Estructura de Funciones

En esta etapa del diseño se realizara el sistema de abstracción caja negra para conocer las funciones de la maquina a diseñar, se determinaran los principios tecnológicos, se fijaran los procesos técnicos y finalmente se determinara la estructura de funciones óptima.

1.4.3. Concepto de Solución

En esta etapa de determinaran los operandos de ingreso (inputs) y su modo de acción, se determinaran las clases de los portadores de la función o también llamada la matriz morfológica y finalmente a través de los formatos VDI 2225, se hará la evaluación técnico – económica para determinar finalmente el concepto óptimo.

⁶Asociación de Ingenieros Alemanes (www.vdi.eu)

1.4.4. Proyecto Preliminar Optimo

En esta etapa se determinaran los puntos de orientación para elaborar la forma, se determinara el tipo de material, clases de procesos de fabricación, tolerancias y calidades. Finalmente se representara el proyecto preliminar optimo en formato de esquema a mano alzada o usando algún software de diseño.

1.4.5. Proyecto Definitivo

En esta etapa de diseño se establecerán los planos de ensamble y despiece definitivos del alimentador de barras cortas. Se brindaran detalles de fabricación, tolerancias, acabados y lista de partes. A continuación se muestra la figura 1.15 en la cual se muestra el diagrama de flujo de procesos de la metodología de diseño a utilizar.

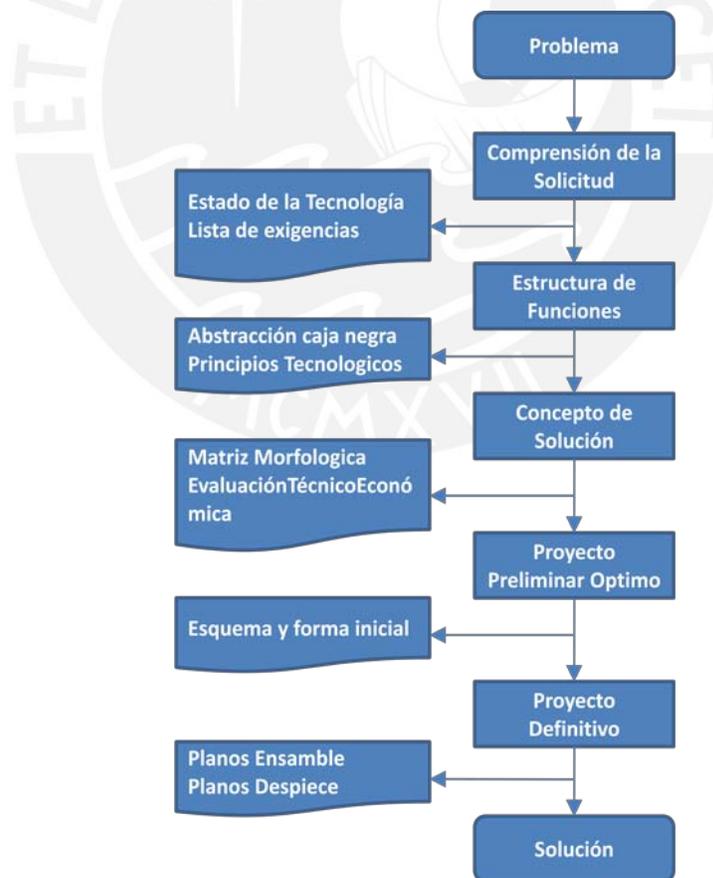


Figura 1.15.: Diagrama de Flujo de la Metodología de Diseño

CAPITULO 2

2. DISEÑO PRELIMINAR DEL ALIMENTADOR

2.1 Estructura de Funciones

En esta etapa del diseño elaboraremos el concepto, determinando los principios tecnológicos, la secuencia de operaciones, los procesos técnicos y la agrupación de funciones hasta lograr la estructura de funciones final.

2.2.1 Caja Negra

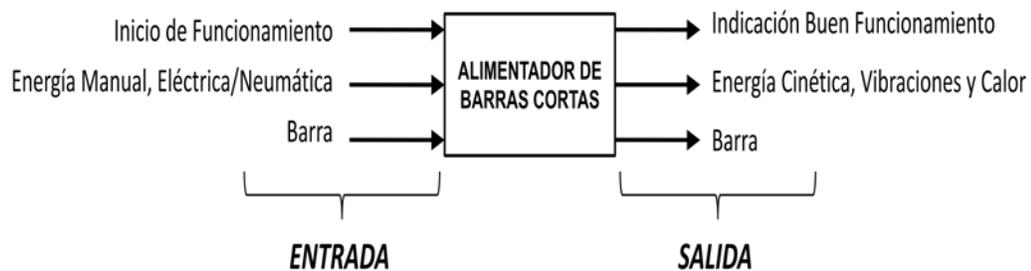


Figura 2.1.: Caja Negra de Funciones

Definiciones

- Caja Negra: Alimentador de Barras Cortas

- Entrada:
 - Señal: Inicia el funcionamiento de la máquina.
 - Energía: Energía manual y electro / neumática.
 - Material: Barra de sección circular, de cualquier metal.

- Salida:
 - Señal: Indicador de un buen funcionamiento.
 - Energía: Vibraciones, energía cinética y calor.
 - Material: Barra de sección circular, de cualquier metal.

2.2.2 Procesos Técnicos

Se han identificado los procesos técnicos que realiza el alimentador de barras, según sus principales funciones y secuencia de operaciones.

Se han identificado los siguientes procesos:

- 1) Colocar la barra en la bandeja almacenadora del alimentador.
- 2) Trasladar la barra hacia la cámara receptora.
- 3) Trasladar la barra, desde la cámara receptora hacia el husillo del torno Traub, gracias al sistema de avance.
- 4) Retornar el sistema de avance a su posición inicial, para trasladar la siguiente barra.

2.2.3 Representación de la Estructura de Funciones

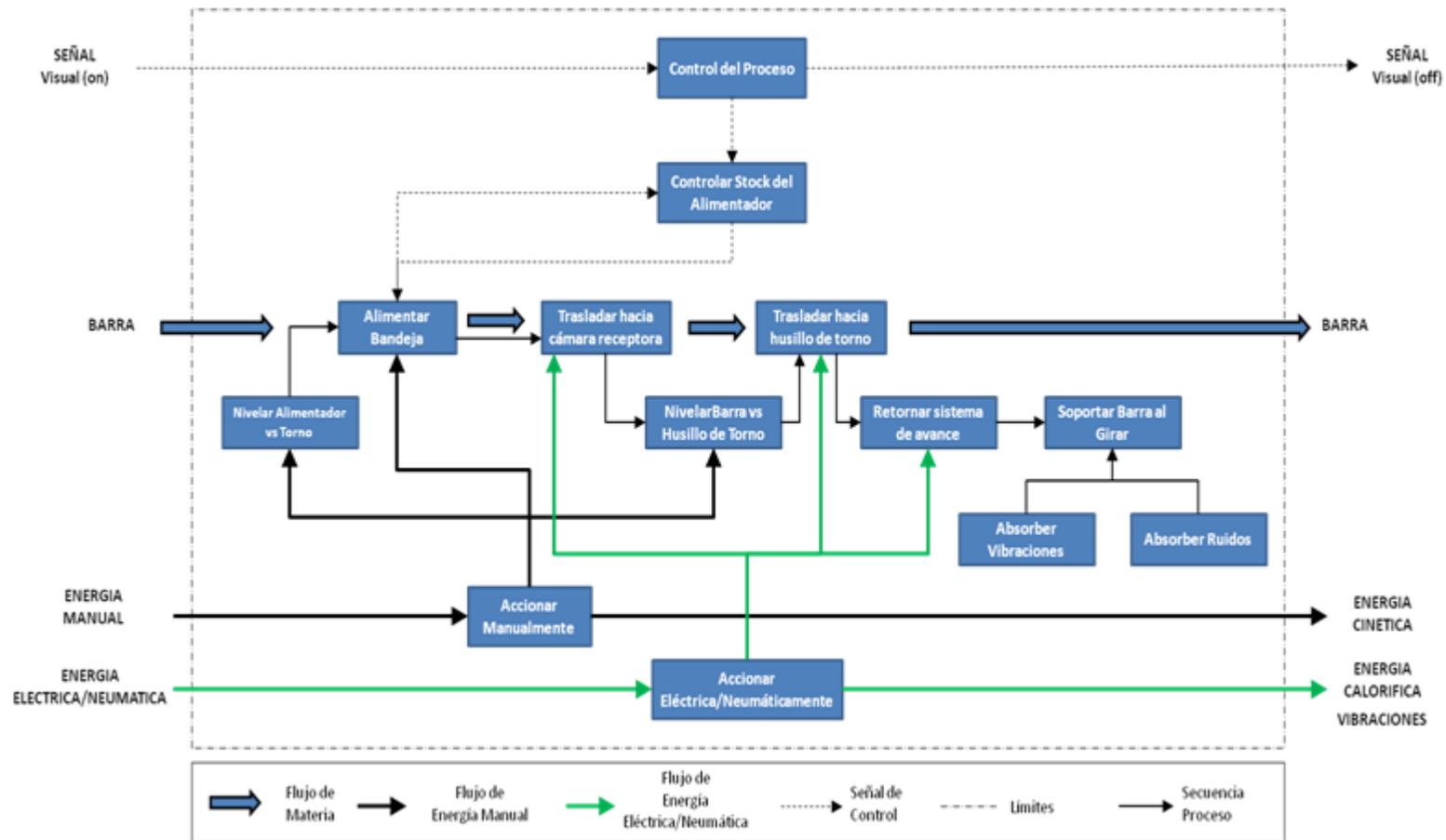


Figura 2.2.: Estructura de Funciones del Alimentado de Barras

2.2 Desarrollo de la Matriz Morfológica

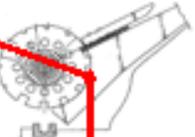
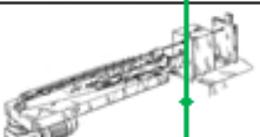
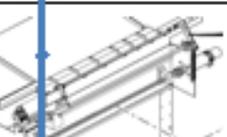
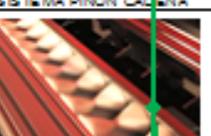
FUNCIONES PARCIALES	PORTADORES DE FUNCIONES		
1. NIVELAR ALIMENTADOR VS TORNO	 NIVELADOR NEUMÁTICO	 NIVELADOR MECÁNICO	
2. ALIMENTAR BANDEJA	 BANDEJA POSTERIOR	 BANDEJA DELANTERA	
3. TRASLADAR HACIA CAMARA RECEPTORA	 SISTEMA ROTATIVO SIN IMPACTO	 SISTEMA EN CASACADA	 SISTEMA ROTATIVO CON IMPACTO
4. NIVELAR BARRA VS HUSILLO DE TORNO	 MESA NIVELADORA	 NIVELADOR MECÁNICO	 NIVELADOR NEUMÁTICO
5. TRASLADAR HACIA HUSILLO DE TORNO	 SISTEMA PIÑÓN CADENA	 SISTEMA SERVOMOTOR	 SISTEMA CON DISCOS RANURADOS
6. RETORNAR SISTEMA DE AVANCE	 SISTEMA PIÑÓN CADENA	 SISTEMA SERVOMOTOR	 SISTEMA CON DISCOS RANURADOS
7. SOPORTAR BARRA AL GIRAR	 RODILLOS DE POLIURETANO	 CANA EN Y	 GUÍAS DE POLIURETANO
	S1	S2	S3

Figura 2.3.: Matriz Morfológica con 3 posibles soluciones

Como se aprecia en la figura 2.3, se analizarán 3 posibles conceptos de solución. Al continuar con los subsecuentes subcapítulos, se procederá a analizar los posibles conceptos, culminando en un análisis técnico económico, el cual nos dará a conocer nuestra solución óptima de acuerdo a lo indicado por la norma VDI 2225.

2.3 Alternativas de Solución

2.3.1 Alternativa de Solución 1

En la primera alternativa de solución, se plantea el siguiente arreglo de diseño:

- Nivelador de alimentador neumático
- Bandeja de alimentación delantera
- Sistema en cascada para traslado de barra a cama receptora
- Mesa niveladora para nivelación de barra vs husillo
- Sistema piñón cadena para avance de barra
- Sistema piñón cadena para retorno de sistema de avance
- Rodillos de poliuretano para soportar la barra

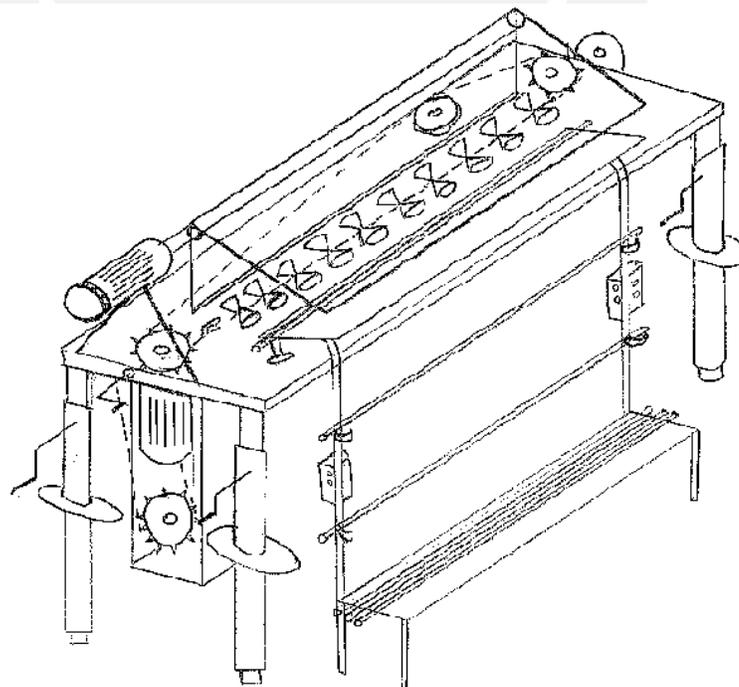


Figura 2.4.: Alternativa de Solución 1

Esta alternativa no es la más sencilla de realizar, pero contiene el sistema en cascada para el traslado de la barra hacia la cama receptora, el cual es el más fácil de diseñar y fabricar.

2.3.2 Alternativa de Solución 2

En la segunda alternativa de solución, se plantea el siguiente arreglo de diseño:

- Nivelador de alimentador mecánico
- Bandeja de alimentación posterior
- Sistema rotativo sin impacto para traslado de barra a cama receptora
- Nivelador mecánico para nivelación de barra vs husillo
- Sistema servomotor para avance de barra
- Sistema servomotor para retorno de sistema de avance
- Cama en V para soportar la barra

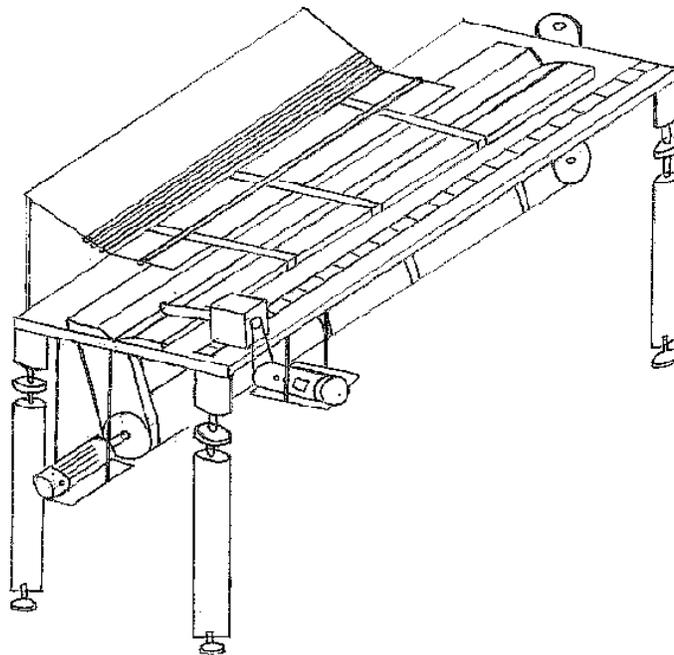


Figura 2.5.: Alternativa de Solución 2

Esta alternativa es probablemente la más sencilla de realizar, pues emplea piezas y mecanismos más comunes en el mercado, sin ser necesariamente la más económica.

2.3.3 Alternativa de Solución 3

En la tercera alternativa de solución, se plantea el siguiente arreglo de diseño:

- Nivelador de alimentador mecánico
- Bandeja de alimentación posterior
- Sistema rotativo con impacto para traslado de barra a cama receptora
- Nivelador neumático para nivelación de barra vs husillo
- Sistema con discos ranurados para avance de barra
- Sistema con discos ranurados para retorno de sistema de avance
- Guías de poliuretano para soportar la barra

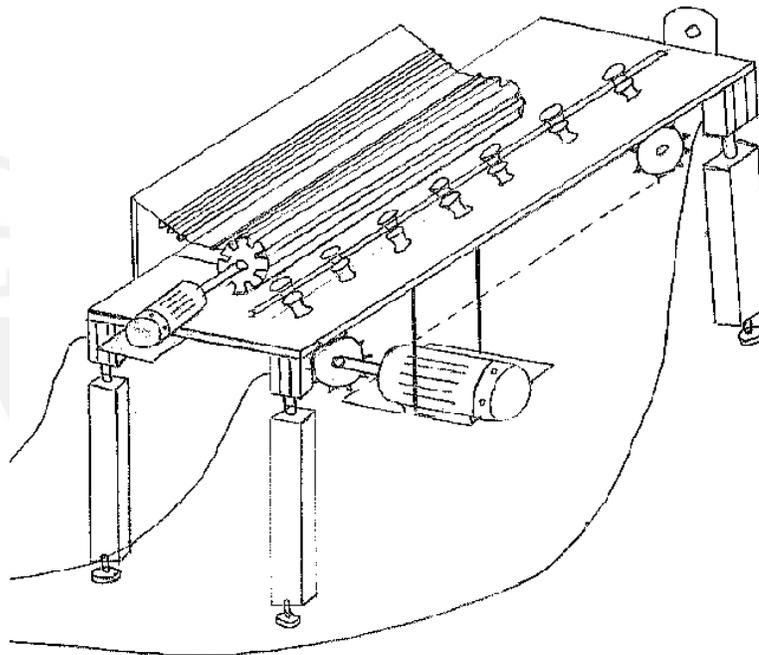


Figura 2.6.: Alternativa de Solución 3

Esta alternativa es probablemente la más cara de diseñar debido al sistema rotativo con impacto para el traslado de la barra hacia la cámara receptora, pues la fabricación de esa pieza dispensadora es muy costosa de mecanizar en el mercado.

2.4 Evaluación de los Conceptos de Solución

Tal cual se mostró en la matriz morfológica, se procederá a hacer un análisis técnico económico de las posibles soluciones, para determinar la más adecuada en nuestro proceso de diseño. Para esto se muestran las tablas 2.1 y 2.2 que corresponden a la evaluación técnica y económica respectivamente. Finalmente en la figura 2.7 se muestra la solución técnico económico más adecuado.

Tabla 2.1.: Valor Técnico de los conceptos de solución

EVALUACION DE CONCEPTOS DE SOLUCION								
Valor Técnico (xi)								
Proyecto: Diseño Mecánico de Alimentador de Barras para torno de Control Numérico								
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)								
g: Peso ponderado esta en función de los criterios de evaluación								
Criterios de evaluación para diseño en fase de concepción ó proyecto								
Variantes de Concepto / Proyectos			SOLUCIÓN 1		SOLUCIÓN 2		SOLUCIÓN 3	
			S1		S2		S3	
Nr.	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	3	3	9	3	9	3	9
2	Forma	1	2	2	3	3	2	2
3	Diseño	2	2	4	3	6	2	4
4	Seguridad	2	2	4	3	6	2	4
5	Ergonomía	1	2	2	2	2	2	2
6	Visibilidad	3	3	9	3	9	2	6
7	Uso Durabilidad	3	2	6	3	9	2	6
8	Estabilidad	3	2	6	3	9	2	6
9	Presición	3	3	9	4	12	2	6
10	Montaje	3	2	6	3	9	3	9
11	Tamaño	2	3	6	3	6	3	6
12	Mantenimiento	3	2	6	3	9	2	6
13	Fabricación	2	1	2	3	6	1	2
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$		31	29	71	39	95	28	68
Valor Técnico (Xi)			0.76		0.77		0.73	
Orden			2		1		3	

Tabla 2.2.: Valor Económico de los conceptos de solución

EVALUACIÓN DE CONCEPTOS DE SOLUCION								
Valor Económico (Yi)								
Proyecto: Diseño Mecánico de Alimentador de Barras para torno de Control Numérico								
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)								
g: el peso ponderado está en función de los criterios de evaluación								
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos ó proyectos								
Variantes de Concepto / Proyectos			SOLUCIÓN 1 S1		SOLUCIÓN 2 S2		SOLUCIÓN 3 S3	
Nr.	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Montaje	2	1	2	3	6	2	4
2	Fabricación	3	2	6	3	9	2	6
3	Mantenimiento	1	2	2	2	2	2	2
4	Disponibilidad de Materiales	3	3	9	3	9	3	9
5	Número de Piezas	2	2	4	2	4	2	4
Puntaje máximo Σp ó Σgp		11	10	23	13	30	11	25
Valor económico (yi)			0.70		0.91		0.76	
Orden			3		1		2	

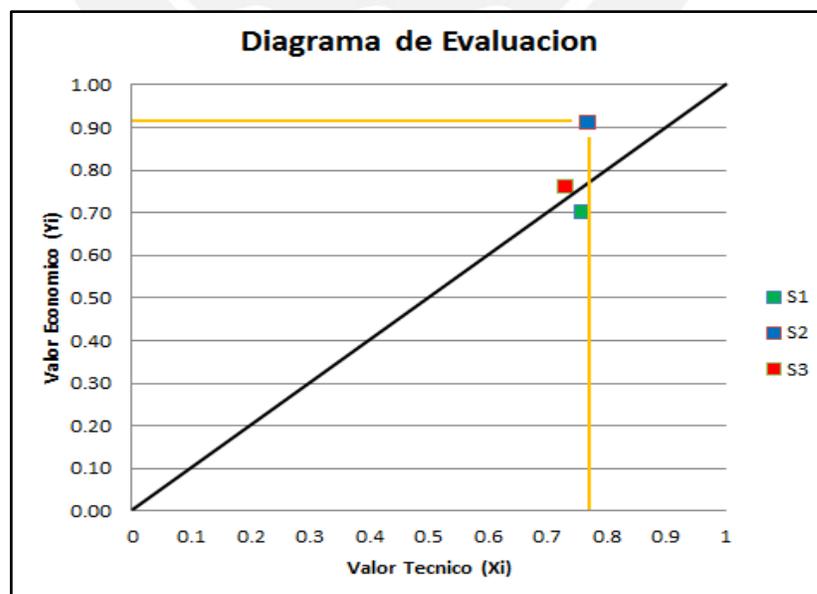


Figura 2.7.: Diagrama de Evaluación de Concepto de Solución

Como se muestra en la figura 2.7, se puede concluir que la solución2 (S2) es la adecuada según la evaluación VDI 2225, pues fue la solución que obtuvo mayor puntuación. Es aquella en la cual sus características técnicas y económicas son las más apropiadas para la aplicación que desempeña.



CAPITULO 3

3. DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES

3.1 CHASIS

3.1.1 Generalidades

Tal cual se aprecia en la imagen líneas abajo, el chasis será el elemento que soportara los distintos dispositivos y el movimiento de la máquina, además del material que acarreará, como las barras de acero y algunos futuros dispositivos de control.

El chasis ha sido diseñado a base de ángulos estructurales de material A-36 y juntas de soldadura (arco eléctrico) a tope, las cuales podrán ser desarrolladas en cualquier taller local.

A continuación se brinda la lista de materiales necesarios para la construcción del mismo:

Tabla 3.1: Lista de Materiales del Chasis

Ítem	Descripción	Metrado (m)
1	Tubo Cuadrado de 2" x 2" X 1/4"	10.7
2	Perfil en L 2" x 2" x 1/8"	9
3	Perfil en L 1" x 1" x 1/8"	3.8
4	Perfil en L 20 x 20 x 3 (mm)	7.2

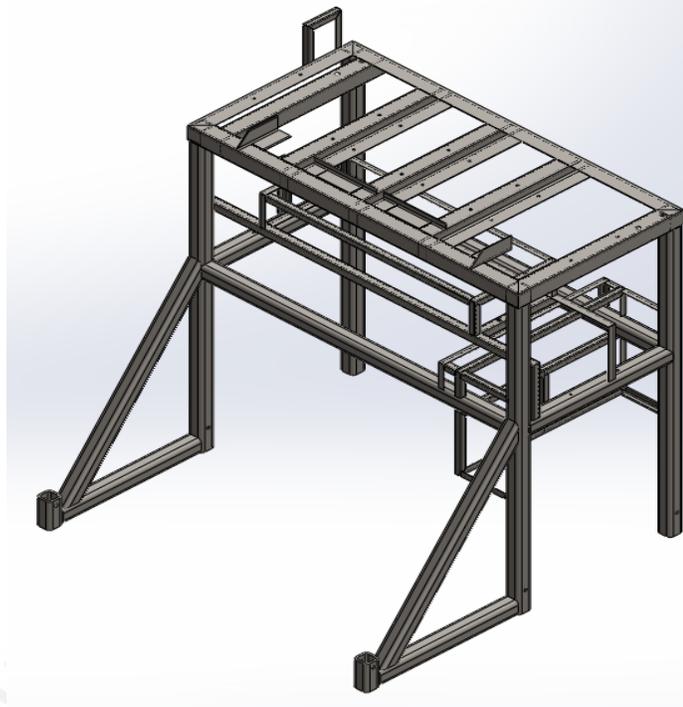


Figura 3.1: Diseño Definitivo Chasis

3.1.2 Cálculo de Pandeo



Figura 3.2: Sección de Pandeo en Patas

$$F = 219 + 70 = 289 \text{ kgf (Peso total maquina)}$$

$$L = 1137 = 113,7 \text{ cm}$$

Perfil Tubo cuadrado escogido en diseño:

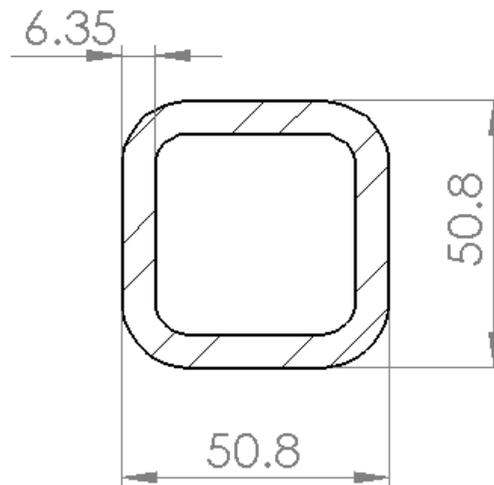


Figura 3.3: Geometría de la Sección del Tubo Cuadrado (Pata)

3.1.2.1 Verificación de falla individual de los perfiles entre cartelas

Por condición de diseño, longitud entre cartelas ($L1$)

$$L1 \geq 45 \text{ cm}$$

$$\text{Por norma } \lambda_1 = 50$$

$$\frac{L1}{i_1} = \lambda \rightarrow i_1 = \frac{L1}{\lambda} = \frac{45}{50} = 0,9 \text{ cm}$$

El perfil más económico que cumple con lo indicado es:

40 mm x 40 mm x 2mm

Por lo tanto se procede a hacer el cálculo con este perfil

$$i_{1x} = i_1 = 1,537 \text{ cm}$$

$$I = 6,935 \text{ cm}^4$$

$$e = 40 \text{ mm} = \frac{4,0 \text{ cm}}{2} = 2,0 \text{ cm}$$

$$A = 2,937 \text{ cm}^2$$

3.1.2.2 Pandeo del conjunto alrededor del eje x-x ($m_x = 2$)

$$i_x^2 = \frac{I_x}{4 \cdot A1} = \frac{4 \cdot (I_{1x} + A1 \cdot d_{1y}^2)}{4 \cdot A1} \rightarrow i_x^2 = i_{1x}^2 + d_{1y}^2$$

Donde $d_{1y} = 30 - e = 30 - 2,0 = 28,0 \text{ cm}$

$$i_x = \sqrt{1,537^2 + 28^2} = 28 \text{ cm}^2$$

Grado de esbeltez del conjunto: $\lambda_x = \frac{L}{i_x} = \frac{113,7}{28} = 4,06$

$$\rightarrow \lambda_{xi} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{m_x}{2} \cdot \lambda_1^2} = \sqrt{4,06^2 + \frac{2 \cdot (50)^2}{2}} = 50,16$$

Dónde: $\lambda_1 = 50$ (por norma: DIN 4114)

$$\omega_x \times \frac{F}{4 \cdot A1} \leq 1400 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\frac{\omega_{xi}}{A1} \leq 19,38 \rightarrow \omega_{xi} = 19,38 \times 2,937 = 56,92$$

Por lo tanto, cumple con lo solicitado, no falla el conjunto, y más aún será más confiable con el perfil de diseño: 50 mm x 50 mm x 3.2 mm.

Con el cual conseguimos un FS=2,5

3.1.2.3 Pandeo por Elementos Finitos (SW)

Las patas son los elementos que forman parte del chasis, y que soportan el peso de la maquina completa, en este caso cada pata soporta exactamente 750 N aproximadamente, debido a que el peso completo de la maquina es de 2900 N.

Estas patas están sometidas a esfuerzos de pandeo y esfuerzos combinados debido a las componentes e las fuerzas que las afectan.



Figura 3.4: Pata Diseñada

Con la ayuda del programa Solidworks Simulation se encontrara el desplazamiento maximo en la direccion Z para pandeo, actuante en una de las patas. La fuerza actuante sobre el extremo superior de la pata y en sentido vertical en todo momento es de $F = 750 \text{ N}$

A continuacion se realizara el analisis en elementos finitos.

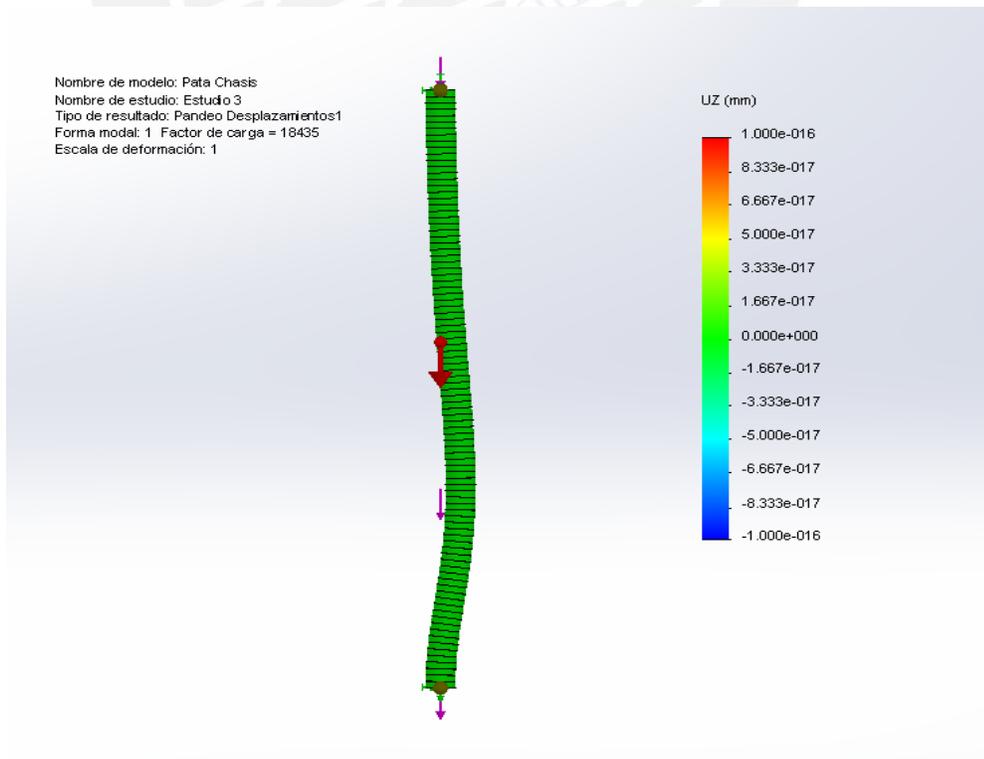


Figura 3.5: Resultados Simulación Pandeo Pata (Desplazamiento en Z)

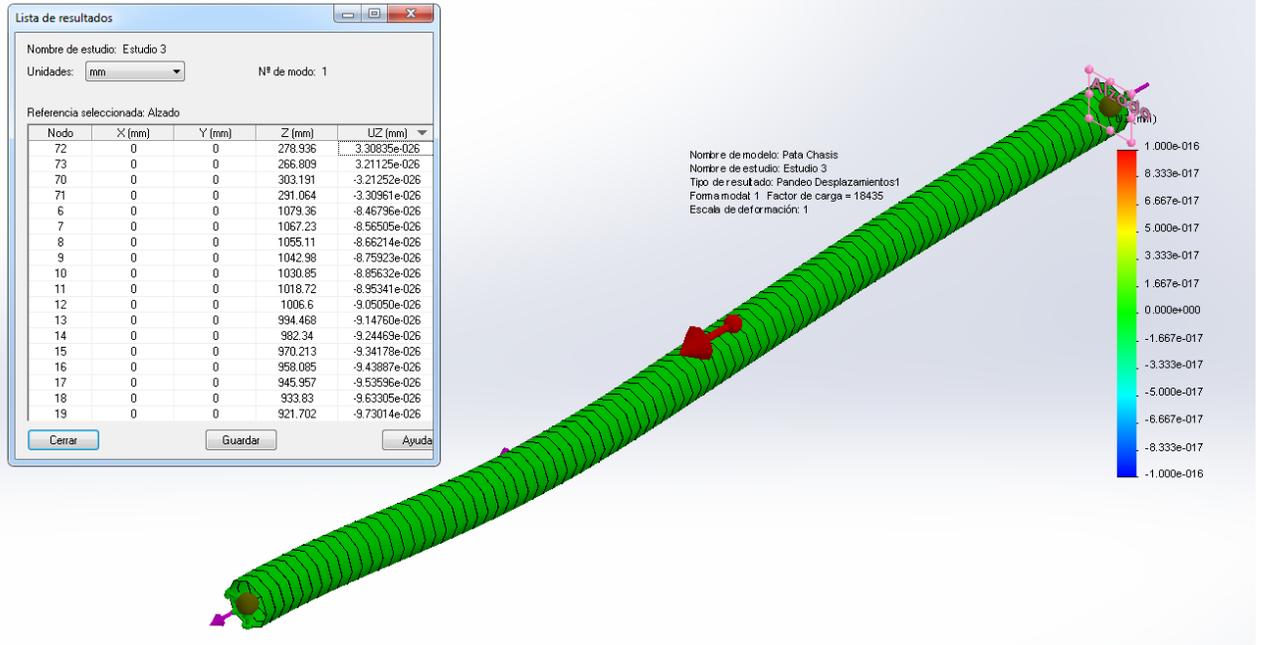


Figura 3.6: Resultados Simulación Pandeo Pata (Desplazamientos en Z y FDS)

La figura 3.6, muestra el desplazamiento en la dirección Z (cuya escala de deformación se indica en la figura) y los desplazamientos sometidos al conjunto por acción del pandeo y del mallado. En la tabla 3.6 se muestran las principales características de este estudio.

Tabla 3.2.: Resultados Análisis Pandeo Pata

Esc de deform	Max Despl	FS
1	3.3×10^{-26}	FS ≥ 6

3.1.3 Bandeja de Almacenamiento

3.1.3.1 Generalidades

Tal cual se muestra en la imagen líneas abajo, la bandeja de almacenamiento, tal cual lo indica su nombre, acopia las barras que posteriormente serán usadas por el sistema alimentador para ser insertadas en el torno.

Esta bandeja de almacenamiento tiene una capacidad limitada según el diámetro de barra que albergue. En la siguiente tabla se aprecia la capacidad de acopio de la bandeja de almacenamiento pro cada tipo de diámetro de barra.

Tabla 3.3.: Capacidad de Almacenamiento

Capacidad de Almacenamiento de Bandeja	
Diámetro Barra	Cantidad
1/2"	45
3/4"	30
1"	22
1 1/4"	18
1 1/2"	15

Como se aprecia en la tabla 3.3 se puede albergar diferentes cantidades de barras para cada diámetro a usar, pero siempre de una misma longitud máxima, la cual es 800 mm (80 cm).

Al igual que el chasis, esta bandeja de almacenamiento está conformada por la unión de soldadura a tope de diferentes ángulos estructurales de acero A-36 y de la configuración del tornillo de nivelador de inclinación de la bandeja.

A continuación se detalla la lista de materiales del conjunto bandeja de almacenamiento.

Tabla 3.4.: Lista de Materiales Bandeja de Almacenamiento

Item	Nombre	Descripción	Tipo	Mercado
1	Bandeja	Perfil en L 2" x 2" x 1/8"	Material	Nacional
2	Bandeja	Perfil en L 1" x 1" x 1/8"	Material	Nacional
3	Tornillo de avance	Tornillo de Rosca Externa M18 x 2.5	Material	Nacional
4	Tubo Base Fijo	Tubo Cuadrado de 30 x 30 X 2.6 (mm)	Material	Nacional
5	Base Soporta Tornillo	Platina de 1" x 3"	Material	Nacional



Figura 3.7.: Diseño Definitivo Bandeja de Almacenamiento

3.1.3.2 Calculo de Pandeo en Tornillo Nivelador

El análisis del pandeo en el tornillo nivelador, es de vital importancia, pues es este elemento el que aguantará constantemente el peso de la bandeja cargada, durante todo el tiempo que el alimentador este en funcionamiento.

Dadas las características de la fuerza que se concentra sobre este elemento se ha visto pertinente tomar como la fuerza de pandeo (F_p) a la fuerza ejercida por el peso de la bandeja cuando está cargada a plena carga, es decir cuando se encuentran las 15 barras de 1 ½" de diámetro en la bandeja.

Dada esta condición se considera que el peso total seria de:

Tabla 3.5.: Pesos detallados para la carga final del Tornillo Nivelador

Barras (Kg)	Bandeja (Kg)	Total (Kg)	Peso (N)
108	7.3	115.3	1153

Por lo tanto, a través de los cálculos convencionales de pandeo, se calcularan los desplazamientos debido al pandeo y el factor de seguridad (FDS) del sistema, en función de la fuerza de pandeo F_p .

A continuacion se muestra el cálculo:

Se sabe que la fuerza máxima que puede soportar el tornillo nivelador es 1153 N, pero la fuerza de pandeo se ve afectada por los ángulos de su vector dirección.

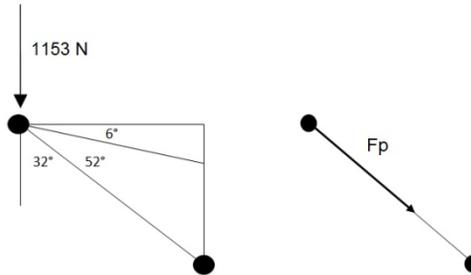


Figura 3.8.: Distribución de Fuerzas en Tornillo Nivelador

Por lo tanto la Fuerza de Pandeo será:

$$F_p = 1153 \times \cos 32^\circ = 978 \text{ N}$$

Adicionalmente se sabe que el grado de esbeltez de una barra está definido de la siguiente manera:

$$\lambda = \frac{L_p}{i} \quad \text{Donde: } L_p = \text{Longitud de Pandeo}$$

La cual para los barras con extremos articulado – articulado, se considera $L_p = L$

Para nuestro caso: $L = 614 \text{ mm}$

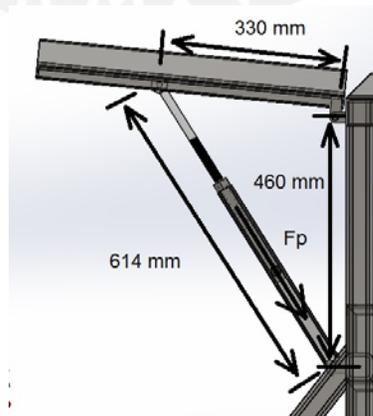


Figura 3.9.: Distancias entre Bandeja y Tornillo Nivelador

También se sabe que $i = \text{radio de giro}$

Donde para nuestro caso, con secciones transversales circulares $i = \frac{D}{2} = \frac{15,5}{2} = 7,75$

Por lo tanto, $i = 7,75$

Finalmente se sabe que: $\lambda = \frac{614}{7,75} = 79,23$

Para el cálculo exacto del pandeo se determino trabajar con el método europeo, el cual se representa de la siguiente manera:

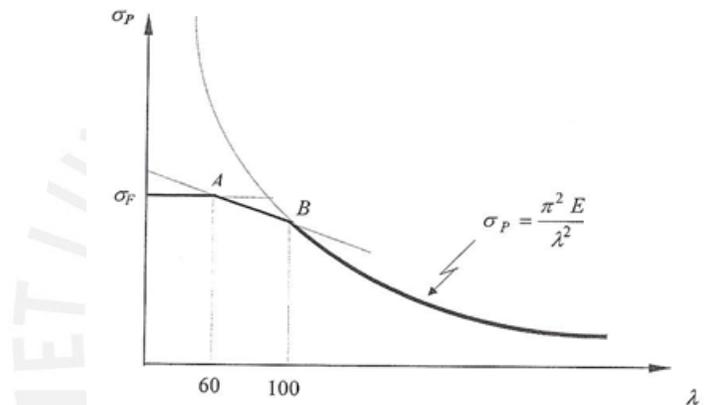


Figura 3.10.: Curva de Método Europeo de Pandeo

Para este método es necesario hallar en esfuerzo de pandeo actual (σ_p), el cual será comparado con el esfuerzo de trabajo (σ_{trab}).

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{4 \times 978}{\pi \times 15,5^2} = 5,18 \text{ MPa}$$

También se sabe que el esfuerzo de fluencia (σ_F) para el material A-36 o St 37 es igual a 240 Mpa. Por lo tanto: $\sigma_F = 240 \text{ MPa}$

Adicionalmente se conoce que a los 100 de grado de esbeltez se desarrolla un esfuerzo proporcional según la curva, por lo tanto existe un σ_{100}

El cual se calcula de la siguiente manera: $\sigma_{100} = \frac{\pi^2 \times E}{100^2}$

Entonces $\sigma_{100} = 207,3 \text{ MPa}$

Finalmente teniendo los datos establecidos de:

$\sigma_F, \sigma_{100}, \lambda_{60}, \lambda_{100}, \lambda$

Podemos calcular, interpolando esos valores, para hallar el valor final de σ_{trab}

Donde: $\sigma_{trab} = 224,14 \text{ MPa}$

Para concluir, comparamos los valores obtenidos para descubrir si cumple o no cumple el diámetro y material de nuestro tornillo nivelador en estudio. Además se hallara el factor de seguridad del sistema (FDS).

Se debe cumplir que: $\sigma_p \leq \sigma_{trab}$

$5,18 \text{ MPa} \leq 224,14 \text{ MPa}$ De lo cual se deduce que si cumple!

Además el FDS del sistema sería: $FDS = \frac{224,14}{5,18} = 43$

Geometría de sección del Tornillo Nivelador: Diámetro = 15,5 mm en A-36

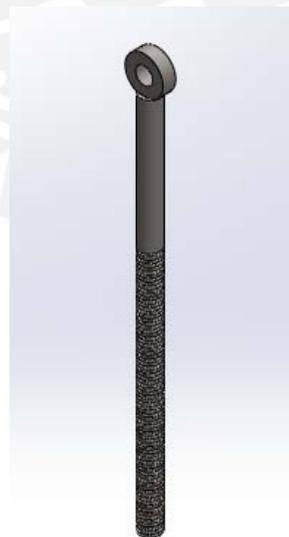


Figura 3.11.: Geometría final Tornillo Nivelador

3.2 SISTEMA ALIMENTADOR

3.2.1 Generalidades

Como su nombre lo indica, el sistema alimentador, es el responsable de alimentar de barras al sistema de avance. Las barras que son almacenadas previamente en la bandeja, son recogidas una por una por el sistema de alimentación y son depositadas en los canales en V, para luego continuar su movimiento con otro sistema.

A continuación se detalla la lista de materiales que componen este sistema.

Tabla 3.7.: Lista de Materiales Sistema Alimentador

Item	Nombre	Descripción	Tipo	Mercado
1	Biela	Biela Platina de 1/4"x 1", Barra redonda de ϕ 1 1/4"	Material	Nacional
2	Porta Bocinas	Platina 100 x 50 mm, Barra redonda de ϕ 5/8"	Material	Nacional
3	Bocinas	Barra cuadrada SAE 64 de 1 1/4" de lado	Material	Nacional
4	Eje Excéntrico	Barra redonda de ϕ 7/8"	Material	Nacional
5	Chumaceras	Chumaceras de Piso a Bolas de ϕ 20 mm, 16 y ϕ 1/2"	Accesorio	Nacional
6	Sprockets	Sprockets Z=57, 19, 11 y paso 3/8"	Accesorio	Nacional
7	Cadena	Cadena de rodillos paso 3/8" norma ASA	Accesorio	Nacional
8	Plancha Sujeta Servo	Plancha 5/32" (300 x 250 mm)	Material	Nacional
9	Eje Loco	Barra redonda 1/2"	Material	Nacional
10	Servomotor	Yaskawa SGMGV 1.3 KW	Equipo	Importado



Figura 3.12.: Diseño Definitivo Sistema Alimentador

3.2.2 Cálculo Dinámico

En esta sección se detallará la cinemática y cinética del sistema alimentador completo, además de la selección de sus componentes y la ingeniería de diseño escogida.

Para realizar nuestro cálculo dinámico, se encontraron previamente los ángulos críticos de movimiento que serán analizados para hallar el momento (T), el cual será nuestro dato de entrada para la selección del servomotor del sistema alimentador.

Para encontrar las posiciones críticas o ángulos críticos, analizaremos el movimiento del sistema alimentador.

Como se puede ver en esta primera imagen el eje excéntrico realiza un movimiento de 360° alrededor del punto A perteneciente a la chumacera, el cual es accionado por el giro del sprocket A.

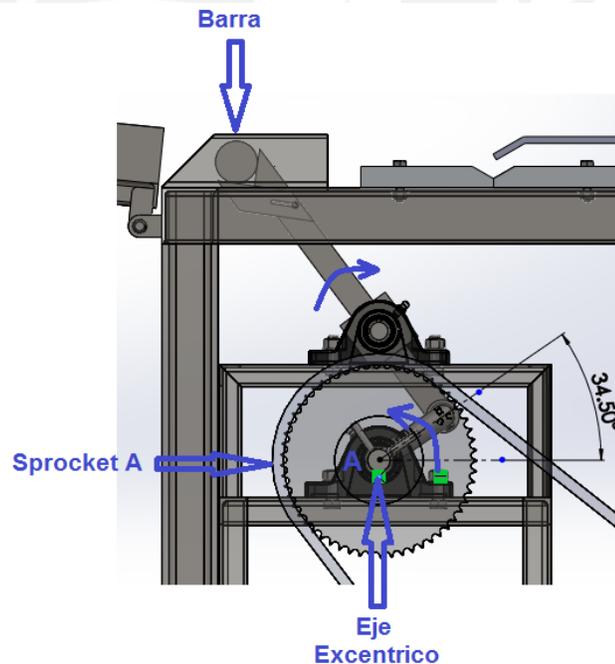


Figura 3.13.: Posición 1 de Levante de Barra

También se puede notar que en la posición $\theta=34.5^\circ$ es cuando las bielas se encuentran con la barra y se inicia la carrera de alimentación.

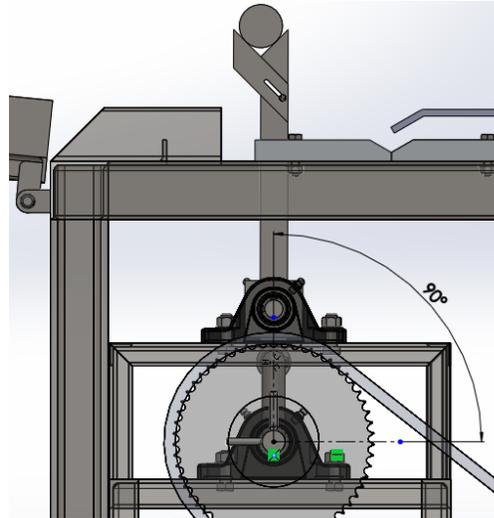


Figura 3.14.: Posición 2 de Levante de Barra

Posteriormente se aprecia que a los 90° de posición del eje excéntrico la biela se encuentra en la posición más alta de la carrera de alimentación.

Y finalmente se aprecia que en la posición $\theta = 153^\circ$ del eje excéntrico, la biela coloca la barra en el canal V, dando fin así a la carrera de alimentación.

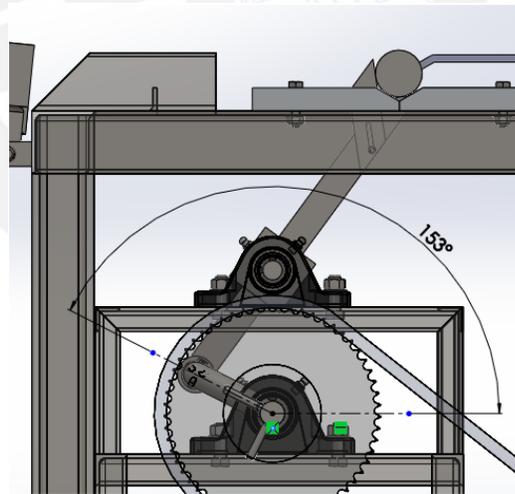


Figura 3.15.: Posición 3 de Levante de Barra y Final

De esta manera se puede apreciar que entre los $\theta = 34,5^\circ$ y $\theta = 153^\circ$ del eje excéntrico se produce la carrera de alimentación, siendo esta la que marca las posiciones críticas, pues durante esta carrera se acarrea la barra y aumenta el momento (T) ejercido por el motor sobre el eje excéntrico. Todas las otras posiciones fuera de estos ángulos, se producen

La ecuación de velocidades se obtendrá relacionando las velocidades de los puntos B3 y B4. Evidentemente, la velocidad de este último punto es nula. Suponiendo un sistema de referencia móvil ligado a la barra 3 y con origen en el punto B3, se tendrá que:

$$V_{B4} = V_{B3} + V_{B4B3} + V_{B4/3}$$

Que será:

$$0 = V_{B3} + \omega \times r_{B3B4} + V_{B4/3} \cdot \mu_3 = V_{B3} + V_{B4/3} \cdot \mu_3 \quad (1)$$

Por otra parte se tendrá que:

$$V_{B3} = V_{A3} + V_{B3A3} = \omega_2 \times r_{O2A} + \omega_3 \times r_{AB}$$

Por lo que la expresión (1) quedara como sigue:

$$0 = \omega_2 \times r_{O2A} + \omega_3 \times r_{AB} + V_{B4/3} \cdot \mu_3 \quad (2)$$

La orientación del vector r_{O2A} viene dada por el ángulo $\theta_2 = 34,5^\circ$, mientras que la orientación del vector r_{AB} vendría dada por $\theta_3 = 53,5^\circ$.

En consecuencia se tendrá que:

$$r_{O2A} = 70. (\cos 34,5 \cdot \vec{i} + \sin 34,5 \cdot \vec{j}) = (57,69 \cdot \vec{i} + 39,65 \cdot \vec{j}) \text{ mm}$$

$$r_{AB} = 96,3. (-\cos 53,3 \cdot \vec{i} + \sin 53,3 \cdot \vec{j}) = (-57,55 \cdot \vec{i} + 77,21 \cdot \vec{j}) \text{ mm}$$

Y el vector unitario en la dirección AB será:

$$\mu_3 = (-\cos 53,3 \cdot \vec{i} + \sin 53,3 \cdot \vec{j}) = -0,6 \cdot \vec{i} + 0,8 \cdot \vec{j}$$

Sustituyendo en (2) y operando se tendrá que:

$$0 = -33,3 \cdot \vec{i} + 48,46 \cdot \vec{j} - 57,55 \cdot \omega_3 \cdot \vec{i} + 77,21 \cdot \omega_3 \cdot \vec{j} - 0,6 \cdot V_{B4/3} \cdot \vec{i} + 0,8 \cdot V_{B4/3} \cdot \vec{j}$$

Separando componentes se tendrá el siguiente sistema lineal de ecuaciones:

$$0 = -33,3 - 57,55 \cdot \omega_3 - 0,6 \cdot V_{B4/3}$$

$$0 = 48,46 + 77,21 \cdot \omega_3 + 0,8 \cdot V_{B4/3}$$

De donde se obtiene: $\omega_3 = \omega_4 = -8,52 \text{ rad/s}$

$$V_{B4/3} = 761,47 \text{ mm/s}$$

El vector velocidad relativa vendrá dado por:

$$V_{B4/3} = (-456,88.\vec{i} + 609,18.\vec{j}) \text{ mm/s}$$

Finalmente se hallara la velocidad de traslado de la barra por acción de la biela móvil:

$$V_C = V_{B3} + V_{CB3} + V_{B4/3} \quad (3)$$

Donde:

$$V_{B3} = V_{A3} + V_{B3A3} = \omega_2 \times r_{O2A} + \omega_3 \times r_{AB}$$

$$V_{B3} = -33,3.\vec{i} + 48,46.\vec{j} + 490,33.\vec{i} - 657,83.\vec{j} = (457,03.\vec{i} - 609,37\vec{j}) \text{ mm/s}$$

También:

$$V_{CB3} = \omega_3 \times r_{CB3}$$

$$\text{Pero: } r_{CB3} = 172,7. [\cos 53,3. (-\vec{i}) + \sin 53,3. (\vec{j})] = 103,21. (-\vec{i}) + 138,47. (\vec{j}) \text{ mm}$$

$$\text{Además: } \omega_3 = 8,52. (-\vec{k})$$

Entonces:

$$V_{CB3} = (1179,76.\vec{i} + 879,35.\vec{j}) \text{ mm/s}$$

También:

$$V_{B4/3} = (-456,88.\vec{i} + 609,18.\vec{j}) \text{ mm/s}$$

Finalmente reemplazando en (3):

$$V_C = 457,03.\vec{i} - 609,37\vec{j} + 1179,76.\vec{i} + 879,35.\vec{j} - 456,88.\vec{i} + 609,18.\vec{j}$$

$$V_C = 1179,91.\vec{i} + 879,16.\vec{j} = 1471,43 \text{ mm/s}$$

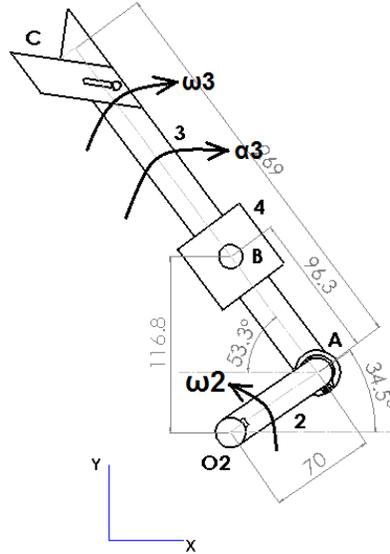


Figura 3.17.: Cinemática Mecanismo Alimentador

3.2.2.1.2 Aceleraciones

Para el cálculo de las aceleraciones se seguirá el mismo procedimiento:

$$A_{B4} = A_{B3} + A_{B4B3} + A_{B4/3} + A_{COR}$$

Donde:

$$0 = A_{B3} + A_{B4B3} + A_{B4/3} \cdot u_3 + 2 \cdot (\omega_3 \times V_{B4/3}) \tag{4}$$

Se tiene que:

$$A_{B4B3} = -\omega_3^2 \cdot r_{B3B4} + \alpha_3 \times r_{B3B4} = 0$$

Además se tendrá que:

$$A_{B3} = A_{A3} + A_{B3A3} = A_{A3}^n + A_{A3}^t + A_{B3A3}^n + A_{B3A3}^t = -\omega_2^2 \cdot r_{O2A} + \alpha_2 \times r_{O2A} - \omega_3^2 \cdot r_{AB} + \alpha_3 \times r_{AB}$$

Hay que tener en cuenta que $\alpha_2=0$. Sustituyendo la expresión anterior en (4) se tendrá que:

$$0 = -\omega_2^2 \cdot r_{O2A} - \omega_3^2 \cdot r_{AB} + \alpha_3 \times r_{AB} + A_{B4/3} \cdot u_3 + 2 \cdot (\omega_3 \times V_{B4/3})$$

Y sustituyendo valores numéricos y operando se obtendrá el siguiente sistema de ecuaciones lineales:

$$-\omega_2^2 \cdot r_{O2A} = -0,84^2 \cdot (57,69 \cdot \vec{i} + 39,65 \cdot \vec{j}) = 40,71 \cdot \vec{i} + 27,98 \cdot \vec{j}$$

$$-\omega_3^2 \cdot r_{AB} = -(-8,52)^2 \cdot (-57,55 \cdot \vec{i} + 77,21 \cdot \vec{j}) = 4177,58 \cdot \vec{i} - 5604,7 \cdot \vec{j}$$

$$2 \cdot \left(\omega_3 \times V_{\frac{B4}{3}} \right) = 2 \cdot \left(-8,52 \cdot \vec{k} \times (-456,88 \cdot \vec{i} + 609,18 \cdot \vec{j}) \right) = -10380,42 \cdot \vec{i} + 7785,24 \cdot \vec{j}$$

$$\alpha_3 \times r_{AB} = \alpha_3 \cdot (-\vec{k}) \times (-57,55 \cdot \vec{i} + 77,21 \cdot \vec{j}) = -77,21 \cdot \alpha_3 \cdot \vec{i} + 57,55 \cdot \alpha_3 \cdot \vec{j}$$

$$A_{B4/3} \cdot u_3 = \frac{A_{B4}}{3} \cdot (-0,6 \cdot \vec{i} + 0,8 \cdot \vec{j}) = -0,6 \cdot A_{B4/3} \cdot \vec{i} + 0,8 \cdot A_{B4/3} \cdot \vec{j}$$

Reemplazando:

$$0 = 40,71 \cdot \vec{i} + 4177,58 \cdot \vec{i} - 10380,42 \cdot \vec{i} - 77,21 \cdot \alpha_3 \cdot \vec{i} - 0,6 \cdot \frac{A_{B4}}{3} \cdot \vec{i}$$

$$0 = -6161,71 - 77,21 \cdot \alpha_3 - 0,6 \cdot A_{B4/3} \tag{5}$$

$$0 = 27,98 \cdot \vec{j} - 5604,7 \cdot \vec{j} + 7785,24 \cdot \vec{j} + 57,55 \cdot \alpha_3 \cdot \vec{j} + 0,8 \cdot A_{B4/3} \cdot \vec{j}$$

$$0 = 2208,52 + 57,55 \cdot \alpha_3 + 0,8 \cdot A_{B4/3} \tag{6}$$

De donde se obtiene:

$$\alpha_3 = \alpha_4 = -132,32 \text{ rad/s}^2$$

$$A_{B4/3} = 6758,45 \text{ rad/s}^2$$

3.2.2.1.3 Aceleración del extremo C (aceleración de la barra)

$$A_C = A_{B3} + A_{CB3} + A_{B4/3} + A_{COR} \tag{7}$$

Resolviendo:

$$A_{B3} = -\omega_2^2 \cdot r_{O2A} - \omega_3^2 \cdot r_{AB} + \alpha_3 \times r_{AB} = 40,71 \cdot \vec{i} + 27,98 \cdot \vec{j} + 4177,58 \cdot \vec{i} - 5604,7 \cdot \vec{j}$$

$$+10216,43 \cdot \vec{i} - 7615,02 \cdot \vec{j}$$

Simplificando:

$$A_{B3} = 14434,72.\vec{i} - 13191,74.\vec{j}$$

También:

$$A_{B4/3} = -4055,07.\vec{i} + 5406,76.\vec{j}$$

También:

$$A_{COR} = -10380,42.\vec{i} + 7785,24.\vec{j}$$

Finalmente:

$$A_{CB3} = -\omega_3^2 \cdot r_{B3C} + \alpha_3 \times r_{B3C} \tag{8}$$

Pero:

$$r_{CB3} = 172,7 \cdot [\cos 53,3 \cdot (-\vec{i}) + \sin 53,3 \cdot (\vec{j})] = 103,21 \cdot (-\vec{i}) + 138,47 \cdot (\vec{j}) \text{ mm}$$

$$\text{Además: } \omega_3 = -8,52^2 = 72,59$$

$$\text{Entonces: } -\omega_3^2 \cdot r_{B3C} = 7492,01.\vec{i} + 10051,54.\vec{j}$$

$$\text{También: } \alpha_3 = -132,32.\vec{k}$$

$$\text{Entonces: } \alpha_3 \times r_{B3C} = 18322,35.\vec{i} + 13656,75.\vec{j}$$

Reemplazando en (8):

$$A_{CB3} = 7492,01.\vec{i} + 10051,54.\vec{j} + 18322,35.\vec{i} + 13656,75.\vec{j}$$

Simplificando:

$$A_{CB3} = 25814,36.\vec{i} + 23708,29.\vec{j}$$

Retomando la ecuación principal (7) y reemplazando:

$$A_C = 14434,72.\vec{i} - 13191,74.\vec{j} + 25814,36.\vec{i} + 23708,29.\vec{j} - 4055,07.\vec{i}$$

$$+ 5406,76.\vec{j} - 10380,42.\vec{i} + 7785,24.\vec{j}$$

$$A_C = 25813,59.\vec{i} + 23708,55.\vec{j} = 35049 \text{ mm/s}^2$$

3.2.2.1.4 Aceleración del centro de gravedad de la biela (AG_3)

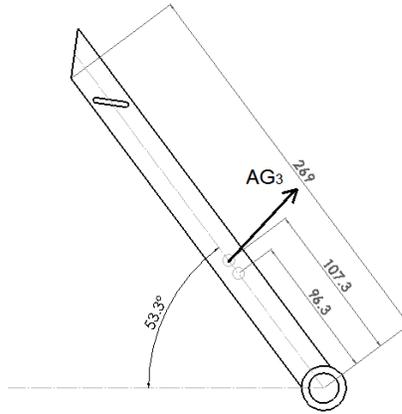


Figura 3.18.: Aceleración de la Gravedad de la Biela

Se tiene:

$$AG_3 = A_{B3} + A_{G3B3} + A_{B4/3} + A_{COR} \tag{9}$$

Resolviendo:

$$A_{B3} = 14434,72.\vec{i} - 13191,74.\vec{j}$$

$$A_{B4/3} = -4055,07.\vec{i} + 5406,76.\vec{j}$$

$$A_{COR} = -10380,42.\vec{i} + 7785,24.\vec{j}$$

Finalmente:

$$A_{G3B3} = -\omega_3^2 \cdot r_{B3G3} + \alpha_3 \times r_{B3G3} \tag{10}$$

Pero:

$$r_{G3B3} = 11. [\cos 53,3 . (-\vec{i}) + \sin 53,3 . (\vec{j})] = 6,57. (-\vec{i}) + 8,82. (\vec{j}) \text{ mm}$$

$$\text{Además: } \omega_3 = -8,52^2 = 72,59$$

$$\text{Entonces: } -\omega_3^2 \cdot r_{B3G3} = 476,91.\vec{i} + 640,24.\vec{j}$$

$$\text{También: } \alpha_3 = -132,32.\vec{k}$$

Entonces: $\alpha_3 \times r_{B3G3} = 1167,06.\vec{i} + 869,34.\vec{j}$

Reemplazando en (10):

$$A_{G3B3} = 476,91.\vec{i} + 640,24.\vec{j} + 1167,06.\vec{i} + 869,34.\vec{j}$$

Simplificando:

$$A_{G3B3} = 1643,97.\vec{i} + 1509,58.\vec{j}$$

Retomando la ecuación principal (9) y reemplazando:

$$AG_3 = 14434,72.\vec{i} - 13191,74.\vec{j} + 1643,97.\vec{i} + 1509,58.\vec{j} - 4055,07.\vec{i}$$

$$+ 5406,76.\vec{j} - 10380,42.\vec{i} + 7785,24.\vec{j}$$

$$AG_3 = 1643,20.\vec{i} + 1510,23.\vec{j} = 2231,79 \text{ mm/s}^2$$

$$\tan \frac{1510,23}{1643,20} = 0,92 \rightarrow \theta = 42,61^\circ$$

Habiendo concluido con el cálculo cinemático, se procede a hacer un resumen de los datos obtenidos:

$$\omega_2 = 8 \text{ RPM} = 0,84 \text{ rad/s (Constante, antihorario)} \quad V_{B4/3} = 761,47 \text{ mm/s}$$

$$\omega_3 = \omega_4 = -8,52 \text{ rad/s} \quad A_{B4/3} = 6758,45 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_2 = 0 \quad V_C = 1471,43 \text{ mm/s}$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 = -132,32 \text{ rad/s}^2 \quad A_C = 35049 \text{ mm/s}^2$$

3.2.2.2 Calculo Cinético

Para el cálculo cinético (fuerzas y momento crítico) se usara el método analítico Newtoniano. De esa manera se hallaran todas las reacciones en las articulaciones y el momento T necesario que se debe aplicar a la manivela (motriz), por parte del motor.

Para empezar, se debe hacer el DCL del sistema y trabajar la cinemática, se trabajara con las cargas criticas, es decir, con la máxima capacidad de carga nominal de la maquina.

Por lo tanto se trabajara con la barra de 1 ½” de diámetro, la cual tiene una masa de 7.2 kg y una carga redondeada de 72 N.

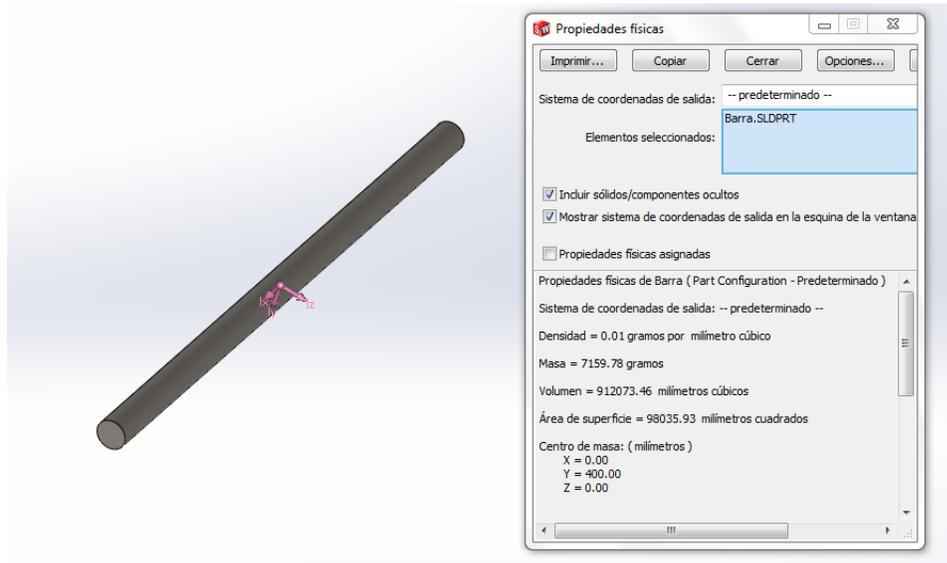


Figura 3.19.: Propiedades Físicas Barra 1 ½”

Adicionalmente se hallaran las masas de los componentes del sistema de alimentación;

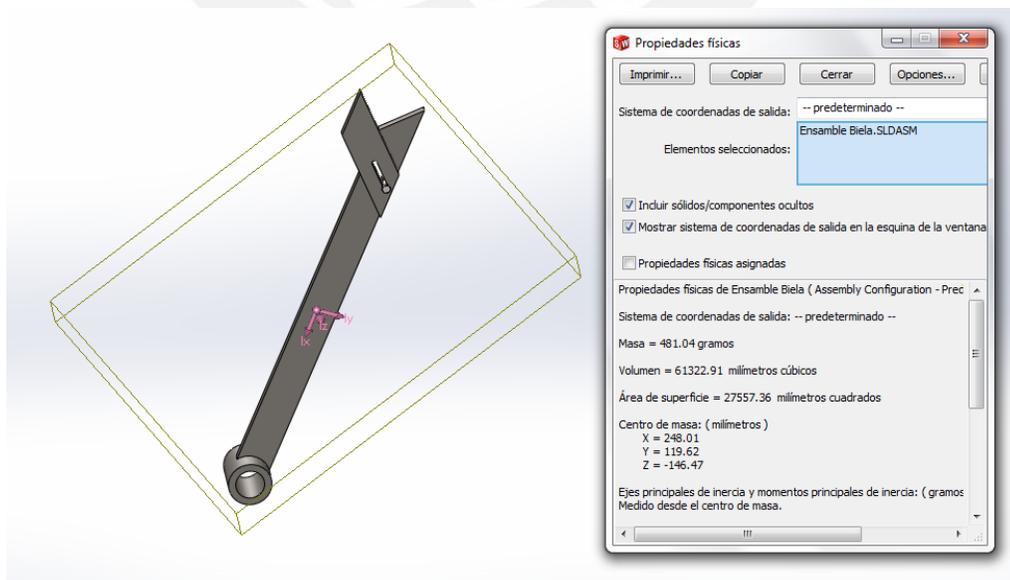


Figura 3.20.: Propiedades Físicas Biela

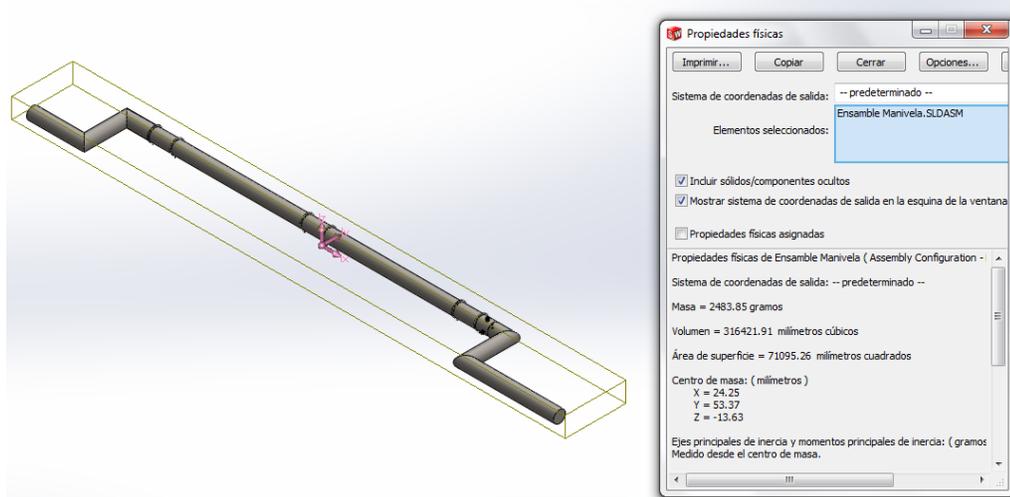


Figura 3.21.: Propiedades Físicas Eje Excéntrico

Por lo tanto el DCL general quedara de la siguiente manera:

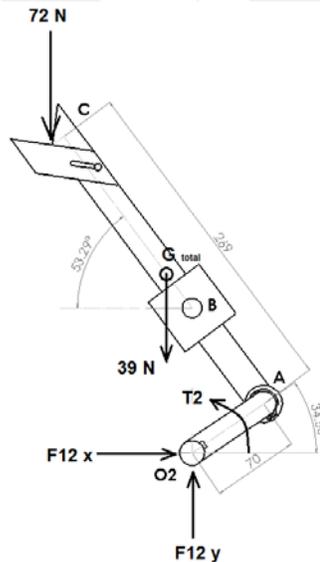


Figura 3.22.: DCL Mecanismo Alimentador

Cabe resaltar que las cargas detalladas en el DCL, están referidas a las masas halladas con el software (Solidworks), y la aceleración de la gravedad redondeada ($g = 10 \text{ m/s}^2$).

Adicionalmente, para el caso de la biela se está considerando la masa multiplicada por 3, debido a que el sistema de alimentación completo posee 3 bielas y una manivela.

3.2.2.2.1 Cinética Eslabón 2

Continuando con nuestro análisis newtoniano de las fuerzas y momentos, se procederá a trabajar con el primer eslabón (manivela), en la posición crítica $d\theta = 34,5^\circ$, según lo argumentado en el análisis cinemático.

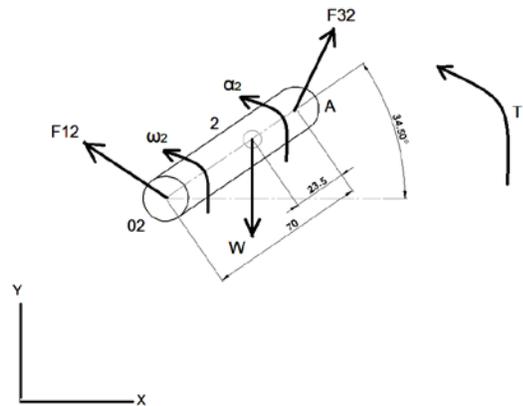


Figura 3.23.: Cinética Eje Excéntrico (Eslabón 2)

Datos:

$$\omega_2 = 0.84 \text{ rad/s}$$

$$m_2 = 2,5 \text{ Kg}$$

$$W_2 = 25 \text{ N}$$

$$\alpha_2 = 0 \text{ rad/s}^2$$

$$AG_2 = 0 \text{ m/s}^2$$

$$IG_2 = 0,174 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \text{ (Brindado por el software Solidworks)}$$

Ecuaciones:

$$F_{12x} + F_{32x} = m_2 \cdot AG_{2x} = 0 \tag{2.1}$$

$$W_2 + F_{12y} + F_{32y} = m_2 \cdot AG_{2y} = 0 \tag{2.2}$$

$$T_2 + (r_{32x} \cdot F_{32y} - r_{32y} \cdot F_{32x}) - r_G \cdot W_2 = IG_2 \cdot \alpha_2 = 0 \tag{2.3}$$

Incógnitas:

$$F_{12}, F_{32}, T_2$$

Resolviendo:

$$F_{12_x} + F_{32_x} = 0 \tag{2.1}$$

$$F_{12_y} + F_{32_y} = 25 \tag{2.2}$$

$$T_2 + 0,058 \cdot F_{32_y} - 0,04 \cdot F_{32_x} = 0,958 \tag{2.3}$$

3.2.2.2 Cinética Eslabón 3

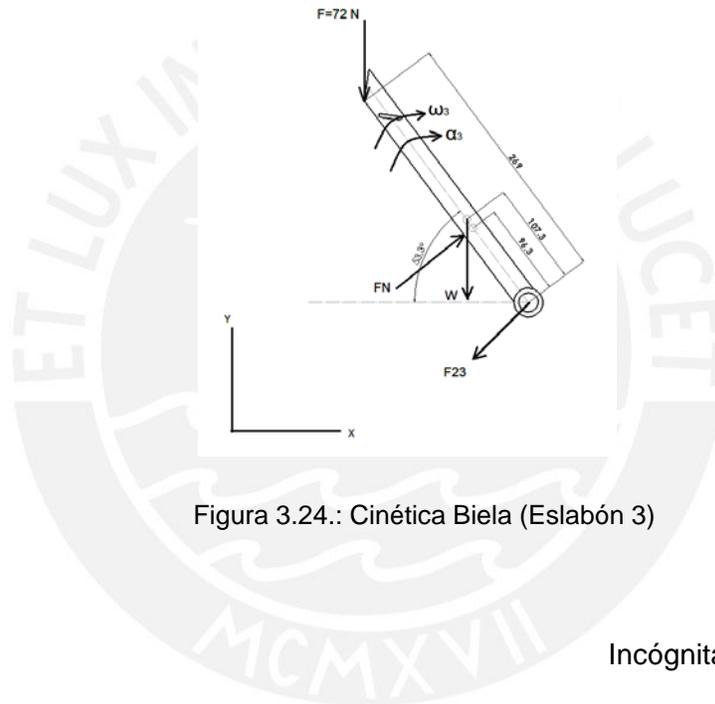


Figura 3.24.: Cinética Biela (Eslabón 3)

Datos:

$$\omega_3 = 8,52 \text{ rad/s}$$

$$m_3 = 1.44 \text{ Kg}$$

$$W_3 = 14.4 \text{ N}$$

$$\alpha_3 = 132,32 \text{ rad/s}^2$$

$$AG_3 = 2231,79 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 2,23 \text{ m/s}^2$$

$$IG_3 = 0,0005 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \text{ (Brindado por el software Solidworks)}$$

Incógnitas:

$$F_{23}=F_{32}, F_N$$

Ecuaciones:

$$FN_x - F32_x = m_3 \cdot AG_{3X} \quad (3.1)$$

$$FN_y - F32_y + W_3 + 72 = m_3 \cdot AG_{3Y} \quad (3.2)$$

$$(rN_x \cdot FN_y + rN_y \cdot FN_x) - (-r32_x \cdot F32_y - r32_y \cdot F32_x) + r_G \cdot 72 = IG_3 \cdot \alpha_3 \quad (3.3)$$

Resolviendo:

$$0,802 \cdot FN - F32_x = 1,44 \cdot (\cos 42,61) \cdot (2,23) = 2,36 \quad (3.1)$$

$$0,598 \cdot FN - F32_y = 1,44 \cdot (\sin 42,61) \cdot (2,23) - 14,4 - 72 = -84,23 \quad (3.2)$$

$$(rN_x \cdot FN_y + rN_y \cdot FN_x) - (-r32_x \cdot F32_y - r32_y \cdot F32_x) + r_G \cdot 72 = IG_3 \cdot \alpha_3$$

$$(0,0066 \cdot FN \cdot \cos 53,3 + 0,0088 \cdot FN \cdot \sin 53,3) - (-0,064 \cdot F32_y - 0,086 \cdot F32_x) + (0,097) \cdot (72) = (0,0005) \cdot (132,32)$$

Simplificando:

$$0,011 \cdot FN + 0,064 \cdot F32_y + 0,086 \cdot F32_x = -6,92 \quad (3.3)$$

3.2.2.3 Cinética Eslabón 4 (Corredera)

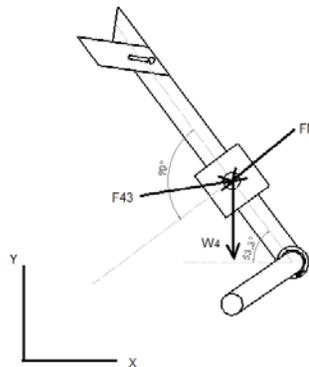


Figura 3.25.: Cinética Portabocinas (Eslabón 4)

Para este cálculo necesitaremos, las propiedades físicas de la porta bocinas para ser analizado.



Figura 3.26.: Propiedades Físicas Portabocinas

Ecuaciones:

$$F43_x - FN_X = m_4 \cdot AG_{4X} = 0 \tag{4.1}$$

$$F43_y - FN_Y + W_4 = m_4 \cdot AG_{4Y} = 0 \tag{4.2}$$

Resolviendo:

$$F43_x - 0,802 \cdot FN = 0 \tag{4.1}$$

$$F43_y - 0,598 \cdot FN = -60 \tag{4.2}$$

Finalmente se tienen la siguiente cantidad de incógnitas = 8

Y la siguiente cantidad de ecuaciones = 8

El orden de la matriz lineal se daría de la siguiente manera:

F12x, F12y, F32x, F32y, F43x, F43y, FN, T12

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0,04 & 0,058 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0,802 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0,598 & 0 \\ 0 & 0 & 0,086 & 0,064 & 0 & 0 & 0,11 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -0,802 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -0,598 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} F12x \\ F12y \\ F32x \\ F32y \\ F43x \\ F43y \\ FN \\ T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 25 \\ 0,958 \\ 2,36 \\ -84,23 \\ -6,92 \\ 0 \\ -60 \end{bmatrix}$$

Figura 3.27.: Matriz de Ecuaciones Lineales Cinética Sistema Alimentador

Resolviendo la matriz, se obtienen los siguientes resultados:

$$F12x = 47,06 \text{ N} \quad F43x = -44,7 \text{ N}$$

$$F12y = -25,9 \text{ N}$$

$$F43y = -93,33 \text{ N}$$

$$F32x = -47,06 \text{ N}$$

$$FN = -55,73 \text{ N}$$

$$F32y = 50,9 \text{ N}$$

$$T = -3,88 \text{ N.m}$$

3.2.2.3 Calculo General (Todas las Posiciones)

Finalmente se mostrara el cálculo en el tiempo de todas las posiciones, para hallar el momento crítico completo de todo el movimiento.

El análisis completo en el tiempo se logro con la ayuda del software SAM (Synthesis and Analysis of Mechanisms), el cual desarrolla un análisis completo de todas las posiciones de un mecanismo, introduciendo las variables correspondientes y las condiciones adecuadas de geometría, velocidad, masas, gravedad y fuerzas externas.

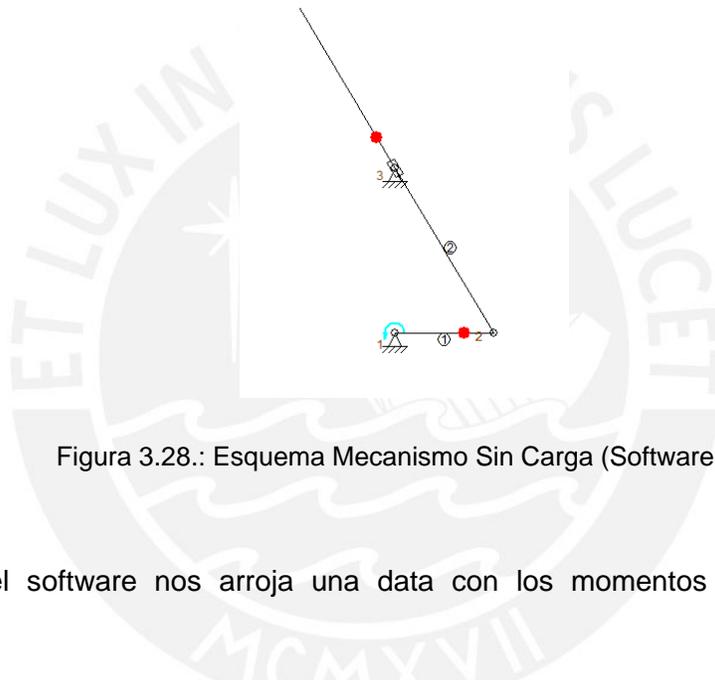


Figura 3.28.: Esquema Mecanismo Sin Carga (Software SAM)

Tras correr el software nos arroja una data con los momentos críticos en todo su recorrido.

Tabla 3.8.: Momentos en todo el recorrido en el tiempo (Sin Carga)

Angulo θ	Time	T1(1)
[-]	[s]	[Nmm]
0	0	1211.725
50	1.042	777.639
100	2.083	-417.567
150	3.125	-1042.965
200	4.167	-1139.489
250	5.208	-414.641
300	6.25	606.207
350	7.292	1193.949
360	7.5	1211.724

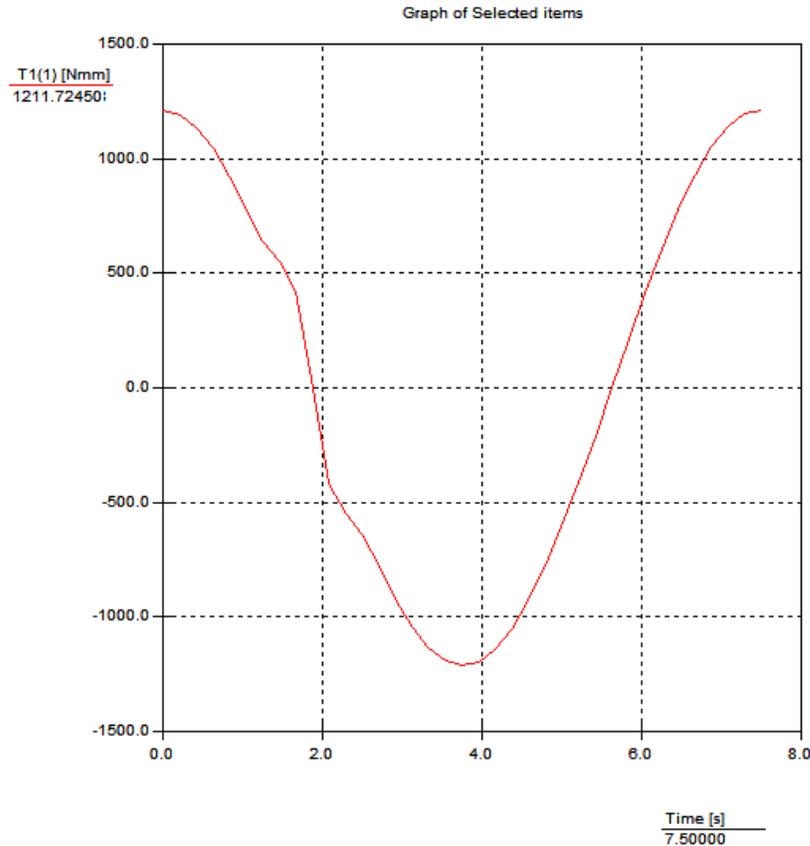


Figura 3.29.: Grafica de todos los Momentos en el tiempo (Software SAM)

De dicho grafico, se desprende que el momento pico tiene el valor de:

$$M_{max} = 1211 \text{ N.mm} = 1,21 \text{ N.m}$$

El cual se alcanza en la posición $\theta = 0^\circ$

De esa manera se corrobora que al momento de encontrarse el mecanismo con la carga, es decir: $\theta = 34,5^\circ$, el momento producido se dispara a casi el triple de su valor ($T = 3,88 \text{ N.m}$), hallado previamente en el análisis puntual de posición.

Por lo tanto, nuestro momento crítico, y punto de partida para las futuras selecciones de transmisión, será: **$M_{max} = 3,88 \text{ N.m}$**

3.2.3 Selección de Cadena de Transmisión y Sprockets

Basándonos en el método de selección de cadenas Renold (BS/DIN y ANSI), en el cual la cadena seleccionada debidamente instalada y lubricada debería tener una vida útil de 15000 horas, se realizara a través de los siguientes pasos:

Paso 1: Relación de transmisión y piñones

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Donde: Z_2 = Piñón conducido

Z_1 = Piñón conductor o motriz

De la tabla 1 del manual de selección de cadena Renold, detallado en los anexos, se tiene:

Asumiendo una relación $i = 3$, se detallan: $Z_2 = 57$ y $Z_1 = 19$

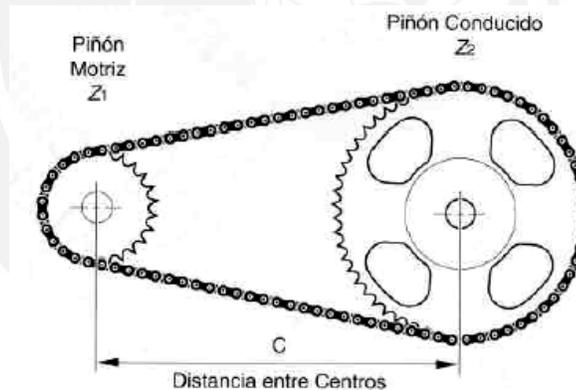


Figura 3.30.: Esquema Cadena - Sprockets

Paso 2: Determinar el factor de selección

El factor f_1 toma en consideración cualquier sobrecarga dinámica en el funcionamiento de la cadena. Usando la tabla 2 del manual de selección de cadena Renold, se escoge para nuestras condiciones.

$F_1 = 1,5$

Debido a tener un propulsor ligeramente impulsivo, y una maquina propulsada ligeramente impulsiva también.

El factor f_2 está relacionado con el número de dientes y cómo influirá sobre la potencia final a seleccionar. Por lo tanto usando la tabla de factores del manual Renold:

$$F_2 = 1,0$$

Debido $F_1 = 1,0$

Debido a que $f_2 = \frac{19}{19}$

Paso 3: Cálculo para la selección de potencia

Se sabe que se tiene que el momento crítico de nuestro sistema es $M_{max} = 3,88 \text{ N.m}$ y la velocidad angular del eje conducido $\omega_2 = 8 \text{ RPM} = 0,84 \text{ rad/s}$

Por lo tanto la potencia a transmitir en el eje conducido: $P_{cond} = 3,26 \text{ W}$

Pero la potencia a transmitir desde el eje motriz sería: $P_{mot} = 9,78 \text{ W} \approx 10 \text{ W}$

Finalmente:

Potencia a Seleccionar: $P_{sel} = P_{mot} \times f_1 \times f_2 = 10 \times 1,5 \times 1 = 15 \text{ W}$

Paso 4: Selección de la cadena

Para poder realizar este paso, se debe ir a las tablas principales de selección Renold, en las cuales se detallan las tablas para selección BS/ISO y ANSI. Para nuestro caso optaremos por una cadena BS/ISO, y las condiciones de entrada para buscar en la tabla serán:

Velocidad Angular (ω) = 24 RPM (piñón motriz)

Potencia Seleccionada (P_{sel}) = 15 W, por lo tanto se entra en tabla con la mínima potencia de 0,1 KW.

Arrojando como resultado la siguiente cadena:

Cadena tipo BS / ISO simple, de 3/8" de paso

Paso 5: Calcular el largo de la cadena

Para calcular el largo de la cadena se tiene la siguiente fórmula:

$$L = \frac{z1 + z2}{2} + \frac{2C}{P} + \frac{\left(\frac{z2 - z1}{2\pi}\right)^2 \times P}{C}$$

Donde:

P = paso de la cadena

L = largo de la cadena (pasos)

Z1 = numero de dientes del piñón motriz

Z2 = numero de dientes del piñón conducido

Además se establece como $C_{pre} = 9,52 \times 40 = 380 \text{ mm}$

Entonces la longitud será: $L = 120 \text{ pasos}$

Pero por uso de tensor: $L_{fin} = 122 \text{ pasos}$

Paso 6: Calcular exactamente la distancia entre centros

Para calcular exactamente la distancia entre centros se tiene la siguiente fórmula:

$$C = \frac{P}{8} \cdot \left[2L - Z2 - Z1 + \sqrt{(2L - Z2 - Z1)^2 - \left(\frac{\pi}{3,88} \cdot (Z2 - Z1)^2\right)} \right]$$

$$C = 477 \text{ mm} = 47,7 \text{ cm}$$

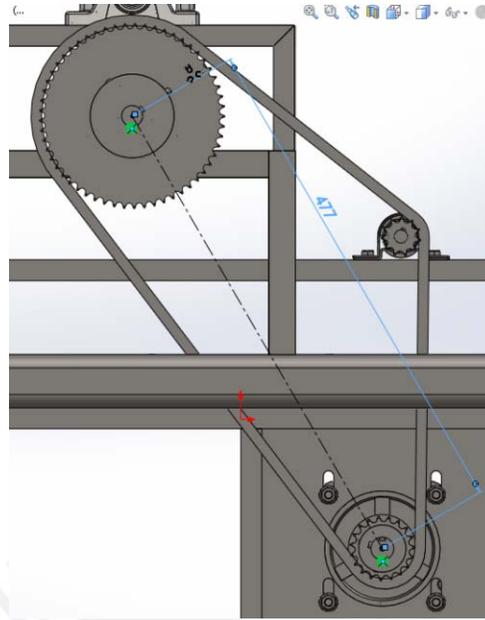


Figura 3.31.: Disposición Cadena – Sprockets Sistema Alimentador

Cabe resaltar que el cálculo de la distancia entre centros está calculado para el par motriz conducido sin tensor, pero de igual manera se aplica para este último caso. Difiriendo definitivamente la longitud L de la cadena, ampliándolo por lo menos 5 pasos más.

3.2.4 Selección del Servomotor

Para la selección del servomotor del sistema de alimentación nos basaremos en el manual de selección de servomotores de la empresa Japonesa Omron.

El manual de selección de Omron establece una serie de pasos y consideraciones previas antes de seleccionar el servomotor adecuado.

1. Formulas para los patrones de operación:

Para partes rotativas, el cual es nuestro caso, se necesita conocer, la posición o ángulo θ , en el cual se produce el máximo momento, además de la velocidad angular en rad/s y en rpm.

$$\theta = 34,5^\circ$$

$$N = 24 \text{ RPM}$$

$$\omega = 2,51 \text{ rad/s}$$

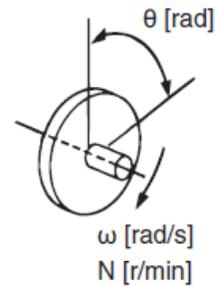


Figura 3.32.: Disposición Sprocket Cadena

2. Formulas de inercia:

Para la formula de inercia, se considera el movimiento excéntrico completo del eje excéntrico mas las bielas, como inercia soportada por el movimiento del servomotor.

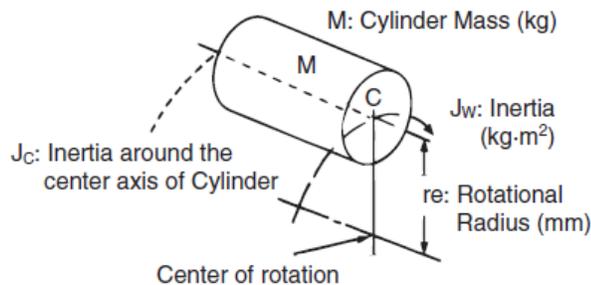


Figura 3.33.: Disposición Eje Excéntrico e Inercias

$$J_w = J_c + M \cdot r_e^2 \times 10^{-6} \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

Donde:

$$J_c = 0,1745 \text{ kg.m}^2$$

$$M = 11,12 \text{ Kg (eje excéntrico + 3 bielas + barra de 1 } \frac{1}{2}\text{")}$$

$$r_e = 70 \text{ mm}$$

Por lo tanto:

$$J_w = 0,1745 + (11,12) \times (70)^2 \times 10^{-6} \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$$J_w = 0,229 \text{ kg.m}^2$$

3. Formulas Fuerzas y Torques:

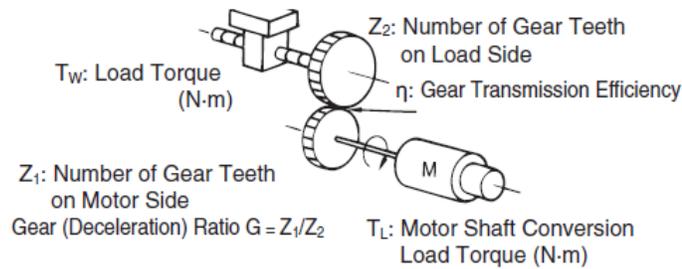


Figura 3.34.: Disposición Fuerzas y Torques

Torque de un valor de carga convertido al eje de un motor

$$T_L = T_w \cdot \frac{G}{\eta} \text{ (N.m)}$$

$$T_L = (3,88) \cdot \frac{0,33}{0,9} \text{ (N.m)} = 1,42 \text{ N.m}$$

4. Formulas de aceleración / desaceleración de torque:

$$T_A = \frac{2\pi N}{60 \cdot t_a} \cdot \left(J_m + \frac{JL}{\eta} \right) \text{ (N.m)}$$

$$T_A = \frac{2 \cdot \pi \cdot 24}{60 \times 0,5} \cdot \left(J_m + \frac{JL}{0,9} \right) \text{ (N.m)}$$

Donde: $J_m = 0,021 \text{ kg.m}^2$

Pero:

$$J_L = J_1 + G^2(J_2 + J_w)(\text{Kg.m}^2) = 8,18 \times 10^{-5} + 0,33^2 \cdot (2,54 \times 10^{-3} + 0,229) = 0,0253$$

Por lo tanto:

$$T_A = \frac{2 \cdot \pi \cdot 24}{60 \times 0,5} \cdot \left(0,021 + \frac{0,0253}{0,9} \right) = 0,247 \text{ N.m}$$

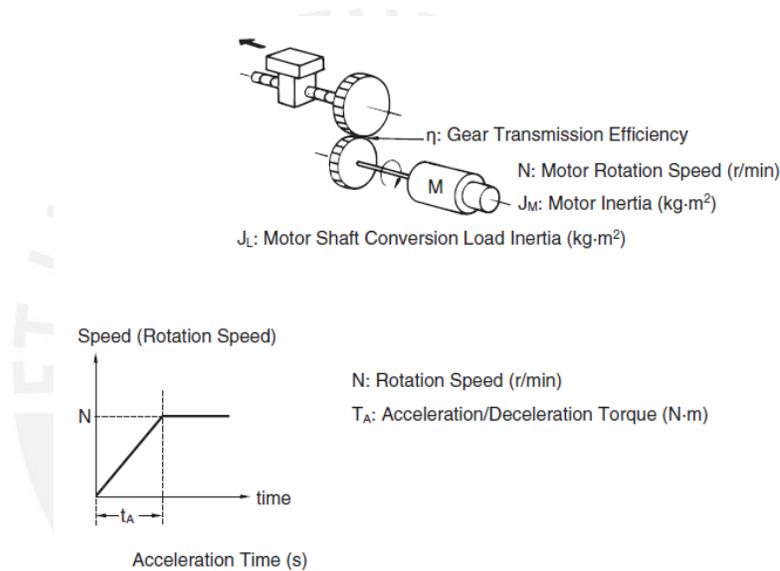


Figura 3.35.: Disposición Aceleración debido a la Transmisión Sprocket Cadena

5. Calculo del máximo torque momentáneo y efectivo:

$$T_1 = T_A + T_L (\text{N.m})$$

$$T_1 = 0,247 + 1,42 = 1,68 (\text{N.m})$$

Se considera el torque momentáneo máximo que recibe el servomotor, y como se aprecia, es menor que el máximo torque necesario para mover el sistema alimentador, por lo tanto se trabajara como datos de entrada:

$$T=3,88 \text{ N.m y } P=15 \text{ W}$$

Por lo tanto se selecciona el siguiente Servomotor:

Marca: Yaskawa

Tipo: SGMJV A3A312

Modelo: SGMJV

Potencia desarrollada: 30 W

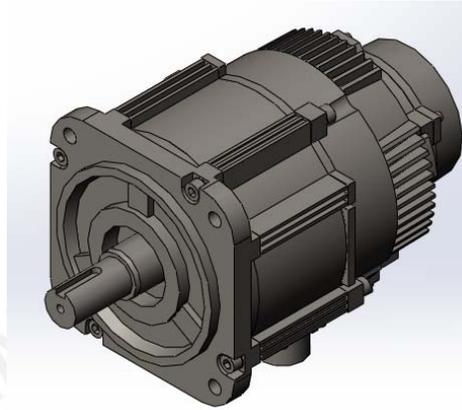


Figura 3.36.: Servomotor Yaskawa SGMJV

3.2.5 Análisis de Resistencia y Pandeo de las bielas

Las bielas son los elementos que a través de un giro libre pero direccionado por el porta bocinas, levantan las barras de 1 ½" y las colocan sobre los canales en V.

Son parte del mecanismo de alimentación y están sometidas a esfuerzos de pandeo y esfuerzos combinados debido a sus diferentes posiciones en el tiempo.

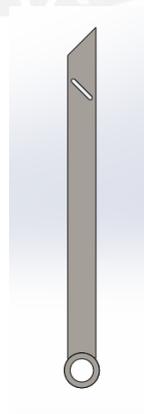


Figura 3.37.: Diseño Biela

Por lo tanto, a través de los cálculos convencionales de pandeo, se calcularán los desplazamientos debido al pandeo y el factor de seguridad (FDS) del sistema, en función de la fuerza de pandeo F_p .

A continuación se muestra el cálculo:

Se sabe que la fuerza máxima que puede soportar cada biela es 72 N.

Por lo tanto la Fuerza de Pandeo será:

$$F_p = 72 \text{ N}$$

Adicionalmente se sabe que el grado de esbeltez de una barra está definido de la siguiente manera:

$$\lambda = \frac{L_p}{i} \quad \text{Donde: } L_p = \text{Longitud de Pandeo}$$

La cual para los barras con extremos articulado – articulado, se considera $L_p = L$

Para nuestro caso: $L = 281 \text{ mm}$

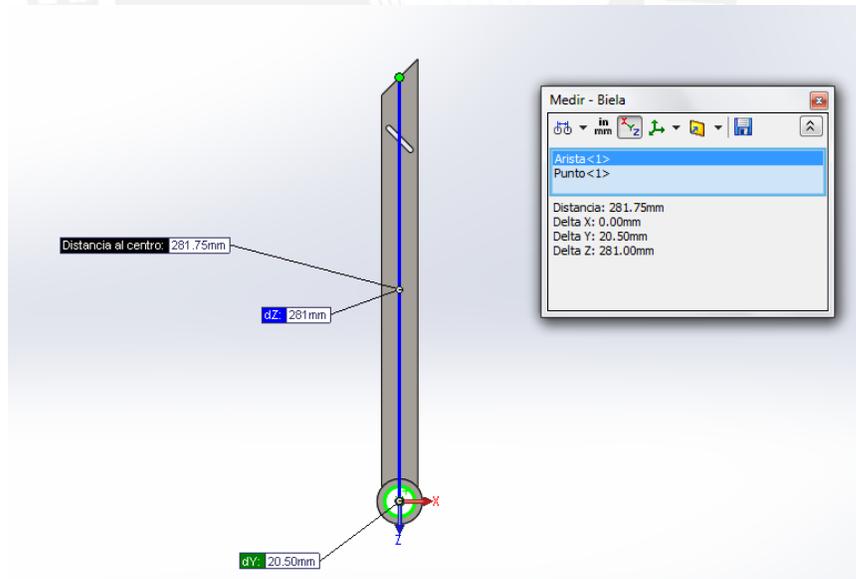


Figura 3.38.: Longitud de Biela

También se sabe que $i = \text{radio de giro}$

Donde para nuestro caso, con secciones transversales rectangulares $i = \frac{b}{\sqrt{3}} = \frac{6}{\sqrt{3}} = 3,46$

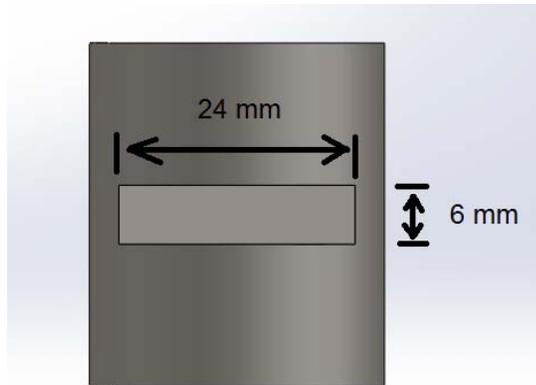


Figura 3.39.: Geometría Sección Biela

Por lo tanto, $i = 3,46$

Finalmente se sabe que: $\lambda = \frac{281}{3.46} = 81,12$

Para el cálculo exacto del pandeo se determino trabajar con el método europeo, el cual se representa de la siguiente manera:

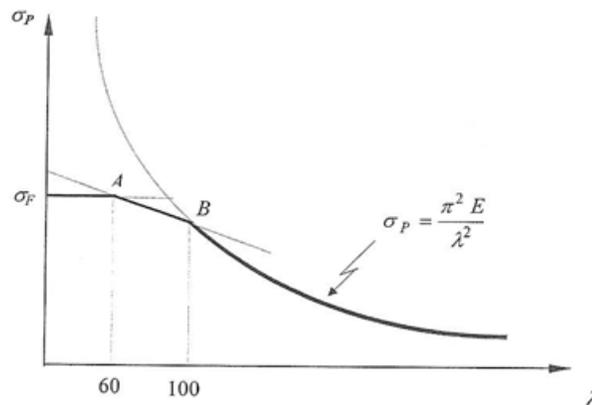


Figura 3.40.: Curva de Método Europeo de Pandeo

Para este método es necesario hallar en esfuerzo de pandeo actual (σ_p), el cual será comparado con el esfuerzo de trabajo (σ_{trab}).

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{72}{24 \times 6} = 0,5 \text{ MPa}$$

También se sabe que el esfuerzo de fluencia (σ_F) para el material A-36 o St 37 es igual a 240 Mpa. Por lo tanto: $\sigma_F = 240 \text{ MPa}$

Adicionalmente se conoce que a los 100 de grado de esbeltez se desarrolla un esfuerzo proporcional según la curva, por lo tanto existe un σ_{100}

El cual se calcula de la siguiente manera: $\sigma_{100} = \frac{\pi^2 \times E}{100^2}$

Entonces $\sigma_{100} = 207,3 \text{ MPa}$

Finalmente teniendo los datos establecidos de:

$\sigma_F, \sigma_{100}, \lambda_{60}, \lambda_{100}, \lambda$

Podemos calcular, interpolando esos valores, para hallar el valor final de σ_{trab}

Donde: $\sigma_{trab} = 222,58 \text{ MPa}$

Para concluir, comparamos los valores obtenidos para descubrir si cumple o no cumple el diámetro y material de nuestro tornillo nivelador en estudio. Además se hallara el factor de seguridad del sistema (FDS).

Se debe cumplir que: $\sigma_p \leq \sigma_{trab}$

$0,5 \text{ MPa} \leq 222,58 \text{ MPa}$ De lo cual se deduce que si cumple!

Además el FDS del sistema sería: $FDS = \frac{222,58}{0,5} = 445,2$

Geometría de sección del Tornillo Nivelador:

Altura = 6 mm, Ancho = 24 mm, Material = A - 36

3.2.6 Análisis del Eje Excéntrico (Elementos Finitos)

El análisis de desplazamientos y de esfuerzos críticos bajo el criterio de Von Mises, es de vital importancia para el eje excéntrico del sistema de alimentación.

A pesar de ser un análisis estático, se le somete a las fuerzas críticas que tendrá que soportar durante la carrera de levante de la barra.

A continuación se muestra la máxima fuerza a la que estará sometido el eje.

Tabla 3.10.: Pesos Sumados para el Eje Excéntrico

Barra (Kg)	Bielas (Kg)	Total (Kg)	Peso (N)
7,2	1,5	8,7	87

Por lo tanto, con el apoyo del software Solidworks Simulation, se calculan los desplazamientos debido al pandeo, los esfuerzos combinados con el criterio de Von Mises y el factor de seguridad (FDS), para la fuerza más crítica de 87 N, distribuida en cada articulación con las bielas.

A continuación se muestra el análisis:

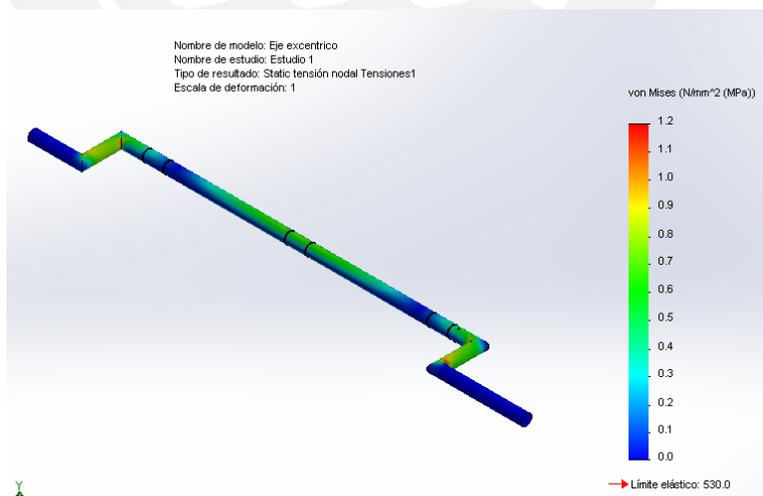


Figura 3.41.: Análisis Von Mises Eje

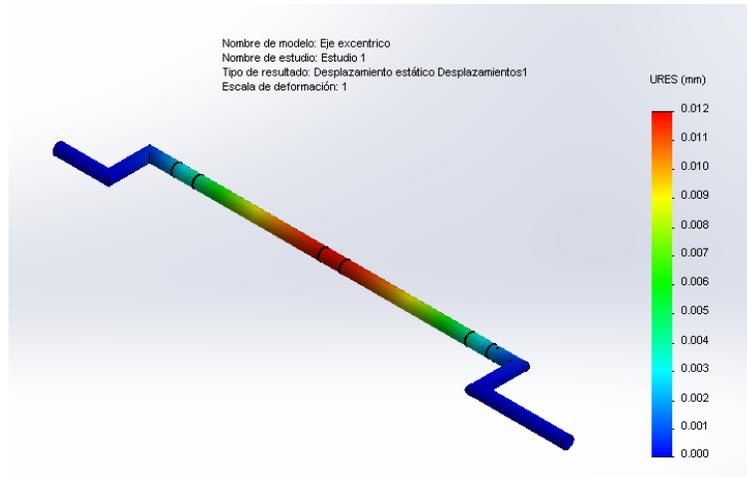


Figura 3.42.: Análisis Desplazamientos Eje

En la siguiente tabla se muestra el cálculo del factor de seguridad en función a los esfuerzos críticos.

Tabla 3.11.: Tabla Resultados Analisis Eje Excentrico

$\sigma_{eq} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	$\sigma_F \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	FS
1,2	530	FS \geq 20

3.3 SISTEMA DE AVANCE

3.3.1 Generalidades

El sistema de avance es el sistema encargado de hacer que las barras que se encuentran en los canales en V, es decir la materia prima, se desplacen axialmente hacia el husillo o eje principal del torno a ser alimentar.

Nuestro sistema de avance ha sido diseñado de manera sencilla, utilizando productos y accesorios de tecnología y precisión, pero que se encuentran a través de distribuidores autorizados en el mercado nacional.

A continuacion se detalla la lista de componentes principales del sistema.

Tabla 3.12.: Lista de Materiales Sistema de Avance

Item	Nombre	Descripción	Tipo	Mercado
1	Plancha Niveladora	Plancha de 3 mm (1' x 4')	Material	Nacional
2	Empujador	Plancha de 1/4" (300 x 300 mm)	Material	Nacional
3	Transmisor movimiento	Platina 1/2" x 1 1/2"	Material	Nacional
4	Chumaceras	Chumacera de Piso a Bolas de ϕ 17 mm	Accesorio	Nacional
5	Sistema Guía Lineal	TEA Antrieb AD System AD208	Accesorio	Importado
6	Sistema Tornillo de Bolas	Rexroth 25 mm Ball Screw Assembly	Equipo	Importado
7	Acople flexible	Acople Flexible de Aluminio	Accesorio	Nacional
8	Servomotor	Yaskawa SGMAV 0.75 KW (20 bit Absolute)	Equipo	Importado
9	Plancha Sujeta Servo	Plancha de 4mm (1' x 1')	Material	Nacional

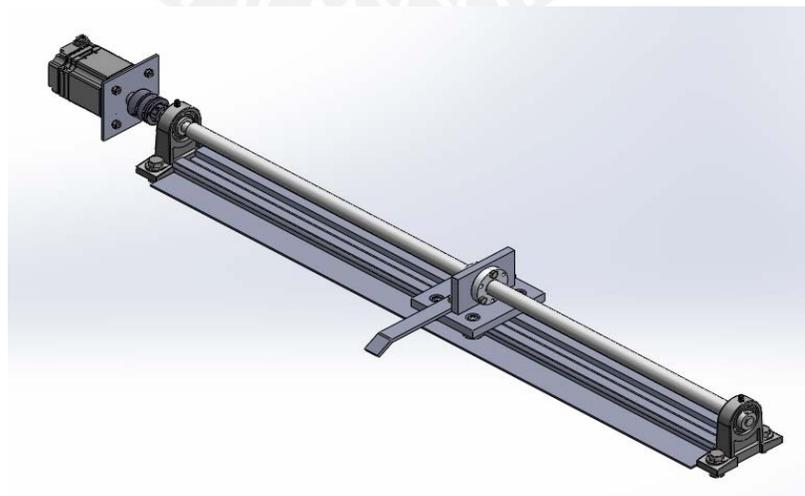


Figura 3.43.: Diseño Definitivo Sistema de Avance

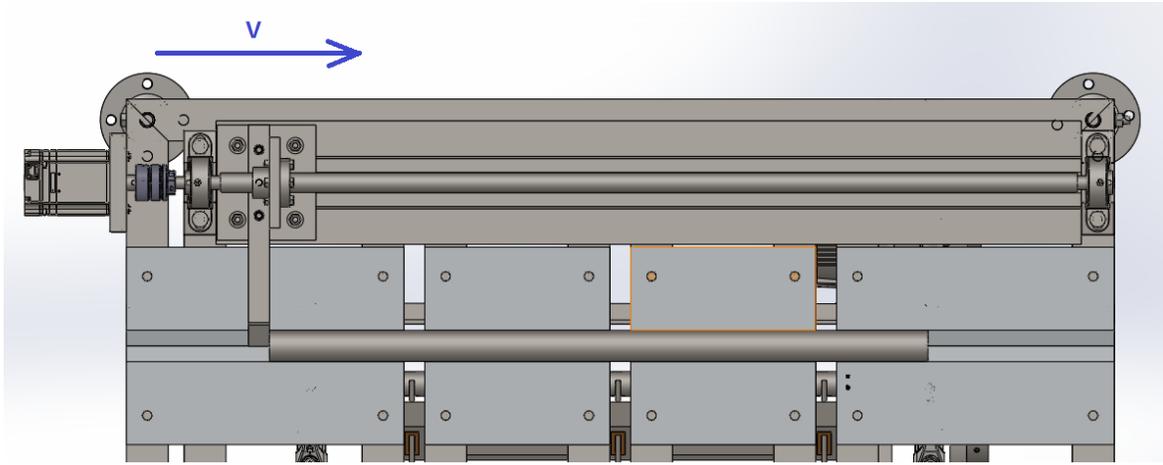


Figura 3.44.: 1era Posición Avance de Barra (Inicio)

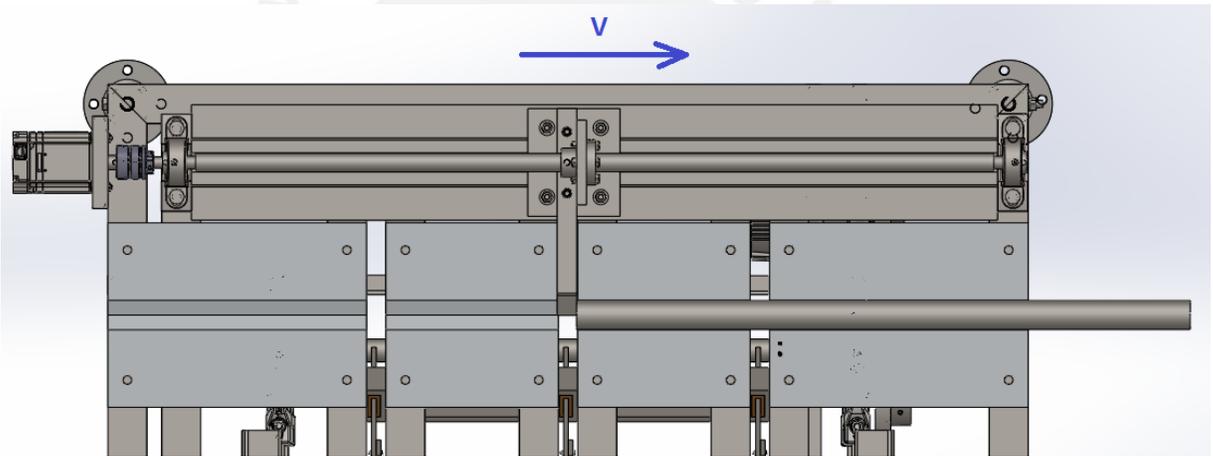


Figura 3.45.: 2da Posición Avance de Barra (Recorrido)

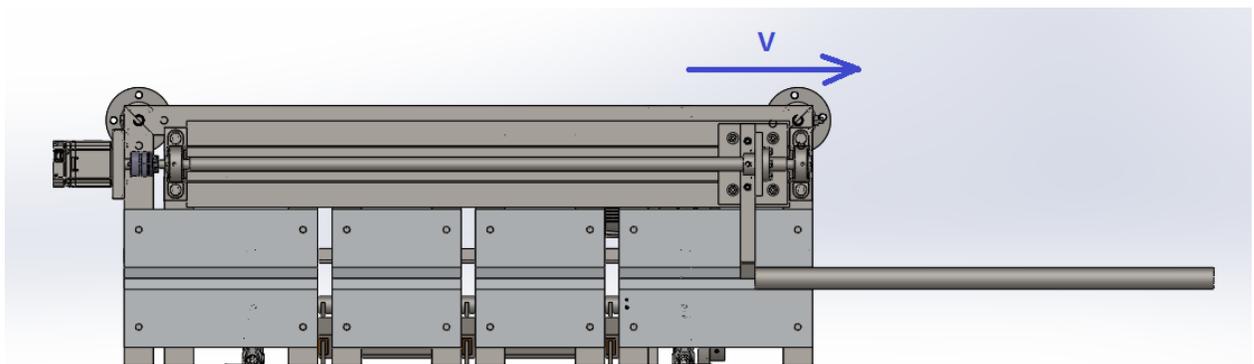


Figura 3.46.: 3era Posición Avance de Barra (Fin)

3.3.2 Cálculo Dinámico

En la siguiente figura, se detalla el DCL de la barra de 1 ½" que reposa sobre los canales en V.

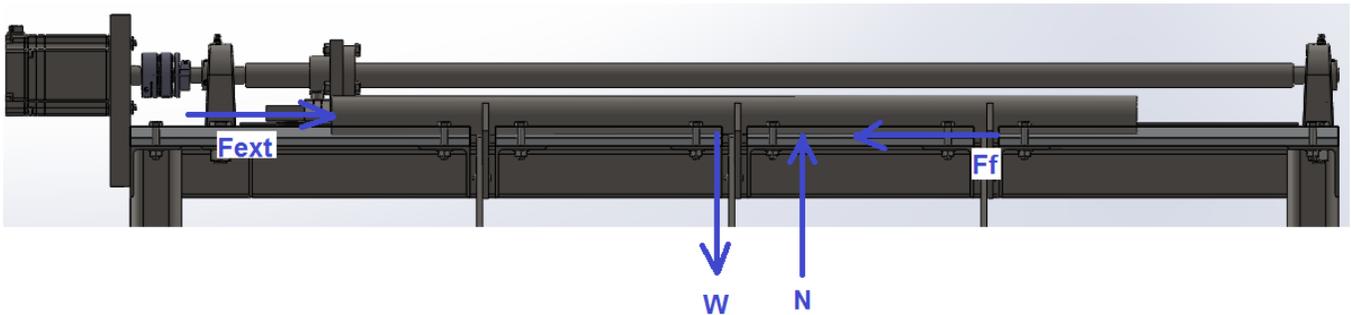


Figura 3.47.: DCL Barra vs Empujador Sistema de Avance

La fuerza externa (F_{ext}) es ejercida por el empujador sobre la barra, haciendo que la misma se desplace axialmente.

Haciendo el análisis dinámico

$$\sum F_x = m \cdot a$$

Datos:

$$M_{barra} = 7,2 \text{ Kg}$$

$$\mu_e = 0,61 \text{ y } \mu_d = 0,47$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

Se sabe también que la velocidad de avance de la barra, es constante, debido al giro constante del servomotor, y por lo tanto del tornillo de traslación también.

$$\text{Entonces: } a = 0 \text{ m/s}^2$$

Por lo tanto,

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{ext} \geq F_{f est} > F_{f din}$$

Se debe cumplir que:

$$F_{ext} \geq \mu_e \times m_b \times g = 43,92 N$$

Para comprobar esta afirmación, hallaremos la fuerza que el sistema de traslación de tornillo de bolas, puede alcanzar debido al giro del eje del servomotor. Por lo tanto se procederá a seleccionar el servomotor, para luego comparar la fuerza desarrollada con la relación anterior.

3.3.3 Cálculo de la Fuerza de Traslación

Se sabe que la fuerza de traslación es:

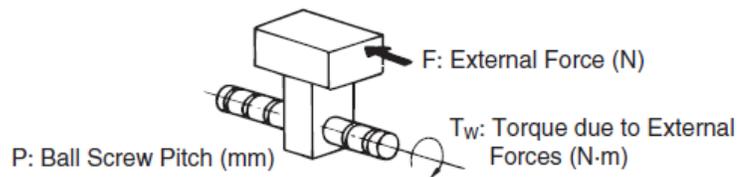


Figura 3.48.: Disposición Tornillo de Bolas vs Carga

$$F_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot T_w}{P}$$

Donde:

$$T_w = 1,2 N \cdot m \text{ (Dato de Placa del Tornillo de Bolas)}$$

$$P = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$$

Entonces:

$$F_t = \frac{2 \times \pi \times 0,12}{0,005} = 151 N$$

Por lo tanto de esta manera se corrobora que la fuerza que ejerce el tornillo de bolas para vencer su propia fricción es mayor que la fuerza necesaria para romper la fricción de la barra de 1 ½", comprobando de esa manera que efectivamente el tornillo de bolas puede mover la barra en mención.

$$F_t > F_{ext} = 151 N > 43.92$$

3.3.3 Cálculo de Selección del Servomotor

Para la selección del servomotor del sistema de alimentación nos basaremos en el manual de selección de servomotores de la empresa Japonesa Omron.

El manual de selección de Omron establece una serie de pasos y consideraciones previas antes de seleccionar el servomotor adecuado.

1. Formulas para los patrones de operación:

Para partes rotativas, el cual es nuestro caso, se necesita conocer, la distancia que recorrerá la tuerca (x), además de la velocidad lineal de traslación en mm/s.

$$v = 150 \frac{mm}{s} \text{ (Estándar)}$$

$$P = 5 \text{ mm} \text{ (Dato)}$$

$$N = 1800 \text{ RPM}$$

$$x = 925 \text{ mm}$$

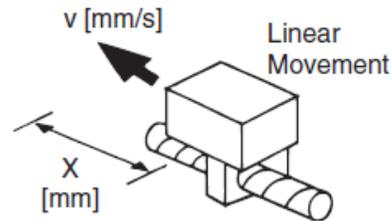


Figura 3.49.: Disposición Tornillo de Bolas vs Carga

2. Formulas de inercia:

Para la formula de inercia, se considera el movimiento lineal completo del tornillo mas el carro lineal.

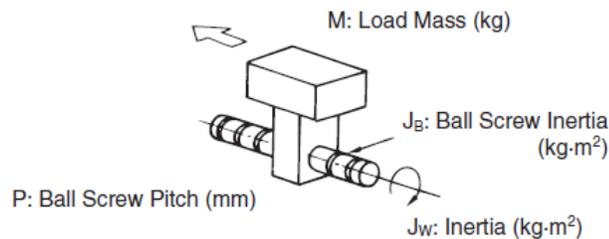


Figura 3.50.: Disposición Tornillo de Bolas y Fuerza Externa

$$J_w = M \cdot \left(\frac{P}{2\pi}\right)^2 \times 10^{-6} + J_B \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

Donde:

$$J_B = \frac{M_B \cdot D^2}{8} \times 10^{-6} = 0,00031 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

M = 10,7 Kg (carro deslizante + empujador + platina móvil + barra 1 ½")

P = 5 mm

Por lo tanto:

$$J_w = 10,7 \cdot \left(\frac{5}{2 \cdot \pi}\right)^2 \times 10^{-6} + 0,00031 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$$

$$J_w = J_L = 0,00032 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Donde J_L : Inercia convertida al eje del motor

3. Formulas Fuerzas y Torques:

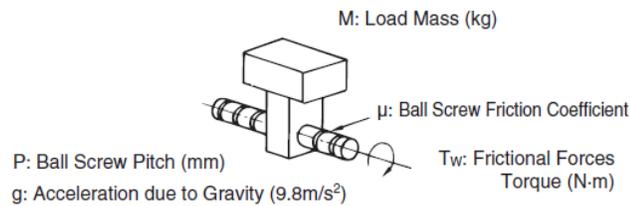


Figura 3.51.: Torques y Masas

Torque contra la fuerza de fricción,

$$T_w = \mu \cdot M \cdot g \cdot \frac{P}{2\pi} \times 10^{-3} \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$T_w = T_L = (0,1) \cdot (10,7) \cdot (9,81) \cdot \frac{5}{2 \cdot \pi} \times 10^{-3} \text{ (N} \cdot \text{m)} = 0,00835 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donde T_L : Torque de carga convertido al eje del motor

4. Calculo de la velocidad de rotación

$$N = \frac{60xv}{PxG} = \frac{60x150}{5x1} = 1800 \text{ (rev/min)}$$

Donde G para transmisión directa es: Ratio de desaceleración ($Z1/Z2$) = 1

Además se sabe que la inercia del rotor del servo seleccionado es más que 1/30 de la carga:

$$J_M \geq \frac{J_L}{30} = \frac{3,2 \times 10^{-4}}{30} = 1,1 \times 10^{-5} \text{ (Kg.m}^2\text{)}$$

Por lo tanto temporalmente se selecciona el motor Yaskawa SGMAV 04^a

A su vez este modelo tiene un Torque de: $T_M = 1,27 \text{ N.m}$

A su vez se sabe que el 80% del torque nominal del servomotor seleccionado es más que el valor que del torque carga al eje del motor:

$$T_M = 1,27 \times 0,8 = 1,02 > T_L = 0,00835 \text{ N.m}$$

5. Calculo del Torque de Aceleración / Desaceleración:

$$T_A = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60 \times t_a} \cdot \left(J_M + \frac{J_L}{\eta} \right) = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1800}{60 \times 0,02} \cdot \left(0,19 \times 10^{-4} + \frac{3,2 \times 10^{-4}}{1} \right) \text{ (N.m)}$$

Por lo tanto:

$$T_A = 3,2 \text{ N.m}$$

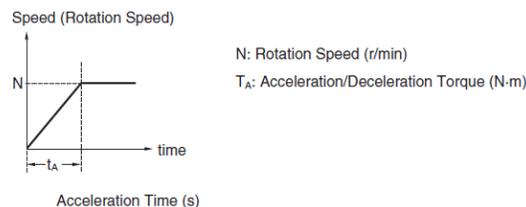
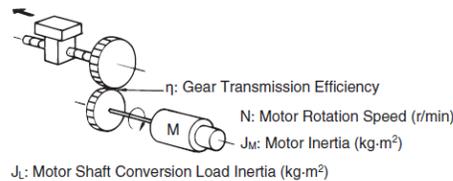


Figura 3.52.: Disposición Aceleración debido por Transmisión Sprocket Cadena

6. Calculo del máximo torque momentáneo y efectivo:

$$T1 = TA + TL (N.m)$$

$$T1 = 3,2 + 0,00835 = 3,21 (N.m)$$

Se considera el torque momentáneo máximo que recibe el servomotor es

$$T_{inst}=3,21 \text{ N.m y } P=400 \text{ W}$$

Por lo tanto se selecciona el siguiente Servomotor:

Marca: Yaskawa

Tipo: SGMAV04A

Modelo: SGMAV

Potencia desarrollada: 400 W

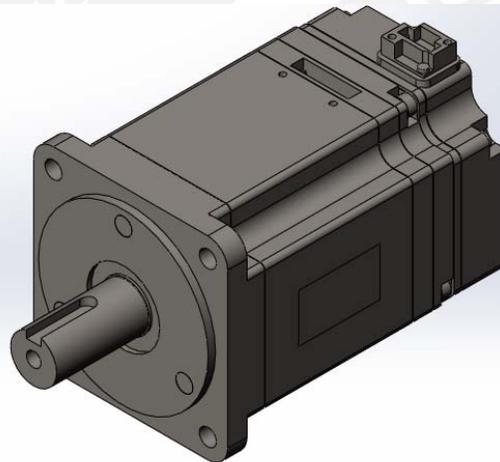


Figura 3.53.: Servomotor Yaskawa Serie SGMAV

3.4 DISEÑO COMPLETO DE ALIMENTADOR

3.4.1 Generalidades

Tal cual se muestra en las secciones anteriores, se han realizado cálculos detallados para la selección y diseño de piezas y elementos para armar el alimentador por completo, detallándose inclusive los materiales a usar en cada una de las 4 partes importantes del mismo.

A continuación en este subcapítulo, se mostrara el diseño definitivo del alimentador, quedando así directamente listo para su fabricación en algún taller local.

En las siguientes figuras se muestran las vistas del diseño definitivo.

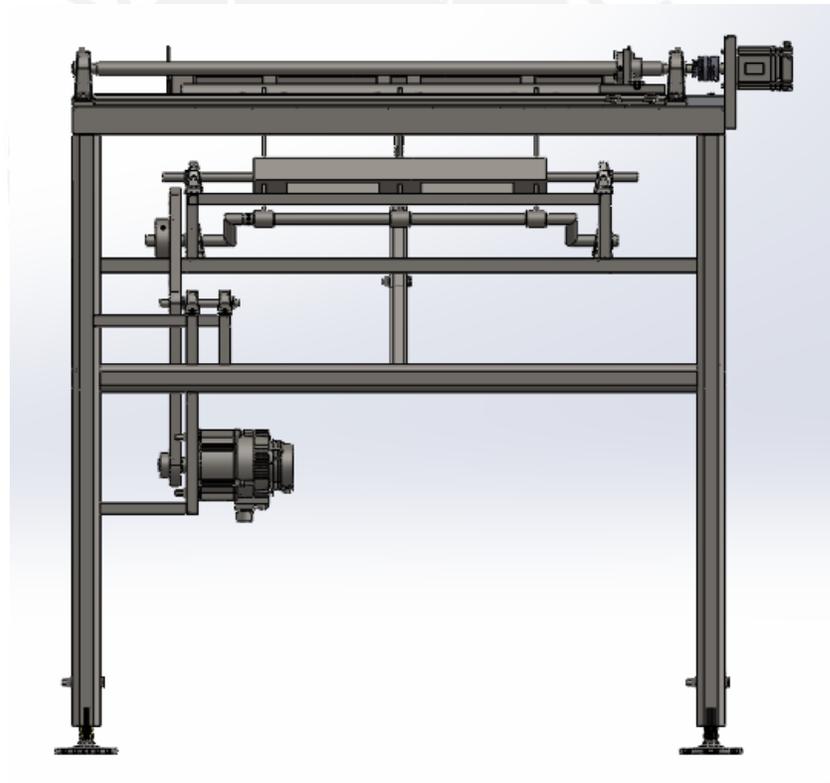


Figura 3.54.: Vista Frontal Alimentador

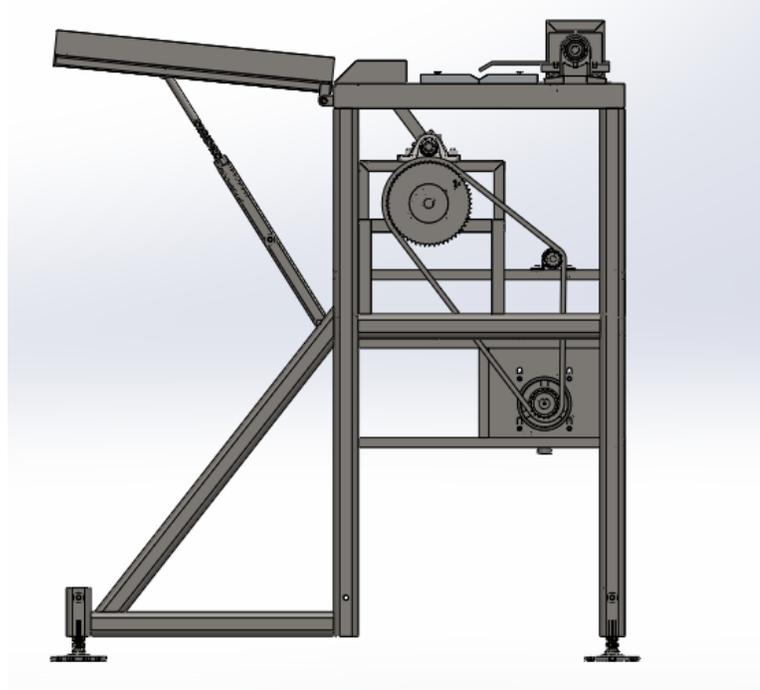


Figura 3.55.: Vista Lateral Alimentador

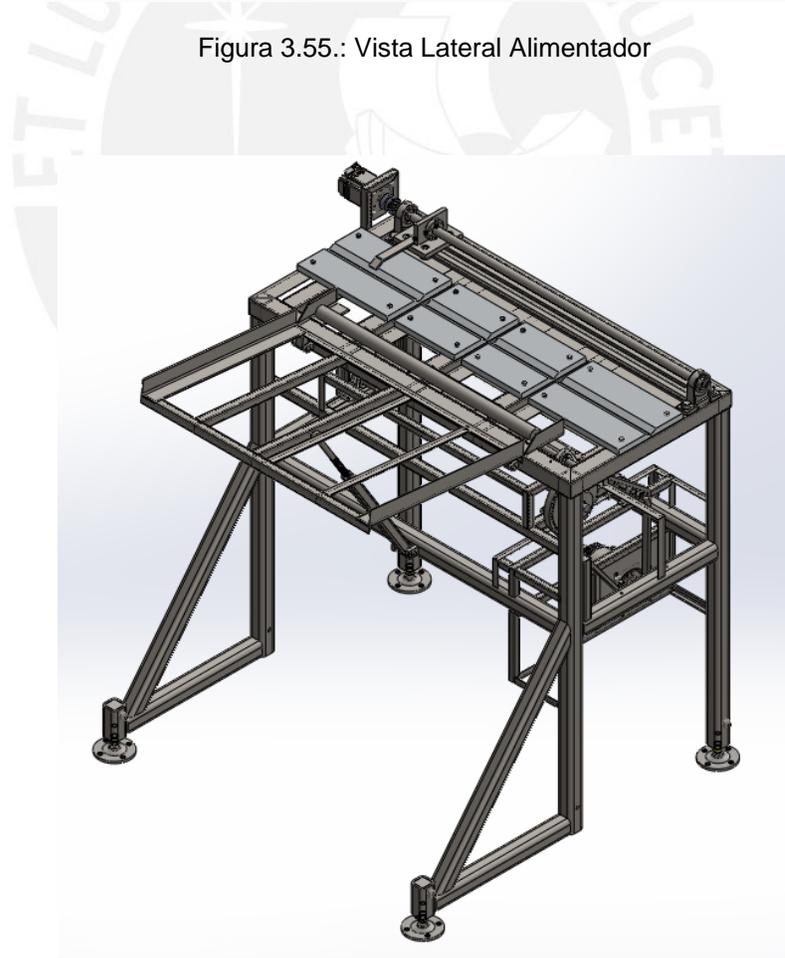


Figura 3.56.: Vista Isométrica Alimentador

3.4.2 Parámetros Finales de Diseño

Para culminar con el diseño mecánico completo del alimentador, se deben dejar en claro y propuestos los parámetros de entrada con los que el alimentador tendrá que trabajar, para que en una segunda etapa de diseño electrónico, se tengan los datos de entrada listos para su diseño.

A continuación en la siguiente tabla se detallan los parámetros de diseño

Tabla 3.13.: Parametros para Diseno Electronico

Parámetros de Entrada para Diseño Electrónico					
Item	Área	Descripción	Símbolo	Parámetro	Unidad
1	Sistema de Alimentación	Velocidad Angular Servo 1	N	24	RPM
2	Sistema de Alimentación	Potencia del Servo 1	P1	30	W
3	Sistema de Alimentación	Momento Nominal Servo 1	M	3,88	N.m
4	Sistema de Avance	Velocidad Lineal Servo 2	N	1800	RPM
5	Sistema de Avance	Potencia del Servo 2	P2	400	W
6	Sistema de Avance	Momento Nominal Servo 2	M	3,21	N.m
7	Sistema de Avance	Velocidad Lineal Tornillo – Servo 2	V	150	mm/s
8	General	Masa Total (sin carga)	M	218	Kg
9	General	Masa Total (con carga)	Mt	326	Kg
10	General	Momento de Inercia Total	I	4,83	Kg.m2

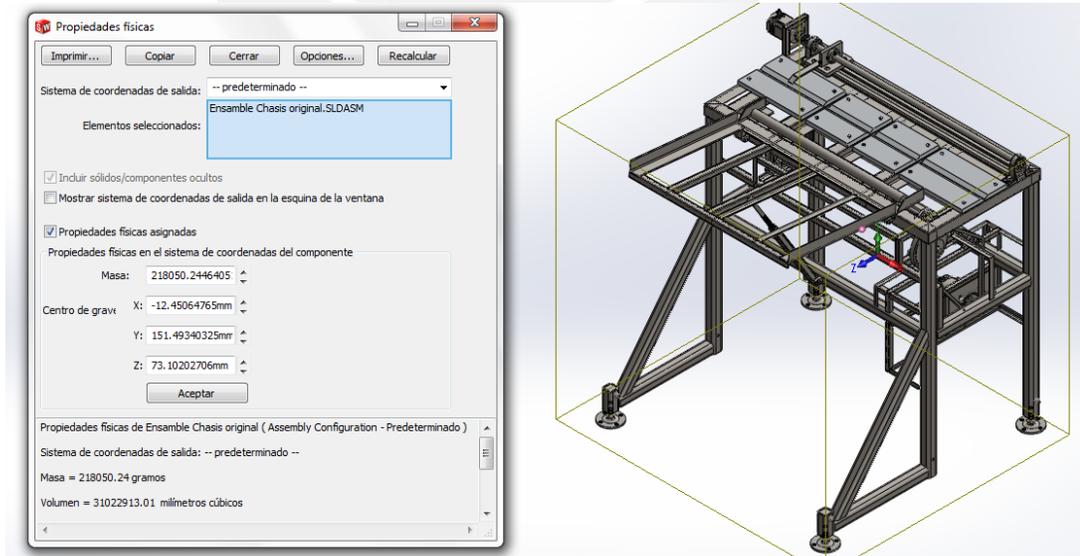


Figura 3.57.: Propiedades Físicas Generales Alimentador

CAPITULO 4

4. ESTIMADO DEL COSTO DE FABRICACION

4.1 Generalidades

El maquinado del equipo será realizado en un taller externo. Sólo se considerarán los costos de materiales, tercerización del servicio, y costo fijo asociado al Ingeniero a cargo.

4.2 Costos

A continuación se detallarán los costos en función a cada sector de la maquina.

4.2.1 Costo Variable

Chasis

Tabla 4.1.: Costos Materiales Chasis

Item	Nombre	Descripción	Mercado	Metrado (m)	Cantidad	Precio Unit (S/.)	Precio Compras (S/.)
1	Chasis	Tubo Cuadrado de 2" x 2" X 1/4"	Nacional	10.7	2	25	50
2	Chasis	Perfil en L 2" x 2" x 1/8"	Nacional	9	2	20	40
3	Chasis	Perfil en L 1" x 1" x 1/8"	Nacional	3.8	1	17	17
4	Chasis	Perfil en L 20 x 20 x 3 (mm)	Nacional	7.2	2	15	30

Fuente: Mercado local

Bandeja de Almacenamiento

Tabla 4.2.: Costos Materiales Bandeja

Item	Nombre	Descripción	Mercado	Metrado (m)	Cantidad	Precio Unit (S./.)	Precio Compras (S./.)
1	Bandeja	Perfil en L 2" x 2" x 1/8"	Nacional	1.2	1	20	20
2	Bandeja	Perfil en L 1" x 1" x 1/8"	Nacional	4	1	17	17
3	Tornillo de avance	Tornillo de Rosca Externa M18 x 2.5	Nacional	0.32	1	50	50
4	Tubo Base Fijo	Tubo Cuadrado de 30 x 30 X 2.6 (mm)	Nacional	0.4	1	18	18
5	Base Soporta Tornillo	Platina de 1" x 3"	Nacional	0.2	0.2	55	11
6	Pernería	Pines, pasadores, tuercas y pernos	Nacional	-	6	1	6

Fuente: Mercado local

Sistema de Alimentación

Tabla 4.3.: Costos Materiales Sistema Alimentacion

Item	Nombre	Descripción	Mercado	Metrado (m)	Cantidad	Precio Unit (S./.)	Precio Compras (S./.)
1	Biela	Biela Platina de 1/4"x 1"	Nacional	1	1	20	20
2	Biela	Barra redonda de ϕ 1 1/4"	Nacional	0.2	1	30	30
3	Porta Bocinas	Platina 100 x 50 mm	Nacional	0.54	1	400	400
4	Porta Bocinas	Barra redonda de ϕ 5/8"	Nacional	0.34	1	20	20
5	Bocinas	Barra cuadrada SAE 64 de 1 1/4" de lado	Nacional	0.12	1	200	200
6	Eje Excéntrico	Barra redonda de ϕ 7/8"	Nacional	0.95	1	60	60
7	Chumaceras	Chumacera de Piso a Bolas de ϕ 20 mm	Nacional	-	2	120	240
8	Chumaceras	Chumacera de Piso a Bolas de ϕ 16 mm	Nacional	-	2	100	200
9	Chumaceras	Chumacera de Piso a Bolas de ϕ 1/2"	Nacional	-	2	80	160
10	Sprocket Conducido	Sprocket Z=57 y paso 3/8"	Nacional	-	1	60	60
11	Sprocket Conductor	Sprocket Z=19 y paso 3/8"	Nacional	-	1	30	30

12	Sprocket Loco	Sprocket Z=11 y paso 3/8"	Nacional	-	1	20	20
13	Cadena	Cadena de rodillos paso 3/8" norma ASA	Nacional	-	1	55	55
14	Plancha Sujeta Servo	Plancha 5/32" (300 x 250 mm)	Nacional	-	1	34	34
15	Eje Loco	Barra redonda 1/2"	Nacional	0.5	1	10	10
16	Servomotor	Yaskawa SGMGV 1.3 KW	Importado	-	1	2100	2100
17	Pernería	Pernos, arandelas y tuercas	Nacional	-	24	2	48

Fuente: Mercado local

Sistema de Avance

Tabla 4.4.: Costos Materiales Sistema Avance

Item	Nombre	Descripción	Mercado	Metrado (m)	Cantidad	Precio Unit (S/.)	Precio Compras (S/.)
1	Plancha Niveladora	Plancha de 3 mm (1' x 4')	Nacional	-	1	90	90
2	Empujador	Plancha de 1/4" (300 x 300 mm)	Nacional	-	1	70	70
3	Transmisor movimiento	Platina 1/2" x 1 1/2"	Nacional	0.12	1	35	35
4	Chumaceras	Chumacera de Piso a Bolas de ϕ 17 mm	Nacional	-	2	105	210
5	Sistema Guía Lineal	TEA Antrieb AD System AD208	Importado	-	1	1100	1100
6	Sistema Tornillo de Bolas	Rexroth 25 mm Ball Screw Assembly	Importado	-	1	2400	2400
7	Acople flexible	Acople Flexible de Aluminio	Nacional	-	1	550	550
8	Servomotor	Yaskawa SGMV 0.75 KW (20 bit absolute)	Importado	-	1	3300	3300
9	Plancha Sujeta Servo	Plancha de 4mm (1' x 1')	Nacional	-	1	30	30
10	Pernería	Pernos, arandelas y tuercas	Nacional	-	12	2	24

Fuente: Mercado local

Otros Elementos y Materiales

Tabla 4.5.: Costos Materiales Otros

Item	Nombre	Descripción	Mercado	Metrado (m)	Cantidad	Precio Unit (S/.)	Precio Compras (S/.)
1	Canal V Grande	Platina de aluminio 3/4" x 6"	Nacional	0.67	2	120	240
2	Canal V Chico	Platina de aluminio 3/4" x 6"	Nacional	0.45	2	110	220
3	Pata Niveladora	Nivelador Parco Inc. (M16 x 2.0)	Nacional	-	4	60	240
4	Taco Sujeta Nivelador	Platina de Acero A-36 (1 1/2" x 3")	Nacional	0.2	4	37	148
5	Pernería	Pernos, arandelas y tuercas	Nacional	-	20	1.5	30

Fuente: Mercado local

El Costo Total de Materiales, para una unidad fabricada, es: **S/. 12,633.00**

Costo Tercerización

La fabricación del “equipo” será tercerizada, en un Taller Mecánico, el cual cobrará un costo por unidad fabricada, en base a las horas hombres utilizados, al uso de energía, y por depreciación de los equipos a usar.

Costo de Mano de Obra por Operación

Tabla 4.6.: Costos Mano de Obra

PARTE	MATERIAL	ACTIVIDAD	H-H	COSTO (S/.)
CHASIS	Chasis	Cortes, esmerilados, soldadura y taladrados.	24	600
BANDEJA	Bandeja	Corte, soldadura y esmerilado		60
	Tornillo de avance	Corte, Torneado, redondeos y fabricación de cabeza.		120
	Tubo Base Fijo	Corte, taladrado y esmerilado.		40
	Base Soporta Tornillo	Corte, cepillado, taladrado y roscado.		100
	Bandeja	Trabajos de soldadura y ensamble	16	150

SIST. ALIMENTACIÓN	Biela	Cortes, ranurados, cepillado, torneado y redondeos		80
	Porta Bocinas	Electroerosión por hilo, cepillado, fresados (ranurados), torneado, redondeos, cortes y soldadura.		350
	Bocinas	Cepillado, fresado (ranurado) y corte.		100
	Eje Excéntrico	Corte, torneado, taladrado, soldadura.		250
	Plancha Sujeta Servo	Corte, ranurado y taladrado.		30
	Eje Loco	Corte y torneado.		30
	Sistema Alimentación	Trabajos de soldadura y ensamble	16	200
SIST. AVANCE	Plancha Niveladora	Cizallado		20
	Empujador	Cizallado, doblado y taladrado.		50
	Transmisor movimiento	Oxicorte, esmerilado, taladrado.		70
	Plancha Sujeta Servo	Cizallado y taladrado		40
	Sistema de Avance	Trabajos de soldadura y ensamble	24	350
EXTRAS	Canal V Grande	Corte, Cepillado y taladrado.		100
	Canal V Chico	Corte, cepillado y taladrado.		90
	Taco Sujeta Nivelador	Corte, roscado, taladrado y redondeos.		150
	Ensamble	Trabajos de soldadura y ensamble	8	300

Fuente: Mercado local

El Costo Total de Mano de Obra, para una unidad fabricada, es: **S/. 3,280.00**

Otros Costos Asociados

El costo de Energía usada por equipo y por depreciación de estos, también son considerados para el costo de tercerización.

Lista de equipos a usar:

Tabla 4.7.: Costos Energia

EQUIPO	CONSUMO KW-H
SIERRA DE CINTA	-
ESMERIL	0.56
SOLDADORA	10.00
TALADRO	0.55
SIERRA RADIAL	0.75
TORNO	4.00
LIMADORA	-
CEPILLO	2.00
FRESADORA	2.25

OXICORTE	-
CIZALLADORA	7.50
DOBLADORA	7.50
CORTADORA RADIAL	0.75
TOTAL	35.86

Fuente: Mercado local

Según el cálculo de Horas-Hombre, el trabajo de fabricación se realizaría en 92 Horas de trabajo, aproximadamente, por unidad fabricada.

Además asumiendo un costo de ganancia por parte del taller de un 50 % de la mano de obra y por motivo de depreciación de los equipos, se obtiene un monto de:

$$S/. 3,280.00 \times 1,5 = \mathbf{S/. 4,920.00}$$

Finalmente considerando el costo de la energía según Osinergmin en Lima, por un monto de Soles / kWh = 0.3154, se obtiene:

$$35.86 \times 0.3154 = S/. 11,31 \text{ por cada h de trabajo.}$$

Y considerando las 92 horas por unidad de trabajo se tiene que:

$$S/. 11,31 \times 92 = \mathbf{S/. 1,040.54}$$

Resumiendo los costos variables por concepto de tercerización de taller se tiene:

$$S/. 4,920.00 + S/. 1,040.54 = \mathbf{S/. 5,960.54}$$

4.2.2 Costo Fijo

Ingeniero Supervisor

Toda la operación será supervisada por un Ingeniero Mecánico propio, por esta labor recibirá un sueldo fijo mensual de S/. 2,500.00

Si una unidad toma 92 horas de trabajo, en un mes podrían realizarse mínimo 2 unidades.

Por ende el costo fijo por unidad sería de **S/. 1,250.00**

Costo Total de Fabricación (Por Unidad)

Tabla 4.8.: Costos Resumen Fijos y Variables

CONCEPTO		COSTO (S/.)
COSTO VARIABLE	MATERIAL	12,633.00
	M. OBRA + DEP + ENERGIA	5,960.54
COSTO FIJO	SUPERVISOR	1,250.00
COSTO TOTAL		19,843.54

Elaboración Propia

4.3 Financiamiento

La inversión para la compra de materiales y pago de los costos de Tercerización y del Supervisor, será por medio de capitales propios. Por ende no habría una financiación bancaria o terceros.

4.4 Valor en Mercado – Precio de Venta

Según el estimado de costos, la inversión para la fabricación de una unidad es de **S/.19,843.54**. El valor en mercado actualmente es de S/. 42,000.00 (15,000 USD a tipo de cambio actual: 2.80 soles). Considerando este precio, por la venta de cada unidad se obtendría un margen de S/.22,156.46 de ganancia, correspondiendo al 52.8 % del precio de venta.

Se concluye, por lo tanto, que el proyecto es rentable.

CONCLUSIONES

- En resumen, se pudo diseñar una máquina alimentadora de barras cortas que cumple con las condiciones generales descritas en los objetivos. Pues es capaz de almacenar un pequeño stock de barras en una bandeja posterior, para después usar la barra correspondiente y transportarla (sistema de alimentación) hacia un canal en V, el cual servirá de cauce para el traslado axial de la barra (sistema de avance) hacia la entrada del eje principal del torno a alimentar.
- Se concluye que las velocidades angulares (ω) y las aceleraciones angulares (α) de las bielas transportadoras de las barras, pueden cambiar en función a la distancia de la excentricidad del eje excéntrico y a la distancia vertical de las chumaceras que alojan al eje excéntrico y al eje porta bocinas. De esa manera solo cambiando la geometría del sistema se podrían modificar las velocidades del sistema alimentador, sin modificar parámetros del servo motriz.
- Se concluye que esta máquina puede transportar barras de cualquier aleación en los siguientes rangos: desde $\frac{1}{4}$ " hasta $1 \frac{1}{2}$ " de diámetro y hasta 80 cm de longitud. Y también puede alimentar tornos cuyo eje principal o husillo se encuentran a una altura entre 118 y 124 cm desde el suelo.
- Los sistemas de seguridad como contactores con circuitos de control para cambio de giro, las paradas de emergencias y los sistemas de retroalimentación para el giro del servomotor de avance deben ser diseñados en una siguiente etapa, y deben estar a cargo de un profesional en ingeniería electrónica, para terminar al 100% con el diseño de la máquina y pueda ser construido e instalado en el laboratorio de manufactura.
- Cabe resaltar que esta máquina trabajara como alimentador pero solo como pasador de barras, es decir, cada vez que el torno necesite una barra nueva para empezar a mecanizar, el alimentador introducirá una nueva barra en el husillo del torno, pero estará limitada la carrera de avance por el tope interno del carro portaherramientas. Posterior mente el empujador regresara a su posición inicial, a la espera de otra barra a ser alimentada.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda para una siguiente etapa de diseño de la maquina, poder establecer un sistema de subida y bajada de por lo menos 50 cm de carrera de la mesa porta barras, para poder tener una gama más amplia de alimentación de tornos sin importar la marca o modelo del mismo.



BIBLIOGRAFIA

1. ALIMENTADORES DE BARRAS BREUNING IRCO, visitado en mayo del 2013.
<http://www.breuning-irco.de/index.php/en/products/technology-topics>
2. ALIMENTADORES EDGE TECHNOLOGIES, visitado en abril del 2013.
http://www.edgetechnologies.com/barfeeders/short_loaders.htm#
3. CHRIS KOEPFER, "Bar Feed Considerations for High Speed, Lights-Out Production". *Production Machining*. Ohio, 2006, pp. 34-38. Consulta: Mayo del 2013.
4. HARRY A. PIERSON, *Tunable Dynamic Support for Resonance Avoidance in Bar Feeders*. Tesis correspondiente al grado de Doctor en Ingeniería Industrial y Sistemas, 2009. Ohio: The Ohio State University, Facultad de Ingeniería Industrial y Sistemas.
5. LNS GROUP, "One Stop Shop Brochure". Brochure LNS para Maquinas Herramienta Periféricas, Mayo 2012.
6. LORI BECKMAN, "Short Bar Loader for CNC Lathe Automation". *Production Machining*. Cincinnati, 2009, pp. 38-39. Consulta: Mayo del 2013.
7. SHIGLEY, JOSEPH EDWARD. *Teoría de Maquinas y Mecanismos*. Ed. McGraw Hill, México 1983.
8. BEER F. AND JHONSTON R. *Mecánica Vectorial para Ingenieros. Tomo 1- Dinamica*. Ed. McGraw Hill, México, 1990.
9. JORGE RODRIGUEZ HERNANDEZ, *Manual de Resistencia de Materiales 2*. Ed. Pontificia Universidad Católica del Perú, 2006.
10. KURT F. PAULSEN MOSCOSO, *Manual de Elementos de Maquinas I*. Ed. Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010.

11. NORTON, R. Diseño de Maquinas, Ed. Prentice Hall Hispanoamericana, México, 1999.
12. SUÑER MARTINEZ JOSEP, Problemas Resueltos de Teoría de Maquinas y Mecanismos, Ed. Universidad Politécnica de Valencia, 2001.





ANEXOS

INDICE DE ANEXOS

Tablas

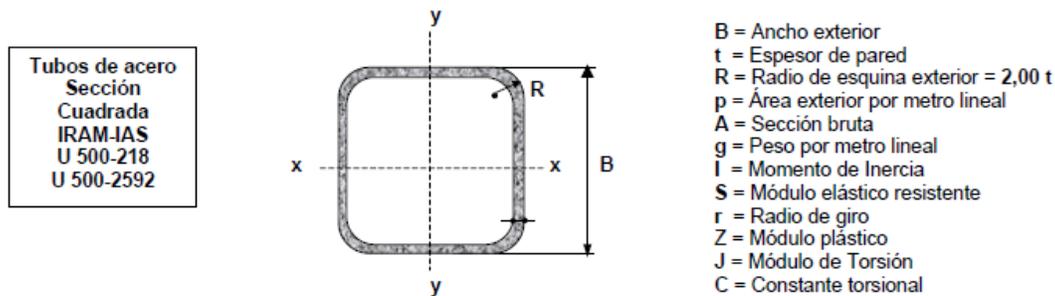
A.1: Tablas de características de tuberías cuadradas de acero (Chasis).....	III
A.2: Catalogo y Tablas de Anillos Seeger (Eje Excéntrico).....	IV
A.3: Catalogo y Tablas de Chavetas para ejes.....	V
A.4: Tablas de Selección de Cadenas Renold BS/ISO.....	VI
A.5: Catalogo y Tablas del sistema de guía lineal (Sistema de Avance).....	VIII
A.6: Catalogo Servomotores Yaskawa Serie Sigma.....	IX
A.7: Ficha Técnica de Ensamble de Tornillo de Bolas Rexroth.....	X
A.8: Catalogo de Acoples Flexibles para Servomotores.....	XI
A.9: Catalogo de Chumaceras Timken (Pillow Blocks).....	XII
A.10: Catalogo de Sprockets ANSI SKF.....	XIII

Planos

P.1: Ensamble General de Alimentador.....	(ENS-01-A0)
P.2: Ensamble General Detalles.....	(ENS-03-A0)
P.3: Chasis.....	(DESP-A0-03)
P.4: Eje Excéntrico Izquierdo.....	(DESP-A3-06)
P.5: Eje Excéntrico Derecho.....	(DESP-A3-05)
P.6: Bielas.....	(DESP-A4-07)
P.7: Contrabiela.....	(DESP-A4-09)
P.8: Porta Bocinas.....	(DESP-A3-04)
P.9: Bandeja de Almacenamiento.....	(DESP-A2-10)
P.10: Canal en V.....	(DESP-A4-08)

TABLAS

A.1: Tablas de características de tuberías cuadradas de acero (Chasis)



B	t	p	Ag	g	I _x =I _y	S _x =S _y	r _x =r _y	Z _x =Z _y	J	C
[mm]	[mm]	[m ² /m]	[cm ²]	[Kg/m]	[cm ⁴]	[cm ³]	[cm]	[cm ³]	[cm ⁴]	[cm ³]
40	1.25	0.156	1.897	1.489	4.694	2.347	1.573	2.737	7.244	3.746
	1.60	0.155	2.392	1.877	5.791	2.895	1.556	3.412	8.999	4.703
	2.00	0.153	2.937	2.306	6.935	3.468	1.537	4.136	10.857	5.745
	2.50	0.151	3.589	2.817	8.209	4.104	1.512	4.971	12.958	6.971
50	1.60	0.195	3.032	2.380	11.698	4.679	1.964	5.462	18.064	7.480
	2.00	0.193	3.737	2.934	14.137	5.655	1.945	6.664	21.970	9.185
	2.50	0.191	4.589	3.602	16.931	6.773	1.921	8.078	26.507	11.221
	3.20	0.189	5.727	4.495	20.387	8.155	1.887	9.895	32.211	13.891
60	1.60	0.23	3.67	2.88	20.67	6.89	2.37	7.99	31.78	10.90
	2.00	0.23	4.54	3.56	25.13	8.38	2.35	9.79	38.84	13.43
	2.50	0.23	5.59	4.39	30.32	10.11	2.33	11.93	47.18	16.47
	3.20	0.23	7.01	5.50	36.91	12.30	2.30	14.74	57.92	20.52
	4.00	0.23	8.55	6.71	43.52	14.51	2.26	17.66	68.87	24.84
80	2.00	0.31	6.14	4.82	61.67	15.42	3.17	17.85	94.67	24.31
	2.50	0.31	7.59	5.96	75.10	18.78	3.15	21.90	115.90	29.97
	3.20	0.31	9.57	7.51	92.65	23.16	3.11	27.30	143.98	37.62
	4.00	0.31	11.75	9.22	110.96	27.74	3.07	33.09	173.72	45.96
	4.76	0.30	13.74	10.79	126.70	31.67	3.04	38.22	199.62	53.48
90	2.50	0.35	8.59	6.74	108.50	24.11	3.55	28.01	166.95	38.22
	3.20	0.35	10.85	8.51	134.42	29.87	3.52	35.02	208.17	48.09
	4.00	0.35	13.35	10.48	161.80	35.96	3.48	42.60	252.30	58.92
	4.76	0.34	15.65	12.28	185.67	41.26	3.44	49.39	291.27	68.75
	6.35	0.34	20.21	15.86	229.17	50.93	3.37	62.30	363.45	87.88
100	3.20	0.39	12.13	9.52	187.17	37.43	3.93	43.70	289.03	59.84
	4.00	0.39	14.95	11.73	226.20	45.24	3.89	53.31	351.52	73.48
	4.76	0.38	17.55	13.78	260.58	52.12	3.85	61.98	407.25	85.94

A.2: Catalogo y Tablas de Anillos Seeger (Eje Excéntrico)

		ANILLOS SEEGER PARA EJES Anillos de Retención					DIN 471		
Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a R	b R	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
3	0,4	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	2,8	-0,04	0,50
4		3,7		2,2	0,9		3,8		
5	0,6	4,7	+0,06 -0,18	2,5	1,1	1,2	4,8	-0,06	0,70
6	0,7	5,6		2,7	1,3		5,7		
7	0,8	6,5	+0,10 -0,36	3,1	1,4	1,7	6,7	-0,11	0,90
8		7,4		3,2	1,5		7,6		
9	1,0	8,4	+0,13 -0,42	3,3	1,7	2,0	8,6	-0,21	1,10
10		9,3		3,4	2,0		9,6		
11		10,2		3,5	2,1		10,5		
12		11,0		3,6	2,2		11,5		
13		11,9		3,7	2,2		12,4		
14		12,9		3,8	2,3		13,4		
15		13,8		3,9	2,4		14,3		
16		14,7		4,0	2,6		15,2		
17		15,7		4,1	2,7		16,2		
18		16,5		4,2	2,8		17,0		
19	1,2	17,5	+0,21 -0,42	4,3	2,9	2,5	18,0	-0,25	1,30
20		18,5		4,4	3,0		19,0		
21		19,5		4,5	3,1		20,0		
22		20,5		4,6	3,1		21,0		
23		21,5		4,7	3,2		22,0		
24		22,2		4,8	3,3		22,9		
25		23,2		5,0	3,4		23,9		
26		24,2		5,2	3,6		24,9		
27	24,9	5,4	3,8	25,6					
28	1,5	25,9	+0,25 -0,50	4,7	3,2	2,5	26,6	-0,25	1,60
29		26,9		4,8	3,3		27,6		
30		27,9		5,0	3,4		28,6		
31		28,6		5,2	3,6		29,3		
32		29,6		5,4	3,8		30,3		
33		30,5		5,6	3,9		31,3		
34	1,75	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	32,3	-0,25	1,85
35		32,2		5,6	3,9		33,0		
36		33,2		5,7	4,1		34,0		
37		34,2		5,8	4,2		35,0		
38		35,2					36,0		

A.3: Catalogo y Tablas de Chavetas para ejes



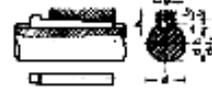
DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS
Según DIN – 6885/1 – 6886 – 6887



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza
S/DIN-6887

Ø Eje d (mm) desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el oubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el oubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₁ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0	+0,2	d+2,4	+0,2	4,1			
30-38	10x8	d+3,4		d+2,8		4,7			
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5			
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8			
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5			
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9			
110-130	32x18	d+7,1	d+6,1	11,1	+0,3	180-250	+0,046 0		
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5		+0,3	19,6	250-315	+0,052 0
								315-400	+0,057 0
							400-500	+0,063 0	

Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros

TIPO DE AJUSTE	Chavetero Eje	Chavetero Rueda
A Presión	P9	P9
Ligero	N9	J9
Deslizante	H8	D10

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de la chaveta deberá ser como mínimo igual a 1,5 veces el diámetro del eje.

A.4: Tablas de Selección de Cadenas Renold BS/ISO

**RELACION DE REDUCCION DE LA TRANSMISION
UTILIZANDO LOS PIÑONES SELECCIONADOS**

TABLA 1

	No de dientes del Piñón Conducido Z_2		No de dientes del Piñón Motriz Z_1			
	15	17	19	21	23	25
25	-	-	-	-	-	1.00
38	2.53	2.23	2.00	1.80	1.65	1.52
57	3.80	3.35	3.00	2.71	2.48	2.28
76	5.07	4.47	4.00	3.62	3.30	3.04
95	6.33	5.59	5.00	4.52	4.13	3.80
114	7.60	6.70	6.00	5.43	4.96	4.56

CHART 2

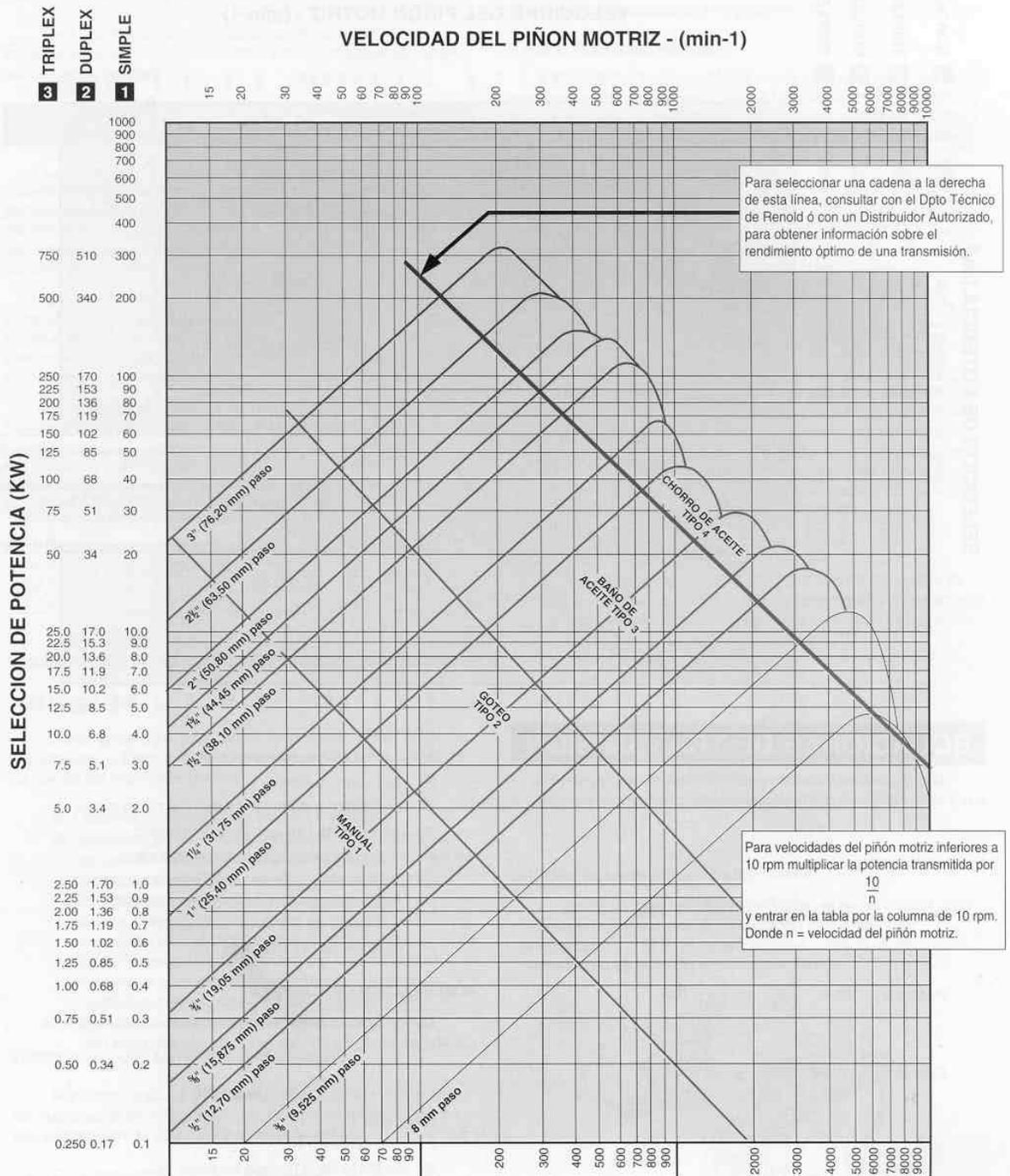
CARACTERISTICAS DE LA MAQUINA A MOVER		CARACTERISTICAS DEL PROPULSOR		
		FUNCIONAMIENTO SUAVE Motores eléctricos, Turbinas a vapor y gas, Motores de explosión con acoplamiento hidráulico	LIGERAMENTE IMPULSIVO Motores de explosión de 6 o más cilindros con acoplamiento mecánico, Motores eléctricos con arrancadas frecuentes	MEDIANAMENTE IMPULSIVO Motores de explosión de menos de 6 cilindros con acoplamiento mecánico
FUNCIONAMIENTO SUAVE	Bombas centrífugas y Compresores, Máquinas de Imprenta, Calandras de papel Cintas transportadoras con cargas uniformes, Escaleras, Agitadores de líquidos y Mezcladores, Secadores rotativos, Ventiladores.	1	1.1	1.3
MEDIANAMENTE IMPULSIVA	Bombas y compresores (3 cil+) Hormigoneras, Cintas transportadoras con cargas no uniformes, Agitadores y Mezcladores de sólidos.	1.4	1.5	1.7
ALTAMENTE IMPULSIVA	Aplanadoras, Excavadoras, Molinos de bolas, Molinos mezcladores de caucho, Prensas y Cizallas, Bombas y Compresores de 1 & 2 cil.	1.8	1.9	2.1

Factores f_2 para piñones de medidas standard

Z_1	f_2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76

TABLA DE SELECCION BS/ISO

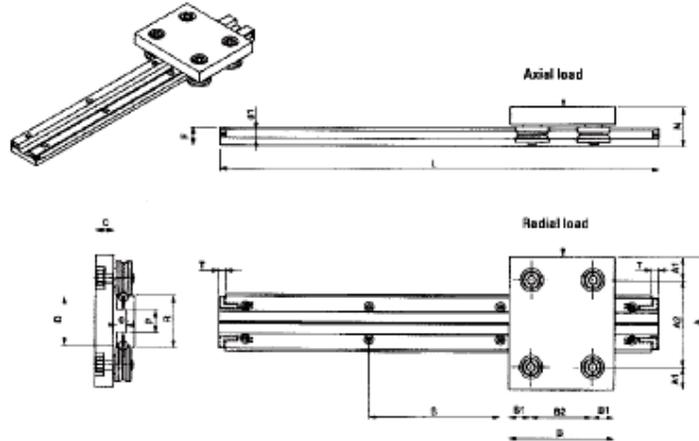
CADENAS DE TRANSMISION NORMAS EUROPEAS - Tabla de Selección utilizando piñón motriz de 19 dientes



1 Kilowatt = 1.34 hp.

A.5: Catalogo y Tablas del sistema de guía lineal (Sistema de Avance)

Linear Slide System - Type AD - with Steel or Aluminium Carriage Plate



Dimensions (in mm)

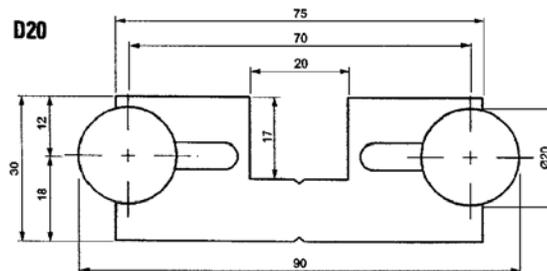
fig. 1

Type	A	A ₁	A ₂	B	B ₁	B ₂	C	D	F	L (max.)	d ₁	N	P	O	R	S	T
AD106	120	18.5	83	80	19.5	41	10	54	20	6000	10	30.5	25	11	58	150	7.5
AD208	140	25.0	90	120	25.0	70	15	54	20	6000	10	37.0	25	11	58	150	7.5
AD208R	140	25.0	90	120	25.0	70	20	54	20	6000	10	42.0	25	11	58	150	7.5
AD210	150	26.0	98	120	25.0	70	20	54	20	6000	10	44.0	25	11	58	150	7.5
AD312	180	27.0	126	150	30.0	90	20	70	30	6000	20	51.0	20	17	75	300	5.0
AD316	180	27.0	126	150	30.0	90	25	70	30	6000	20	61.5	20	17	75	300	5.0
AD416	200	30.0	140	180	40.0	100	25	70	30	6000	20	61.5	20	17	75	300	5.0
AD416R	200	30.0	140	180	40.0	100	25	70	30	6000	20	61.5	20	17	75	300	5.0
AD420	200	30.0	140	180	40.0	100	25	70	30	6000	20	61.5	20	17	75	300	5.0

Component Parts & System Load

Type	Part Numbers		Wheels	Load N	
	Guide + length	Carriage*		Axial	Radial
AD106	D10_	M106_	C106+ E106	800	400
AD208	D10_	M208_	C208 + E208	1600	2000
AD208R	D10_	M208R_	C208R + E208R	2400	2600
AD210	D10_	M210_	C210 + E210	2400	2600
AD312	D20_	M312_	C312 + E312	3200	3200
AD316	D20_	M316_	C316 + E316	6400	7000
AD416	D20_	M416_	C416 + E416	6400	7000
AD416R	D20_	M416R_	C416R + E416R	17200	8600
AD420	D20_	M420_	C416 + E416	20000	31400

* A = aluminium S = steel



A.6: Catalogo Servomotores Yaskawa Serie Sigma

Ratings and Specifications

Time Rating: Continuous
Vibration Class: V15
Insulation Resistance: 500 VDC, 10 MΩ min.
Ambient Temperature: 0 to 40°C
Excitation: Permanent magnet
Mounting: Flange-mounted
Thermal Class: B

Withstand Voltage: 1500 VAC for one minute
Enclosure: Totally enclosed, self-cooled, IP65
(except for shaft opening)
Ambient Humidity: 20% to 80% (no condensation)
Drive Method: Direct drive
Rotation Direction: Counterclockwise (CCW) with forward run
reference when viewed from the load side

Voltage		200 V						
Servomotor Model: SGMJV-□□□□		A5A	01A	C2A	02A	04A	06A	08A
Rated Output ¹	W	50	100	150	200	400	600	750
Rated Torque ^{1,2}	N·m	0.159	0.318	0.477	0.637	1.27	1.91	2.39
Instantaneous Peak Torque ¹	N·m	0.557	1.11	1.67	2.23	4.46	6.69	8.36
Rated Current ¹	A _{rms}	0.61	0.84	1.6	1.6	2.7	4.2	4.7
Instantaneous Max. Current ¹	A _{rms}	2.1	2.9	5.7	5.8	9.3	14.9	16.9
Rated Speed ¹	min ⁻¹	3000						
Max. Speed ¹	min ⁻¹	6000						
Torque Constant	N·m/A _{rms}	0.285	0.413	0.327	0.435	0.512	0.505	0.544
Rotor Moment of Inertia	×10 ⁻⁴ kg·m ²	0.0414 (0.0561)	0.0665 (0.0812)	0.0883 (0.103)	0.259 (0.323)	0.442 (0.506)	0.667 (0.744)	1.57 (1.74)
Rated Power Rate ¹	kW/s	6.11	15.2	25.8	15.7	36.5	54.7	36.3
Rated Angular Acceleration ¹	rad/s ²	38400	47800	54100	24600	28800	28600	15200
Applicable SERVOPACK	SGDV-□□□□	R70□	R90□	1R6A,2R1F	1R6A,2R1F	2R8□	5R5A	5R5A

*1: These items and torque-motor speed characteristics quoted in combination with an SGDV SERVOPACK are at an armature winding temperature of 100°C. Other values quoted are at 20°C.

*2: Rated torques are continuous allowable torque values at 40°C with an aluminum heat sink of the following dimensions attached.
SGMJV-A5A, -01A: 200 mm×200 mm×6 mm
SGMJV-02A, -04A, -08A: 250 mm×250 mm×6 mm

Note: The values in parentheses are for servomotors with holding brakes.

Ratings and Specifications

Time Rating: Continuous
Vibration Class: V15
Insulation Resistance: 500 VDC, 10 MΩ min.
Ambient Temperature: 0 to 40°C
Excitation: Permanent magnet
Mounting: Flange-mounted
Thermal Class: B

Withstand Voltage: 1500 VAC for one minute
Enclosure: Totally enclosed, self-cooled, IP65
(except for shaft opening)
Ambient Humidity: 20% to 80% (no condensation)
Drive Method: Direct drive
Rotation Direction: Counterclockwise (CCW) with forward run
reference when viewed from the load side

Voltage		200 V							
Servomotor Model: SGMJV-□□□□		A5A	01A	C2A	02A	04A	06A	08A	10A
Rated Output ¹	W	50	100	150	200	400	550	750	1000
Rated Torque ^{1,2}	N·m	0.159	0.318	0.477	0.637	1.27	1.75	2.39	3.18
Instantaneous Peak Torque ¹	N·m	0.477	0.955	1.43	1.91	3.82	5.25	7.16	9.55
Rated Current ¹	A _{rms}	0.66	0.91	1.3	1.5	2.6	3.8	5.3	7.4
Instantaneous Max. Current ¹	A _{rms}	2.1	2.8	4.2	5.3	8.5	12.2	16.6	23.9
Rated Speed ¹	min ⁻¹	3000							
Max. Speed ¹	min ⁻¹	6000							
Torque Constant	N·m/A _{rms}	0.265	0.375	0.381	0.450	0.539	0.496	0.487	0.467
Rotor Moment of Inertia	×10 ⁻⁴ kg·m ²	0.0242 (0.0389)	0.0380 (0.0527)	0.0531 (0.0678)	0.116 (0.180)	0.190 (0.254)	0.326 (0.403)	0.769 (0.940)	1.20 (1.41)
Rated Power Rate ¹	kW/s	10.4	26.6	42.8	35.0	84.9	93.9	74.1	84.3
Rated Angular Acceleration ¹	rad/s ²	65800	83800	89900	54900	67000	53700	31000	26500
Applicable SERVOPACK	SGDV-□□□□	R70□	R90□	1R6A,2R1F	2R8□	5R5A	5R5A	120A	

*1: These items and torque-motor speed characteristics quoted in combination with an SGDV SERVOPACK are at an armature winding temperature of 100°C. Other values quoted are at 20°C.

*2: Rated torques are continuous allowable torque values at 40°C with an aluminum heat sink of the following dimensions attached.
SGMAV-A5A, -01A: 200 mm×200 mm×6 mm
SGMAV-C2A, -02A, -04A, -06A, -08A: 250 mm×250 mm×6 mm
SGMAV-10A: 300 mm×300 mm×12 mm

Note: The values in parentheses are for servomotors with holding brakes.

A.7: Ficha Técnica de Ensamble de Tornillo de Bolas Rexroth



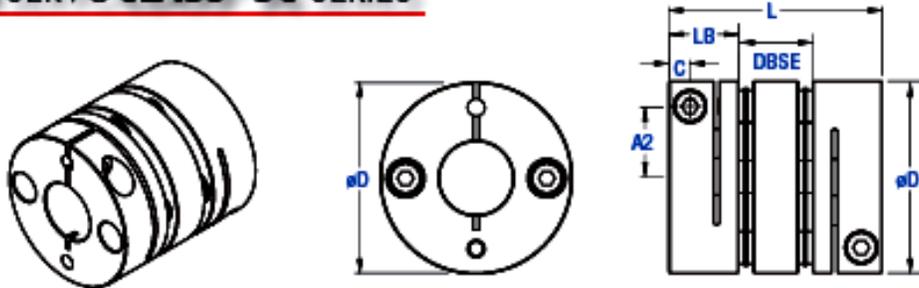
Ball Screw Assembly
FEM-E-S 25x5Rx3-4 1 0 T9 R 21Z170 21Z170 1161 0 1

Description		
Type		Ball Screw Assembly
Nut Type	FEM-E-S	Flange individual nut, standard series, Rexroth connection dimensions
Nut	R151221013	FEM-E-S 25 x 5R x 3-4 $C_{dyn.} = 15900 \text{ N}$
Nominal Diameter	25	$d_0 = 25 \text{ mm}$
Lead	5	$P = 5 \text{ mm}$
Direction of Lead	R	Screw Direction of Lead right (RH)
Ball diameter	3	$D_w = 3 \text{ mm}$
Number of circulations	4	$i = 4$
Seal	1	Standard Seal: Frictional torque T_{RD} ca. 0.12 Nm
Preload	0	Axial play standard max. 0.04 mm
Precision	T9	T9 (0,130mm/300mm)
Screw	R	rolled precision spindle
Left screw end	SEB-L	SEB-L: Floating bearing with deep-groove ball bearing per DIN 625, steel version
Form	21	
Version	170	Fitting bearing (not included in delivery) R159161720
Option	Z	centering per DIN 332-D
Right screw end	SEB-L	SEB-L: Floating bearing with deep-groove ball bearing per DIN 625, steel version
Form	21	
Version	170	Fitting bearing (not included in delivery) R159161720
Option	Z	centering per DIN 332-D
Overall length	1161.00 mm	
Threaded length	1137.00 mm	
Documentation	0	Standard report
Lubrication	1	preserved and basically greased



A.8: Catalogo de Acoples Flexibles para Servomotores

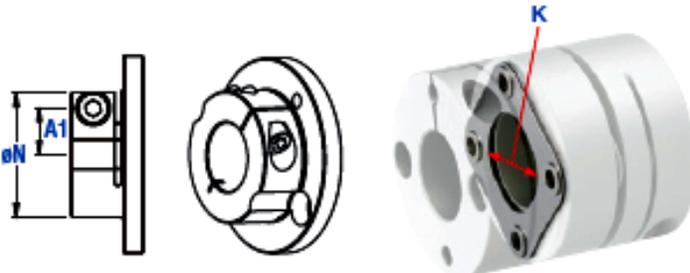
SERVOCLASS® SC SERIES



SC Series ServoClass Double Disc Dimensions													
Model	Bore		Outside Diameter	Overall Length	Hub Length	Reduced Hub Diameter	Distance Between Shaft Ends	Inside dia. of the flex disc	Clamp Screw to Bore (on reduced hub)	Clamp Screw	Clamp Screw to End of Hub	Clamp Screw Size	Tightening Torque In. lb. (Nm)
	Min	Max	D	L	LB	N	DBSE	K	A1	A2	C	M	
	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	Inch (mm)	
SC005R	0.118 (3)	0.238 (6)	0.63 (16)	0.913 (23.2)	0.300 (7.62)	-	0.295 (7.5)	0.258 (6.5)	-	0.160 (4.0)	0.098 (2.5)	M2.0	3.5 (0.4)
SC010R	0.118 (3)	0.310* (8)	0.748 (19)	1.02 (25.9)	0.36 (9.15)	-	0.290 (7.4)	0.335 (8.5)	-	0.228 (5.8)	0.124 (3.15)	M2.5*	9* (1)*
SC020R	0.157 (4)	0.433 (11)	1.024 (26.0)	1.272 (32.3)	0.423 (10.70)	-	0.425 (10.8)	0.417 (10.6)	-	0.374 (9.5)	0.130 (3.3)	M2.5	9 (1)
SC025R	0.197 (5)	0.551 (14)	1.142 (29.0)	1.291 (32.8)	0.423 (10.70)	-	0.445 (11.3)	0.571 (14.5)	-	0.433 (11.0)	0.130 (3.3)	M2.5	9 (1)
SC030R	0.197** (5)	0.830 (21)	1.339 (34.0)	1.488 (37.8)	0.486 (12.4)	0.600 (21.6)	0.511 (13.0)	0.571 (14.5)	0.315 (8)	0.402 (12.2)	0.148 (3.70)	M3	13 (1.5)
SC035R	0.238 (6)	0.700 (18)	1.235 (31.0)	1.890 (48)	0.610 (15.5)	-	0.690 (17.0)	0.788 (20.0)	-	0.551 (14)	0.177 (4.5)	M4	30 (3.4)
SC040R	0.310** (8)	0.898 (23)	1.732 (44.0)	1.890 (48)	0.610 (15.5)	1.165 (29.6)	0.690 (17.0)	0.788 (20.0)	0.433 (11)	0.690 (17)	0.177 (4.5)	M4	30 (3.4)
SC050R	0.310** (8)	1.181 (30)	2.205 (56.0)	2.354 (59.8)	0.607 (20.5)	1.498 (38)	0.740 (18.8)	1.024 (26)	0.571 (14.5)	0.698 (22)	0.238 (6)	M5	62 (7)
SC060R	0.433** (11)	1.378 (35)	2.877 (73.0)	2.898 (73.3)	0.602 (25.3)	1.811 (46)	0.602 (22.0)	1.220 (31)	0.690 (17.5)	1.043 (26.5)	0.300 (7.70)	M6	124 (14)
SC080R	0.709 (18)	1.57 (40)	3.228 (82.0)	3.898 (98)	1.181 (30)	-	1.498 (38.0)	1.498 (38)	-	1.102 (28)	0.354 (9)	M8	268 (30)
SC090R	0.684 (23)	1.77 (45)	3.622 (92.0)	3.882 (98.6)	1.181 (30)	-	1.520 (38.8)	1.654 (42)	-	1.330 (34)	0.354 (9)	M8	268 (30)
SC100R	1.280 (32)	1.77 (45)	4.095 (104.0)	4.000 (101.6)	1.181 (30)	-	1.638 (41.6)	1.800 (46)	-	1.330 (34)	0.354 (9)	M8	268 (30)

*SC010 with a bore of 0.118" or 0.3125" will have a M2 clamp screw and a tightening torque of 3.5 In. lb. or 0.4Nm

** Reduced Hub Dimensions		
Model	Min	Max
	Inch (mm)	Inch (mm)
SC030R	0.1875 (5)	0.375 (9.5)
SC040R	0.315 (8)	0.625 (15.8)
SC050R	0.315 (8)	0.750 (19.0)
SC060R	0.433 (11)	0.875 (22.1)



A.9: Catalogo de Chumaceras Timken (Pillow Blocks)

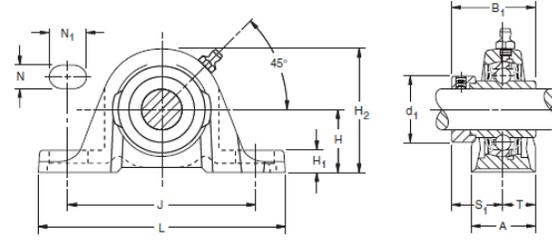


BALL BEARINGS

RAK, TAK, LAK INDUSTRIAL SERIES

Timken RAK, TAK and LAK pillow blocks are suggested for industrial applications where normal loads are encountered.

- A compact, one-piece housing that can be mounted in any position.
- Pillow blocks self-align at mounting with the spherical outside diameter of the bearing fitting into corresponding spherical housing seat.
- Units are prelubricated and ready for immediate installation.
- Grease fitting is provided for relubrication.
- Self-locking collars are supplied with all units.
- RAK pillow block is equipped with G-KRRB (R-Seal) wide inner ring bearings, the TAK with G-KPPB (Tri-Ply Seal) wide inner ring bearings and the LAK with the G-KLLB (Mechani-Seal) wide inner ring bearings.
- Contact a Timken representative to discuss highly corrosive applications (food processing, chemical exposure) where Timken thin dense chrome coated bearings can be utilized.



Suggested shaft tolerances: $\frac{1}{2}'' - 1\frac{15}{16}''$, nominal to $-.013$ mm, $-.0005''$;
 $2'' - 2\frac{15}{16}''$, nominal to $-.025$ mm, $-.0010''$.

BEARING DATA

Unit	Bearing Number	Dimensions and Load Ratings
RAK	G.KRRB	Page D54
TAK	G.KPPB	Page D65
LAK	G.KLLB	Page D62

TO ORDER, SPECIFY UNIT AND SHAFT DIAMETER. Example: RAK 1 $\frac{7}{16}''$. POPULAR SIZES ARE IN BOLD.

Unit	Shaft Dia.	H	H2	B1	J	L	A	H1	N	N1	d1	S1	T	Bolt Size	Bearing Number ⁽¹⁾	Collar Number	Housing Number	Unit Wt.
	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	RAK (TAK/LAK)		new (old)	kg lb.
RAK, LAK	$\frac{1}{2}$	26.99	53.2	37.3	92.1	123.8	30.2	8.7	11.1	22.2	28.6	23.4	15.1	10	G1008KRRB (KLLB)	S1008K	T-40228	0.454
RAK, LAK	$\frac{5}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{15}{32}$	2 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{7}{8}$	1 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{4}$	10	G1010KRRB (KLLB)	S1010K	(T-30595)	1
RAK	$\frac{11}{16}$														G1011KRRB	S1011K		
RAK	17														GE17KRRB	SE17K		
RAK, LAK	$\frac{3}{4}$	31.75	62.7	43.7	96	127	31.8	11.9	11.1	19.8	33.3	26.6	15.9	10	G1012KRRB (KLLB)	S1012K	T-40229	0.635
RAK	20	1 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{15}{32}$	1 $\frac{29}{32}$	3 $\frac{25}{32}$	5	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{2}$	10	GE20KRRB	SE20K	(T-30555)	1.4
RAK, TAK	$\frac{7}{8}$														G1014KRRB (KPPB3)	S1014K		
RAK, TAK, LAK	$\frac{15}{16}$	33.34	68.3	44.4	104.8	136.7	35.7	11.9	11.1	20.6	38.1	27	17.9	10	G1015KRRB (KPPB3/KLLB)	S1015K	T-30365	0.803
RAK, TAK, LAK	1	1 $\frac{5}{8}$	2 $\frac{11}{16}$	1 $\frac{3}{4}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{13}{16}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	10	G1100KRRB (KPPB3/KLLB)	S1100K		1.77
RAK, TAK	25														GE25KRRB (KPPB3)	SE25K		
RAK, TAK	$1\frac{1}{8}$														G1101KRRB (KPPB3)	S1101K		
RAK, TAK, LAK	$1\frac{1}{8}$	39.89	80.2	48.4	117.5	157.2	39.7	13.5	14.3	23.8	44.1	30.2	19.9	12	G1102KRRB (KPPB3/KLLB)	S1102K	T-40241	1.297
RAK, TAK, LAK	$1\frac{3}{8}$	1 $\frac{3}{8}$	2 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{29}{32}$	4 $\frac{5}{8}$	6 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	12	G1103KRRB (KPPB3/KLLB)	S1103K	(T-30300)	2.86
RAK, TAK	30														GE30KRRB (KPPB3)	SE30K		
RAK, TAK, LAK	$1\frac{1}{4}$														G1104KRRB (KPPB2/KLLB)	S1104K		
RAK, TAK	$1\frac{3}{8}$	46.04	92.1	51.2	130.2	186.7	45.2	16.7	14.3	24.6	54	32.5	22.7	12	G1105KRRB (KPPB2)	S1105K	T-40242	1.674
RAK, TAK	$1\frac{3}{8}$	1 $\frac{13}{16}$	2 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{25}{32}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	12	G1106KRRB (KPPB2)	S1106K	(T-30410)	3.69
RAK, TAK, LAK	$1\frac{7}{8}$														G1107KRRB (KPPB2/KLLB)	S1107K		
RAK, TAK	35														GE35KRRB (KPPB2)	SE35K		
RAK, TAK, LAK	$1\frac{1}{2}$	49.21	100	56.4	136.5	179.4	47.6	19	14.3	26.2	60.3	34.9	23.8	12	G1108KRRB (KPPB3/KLLB)	S1108KT	T-40243	2.15
RAK, TAK	$1\frac{3}{4}$	1 $\frac{5}{8}$	2 $\frac{15}{16}$	1 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{3}{8}$	7 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	12	G1109KRRB (KPPB3)	S1109KT	(T-30484)	4.74
RAK, TAK	40														GE40KRRB (KPPB3)	SE40K		
RAK, TAK	$1\frac{5}{8}$														G1110KRRB (KPPB4)	S1110K		
RAK, TAK, LAK	$1\frac{11}{16}$	52.29	104.8	56.4	149.2	191.3	50.8	17.5	14.3	28.6	62.5	34.9	25.4	12	G1111KRRB (KPPB4/KLLB)	S1111K	T-40244	2.409
RAK, TAK, LAK	$1\frac{3}{4}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{7}{8}$	7 $\frac{11}{16}$	2	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{3}{8}$	1	12	G1112KRRB (KPPB4/KLLB)	S1112K	(T-30682)	5.31
RAK, TAK	45														GE45KRRB (KPPB4)	SE45K		
RAK, TAK	$1\frac{7}{8}$														G1114KRRB (KPPB3)	S1114K	T-40245	3.003
RAK, TAK, LAK	$1\frac{15}{16}$	55.56	112.7	62.7	158	200	55.6	17.5	17.5	23.8	68.8	38.1	27.8	16	G1115KRRB (KPPB3/KLLB)	S1115K	(T-30706)	6.62
RAK, TAK	50														GE50KRRB (KPPB3)	SE50K		
RAK, TAK	2														G1200KRRB (KPPB4)	S1200K	T-40246	3.901
RAK, TAK	$2\frac{1}{8}$	61.91	124.6	71.4	176.2	222.3	58.7	19	18.3	29.4	76.2	42.7	29.4	16	G1202KRRB (KPPB4)	S1202K	(T-30738)	8.6
RAK, TAK, LAK	$2\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{29}{32}$	2 $\frac{13}{16}$	6 $\frac{13}{16}$	8 $\frac{3}{4}$	2 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	16	G1203KRRB (KPPB4/KLLB)	S1203K		
RAK, TAK	55														GE55KRRB (KPPB4)	SE55K		
RAK	$2\frac{1}{4}$														G1204KRRB	S1204K	T-40247	5.511
RAK	$2\frac{3}{8}$	68.26	137.3	77.8	188.1	239.7	60.3	22.2	17.5	29.4	84.1	46.8	30.2	16	G1206KRRB	S1206K	(T-31244)	12.15
RAK, LAK	$2\frac{7}{16}$	2 $\frac{11}{16}$	5 $\frac{13}{32}$	3 $\frac{1}{8}$	7 $\frac{13}{32}$	9 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	16	G1207KRRB (KLLB)	S1207K		
RAK	60														GE60KRRB	SE60K		
RAK	$2\frac{11}{16}$														G1211KRRB	S1211KT	T-22503	7.92
RAK	70														GE70KRRB	SE70K		17.46
RAK	$2\frac{15}{16}$	84.14	162.5	92.1	241.3	304.9	82.6	28.1	22.2	31.8	101.6	54.9	41.3	20	G1215KRRB	S1215K	T-20134	9.026
RAK	75														GE75KRRB	SE75K		19.9

⁽¹⁾ Bearing number for RAK is G-KRRB. TAK uses G-KPPB type LAK uses G-KLLB. Note: All units have $\frac{1}{2}$ pipe thread grease fitting except $\frac{1}{2}$ - $\frac{15}{16}$ and $\frac{3}{4}$ units which have $\frac{1}{4}$ - 28 fitting.

• **D82** TIMKEN PRODUCTS CATALOG

A.10: Catalogo de Sprockets ANSI SKF

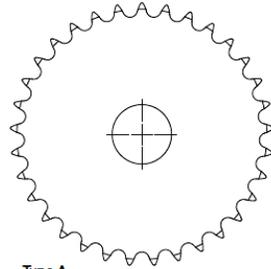
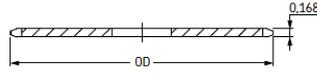


ANSI Sprockets

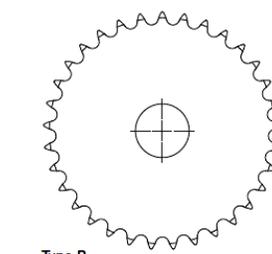
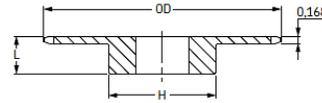
Simplex
Pilot Bore

- ▶ Belts
- ▶ Chains
- ▶ Couplings
- ▶ Bushings and Hubs
- ▶ Sprockets
- ▶ Pulleys
- ▶ Smart tools

ANSI 35-1 3/8" Pitch



Type A



Type B

Pilot Bore Type B

Type A

No. Teeth	Outside Diameter	Type	Bore		Hub		Weight lbs	Designation	No. Teeth	Outside Diameter	Type	Bore Stock	Weight lbs	Designation
			Min	Max	H	L								
8	1.13	B	3/8	3/8	3/4	3/4	0.07	PHS 35-1B8	8	1.13	-	-	-	-
9	1.26	B	3/8	3/8	27/32	3/4	0.09	PHS 35-1B9	9	1.26	-	-	-	-
10	1.38	B	3/8	9/16	21/32	3/4	0.14	PHS 35-1B10	10	1.38	-	-	-	-
11	1.50	B	3/8	9/16	1 1/16	3/4	0.17	PHS 35-1B11	11	1.50	-	-	-	-
12	1.63	B	1/2	7/16	1 7/32	3/4	0.20	PHS 35-1B12	12	1.63	-	-	-	-
13	1.75	B	1/2	7/16	1 1/4	3/4	0.23	PHS 35-1B13	13	1.75	-	-	-	-
14	1.87	B	1/2	7/8	1 1/4	3/4	0.25	PHS 35-1B14	14	1.87	-	-	-	-
15	1.99	B	1/2	7/8	1 11/32	3/4	0.29	PHS 35-1B15	15	1.99	A	1/2	0.10	PHS 35-1A15
16	2.11	B	1/2	15/16	1 15/32	3/4	0.35	PHS 35-1B16	16	2.11	A	1/2	0.12	PHS 35-1A16
17	2.23	B	1/2	1 1/16	1 29/32	3/4	0.42	PHS 35-1B17	17	2.23	A	1/2	0.12	PHS 35-1A17
18	2.35	B	1/2	1 1/8	1 23/32	3/4	0.48	PHS 35-1B18	18	2.35	A	1/2	0.14	PHS 35-1A18
19	2.47	B	1/2	1 1/4	1 27/32	3/4	0.54	PHS 35-1B19	19	2.47	A	1/2	0.16	PHS 35-1A19
20	2.59	B	1/2	1 3/8	1 25/16	3/4	0.59	PHS 35-1B20	20	2.59	A	1/2	0.20	PHS 35-1A20
21	2.71	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.80	PHS 35-1B21	21	2.71	A	1/2	0.20	PHS 35-1A21
22	2.83	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.80	PHS 35-1B22	22	2.83	A	1/2	0.22	PHS 35-1A22
23	2.95	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.82	PHS 35-1B23	23	2.95	A	1/2	0.24	PHS 35-1A23
24	3.07	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.88	PHS 35-1B24	24	3.07	A	1/2	0.26	PHS 35-1A24
25	3.19	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.88	PHS 35-1B25	25	3.19	A	1/2	0.28	PHS 35-1A25
26	3.31	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.90	PHS 35-1B26	26	3.31	A	1/2	0.28	PHS 35-1A26
27	3.43	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.94	PHS 35-1B27	27	3.43	A	1/2	0.34	PHS 35-1A27
28	3.55	B	1/2	1 3/8	2	7/8	0.94	PHS 35-1B28	28	3.55	A	1/2	0.34	PHS 35-1A28
30	3.79	B	1/2	1 3/8	2	7/8	1.02	PHS 35-1B30	30	3.79	A	1/2	0.46	PHS 35-1A30
32	4.03	B	1/2	1 3/8	2	7/8	1.24	PHS 35-1B32	32	4.03	A	5/8	0.46	PHS 35-1A32
35	4.39	B	5/8	1 1/2	2 3/4	7/8	1.50	PHS 35-1B35	35	4.39	A	5/8	0.60	PHS 35-1A35
36	4.51	B	5/8	1 1/2	2 3/4	7/8	1.56	PHS 35-1B36	36	4.51	A	5/8	0.62	PHS 35-1A36
40	4.99	B	5/8	1 1/2	2 3/4	1	1.62	PHS 35-1B40	40	4.99	A	29/32	0.70	PHS 35-1A40
42	5.23	B	5/8	1 1/2	2 3/4	1	1.68	PHS 35-1B42	42	5.23	A	29/32	0.78	PHS 35-1A42
45	5.59	B	5/8	1 1/2	2 3/4	1	1.78	PHS 35-1B45	45	5.59	A	29/32	0.88	PHS 35-1A45
48	5.95	B	5/8	1 1/2	2 3/4	1	1.88	PHS 35-1B48	48	5.95	A	29/32	1.21	PHS 35-1A48
54	6.66	B	5/8	1 1/2	2 3/4	1	2.20	PHS 35-1B54	54	6.66	A	29/32	1.32	PHS 35-1A54
60	7.38	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	2.48	PHS 35-1B60	60	7.38	A	23/32	1.66	PHS 35-1A60
70	8.58	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	3.12	PHS 35-1B70	70	8.58	A	23/32	2.30	PHS 35-1A70
72	8.81	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	3.42	PHS 35-1B72	72	8.81	A	23/32	2.56	PHS 35-1A72
80	9.77	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	3.82	PHS 35-1B80	80	9.77	A	23/32	3.16	PHS 35-1A80
84	10.25	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	4.24	PHS 35-1B84	84	10.25	A	23/32	3.26	PHS 35-1A84
96	11.68	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	5.16	PHS 35-1B96	96	11.68	A	23/32	4.64	PHS 35-1A96
112	13.59	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	6.70	PHS 35-1B112	112	13.59	A	23/32	5.05	PHS 35-1A112

Maximum bores can accommodate standard keyways. Larger bores are available where a shallow keyway is used or no keyway is required.