

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE ORDENAMIENTO Y EMPAQUETADO DE VIROLAS PARA BROCHAS

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela

Por el Br. Castarlenas Mir, Leonardo
Para optar al título de ingeniero mecánico

Caracas, 2003

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE ORDENAMIENTO Y EMPAQUETADO DE VIROLAS PARA BROCHAS

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Ing. Fausto Carpentiero.

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Francisco V. Lira

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela

Por el Br. Castarlenas Mir, Leonardo
Para optar al título de ingeniero mecánico

Caracas, 2003

DEDICATORIA

A la cuenta cuentos, siempre presente en mi memoria

A mis Padres por su apoyo incondicional,
al entregarme día a día todas las herramientas
necesarias para alcanzar las metas propuestas

A Mily por acompañarme incansable, durante
las pruebas a las cuales nos somete la vida

AGRADECIMIENTO

Al Ingeniero Francisco Lira por acompañarme a lo largo del desarrollo de este proyecto, del cuál, fue parte fundamental con toda su experiencia y conocimientos, además de proporcionarme un valioso aprendizaje.

Al Profesor Fausto Carpentiero por brindar su experiencia y supervisión durante el desarrollo de este proyecto.

Al Ingeniero José Lerones por su recomendación ante la compañía, además de su valioso aporte al desarrollo de este proyecto.

Al Ingeniero Juan Ignacio Lira por su valioso aporte al desarrollo de este proyecto.

A la Ilustre Universidad Central de Venezuela que me brindó una excelente formación académica.

A la Compañía Técnica Monte Blanco c.a. que me proporcionó la oportunidad única, de complementar profundamente mis conocimientos en el campo del diseño de maquinaria.

Castarlenas M., Leonardo

**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE
ORDENAMIENTO Y EMPAQUETADO DE VIROLAS PARA
BROCHAS**

**Tutor Académico: Prof. Ing. Fausto Carpentiero. Tutor
Industrial: Ing. Francisco V. Lira. Caracas, U.C.V. Facultad
de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2003. 118 pág.**

Virolas, Brochas, Sistema de ordenado.

Se diseñó un sistema automático de ordenamiento y embalaje de virolas para brochas, que permite ser acoplado a la línea de producción de las mismas, con la finalidad de reducir los costos de fletado, en la empresa Técnica Monte Blanco. Para el desarrollo del proyecto se empleó la metodología planteada por Krick (1981), la cuál comprende cinco etapas, la primera de ellas es la formulación del problema con la visión más amplia posible, permitiendo eliminar prejuicios inherentes a posibles soluciones existentes, en segundo lugar se lleva a cabo un análisis detallado para comprender el mismo a fondo, logrando crear un piso para entrar en la etapa de búsqueda de soluciones, en donde se plantearon varias opciones, posteriormente evaluadas, llegando a la toma de una decisión, que se especificó y fundamentó en toda su magnitud, de acuerdo a los principios de la ingeniería de diseño, resultando en un sistema de “ordenado-empaquetado” automático, acorde con la cadena de producción.

INDICE

	pp.
LISTA DE TABLAS	xiii
LISTA DE FIGURAS	xiv
INTRODUCCIÓN	17
PERFIL DE LA EMPRESA “ TECNICA MONTE BLANCO C.A.”	19
CAPITULO I	21
1. EL PROBLEMA	21
1.1. Formulación del Problema	21
1.2. Objetivos	22
1.2.1. Objetivo General	22
1.2.2. Objetivos Específicos	22
1.3. Justificación de la investigación	23
1.4 Limitaciones	24

CAPITULO II	25
2. MARCO TEÓRICO	25
2.1 Antecedentes de la Investigación	25
2.2. Bases Teóricas	31
2.2.1. Sistemas Neumáticos	31
2.2.2. Breve descripción de los transportadores de banda	33
2.2.3. Automatismo	34
2.2.3.1. Estudio previo para el desarrollo de un Automatismo	34
2.2.3.2. Autómatas programables	35
2.2.4. Breve reseña acerca de los reductores de velocidad	35
2.2.5. Breve descripción del código “G”	36
CAPITULO III	38
3. MARCO METODOLÓGICO	38
3.1. Metodología	38

3.2. El proceso de diseño	39
3.2.1. Formulación del Problema	39
3.2.2. Análisis del Problema	39
3.2.3. Búsqueda de soluciones	41
3.2.4. Fase de decisión	48
3.2.5. Especificación de la solución	51
3.2.5.1. Secuencia de tiempo-velocidad-aceleración, requerida en los diferentes componentes del diseño de la máquina ordenadora de virolas, de acuerdo a la rata de producción de la “máquina automática modelo v”	52
3.2.5.1.1. Cantidad de virolas producidas por la “máquina automática modelo v”, de acuerdo al tamaño	52
3.2.5.1.2. Secuencia de tiempo-velocidad del sistema de transporte de las virolas desde la línea de producción hasta la máquina ordenadora	53
3.2.5.1.2.1. Secuencia de tiempo-velocidad de la banda transportadora	54

3.2.5.1.2.2. Tiempo-velocidad del cilindro neumático empujador de virolas	54
3.2.5.1.3. Secuencia de tiempo-velocidad del sistema de paletas	55
3.2.5.1.3.1. Tiempo-velocidad del cilindro del sistema retráctil de las paletas	55
3.2.5.1.3.2. Tiempo-velocidad de los carros del sistema de paletas	55
3.2.5.1.3.2.1. Tiempo-velocidad del carro de elevación del sistema de paletas	56
3.2.5.1.3.2.2. Tiempo-velocidad del carro de desplazamiento horizontal del sistema de paletas	56
3.2.5.2. Sistema de transporte de las virolas desde la línea de producción hasta la máquina ordenadora	56
3.2.5.2.1. Selección de la banda transportadora	57
3.2.5.2.2. Selección del motor, acople, separador, reductor (poleas y correa) y ejes de los rodillos (impulsor y libre) del transportador	57
3.2.5.2.3. Selección del cilindro neumático “empujador” de virolas	59

3.2.5.3. Sistema retráctil de paletas para virolas	59
3.2.5.3.1. Tamaños de paletas propuestos para los diferentes tipos de virolas	59
3.2.5.3.2. Funcionamiento de las paletas	60
3.2.5.3.3. Selección del cilindro neumático para el movimiento retráctil de las paletas	62
3.2.5.4. Sistema de elevación del sistema de paletas	70
3.2.5.4.1. Selección de las barras guías	70
3.2.5.4.2. Selección de los rodamientos lineales	76
3.2.5.4.3. Selección del motor, acople, separador, reductor y correa del sistema de elevación	77
3.2.5.4.4. Selección del eje de transmisión del servo motor al sistema de elevación	78
3.2.5.4.5. Selección de los rodamientos del eje de transmisión	79
3.2.5.5. Método de desplazamiento horizontal del sistema de paletas	80
3.2.5.5.1. Selección de los perfiles, barras y rieles	80
3.2.5.5.2. Descripción del carro de desplazamiento horizontal	87

3.2.5.5.3. Selección de los “rodamientos-rueda” del carro de desplazamiento horizontal	87
3.2.5.5.4. Selección del motor, acople, separador, poleas y correa del sistema de desplazamiento horizontal	89
3.2.5.6. Sistema de acumulación de las virolas ordenadas (cartuchos)	89
3.2.5.6.1. Propuesta para las dimensiones de los cartuchos	90
3.2.5.6.2. Cuantificación porcentual de los beneficios de acuerdo a los tamaños propuestos para los cartuchos	94
3.2.5.6.3. Selección del perfil guía de los cartuchos	97
3.2.5.6.4. Descripción del carro soporte de los cartuchos	98
3.2.5.6.4.1. Selección de los rodamientos de las ruedas del carro soporte de los cartuchos	99
3.2.5.6.5. Sistema de descarga de los cartuchos	100
3.2.5.6.5.1. Selección de los rodamientos del sistema de descarga	101
3.2.5.7. Automatización	102
3.2.5.7.1. Descripción del proceso	102

3.2.5.7.2. Descripción de las variables involucradas en el proceso	109
3.2.5.7.3. Selección de la tarjeta de control	110
3.2.5.7.4. Selección de los sensores inductivos	110
3.2.5.7.5. Selección de los sensores magnéticos	110
3.2.5.8. Neumática	110
RECOMENDACIONES	111
CONCLUSIONES	112
BIBLIOGRAFÍA	113
ANEXOS	118

LISTA DE TABLAS

Tabla:		pp.
I	Cantidad máxima de virolas producidas por minuto de acuerdo al tamaño de las mismas	53
II	Ancho de paletas propuestos , en base al tamaño de las virolas	60
III	Virolas fabricadas con fleje de 38 mm.	91
IV	Virolas fabricadas con fleje de 32 mm.	91
V	Cantidad de virolas por cartucho C-138	93
VI	Cantidad de virolas por cartucho C-238	93
VII	Cantidad de virolas por cartucho C-132	94
VIII	Cantidad de virolas por cartucho C-232	94
IX	Comparación de cantidades de virolas por metro cúbico actuales, contra las cantidades de acuerdo a los cartuchos propuestos (Fleje 38 mm.)	95
X	Comparación de cantidades de virolas por metro cúbico actuales, contra las cantidades de acuerdo a los cartuchos propuestos (Fleje 32 mm.)	96

LISTA DE FIGURAS

Figura		pp.
I	Paleta en voladizo	61
II	Esquema representativo del sistema de paleta	63
III	Diagrama de cuerpo libre de la paleta, planteando la ecuación de equilibrio de momentos en el punto “B”.	64
IV	Diagrama de cuerpo libre caso “A”	65
V	Diagrama de cuerpo libre caso “B”	66
VI	Figura de paleta extendida	69
VII	Diagrama de cuerpo libre de la paleta extendida	69
VIII	Esquema de la barra guía del carro de elevación del sistema de Paleta	71

IX	Diagrama de cuerpo libre de la barra guía	72
X	Esquema del descenso en el extremo de la paleta en voladizo como consecuencia de la deformación en las barras guías	74
XI	Movimiento lateral de la paleta	75
XII	Diagrama de cuerpo libre de la paleta en movimiento	75
XIII	Triángulos semejantes que representan a grandes rasgos el movimiento de la paleta en el extremo en voladizo como consecuencia de la fuerza inercial	76
XIV	Vista lateral de la configuración del perfil soporte del carro de desplazamiento horizontal del sistema de paletas	81
XV	Esquema del descenso en el extremo de la paleta en voladizo como consecuencia de la torsión en el perfil guía soporte	85
XVI	Configuración del montaje de los “rodamientos rueda” sobre el perfil soporte	88

XVII	Dibujo esquemático de una virola	90
XVIII	Configuración del montaje del cartucho y su respectivo carro sobre el perfil guía soporte de los cartuchos	97
XIX	Configuración de los rodamientos del carro de los cartuchos en vista lateral	99

INTRODUCCIÓN

La industria moderna y emergente reclama día tras día, la necesidad de optimizar los procesos, en la búsqueda de la maximización de los beneficios y mejoras en la competitividad, sobre todo, en el actual panorama mundial globalizado, que exige a los industriales elevar su productividad, logrando de esta forma el ingreso tanto en los mercados nacionales como internacionales.

Diversos factores afectan directamente los beneficios que una empresa pueda reportar, tales como: Las materias primas, los costos de producción, la eficiencia de los procesos, los costos de transporte, etc. La tendencia mundial en la búsqueda de soluciones óptimas, ha estrechado el diseño con la automatización, logrando ejecutar eficazmente la continuidad y ritmicidad de los procesos de manufactura, de forma sinérgica, permitiendo elevar la productividad hasta niveles muy satisfactorios.

Bajo ese esquema, se destacan las empresas emergentes que han entendido y asimilado, que el diseño y la automatización deben trabajarse a la par, logrando ganar espacio en los mercados. Tal es el caso de la compañía Técnica Monte Blanco, la cuál en sus diferentes diseños ha conseguido dicha integración, marcando la pauta en el negocio de las brochas.

Continuando con esa política, en una de sus líneas de producción, se presenta la necesidad de optimizar el proceso de empaquetado, específicamente en la línea de producción de virolas, que son el componente metálico de las brochas que acopla el mango con la cerda, las cuales vienen de diversos tamaños, específicamente entre 12 milímetros (1/2") y 150 milímetros (6") que corresponden a los diferentes tipos de brochas comerciales. Para tal fin, se plantea el diseño de un sistema de "ordenado-empaquetado" automático, que permita reducir los costos de fletado, disminuyendo el volumen de los paquetes al mínimo, de forma tal que se maximicen los beneficios de la empresa.

A tales fines se desarrolló la presente investigación, partiendo de un conjunto de ideas, que unidas con las bases teóricas de la ingeniería de diseño, la experiencia del personal técnico y profesional de la empresa y la colaboración del cuerpo académico de la Universidad Central de Venezuela, resultaron en un proyecto totalmente fundamentado y estructurado en detalle, para la futura construcción del sistema de “ordenado-empaquetado” automático de virolas.

PERFIL DE LA EMPRESA “ TECNICA MONTE BLANCO C.A.”

Creada: Diciembre 1984

Productos de la compañía:

- Virolas para brocha.
- Tubería flexible metálica.
- Tubería flexible plástica.

Máquinas para producir brochas:

- Máquinas automáticas de virolas.
- Máquinas semiautomáticas de virolas.
- Maquinas montadoras de cabezales.
- Máquinas limpiadoras de cabezales.
- Máquinas clavadoras semiautomáticas (en desarrollo).
- Máquinas clavadoras automáticas (en desarrollo).

Productos de exportación:

- Virolas : exportadas para México, Chile, Colombia. También se venden en el mercado nacional.
- Máquinas: vendidas a compañías en Chile, Perú, Brasil, México, Inglaterra, Turquía, Grecia, Indonesia, Japón, Portugal. También vendidas en Venezuela.

Breve reseña histórica

La compañía inicia actividades en 1984 produciendo algunas máquinas e insumos para el trabajo agrícola, tales como bebederos automáticos para ganado vacuno, marcadores de ganado vacuno, procesadores de yuca y otras herramientas manuales para tal fin.

Durante 1985 la compañía inició el diseño de la máquina de virolas, con la finalidad de producirlas para el mercado nacional.

En 1990 la empresa comenzó a ofrecer máquinas automáticas de virolas para exportación.

En 1991 la empresa desarrolló y construyó máquinas para la producción de tubos metálicos flexibles contando con su propia producción en 1992.

En 1992 fue presentada la máquina automática de virolas en la feria internacional “Interbrossa” en Freiburg Alemania, así como en las ferias siguientes (1996 y 2000), se presentaron las máquinas que se continuaron desarrollando al transcurrir de esos años.

CAPITULO I

1. EL PROBLEMA

1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La compañía Técnica Monte Blanco ubicada en el conjunto industrial del este Km. 9, carretera Petare-Santa Lucía, produce virolas, componente que es empleado en el ensamblaje de brochas, utilizando para su fabricación la “Máquina Automática de Virolas Modelo V”, con una rata de producción ajustable, dependiendo del tamaño de la virola, de 40 a 90 piezas por minuto, totalmente automatizada.

Surge la necesidad de ordenar y empaquetar automáticamente las virolas desde la máquina productora, buscando optimizar el espacio ocupado, en procura de llevar los paquetes al mínimo tamaño posible, reduciéndose notablemente los costos por fletado, ya que en la actualidad las piezas producidas son depositadas a granel en cajas, ocupando un volumen bastante considerable, nada eficiente, generando costos no deseables para la empresa.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema automático de ordenamiento y embalaje de virolas de diversos tamaños, para ser acoplado a la línea de producción de las mismas, lo cual permita reducir significativamente los costos de fletado.

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Cuantificar los beneficios del diseño de un sistema de ordenamiento y empaquetado de virolas en función de los costos de fletado.
2. Determinar la alternativa más viable para el ordenamiento automático de virolas de diferentes tamaños, en consistencia con la forma de producción de las piezas.
3. Determinar el/los tamaño(s) de paquete(s) más adecuado(s) en base a los diferentes tamaños de virolas.
4. Diseñar el sistema conjunto “ordenamiento-embalaje”, de acuerdo con la solución planteada.
5. Seleccionar los controladores, materiales y componentes de máquinas, necesarios de acuerdo al diseño.

1.3. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Lograr elevar la rentabilidad es uno de los objetivos de toda empresa, y la forma de conseguirlo es muy diversa, de acuerdo a las condiciones del medio donde ésta se desenvuelve. A nivel industrial, la maximización de beneficios parte desde los proveedores de materias primas, hasta la distribución y venta de los productos. Es por ello que la revisión en cada uno de los eslabones de la cadena manufacturera es fundamental, ya que todas las etapas contienen una serie de variables, que en muchos casos pueden ser mejoradas, a fin de elevar las ganancias netas.

En el caso de la empresa Técnica Monte Blanco, la etapa de empaquetado de la línea de producción de virolas, se pretende mejorar significativamente, ordenando automáticamente las mismas, que actualmente son depositadas a granel en cajas, ocupando un volumen mayor del necesario. De esta forma, se logrará una reducción efectiva en el volumen de paquetes, manteniendo intacta la cantidad de unidades producidas, consiguiendo de esta forma una baja importante en los costos de fletado, que sin ninguna duda, incrementarán las ganancias netas de la compañía, justificándose de esta forma, el desarrollo del proyecto de ordenado automático de virolas.

1.4 LIMITACIONES

Básicamente, las limitaciones podemos enmarcarlas en dos grandes grupos, el primero, el de las limitaciones naturales y el segundo, el las limitaciones impuestas.

Como toda máquina que va a pasar a formar parte de una cadena de producción, la ordenadora de virolas debe lograr establecer la sinergia con el sistema, adaptándose a las restricciones y condiciones impuestas por el mismo, así como del ambiente donde ésta se va a desempeñar. En este caso particular, la principal limitación corresponde a la altura del dispositivo, que no puede alcanzar una cierta cota, que corresponde a la altura del lugar en que se encuentran las máquinas de virolas, debido a que en ese caso, el diseño representaría un problema adicional al planteado.

Por otro lado, el lapso tiempo establecido para la culminación del trabajo especial de grado, representa una limitación ajena al diseño, pero, con consecuencias directas sobre el mismo. Recordemos que el proceso de búsqueda de soluciones depende principalmente de la capacidad creadora y del tiempo que se le dedica, a medida que se incrementen la cantidad de horas-hombre para solucionar el problema, las ideas se incrementarán de manera proporcional. Inclusive, después de tomar una decisión, ésta se puede mejorar en mayor grado, si el tiempo para profundizar sobre ello, así lo permite. Esto no quiere decir que la solución planteada al problema del ordenado automático de virolas, es producto de una improvisación, sino que seguramente se puede mejorar mucho más si se le dedica mas tiempo aún.

CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

El gran desarrollo que se inició en el siglo XIX, tras la revolución industrial, ha impulsado un proceso de perfeccionamiento de las máquinas y equipos de manejo de materiales, logrando cada día mejores y más eficientes resultados de productividad, estrechando en las últimas tres o cuatro décadas, la relación diseño-automatización, brindando de esta forma soluciones de gran calidad y competitividad altamente confiables.

En tal sentido, muchos aparatos de transporte han integrado en sus diseños, productos de empresas como FESTO PNEUMATIC, TELEMECHANIQUE, etc., líderes mundiales en tecnologías de automatización, permitiendo soluciones adecuadas a las exigencias cada vez mayores en el plano industrial. La Universidad Central de Venezuela, y más específicamente la escuela de Ingeniería Mecánica, en sintonía con el desarrollo, ha promovido desde hace algún tiempo, Trabajos Especiales de Grado relacionados con la optimización en el manejo de materiales, tales como:

- Trabajo Especial de Grado: ***“Diseño de un sistema para manejar productos terminados de las industrias Savoy”*** por: Chaparro Truelo, Luis R. (1987). Propone la instalación de un sistema automatizado para las operaciones de clasificación y paletizado de productos, así como la construcción de un nuevo edificio, para solucionar los problemas de almacenado, falta de rapidez y precisión en dichas operaciones.

- Trabajo Especial de Grado: ***“Automatización de la línea de aplicación de subproductos a la hebra de tabaco en la empresa Tabacalera Nacional C.A. Planta Maracay”*** por: Ospino S., Alfredo E. y Sánchez S., Luis E. (1990). El cuál tiene como objetivo fundamental la optimización del sistema de aplicación de subproductos a la hebra de tabaco.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Automatización de las estaciones de tapa, pulsador (plunger) y barril en el proceso de ensamblaje de bolígrafos Paper Mate”*** por: Antón, Jesús D. y Hernández, Carlos O. (1991). Para tal fin, se diseñó y construyó en cada estación un sistema automático de alimentación del componente respectivo.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Proyecto del sistema de transporte de materiales en una fábrica de helados”*** por: Brito, Eleazar y Petruzzo B., Vicente (1992). Se realiza un estudio técnico para el diseño del sistema de transporte de materiales (cestas y gaveras), dentro de la planta de productos EFE S.A.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Sistema automatizado de embalaje: una aplicación de la robótica”*** por: Rukoz Z., Gamal A. (1992). En este trabajo se integran los sistemas de visión artificial y comando de brazo mecánico, en el funcionamiento de un sistema automatizado de embalaje.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Diseño de un equipo automático para ensamblar máquinas desechables de afeitarse”*** por: Alvarez V., Alejandro y Pernía Z., Martín (1992). Describe la realización de un diseño para la automatización del proceso de ensamblaje de los sistemas de afeitarse desechables en la planta Shick Interamericana.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Diseño y construcción de un equipo de alimentación automática para afeitadoras desechables”*** por: Wong CH., Wai S.

(1994). Describe la realización del diseño y construcción de un prototipo que alimenta a la selladora térmica de afeitadoras desechables totalmente ensambladas para su empaque final de presentación.

- Trabajo Especial de Grado: ***“Diseño de una máquina de paletización automática para envases metálicos”*** por: Esaa M., Alfredo y Mendez S., Marisell (1999). El objetivo específico es el de diseñar una máquina de paletización automática para la línea de empaque de la compañía Domínguez & CIA. Valencia S.A.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Diseño y automatización de un módulo de clasificación de pequeños paquetes postales”*** por: Hidalgo A., Oscar y Rodríguez C., Oscar (1999). Este trabajo desarrolla el diseño de un módulo de transporte de pequeños paquetes postales.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Diseño de una máquina automática para cortar y doblar alambres de bastidores de colchones”*** por: Lavanga M., Anthony y Miranda M., Fernando (1999). El objetivo de este trabajo es el diseño de una máquina automatizada de corte y doblado de alambres para colchones con el fin de reducir el costo del producto final, en este caso colchones.
- Trabajo Especial de Grado: ***“Optimización del sistema de almacenamiento y transporte de una planta productora de alimentos para animales”*** por: Hernández G., Angel G. (1999). El objetivo fundamental es diseñar un sistema de almacenamiento y transporte mecánico, para reducir los costos.

De igual modo, a nivel internacional se encuentran diversos trabajos y diseños realizados por empresas dedicadas específicamente al manejo y transporte de materiales, así como también compañías consultoras técnicas especializadas en el

área. Contando con el recurso de Internet, podemos encontrar las siguientes referencias:

- **CARTIF**

Proyectos realizados (empaquetado automático):

Título: *Instalación automática de empaquetado e inspección a gran cadencia de bolsas de salchichas. (PROCONSAL)*

Empresa: CAMPOFRIO, POTENCIA & CONTROL, INDUSTRIAS MAXI, HIDALGO&ASOCIADOS.

Cuántía: 164.600.000 Ptas.

Descripción: Diseño de un sistema de empaquetado automático de paquetes de salchichas a alta velocidad con sistema de control de calidad mediante visión artificial incorporado.

Fuente: <http://www.cartif.es/automatiza/Proyectos.htm>

- **AND & OR S.A.**

El Sistema EMA 1400 BTC realiza el ordenamiento e introducción automática de envases en bolsas de plástico, dejando ésta completamente cerrada, empleando para ello un sistema de termosellado.



AND & OR, S.A. ofrece hoy a sus clientes, soluciones tecnológicas, eficaces y a medida, a la vez de disponer una gama amplia de periféricos (Control de peso, Estanqueidad, Manipulación y Robótica, Paletización y Despaletización, Máquinas Aplicadoras de Asas, Tapas, etc.) Para la industria de los transformadores de envases plásticos y embotelladores.

Fuente:

<http://www.andyor.com/articulos/sistemas%20de%20paletizado/paletizado.htm>

- **Festo Venezuela C.A.**

Festo Venezuela fue establecida en 1995, es líder en el mercado de tecnologías de automatización en Sur América. Festo ofrece seminarios técnicos, entrenamiento, contratos de mantenimiento, desarrollo de proyectos, foros, servicios y consulta técnica.

- **Grupo Habasit**

Habasit es sinónimo de alta calidad en correas de transmisión y bandas transportadoras, apoyada por una red mundial de distribución y una excelente prestación de servicios. Tiene el compromiso de satisfacer las exigencias de sus clientes, comprendiendo sus necesidades, ofreciendo productos innovadores que los han colocado como líderes mundiales en ese sector. En Venezuela, son representados por la compañía Díaz Frontado S.A..

Fuente: www.habasit.com

- **PIC Design**

PIC Design es pionera en la producción y distribución de componentes mecánicos de alta precisión, para el desarrollo de soluciones de ingeniería en diversos campos.

Fuente: www.pic-design.com

- **Thomson Industries INC.**

Es una compañía dedicada a fabricar sistemas de movimiento lineal y controladores, además de proporcionar soporte técnico para el desarrollo de proyectos en ingeniería.

Fuente: www.thomsonindustries.com

- **Logistics Consulting Group, Inc. (LCG):**

Esta empresa se encarga de brindar asesoría técnica especializada en el manejo de materiales, proporcionando a sus clientes toda su experiencia, además del amplio conocimiento acerca de las tecnologías emergentes. Logrando generar soluciones eficientes, elevando las ventajas comparativas de acuerdo al desarrollo de proyectos conjuntos entre la gerencia y los especialistas en manejo de materiales.

Fuente: www.lcginc.com

Debo resaltar que estas referencias, representan una muestra representativa de todo el amplio campo del manejo de materiales, partiendo de la premisa de la integración entre el diseño y la automatización, lo cuál representa el piso que fundamenta el diseño planteado.

Por otro lado, la compañía Técnica Monte Blanco me brindó la oportunidad de asistir al “X Salón Internacional Empaque 2002”, realizado el mes de Noviembre en la Universidad Metropolitana, donde encontramos las tecnologías mas recientes en el campo del embalaje. Esta visita contribuyó a enriquecer el proceso de búsqueda de

ideas para el desarrollo de nuestro proyecto de ordenado y empaquetado de virolas, ya que entramos en contacto con diversos dispositivos empleados para el embalaje de diversos productos.

De este modo ha quedado demostrado, que son muchos los recursos y tecnologías disponibles para la realización de este tipo de maquinaria, además de contar con la experiencia tanto de los profesionales de la Universidad Central de Venezuela, como de los profesionales que laboran en la compañía Técnica Monte Blanco.

2.2. BASES TEÓRICAS.

2.2.1. SISTEMAS NEUMÁTICOS.

Los sistemas neumáticos, son instalaciones que trabajan con aire comprimido, capaces de realizar diversas tareas de amplia aplicación industrial. Básicamente, el cilindro neumático es el elemento más representativo, ya que físicamente lleva a cabo la función de empuje y retorno. Además la neumática cuenta con diversos componentes, de los cuales se hace una breve descripción a continuación:

1. Cilindros neumáticos:

A grandes rasgos, el cilindro neumático es un pistón que en la mayoría de los casos está conectado a un vástago, impulsado por aire a presión. Los hay de muy diversos tipos y clases, según sea su aplicación, cuya elección dependerá de la función que deban desempeñar. El recorrido del vástago se denomina carrera.

Los cilindros pueden ser de efecto simple, cuando una de las dos maniobras se hace por medio de aire comprimido y efecto doble cuando ambas maniobras de ida y vuelta se realizan a través de aire comprimido.

Hay cilindros que están provistos de amortiguación en el impacto final del recorrido, ya sea al final de la ida, al final de la vuelta, ó en ambos sentidos. Además existen también cilindros con doble vástago, para la realización de tareas alternativas.

2. Distribuidor de flujo:

Existen diversas clases, ya sean manuales ó eléctricos, pero fundamentalmente se encargan de llevar el flujo de aire comprimido hacia cierta posición que cambia de acuerdo a lo solicitado por el circuito.

3. Regulador de caudal:

Cuando se desea controlar una maniobra haciéndola más lenta o más rápida, se intercala en el circuito un regulador de caudal, por medio del cuál se regula el flujo de aire y con esto la velocidad del cilindro.

4. Filtro:

Se colocan al principio de una instalación, y tienen como finalidad eliminar las impurezas que lleva el aire, y que provienen del mismo circuito, que pueden dificultar el correcto movimiento de los elementos móviles de los aparatos que hay en el circuito.

2.2.2. BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS TRANSPORTADORES DE BANDA.

Los transportadores de banda, son dispositivos de amplia difusión a nivel industrial, gracias a su versatilidad de aplicaciones, que va desde materiales sueltos a granel hasta materiales prismáticos como por ejemplo piezas o cajas de una línea de producción.

Esa gran variedad de aplicaciones, se ha conformado en un sin número de clases de cintas, que se constituyen de diversos tipos de materiales, tales como acero, sintéticos y telas de caucho, los cuales se seleccionan de acuerdo a la aplicación.

El transportador de banda consta básicamente de los siguientes elementos constitutivos:

1. Órgano de tracción (banda o cinta sin fin).
2. Tambor impulsor.
3. Dispositivo tensor (compuesto por el tambor tensor y el sistema de tensión).
4. Rodillos de apoyo de trabajo o en su lugar, una placa continua de apoyo.
5. Rodillos libres.
6. Dispositivo cargador.
7. Dispositivo descargador.

En el anexo II-2.1 se muestra la configuración básica descrita anteriormente, para cada uno de esos componentes.

En momento en el que el diseñador se plantea el empleo de un transportador de banda, debe tener en cuenta los siguientes parámetros:

1. Dimensiones precisas de la banda después de su instalación.
2. Velocidad de funcionamiento.
3. Sistemas de accionamiento.
4. Producto a transportar.
5. Carga y descarga.
6. Ambiente que rodea la instalación.

2.2.3. AUTOMATISMO.

Un automatismo es todo dispositivo eléctrico, electrónico, neumático, etc., capaz por si solo de controlar el funcionamiento de una máquina o proceso, permitiendo la liberación física y mental del individuo encargado de dicha labor.

2.2.3.1. ESTUDIO PREVIO PARA EL DESARROLLO DE UN AUTOMATISMO

Para el desarrollo e implementación de un automatismo, los autores Porras y Montanero (1990), plantean que es necesario realizar un estudio previo que abarque los siguientes aspectos:

1. Las especificaciones técnicas del sistema o proceso a automatizar y su correcta interpretación.

2. La parte económica asignada para no caer en el error de elaborar una buena opción desde el punto de vista técnico, pero inviable económicamente.
3. Los materiales, aparatos, etc., existentes en el mercado que se van a utilizar para diseñar el automatismo. En este apartado es importante conocer también:
 - Calidad de la información técnica de los equipos.
 - Disponibilidad y rapidez en cuanto a recambios y asistencia técnica. (p. 3)

2.2.3.2. AUTÓMATAS PROGRAMABLES

Los autores Porras y Montanero (1990), definen a los autómatas programables de la siguiente manera:

Se entiende por Controlador Lógico Programable (PLC), o Autómata Programable, a toda máquina electrónica, diseñada para controlar en tiempo real y en medio industrial procesos secuenciales. Su manejo y programación puede ser realizada por personal eléctrico o electrónico sin conocimientos informáticos. Realiza funciones lógicas: Series, paralelos, temporizaciones, contajes y otras más potentes como cálculos, regulaciones, etc. (p. 10)

2.2.4. BREVE RESEÑA ACERCA DE LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD.

Se emplean básicamente para reducir o aumentar la velocidad, potencia y torque de salida de un motor, o eje hacia diversas aplicaciones, como por ejemplo el tambor motriz de un transportador de banda, un elevador, un transportador de cadena, etc.

Está compuesto básicamente por sistemas de engranajes rectos, ruedas dentadas de correas o cadenas, poleas acanaladas para correas en “V”, poleas para correas planas, etc., que sirven de elementos de conexión entre el motor y el sistema al cuál se quiere proporcionar una velocidad y potencia específica.

2.2.5. BREVE DESCRIPCIÓN DEL CÓDIGO “G”.

El código “G” es empleado fundamentalmente por las máquinas de mecanizado de control numérico. Permite realizar programas para los diversos maquinados que se deseen realizar. En el caso concreto de la ordenadora de virolas, la tarjeta de control seleccionada (anexo III-3.17) en el diseño, debe ser programada con dicho código¹, a través de una forma bastante sencilla logrando los diversos movimientos que se requieren.

El código “G” funciona de la siguiente manera: Un número a continuación de la letra “G”, determina el significado del comando. Por ejemplo “G00”, quiere decir que la herramienta debe posicionarse en el punto de coordenadas absolutas o relativas especificado, con el avance más rápido disponible en la máquina.

Los comandos “G” están divididos de la siguiente manera:

1. Código “G” monoestable: El código “G” es efectivo únicamente en el bloque donde está especificado.
2. Código “G” modal: El código “G” es efectivo hasta que otro código “G” del mismo grupo sea especificado.

En el anexo III-3.18, se presenta una tabla que especifica las funciones de cada uno de los códigos “G”. A continuación se describen los códigos “G”, que se proponen emplear para la programación de la ordenadora:

1. Posicionamiento rápido (G00): El código “G00”, la herramienta debe posicionarse en el punto de coordenadas absolutas o relativas especificado, con el avance más rápido disponible en la máquina.

¹ La tarjeta seleccionada, fue diseñada para el control de centros de mecanizado.

2. Interpolación lineal (G01): Este código mueve la herramienta a lo largo de una línea. Por ejemplo: G01 X200 Y35 F200, ordena a la máquina moverse a la coordenada “X = 200” y “Y = 35”, mediante una línea con un avance de 200 mm/min.

CAPITULO III

3. MARCO METODOLÓGICO.

3.1. METODOLOGÍA

La metodología empleada para el desarrollo del proyecto es la planteada por Krick (1981):

- **Formulación del problema:**
El problema que se trate, se define en forma amplia y sin detalles.
- **Análisis del problema:**
En esta etapa el problema se define con todo detalle.
- **Búsqueda de soluciones:**
Las soluciones alternativas se reúnen mediante indagación, invención, investigación, etc.
- **Decisión:**
Todas las alternativas se evalúan, comparan y seleccionan hasta que se obtiene la mejor solución.
- **Especificación:**
La especificación elegida se expone por escrito detalladamente.
(p. 135)

3.2. EL PROCESO DE DISEÑO.

3.2.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La compañía Técnica Monte Blanco ubicada en el conjunto industrial del este Km. 9, carretera Petare-Santa Lucía, produce virolas, componente que es empleado en el ensamblaje de brochas, utilizando para su fabricación la “Máquina Automática de Virolas Modelo V”, con una rata de producción ajustable, dependiendo del tamaño de la virola, de 40 a 90 piezas por minuto, totalmente automatizada.

Surge la necesidad de ordenar y empaquetar automáticamente la deposición de virolas desde la máquina productora, buscando optimizar el espacio ocupado, en procura de llevar los paquetes al mínimo tamaño posible, reduciéndose notablemente los costos por fletado, ya que en la actualidad las piezas producidas son depositadas a granel en cajas, ocupando un volumen bastante considerable, nada eficiente, generando costos no deseables para la empresa.

3.2.2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA.

El empaquetado de las virolas a granel en cajas de cartón, directamente desde la “Máquina Automática Modelo V”, unidad encargada de la producción, ha generado problemas y costos no deseados por la compañía Técnica Monte Blanco. En primer lugar, resalta el empleo ineficiente del espacio, lo cual se traduce en costos más elevados por concepto de fletado; en segundo lugar, las virolas desordenadas tienden a deformarse y golpearse, gracias a las aristas vivas que poseen, y por último, el tiempo perdido por el cliente, quien se ve obligado a ordenar las piezas para introducirlas en la máquina de montar la cerda en la virola.

La amplia gama de producción de virolas alcanza noventa tipos diferentes, que podemos clasificar de acuerdo a la altura, tamaño y espesor, además de la

designación² de cada cliente. Es necesario destacar que para cada virola existente, la máquina cuenta con troqueles específicos, los cuales son intercambiados manualmente. La rata de producción oscila entre 40 y 90 piezas por minuto, siendo ajustada de acuerdo a la virola y demanda del producto.

Para diseñar un sistema que sea capaz de ordenar las virolas, se observa claramente, que las variables de entrada a considerar están representadas por el tipo de virola y la elevada rata de producción.

De los noventa tipos diferentes de virolas, la mayor producción corresponde a treinta de ellos, los demás ocupan un pequeño porcentaje, ya que en su mayoría son pedidos específicos y de muy poca cantidad. Así mismo, se encuentran virolas que son exactamente iguales (en cuanto a la altura, tamaño y espesor) pero difieren en su designación, ya que se fabrican para diversos clientes, reduciendo de este modo el espectro de aplicación del sistema a diseñar.

Por lo tanto, el planteamiento de optimización de la línea de producción se fundamenta en dos criterios: En primer lugar, la reducción del espacio ocupado, logrando de este modo una disminución significativa de los costos de fletado y en segundo lugar, el establecimiento de un orden específico compatible con la máquina de montar la cerda en la virola, desarrollando una unidad ordenadora automática que sea capaz de adecuarse eficientemente a las variables presentes en la fabricación de virolas.

² La designación tiene que ver con el nombre de la compañía productora, por ejemplo: CERDEX, BROCHA MONA, UNIÓN, etc.

3.2.3. BÚSQUEDA DE SOLUCIONES

Para lograr generar soluciones al problema planteado y en aras de maximizar la diversidad de ideas, para luego combinarlas (si fuese posible) y evaluarlas, llevamos a cabo una “tormenta de ideas”, entre las personas encargadas de realizar el proyecto.

Básicamente nos planteamos dos interrogantes:

- ¿Cómo ordenar de manera rápida y eficiente las virolas?
- ¿Cómo alimentar el sistema de ordenado de virolas desde la “Máquina Automática Modelo V”?

SISTEMA DE ORDENADO:

Después de algunas jornadas de trabajo, surgieron tres alternativas viables para la solución al problema del ordenamiento dentro del marco tecnológico actual, las cuales se definen a continuación de acuerdo a los siguientes subcriterios, derivados de los criterios fundamentales expresados en el análisis del problema:

- Velocidad
- Confiabilidad
- Disponibilidad de materiales y equipos
- Facilidad de operación
- Costos

Primera opción: “Cartucho en movimiento con paleta retráctil”.

Como se plantea en los bocetos (ver anexo II-2.2), este aparato cuenta con dos cartuchos (uno a cada lado) que poseen movimientos en dos planos, es decir, se mueve de izquierda a derecha siendo capaz de subir y bajar. Posee una paleta retráctil que recibe las virolas de la máquina productora, de modo que cada cartucho se va llenando por filas de diez virolas (número conveniente por su facilidad de conteo y por el tamaño de las virolas), cada vez que se deposita una fila, se traslada hacia la derecha ó izquierda (dependiendo de la unidad que se esté llenando), para recibir la siguiente fila. Cuando se llena todo un plano, baja la distancia correspondiente a la altura de una virola, y el ciclo se repite hasta llenar el mismo, momento en el que automáticamente entra la otra unidad, para no detener la producción de virolas.

Velocidad:

La máquina que fabrica las virolas, posee una rata de producción elevada, el caso crítico es de 90 por minuto, lo cual indica que entre seis y siete segundos tenemos las diez virolas que llenan la paleta de la unidad ordenadora, de modo que todas sus operaciones (descarga y retorno a punto de llenado) no deben exceder dicho tiempo.

Confiabilidad:

Principalmente, se trata de utilizar la menor cantidad posible de componentes que en un momento dado puedan fallar, tales como motores eléctricos, sensores, cilindros neumáticos, etc.

En este caso, se necesitan de por lo menos tres motores, que permitan a las unidades el movimiento en los dos planos, esto planteando que un motor realice el

movimiento horizontal de ambos cartuchos y cada uno de ellos posea un motor independiente que logre realizar los movimientos verticales.

Disponibilidad de materiales y equipos:

Se debe buscar la manera de diseñar y construir la máquina de acuerdo con los materiales y equipos utilizados por la compañía Técnica Monte Blanco, o en su defecto, que sean accesibles a la misma. En tal sentido, el diseño está sujeto al empleo de materiales constructivos tales como, perfiles estructurales de aluminio, barras aceradas, neumática, servomecanismos y tarjetas controladoras a través de un PC, ó también el uso de PLC.

Facilidad de operación:

Es fundamental lograr que la máquina sea lo más sencilla posible de operar, para evitar problemas en el momento del empaque. En este caso, el encargado deberá llevar a cabo una operación de “enganche” y desenganche” alternativo de cada cartucho en el momento en que se llene, ya que los movimientos horizontales son ejecutados por un solo motor para ambos cartuchos, y es necesario que éste se encuentre detenido para efectuar el empaquetado, así como también, la otra unidad continúe con el trabajo para no detener la producción.

Costos:

Es necesario encontrar la solución óptima y a la vez más económica que logre realizar el trabajo planteado. En tal sentido, esta opción, cuenta con por lo menos tres servo-motores, un cilindro neumático y algunos sensores, además del empleo de una tarjeta que controle a dichos servos (cabe destacar que cada tarjeta disponible solo puede controlar a cuatro servos a la vez, si se necesitaren más de cuatro, surgiría la necesidad de la compra de otra tarjeta, lo cual es indeseable por su costo.).

Segunda opción: “Brazo robot”.

Esta tecnología permite realizar diversos movimientos mediante un brazo robot, con todos los grados de libertad que sean necesarios. En el caso de la máquina ordenadora, los bocetos (ver anexo II-2.3) plantean dos opciones de brazo robot, la primera, posee una plataforma que puede trasladarse y girar, logrando así recoger las virolas a través de una paleta, para luego girar y depositarlas en la caja; por lo tanto, debe tener tres articulaciones adicionales que permitan realizar todo el conjunto de movimientos completo. En la segunda opción la plataforma solo gira, por lo que es necesario agregar una articulación adicional al brazo, que permita el depósito de las piezas.

Velocidad:

Esta clase de tecnología es suficientemente veloz para seguir la rata de producción de virolas, sin embargo, es necesario revisar la estabilidad de las piezas con los posibles movimientos del brazo, especialmente durante la rotación de la paleta.

Confiabilidad:

En este caso, se va a necesitar el empleo de por lo menos cuatro servomotores, además de algunos componentes neumáticos adicionales.

Disponibilidad de materiales y equipos:

La tecnología para el desarrollo del brazo robot está al alcance de Técnica Monte Blanco. Al igual que en la primera opción, es necesario el empleo de servomotores, tarjetas de control y componentes neumáticos, además de componentes estructurales y constructivos conocidos.

Facilidad de operación:

Esta opción plantea que el operador simplemente retire la caja de la bandeja donde es llenada, y posteriormente la cierre y selle para su transporte.

Costo:

Esta opción es considerablemente costosa, ya que utiliza un elevado número de componentes eléctricos, electrónicos y neumáticos.

Tercera opción: “Paleta retráctil en movimiento con cartucho fijo”.

De acuerdo a los bocetos (ver anexo II-2.4), tenemos una máquina ordenadora dividida en dos puentes, uno en donde se encuentran un par de cartuchos en voladizo los cuales se trasladan horizontalmente (manualmente) para facilitar la colocación de la caja, y otro en donde se presenta la estructura que es solidaria a la paleta, la cual permite realizar movimientos tanto verticales como horizontales, además de estar equipada con un sistema retráctil, para el depósito de las virolas una vez que está llena la paleta.

Velocidad:

De la misma manera que las dos opciones anteriores, ésta cuenta con siete segundos para llevar las virolas a su posición, depositarlas y volver a colocarse en el lugar donde recibe.

Confiabilidad:

En este caso, solo necesitamos de dos servo-motores, que permitan el accionar vertical y horizontal de la paleta, además de un cilindro neumático para el

movimiento retráctil de la misma, por lo que los componentes disminuyen de forma considerable.

Disponibilidad de materiales y equipos:

De la misma forma que en las opciones anteriores.

Facilidad de operación:

El operador traslada el cartucho que esté lleno, hasta una posición predeterminada para descargar el contenido en el empaque, y posteriormente lo devuelve a su sitio para continuar el ciclo.

Costo:

Es una opción bien atractiva, ya que solo necesita dos servos y una tarjeta controladora, además de algunos componentes neumáticos y sensores, así como también los mismos materiales constructivos y estructurales que se habían planteado anteriormente.

ALIMENTADOR DE VIROLAS DEL SISTEMA DE ORDENADO

Al igual que en el sistema de ordenado, se presentaron múltiples ideas para la alimentación de virolas, tomando en cuenta principalmente la velocidad de producción y los diferentes tipos, además de tener presentes los subcriterios mencionados anteriormente.

Primera opción: “Pista inclinada”.

La “Máquina Automática Modelo V”, posee un vástago por donde son expulsadas las virolas en posición vertical después de ser troqueladas, posteriormente caen sobre un canal que las lleva directamente a la caja de empaque (donde son depositadas a granel). Se plantea modificar la salida de la máquina colocando dos vástagos alargados en lugar de uno (ver anexo II-2.5), que permitan modificar la posición de la virola de vertical a horizontal, cambiando la dirección de los vástagos a través de curvas suaves, que describan una trayectoria inclinada hasta el extremo de la pista, en donde se conectará con la paleta del sistema de ordenado (dispositivo presente en las tres opciones).

Los sistemas deben trabajar de forma conjunta, por lo que es necesario realizar el conteo de las virolas que se van depositando en la paleta, pudiendo efectuar las paradas mientras el ordenamiento se está llevando a cabo sin detener la producción. En tal sentido, se pensó en colocar dos cilindros neumáticos en el extremo de la pista, uno de ellos que actúe como pasador y el otro como pisador, es decir, el primero ubicado al final de la pista evitará que la última virola sea depositada en la paleta y el segundo pisará la anterior, ambos actuarán de forma intercalada, hasta que se cumpla cada ciclo. Como las piezas son detenidas en el extremo, se colocarán un par de cepillos circulares giratorios que impulsen las virolas cuando éstas sean liberadas por los cilindros.

Segunda opción: “Banda transportadora”.

De la misma forma que la opción anterior, se plantea modificar la salida de la “Máquina Automática Modelo V”, colocando dos vástagos en lugar de uno, solo que en este caso, la pista será de menor longitud, ya que simplemente se empleará para cambiar la posición de salida de la virola, de vertical a horizontal, siendo éstas depositadas en un sistema de banda transportadora transversal a la máquina.

Este sistema cuenta con una cinta transportadora que traslada las virolas a lo largo de un canal que las obliga a posicionarse en función del sistema de ordenado. Al final del canal, se encuentra un dispositivo que empuja las virolas hacia la paleta, utilizando para ello un cilindro neumático.(ver anexo II-2.6).

3.2.4. FASE DE DECISIÓN.

Después de presentarse las múltiples opciones para la solución del problema, se lleva a cabo el proceso de depuración, comparación y combinación de las ideas, sobre la base de los criterios y subcriterios establecidos, para tomar la decisión más satisfactoria de acuerdo a ello.

En realidad, las opciones presentadas para el sistema de ordenado, poseen un elemento común representado por la paleta que recibe las virolas, (en la cuál se introducirán diez unidades por ciclo), la diferencia entre ellas, radica en la forma como se depositan las piezas, además, el cartucho se presenta en dos de los planteamientos formulados, de modo que el proceso combinatorio se llevó a cabo de forma natural.

Para justificar la toma de una decisión, en cuanto al sistema ordenador, se procedió a realizar una la comparación de acuerdo a los parámetros ya establecidos, empleando en algunos casos la simulación:

Para la primera opción (cartucho en movimiento con paleta retráctil), se simuló la unidad con una caja de cartón, y los movimientos tanto horizontales como verticales, se reprodujeron con el carro de una fresadora. Colocamos tres planos de virolas en la caja completamente llenos, y un cuarto con tres filas. Se activó el carro y la última fila se desplazó unos diez milímetros, sobre todo con piezas entre una y dos pulgadas, lo cuál representa una situación indeseable que afecta notablemente el desempeño del ordenador, que deberá contar con una precisión mucho menor a los

diez milímetros (sobre todo en virolas tamaño pequeño), y ser capaz de soportar el elevado ritmo de producción.

La operación de “enganche” y “desenganche” de los cartuchos que presenta esta opción, genera un problema adicional, ya que se va a efectuar con la unidad en movimiento, dificultándose de este modo el trabajo del personal encargado. La solución para ello, sería la colocación de un motor adicional, que lograra la independencia total de un cartucho con respecto a otro, en deterioro del costo de construcción.

En cuanto al brazo robot (segunda opción), sabemos que dicha tecnología es capaz de adaptarse a la rata de producción, pero resalta, el tener que emplear cuatro o más servo-motores para efectuar los movimientos correspondientes, además de una posible segunda tarjeta (las tarjetas disponibles solo poseen la capacidad para cuatro servomotores), resultando en costos bastante más elevados, perdiendo de esta forma gran atractivo, inclusive, la confiabilidad tiende a disminuir por la gran cantidad de componentes adicionales necesitados. Ahora bien, si decidimos cambiar el uso de la tarjeta por un PLC, el costo también aumentaría de igual manera.

En el tercer planteamiento (paleta retráctil en movimiento con cartucho fijo) ideado para el ordenador, surgió la siguiente interrogante: ¿Era la paleta capaz de depositar satisfactoriamente³ las virolas en el cartucho?. Para responder dicha pregunta, fue necesario simular su funcionamiento, construyendo una paleta con capacidad suficiente para diez virolas. Luego, la cargamos y manualmente depositamos unas cuantas filas de piezas hasta completar una caja, observando que su desempeño fue suficientemente bueno, a pesar de la imprecisión acarreada por la mano. Despejada esa duda, se observó que dicha opción presentaba un enorme

³ En este caso, “depositar satisfactoriamente”, representa que la fila de virolas debe mantenerse como tal, después de ser depositadas sobre el cartucho, es decir que no se produzca ningún efecto de arrastre sobre las mismas.

atractivo con respecto a las otras dos, ya que, a simple vista es aparentemente capaz de ejecutar el ordenamiento con la menor cantidad de problemas.

Solo necesita de dos servo-motores para ejecutar sus movimientos, además de componentes neumáticos que permitan la acción retráctil de la paleta, por lo que a nivel de costo y confiabilidad, luce como la opción más atractiva. De la misma forma, la operación del trabajador solamente se limita a trasladar el cartucho lleno hasta el lugar de empacado, para luego retornarlo a su posición original, facilitando enormemente el trabajo a desempeñar.

En conclusión, la tercera opción presentada para el sistema de ordenado, fue considerada como la más eficiente para solucionar el problema planteado, procediendo de esta forma a la especificación y mejoramiento de la misma.

Dejando a un lado el ordenador, es necesario evaluar las ideas del sistema de alimentación del mismo. La pista inclinada (posible solución), trae consigo el siguiente problema: Es imposible reemplazar alguna pieza defectuosa sin detener el sistema, debido a que las virolas abrazan a la pista, lo cuál va en detrimento del control de calidad si no paramos la máquina, y si hacemos lo contrario, disminuirá la tasa de producción.

Por otro lado, se presenta el sistema de banda transportadora, que a pesar de involucrar gran cantidad de componentes para su desarrollo, permite la solución eficiente de los problemas que se producen con la opción anterior, como por ejemplo el reemplazo de piezas defectuosas sin detener la producción, ya que las virolas circulan a través de un canal que no impide la extracción de las mismas. El sistema de conteo del número de virolas empujadas hacia la paleta consta simplemente de un sensor de proximidad ubicado al final de la carrera de la cinta transportadora, evitando la colocación de dos cilindros neumáticos.

Una ventaja importante que posee la banda transportadora, es su gran capacidad, pudiendo albergar un número importante de unidades, brindando cierta holgura al sistema de ordenado, además de lograr independizar en cierta medida la “Máquina Automática Modelo V” de la ordenadora propiamente dicha (paleta más cartuchos). Por esas múltiples razones y a pesar de ser más costoso, el sistema de banda transportadora fue seleccionado para la alimentación del ordenador.

3.2.5. ESPECIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN.

Se plantea modificar la salida de la “Máquina Automática Modelo V”, colocando dos vástagos en lugar de uno, para conseguir que las virolas circulen a través de una pista interna levemente inclinada, que se empleará para cambiar la posición de salida de la virola, de vertical a horizontal, siendo éstas depositadas en un sistema de banda transportadora transversal a la máquina, para posteriormente entrar en el sistema de ordenado.

Para obtener una visión clara de la pista interna inclinada, que se diseñó a partir de dos vástagos colocados en la salida de la “Máquina Automática Modelo V”, es necesario ver el plano [7-1] en el anexo II-2.13, donde se muestra la configuración del dispositivo. Es bueno resaltar en este momento, que dicho elemento funciona como eslabón entre la línea de producción de virolas y el sistema planteado de alimentación del ordenador (sistema de transportador de banda).

Del mismo modo, para que el lector comprenda la configuración del sistema planteado en el diseño de forma general, es necesario ir al plano [8-1] anexo II-2.13, donde se encuentra un esquema a grandes rasgos de todo el conjunto de la unidad ordenadora.

A continuación, se presenta el estudio del tiempo, velocidad y aceleraciones necesarios para que cada uno de los componentes del diseño de la ordenadora, sean

capaces de acoplarse de forma sinérgica con el sistema de producción de virolas, partiendo de la rata de producción de las mismas.

3.2.5.1. SECUENCIA DE TIEMPO-VELOCIDAD-ACELERACIÓN, REQUERIDA EN LOS DIFERENTES COMPONENTES DEL DISEÑO DE LA MÁQUINA ORDENADORA DE VIROLAS, DE ACUERDO A LA RATA DE PRODUCCIÓN DE LA “MÁQUINA AUTOMÁTICA MODELO V”.

Como se ha venido mencionando, la máquina ordenadora está obligada a seguir el ritmo impuesto por la “Máquina Automática Modelo V”, para establecer una cadena productiva exitosa. Básicamente, debe ser capaz de adaptarse a la alta velocidad de producción, que restringe a cierto tiempo la operación de descarga de la paleta llena sobre el cartucho y su posterior vuelta al punto de llenado. Dicho tiempo es el que emplea la máquina para producir diez virolas, ya que es la cantidad con que se carga la paleta (momento en que se inicia la operación de descarga). Es importante resaltar, que el tiempo de diseño, va a estar definido por la sumatoria de los tiempos empleados por cada uno de los componentes, que realizan sus movimientos de manera independiente (existen movimientos simultáneos, para ese caso se toma el mayor de ellos) y como se expresó anteriormente, restringido por el tiempo de producción de diez piezas.

3.2.5.1.1. CANTIDAD DE VIROLAS PRODUCIDAS POR LA “MÁQUINA AUTOMÁTICA MODELO V”, DE ACUERDO AL TAMAÑO.

Aunque la rapidez del proceso de ordenado de virolas no depende directamente del tamaño de las mismas, es fundamental conocer la velocidad de producción de cada uno de los tamaños existentes, para efectos del ajuste de la cinta transportadora, tal como se explica más adelante en la “secuencia de tiempo – velocidad de la cinta transportadora”.

La “Máquina Automática Modelo V”, es capaz de producir de cuarenta a noventa virolas por minuto. A continuación se presenta la tabla I con la cantidad máxima de virolas producidas por minuto de acuerdo al tamaño:

Tabla I. Cantidad máxima de virolas producidas por minuto de acuerdo al tamaño de las mismas.

Tamaño de virola (pulgadas)	Cantidad de virolas producidas por minuto (tasa de producción)	Velocidad de producción (pulgadas/minuto)
6	50	300
4	70	280
1 – 3,5	90	315 ⁴

De acuerdo a la tabla anterior, el caso crítico está representado por la virola de 3,5 pulgadas, debido a que posee la mayor velocidad y tasa de producción conjuntamente. De dicha tasa de producción (90 virolas/min.), sabemos que la máquina emplea aproximadamente 0.65 segundos para la producción de una virola, por lo tanto para producir diez, tarda aproximadamente 6,5 segundos, tiempo en el cuál todos los componentes de la ordenadora deben ser capaces de realizar sus operaciones y volver al punto de llenado.

3.2.5.1.2. SECUENCIA DE TIEMPO-VELOCIDAD DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE LAS VIROLAS DESDE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN HASTA LA MÁQUINA ORDENADORA.

Este sistema, representa el eslabón que conecta la ordenadora propiamente dicha (paleta más cartuchos), con la “Máquina Automática Modelo V”. A grandes

⁴ Esta velocidad es para la virola de 3,5 pulgadas, que es la que es la que necesita de mayor rapidez en la banda transportadora en ese grupo (1” – 3,5”).

rasgos, está compuesto por una cinta transportadora que traslada las virolas desde el lugar de producción hasta el sitio de llenado, y un cilindro neumático que las empuja hasta la paleta, tal como se describió previamente en la fase de búsqueda de soluciones y toma de decisión. Es entonces preciso, que sus componentes cumplan cierta secuencia de tiempo-velocidad, que permitan engranar ambas máquinas.

3.2.5.1.2.1. SECUENCIA DE TIEMPO-VELOCIDAD DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Para fijar la velocidad de este dispositivo, es necesario analizar el siguiente caso crítico: Supongamos que la banda se encuentra con virolas esperando a ser cargadas en la paleta, mientras ésta realiza la operación de descarga sobre el cartucho. En ese momento, las piezas deslizan sobre el transportador, cuando la paleta se posiciona y el empujador carga la primera unidad, es necesario que la cinta sea capaz de acelerar a la virola en espera, lo suficientemente rápido hasta el punto de empuje, contando para ello, únicamente con la fuerza de roce entre la banda y las virolas.

Para llevar a cabo los cálculos, fue preciso determinar primero el coeficiente de roce entre las virolas y la cinta transportadora seleccionada, tal como se muestra en el anexo I- 1.1. Posteriormente, el tiempo de diseño se fijó en 1,91 segundos para acelerar 10 virolas (recordemos que en el diseño planteado, la paleta se llena con diez unidades) hasta el punto de empuje, estableciendo la velocidad de la cinta en 0,70 m/seg.(ver anexo I-1.2).

3.2.5.1.2.2. TIEMPO-VELOCIDAD DEL CILINDRO NEUMÁTICO EMPUJADOR DE VIROLAS.

De acuerdo con las especificaciones del cilindro DSNU-20-PPV-A (ver anexo III-3.1. La justificación de esta elección se encuentra más adelante en el texto) seleccionado, en los cálculos (ver anexo I-1.3), se estableció que el tiempo que debe

tardar el cilindro neumático empujador para colocar diez virolas en la paleta es de 0,98 segundos.

3.2.5.1.3. SECUENCIA DE TIEMPO-VELOCIDAD DEL SISTEMA DE PALETAS.

El sistema de paletas cuenta con tres componentes que realizan sus operaciones de manera independiente, para los cuales es necesario establecer la velocidad de funcionamiento y el tiempo de diseño. Tenemos, el servo-motor de elevación y el de desplazamiento horizontal, además del cilindro neumático que retrae la paleta.

3.2.5.1.3.1. TIEMPO-VELOCIDAD DEL CILINDRO DEL SISTEMA RETRÁCTIL DE LAS PALETAS.

De acuerdo al cilindro DGS-16-P-A (ver anexos III-3.2. La justificación de su elección se encuentra más adelante en el texto) seleccionado, los cálculos del tiempo, dieron como resultado, que el mismo debe tardar 0,96 segundos para retraer la paleta (ver anexo I-1.4).

3.2.5.1.3.2. TIEMPO-VELOCIDAD DE LOS CARROS DEL SISTEMA DE PALETAS.

Hasta el momento, la sumatoria de los tiempos empleados por los componentes antes mencionados totaliza 3,85 segundos, por lo tanto, restan 2,65 segundos para realizar los movimientos horizontales y verticales de los carros del sistema de paletas, logrando alcanzar los 6,5 segundos establecidos para todo el conjunto de operaciones, sin sobrepasarlos, consiguiendo la sinergia requerida por el sistema.

El movimiento para llegar al punto más alejado desde el lugar de llenado de la paleta hasta los cartuchos, se puede conseguir a través de una línea recta, por lo tanto, para el cálculo de las aceleraciones requeridas por los motores de elevación y traslación, se utilizó la mitad de la magnitud del tiempo preestablecido de 2,65 segundos, debido a que dichos motores deben ser capaces de ir y volver al punto de llenado.

3.2.5.1.3.2.1. TIEMPO-VELOCIDAD DEL CARRO DE ELEVACIÓN DEL SISTEMA DE PALETAS.

De acuerdo a los cálculos (ver anexo I-1.5), la aceleración requerida por el motor de elevación para realizar la tarea encomendada, fue de $0,987 \text{ m/s}^2$, con una velocidad máxima de $0,652 \text{ m/s}$.

3.2.5.1.3.2.2. TIEMPO-VELOCIDAD DEL CARRO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL DEL SISTEMA DE PALETAS.

De acuerdo a los cálculos (ver anexo I-1.6), la aceleración requerida por el motor de desplazamiento horizontal para realizar la tarea encomendada, fue de $1,60 \text{ m/s}^2$, con una velocidad máxima de 1 m/s .

3.2.5.2. SISTEMA DE TRANSPORTE DE LAS VIROLAS DESDE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN HASTA LA MÁQUINA ORDENADORA.

Como se ha venido mencionando, este sistema cuenta con una banda transportadora, y un cilindro neumático empujador.

Para el diseño del transportador de cinta, partimos del tipo de material a transportar, en este caso, las virolas, las cuales representan piezas completamente definidas, que requieren estabilidad total para ser transportadas, debido a que su

posicionamiento final, en el empujador es específico. Por lo tanto, se diseñó una mesa con chapa de acero inoxidable sobre la cuál circula la cinta con las virolas, además de presentar un canal guía que permite a las mismas circular de acuerdo a la posición deseada. Todo ello solidario a perfiles estructurales que permiten el soporte de todo el sistema, incluyendo el sistema motriz del transportador. En el plano [3-1] del anexo II-2.9, se presenta el sistema en detalle.

3.2.5.2.1. SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Se seleccionó la cinta Habasit “HNA – 18P”, con las características que se muestran en el anexo III-3.3. Vale destacar que la información presente en los anexos mencionados, fue suministrada por la compañía Días Frontado, la cuál no me permitió el acceso directo a los catálogos de Habasit, debido a sus políticas de seguridad.

Para fundamentar la selección de la banda, se realizaron los cálculos (ver anexos I-1.7), de acuerdo a las especificaciones del sistema, resultando que la misma funciona sin ningún contratiempo.

3.2.5.2.2. SELECCIÓN DEL MOTOR, ACOUPLE, SEPARADOR, REDUCTOR (POLEAS Y CORREA) Y EJES DE LOS RODILLOS (IMPULSOR Y LIBRE) DEL TRANSPORTADOR.

El servo motor seleccionado para desplazar el carro es el “BLX232A”, de la serie “BLX 23” (NEMA 23), mostrado en el anexo III-3.4.

El acople y separador del servo motor son los siguientes:

- Acople (NEMA 23): “MCM-BEL-08-23”, ver anexo III-3.6.

- Separador (NEMA 23): “MAB2DB08-BLX23”, ver anexo III-3.7.

Las poleas seleccionadas son las “poleas de tiempo E*P*S HTD paso 5 mm.”:

- Polea del servo motor: PT012G08L15T, ver anexo III-3.8.
- Polea del rodillo impulsor: PT040G10L15N, ver anexo III-3.8.

La correa seleccionada es la “correa de tiempo E*P*S HTD paso 5 mm.”: “EPS0070G15mN”, ver anexo III-3.9.

El eje del rodillo impulsor, se muestra en el anexo II-2.14 . Se diseñó el eje y el rodillo como un sola pieza maciza (debido a que sus dimensiones así lo permiten, para facilitar el trabajo de taller).

Los rodamientos seleccionados para el rodillo impulsor, son: Rodamiento de bola a rótula (esférico) 1201 E⁵, ya que puede absorber de forma satisfactoria el movimiento del rodillo, que se puede generar al tensar la cinta del transportador. Los cálculos de duración se encuentran en el anexo I-1.8.

El eje del rodillo libre, se muestra en el anexo II-2.18 .

Para la justificación de la selección de los componentes mencionados anteriormente, los cálculos se presentan en el anexo I-1.8.

⁵ Catálogo General SKF. 1999. p.264.

3.2.5.2.3. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO “EMPUJADOR” DE VIROLAS.

El cilindro neumático seleccionado para empujar las virolas, es el Festo “DSNU-20-PPV-A”, con vástago antigiro de sección cuadrada, mostrado en los anexo III-3.1. En los cálculos del anexo I-1.3, se demuestra que su capacidad es suficiente para cumplir con la tarea encomendada.

3.2.5.3. SISTEMA RETRÁCTIL DE PALETAS PARA VIROLAS.

Es un sistema de paletas de acero intercambiables, que comprende todos los tipos de virolas a ordenar. Consiste en una paleta solidaria a un brazo que se puede trasladar tanto horizontal como verticalmente, además, el movimiento retráctil se conseguirá a través de un cilindro neumático, que empuja y hala la paleta, logrando depositar las virolas en el cartucho una vez posicionada. En el plano [1-1] del anexo II-2.7, se muestra la configuración de dicho sistema de paletas.

3.2.5.3.1. TAMAÑOS DE PALETAS PROPUESTOS PARA LOS DIFERENTES TIPOS DE VIROLAS.

Como se dijo anteriormente, tenemos diversos tipos de virolas, las cuales dividiremos en dos grandes grupos por el ancho del fleje⁶: Las de 38 milímetros y las de 32 milímetros. A continuación se presenta la tabla II con los tamaños propuestos para cada una de las virolas a ordenar:

⁶ Fleje: es un rollo de chapa de acero con el espesor específico para la fabricación de las virolas.

Tabla II. Ancho de paletas propuestos, en base al tamaño de las virolas

VIROLAS (pulgadas)	ANCHO DE LA PALETA ⁷ (mm.)	FLEJE (mm.)
1	20	38/32
1.5	34	38/32
2	43	38/32
2.5	52	38/32
3	68	38/32
3,5	81	38
4	94	38/32
5	118	38
6	142	38

3.2.5.3.2. FUNCIONAMIENTO DE LAS PALETAS.

Como en cualquier diseño mecánico, el sistema de paletas presenta puntos críticos, los cuales requieren especial atención para poder desarrollar el proyecto. Primeramente es conveniente realizar un estudio de la deformación de la paleta bajo la acción de su propio peso, y en segundo lugar, determinar el efecto de la fuerza aplicada por el cilindro neumático, logrando de esta manera tener una idea del comportamiento del sistema.

El cálculo de la deformación de la paleta cuando está completamente extendida, reviste una importancia especial, ya que la misma se puede comportar como un sistema masa – resorte, oscilante en el extremo (dependiendo de la magnitud

⁷ El largo y espesor de la paleta se mantiene constante (Largo = 570mm., espesor = 5mm.), únicamente cuando el tamaño del fleje se cambia a 32mm. es que el largo disminuye a 510mm. para esas virolas.

de la deformación) produciendo vibraciones mecánicas, siendo éstas totalmente indeseables, sobre todo en este caso, donde la velocidad juega un papel fundamental en el desempeño de la máquina. Dichas oscilaciones en el extremo de la paleta podrían ocasionar severos problemas para el llenado de las virolas, lo cuál descontrolaría totalmente al sistema.

Para el cálculo de la deformación máxima en el extremo, la paleta se puede modelar aproximadamente como una viga en voladizo sobre la cuál actúa su propio peso, empleándose para ello las ecuaciones de deflexión⁸ en vigas. A continuación se presenta la figura I, que representa el sistema:

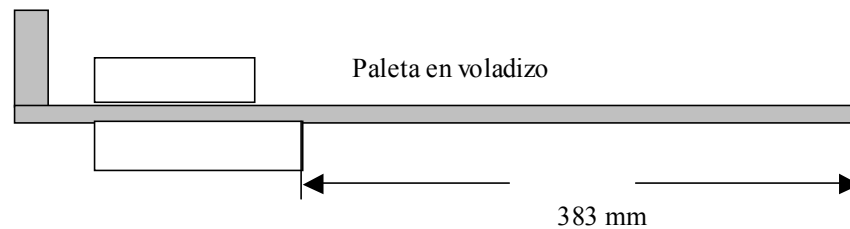


Figura I

La longitud con la cuál se va a calcular la deformación máxima, corresponde a 383 milímetros, ya que es la parte de la paleta que se encuentra en voladizo, de la misma forma, la carga uniforme (w)⁹ se calculará en base al volumen que se encuentra en voladizo.

Primero se realizaron los cálculos de la deformación para la paleta de virolas de una pulgada, ya que es la de menor dimensión y posteriormente se calculó la deformación para la paleta de virolas de seis pulgadas que es la de mayor tamaño, asegurándonos de esta forma el funcionamiento de las paletas intermedias. Las

⁸ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 832)

⁹ De las ecuaciones de deflexión en vigas, para este caso concreto.

deformaciones resultaron iguales, de aproximadamente unas cinco décimas de milímetro, lo cuál no representa ningún problema para el desempeño de la paleta (anexo I-1.9). De todas maneras, se demostró que las deformaciones entre las paletas para virolas de una pulgada y seis pulgadas son iguales, ya que las mismas no dependen del ancho, (anexo I-1.10).

3.2.5.3.3. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO PARA EL MOVIMIENTO RETRÁCTIL DE LAS PALETAS.

De acuerdo a la configuración del sistema (ver plano [1-1] del anexo II-2.7), el cilindro neumático debe ser colocado por encima de las paletas, por lo tanto, es necesario que el mismo posea un diámetro menor al de la paleta más pequeña, que en nuestro caso es 20 mm (paleta para virolas de 1”). Después de revisar el catalogo de neumática FESTO, partiendo de la condición anterior impuesta por el diseño, se seleccionó el cilindro DGS-16-P-A (ver anexo III-3.2), ya que posee un diámetro menor a los 20 mm..

Además de la condición inherente a la dimensión del cilindro, otro factor preponderante, es el tiempo que tomará la operación de empuje (para lograr la sincronización entre el sistema de ordenado y la máquina de producción de virolas), por lo que el dispositivo debe ser capaz de desplazar la paleta con cierta aceleración. Para ello, se realizó un estudio detallado del sistema que demuestra la capacidad del mismo de cumplir con la tarea propuesta, bajo las condiciones de tiempo impuestas por el diseño.

A continuación, se presenta la figura II, que representa el sistema, donde se observa que la fuerza de empuje del cilindro genera un momento en el extremo A (punto de conexión con la paleta mediante una pieza diseñada para tal fin), por lo tanto se redujo el brazo hasta donde lo permitieron los componentes, logrando una distancia mínima de 21mm.. Dicho momento puede generar un efecto de

levantamiento de la paleta, siendo bastante perjudicial para su desempeño, por lo tanto se agregó al diseño una lengüeta que lo impide, además de un sistema para evitar que las posibles deformaciones se transmitan al cilindro neumático (ver detalle de la bocina propuesta en el plano [1-1] del anexo II-2.7):

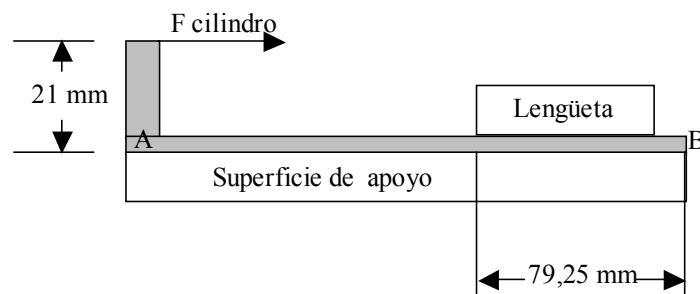


Figura II

Para comprobar si existe el efecto de levantamiento, se realizó el diagrama de cuerpo libre del sistema, planteando la ecuación de equilibrio de momentos en el punto B, sustituyendo la fuerza del cilindro por una fuerza "Fa" y un momento "Ma", como se muestra en la figura III:

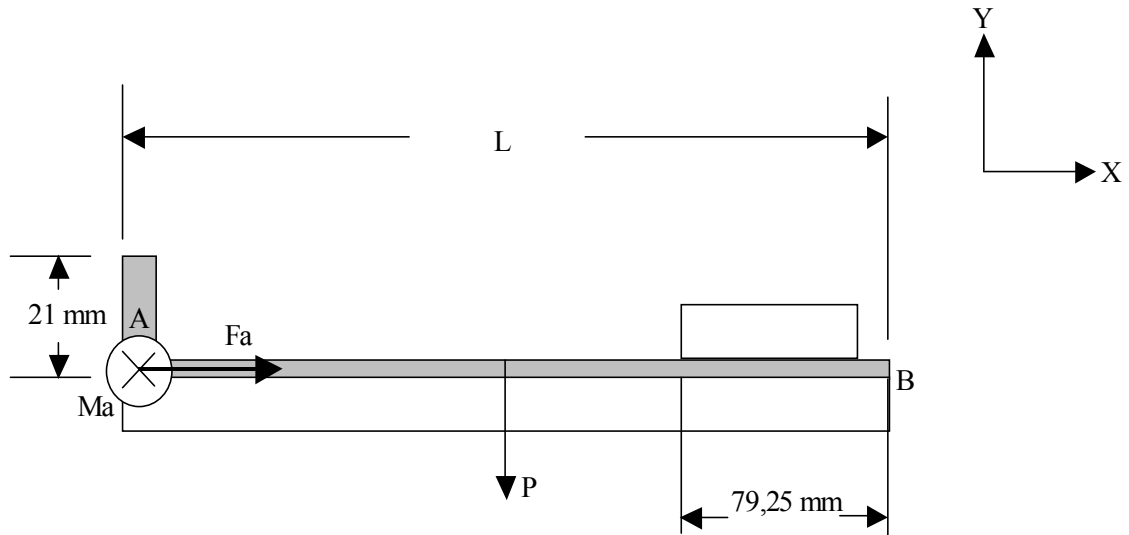


Figura III

Donde:

P: Peso de la paleta.

De la ecuación de equilibrio de momentos (ver anexo I-1.11), se nos presentan dos situaciones, que pueden ser representadas en dos diferentes diagramas de cuerpo libre, por lo tanto, es importante determinar a cual de ellos pertenece el diseño, ó si se presentan ambos casos (recordemos que tenemos una paleta diferente para cada tipo de virola, y que la selección del diagrama depende exclusivamente del peso de cada paleta), para comprobar mediante el cálculo si el cilindro seleccionado es capaz de realizar el trabajo planteado, bajo las condiciones de tiempo impuestas por el diseño. A continuación se presentan los dos posibles casos:

A. Si $Ma \leq \frac{P * L}{2}$, la paleta no se levanta, y tenemos el siguiente diagrama de cuerpo libre:

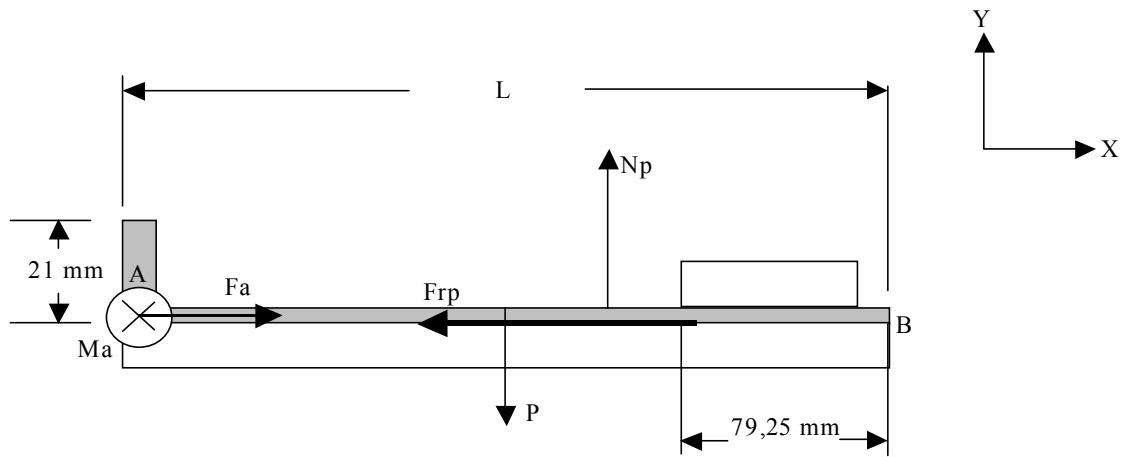


Figura IV

Donde:

P : Peso de la paleta.

Np : Fuerza normal de la superficie de apoyo.

Frp : Fuerza de roce entre la paleta y la superficie de apoyo.

B. Si $\frac{P * L}{2} < Ma$, la paleta se levanta, y tenemos el siguiente diagrama de cuerpo libre:

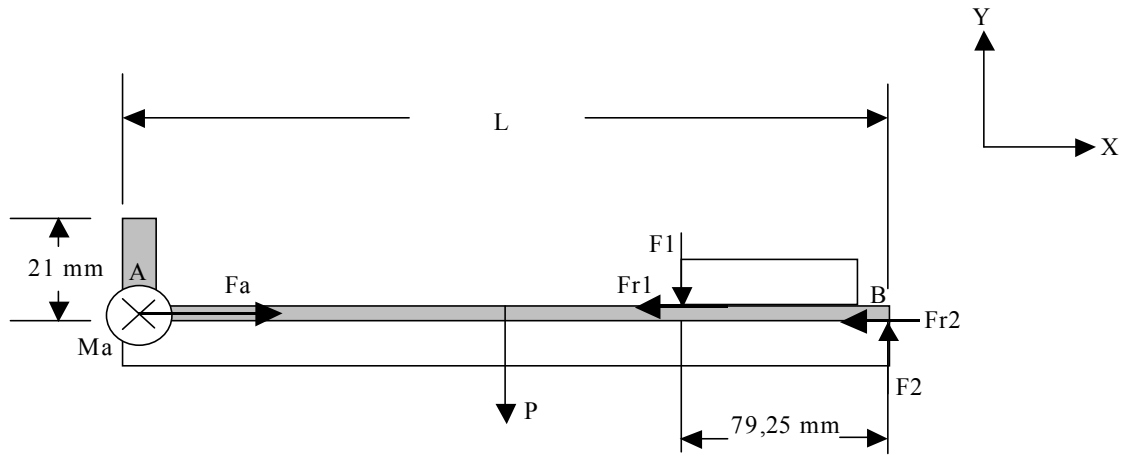


Figura V

Donde:

$F1$ y $F2$: Fuerzas producidas en los apoyos.

$Fr1$ y $Fr2$: Fuerzas de roce en los apoyos.

En este caso, como la paleta se levanta, la componente normal del peso no existe y el rozamiento que se opone a la fuerza del cilindro es producido por las fuerzas $F1$ y $F2$ en los apoyos.

Para establecer en que diagrama de cuerpo libre se encuentra el diseño (recordemos que tenemos los casos A y B), se supuso que el cilindro neumático genera la fuerza máxima útil de avance teórica (ver anexo III-3.2), lo cuál produce que el momento “ Ma ” sea máximo, alcanzando $1,911 \text{ N}\cdot\text{m}$ (ver anexo I-1.12). De acuerdo a los cálculos (ver anexo I-1.13), en la paleta para virolas de seis pulgadas, no existe el efecto de levantamiento, debido a que el momento producido por el peso es mayor que el momento “ Ma ” (diagrama de cuerpo libre A), pero en el caso de la

paleta para virolas de una pulgada, si encontramos dicho efecto (diagrama de cuerpo libre B), por lo que se realizará el análisis para ambas situaciones.

Continuando con la idea principal, es necesario comprobar si el cilindro neumático es capaz de acelerar el sistema de acuerdo a la condición de tiempo impuesta en el diseño (recordando que tenemos dos casos para el análisis, los correspondientes a los diagramas de cuerpo libre A y B), que obliga a realizar la operación de empuje sin exceder los 0,96 segundos (ver anexo I-1.4), partiendo del reposo hasta alcanzar la velocidad de desplazamiento, que se mantiene constante a lo largo del recorrido, pudiendo ser ajustada regulando el flujo. Para efectos del diseño, se fijó en 0,5 m/s.

Como el cilindro neumático parte del reposo, se supuso una distancia para acelerarlo hasta la velocidad de desplazamiento de unos 10 centímetros, es decir 0,10 metros (partiendo de experiencias anteriores en la empresa), durante el tiempo de 0,4 segundos, ya calculado previamente por lo que la aceleración deseada será de $1,25 \text{ m/s}^2$. (ver anexo I-1.4).

Con la aceleración deseada, se plantearon las diferentes ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos para el caso A (ver anexo I-1.14), resultando que la fuerza de empuje “Fa” requerida por el sistema fue de 15,02 N, siendo ésta mucho más pequeña que la fuerza útil entregada por el cilindro neumático (anexo III-3.2), por lo tanto, la paleta se va a trasladar con una aceleración mayor a la que se diseñó, demostrándose para este caso, que el dispositivo seleccionado es capaz de realizar el trabajo sin ningún problema. De la misma forma, para el caso B, la fuerza de empuje “Fa” que se calculó resultó ser 11,40 N. (ver anexo I-1.15), lo cuál demuestra también, que la paleta se va a trasladar con una aceleración mayor a la deseada, sustentando la selección del mecanismo.

Es importante considerar un caso especial cuando la paleta inicia el recorrido, a partir de ese instante, su propio peso comienza a contribuir con un momento adicional en el extremo de la lengüeta, que sumado al momento generado por la fuerza del cilindro en el punto A (ya descrito anteriormente “Ma”), establece una nueva condición para la fuerza de empuje requerida por la paleta, situación que va en incremento a medida que se acerca el fin de la carrera, lugar donde alcanza el máximo, cuando está completamente en voladizo.

Para evaluar el efecto del escenario descrito anteriormente, se consideró la paleta para virolas de seis pulgadas, por ser la de mayor masa, siendo su contribución al peso la más significativa cuando se encuentra completamente en voladizo, justo en el instante antes de detenerse, representando sin lugar a dudas el caso crítico, debido a que la fuerza requerida para acelerar el sistema es mayor que las encontradas a lo largo del recorrido (situación hipotética debido a que en ese instante se detiene). Se demostró que en ese momento, el cilindro no tiene ningún problema para acelerar el conjunto, lo cuál garantiza que durante la carrera, donde las fuerzas requeridas para acelerar el dispositivo son menores, el cilindro desplazará el conjunto con una aceleración mayor que la de diseño. A continuación se presenta la figura VI que ilustra la situación descrita:

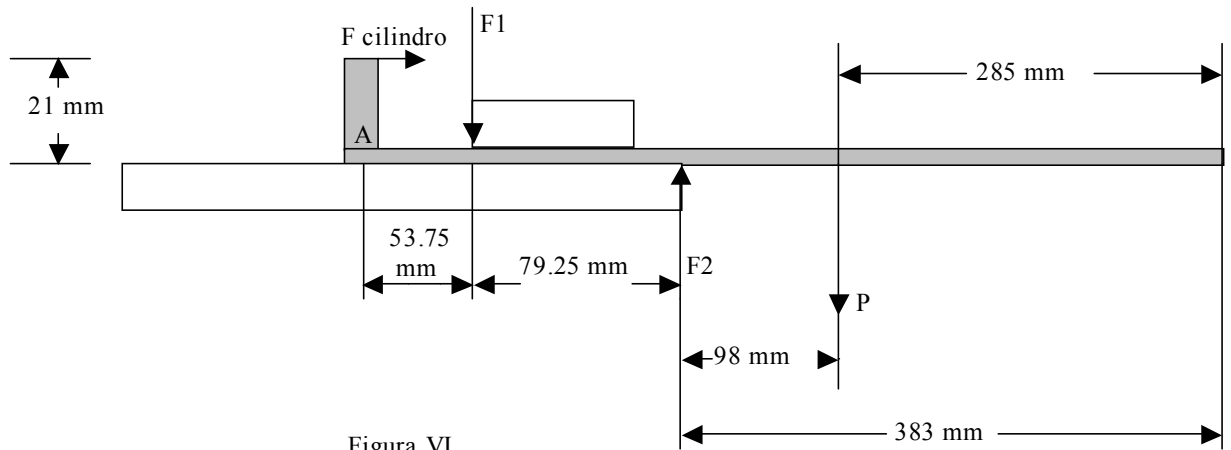


Figura VI

Al igual que en los casos estudiados anteriormente, la fuerza del cilindro se traslada al punto A como una fuerza “Fa”, junto con un momento “Ma”, para realizar el siguiente diagrama de cuerpo libre:

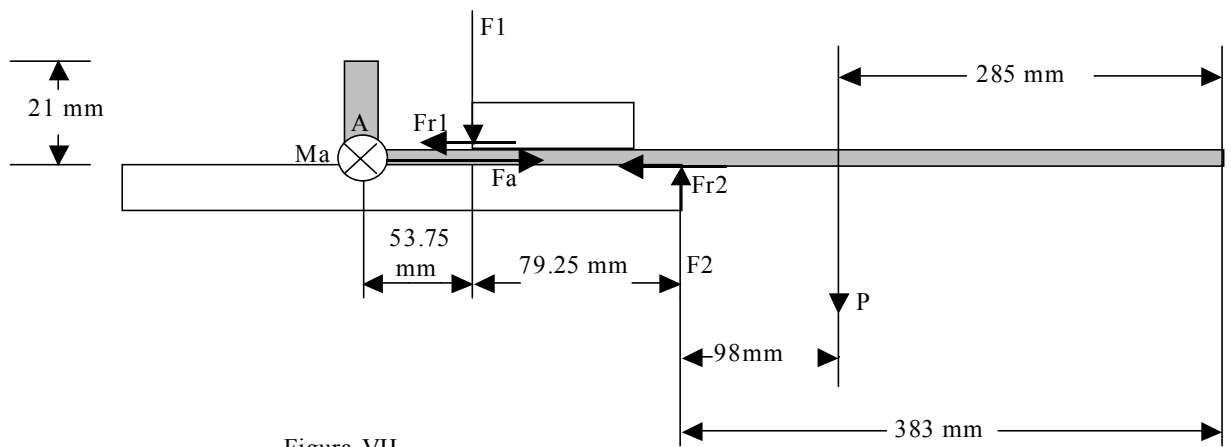


Figura VII

De las ecuaciones de equilibrio de fuerzas en los ejes y de la sumatoria de momentos en el punto A (anexo I-1.16), obtenemos que la fuerza de empuje “Fa”, resultó ser de 17,2 N., la cuál es mucho menor que la capacidad que posee el cilindro neumático, por lo tanto queda demostrado que la paleta se va a desplazar durante su recorrido con una aceleración mayor que la mínima necesaria con que se diseñó.

3.2.5.4. SISTEMA DE ELEVACIÓN DEL SISTEMA DE PALETAS.

Para elevar el sistema de paleta retráctil, se diseñó un carro solidario al mismo (ver plano [2-1] del anexo II-2.8 y plano despiece [1-4] del anexo II-2.7) provisto de rodamientos lineales que se mueven a lo largo de dos barras cilíndricas paralelas verticales, que permiten realizar el recorrido de elevación necesario para el depósito de las virolas sobre los cartuchos.

3.2.5.4.1. SELECCIÓN DE LAS BARRAS GUÍAS.

De la misma forma que en el sistema de paletas, en el sistema de barras de elevación encontramos algunas deformaciones que pueden repercutir en el desempeño de la ordenadora, trayendo como consecuencia el posicionamiento inadecuado de las paletas en cuestión, por lo tanto el cálculo de las mismas reviste gran importancia para establecer si el comportamiento se aproxima al deseado. En tal sentido, encontramos dos situaciones críticas: Primero, la deformación en las barras debida al peso de la paleta y segundo, la deformación de las barras producida por las fuerzas inerciales durante el movimiento horizontal de todo el conjunto.

Para el desarrollo del sistema, se seleccionaron barras cilíndricas de 16 milímetros de diámetro, debido a que es un tamaño disponible en la empresa. Además, para realizar los cálculos, se tomó en cuenta la paleta de seis pulgadas por ser la más pesada, debido a su mayor masa en comparación con todos los tamaños propuestos, representando el caso crítico, demostrándose que la deformación

impuesta por el mismo, no representa problema alguno para el desempeño de la ordenadora, lo cuál garantiza el funcionamiento adecuado de los demás tamaños.

Para calcular la deformación en las barras debido al peso de la paleta, se modeló al sistema como una sola barra simplemente apoyada con un momento aplicado en la mitad de su longitud, tal y como se muestra a continuación en la figura VIII:

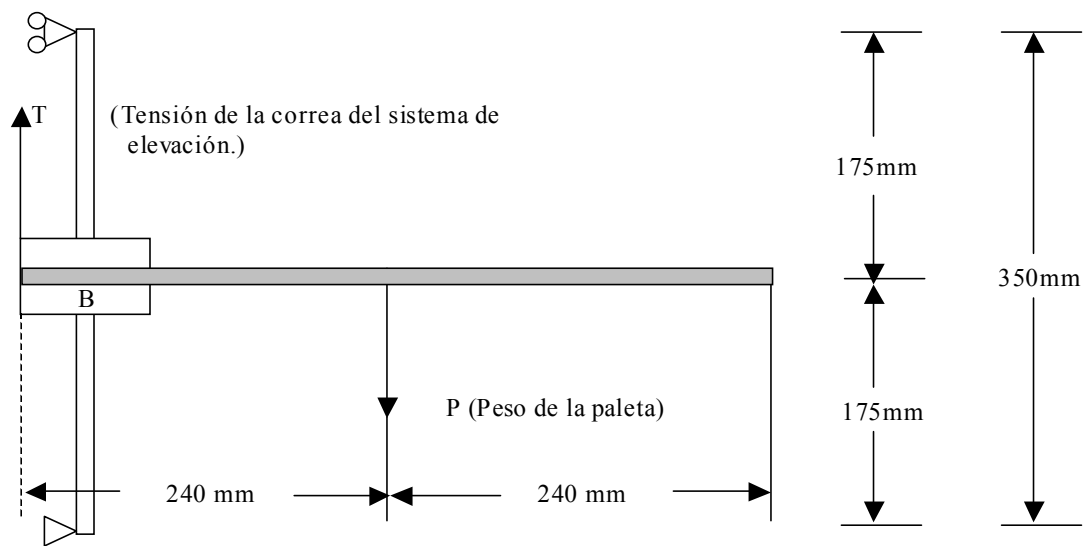


Figura VIII

Diagrama de cuerpo libre de la barra (figura IX):

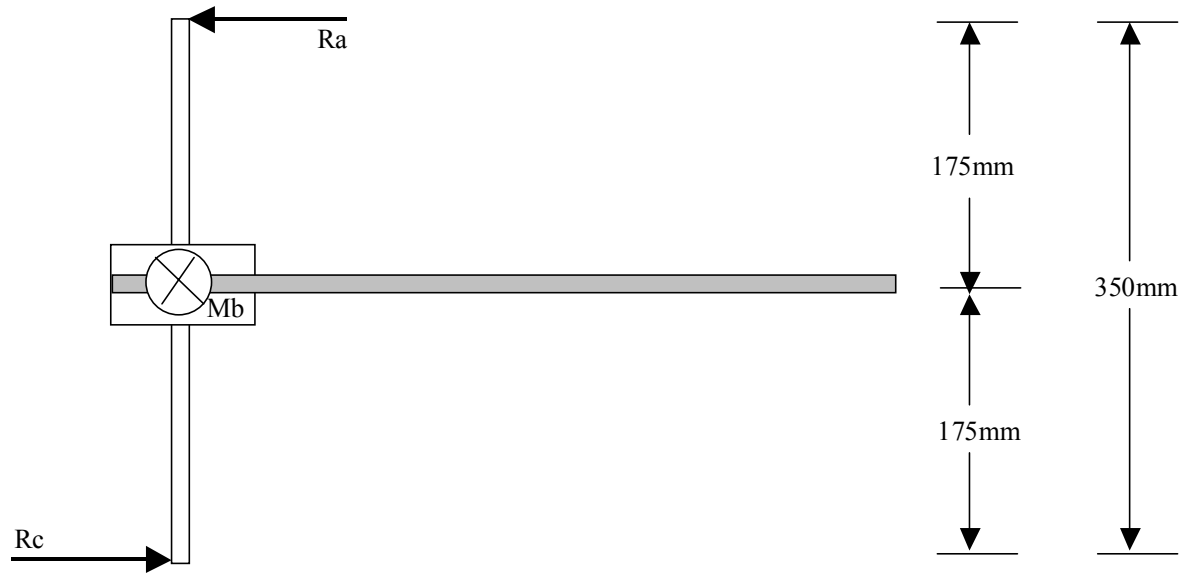


Figura IX

Donde:

P: Peso de la paleta.

Mb: Momento en el punto B, debido al peso de la paleta (P).

Ra y Rc: Reacciones en los apoyos de la barra.

Nota: El peso propio de la barra se desprecia, debido a que no contribuye a la deformación de la misma en el plano considerado, gracias a la disposición vertical.

Para realizar los cálculos, se empleó la paleta de seis pulgadas por ser la de mayor masa, por lo tanto su contribución al peso es más grande que las paletas para virolas más pequeñas. De la ecuación de equilibrio de momentos en el punto B (ver anexo I-1.17), se obtuvo que el momento “Mb” producido por la componente del

peso de la paleta sobre la barra, resultó ser de aproximadamente 6,2 N*m. De las ecuaciones de deflexión en vigas, para el caso modelado¹⁰ se tiene que:

$$y_{AB} = \frac{(Mb)^*(x)}{6EIL} (x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2) \quad \text{Ecuación (3.2.5.4.1-1)}$$

$$y_{AB} = \frac{Mb}{6EIL} (x^3 + 3xa^2 - 6axL + 2xL^2) \quad \text{Ecuación (3.2.5.4.1-2)}$$

Donde:

Mb: Momento en el punto “b”.

x: Variable de la distancia, para evaluar la deformación en cualquier punto.

a: Distancia entre el punto inicial de la viga (punto inicial del sistema de coordenadas) y el punto de aplicación del momento “Mb”.

L: Longitud de la viga.

E: Módulo de elasticidad.

I: Momento de inercia de la sección de la viga.

Las ecuaciones anteriores, presentan la deformación en el tramo adyacente al centro de la viga, pero en nuestro caso nos interesa conocer la pendiente en la mitad de la longitud de la misma, debido a que ésta se traduce en un descenso del extremo de la paleta, lo cual es necesario evaluar, para saber si afecta el desempeño del sistema. Por lo tanto derivamos la ecuación (3.2.5.4.1-1) con respecto a la variable

¹⁰ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 834).

“x” (ver anexo I-1.17), para obtener una nueva ecuación, que presente la pendiente en función del momento en el centro de la barra. Posteriormente, se determinó la pendiente, resultando que la misma fue de $2.72 \cdot 10^{-4}$ (ver anexo I-1.17). A continuación se presenta la figura X, que representa de manera exagerada la situación que estamos analizando:

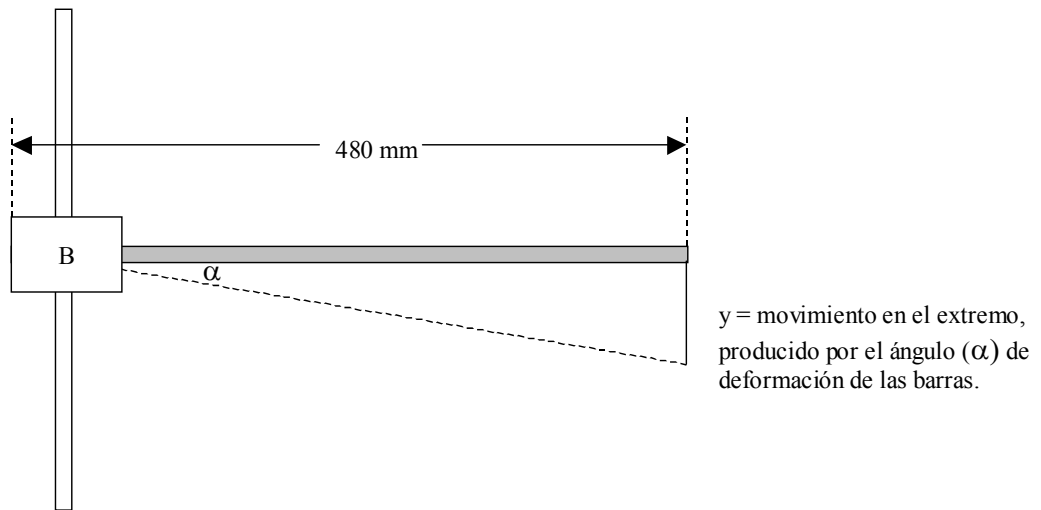


Figura X

Es importante notar que como el diseño es de dos barras paralelas, la pendiente disminuye a la mitad de su magnitud, es decir, el valor que se empleará para el cálculo del ángulo (α) de deformación del diagrama anterior será: $1,36 \cdot 10^{-4}$, resultando que el mismo fue de aproximadamente $7,8 \cdot 10^{-3}^\circ$ (ver anexo I-1.17), lo cual se traduce en un descenso en el extremo de la paleta en voladizo de siete centésimas de milímetro (ver anexo I-1.17), que son prácticamente despreciables, debido a que su incidencia en el desempeño de la paleta es prácticamente nula.

Adicional a esto, las barras están conectadas a un carro, que permite el movimiento horizontal a lo largo de un perfil guía. Cuando éste se acelera, le imprime a las barras una fuerza generada por la inercia de la masa de la paleta con las virolas

(F_m de la figura XI), que tiende a deformarlas, por lo que es necesario realizar un estudio, para determinar si su influencia es apreciable en el sistema. En la siguiente figura se muestra la situación planteada:

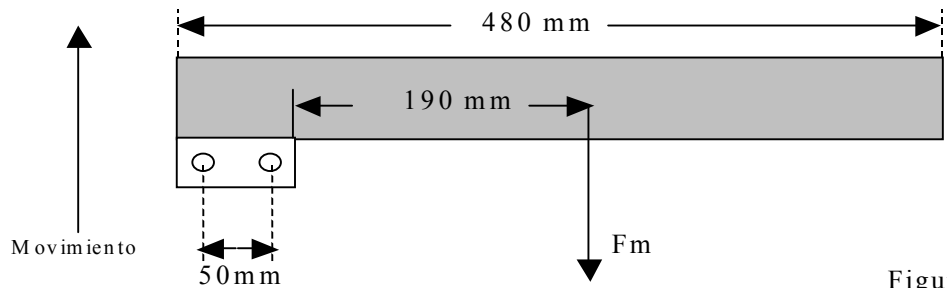


Figura XI

Tenemos que el carro, debe recorrer 0,7 metros en 1,325 segundos aproximadamente (ver anexos I-1.6), resultando en una aceleración de aproximadamente $1,60 \text{ m/s}^2$, lo cuál se traduce en una fuerza inercial " F_m " de 4,32 N. (ver anexo I-1.18). Dicha fuerza " F_m ", genera unas reacciones sobre las barras cuando el carro se acelera, como se muestra en la siguiente figura:

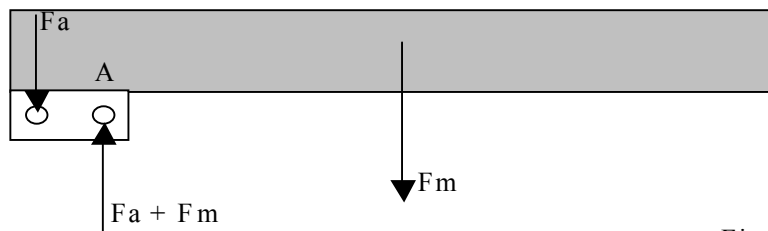


Figura XII

Haciendo sumatoria de momentos en el punto A (ver anexo I-1.18), encontramos que, la fuerza " F_a " sobre las barras resultó ser 16,42 N. Simulando cada barra como una viga simplemente apoyada cargada con las fuerzas " F_a " + " F_m " en la mitad de su distancia (condición más crítica), aplicamos las ecuaciones de deflexión

de vigas¹¹, y nos queda que la deformación máxima es de aproximadamente tres centésimas de milímetro, pero, como son dos barras paralelas la deformación total es el doble, es decir, seis centésimas de milímetro (ver anexo I-1.18).

En el extremo de la paleta en voladizo (lugar donde nos interesa conocer el efecto de la fuerza inercial), la deformación de las barras se traslada (de forma aproximada), bajo la siguiente relación de triángulos, mostrada en la siguiente figura:

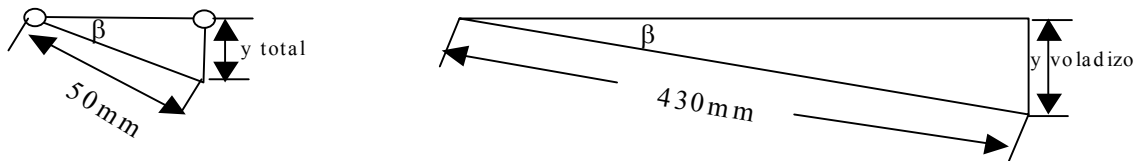


Figura XIII

De la figura anterior, el desplazamiento de la paleta en voladizo (ver anexo I-1.18) resulta ser de unas cinco décimas de milímetro, movimiento que es prácticamente despreciable, ya que no afecta notablemente al posicionamiento de la paleta en el cartucho.

3.2.5.4.2. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS LINEALES.

Los rodamientos lineales seleccionados son los “IKO-LME 162636”, los cuales se muestran en el anexo III-3.10.

¹¹ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 833)

3.2.5.4.3. SELECCIÓN DEL MOTOR, ACOPLER, SEPARADOR, REDUCTOR Y CORREA DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.

El servo motor seleccionado para elevar el carro de la paleta es el “BLX232A”, de la serie “BLX 23” (NEMA 23), mostrado en el anexo III-3.4.

El acople y separador del servo motor son los siguientes:

- Acople (NEMA 23): “MCM-BEL-08-23”, ver anexo III-3.6.
- Separador (NEMA 23): “MAB2DB08-BLX23”, ver anexo III-3.7.

Los reductores seleccionados son las siguientes “poleas de tiempo E*P*S HTD paso 5 mm.”:

- Polea del servo motor: “PT014G08L09T”, ver anexo III-3.8.
- Polea del sistema de reducción: “PT040G10L09N”, ver anexo III-3.8.
- Poleas directas del carro de elevación: “PT014G08L09T”, ver anexo III-3.8.

La correa seleccionada para el sistema reductor es la “correa de tiempo E*P*S HTD paso 5 mm. por 9 mm. de ancho”: “EPS0070G09mN”, ver anexo III-3.9.

Además, se seleccionó la “correa de tiempo E*P*S HTD paso 5 mm. por 9 mm. de ancho”, para las poleas directas del carro de elevación, la cuál se ordena de la longitud establecida en el diseño (es decir se vende por metros), ya que se empalma en el carro de elevación por medio de una mordaza diseñada para tal fin (ver plano [1-4] anexo II-2.7).

Para la justificación de la selección de los componentes mencionados anteriormente, ver los cálculos presentes en los anexos (ver anexo I-1.19).

3.2.5.4.4. SELECCIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN DEL SERVO MOTOR AL SISTEMA DE ELEVACIÓN.

Según la disposición del sistema de elevación, de acuerdo al diseño planteado, es necesario el empleo de ejes en el sistema reductor, tal y como se presenta detalladamente en el plano [2-1] del anexo II-2.8.

Los ejes se diseñaron en base a la ecuación¹², que representa la combinación de la teoría de la energía de distorsión para el esfuerzo y la línea de Goodman modificada para la resistencia a la fatiga (ver anexo I-1.20):

$$D = \left[\frac{32n}{\pi} \left\{ \sqrt{\left(\frac{K_f M_a}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{Se} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{Mm}{Sut} \right)^2 + \left(\frac{Tm}{Sut} \right)^2} \right\} \right]^{1/3}$$

Donde:

n : Factor de seguridad.

K_f = Factor de concentración de esfuerzos.

M_a = Momento flector alternante aplicado.

Se = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

¹² Ecuación (18-43). (Shigley, 1998. p. 808.)

K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzos a corte.

S_{ut} = Resistencia última.

S_y = Resistencia a la tracción.

T_a = Torque alternativo aplicado.

M_m = Momento flector medio aplicado.

T_m = Torque medio aplicado.

Dando como resultado, que el diámetro mínimo de los mismos debe ser 7,73 milímetros, empleando un acero especial AISI 4340 (anexo III-3.11). Por lo tanto se fijó el diámetro en 8 milímetros, para estandarizarlo con las dimensiones de los rodamientos y acople del motor. De todas formas se demostró que la deformación máxima del eje bajo las condiciones de carga establecidas, es completamente despreciable. Este cálculo también se encuentra en el anexo I-1.20.

3.2.5.4.5. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE TRANSMISIÓN.

El rodamiento seleccionado para el sistema de descarga de los cartuchos es el 608¹³ (ver configuración de montaje en el plano [2-1] y en el despiece del plano [2-4] en el anexo II-2.8).

Del cálculo de la duración¹⁴, arrojó un valor de 3326.25 millones de revoluciones. Por cada ciclo de llenado de un cartucho, el recorrido promedio de estos rodamientos es de 7200 revoluciones, anualmente se producen unas 3000 cajas,

¹³ Catálogo General SKF. 1999. p.186.

¹⁴ Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

traducido a revoluciones nos queda: 21.6 millones revoluciones. Por lo tanto la duración en años será aproximadamente: 154 años, cantidad suficiente para sustentar la selección de dicho rodamiento, los cálculos se realizaron en el anexo I-1.20. La comprobación estática también se llevó a cabo en el anexo I-1.20, donde se demostró que el mismo se encuentra por encima del factor s_o (factor de seguridad estático recomendado)¹⁵.

3.2.5.5. MÉTODO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL DEL SISTEMA DE PALETAS.

Como se explicó anteriormente, el sistema de la paleta es solidario a un carro de elevación y también a un carro de desplazamiento horizontal que se traslada a lo largo de un perfil “standard # 10-080”, hecho de aluminio, con las características que se muestran en el anexo III-3.12, sirviendo de guía a dicho carro, además de ser empleado como soporte estructural de una parte de la máquina ordenadora de virolas.

3.2.5.5.1. SELECCIÓN DE LOS PERFILES, BARRAS Y RIELES.

El perfil soporte del carro de desplazamiento horizontal, está solicitado por el peso del sistema de paletas, el cuál no actúa en el centro de la sección del mismo, por lo tanto, además de estar solicitado a flexión, también está solicitado a torsión. A continuación se presenta la figura XIV, que representa la vista lateral de la configuración propuesta:

¹⁵ Factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

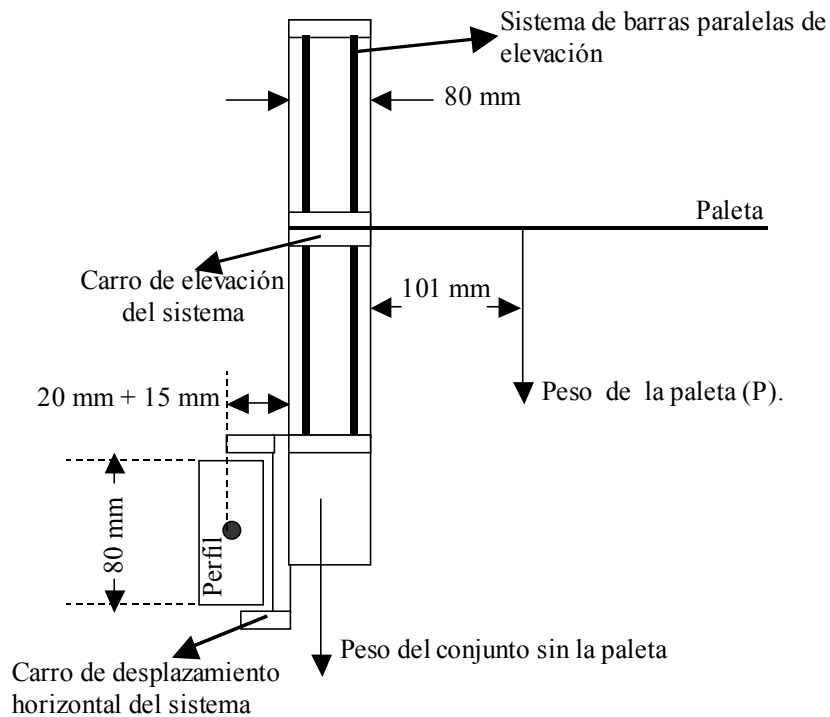


Figura XIV

El cálculo que sustenta la selección del perfil “standard # 10-080”, se dividió en dos partes: La primera, relativa a la sollicitación por torsión, y la segunda referente a la sollicitación por flexión.

El comportamiento frente a la torsión de perfiles de sección no circular, es completamente diferente al de barras de sección circular. En el caso del perfil empleado en el diseño, cuya sección es difícil de manejar, podemos realizar la siguiente suposición:

Tomaremos la sección central del mismo como un anillo rectangular de 40 milímetros por 26,5 milímetros, con espesor de pared delgada de 2 mm, ya que dicha sección es la que brinda la mayor resistencia a la torsión, a pesar de que su sección transversal real, es la que se muestra en el anexo III-3.12. De esta forma es

posible realizar un cálculo bastante aproximado de lo que sucederá en la realidad, partiendo de las siguientes ecuaciones¹⁶:

$$\tau = \frac{Mt}{2Ah} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1-1)}$$

$$\theta = \frac{\tau s}{2AG} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1-2)}$$

$$\theta = \frac{Mt * s}{4 * A^2 * G * h} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1-3)}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante

Mt = Momento torsor

A = Área promedio entre la sección externa e interna

h = Espesor de pared

θ = Ángulo de torsión en radianes por metro de longitud

s = Longitud promedio de las secciones externa e interna

G = Módulo de elasticidad del material en corte

Análogamente, se pueden usar las siguientes ecuaciones¹⁷:

¹⁶ Torsión de tubos delgados. (Timoshenko, 1957. Vol. 2. p.282)

$$\theta = \frac{MtL}{GK} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1- 4)}$$

$$K = \frac{2t(a-t)^2(b-t)^2}{(a+b-2t)} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1- 5)}$$

θ = Ángulo de torsión en radianes

t = Espesor de pared

a = Lado corto

b = Lado largo

Otra consideración importante a tomar en cuenta para efectos de cálculo, es que las ecuaciones anteriormente mencionadas, entregan el ángulo de torsión para un perfil en voladizo, en el caso del diseño, el perfil guía-soporte, tiene una longitud de 1,6 metros, pero posee tres apoyos, dos en los extremos y uno central, esto con la finalidad de brindarle mayor robustez a la máquina, además de servir para conectar ambas secciones (la sección donde se encuentra el sistema de paleta con la sección donde se encuentran los cartuchos para depositar las virolas) por medio de travesaños, tal como se aprecia en el plano [8-1] del anexo II-2.13. En consecuencia, para el uso correcto de las ecuaciones, supondremos un perfil en voladizo, de longitud un cuarto de la longitud total, además, de aplicar un momento torsor con la mitad de su magnitud.

De la figura XIV, podemos extraer los momentos torsores generados por ambos pesos actuantes, los cuales denominaremos respectivamente “MtI” (momento torsor I debido al peso de la paleta) y “MtII” (momento torsor II debido al peso del

¹⁷ Torsión en piezas que tienen secciones transversales no circulares. (Mott, 1992. p. 72)

conjunto sin la paleta), realizando los cálculos necesarios para tal fin (ver anexo I-1.21).

Dichos cálculos arrojaron los siguientes resultados:

Momento torsor I = 6,6 N*m

Momento torsor II = 2,45 N*m

El momento torsor total aplicado “Mt” será la suma de ambos momentos torsores: “MtI” + “MtII” = (6,6 N*m + 2,45 N*m) = 9,05 N*m. Para efectos de cálculo, se empleará la mitad de la magnitud de Mt, es decir 4,525 N*m, pudiendo de esta forma modelarlo aproximadamente con las ecuaciones de torsión en voladizo.

Utilizando las ecuaciones mencionadas de torsión (ver anexo I-1.22), tenemos que el ángulo de torsión (θ) es aproximadamente igual a $0,07^\circ$. Su incidencia sobre el sistema de la paleta, se muestra en la siguiente figura de manera exagerada:

El movimiento producido por la torsión en el extremo de la paleta en voladizo (de la figura XV), se calculó (ver anexo I-1.23) y arrojó un valor aproximado de seis décimas de milímetro, lo cuál no produce ningún problema, para el desempeño de la máquina. De todas maneras, como esos cálculos, se basaron en suposiciones, se decidió realizar un experimento controlado (el experimento se encuentra en el anexo I-1.24), para encontrar el valor de la cantidad GK , de la ecuación (3.2.5.5.1-4), que resulto en un valor de $1930 \text{ N}\cdot\text{m}^2$, acercándonos de esta forma la situación real.

Volviendo al diseño teniendo el factor GK calculado experimentalmente, hacemos la comprobación del ángulo de torsión (θ) utilizando la ecuación (3.2.5.5.1-4) (ver anexo I-1.25), de donde se obtuvo el valor de $0,053^\circ$, lo cuál se traduce en un movimiento del extremo de la paleta en voladizo de aproximadamente cinco décimas de milímetro. Como este cálculo es más exacto, ya que proviene de la medida real de la rigidez del perfil, observamos que el error cometido con la aproximación fue de un

25 %, garantizando de esta forma, el efectivo desempeño del mismo bajo las condiciones de torsión establecidas por el sistema.

Para el cálculo de la deformación por flexión, modelaremos el perfil como una viga simplemente apoyada con una carga en el centro. En este caso tomaremos la mitad de la longitud total del perfil guía-soporte (0.8 metros), gracias al apoyo que se colocó en el centro de la misma (ver plano [8-1] del anexo II-2.13).

Recordemos que las cargas generadas por los pesos excéntricos, se pueden trasladar a la viga como una fuerza y un momento. En este caso los pesos suman para un total de $30,53 \text{ N.} + 67,90 \text{ N.} = 98,43 \text{ N.}$, redondeando = 100 N. (ver anexo I-1.26)

Partiendo de las ecuaciones de deflexión para una viga cargada en el centro y simplemente apoyada¹⁸, (ver anexo I-1.27) obtenemos que la deformación máxima alcanza aproximadamente nueve milésimas de milímetro, siendo éstas completamente despreciables para el desempeño óptimo de la máquina ordenadora.

Es importante resaltar, que el carro se deslizará sobre unas ruedas (ver anexo III-3.14) a través de barras circulares insertadas en rieles especiales para ello (ver anexo III-3.15), logrando de esta forma eliminar el roce, ya que el contacto es de rodadura. Dichas barras de sección circular se seleccionaron de 10 milímetros de diámetro, debido a su disponibilidad en la empresa, y los rieles se seleccionaron de acuerdo al diámetro de dichas barras, además de su correspondencia con el perfil “standard # 10-080” (ver anexo III-3.16).

¹⁸ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 833)

3.2.5.5.2. DESCRIPCIÓN DEL CARRO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL.

Se seleccionó una lámina de aluminio de media pulgada de espesor, que cuenta con cuatro “rodamientos-rueda” que abrazan al perfil guía (“standard # 10-080” anexo III-3.12), permitiendo su desplazamiento a lo largo del mismo, mediante unos rieles ya mencionados anteriormente (ver anexo III-3.15). Para evitar el juego, los “rodamientos-rueda” inferiores van montados sobre tornillos con excentricidad de un milímetro, a través de los cuales se logra el ajuste del mismo, tal como se muestra en el plano [2-3] del anexo II-2.8. Es importante mencionar que sobre el carro, va colocado el servo-motor que eleva el sistema de paletas, además de todo el conjunto de reducciones, ejes y rodamientos, diseñados para tal fin. El montaje completo se muestra en el plano [2-1] del anexo II-2.8.

3.2.5.5.3. SELECCIÓN DE LOS “RODAMIENTOS-RUEDA” DEL CARRO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL.

Los “rodamientos-rueda”, que se seleccionaron para el montaje del carro, se presentan en los anexo III-3.14. Para asegurar su duración bajo las condiciones del sistema, dichas ruedas, las aproximamos al comportamiento de un rodamiento de igual tipo y dimensiones (rodamientos de dos hileras de bolas de contacto angular), en este caso el “3201 A”¹⁹, para lo cuál usamos las ecuaciones correspondientes a ese tipo específico de rodamiento²⁰. A continuación se presenta un esquema representativo (figura XVI) de las condiciones de carga impuestas sobre los rodamientos, las cuales fueron consideradas para el cálculo de la duración de los mismos:

¹⁹ Catálogo General SKF. 1999. p.312.

²⁰ Catálogo General SKF.1999. p. 310-311.

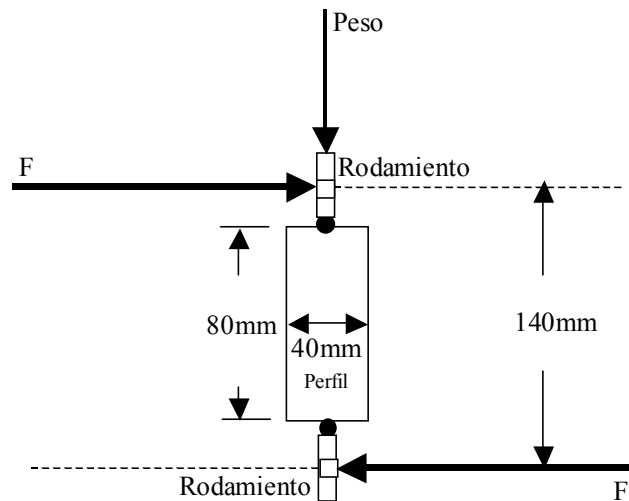


Figura XVI

El cálculo de la duración²¹ (ver anexo I-1.28), arroja un valor de 2584227 millones de revoluciones. Cada rodamiento realiza unas 11 revoluciones por cada ciclo. Para llenar una caja grande de virolas de una pulgada, se llevan a cabo unos 420 ciclos, lo cuál representa 4620 revoluciones por caja. Anualmente se producen unas 3000 cajas, traducido a revoluciones nos quedan: 13860000 revoluciones. Por lo tanto la duración en años será aproximadamente: 1864520 años, lo cuál sostiene con creces la selección de dicho rodamiento, que no es posible reemplazar, ya que es el de menor tamaño del catálogo “ITEM products 1995”.

También se realizó la comprobación estática del rodamiento, (ver anexo I-1.29) donde se demostró que el mismo se encuentra muy por encima del factor s_o (factor de seguridad estático recomendado)²².

²¹ Formula de vida nominal. (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

²² Factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

3.2.5.5.4. SELECCIÓN DEL MOTOR, ACOPLER, SEPARADOR, POLEAS Y CORREA DEL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL.

El servo motor seleccionado para desplazar el carro es el “BLX232A”, de la serie “BLX 23” (NEMA 23), mostrado en el anexo III-3.4.

El acople y separador del servo motor son los siguientes:

- Acople (NEMA 23): “MCM-BEL-08-23”, ver anexo III-3.6.
- Separador (NEMA 23): “MAB2DB08-BLX23”, ver anexo III-3.7.

Como se diseñó un sistema directo de transmisión (ver plano [2-1] del anexo II-2.8), la polea seleccionada es la “polea de tiempo E*P*S HTD paso 5 mm.”:

- Polea: “PT014G08L09T”, ver anexo III-3.8.

Se seleccionó la “correa de tiempo E*P*S HTD paso 5 mm. por 9 mm. de ancho”, la cuál se ordena de la longitud establecida en el diseño (es decir se vende por metros), ya que se empalma en el carro de desplazamiento por medio de un par de mordazas diseñadas para tal fin (ver despiece en el plano [2-2] del anexo II-2.8).

Para la justificación de la selección de los componentes mencionados anteriormente, ver los cálculos se presentan en el anexo I-1.30.

3.2.5.5.6. SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE LAS VIROLAS ORDENADAS (CARTUCHOS).

Para la máquina ordenadora, se diseñó un cartucho, donde son depositadas las virolas, y posteriormente descargadas en cajas, las cuales abrazan al mismo una vez

terminada la operación de llenado. La configuración establece la colocación de dos cartuchos, funcionando estos de forma alternativa, es decir, mientras uno de ellos se está llenando, el otro es descargado y colocado en espera.

Los cartuchos, son estructuras metálicas (ver plano [8-1] del anexo II-2.13) que deben ser capaces de soportar el peso de las virolas. Sus dimensiones se presentan a continuación en la “Propuesta para las dimensiones de los cartuchos”.

3.2.5.6.1. PROPUESTA PARA LAS DIMENSIONES DE LOS CARTUCHOS.

Esta propuesta se fundamenta en lo siguiente:

“Encontrar el menor número de cartuchos posibles, que funcionen para todos los tamaños de virolas que se van a ordenar”.

Partimos de las dimensiones de las virolas, presentadas en la siguiente figura a grandes rasgos:

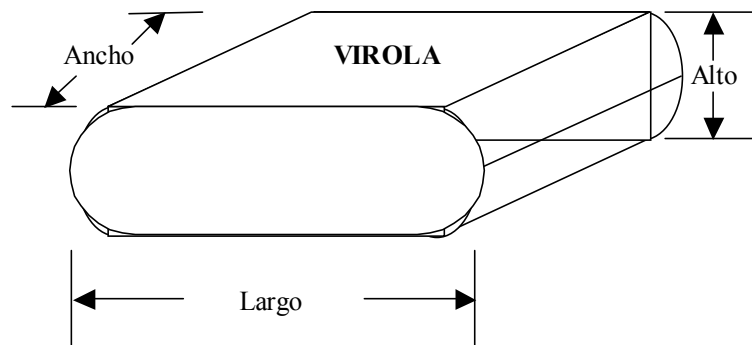


Figura XVII

Se elaboraron las siguientes tablas con las dimensiones de las virolas a ordenar, clasificadas por el ancho del fleje empleado para su fabricación (32mm. y 38 mm.):

Tabla III. Virolas fabricadas con fleje de 38 mm.:

Virola (pulgadas)	Alto (milímetros)	Largo (milímetros)
1	12	28
1,5	15	40
2	16	53
2,5	17	65
3	18	78
3,5	19	93
4	20	105
5	21	129
6	24	157

Tabla IV. Virola fabricada con fleje de 32 mm.:

Virola (pulgadas)	Alto (milímetros)	Largo (milímetros)
1	13	28
1,5	13	40
2	14	53
2,5	14	65
3	15	78
4	15	105

De acuerdo a la tabla III, se proponen dos tamaños de cartuchos para el fleje de 38 milímetros:

- Cartucho “C138”:

Alto: 320 milímetros

Ancho: 380 milímetros.

Largo: 480 milímetros.

Tipos de virolas para este cartucho (pulgadas): 1, 1.5, 2, 3, 3.5 y 6.

- Cartucho “C238”:

Alto: 220 milímetros.

Ancho: 380 milímetros.

Largo: 525 milímetros.

Tipos de virolas para este cartucho (pulgadas): 2.5, 4 y 5.

Tabla V. Cantidad de virolas por cartucho C138:

Virola (pulgadas)	Cantidad de virolas por cartucho
1	4080
1,5	2520
2	1800
3	1020
3,5	850
6	390

Tabla VI. Cantidad de virolas por cartucho C238:

Virola (pulgadas)	Cantidad de virolas por cartucho
2,5	1040
4	550
5	400

Tamaño de los cartuchos para las virolas fabricadas con el fleje de 32 milímetros (de acuerdo a la tabla IV):

- Cartucho “C132”:

Alto: 325 milímetros

Ancho: 320 milímetros.

Largo: 480 milímetros.

Tipos de virolas para este cartucho (pulgadas): 1, 1.5, 2 y 3.

- Cartucho “C232”:

Alto: 230 milímetros.

Ancho: 320 milímetros.

Largo: 525 milímetros.

Tipos de virolas para este cartucho (pulgadas): 2.5 y 4.

Tabla VII. Cantidad de virolas por cartucho C132:

Virola (pulgadas)	Cantidad de virolas por cartucho
1	4250
1,5	3000
2	2070
3	1260

Tabla VIII. Cantidad de virolas por cartucho C232:

Virola (pulgadas)	Cantidad de virolas por cartucho
2,5	1280
4	750

3.2.5.6.2. CUANTIFICACIÓN PORCENTUAL DE LOS BENEFICIOS DE ACUERDO A LOS TAMAÑOS PROPUESTOS PARA LOS CARTUCHOS.

De acuerdo a los tamaños de cartuchos propuestos, se realizó una comparación con los datos suministrados por la empresa Técnica Monte Blanco, para

establecer una cuantificación porcentual de los beneficios de la implantación de una máquina ordenadora de virolas:

Tabla IX. Comparación de cantidades de virolas por metro cúbico actuales contra las cantidades de acuerdo a los cartuchos propuestos (Fleje 38 mm.):

Virola (pulgadas)	Cantidad de virolas por m ³ actual (virolas/m ³)	Número de virolas por cartuchos propuestos	Cantidad virolas por m ³ propuestas (virolas/m ³)	Beneficio (%)	Número del cartucho
1	49000	4080	69863	29	C138
1.5	31200	2520	43150	28	“
2	27150	1800	38821	30	“
2.5	15530	1040	23690	24	C238
3	13460	1020	17465	23	C138
3.5	11120	850	14554	23	“
4	8930	550	12528	28	C238
5	6540	400	9111	28	“
6	5100	390	6678	23	C138

Tabla X. Comparación de cantidades de virolas por metro cúbico actuales contra las cantidades de acuerdo a los cartuchos propuestos (Fleje 32 mm.):

Virola (pulgadas)	Cantidad de virolas por m ³ actual (virolas/m ³)	Número de virolas por cartuchos propuestos	Cantidad virolas por m ³ propuestas (virolas/m ³)	Beneficio (%)	Número del cartucho
1	60200	4250	85170	29	C132
1.5	44340	3000	60120	26	“
2	28740	2070	41480	31	“
2.5	24060	1280	33160	27	C232
3	18750	1260	25250	25	C132
3.5	15100	750	19430	22	C232

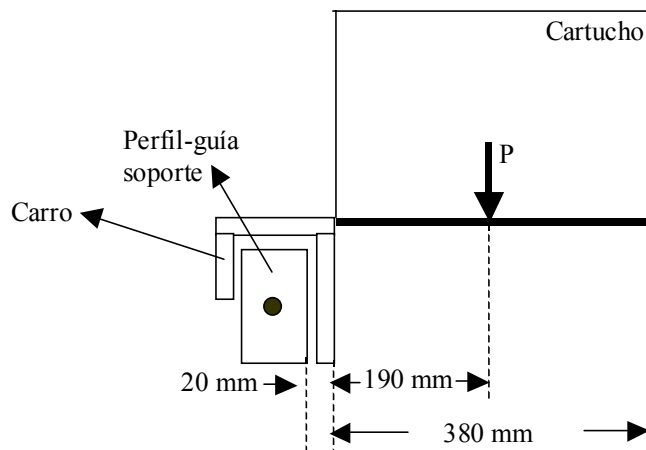
Como se aprecia en las tablas (IX y X), los beneficios de la implantación de la ordenadora de virolas, oscilan entre un 20 y un 30 %, representando un porcentaje importante para la reducción de los costos de fletado, sobre todo a nivel de exportación, debido a que con el mismo costo, se va a exportar entre un 20 y un 30 % más cantidad de virolas, lo cuál sin duda alguna es una cifra bien significativa. Adicionalmente, existe un beneficio del 20 al 30 %, con respecto al valor de las cajas para embalaje.

También, un beneficio secundario del ordenado de virolas, es la presentación de las mismas. Cuando el cliente se encuentra con una caja de piezas ordenadas, le es mucho más fácil su descarga sobre la máquina “montadora” encargada de colocar la cerda en las virolas. Además, el hecho de estar ordenadas impide que se golpeen con las aristas vivas que poseen, siendo de gran atractivo para el comprador.

3.2.5.6.3. SELECCIÓN DEL PERFIL GUÍA DE LOS CARTUCHOS.

De la misma manera que con el sistema de paleta, los cartuchos están sujetos a un perfil guía-soporte mediante un carro, que permite trasladarlos horizontalmente desde su posición de llenado, hasta la posición de descarga. Estos se encuentran en voladizo, produciendo flexión y torsión en dicho perfil. En este caso, la longitud total de diseño es de 2,8 metros, pero posee tres apoyos, uno central y uno en cada extremo, para disminuir el efecto de las fuerzas que tienden a deformarlo. A continuación se presenta un esquema (figura XVIII) de la configuración en vista lateral:

Figura XVIII



Donde: P es el peso del cartucho más el peso de las virolas (situación crítica para el diseño, es decir, el cartucho grande lleno con virolas de una pulgada (fleje 38 milímetros, caso crítico para el diseño), es decir 4080 virolas, cada una con una masa de 6,2 gramos.

Cuando el perfil está solicitado a torsión, se realizaron los cálculos (ver anexo I-1.31) para dos tipos diferentes: El “standard #10-080” y el “heavy #11-088” (ver

anexos III-3.12 y III-3.13), seleccionándose el segundo, gracias a que se produce en el extremo en voladizo del cartucho un descenso de únicamente cinco décimas de milímetro, en comparación con el “standard #10-080”, que tiene una caída de más de seis milímetros, lo cuál es totalmente indeseado ya que repercute directamente en el posicionamiento de la paleta sobre los cartuchos.

Para el cálculo de la deformación por flexión, modelaremos el perfil (previamente seleccionado “heavy #11-088”) como una viga simplemente apoyada con una carga en el centro. En este caso tomaremos la mitad de la longitud total del perfil guía-soporte (1.4 metros), gracias al apoyo que se colocó en el centro de la misma.

Recordemos que la carga generada por el peso excéntrico, se puede trasladar a la viga como una fuerza y un momento en el centro de la misma. La ecuación de deflexión²³ que se empleó en los cálculos (ver anexo I-1.32), entregó una deformación máxima de menos de dos décimas de milímetro, siendo completamente despreciable.

3.2.5.6.4. DESCRIPCIÓN DEL CARRO SOPORTE DE LOS CARTUCHOS.

Cuando uno de los cartuchos se encuentra lleno, el operador debe trasladarlo hasta la zona de descarga. Para ello se diseñó un carro, que consta de tres ruedas, que abrazan al perfil guía por donde se desplaza (ver plano del anexo II-2.11). La configuración presenta dos carros por cartucho (ver plano [8-1] del anexo II-2.13), conectados por una lámina, que a su vez sostiene al sistema de descarga y a los cartuchos propiamente dichos.

Para la construcción de los carros, se propuso mecanizar un bloque de aluminio (por su bajo peso en comparación con el acero), para darle la forma que

²³ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 833)

requiere el montaje de las ruedas, tal y como se muestra en el despiece del plano del anexo II-2.11.

3.2.5.6.4.1. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DE LAS RUEDAS DEL CARRO SOPORTE DE LOS CARTUCHOS.

El rodamiento seleccionado para el carro-soporte es el 608²⁴. El cuál estará inserto en las ruedas que se diseñaron de acuerdo al perfil guía soporte de los cartuchos (ver despiece del plano del anexo II-2.11).

En la siguiente figura, se presenta configuración del carro en vista lateral, así como las cargas a las que están sometidos los rodamientos, las cuales fueron consideradas para el cálculo de la duración de los mismos:

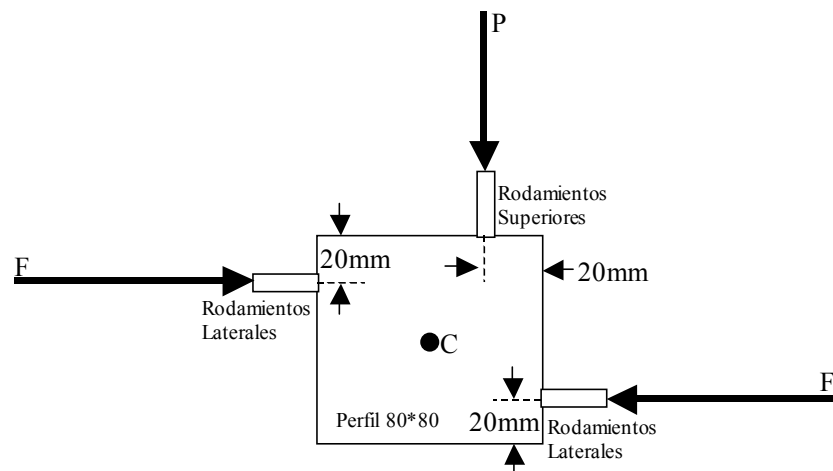


Figura XIX

El cálculo de la duración de los rodamientos, se dividió en dos etapas: Primero, los rodamientos laterales, y segundo el rodamiento superior.

²⁴ Catálogo General SKF. 1999. p.186.

El cálculo de la duración²⁵ de los rodamientos laterales (ver anexo I-1.33), arroja un valor de 35,92 millones de revoluciones. Cada rodamiento realiza unas 18 revoluciones por cada caja. Anualmente se producen unas 3000 cajas, traducido a revoluciones nos quedan: 54000 revoluciones. Por lo tanto la duración en años será aproximadamente: 665 años, cantidad suficiente para sustentar la selección de dicho rodamiento.

También se realizó la comprobación estática del rodamiento lateral, (ver anexo I-1.34) donde se demostró que el mismo se encuentra por encima del factor s_o (factor de seguridad estático recomendado)²⁶, lo cuál garantiza el funcionamiento del mismo cuando se encuentra detenido.

El cálculo de la duración²⁷ del rodamiento superior (ver anexo I-1.35), arroja un valor de 6832,3 millones de revoluciones, por lo que la vida útil de éstos, será mayor que la de los laterales, ya que recorren el mismo número de ciclos al año.

También se realizó la comprobación estática del rodamiento superior, (ver anexo I-1.36) donde se demostró que el mismo se encuentra por encima del factor s_o (factor de seguridad estático recomendado)²⁸, lo cuál garantiza su funcionamiento cuando se encuentra detenido.

3.2.5.6.5. SISTEMA DE DESCARGA DE LOS CARTUCHOS.

El sistema de descarga está compuesto, por una estructura solidaria al carro soporte, que permite a los cartuchos girar libremente noventa grados una vez llenos, después de colocada la caja donde se descargarán las virolas.

²⁵ Formula de vida nominal. (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

²⁶ Factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

²⁷ Formula de vida nominal. (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

²⁸ Factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

Este sistema permite al operador descargar, haciendo una pequeña fuerza, debido a que la disposición del soporte giratorio se encuentra por debajo del centro de gravedad, además de estar levemente trasladado hacia la zona de descarga, para impedir su rotación, mientras el proceso de llenado se está llevando a cabo, de todas maneras, el operador debe retirar un tornillo de seguridad que impide también dicha rotación durante el proceso de llenado. La configuración de este sistema de descarga se presenta en el plano [6-1] del anexo II-2.12.

3.2.5.6.5.1. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL SISTEMA DE DESCARGA.

El rodamiento seleccionado para el sistema de descarga de los cartuchos es el 6202²⁹ (ver configuración de montaje en el plano [6-1] del anexo II-2.12).

Del cálculo de la duración³⁰, se desprende que la vida útil de este rodamiento en años va a ser grande, debido a que solo gira media revolución por cada ciclo de llenado. Anualmente se producen unas 3000 cajas, traducido a revoluciones nos queda: 1500 revoluciones. Por lo tanto la duración en años será aproximadamente: 60 millones años, cantidad suficiente para sustentar la selección de dicho rodamiento, los cálculos se muestran en el anexo I-1.37. Por lo tanto la comprobación estática reviste gran importancia, ya que prácticamente el componente se encuentra detenido la mayoría del tiempo. En este caso, se demostró que el mismo se encuentra muy por encima del factor s_o (factor de seguridad estático recomendado)³¹, los cálculos se encuentran en el anexo I-1.38.

²⁹ Catálogo General SKF. 1999. p.188.

³⁰ Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

³¹ Factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

3.2.5.7. AUTOMATIZACIÓN.

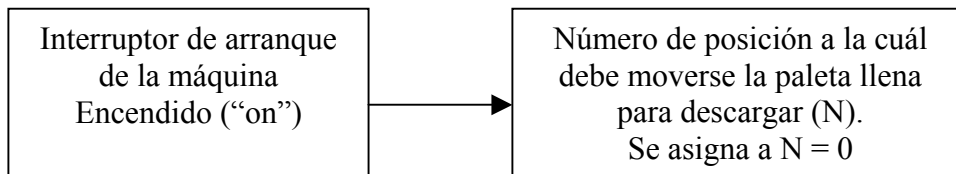
3.2.5.7.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

El proceso de ordenado de virolas, debe ser completamente automatizado, a excepción de la descarga de las virolas (ya ordenadas) sobre las cajas, maniobra que será realizada por un operador, después de escuchar la alarma de cartucho lleno.

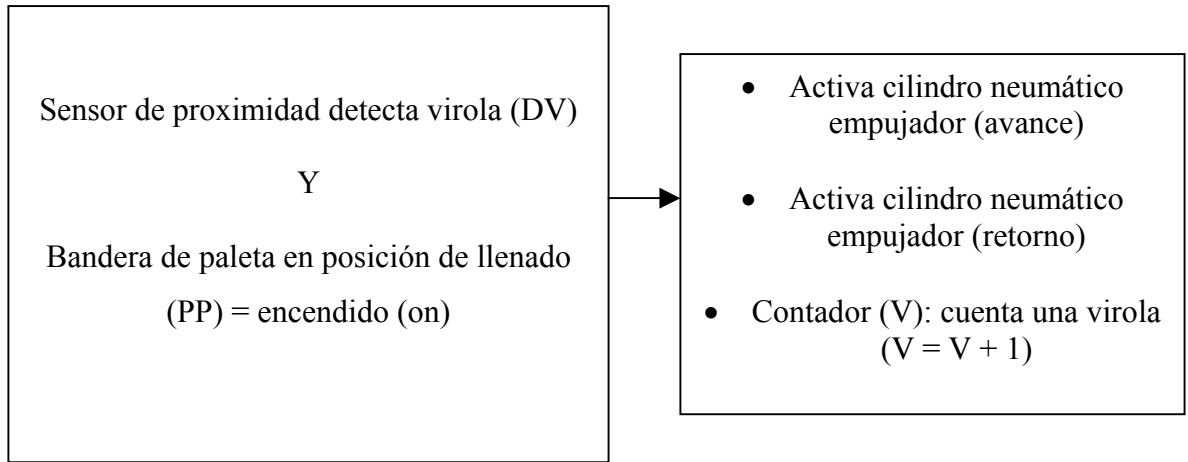
Cuando el interruptor de arranque de la máquina se coloca en la posición “on”, ocurre lo siguiente: El motor de la cinta transportadora arranca hasta llegar a su velocidad de funcionamiento. Los sensores de casa de los servo-motores, tanto en el eje horizontal como en el eje vertical, desplazan al sistema de paleta hasta encontrar la posición de “casa” (referencia de posición para los servomotores), y lo trasladan al punto de llenado. Simultáneamente, la tarjeta de control verifica que el sensor de paleta afuera, tenga corriente al igual que los sensores de cartucho en posición, procediendo al inicio del ciclo de producción de la “Maquina Automática Modelo V”.

A continuación se presenta la descripción de la automatización para cada uno de los procesos componentes del sistema:

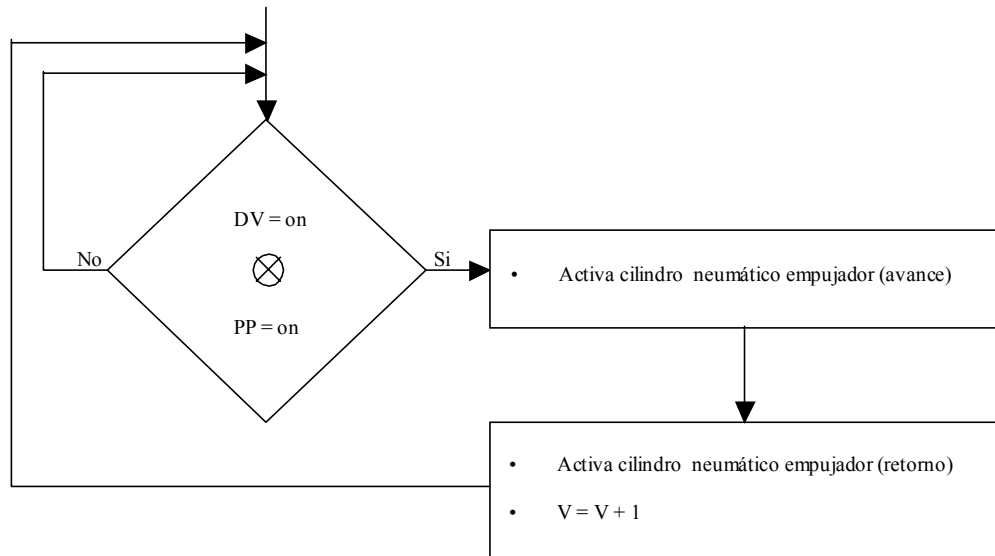
1. Rutina de arranque:



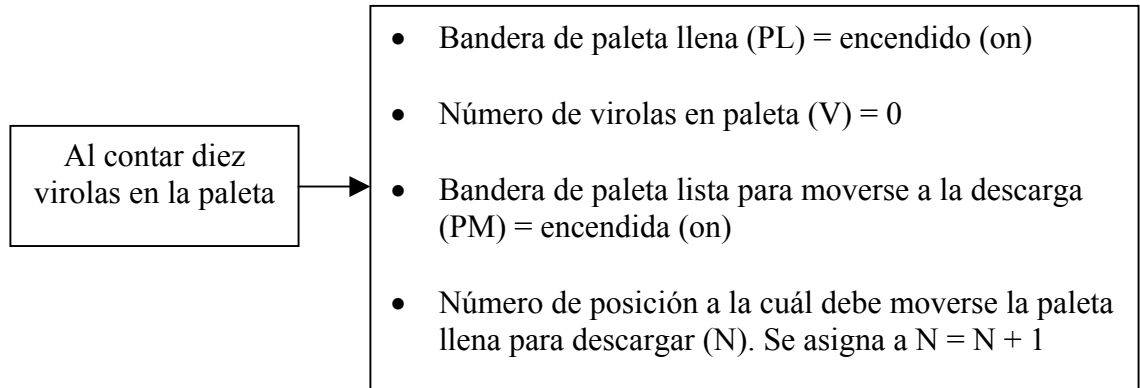
2. Rutina de llenado de la paleta:



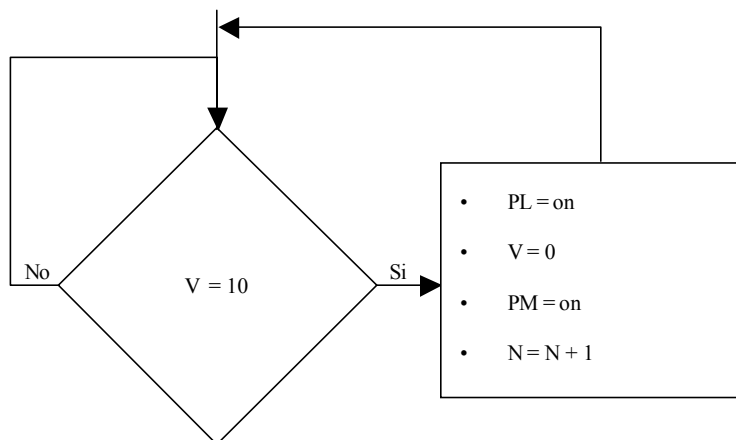
Este proceso lo podemos representar mediante el siguiente diagrama de flujo:



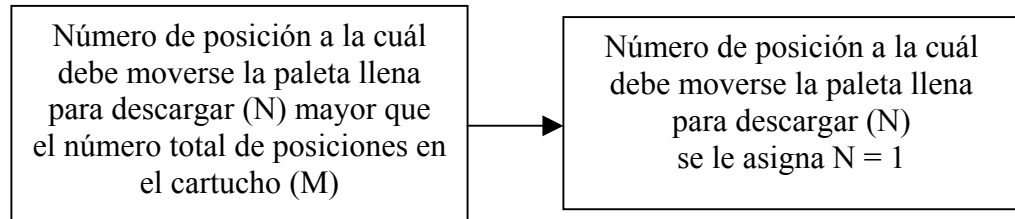
3. Rutina de conteo de virolas en la paleta:



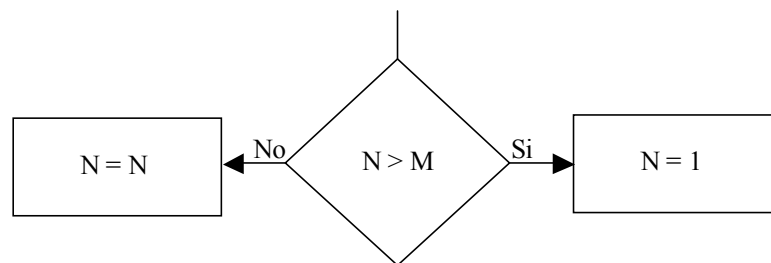
Este proceso lo podemos representar mediante el siguiente diagrama de flujo:



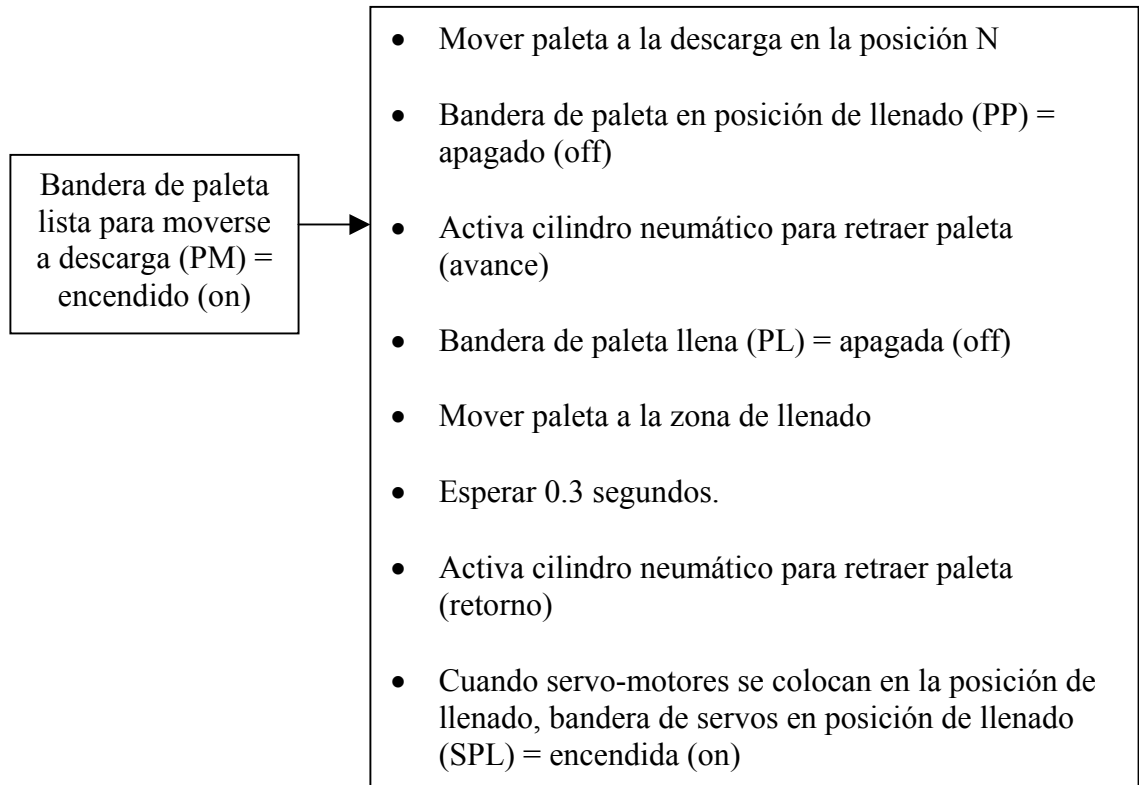
4. Rutina de comparación entre la posición de descarga y el número total de posiciones en el cartucho:



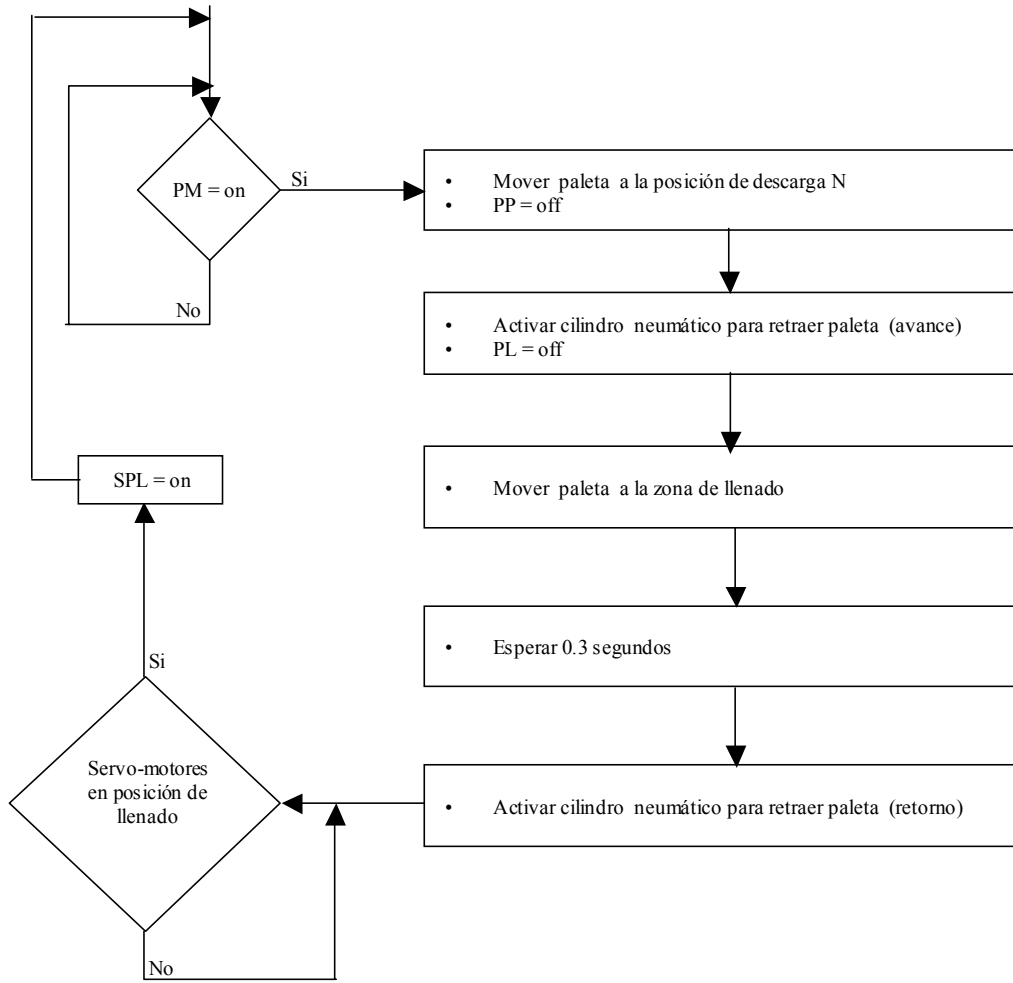
Este proceso lo podemos representar mediante el siguiente diagrama de flujo:



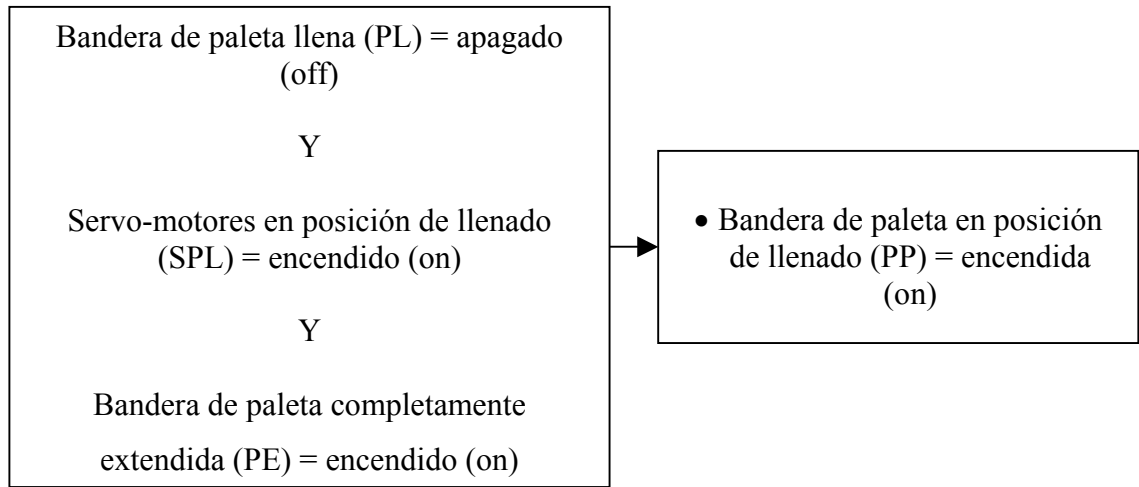
5. Rutina de movimiento de la paleta a la zona de descarga:



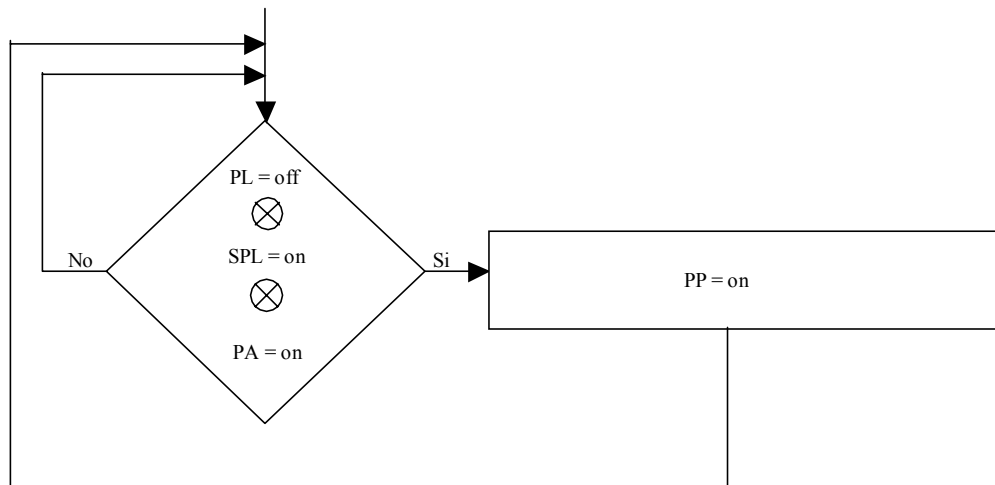
Este proceso lo podemos representar mediante el siguiente diagrama de flujo:



6. Rutina de paleta lista después de la descarga:



Este proceso lo podemos representar mediante el siguiente diagrama de flujo:



3.2.5.7.2. DESCRIPCIÓN DE LAS VARIABLES INVOLUCRADAS EN EL PROCESO.

1. Bandera de paleta llena (PL), encendida – apagada (on - off): Es una variable lógica, encargada de enviar una señal a la tarjeta, cuando la paleta se encuentra llena de virolas.
2. Número de virolas en paleta (V): Es una variable de registro entera, que va contando las virolas que son empujadas hacia la paleta, a través del sensor de proximidad del cilindro neumático empujador.
3. Bandera de paleta en posición de llenado (PP), encendida – apagada (on - off): es una variable lógica, encargada de enviar una señal a la tarjeta, cuando la paleta se encuentra en la posición de llenado.
4. Bandera de paleta lista para moverse a la descarga (PM), encendida – apagada (on - off): variable lógica que envía una señal a la tarjeta, cuando la paleta se encuentra lista para desplazarse hasta la zona de descarga en el cartucho.
5. Número de la posición a la cuál se debe mover la paleta (N): variable de registro entera, que indica a que posición debe moverse la paleta.
6. Número total de posiciones en el cartucho (M): variable entera, empleada para compararla con el valor de la variable N, para determinar cuando se llenó el cartucho.
7. Servo motores en posición de llenado (SPL), encendida – apagada (on - off): variable lógica que envía una señal a la tarjeta, cuando los servo motores se encuentran en la posición de llenado.

3.2.5.7.3. SELECCIÓN DE LA TARJETA DE CONTROL

La tarjeta de control seleccionada para la automatización del proceso es la siguiente: “LEVIL M10”. (ver anexo III-3.17). Esta tarjeta, es empleada para controlar los movimientos de centros de mecanizado, y como mencioné anteriormente, su programación se efectúa desde un “PC”, a través de los códigos “G”.

3.2.5.7.4. SELECCIÓN DE LOS SENSORES INDUCTIVOS

Sensores de casa de los movimientos verticales y horizontales de los respectivos carros: Festo “150 400 SIEN-M12B-NS-K-L”. (ver anexo III-3.19).

Sensor de proximidad de las virolas para ser empujadas: Festo “150 400 SIEN-M12B-NS-K-L”. (ver anexo III-3.19).

3.2.5.7.5. SELECCIÓN DE LOS SENSORES MAGNÉTICOS

Sensor de proximidad de los émbolos de los cilindros neumáticos. Se seleccionó: Festo “150 855 SME-8-K-LED-24”. Se utiliza en cilindros redondos, para determinar la posición del embolo. (ver anexo III-3.20).

3.2.5.8. NEUMÁTICA.

La especificación de la neumática empleada en el diseño de la máquina ordenadora de virolas, se encuentra en el diagrama neumático del anexo II-2.20.

RECOMENDACIONES

- En el diseño correspondiente al transportador de banda, la chapa soporte de acero inoxidable, se fija con tornillos solo uno de sus lados (ya que así lo permite la configuración), por lo tanto, si en la misma se presenta la tendencia al levantamiento, se recomienda soldar unos refuerzos en su parte inferior que permitan mejor fijación sobre el perfil que sostiene la estructura.
- Para sustentar la selección de las paletas de acero planteadas en el diseño, se llevaron a cabo los cálculos basados en aproximaciones, acerca de las posibles deformaciones que pueden suceder durante el desempeño del sistema. Sin embargo, si el peso de las paletas (sobre todo para las virolas más grandes), llegara a afectar de forma indeseada el desempeño de la ordenadora, se recomienda disminuir el mismo, mecanizando un canal ó realizando agujeros a lo largo de la sección principal de cada paleta.
- Se recomienda la colocación de un contrapeso en el sistema de elevación de las paletas, que contribuya a disminuir el torque que debe entregar el servomotor, logrando que trabaje más desahogado.

CONCLUSIONES

- La metodología planteada por Krick (1982) resultó efectiva, ya que permitió establecer bases sólidas para el desarrollo del proyecto.
- La selección de los componentes tanto estructurales como mecánicos, se basaron en modelos de comportamiento aproximado del sistema diseñado, mediante el empleo de bases teóricas que lo fundamentan, por lo que puede estar sometido a cambios después de su construcción, si se encontraren problemas de funcionamiento.
- La implantación del sistema de “ordenado-empaquetado” automático de virolas, representará una reducción de costos de fletado significativa para la empresa Técnica Monte Blanco, en el orden del 20 al 30 %, lo cuál se traducirá en un incremento en los márgenes de competitividad de la misma.
- Los componentes seleccionados de acuerdo a las solicitudes del diseño, son de alto nivel tecnológico, lo cuál permite asegurar una elevada confiabilidad, además, su disponibilidad en los mercados tanto nacionales como internacionales está garantizada.
- El control automático del proceso de ordenado de virolas, garantiza la optimización de la línea de producción, ya que permite establecer la sinergia necesaria entre el sistema existente y el nuevo diseño.

BIBLIOGRAFÍA

- Alexándrof, M. (1976). Aparatos y máquinas de elevación y transporte. Moscú: Mir.
- Alvarez, A. y Pernía, M. (1992). Diseño de un equipo automático para ensamblar máquinas desechables de afeitarse. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
- And & or, s.a. (2002). Catálogo de productos en línea. [Documento en línea]. Disponible: <http://www.andyor.com/articulos/sistemas> [Consulta 2002, Julio 3].
- Antón, J. y Hernández, C. (1991). Automatización de las estaciones de tapa, pulsador (plunger) y barril en el proceso de ensamblaje de bolígrafos Paper Mate. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
- Bachmann, A. y Forberg, R. (1982). Dibujo técnico. Barcelona (España): Labor.
- Beer, F. P. y Johnston, E. R. (1997). Mecánica vectorial para ingenieros. Dinámica. España: Mc Graw Hill.
- Beer, F. P. y Johnston, E. R. (1998). Mecánica de materiales. Colombia: Mc Graw Hill.
- Brito, E. y Petruzzo, V. (1992). Proyecto del sistema de transporte de materiales en una fábrica de helados. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.

Baptista, P. Fernández, C. y Hernández, R. (1998). Metodología de la Investigación. México: Mc Graw Hill.

Cartif (2002). Instalación automática de empaquetado e inspección a gran cadencia de bolsas de salchichas. (PROCONSAL). [Documento en línea]. Disponible: <http://www.cartif.es/automatiza/Proyectos.htm> [Consulta, 2002, Junio 25].

Chaparro, L. (1987). Diseño de un sistema para manejar productos terminados de las industrias Savoy. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.

Ernst, H. (1970). Aparatos de elevación y transporte. Barcelona (España): Blume.

Esaa, A. y Mendez, M. (1999). Diseño de una máquina de paletización automática para envases metálicos. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.

FANUC LTD. (1995). FANUC Series 21/210-MB operator's manual (B-62704EN).

FERRUM. (1990). División de aceros industriales especiales. Catálogo. Venezuela.

Festo. (1998). Catálogo de neumática. USA.

Festo. (2000). Products 2000. USA. Formato CD-ROM.

Fitzgerald, A.E. (1965). Fundamentos de Ingeniería Eléctrica. México: Mc Graw Hill.

Habasit. (2002). Muestrario 2430. Bandas transportadoras y de procesamiento de alto rendimiento Habasit. Suecia.

- Hernández, A. (1999). Optimización del sistema de almacenamiento y transporte de una planta productora de alimentos para animales. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
- Hidalgo, O. y Rodríguez, O. (1999). Diseño y automatización de un módulo de clasificación de pequeños paquetes postales. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
- IKO Bearings. (1990). Dimension and capacity handbook CAT-5801. Japón.
- ITEM. (1995). Products inc. Catálogo. USA.
- Krick, E. (1981). Introducción a la ingeniería y al diseño en la ingeniería. México: Limusa.
- Lavanga, A. y Miranda, F. (1999). Diseño de una máquina automática para cortar y doblar alambres de bastidores de colchones. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
- Logistics Consulting Group, Inc. (2002). Manejo de materiales. [Documento en línea]. Disponible: <http://www.lcginc.com> [Consulta 2002, Julio 3].
- Marks, L. S. (1958). Mechanical engineer's handbook. International student edition. New York: Mc Graw Hill.
- Mott, R. L. (1992). Diseño de elementos de máquinas. México: Prentice Hall.

- Norton, R. (1995). Diseño de maquinaria. México: Mc Graw Hill.
- Ospino, A. y Sánchez, L. (1990). Automatización de la línea de aplicación de subproductos a la hebra de tabaco en la empresa Tabacalera Nacional C.A. Planta Maracay. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
- PIC Design. (1997). Catálogo (44). USA.
- Porras, A. y Montanero, A. (1990). Autómatas Programables. Fundamentos manejo e instalación. Madrid: Mc Graw Hill.
- Roldán, J. (1989). Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada. Madrid: Paraninfo.
- Rukoz, G. (1992). Sistema automatizado de embalaje: una aplicación de la robótica. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
- S.A.E.S.A. (1975). Catálogo de medidas y datos técnicos (108). Venezuela.
- Shigley, J. E. y Mischke, Ch. R. (1998). Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill.
- SKF. (1999). Catálogo general. Italia: Stamperia Artistica Nazionale.
- Stewart, H. L. (1979). ABC de los circuitos hidráulicos. México: Diana.
- Targhetta, A.L. (1970). Transporte y almacenamiento de materias primas en la industria básica. Madrid: Blume.

Thomson Industries, inc. (2000). Linear motion & control solutions. Catálogo. USA.

Timoshenko, S. (1957). Resistencia de materiales. Madrid: Espasa Calpe.

Timoshenko, S. (1968). Teoría de la elasticidad. Bilbao: Urmo.

Wong, W. (1994). Diseño y construcción de un equipo de alimentación automática para afeitadoras desechables. Trabajo Especial de Grado. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.

Ziesling, K. (1975) Circuitos neumáticos. Regulación y mando de maquinaria. Barcelona (España): Blume.

ANEXOS

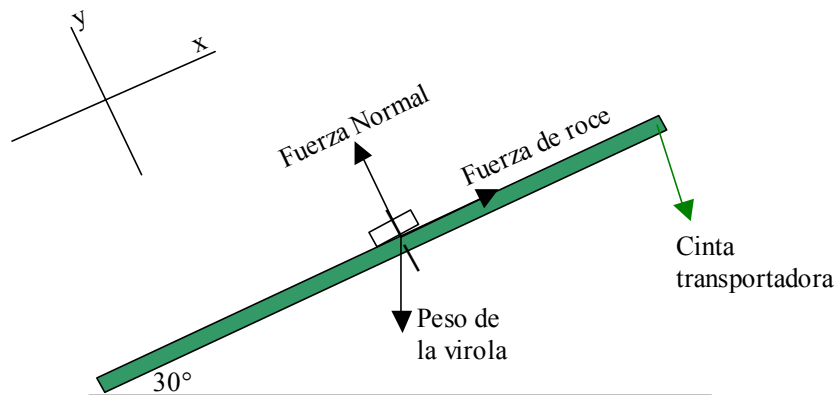
ANEXO I - CÁLCULOS

ANEXO 1.1

Cálculo del coeficiente de roce entre las virolas y la cinta transportadora:

Este cálculo se llevó a cabo de forma experimental:

Una virola cualquiera se dejó caer desde una distancia sobre un tramo de la cinta seleccionada, previamente inclinado con un ángulo que se hizo variar hasta que la virola descendiera con velocidad constante, encontrando de ese modo el coeficiente de roce dinámico. El ángulo medido en ese momento fue de 30 grados, y se repitió en todos los experimentos siguientes, por lo que lo tomamos directamente para el cálculo del coeficiente de roce dinámico (μ_d). A continuación se presenta un esquema ilustrativo del experimento que se llevó a cabo:



Del diagrama anterior, sabemos que:

$$Fr = Px \quad \text{Ecuación (1.1-1)}$$

$$N = Py \quad \text{Ecuación (1.1-2)}$$

Donde:

$$Fr = \text{Fuerza de roce.} \quad N = \text{Fuerza normal.}$$

Px = Componente del peso en la dirección del eje "x".

Py = Componente del peso en la dirección del eje "y".

También del diagrama anterior sabemos que:

$$Fr = \mu_d * N \quad \text{Ecuación (1.1-3)}$$

$$Py = P * \cos(30^\circ) \quad \text{Ecuación (1.1-4)}$$

$$Px = P * \sin(30^\circ) \quad \text{Ecuación (1.1-5)}$$

Sustituyendo en la ecuación (1.1-1) las ecuaciones (1.1-3) y (1.1-5), tenemos:

$$\mu_d * N = P * \sin(30^\circ) \quad \text{Ecuación (1.1-6)}$$

Sustituyendo en la ecuación (1.1-2) la ecuación (1.1-4), tenemos:

$$N = P * \cos(30^\circ) \quad \text{Ecuación (1.1-7)}$$

Sustituyendo en la ecuación (1.1-6) la ecuación (1.1-7), nos queda:

$$\mu_d = \tan(30^\circ)$$

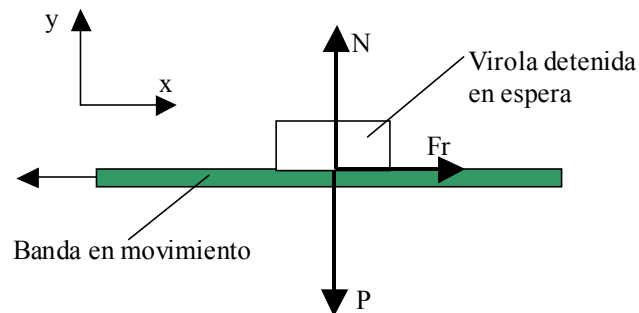
$$\mu_d = 0.577$$

Este coeficiente es el que se utilizará en los cálculos del anexo siguiente.

ANEXO 1.2

Cálculo de la secuencia de tiempo – velocidad de la banda transportadora:

Supongamos que la banda se encuentra con virolas esperando a ser cargadas en la paleta, mientras ésta realiza la operación de descarga sobre el cartucho. En ese momento, las piezas deslizan sobre el transportador, cuando la paleta se posiciona y el empujador carga la primera unidad, es necesario que la cinta sea capaz de acelerar a la virola en espera, lo suficientemente rápido hasta el punto de empuje, contando para ello, únicamente con la fuerza de roce entre la banda y las virolas. A continuación se presenta un esquema representativo de esa situación:



Donde:

N = fuerza normal.

P = Peso de la virola.

Fr = fuerza de roce entre la virola y la cinta.

$$\sum Fy = 0$$

$$(1.2-1) N = P = m * g$$

$$\sum Fx = Fr$$

$$(1.2-2) Fr = \mu * N = \mu * m * g$$

$$(1.2-3) F = m * a \rightarrow a = \frac{F}{m}$$

$F = Fr$, para acelerar la virola. Entonces de las ecuaciones (1.2-1) y (1.2-2), nos queda:

$$a = \frac{\mu * m * g}{m} = \mu * g$$

$$a = (0.577) * (9.81 m / s^2) = 5.66 m / s^2$$

Donde:

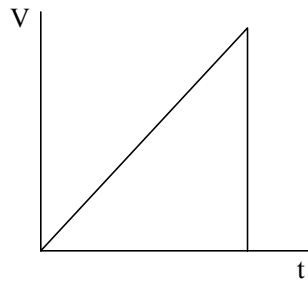
m = masa de la virola.

a = Aceleración.

g = Aceleración de gravedad.

μ = Coeficiente de roce.

Perfil de velocidad (si no alcanza la velocidad de la banda (máxima)):



Distancia a recorrer por una virola de 3.5¹ pulgadas = 0.09 metros.

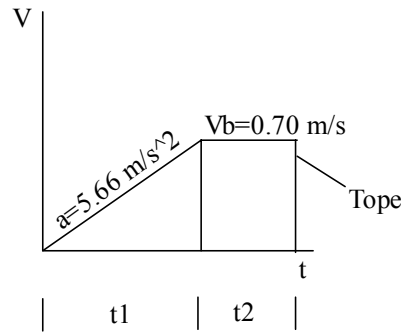
$$t = \sqrt{\frac{2d}{a}} \rightarrow ta = \sqrt{\frac{2*(0.09m)}{5.66m/s^2}} = 0.178s \cong 0.18s$$

Velocidad de la banda (velocidad máxima de la virola suponiendo que no alcance la velocidad de la banda (máxima)):

$$V_b = a * t = (5.66m/s^2)*(0.18s) \cong 1m/s$$

Se consideró que 1 m/s. Es una velocidad un poco alta para el transporte estable de las virolas, por lo tanto se decidió ajustar en 0.70 m/s., por lo tanto, el perfil de velocidades quedará de la siguiente forma:

¹ La virola de 3.5 pulgadas es la que posee mayor velocidad de producción, ver tabla I.



Por lo tanto, el tiempo requerido para el transporte de una virola será:

$$t = t1 + t2$$

$$t1 = \frac{v}{a} = \frac{0.70m / s}{5.66m / s^2} = 0.124s$$

$$t2 = \frac{d2}{v}$$

$$d2 = d - d1$$

$$d1 = \frac{1}{2} * a * t^2 = \frac{1}{2} * (5.66m / s^2) * (0.124s)^2 \cong 0.0435m$$

$$d2 = 0.09m - 0.0435m = 0.0465m$$

$$t2 = \frac{0.0465m}{0.70m / s} \cong 0.067s$$

Donde:

t = Tiempo total

t_1 = Tiempo para acelerar.

t_2 = Tiempo a velocidad constante.

d = Distancia total recorrida.

d_1 = Distancia para acelerar.

d_2 = Distancia a velocidad constante.

El tiempo total será = 0.191 segundos.

Y el tiempo para trasladar 10 virolas será = 1.91 segundos.

ANEXO 1.3

Cálculo de la secuencia de tiempo – velocidad del cilindro neumático empujador de virolas:

Para realizar este cálculo fue necesario remitirnos a los diagramas del catálogo de neumática 98 Festo², la cuál se muestra en el anexo III-3.21, de donde se extrajo una velocidad máxima aproximada de 1.02 m/s, cuando el cilindro empuja una carga correspondiente al veinte por ciento de su capacidad (empuje de una virola y la placa empujadora), tal como se demuestra a continuación:

La capacidad del cilindro DSNU-20-PPV-A seleccionado (anexo III-3.1) es de 165 N. en avance y de 140 N. para retorno. La masa de una virola de seis pulgadas (la de mayor dimensión) es de 29 gramos es decir 0.029 kilogramos, y la masa de la

² Diagramas 1, 2, 3 y 4 (Catálogo de neumática 98 Festo, 1998, p.2.1/1-15)

placa empujadora es de aproximadamente 0.180 kilogramos, lo cuál equivale a un peso total de:

$$P = \frac{(0.029 + 0.180)Kg}{9.81m/s^2} \cong 0.02N.$$

El cuál a simple vista, representa mucho menos del 20 % de la capacidad del componente neumático. La aceleración se puede aproximar a:

$$a = \frac{F}{m}$$

Donde:

La Fuerza “F”, es la capacidad del cilindro neumático (165 N.).

La masa “m”, es la masa de los componentes móviles del cilindro neumático, más la masa de la placa empujadora, más la masa de una virola:

Masa de los componentes móviles del cilindro es aproximadamente igual al 75 % de la masa total del cilindro.

En el anexo III-3.1, encontramos la masa por cada diez milímetros de longitud de carrera, en este caso, la carrera estándar es igual a 50 milímetros (anexo III-3.1), por lo tanto, la masa será igual a:

$$m_{10mm} = (0,0071Kg / mm) * (50mm) \cong 0.355Kg$$

Además, se debe sumar la masa básica (anexo III-3.1): Mb = 0,215 Kg.

Masa total del cilindro = 0,570 Kg.

Masa de los componentes móviles = $(0,75)*(0,570 \text{ Kg}) = 0,428 \text{ Kg}$.

La masa de placa empujadora es aproximadamente 0,180 Kg.

Masa de una virola = 29 gramos (0.029Kg).

La masa “m” es igual a: 0,637 Kg

Aceleración del cilindro neumático:

$$a = \frac{165N}{0,637Kg} = 259,03m / s^2$$

Para conocer cuál es la distancia que recorre el cilindro durante la aceleración, hasta llegar a la velocidad antes mencionada, planteamos las siguientes ecuaciones:

$$t = \sqrt{\frac{2d}{a}} \quad \text{Ecuación (1.3-1)}$$

$$t = \frac{v}{a} \quad \text{Ecuación (1.3-2)}$$

Sustituyendo en la ecuación (1.3-1) la ecuación (1.3-2), tenemos:

$$d = \frac{v^2}{2a} = \frac{(1,02m / s)^2}{2*(259,03m / s^2)} = 2,01 * 10^{-3} m = 2,01mm$$

Como la distancia calculada es prácticamente despreciable con respecto a la carrera, se supuso que el recorrido de ida y vuelta del cilindro empujador, se efectúa a velocidad constante de 1,02m/s., por lo tanto el tiempo para la operación de empuje de cada virola será:

$$\text{Distancia total recorrida (ida + vuelta)} = 50 \text{ mm} + 50 \text{ mm} = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

$$t = \frac{d}{v} = \frac{0.1\text{m}}{1,02\text{m/s}} = 0,098\text{s.}$$

Por lo que el tiempo requerido para empujar diez virolas será igual a 0,98 segundos.

ANEXO 1.4

Cálculo de la secuencia de tiempo – velocidad del cilindro neumático del sistema retráctil de la paleta:

La carrera del cilindro es de 380 milímetros. De acuerdo con experiencias previas en la compañía Técnica Monte Blanco, para cilindros neumáticos con carreras mayores a 200 milímetros, se supuso que el mismo se acelera durante unos 100 milímetros, y se especificó una velocidad de diseño de 0.5 m/s, por lo tanto el tiempo necesario para acelerarlo será:

$$t = \frac{2d}{v} = \frac{2*(0.1\text{m})}{0.5\text{m/s}} = 0.4\text{s} \quad \text{Ecuación (1.4-1)}$$

De acuerdo a lo anterior, la aceleración del cilindro, será igual a:

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0.5m/s}{0.4s} = 1.25m/s^2 \quad \text{Ecuación (1.4-2)}$$

La distancia que recorre a velocidad constante es 280 milímetros, el tiempo de recorrido es:

$$t = \frac{d}{v} = \frac{0.28m}{0.5m/s} = 0.56s$$

Entonces el tiempo total para retraer el cilindro será = 0.96 segundos

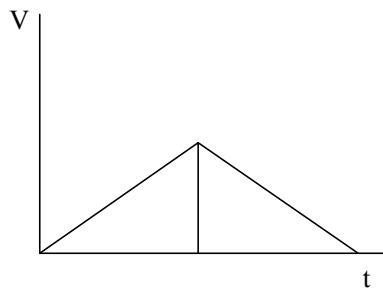
ANEXO 1.5

Cálculo de la secuencia de tiempo – velocidad del carro de elevación del sistema de paletas:

Distancia a recorrer: 430 milímetros = 0,43 metros.

Tiempo de ida: 1,325 segundos. (Recordemos que el tiempo total es de 2,65 segundos)

Perfil de velocidad:



$$a = \frac{2 * d}{t^2} = \frac{2(0,215m)}{(0,66s)^2} = 0,987m / s^2$$

$$V_{max} = 2 * V_{prom} = \frac{2 * d}{t} = \frac{2 * (0,215m)}{0,66s} = 0,652m / s$$

Donde:

a = aceleración.

V_{max} = Velocidad máxima.

V_{prom} = Velocidad promedio.

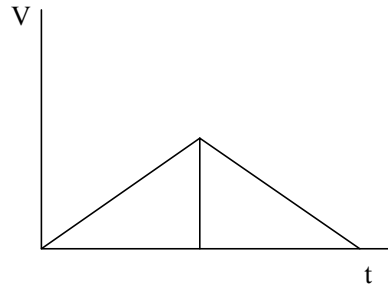
ANEXO 1.6

Cálculo de la secuencia de tiempo – velocidad del carro de desplazamiento horizontal del sistema de paletas:

Distancia a recorrer: 700 milímetros = 0,7 metros.

Tiempo de ida: 1,325 segundos. (Recordemos que el tiempo total es de 2,65 seg)

Perfil de velocidad:



$$a = \frac{2 * d}{t^2} = \frac{2(0,35m)}{(0,66s)^2} = 1,60m / s^2$$

$$V_{max} = 2 * V_{prom} = \frac{2 * d}{t} = \frac{2 * (0,35m)}{0,66s} \cong 1m / s$$

Donde:

a = aceleración.

V_{max} = Velocidad máxima.

V_{prom} = Velocidad promedio.

ANEXO 1.7

Cálculo de la potencia requerida por el transportador de banda y cálculo de la tensión que debe tener la cinta para lograr el movimiento.

Potencia máxima = (Fuerza de tracción)*(Velocidad máxima)

Velocidad máxima = 0.70 m/s (ver anexo 1.2).

La fuerza de tracción se calcula a continuación³:

$$F_t = F_E + F_F \quad \text{Ecuación (1.7-1)}$$

$$F_E = Pm * \text{sen}(\alpha) \quad \text{Ecuación (1.7-2)}$$

Donde:

F_E = Fuerza para elevar la carga.

α = Ángulo de inclinación de la banda.

Pm = Peso del material a transportar.

F_F = Fuerza de fricción.

Pb = Peso de la banda.

f = Coeficiente de fricción.

Como la banda estará trabajando en posición horizontal, el ángulo $\alpha = 0$, el valor de la ecuación (1.7-2), es igual a cero, por lo tanto la ecuación (1.7-1), se transforma en:

$$F_t = F_F \quad \text{Ecuación (1.7-3)}$$

En el caso específico del presente diseño, F_F estará compuesta de dos fuerzas:

³ Ver Teoría General (Lopez y Targhetta, 1970, Vol. 2. p. 620).

1. F_{F1} = Fuerza de fricción producida por el peso del material (virolas), más el peso de la cinta, sobre la chapa de acero donde desliza.
2. F_{F2} = Fuerza de fricción producida por el peso del material (virolas) sobre la cinta. Recordemos que las virolas deslizan sobre la banda, cuando el empuje se está llevando a cabo, por lo tanto, la cinta debe ser capaz de acelerar las virolas contando únicamente con la fuerza de roce.

La ecuación (1.7-3), se transforma en:

$$Ft = F_{F1} + F_{F2} \quad \text{Ecuación (1.7-4)}$$

$$F_{F1} = f_1 * P1 \quad \text{Ecuación (1.7-5)}$$

$$P1 = Pm + Pb \quad \text{Ecuación (1.7-6)}$$

$$F_{F2} = f_2 * Pm \quad \text{Ecuación (1.7-7)}$$

Donde:

f_1 : Coeficiente de fricción entre la banda y la chapa de acero de apoyo (0.2 anexo III-3.3).

f_2 : Coeficiente de fricción entre las virolas y la banda ($\mu_d = 0.577$ ver anexo 1.1).

$$Pb = (\text{Peso de la banda por unidad de área}) * (A)$$

Peso de la banda por unidad de área = $23.2N / m^2$ (anexo III-3.3)

A = Área total de la banda transportadora.

$$A = (4.26m) * (0.07m) = 0.298m^2$$

$$P_b = 6.92N$$

$$P_m = 70 \text{virolas} * 0.0075Kg * 9.81m / s^2 = 5.15N$$

De la ecuación (1.7-6), resulta:

$$P_1 = 12.07N$$

De la ecuación (1.7-5), resulta:

$$F_{F1} = 0.2 * 12,07N = 2,414N$$

De la ecuación (1.7-7), resulta:

$$F_{F2} = (0,577) * (5,15N) \cong 3N$$

Por lo tanto, de la ecuación (1.7-4), resulta:

$$F_t = 5,414N$$

Volviendo al comienzo del presente anexo, tenemos entonces que:

$$\text{Potencia máxima} = (5.414 N) * (0.70 m/s) = 3.8 \text{ vatios.}$$

Cálculo de la tensión que debe tener la banda del transportador, para lograr el movimiento:

Las especificaciones de la banda seleccionada “Habasit HNA-18P” se encuentran en los anexo III-3.3. El cálculo de la tensión máxima que debe soportar la banda se presenta a continuación⁴:

$$F_t = T_1 - T_2 \quad \text{Ecuación (1.7-8)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f\theta} \quad \text{Ecuación (1.7-9)}$$

Sustituyendo la ecuación (1.7-9) en la ecuación (1.7-8), tenemos:

$$T_1 = F_t * \left(\frac{e^{f\theta}}{e^{f\theta} - 1} \right)$$

$$\left(\frac{e^{f\theta}}{e^{f\theta} - 1} \right) = K$$

$$T_1 = F_t * K \quad \text{Ecuación (1.7-10)}$$

Donde:

F_t = Fuerza de tracción (5.414 N).

T_1 = Tensión de salida del tambor motriz.

⁴ Ver Teoría General (Lopez y Targhetta, 1970, Vol. 2. p. 623).

T_2 = Tensión de entrada al tambor motriz.

f = coeficiente de fricción de la banda sobre el tambor motriz (0.15 anexo III-3.3).

θ = Ángulo de abrazado de la cinta sobre el tambor motriz.

Sabemos que:

$$\left(\frac{e^{f\theta}}{e^{f\theta} - 1} \right) = K$$

$$K = \left(\frac{e^{(0.15)*\pi}}{e^{(0.15)*\pi} - 1} \right) = 2.661$$

De la ecuación (1.7-10)

$$T_1 = (5,414N) * (2.661) = 14,4N$$

La tensión admisible de la banda para estirar un 1 %, es 12 N. por milímetro de ancho de la banda⁵ (anexo III-3.3), por lo tanto será:

$$T_E = (12N / mm) * (70mm) = 840N.$$

Como $T_1 < T_E$, la cinta transportadora resiste sin problema alguno las solicitaciones de carga del sistema.

⁵ La tensión admisible de la banda es igual a 30 N. por milímetro de ancho de la banda, es decir más del doble que la empleada en los cálculos.

ANEXO 1.8

Justificación de la selección del servomotor, en base a la potencia requerida por el transportador de banda. Cálculo del sistema de transmisión (reductores y correas) y cálculo del diámetro del eje del rodillo impulsor:

Revoluciones del tambor motriz del transportador:

$$n_{Tambor} = \frac{60 * V_{max}}{\pi * D_{pt}}$$

Velocidad máxima = 0.70 m/s (ver anexo 1.2).

D_{pt} = Diámetro de paso del tambor motriz (Diámetro del tambor + espesor de la correa)

$$n_{Tambor} = \frac{60 * (0.7m/s)}{\pi * (0.0519m)} = 257.592rpm = n_{\substack{polea \\ Tambor}}$$

Potencia máxima = 3,8 vatios (ver anexo 1.7)

P_d = (Factor de seguridad)*(potencia máxima)

El factor de seguridad se tomará igual a dos (2).

P_d = 7,6 w.

Se puede asumir que en el servo motor seleccionado, la potencia es proporcional a las revoluciones debido a que el torque del mismo se mantiene constante (ver anexo III-3.5). Revoluciones a las cuales debe girar el servo motor para

entregar la potencia de diseño:

$$160w \rightarrow 4000rpm$$

$$7,6w \rightarrow X = 190rpm$$

Como las revoluciones necesarias son muy bajas, se seleccionaron las poleas que permitieran girar al tambor con las revoluciones deseadas, con la mayor relación de transmisión posible, para que el servo motor funcione más rápido:

Se seleccionó la siguiente polea para el servo motor:

- a. Diámetro de paso (D_p) = 0.752 pulgadas = 0.0191 metros
- b. Número de dientes (N) = 12
- c. Paso (p) = 5 mm. HTD.

Se seleccionó la siguiente polea para el rodillo impulsor:

- a. Diámetro de paso (D_p) = 2.506 pulgadas = 0.0637 metros
- b. Número de dientes (N) = 40
- c. Paso (p) = 5 mm. HTD.

Relación de transmisión de diseño (RTD):

$$RTD = \frac{N_{carro}}{N_{motor}} = \frac{40}{12} = 3.333$$

Revoluciones del servomotor con la relación de transmisión de diseño:

$$Revoluciones_{motor} = (3.333) * (257.592rpm) = 858.554rpm$$

Capacidad del servo motor a 858.554 rpm:

$$4000rpm \rightarrow 160w$$

$$858.554rpm \rightarrow X = 34.3w$$

Cálculo de la correa:

Correa paso = 5 mm. HTD., por 15 mm. de ancho.

Potencia de diseño para la correa (Pdc):

En el anexo III-3.9, encontramos los valores de resistencia de la correa por unidad de ancho. Para la correa seleccionada:

$$Resistencia = 100 \text{ lbf} / \text{pulgadas de ancho}$$

Como el ancho es de 15 milímetros, la resistencia es = 59.05 lbf.

Como tenemos un sistema de transmisión que multiplica el torque del motor, tenemos que el torque máximo será:

$$T_{max} = (\text{torque del motor}) * (RTD)$$

$$T_{max} = (0.56 \text{ N}\cdot\text{m}) \cdot (3.333) = 1.866 \text{ N}\cdot\text{m}$$

La fuerza de tensión máxima a la cual puede estar sometida la correa, se calcula a continuación:

$$F_t = \frac{T_{max}}{r. \text{ paso}} = \frac{T_{max}}{\frac{D_{paso}}{2}} = \frac{2 \cdot (1,866 \text{ N} \cdot \text{m})}{0,0191 \text{ m}} \cong 195,4 \text{ N}$$

$$F_t = 195,4 \text{ N} < 262,67 \text{ N} = \text{Resistencia}$$

Por lo tanto la correa funciona bajo las condiciones de carga establecidas.

Cálculo del diámetro del eje del rodillo impulsor del transportador:

La configuración del transportador la podemos encontrar en el plano [3-1] del anexo II-2.9, pero para visualizar fácilmente la situación que se está estudiando, se presenta un esquema representativo del rodillo impulsor en el anexo II-2.14.

El eje del rodillo impulsor se diseñó en base a la ecuación⁶:

$$D = \left[\frac{32n}{\pi} \left\{ \sqrt{\left(\frac{K_f M_a}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{Se} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{Mm}{Sut} \right)^2 + \left(\frac{Tm}{Sut} \right)^2} \right\} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación (1.8-1)}$$

Donde:

n : Factor de seguridad. Según Mott (1992) bajo condiciones industriales típicas se toma igual a 3.

⁶ Ecuación (18-43). (Shigley, 1998. p. 808.)

K_f = Factor de concentración de esfuerzos en flexión.

M_a = Momento flector alternante aplicado. $M_a = \sqrt{M_{min}^2 + M_{max}^2}$

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzos a corte.

S_{ut} = Resistencia última.

S_y = Resistencia a la tracción.

T_a = Torque alternativo aplicado. $T_a = \sqrt{T_{min}^2 + T_{max}^2}$

M_m = Momento flector medio aplicado. $M_m = [M_{max} + M_{min}] / 2$

T_m = Torque medio aplicado.

Para el caso que se está estudiando, el torque que se transmite desde el servo motor hacia el eje mediante el sistema reductor a través de la polea en el punto A (ver anexo II-2.15), es el siguiente:

Torque transmitido = [(Potencia del motor)/(velocidad angular)]*(RTD)

Velocidad angular (ω) = $[2\pi * (\text{revoluciones del motor})] / 60$

Revoluciones del motor = 858.554 rpm (ver anexo I-1.8)

Velocidad angular (ω) = 89.91 rad/s

Potencia del motor a 858.554 rpm = 34.3 w (ver anexo I-1.8)

Relación de transmisión de diseño = 3.333 (ver anexo I-1.8)

Torque transmitido = 1.27 N*m.

Para mayor seguridad en el diseño del eje, se decidió trabajar con el torque que puede llegar a entregar el motor, por lo tanto el torque transmitido es el siguiente:

Torque transmitido = (Torque del motor)*(RTD)

Torque del motor = 0.56 N*m (ver anexo III-3.4)

Torque transmitido = 1.87 N*m.

Del anexo II-2.15, tenemos:

$$T_A = T_B = T_C = T_D = Tt = 1.87 N * m$$

Donde:

Tt = Torque transmitido.

T_A = Torque en la polea en el punto A.

T_B = Torque en la sección B.

T_C = Torque en la sección C.

T_D = Torque del roldillo en el punto D.

Fuerza normal en el punto A:

$$F_{NA} = \frac{T_A}{\left(\frac{D_A}{2}\right)}$$

Donde:

D_A = Diámetro de la polea en el punto A.

$$F_{NA} = \frac{2*(1.87N*m)}{0.064} \cong 58.45N$$

Fuerza normal en el punto D:

$$F_{ND} = \frac{T_D}{\left(\frac{D_D}{2}\right)}$$

Donde:

D_D = Diámetro del rodillo en el punto D.

$$F_{ND} = \frac{2*(1.87N*m)}{0.052} \cong 71.92N$$

$$F_{xA} = C * F_{Na}$$

$$F_{xD} = C * F_{ND}$$

Donde:

F_{xA} = Fuerza en el eje “x” en el punto A.

F_{xD} = Fuerza en el eje “x” en el punto D.

C = Constante de acuerdo al tipo de correa⁷, para asegurar la magnitud de la fuerza de flexión que actúa sobre el eje. En este caso particular C es igual a 2.

$$F_{xA} = 116.9N.$$

$$F_{xD} = 143.84N.$$

El material seleccionado para la construcción del eje, es el acero AISI 4340, sus propiedades de encuentran en el anexo III-3.11.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico (S_e):

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e$$

Donde:

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria. Para encontrar su valor es necesario conocer la resistencia última del material seleccionado, que no se encuentra en las especificaciones del acero seleccionado en el anexo III-3.11, en cambio, solo se encuentra la resistencia a la tracción (S_y), por lo que se sustituirá por la resistencia última (para efectos del cálculo)⁸. Es preciso

⁷ Poleas de banda plana (Mott, 1992. p. 291).

⁸ En los libros de los autores Shigley (1998) y Mott (1992) se encuentran valores tabulados de la resistencia última del acero 4340 para diferentes temperaturas de temple y revenido, los cuales no se van a emplear, debido a que en este caso específico los parámetros del tratamiento térmico del acero seleccionado (anexo III-3.11), son diferentes. También es importante resaltar que en el caso de las tablas de los textos mencionados, los valores de resistencia se encontraron en base a probetas de 0,505 pulgadas de diámetro, en cambio como se observa en el anexo III-3.11, los valores de resistencia son específicos para diferentes diámetros, así como el tratamiento térmico empleado.

destacar que el empleo de la resistencia a la tracción en lugar de la resistencia última o de rotura, representa un factor de seguridad adicional para el cálculo del eje.

Resistencia a la tracción (S_y) = 1225 MPa.(125 Kg/mm²).

$S'e = 0.504S_{ut}$, cuando 1400 MPa. $\geq S_{ut}$

$S'e = (0.504)*(1225 \text{ MPa}) = 617.4 \text{ MPa}$.

K_a = Factor de acabado superficial⁹. El factor $K_a = aS_{ut}^b$, los factores a y b , se encuentran en el anexo III-3.22. En este caso como el eje será maquinado:

$a = 4.51$ y $b = -0.265$.

Por lo tanto $K_a = 0.685$.

K_b = Factor de tamaño¹⁰. $K_b = (D / 7.62)^{-0.1133}$ (Para diámetros entre 2.79 mm. y 51 mm.). Para estandarizar el diámetro del eje con las dimensiones de los rodamientos y acople del motor, se tomó 12 milímetros, por lo que el $K_b = 0.949$. (ver anexo III-3.22).

K_c = Factor de carga¹¹. $K_c = 0.577$ (torsión y cortante) (ver anexo III-3.22).

K_d = Factor de temperatura¹², en este caso es igual a uno (1), ya que la temperatura ronda los 20°C (ver anexo III-3.22).

K_e = Factor de efectos diversos¹³. No se van a considerar, por lo tanto $K_e = 1$.

⁹ Factor de acabado superficial (K_a) (Shigley, 1998. p. 318).

¹⁰ Factor de tamaño (K_b) (Shigley, 1998. p. 318).

¹¹ Factor de carga (K_c) (Shigley, 1998. p. 320).

¹² Factor de temperatura (K_d) (Shigley, 1998. p. 320).

Entonces el valor de Se será igual a 231.58 MPa.

Concentradores de esfuerzo (K_f) y (K_{fs}):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde:

K_t = factor de concentración de esfuerzo teórico.

En este caso, tenemos los siguientes concentradores de esfuerzos:

Sección A–B: Ranura para anillo de retención. En el anexo III-3.22 se muestra una tabla, de donde extraemos el valor de K_t , de acuerdo a las relaciones entre el diámetro del eje y el diámetro de la ranura, y entre el radio del entalle de la ranura y el diámetro de la ranura.

Diámetro del eje = 12 mm.

Diámetro de la ranura = 11 mm. (ver anexo II-2.14)

Radio del entalle = aproximadamente 1 mm.

Para este caso $K_t = 1.5$

q = Sensibilidad de la muesca. Para encontrar este factor, es necesario conocer la resistencia última del material (S_{ut}) y el radio del entalle, para entrar en la tabla que se muestra en el anexo III-3.22.

¹³ Factor de temperatura (Kd) (Shigley, 1998. p. 320).

Para este caso $q =$ aproximadamente 0.9

Por lo tanto: $K_f = 1.45$

Sección B–C: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes cortantes es igual a 2.5

Sección C-D: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes redondeados es igual a 1.5

Sección D-E: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes redondeados es igual a 1.5

Sección E-F: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes cortantes es igual a 2.5

Del mismo modo, para K_{fs} , tenemos:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzo teórico.

En este caso, tenemos los siguientes concentradores de esfuerzos:

Sección A–B: Ranura para anillo de retención. En el anexo III-3.22 se muestra una tabla, de donde extraemos el valor de K_{ts} , de acuerdo a las relaciones entre el diámetro del eje y el diámetro de la ranura, y entre el radio del entalle de la ranura y el diámetro de la ranura.

Diámetro del eje = 12 mm.

Diámetro de la ranura = 11 mm. (ver anexo II-2.14)

Radio del entalle = aproximadamente 1 mm.

Para este caso $K_{ts} = 1.6$

q = Sensibilidad de la muesca. Para encontrar este factor, es necesario conocer la resistencia última del material (S_{ut}) y el radio del entalle, para entrar en la tabla que se muestra en el anexo III-3.22.

Para este caso q = aproximadamente 0.9

Por lo tanto: $K_{fs} = 1.54$

Para los concentradores de esfuerzos debidos al cambio de diámetro en torsión, se emplearán los mismos valores que para los concentradores de esfuerzo debidos al cambio de diámetro en flexión:

Sección B–C: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes cortantes es igual a 2.5

Sección C-D: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes redondeados es igual a 1.5

Sección D-E: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes redondeados es igual a 1.5

Sección E-F: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes cortantes es igual a 2.5

Los diagramas de torque, cortante y momento flector se encuentran en el anexo II –2.15, de donde se extraen los siguientes resultados:

$$T_A = T_B = T_C = T_D = Tt = 1.87N * m$$

$$T_E = T_F = 0$$

T_a de la ecuación (1.8-1), es igual a 1.87 N*m. (entre los puntos A-D)

Tm de la ecuación (1.8-1) es igual a 0.94 N*m. (entre los puntos A-D)

Los momentos flectores en los puntos A, B, C, D, E y F:

Diagrama x – z:

$$MfA = 0$$

$$MfB = 4 N*m.$$

$$MfC = 4.49 N*m$$

$$MfD = 5.74 N*m$$

$$MfE = 0.84 N*m$$

$$M_{fF} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Los momentos flectores alternantes de la ecuación (1.8-1), son los mismos momentos flectores calculados anteriormente, ya que solo existe corte y momento en el plano x-z.

Momentos flectores medios de la ecuación (1.8-1):

$$M_{mA} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$M_{mB} = 2 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$M_{mC} = 2.25 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$M_{mD} = 2.87 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$M_{mE} = 0.42 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$M_{mF} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

Teniendo todos los términos de la ecuación 1.8-1, se procede a calcular el diámetro del eje sección por sección:

Diámetro en el punto A:

$$D = 7.06 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$D = 7.06 \text{ mm}.$$

En el punto A el diámetro de diseño es 12 mm.

Diámetro en el punto B:

$$D = 1.14 * 10^{-2} m$$

$$D = 11.4 mm.$$

En el punto B el diámetro de diseño es 12 mm.

Diámetro en el punto C:

$$D = 1 * 10^{-2} m$$

$$D = 10 mm.$$

En el punto C el diámetro de diseño es 16 mm.

Diámetro en el punto D:

$$D = 1.08 * 10^{-2} m$$

$$D = 10.8 mm.$$

En el punto D el diámetro de diseño es 52 mm.

Diámetro en el punto E:

$$D = 5.61 * 10^{-3} m$$

$$D = 5.61 mm.$$

En el punto E el diámetro de diseño es 16 mm.

Diámetro en el punto F:

Como en el punto F, no existe ni momento flector ni torsión, el diámetro se calcula mediante la ecuación de esfuerzo cortante:

$$D = \sqrt{\frac{32 * V * n}{3\pi * S_y}}$$

Donde:

V = Fuerza cortante en el punto.

n = Factor de seguridad.

S_y = Resistencia a la tracción.

La fuerza cortante en el punto F, se extrae del diagrama de cortante (anexo II-2.15) la cuál es igual a: 115,54 N.

Entonces el diámetro resultó:

$$D = 9,8 * 10^{-4} m$$

$$D = 0,98 mm.$$

En el punto F el diámetro de diseño es 12 mm.

Cálculo de la duración de los rodamientos del rodillo impulsor:

El rodamiento seleccionado para el sistema de descarga de los cartuchos es el 1201 E¹⁴, con las siguientes propiedades:

Capacidad de carga:

Dinámica (C) = 6240 N

Estática (Co) = 1430 N

Para el cálculo de la duración¹⁵ en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

$p = 3$ para rodamientos rígidos de bolas.

C = Capacidad de carga dinámica en N.

P = Carga dinámica equivalente en N.

Sobre estos rodamientos sólo actúa fuerza en sentido radial, correspondiente a las reacciones en los apoyos, del diagrama del anexo II-2.15 (fuerza, cortante y momento):

¹⁴ Catálogo General SKF. 1999. p.264.

¹⁵ Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

Reacciones en los apoyos:

Diagrama x – z:

Apoyo punto B: 88,6 N.

Apoyo punto F: 115,54 N.

Para el cálculo de la duración, tomaremos la fuerza de mayor magnitud como la fuerza radial aplicada, en este caso 115,54 N.

Carga dinámica equivalente (P)¹⁶:

$$P = Fr + Y_1 Fa \rightarrow \text{cuando} \rightarrow Fa / Fr \leq e$$

$$P = 0,65 * Fr + Y_2 Fa \rightarrow \text{cuando} \rightarrow Fa / Fr > e$$

Como no existe fuerza axial (Fa), tenemos que $P = (Fr) = F_{radial} = 115,54 \text{ N}$.

Por lo tanto la duración será:

$$L_{10} = \left(\frac{6240N}{115,54N} \right)^3 = 157527$$

Duración = 157527 millones de revoluciones.

El rodillo impulsor gira a 257,592 revoluciones por minuto, por lo tanto, en ocho horas diarias de trabajo, tenemos 480 minutos, lo cuál representa 123644

¹⁶ Carga dinámica equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

revoluciones por día. En un año de trabajo tenemos: 37 millones de revoluciones, por lo que la duración en años será de aproximadamente 4200 años.

Comprobación estática de los rodamientos:

Carga estática equivalente P_o ¹⁷:

$$P_o = Fr$$

$$(s_o = \frac{C_o}{P_o})^{18}$$

$$s_o = \left(\frac{1430N}{115,54N} \right) \cong 12,4$$

Cómo $12,4 > 0.5$ (s_o factor de seguridad estático recomendado)¹⁹, el rodamiento se encuentra por encima del factor de seguridad.

Cálculo del diámetro del eje del rodillo libre del transportador:

La configuración del transportador la podemos encontrar en el plano [3-1] del anexo II-2.9, pero para visualizar fácilmente la situación en estudio, se presenta un esquema representativo del rodillo libre en el anexo II-2.18.

El eje del rodillo libre se diseñó en base a la ecuación (1.8-1).

¹⁷ Carga estática equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

¹⁸ Comprobación de la capacidad de carga estática. (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

¹⁹ Tabla 9. Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_o . . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

$$D = \left[\frac{32n}{\pi} \left\{ \sqrt{\left(\frac{K_f M_a}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{Se} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{Mm}{Sut} \right)^2 + \left(\frac{Tm}{Sut} \right)^2} \right\} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación (1.8-1)}$$

El eje está fijo, empotrado en su base correspondiente (plano [3-1] del anexo II-2.9), por lo tanto, el rodillo libre gira sobre el mismo, a través de un par de rodamientos dispuestos para tal fin. El torque que recibe el rodillo libre se transmite a través de la cinta desde el rodillo impulsor, por lo tanto el torque transmitido es igual al calculado para diseñar el eje del rodillo impulsor:

Torque transmitido = 1.87 N*m.

Del anexo II-2.19, tenemos:

$$T_C = Tt = 1,87N * m$$

Donde:

Tt = Torque transmitido.

T_C = Torque en la sección C.

Torque en el punto A = $T_A = 0$

Torque en el punto B = $T_B = 0$

Fuerza normal en el punto C:

$$F_{NC} = \frac{T_C}{\left(\frac{D_C}{2}\right)}$$

Donde:

D_C = Diámetro del rodillo en el punto C.

$$F_{NC} = \frac{2*(1,87N * m)}{0,052} \cong 71,92N$$

$$F_{xC} = C * F_{NC}$$

Donde:

F_{xC} = Fuerza en el eje "x" en el punto C.

C = Constante de acuerdo el tipo de correa²⁰, para asegurar la magnitud de la fuerza de flexión que actúa sobre el eje. En este caso particular C es igual a 2.

$$F_{xC} = 143,84N.$$

El material seleccionado para la construcción del eje, es el acero AISI 4340, sus propiedades de encuentran en el anexo III-3.11.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico (Se):

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * S'e$$

Donde:

²⁰ Poleas de banda plana (Mott, 1992. p. 291).

$S'e$ = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria. Para encontrar su valor es necesario conocer la resistencia última del material seleccionado, que no se encuentra en las especificaciones del acero seleccionado en el anexo III-3.11, en cambio, solo se encuentra la resistencia a la tracción (S_y), por lo que se sustituirá por la resistencia última (para efectos del cálculo)²¹. Es preciso destacar que el empleo de la resistencia a la tracción en lugar de la resistencia última o de rotura, representa un factor de seguridad adicional para el cálculo del eje.

$$\text{Resistencia a la tracción } (S_y) = 1225 \text{ MPa.} (125 \text{ Kg/mm}^2).$$

$$S'e = 0.504 S_{ut}, \text{ cuando } 1400 \text{ MPa.} \geq S_{ut}$$

$$S'e = (0.504) * (1225 \text{ MPa}) = 617.4 \text{ MPa.}$$

K_a = Factor de acabado superficial²². El factor $K_a = a S_{ut}^b$, los factores a y b , se encuentran en el anexo III-3.22. En este caso como el eje será maquinado:

$$a = 4.51 \text{ y } b = -0.265.$$

$$\text{Por lo tanto } K_a = 0.685.$$

²¹ En los libros de los autores Shigley (1998) y Mott (1992) se encuentran valores tabulados de la resistencia última del acero 4340 para diferentes temperaturas de temple y revenido, los cuales no se van a emplear, debido a que en este caso específico los parámetros del tratamiento térmico del acero seleccionado (anexo III-3.11), son diferentes. También es importante resaltar que en el caso de las tablas de los textos mencionados, los valores de resistencia se encontraron en base a probetas de 0,505 pulgadas de diámetro, en cambio como se observa en el anexo III-3.11, los valores de resistencia son específicos para diferentes diámetros, así como el tratamiento térmico empleado.

²² Factor de acabado superficial (K_a) (Shigley, 1998. p. 318).

K_b = Factor de tamaño²³. $K_b = (D / 7.62)^{-0.1133}$ (Para diámetros entre 2.79 mm. y 51 mm.). Para estandarizar el diámetro del eje con las dimensiones de los rodamientos, se tomó 15 milímetros, por lo que el $K_b = 0,926$. (ver anexo III-3.22).

K_c = Factor de carga²⁴. $K_c = 0,577$ (torsión y cortante) (ver anexo III-3.22).

K_d = Factor de temperatura²⁵, en este caso es igual a uno (1), ya que la temperatura ronda los 20°C (ver anexo III-3.22).

K_e = Factor de efectos diversos²⁶. No se van a considerar, por lo tanto $K_e = 1$.

Entonces el valor de S_e será igual a 225,97 MPa.

Concentradores de esfuerzo (K_f) y (K_{fs}):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde:

K_t = factor de concentración de esfuerzo teórico.

En este caso, tenemos los siguientes concentradores de esfuerzos:

Sección A-B: Cambio de diámetro. Según Mott (1992), el valor de K_f para cambio de diámetro con bordes cortantes es igual a 2.5

²³ Factor de tamaño (K_b) (Shigley, 1998. p. 318).

²⁴ Factor de carga (K_c) (Shigley, 1998. p. 320).

²⁵ Factor de temperatura (K_d) (Shigley, 1998. p. 320).

²⁶ Factor de temperatura (K_d) (Shigley, 1998. p. 320).

A la izquierda del punto C (ver anexo II-2.19): Ranura para anillo de retención. En el anexo III-3.22 se muestra una tabla, de donde extraemos el valor de K_t , de acuerdo a las relaciones entre el diámetro del eje y el diámetro de la ranura, y entre el radio del entalle de la ranura y el diámetro de la ranura:

Diámetro del eje = 15 mm.

Diámetro de la ranura = 14,2 mm. (ver anexo II-2.18)

Radio del entalle = aproximadamente 1 mm.

Para este caso $K_t = 1,9$

q = Sensibilidad de la muesca. Para encontrar este factor, es necesario conocer la resistencia última del material (S_{ut}) y el radio del entalle, para entrar en la tabla que se muestra en el anexo III-3.22.

Para este caso $q =$ aproximadamente 0,9

Por lo tanto: $K_f = 1,81$

Del mismo modo, para K_{fs} , tenemos:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzo teórico.

En este caso, tenemos los siguientes concentradores de esfuerzos:

Sección A-B: Cambio de diámetro y ranura para anillo de retención a la izquierda del punto C, respectivamente (ver anexo II-2.19). Lo que sucede es que

donde se encuentran dichos concentradores de esfuerzo, no existe torque aplicado tal como se muestra en el diagrama del anexo II-2.19. Por lo tanto no tiene sentido encontrar su valor, ya que no afectan el diseño del eje.

Los diagramas de torque, cortante y momento flector se encuentran en el anexo II –2.19, de donde se extraen los siguientes resultados:

$$T_C = T_t = 1,87 N * m$$

$$T_A = T_B = 0$$

T_a de la ecuación (1.8-1), es igual a 0 (entre los puntos A-B)

T_m de la ecuación (1.8-1) es igual a 0 (entre los puntos A-B)

T_a de la ecuación (1.8-1), es igual a 1,87 N*m (en el punto C)

T_m de la ecuación (1.8-1) es igual a 0,935 N*m (en el punto C)

Los momentos flectores en los puntos A, B y C:

Diagrama x – z:

$$M_fA = 7,34 N*m$$

$$M_fB = 5,72 N*m.$$

$$M_fC = 0 N*m$$

Los momentos flectores alternantes de la ecuación (1.8-1), son los mismos momentos flectores calculados anteriormente, ya que solo existe corte y momento en el plano x-z.

Momentos flectores medios de la ecuación (1.8-1):

$$MmA = 3,67 \text{ N*m.}$$

$$MmB = 2,86 \text{ N*m.}$$

$$MmC = 0 \text{ N*m.}$$

Teniendo todos los términos de la ecuación (1.8-1), se procede a calcular el diámetro del eje sección por sección:

Diámetro en el punto A:

$$D = 1,37 * 10^{-2} \text{ m}$$

$$D = 13,7 \text{ mm.}$$

En el punto A el diámetro de diseño es 14 mm.

Diámetro en el punto B:

$$D = 1,14 * 10^{-2} \text{ m}$$

$$D = 11,4 \text{ mm.}$$

En el punto B el diámetro de diseño es 17 mm.

Diámetro en el punto C:

$$D = 6,23 * 10^{-3} m$$

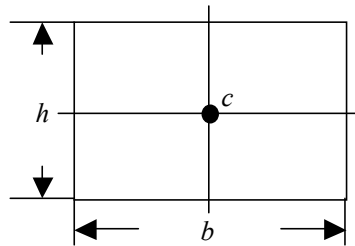
$$D = 6,23 mm.$$

En el punto C el diámetro de diseño es 15 mm.

ANEXO 1.9

Cálculo de la deformación de las paletas bajo su propio peso:

Momento de inercia para sección rectangular²⁷:



$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Deformación máxima para la paleta de virolas de una pulgada (1"):

$$w_v = \frac{P_v}{L_v}$$

Donde:

w_v = Peso distribuido por metro de la paleta en voladizo.

²⁷ Tabla A-18. Propiedades geométricas. (Shigley, 1998. p.855).

P_v = Peso de la parte de la paleta en voladizo.

L_v = Longitud de la paleta en voladizo.

γ_{acero} = Peso específico del acero en N/m^3

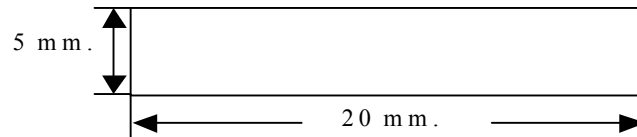
E = Módulo de elasticidad.

I = Momento de inercia de la sección de la paleta.

y_{max} = Deformación máxima.

Momento de inercia de la sección de la paleta:

Sección:



$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{(20mm) * (5mm)^3}{12} = 208.33mm^4$$

$$I = 2.0833 * 10^{-10} m^4$$

$$P_v = V_v * \gamma_{acero}$$

$$V_v = (383mm * 20mm * 5mm) = 38300mm^3 = 0.0000383m^3$$

$$P_v = 0.0000383m^3 * 76500N / m^3 = 2.929N$$

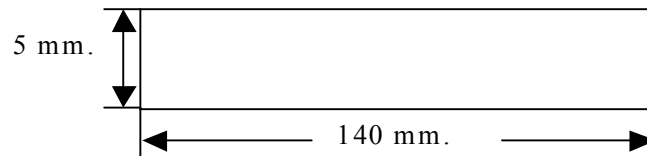
$$w = \frac{2.929N}{0.383m} = 7.65N / m$$

$$y_{max} = \frac{(7.65N / m) * (0.383m)^4}{8(207 * 10^9 N / m^2) * (2.0833 * 10^{-10} m^4)} = 4.77 * 10^{-4} m = 0.477mm \cong 0.5mm$$

Deformación máxima para la paleta de virolas de seis pulgadas (6"):

Momento de inercia de la sección de la paleta:

Sección:



$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{(140mm) * (5mm)^3}{12} = 1458.33mm^4$$

$$I = 1.45833 * 10^{-9} m^4$$

$$w_v = \frac{P_v}{L_v}$$

$$P_v = V_v * \gamma_{acero}$$

$$V_v = (383mm * 140mm * 5mm) = 268100mm^3 = 0.0002681m^3$$

$$P_v = 0.0002681m^3 * 76500N / m^3 = 20.509N$$

$$w = \frac{20.509N}{0.383m} = 53.548N / m$$

$$y_{max} = \frac{(53.548N / m) * (0.383m)^4}{8(207 * 10^9 N / m^2) * (1.45833 * 10^{-9} m^4)} = 4.77 * 10^{-4} m = 0.477mm \cong 0.5mm$$

ANEXO 1.10

Demostración: Las deformaciones no dependen del ancho de las paletas:

$$y_{max} = \frac{wL^4}{8EI} \quad \text{Ecuación (1.10-1)}$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad \text{Ecuación (1.10-2)}$$

$$w = \frac{P}{L} \quad \text{Ecuación (1.10-3)}$$

$$P = V * \gamma_{acero} \rightarrow P = L * b * h * \gamma_{acero} \quad \text{Ecuación (1.10-4)}$$

Sustituyendo la ecuación (1.10-2) en la ecuación (1.10-1):

$$y_{max} = \frac{12wL^4}{8E(bh^3)} \quad \text{Ecuación (1.10-5)}$$

Sustituyendo la ecuación (1.10-4) en la ecuación (1.10-3):

$$w = b * h * \gamma_{acero} \quad \text{Ecuación (1.10-6)}$$

Sustituyendo la ecuación (1.10-6) en la ecuación (1.10-5):

$$y_{max} = \frac{12(\gamma_{acero})L^4}{8Eh^2}$$

Quedando demostrado que las deformaciones de las paletas no dependen del ancho.

ANEXO 1.11

Ecuación de equilibrio de momentos, de la figura III:

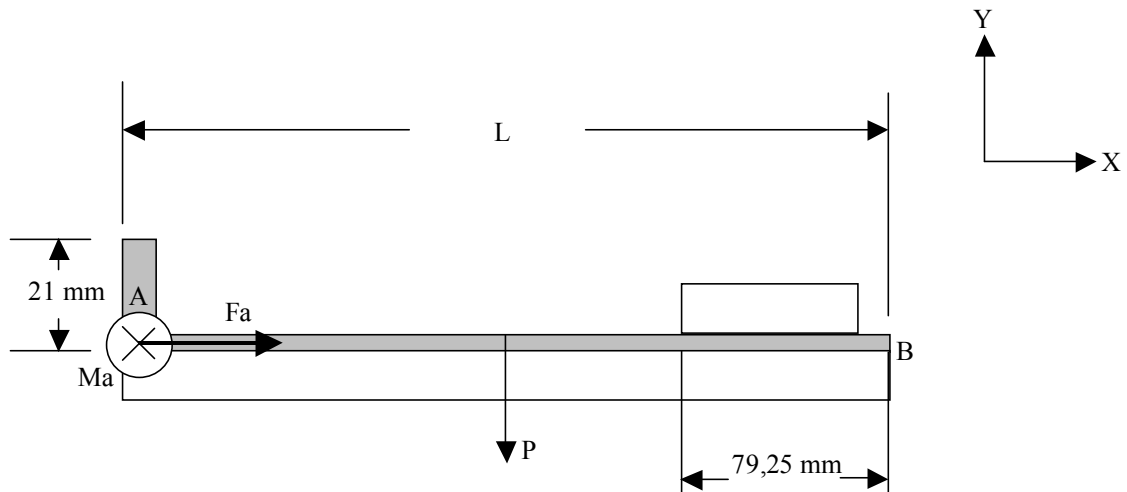


Figura III

Tenemos:

$$\sum MB = Ma - P\left(\frac{L}{2}\right)$$

$$Ma = P\left(\frac{L}{2}\right) \quad \text{Ecuación (1.11-1)}$$

Donde:

P: Peso de la paleta.

Fa: Fuerza de empuje.

Ma: Momento producido por la fuerza del cilindro.

L: Longitud de la paleta.

ANEXO 1.12

Cálculo del momento “Ma” máximo:

$$Ma_{\text{maximo}} = (F_{\text{cilindro}}) * (\text{brazo})$$

$$Ma_{\text{maximo}} = (91N) * (0.021m) = 1.911N * m$$

ANEXO 1.13

Para establecer en que diagrama de cuerpo libre se encuentra el diseño (recordemos que tenemos los casos (A) y (B)), se calcularon las masas de las paletas de 6 y 1 pulgadas, y posteriormente el respectivo peso:

- Masa de paleta para virolas de 6 pulgadas:

$$m = \rho_{acero} * Vp$$

$$Vp = (570mm * 140mm * 5mm) = 399000mm^3 = 0.000399m^3$$

$$m = (7800Kg / m^3) * (0.000399m^3) = 3.1122Kg.$$

$$P = m * g = 3.1122Kg * 9.81m / s^2 \cong 30.55N$$

- Masa de paleta para virolas de 1 pulgada:

$$m = \rho_{acero} * Vp$$

$$Vp = (570mm * 20mm * 5mm) = 57000mm^3 = 0.000057m^3$$

$$m = (7800Kg / m^3) * (0.000057m^3) = 0.4446Kg.$$

$$P = m * g = 0.4446Kg * 9.81m / s^2 \cong 4.37N$$

Partiendo de la ecuación (1.11-1) del anexo 1.11, para la paleta de virolas de 6 pulgadas tenemos:

$$P\left(\frac{L}{2}\right) = 30.55N\left(\frac{0.57m}{2}\right) = 8.70N * m > Ma_{maximo}$$

Por lo tanto el diagrama correspondiente a la paleta para virolas de 6 pulgadas es el (A).

De igual forma, partiendo de la ecuación (1) del anexo 1.11, para la paleta de virolas de 1 pulgada tenemos:

$$P\left(\frac{L}{2}\right) = 4.37N\left(\frac{0.57m}{2}\right) = 1.24N * m < Ma_{maximo}$$

Por lo tanto el diagrama correspondiente a la paleta para virolas de 1 pulgadas es el (B).

ANEXO 1.14

Comprobación de la capacidad del cilindro neumático para la paleta de virolas de seis pulgadas (diagrama de cuerpo libre A):

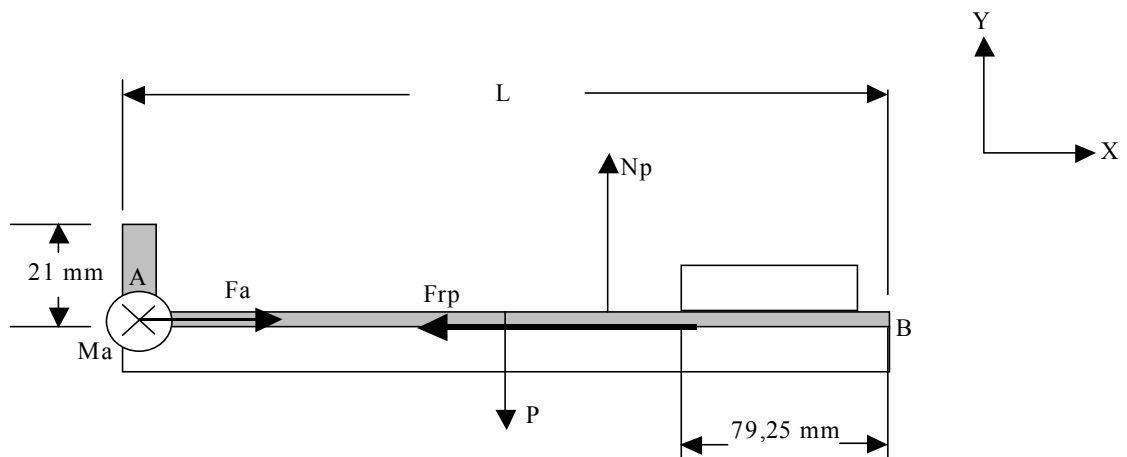


Figura IV

Como la aceleración del cilindro es:

$$a = 1.25m / s^2$$

$$\sum F_x = m * a$$

$$m = 3.1122Kg.$$

$$\sum F_x = 3.1122Kg * 1.25m / s^2 \cong 3.90N$$

Donde:

a: Aceleración.

m: masa.

La ecuación de equilibrio de fuerzas del diagrama de cuerpo libre (A), en el eje x resulta:

$$\sum F_x = Fa - Frp = 3.90N$$

$$Frp = \mu Np$$

Como

$$\sum F_y = Np - P$$

$$Np = P$$

$$Frp = \mu P$$

$$\sum F_x = Fa - \mu P = 3.90N$$

$$Fa = 3.90N + \mu P \quad \text{Ecuación (1.14-1)}$$

Donde:

N_p : Fuerza normal de la superficie de apoyo debida al peso.

F_{rp} : Fuerza de roce entre la paleta y la superficie de apoyo.

P : Peso de la paleta.

μ : Coeficiente de roce.

F_a : Fuerza de empuje.

La fuerza de roce F_{rp} es el resultado de la interacción de la paleta de acero con la superficie de apoyo, la cual está recubierta de una lámina de plástico (nylon). Para conocer el coeficiente de roce (μ), tanto estático como dinámico entre estas superficies, se llevó a cabo un experimento práctico, que consistió en lo siguiente:

Para encontrar el ángulo de roce estático, primero se tomó una lámina de acero suficientemente lisa, además de una pieza cúbica de nylon, también lisa, que garantizara el contacto entre ambas superficies. Se colocó la pieza sobre la lámina, y de una forma controlada, se fue inclinado hasta que el cubo de plástico, comenzó su deslizamiento, en ese momento se midió el ángulo de inclinación de la placa. Se realizaron diez mediciones, las cuales fueron promediadas, dando como resultado un ángulo de 20° . De forma similar se encontró el ángulo de roce dinámico, con la diferencia que en este caso, la pieza plástica se dejaba caer con cierta velocidad sobre la placa inclinada, buscando que la misma deslizará sin acelerarse ni detenerse. Se promediaron las medidas dando como resultado un ángulo de 16° .

De aquí se calculan los siguientes coeficientes de roce:

$$\mu_e = \tan(20^\circ) = 0.3639$$

$$\mu_d = \tan(16^\circ) = 0.2867$$

Donde:

μ_e : Coeficiente de roce estático.

μ_d : coeficiente de roce dinámico.

Cómo la paleta, parte del reposo, se realizarán los cálculos con el coeficiente de roce estático (μ_e), lo cuál nos da un pequeño margen de seguridad, ya que después del arranque el coeficiente disminuye hasta el dinámico. Sustituyendo en la ecuación (1.14-1), nos queda:

$$\mu_e = \mu$$

$$Fa = 3.90N + (0.3639) * (30.55N)$$

$$Fa = 15.017N \cong 15.02N$$

ANEXO 1.15

Comprobación de la capacidad del cilindro neumático para la paleta de virolas de una pulgada (diagrama de cuerpo libre B):

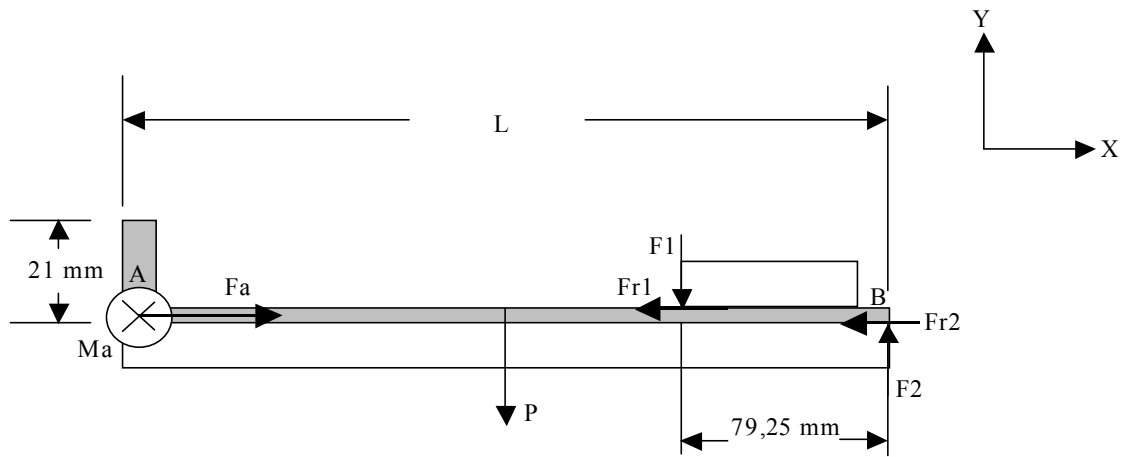


Figura V

Como la aceleración del cilindro es:

$$a = 1.25m / s^2$$

$$\sum F_x = m * a$$

$$m = 0.4446Kg.$$

$$\sum F_x = 0.4446Kg * 1.25m / s^2 \cong 0.56N$$

La ecuación de equilibrio de fuerzas del diagrama de cuerpo libre (B), en el eje x resulta:

$$\sum F_x = Fa - Fr1 - Fr2 = 0.56N$$

$$\sum F_x = Fa - \mu F1 - \mu F2 = 0.56N$$

$$\sum F_x = Fa - \mu(F1 + F2) = 0.56N$$

$$Fa - \mu(F1 + F2) = 0.56N \quad \text{Ecuación (1.15-1)}$$

Donde:

$F1$ y $F2$: Fuerzas producidas por el momento Ma en los apoyos.

$Fr1$ y $Fr2$: Fuerzas de roce en los apoyos.

$$\sum F_y = F2 - F1 - P = 0$$

$$F2 = F1 + P \quad \text{Ecuación (1.15-2)}$$

$$\sum MB = Ma - \left(\frac{P * L}{2}\right) - (F1 * (0.07925m)) = 0$$

$$F1 = \frac{\left(\frac{P * L}{2}\right) - Ma}{(0.07925m)}$$

$$F1 = \frac{\left(\frac{P * L}{2}\right) - (Fa * (0.021m))}{(0.07925m)} \quad \text{Ecuación (1.15-3)}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones: [(1.15-1) + (1.15-2)] en (1.15-3),
tenemos:

$$F1 = \frac{\left(\frac{P*L}{2}\right) - ((0.56N) + \mu(2F1 + P)) * (0.021m)}{(0.07925m)}$$

$$F1 = 12.696N \cong 12.70N$$

$$F2 = 17.07N$$

$$Fa = 11.393N \cong 11.4N$$

ANEXO 1.16

Comprobación de la capacidad del cilindro neumático para el caso crítico en el cual la paleta de virolas de seis pulgadas, se encuentra completamente extendida:

De la figura VII:

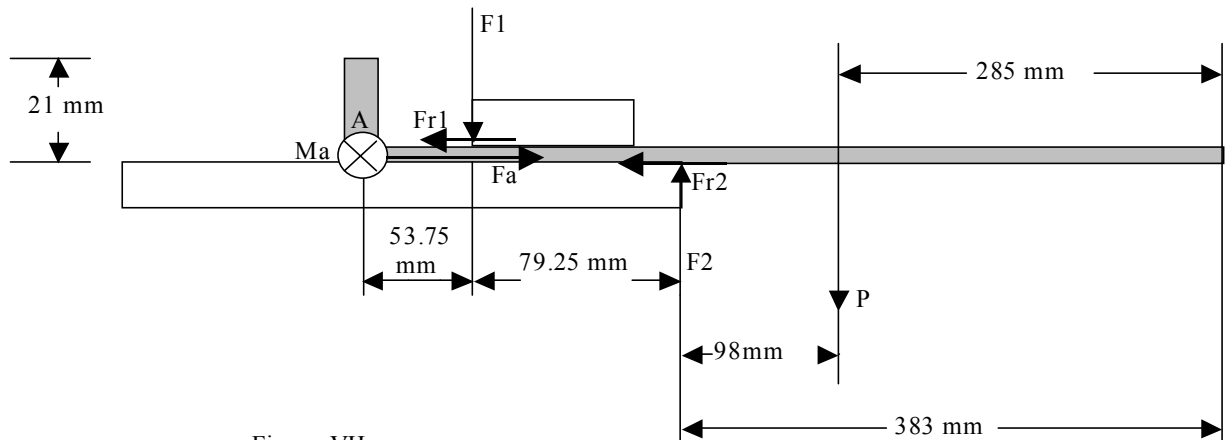


Figura VII

Obtenemos la sumatoria de momentos en el punto A:

$$\sum M = -Ma - F1(0.05375m) + F2(0.133m) - P(0.2295m) = 0 \quad \text{Ecuación (1.16-1)}$$

Sabemos:

$$Ma = Fa(0.021m)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$\sum Fy = F2 - F1 - P = 0 \quad \text{Ecuación (1.16-2)}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje x, suponiendo la condición crítica de aceleración de la paleta de 1.25 m/s^2 , según las ecuaciones (1.4-1) y (1.4-2):

$$\sum Fx = Fa - \mu F1 - \mu F2 = 3.90N \quad \text{Ecuación (1.16-3)}$$

De (1.16-2), sabemos que:

$$F2 = F1 + P \quad \text{Ecuación (1.16-4)}$$

Sustituyendo (1.16-4) en (1.16-1):

$$-Ma - F1(0.05375m) + (F1 + P)(0.133m) - P(0.2295m) = 0$$

Como:

$$Ma = Fa(0.021m)$$

$$-Fa(0.021m) + F1(1 - 0.05375)m + P(0.133 - 0.2295)m = 0$$

$$-Fa(0.021m) + F1(0.9462m) - P(0.0965m) = 0 \quad \text{Ecuación (1.16-5)}$$

De (1.16-4) y (1.16-3), sabemos que:

$$Fa - \mu F1 - \mu (F1 + P) = 3.90 \text{ N.}$$

$$Fa - 2\mu F1 - \mu P = 3.90 \text{ N}$$

$$Fa = 2\mu F1 + \mu P + 3.90 \text{ N} \quad \text{Ecuación (1.16-6)}$$

Sustituyendo la ecuación (1.16-6) en la ecuación (1.16-5), tenemos:

$$-(2\mu F1 + \mu P + 3.90 \text{ N}) * (0.021m) + F1(0.9462m) - P(0.0965m) = 0$$

$$F1(0.9462 - 2\mu(0.021))m - P(0.0965 - \mu 0.021)m - (3.90 \text{ N}) * (0.021m) = 0$$

$$F1(0.9309m) - P(0.0888m) = 0.0819 \text{ N} * m$$

$$F1 = \frac{(0.0819 + 2.7146) \text{ N} * m}{0.9309m} \cong 3 \text{ N}$$

De la ecuación (1.16-4) encontramos el valor de $F2$:

$$F2 = 3 \text{ N} + 30.55 \text{ N} = 33.55 \text{ N.}$$

Y de la ecuación (1.16-6) encontramos el valor de Fa :

$$Fa = 2 * (3 \text{ N}) * (0.3639) + (30.55 \text{ N}) * (0.3639) + 3.90 \text{ N} = 17.2 \text{ N}$$

ANEXO 1.17

Ecuación de equilibrio de momentos en el punto "B" de la barra:

Partiendo del diagrama de la siguiente figura:

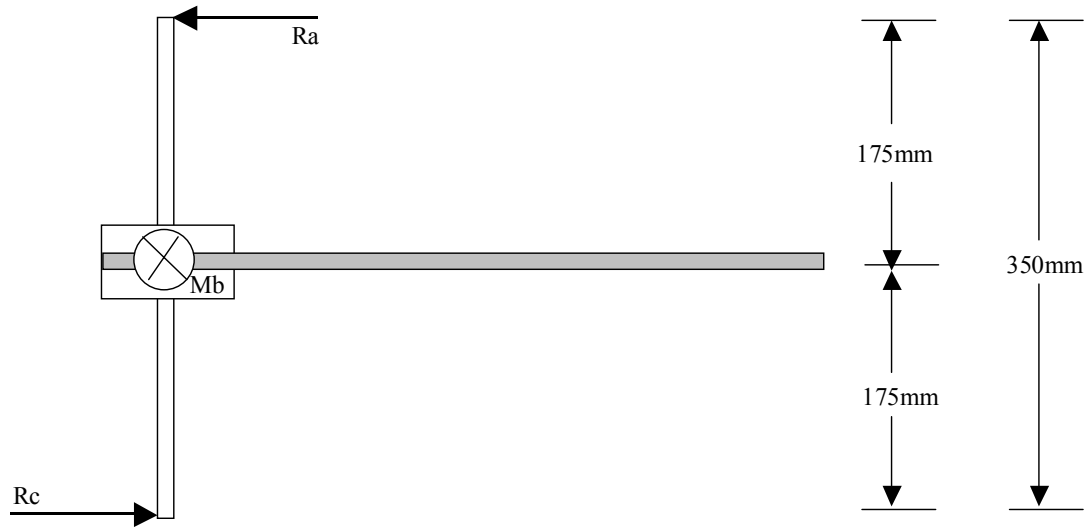


Figura IX

Haciendo sumatoria de momento en el punto B, se obtiene:

$$\sum M_b = P*(0.24m)$$

$$M_b = P*(0.24m)$$

$$P = V * \gamma_{\text{acero}}$$

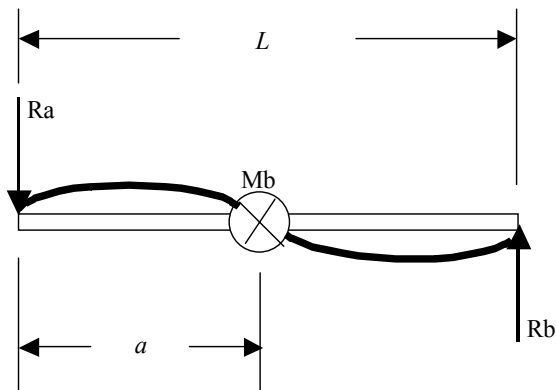
$$V = (480\text{mm} * 140\text{mm} * 5\text{mm}) = 336000\text{mm}^3 = 0.000336\text{m}^3$$

$$P = 0.000336\text{m}^3 * 76500\text{N} / \text{m}^3 \cong 25.8\text{N}$$

$$Mb \cong 6.2\text{N} * \text{m}$$

Desarrollo de la derivada con respecto a la variable “x” de las ecuaciones de deflexión en vigas²⁸, para el caso modelado, para obtener la pendiente en el centro de la barra, partiendo de la ecuación (3.2.5.4.1-1):

$$y_{AB} = \frac{(Mb) * (x)}{6EIL} (x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2)$$



$$y_{AB} = \frac{Mb}{6EIL} (x^3 + 3xa^2 - 6axL + 2xL^2)$$

²⁸ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 834).

$$\frac{dy_{AB}}{dx} = \frac{Mb}{6EIL} (3x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2)$$

Evaluando en $x = a$, donde $a = L/2$

$$\frac{dy_{AB}}{dx} = \frac{Mb}{6EIL} \left(3\left(\frac{L}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{L}{2}\right)^2 - 6\left(\frac{L}{2}\right)L + 2L^2 \right)$$

$$\frac{dy_{AB}}{dx} = \frac{Mb}{6EIL} \left(\frac{3L^2}{4} + \frac{3L^2}{4} - 3L^2 + 2L^2 \right)$$

$$\frac{dy_{AB}}{dx} = \frac{Mb}{6EIL} (L) \left(\frac{6L}{4} - L \right)$$

$$\frac{dy_{AB}}{dx} = \frac{Mb}{6EI} \left(\frac{2L}{4} \right)$$

$$\frac{dy_{AB}}{dx} = \frac{MbL}{12EI}$$

Donde:

Mb = Momento generado por el peso de la barra en el punto b = 6.2N.

L = Longitud de la barra = 350 mm = 0.35 m.

γ_{acero} = Peso específico del acero en N/m³

E = Módulo de elasticidad.

I = Momento de inercia de la sección de la barra.

Cálculo de la pendiente en la barra, en base a la derivada calculada previamente:

Momento de inercia de la barra:

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$D_{barra} = 16mm = 0.016$$

$$I = \frac{\pi(0.016)^4}{64} = 3.2167 * 10^{-9} m^4$$

$$\left(\frac{dy_{AB}}{dx} \right)_{16mm} = \frac{(6.2N * m) * (0.35m)}{12(207 * 10^9 N / m^2) * (3.2167 * 10^{-9})} = 2.72 * 10^{-4} = pendiente$$

Cálculo del ángulo de deformación en la barra, de acuerdo a la pendiente calculada previamente:

Como el diseño es de dos barras, la pendiente disminuye a la mitad de su magnitud, es decir, el valor que se empleará para el cálculo del ángulo (α) de deformación será $1.36 * 10^{-4}$.

A través de dicha pendiente se calcula el ángulo de deformación (α):

$$\tan \alpha = pendiente \rightarrow \alpha = \text{Atan}(1.36 * 10^{-4}) \cong 7.79 * 10^{-3} \circ$$

$$\alpha \cong 7.8 * 10^{-3} \circ$$

Cálculo del descenso del extremo de la paleta, debida a la deformación de las barras:

Partiendo de la figura X:

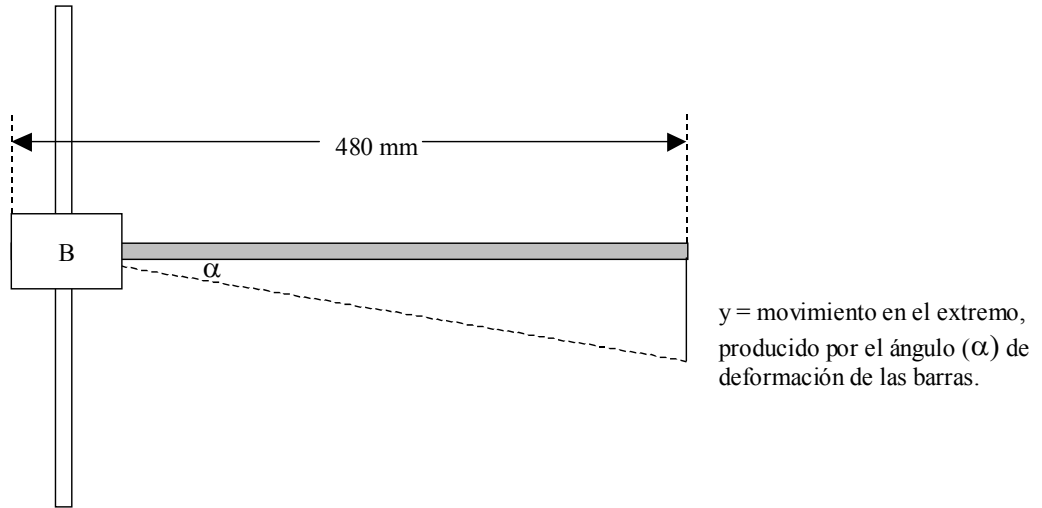


Figura X

Tenemos:

$$\tan\alpha = \frac{y}{480\text{mm}}$$

$$y = \tan\alpha * (480\text{mm})$$

$$y = \tan(0.0078^\circ) * (480\text{mm})$$

$$y \cong 0.07\text{mm}.$$

ANEXO 1.18

Cálculo de la fuerza inercial "Fm", en las barras:

Partiendo de la siguiente figura:

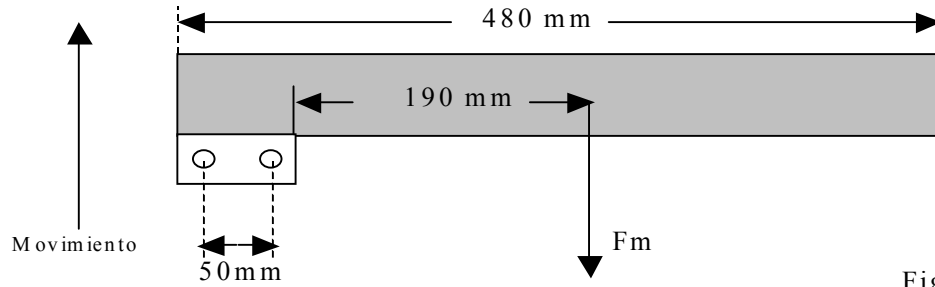


Figura XI

$$F = m * a$$

$$m = \rho_{acero} * V_p$$

$$V_p = (480mm * 140mm * 5mm) = 336000mm^3 = 0.000336m^3$$

$$m = (7800Kg / m^3) * (0.000336m^3) = 2.6208Kg \cong 2.7Kg$$

Por lo tanto la fuerza “Fm”, será:

$$F = (2,7Kg) * (1,60m / s^2) = F_m = 4,32N$$

Donde:

F = Fuerza inercial.

m = masa de la paleta que contribuye a la fuerza inercial.

V_p = Volumen de la paleta.

ρ_{acero} = Densidad del acero.

Ecuación de equilibrio de momentos en el punto “A”, del diagrama de cuerpo libre de la figura XII:

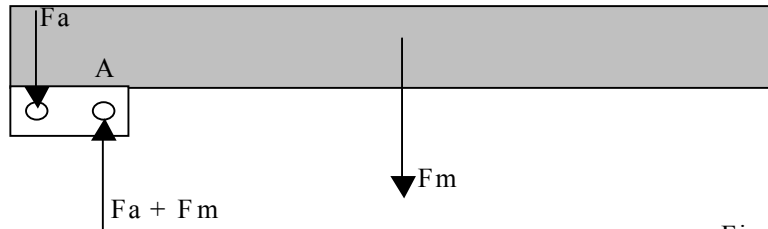


Figura XII

Sumatoria de momentos en el punto (A):

$$\sum M_A = F_a * (0,05m) - F_m * (0,19m)$$

$$F_a = \frac{F_m * (0,19m)}{0,05m} = \frac{(4,32N) * (0,19m)}{0,05m} = 16,42N$$

Cálculo de la deformación máxima en la barra, simulándola como una viga simplemente apoyada con carga en el centro, aplicando la ecuación de deflexión²⁹ correspondiente:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{48EI}$$

Donde:

$$F = F_a + F_m = 16,42N + 4,32N = 20,74N.$$

²⁹ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 833)

$$I = 3,2167 * 10^{-9}$$

$$E = 207 GPa$$

$$L = 350 mm$$

$$y_{max} = 2,78 * 10^{-5} m \cong 3 * 10^{-5} m$$

$$y_{max} \cong 0,03 mm$$

Cálculo del efecto de la deformación máxima de la barra, sobre el extremo en voladizo de la paleta:

Para obtener el movimiento lateral de la paleta en el extremo en voladizo, y sabiendo que son dos barras, tenemos:

$$y_{total} \cong 2y_{max} = 0.06 mm$$

Relación de triángulos:

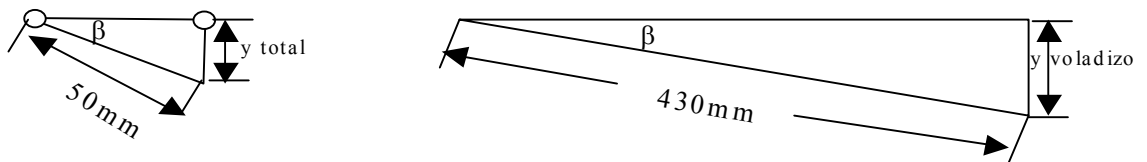


Figura XIII

Partiendo de la figura anterior, obtenemos de la relación de triángulos:

$$\frac{y_{voladizo}}{430 mm} = \frac{y_{total}}{50 mm}$$

$$y_{voladizo} = \left(\frac{430mm}{50mm}\right) * y_{total}$$

$$y_{voladizo} = 0,516mm$$

ANEXO 1.19

Cálculo de la potencia requerida por sistema de elevación y cálculo del sistema de transmisión (reductores y correas):

Fuerza inercial necesaria para levantar el conjunto:

$$F_i = m * a$$

Donde:

a = Aceleración requerida por del sistema de elevación (ver anexo 1.5).

m = Masa del conjunto (sistema de paleta y sistema de barras de elevación).

Aceleración = 0,987 m/s² (ver anexo I-1.5).

Masa de la paleta de seis pulgadas = 3,1122 Kg

Masa del conjunto de elevación aproximadamente = 1Kg

Masa total = 4,1122 Kg

$F_i = 4,06$ N.

Potencia máxima = (Fuerza)*(Velocidad máxima)

Velocidad máxima = 0.652 m/s (ver anexo I-1.5).

Fuerza = Fuerza inercial + Peso total.

Peso total = (masa total)*(aceleración de gravedad)

Peso total = (4.1122 Kg)*(9.81m/s²) = 40.34 N.

Fuerza = 4,06 N. + 40,34 N. = 44,4 N.

Potencia máxima = 28.95 vatios.

Primero, para elevar el carro se planteó un sistema de transmisión directa desde el servo motor, resultando de la siguiente manera:

Polea del motor = Polea libre:

- a. Diámetro de paso (D_p) = 0.752 pulgadas = 0.0191 metros
- b. Número de dientes (N) = 12
- c. Paso (p) = 5 mm. HTD.

De acuerdo a la velocidad máxima se calculan las revoluciones del servo motor:

$$n_{motor} = \frac{60 * V_{max}}{\pi * D_p} = \frac{60 * (0,652m / s)}{\pi * (0,0191m)} = 651,952rpm$$

Comprobación de la capacidad del servo motor a 651,952 rpm:

$$4000rpm \rightarrow 160w$$

$$651,952rpm \rightarrow X = 26,07w$$

Se puede asumir que en el servomotor seleccionado, la potencia es proporcional a las revoluciones debido a que el torque del mismo es constante.(anexo III-3.5). El cálculo anterior, nos permite comprobar que para las revoluciones deseadas, el servo motor no es capaz de entregar la potencia requerida por el sistema (28,95 w), por lo tanto es necesario el empleo de un sistema de transmisión de potencia:

Se seleccionó la siguiente polea para el carro:

a. Diámetro de paso (D_p) = 0.877 pulgadas = 0.0223 metros

b. Número de dientes (N) = 14

c. Paso (p) = 5 mm. HTD.

De acuerdo a la velocidad máxima se calculan las revoluciones del servo motor:

$$n_{carro} = \frac{60 * V_{max}}{\pi * D_p} = \frac{60 * (0,652m / s)}{\pi * (0.0223m)} = 558,40rpm$$

Potencia de diseño para el motor (P_d):

$$P_d = (\text{Factor de seguridad}) * (\text{potencia máxima})$$

El factor de seguridad se tomará igual a dos (2).

$$P_d = 57,90 \text{ w.}$$

Revoluciones a las cuales debe girar el servomotor para entregar la potencia de diseño:

$$160\text{w} \rightarrow 4000\text{rpm}$$

$$57,90\text{w} \rightarrow X = 1447,50\text{rpm}$$

Relación de transmisión (RT) necesaria:

$$RT = \frac{n_{motor}}{n_{carro}} = \frac{1447,50\text{rpm}}{558,40\text{rpm}} = 2,592$$

Se decidió colocar al sistema de transmisión, una relación mayor a la necesaria, para brindarle aún más seguridad, partiendo de la polea seleccionada de 14 dientes, se colocó una de 40 dientes:

Relación de transmisión de diseño (RTD):

$$RTD = \frac{N_{carro}}{N_{motor}} = \frac{40}{14} = 2,857$$

Revoluciones del servomotor con la relación de transmisión de diseño:

$$n_{motor} = (2,857) * (558,40\text{rpm}) = 1595,35\text{rpm}$$

Capacidad del servo motor a 1595,35 rpm:

$$4000rpm \rightarrow 160w$$

$$1595,35rpm \rightarrow X = 63,8w$$

Cálculo de la correa:

Correa paso = 5 mm. HTD., por 9 mm. de ancho.

En el anexo III-3.9, encontramos los valores de resistencia de la correa por unidad de ancho. Para la correa seleccionada:

Resistencia = 100 lbf / pulgadas de ancho

Como el ancho es de 9 milímetros, la resistencia es = 35.43 lbf = 157.60 N.

Como tenemos un sistema de transmisión que multiplica el torque del motor³⁰, tenemos que el torque máximo será:

$$T_{max} = (\text{torque del motor}) * (\text{RTD}) = 1,6 \text{ N*m}$$

$$T_{max} = (0,56 \text{ N*m}) * (2,857) = 1,6 \text{ N*m}$$

La fuerza de tensión máxima se encuentra en la correa del carro:

$$F_t = \frac{T_{max}}{r. \text{ paso}} = \frac{T_{max}}{\frac{D_{paso}}{2}} = \frac{2 * (1,6 \text{ N * m})}{0,0223 \text{ m}} \cong 143,5 \text{ N}$$

$$F_t = 143,5 \text{ N} < 157,60 \text{ N} = \text{Resistencia}$$

³⁰ Ver anexo III-3.4.

Por lo tanto la correa funciona bajo las condiciones de carga establecidas.

ANEXO 1.20

Cálculo del diámetro del eje del conjunto de transmisión del sistema de elevación:

La configuración de los ejes de transmisión la podemos encontrar en el plano [2-1] del anexo II-2.8, pero para visualizar fácilmente la situación crítica se presenta un esquema representativo en el anexo II-2.16.

Los ejes se diseñaron en base a la ecuación³¹:

$$D = \left[\frac{32n}{\pi} \left\{ \sqrt{\left(\frac{K_f M_a}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{Se} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{Mm}{Sut} \right)^2 + \left(\frac{Tm}{Sut} \right)^2} \right\} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación (1.8-1)}$$

Donde:

n : Factor de seguridad. Según Mott (1992) bajo condiciones industriales típicas se toma igual a 3.

K_f = Factor de concentración de esfuerzos en flexión.

M_a = Momento flector alternante aplicado. $M_a = \sqrt{M_{min}^2 + M_{max}^2}$

Se = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzos a corte.

³¹ Ecuación (18-43). (Shigley, 1998. p. 808.)

S_{ut} = Resistencia última.

S_y = Resistencia a la tracción.

T_a = Torque alternativo aplicado. $T_a = \sqrt{T_{min}^2 + T_{max}^2}$

M_m = Momento flector medio aplicado. $M_m = [M_{max} + M_{min}]/2$

T_m = Torque medio aplicado.

Para el caso que se está estudiando, el torque que se transmite desde el servo motor hacia el eje mediante el sistema reductor a través de la polea B (ver esquema del anexo II-2.16), es el siguiente:

Torque transmitido = [(Potencia del motor)/(velocidad angular)]*(RTD)

Velocidad angular (ω) = $[2\pi * (\text{revoluciones del motor})]/60$

Revoluciones del motor = 1502.365 rpm (ver anexo I-1.26)

Velocidad angular (ω) = 157.33 rad/s

Potencia del motor a 1502.365 rpm = 60 w (ver anexo I- 1.26)

Relación de transmisión de diseño = 2.857 (ver anexo I-1.26)

Torque transmitido = 1.09 N*m.

Para mayor seguridad en el diseño del eje, se decidió trabajar con el torque que puede llegar a entregar el motor, por lo tanto el torque transmitido es el siguiente:

$$\text{Torque transmitido} = (\text{Torque del motor}) * (\text{RTD})$$

$$\text{Torque del motor} = 0.56 \text{ N*m (ver anexo III-3.4)}$$

$$\text{Torque transmitido} = 1.6 \text{ N*m.}$$

Del esquema del anexo II-2.16 tenemos:

$$T_B = T_C = Tt = 1.6 \text{ N * m}$$

Donde:

Tt = Torque transmitido.

T_B = Torque en la polea B.

T_C = Torque en la polea C.

Fuerza normal en B:

$$F_{NB} = \frac{T_B}{\left(\frac{D_B}{2}\right)}$$

Donde:

D_B = Diámetro de la polea B.

$$F_{NB} = \frac{2 * (1.6N * m)}{0.0223} \cong 143.5N$$

Fuerza normal en C:

$$F_{NC} = \frac{T_C}{\left(\frac{D_C}{2}\right)}$$

Donde:

D_C = Diámetro de la polea C.

$$F_{NC} = \frac{2 * (1.6N * m)}{0.0637} \cong 50,24N$$

$$F_y = C * F_{NB}$$

$$F_x = C * F_{NC}$$

Donde:

F_y = Fuerza en el eje “y”.

F_x = Fuerza en el eje “x”

C = Constante de acuerdo el tipo de correa³², para asegurar la magnitud de la fuerza de flexión que actúa sobre el eje. En este caso particular C es igual a 2.

³² Poleas de banda plana (Mott, 1992. p. 291).

$$F_y = 287N.$$

$$F_x = 100,48N.$$

El material seleccionado para la construcción del eje, es el acero AISI 4340, sus propiedades de encuentran en el anexo III-3.11.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico (S_e):

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e$$

Donde:

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria. Para encontrar su valor es necesario conocer la resistencia última del material seleccionado, que no se encuentra en las especificaciones del acero seleccionado en el anexo III-3.11, en cambio, solo se encuentra la resistencia a la tracción (S_y), por lo que se sustituirá por la resistencia última (para efectos del cálculo)³³. Es preciso destacar que el empleo de la resistencia a la tracción en lugar de la resistencia última o de rotura, representa un factor de seguridad adicional para el cálculo del eje.

Resistencia a la tracción (S_y) = 1225 MPa.(125 Kg/mm²).

$$S'_e = 0.504S_{ut}, \text{ cuando } 1400 \text{ MPa.} \geq S_{ut}$$

$$S'_e = (0.504) * (1225 \text{ MPa}) = 617.4 \text{ MPa.}$$

³³ En los libros de los autores Shigley (1998) y Mott (1992) se encuentran valores tabulados de la resistencia última del acero 4340 para diferentes temperaturas de temple y revenido, los cuales no se van a emplear, debido a que en este caso específico los parámetros del tratamiento térmico del acero seleccionado (anexo III-3.11), son diferentes. También es importante resaltar que en el caso de las tablas de los textos mencionados, los valores de resistencia se encontraron en base a probetas de 0,505 pulgadas de diámetro, en cambio como se observa en el anexo III-3.11, los valores de resistencia son específicos para diferentes diámetros, así como el tratamiento térmico empleado.

Ka = Factor de acabado superficial³⁴. El factor $Ka = aSut^b$, los factores a y b , se encuentran en el anexo III-3.22. En este caso como el eje será maquinado:

$$a = 4.51 \text{ y } b = -0.265.$$

Por lo tanto $Ka = 0.685$.

Kb = Factor de tamaño³⁵. $Kb = (D / 7.62)^{-0.1133}$ (Para diámetros entre 2,79 mm. y 51 mm.). Para estandarizar el diámetro del eje con las dimensiones de los rodamientos y acople del motor, se tomó 8 milímetros, por lo que el $Kb = 0.995$. (ver anexo III-3.22).

Kc = Factor de carga³⁶. $Kc = 0,577$ (torsión y cortante) (ver anexo III-3.22).

Kd = Factor de temperatura³⁷, en este caso es igual a uno (1), ya que la temperatura ronda los 20°C (ver anexo III-3.22).

Ke = Factor de efectos diversos³⁸. No se van a considerar, por lo tanto $Ke = 1$.

Entonces el valor de Se será igual a 242,80 MPa.

Concentradores de esfuerzo (K_f) y (K_{fs}):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde:

³⁴ Factor de acabado superficial (Ka) (Shigley, 1998. p. 318).

³⁵ Factor de tamaño (Kb) (Shigley, 1998. p. 318).

³⁶ Factor de carga (Kc) (Shigley, 1998. p. 320).

³⁷ Factor de temperatura (Kd) (Shigley, 1998. p. 320).

³⁸ Factor de temperatura (Kd) (Shigley, 1998. p. 320).

K_t = factor de concentración de esfuerzo teórico. En este caso, el único concentrador de esfuerzo que posee el eje son dos ranuras para anillo de retención. En el anexo III-3.22 se muestra una tabla, de donde extraemos el valor de K_t , de acuerdo a las relaciones entre el diámetro del eje y el diámetro de la ranura, y entre el radio del entalle de la ranura y el diámetro de la ranura.

Diámetro del eje = 8 mm.

Diámetro de la ranura = 7.366 mm. (ver despiece en el plano [2-4] del anexo II-2.8)

Radio del entalle = aproximadamente 0.3 mm.

Para este caso $K_t = 1.8$

q = Sensibilidad de la muesca. Para encontrar este factor, es necesario conocer la resistencia última del material (S_{ut}) y el radio del entalle, para entrar en la tabla que se muestra en el anexo III-3.22.

Para este caso $q =$ aproximadamente 0.85.

Por lo tanto: $K_f = 1.68$

Del mismo modo, para K_{fs} , tenemos:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzo teórico. En este caso, el único concentrador de esfuerzo que posee el eje son dos ranuras para anillo de retención. En

el anexo III-3.22 se muestra una tabla, de donde extraemos el valor de K_{ts} , de acuerdo a las relaciones entre el diámetro del eje y el diámetro de la ranura, y entre el radio del entalle de la ranura y el diámetro de la ranura.

Para este caso $K_{ts} = 1.4$

q = Sensibilidad de la muesca. Para este caso q = aproximadamente 0.85.(igual que en el caso anterior)

Por lo tanto: $K_{fs} = 1.34$

Es preciso destacar que ambos concentradores de esfuerzo no alteran el cálculo del diámetro del eje, debido a que en el lugar donde se encuentran no existe torque ni momento flector, ya que están ubicados cada uno después del apoyo (rodamiento) (ver plano [2-1] del anexo II-2.8).

Los diagramas de torque, cortante y momento flector se encuentran en el anexo II-2.17, de donde se extraen los siguientes resultados:

Torque constante en B-C = 1.6 N*m., por lo tanto T_a de la ecuación (1.8-1), es igual a dicho torque, y Tm es igual a 0.8 N*m.

Los momentos flectores en los puntos críticos B y C:

Diagrama $y - z$:

MfB = 3.05 N*m.

MfC = 0.94 N*m.

Diagrama x – z:

$$MfB = 0.33 \text{ N*m}$$

$$MfC = 1.01 \text{ N*m.}$$

Momentos flectores alternantes en los puntos B y C:

$$M_a B = 3.07 \text{ N * m}$$

$$M_a C = 1.38 \text{ N * m}$$

Como el eje planteado es de un solo diámetro (8 mm.), tomamos el momento flector alternante en el punto B, ya que es el mayor.

Momentos flectores medios en los puntos B y C:

$$MmB = 1,7 \text{ N*m.}$$

$$MmC = 0,98 \text{ N*m.}$$

De la misma forma que con los momentos flectores alternantes, para el cálculo del eje se toma el momento medio mayor ($MmB = 1,7 \text{ N*m}$).

Teniendo todos los términos de la ecuación 1.8-1, el resultado arrojado por la misma, del diámetro mínimo del eje es:

$$D = 7.73 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$D = 7.73 \text{ mm.}$$

Finalmente el diámetro del eje se fijó en 8 milímetros.

Luego se modeló como una viga simplemente apoyada, con carga excéntrica, y se calculó la deflexión máxima³⁹ en cada eje coordenado (x, y), para asegurar su buen funcionamiento:

$$f_{max} = \frac{(W)*(c1)}{3*E*I*L} \left[\frac{c(L+c1)}{3} \right]^{3/2}$$

Donde:

f_{max} = Deflexión máxima.

W = Carga aplicada. (En el eje x, $F_x = 100.48\text{N}$. En el eje y, $F_y = 287\text{N}$.)

E = Módulo de elasticidad del material (207 GPa.).

I = Momento de inercia de la sección:

$$(I_s = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi *(0.008m)^4}{64} = 2*10^{-10} m^4).$$

L = Longitud de la viga.

c y $c1$ (distancias entre fuerza excéntrica):

En el eje x: $c = 0.045$ m. $c1 = 0.013$ m.

³⁹ Table 2. Beams of uniform cross section, loaded transversely. (Marks, 1958, anexo 5 p.30)

En el eje y: $c = 0.014 \text{ m}$. $c_1 = 0.044 \text{ m}$.

$$f_{max} x = 6.3 * 10^{-6} \text{ m} = 0.0063 \text{ mm}.$$

$$f_{max} y = 1.8 * 10^{-5} \text{ m} = 0.018 \text{ mm}$$

Ambas deformaciones son completamente despreciables, y no afectan de ningún modo el desempeño del eje.

Cálculo de la duración de los rodamientos del eje de transmisión:

El rodamiento seleccionado es el 608⁴⁰, con las siguientes propiedades:

Capacidad de carga:

Dinámica (C) = 3250 N

Estática (Co) = 1370 N

Para el cálculo de la duración⁴¹ en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

$p = 3$ para rodamientos rígidos de bolas.

⁴⁰ Catálogo General SKF. 1999. p.186.

⁴¹ Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

C = Capacidad de carga dinámica en N.

P = Carga dinámica equivalente en N.

Sobre estos rodamientos sólo actúa fuerza en sentido radial, correspondiente a las reacciones en los apoyos, del diagrama del anexo II-2.17 (fuerza, cortante y momento):

Reacciones en los apoyos:

Diagrama $y - z$:

Apoyo punto A: 217.72 N.

Apoyo punto D: 69.28 N.

Diagrama $x - z$:

Apoyo punto A: 22.52 N.

Apoyo punto D: 77.95 N.

Para el cálculo de la duración, tomaremos la fuerza de mayor magnitud como la fuerza radial aplicada, en este caso 217.72 N.

Cálculos de duración:

Carga dinámica equivalente (P)⁴²:

⁴² Carga dinámica equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

$$P = Fr \rightarrow \text{cuando} \rightarrow Fa / Fr \leq e$$

$$P = XFr + YFa \rightarrow \text{cuando} \rightarrow Fa / Fr > e$$

Como no existe fuerza axial (Fa), tenemos que $P = (Fr) = F_{radial} = 217.72 \text{ N}$.

Por lo tanto la duración será:

$$L_{10} = \left(\frac{3250N}{217.72N} \right)^3 = 3326.25$$

Duración = 3326.25 millones de revoluciones.

Comprobación estática de los rodamientos:

Carga estática equivalente P_o ⁴³:

$$P_o = Fr$$

$$(s_o = \frac{C_o}{P_o})^{44}$$

$$s_o = \left(\frac{1370N}{217.72N} \right) \cong 6$$

Cómo $6 > 0.5$ (s_o factor de seguridad estático recomendado)⁴⁵, el rodamiento se encuentra por encima del factor de seguridad.

⁴³ Carga estática equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

⁴⁴ Comprobación de la capacidad de carga estática. (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

⁴⁵ Tabla 9. Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_o . . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

ANEXO 1.21

Cálculo de los momentos torsores “MtI” y “MtII”:

De la siguiente figura podemos calcular los momentos torsores generados por ambos pesos actuantes:

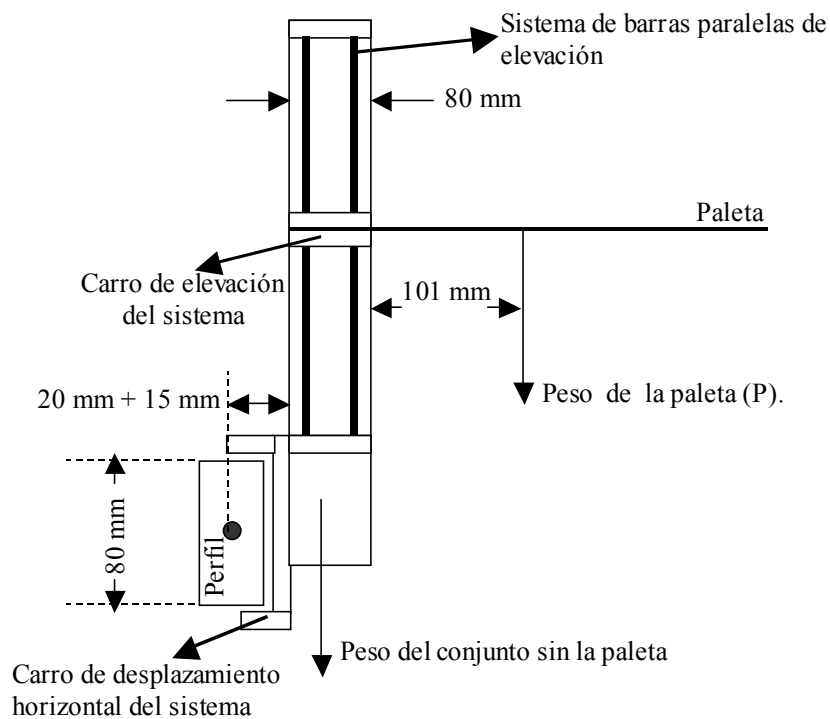


Figura XIV

- Momento Torsor debido al peso de la paleta (MtI):

$$P = V * \gamma_{acero}$$

$$V = (570mm * 140mm * 5mm) = 399000mm^3 = 0.000399m^3$$

$$P = 0.000399m^3 * 76500N / m^3 \cong 30.53N$$

$$MtI = P*(0.101 + 0.080 + 0.020 + 0.015)m$$

$$MtI = 30.53N*(0.216m) = 6.594N*m \cong 6.6N*m$$

- Momento Torsor debido al peso del conjunto sin la paleta (MtII):

En este caso se necesita calcular el peso del conjunto sin la paleta:

1. Rodamientos guías designación 626: masa = 0.0084Kg c/u,
como son dos tenemos: masa = 0.0168Kg; Peso = 0.2N
2. Cilindro neumático: 0.096Kg fijo + 0.0047Kg/10mm de carrera, por lo tanto:

Total masa = 0.284Kg; Peso = 2.8N

3. Sistema de elevación:
 - a. Barras: 0.888Kg/m, tenemos en total 0.7m, masa = 0.63Kg;
Peso = 6.2N
 - b. Soporte barras: Peso = 11N
 - c. Soporte de paleta: Peso = 12N
4. Carro de desplazamiento vertical:
 - a. Rodamientos designación 305701 C2Z: masa = 0.078Kg, como son cuatro la masa total es = 0.312Kg; Peso = 3.1N

b. Placa soporte: Peso = 13N

c. Motor: masa = 2Kg; Peso = 19.6N

La sumatoria de todos los pesos da un total de 67.9N, lo redondearé a 70N.

El Momento torsor $MtII$ será:

$$MtII = 70N * (0.020 + 0.015)m = 2.45N * m$$

ANEXO 1.22

Cálculo del ángulo de torsión en el perfil guía soporte del carro de desplazamiento horizontal de la paleta:

Utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\tau = \frac{Mt}{2Ah} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1-1)} \quad \theta = \frac{\tau s}{2AG} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1-2)}$$

Tenemos:

$$A = \frac{A_e + A_i}{2}$$

$$A_e = 0.00106m^2$$

$$A_i = 0.00081m^2$$

$$A = 0.000935m^2$$

$$h = 2mm$$

$$s = \frac{s_e + s_i}{2}$$

$$s_i = 0.133m$$

$$s_e = 0.117m$$

$$s = 0.125m$$

$$\tau = \frac{(4.525N * m)}{2 * (0.000935m^2) * (0.002m)} \cong 1209894N / m^2$$

$$\theta = \frac{(1209894N / m^2) * (0.125m)}{2 * (0.000935m^2) * (262 * 10^8 N / m^2)} = 3.086 * 10^{-3} rad / metro$$

$$Longitud(m) = \frac{1.6m}{4} = 0.4m$$

$$\theta = 1.23 * 10^{-3} rad$$

$$\theta = 0.07^\circ$$

Análogamente aplicando las siguientes ecuaciones:

$$\theta = \frac{MtL}{GK}$$

Ecuación (3.2.5.5.1- 4)

$$K = \frac{2t(a-t)^2(b-t)^2}{(a+b-2t)}$$

Ecuación (3.2.5.5.1- 5)

Tenemos:

$$K = 5.547 * 10^{-8} m^4$$

$$\theta = 1.24 * 10^{-3} rad \rightarrow \theta = 0.071^\circ$$

ANEXO 1.23

Incidencia del ángulo de torsión (θ) sobre el sistema de la paleta:

De la figura XV:

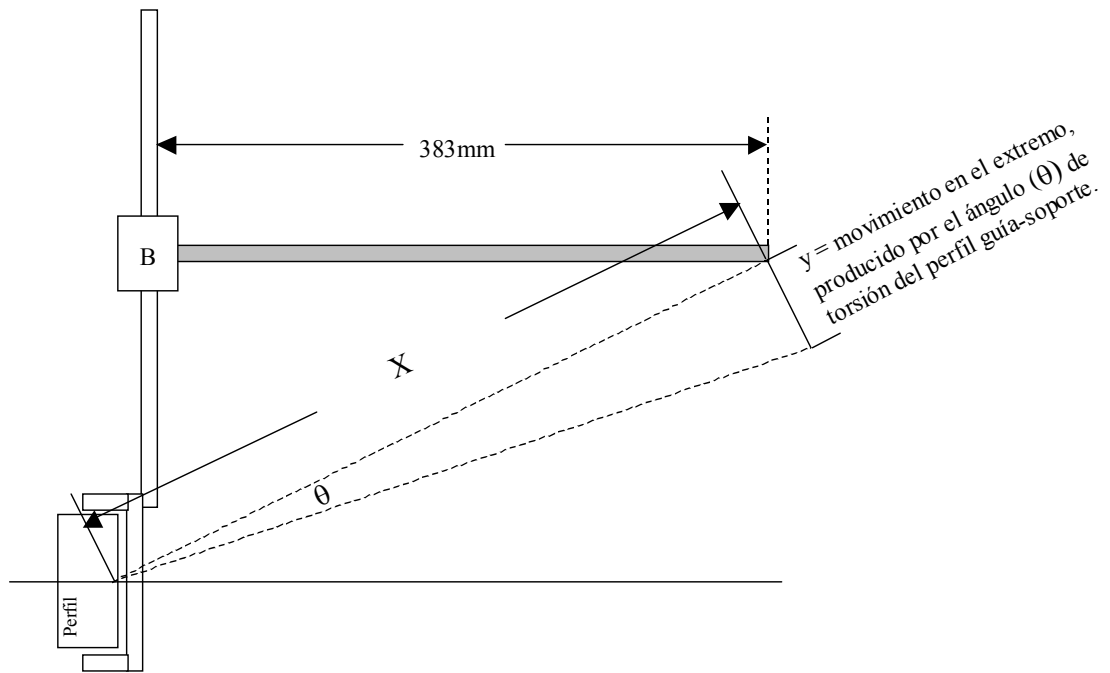


Figura XV

Tenemos:

$$X = \sqrt{(480mm)^2 + (175mm)^2} = 510.91mm$$

$$\tan\theta = \frac{y}{510.91mm}$$

$$y = \tan\theta * (510.91mm)$$

$$y = \tan(0.071^\circ) * (510.91mm)$$

$$y = 0.636mm. \cong 0.64mm.$$

ANEXO 1.24

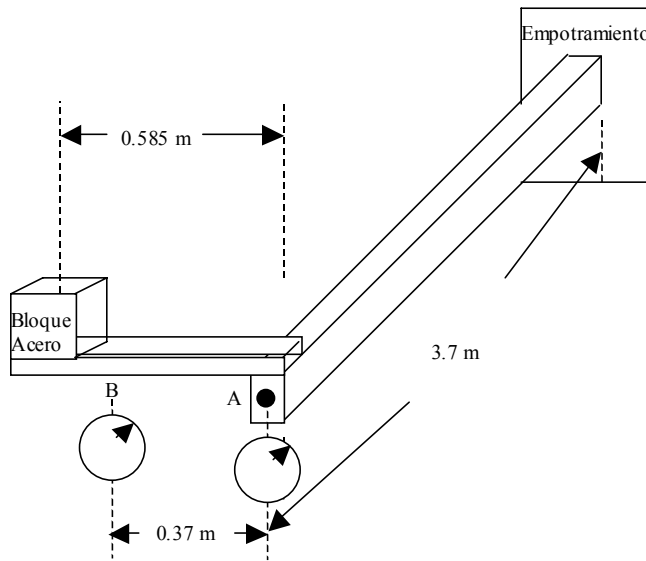
Experimento:

Se colocó un perfil igual al seleccionado en el diseño (“standard #10-080”, ver anexo III-3.12), de 3.857 metros de longitud⁴⁶, en la prensa de una fresadora, para simular un empotramiento en voladizo. Posteriormente en el extremo opuesto, se fijó un brazo de 0.585⁴⁷ metros de aluminio (perpendicular al perfil en voladizo), aplicándose un peso en su extremo (bloque de acero de masa = 1666.5gr), lo cuál se traduce en torsión y flexión sobre el perfil en voladizo, midiéndose la deflexión del mismo, con respecto a su posición inicial ya flexionada bajo su propio peso. El bloque de acero se retiró y se colocó en tres oportunidades, para obtener varias medidas de la deformación en A (del esquema), y lograr mayor precisión. Los datos obtenidos corresponden a la deformación producida por la flexión. Para encontrar la deformación debida a la torsión (objeto del experimento), se realizó una nueva medición de la deflexión, pero esta vez, en el brazo sujeto al perfil, a una distancia

⁴⁶ Esta medida de 3.857 metros, es la longitud del perfil en voladizo.

⁴⁷ Esta dimensión no es controlada, simplemente se tenía a mano un brazo con esa longitud.

conocida de 0.37⁴⁸ metros (punto B del esquema), y de igual modo que la operación anterior, se repitió en tres oportunidades en búsqueda de mayor precisión. Los datos recogidos, representan la deformación debida a la flexión y torsión en el perfil, por lo tanto, la diferencia entre las éstas medidas y las anteriores, representan la deformación por torsión del perfil. A continuación un esquema ilustrativo:



En la cara inferior de la sección del perfil donde está el punto A se obtuvieron las siguientes deflexiones producidas por la flexión:

$$Y1 = 7.5 \text{ mm}$$

$$Y2 = 7.4 \text{ mm}$$

$$Y3 = 7.4 \text{ mm}$$

$$Y \text{ promedio} = 7.4 \text{ mm}$$

⁴⁸ Esta distancia es la que se usó, ya que el montaje lo permitía, es decir, la deflexión puede medirse en cualquier punto, siempre y cuando esté referida a dicha distancia, ya que la deflexión es proporcional a la misma.

Luego las deflexiones registradas en el brazo a 0.37 m de longitud (punto B del esquema), producidas por la combinación de flexión y torsión fueron las siguientes:

$$Y1 = 14.4 \text{ mm} \qquad Y2 = 14.7 \text{ mm}$$

$$Y3 = 14.5 \text{ mm}$$

$$Y \text{ promedio} = 14.5 \text{ mm}$$

La diferencia entre ellas representa la deformación debida a la torsión:

$$Y \text{ torsión} = 7.1 \text{ mm} = 0.0071 \text{ m}$$

El ángulo de torsión será:

$$\tan\theta = \frac{Y}{0.37m}$$

$$\tan\theta = \frac{0.0071m}{0.37m} \rightarrow \theta = 1.1^\circ$$

$$\theta = 1.9 \cdot 10^{-2} \text{ rad}$$

Por lo tanto los parámetros GK de la ecuación (3.2.5.5.1-4), están dados por:

$$GK = \frac{MtL}{\theta}$$

Donde:

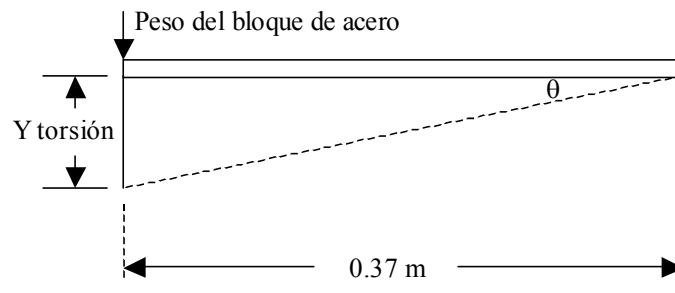
$$Mt = P * (0.585m)$$

$$P = 1.6665Kg * 9.8m / s^2 = 16.4N$$

$$Mt = 9.6N * m$$

$$GK = \frac{(9.6N * m)(3.857m)}{1.9 * 10^{-2} rad} = 1930N * m^2$$

A través del siguiente esquema se visualiza el cálculo del ángulo de torsión:



ANEXO 1.25

Comprobación de la torsión, teniendo el factor GK calculado experimentalmente utilizando la ecuación (3.2.5.5.1-4):

$$\theta = \frac{(4.525N * m)(0.4m)}{1930N * m^2} = 9.378 * 10^{-4} rad$$

$$\theta = 0.053^\circ$$

Entonces:

$$\tan\theta * (510.91mm) = y$$

$$y = 0.48mm$$

ANEXO 1.26

Cálculo de los pesos que generan la flexión sobre el perfil guía soporte:

Peso de la paleta de 6 pulgadas (caso crítico):

$$P = V * \gamma_{acero}$$

$$V = (570mm * 140mm * 5mm) = 399000mm^3 = 0.000399m^3$$

$$P = 0.000399m^3 * 76500N / m^3 \cong 30.53N$$

Peso del conjunto sin la paleta:

1. Rodamientos guías designación 626: masa = 0.0084Kg c/u,
como son dos tenemos: masa = 0.0168Kg; Peso = 0.2N
2. Cilindro neumático: 0.096Kg fijo + 0.0047Kg/10mm de carrera, por lo tanto:

$$\text{Total masa} = 0.284Kg; \text{Peso} = 2.8N$$

3. Sistema de elevación:

- a. Barras: 0.888Kg/m , tenemos en total 0.7m , masa = 0.63Kg ; Peso = 6.2N
- b. Soporte barras: Peso = 11N
- c. Soporte de paleta: Peso = 12N

4. Carro de desplazamiento vertical:

- a. Rodamientos designación 305701 C2Z: masa = 0.078Kg , como son cuatro la masa total es = 0.312Kg ; Peso = 3.1N
- b. Placa soporte: Peso = 13N
- c. Motor: masa = 2Kg ; Peso = 19.6N

La sumatoria de estos pesos da un total de 67.90 N .

La suma de ambos pesos es de aproximadamente 100 N ., el cual lo trasladamos al centro del perfil, como una fuerza y un momento.

ANEXO 1.27

Cálculo de la deformación por flexión del perfil, modelándolo como una viga simplemente apoyada con una carga en el centro.

En este caso tomaremos la mitad de la longitud total del perfil guía-soporte (0.6m), gracias al apoyo que se colocó en el centro de la misma.

Recordemos que las cargas generadas por los pesos excéntricos, se pueden trasladar a la viga como una fuerza y un momento. En este caso los pesos suman para un total de $30.53 \text{ N} + 67.90 \text{ N} = 98.43 \text{ N}$, redondeando $= 100 \text{ N}$.

La ecuación de deflexión para una viga cargada en el centro y simplemente apoyada⁴⁹ es:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{48EI}$$

El momento de inercia I de la sección del perfil seleccionado está tabulado, y se presenta en el anexo III-3.12. Su valor es $I_x = 71.97 \text{ cm}^4 = 0.0000007197 \text{ m}^4$.

La deformación máxima es:

$$y_{max} = \frac{(100\text{N})(0.6\text{m})^3}{48 * (71 * 10^9 \text{ N} / \text{m}^2) * (7.197 * 10^{-7} \text{ m}^4)} = 8.8 * 10^{-6} \text{ m}$$

$$y_{max} \cong 0.009 \text{ mm}$$

ANEXO 1.28

Cálculo de la duración de los “rodamientos-rueda” del carro de desplazamiento horizontal:

Para el cálculo de la duración⁵⁰ en millones de revoluciones:

⁴⁹ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 833)

⁵⁰ Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

$p = 3$ para rodamientos rígidos de bolas.

C = Capacidad de carga dinámica en N.

P = Carga dinámica equivalente en N.

Propiedades del rodamiento “3201 A”⁵¹:

Capacidad de carga dinámica (C) = 10100 N

Capacidad de carga estática (C_o) = 5600 N

Los rodamientos del carro-paleta están sometidos a los efectos de la fuerza generados por los pesos, tanto de la paleta como del conjunto (aproximadamente 100 N., ver anexo I-1.26). Cada uno de estos pesos generan un momento sobre el centro del perfil, que suman en total 9.05 N*m, los cuales podemos trasladar a los rodamientos como un par de fuerzas. Tal como se muestra en la figura XVI:

⁵¹ Catálogo General SKF. 1999. p.312.

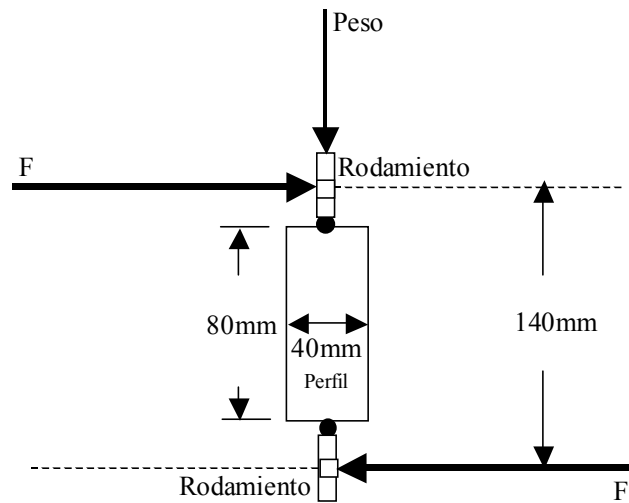


Figura XVI

Relación entre el momento total y el par de fuerzas (F).

$$M_t = F * (0.14m)$$

$$F = \frac{M_t}{0.14m} = \frac{9.05N * m}{0.14m} = 64.642N \cong 64.65N$$

F representa la fuerza axial aplicada sobre los rodamientos. Como la configuración del carro, presenta dos rodamientos arriba y dos abajo, dicha fuerza, se debe dividir entre dos, al igual que la fuerza radial, representada por el peso de la paleta más peso del conjunto (aproximadamente 100 N., ver anexo I-1.26).

F. axial:

$$\frac{F}{2} = F. Axial = \frac{64.65N}{2} = 32.325N$$

F. radial:

$$\frac{(100N)}{2} = F. radial = 50N$$

Para el cálculo de la carga dinámica equivalente (P)⁵², tenemos las dos opciones siguientes:

$$1. P = Fr + (0.73) * Fa \rightarrow si \rightarrow \frac{Fa}{Fr} \leq 0.86$$

$$2. P = (0.62) * Fr + (1.17) * Fa \rightarrow si \rightarrow \frac{Fa}{Fr} > 0.86$$

Entonces:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{32.325N}{50.265N} = 0.643 < 0.86$$

Entonces:

$$P = 50N + (0.73) * (32.325N) \cong 73.60N$$

$$L_{10} = \left(\frac{10100N}{73.60N} \right)^3 \cong 2584227$$

La duración es = 2584227 millones de revoluciones.

⁵² Carga dinámica equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 311.)

Cada rodamiento realiza unas 11 revoluciones por cada ciclo. Para llenar una caja grande de virolas de una pulgada, se llevan a cabo unos 420 ciclos, lo cuál representa 4620 revoluciones por caja. Anualmente se producen unas 3000 cajas, traducido a revoluciones nos quedan: 13860000 revoluciones. Por lo tanto la duración en años será aproximadamente: 1864520 años.

ANEXO 1.29

Comprobación estática de los “rodamientos-rueda” del carro de desplazamiento horizontal:

Carga estática equivalente P_o ⁵³:

$$P_o = Fr + (0.63) * Fa$$

$$P_o = 50N + (0.63) * 32.325N = 70.365N \cong 70.4N$$

$$(s_o = \frac{C_o}{P_o})^{54}$$

$$s_o = \left(\frac{5600N}{70.63N} \right) \cong 79$$

Cómo $79 > 0.5$ (s_o factor de seguridad estático recomendado)⁵⁵, el rodamiento se encuentra muy por encima del factor de seguridad, por lo que funciona perfectamente.

⁵³ Carga estática equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 311.)

⁵⁴ Comprobación de la capacidad de carga estática. (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

⁵⁵ Tabla 9. Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

ANEXO 1.30

Cálculo de la potencia requerida por sistema de desplazamiento horizontal y cálculo del sistema de transmisión (poleas y correas):

Fuerza inercial necesaria para desplazar el conjunto:

$$F_i = m * a$$

Donde:

a = Aceleración requerida por del sistema de desplazamiento horizontal (ver anexo 1.6).

m = Masa del conjunto (sistema de paleta y sistema de barras de elevación).

Aceleración = 1,60 m/s² (ver anexo I-1.6).

Masa de la paleta de seis pulgadas = 3.1122 Kg

Masa del conjunto aproximadamente = 7.136 Kg

Masa total = 10.2482 Kg

$F_i = 16,40$ N.

Potencia máxima = (Fuerza)*(Velocidad máxima)

Velocidad máxima = 1 m/s (ver anexo I-1.6).

Fuerza = Fuerza inercial

Potencia máxima = 16,40 vatios.

Para desplazar el carro se planteó un sistema de transmisión directa desde el servo motor, resultando de la siguiente manera:

Polea del motor = Polea libre:

d. Diámetro de paso (D_p) = 0.877 pulgadas = 0.0223 metros

e. Número de dientes (N) = 14

f. Paso (p) = 5 mm. HTD.

De acuerdo a la velocidad máxima se calculan las revoluciones del servo motor:

$$n_{motor} = \frac{60 * V_{max}}{\pi * D_p} = \frac{60 * (1m / s)}{\pi * (0.0223m)} = 856.44rpm$$

Comprobación de la capacidad del servo motor a 856.44 rpm:

$$4000rpm \rightarrow 160w$$

$$856.44rpm \rightarrow X = 34.26w$$

Se puede asumir que en el servo motor seleccionado, la potencia es proporcional a las revoluciones debido a que el torque del mismo es constante (anexo III-3.5). El cálculo anterior, nos permite comprobar que para las revoluciones

deseadas, el servo motor es capaz de entregar una potencia de más del doble de la requerida por el sistema (16,40 w), por lo tanto el mismo funcionará sin problemas

Cálculo de la correa:

Correa paso = 5 mm. HTD., por 9 mm. de ancho.

En el anexo III-3.9, encontramos los valores de resistencia de la correa por unidad de ancho. Para la correa seleccionada:

Resistencia = 100 lbf / pulgadas de ancho

Como el ancho es de 9 milímetros, la resistencia es = 35.43 lbf = 157,60 N.

Como el sistema de transmisión es directo, el torque máximo es igual torque del motor⁵⁶:

Torque del motor = $T_{max} = 0,56 \text{ N}\cdot\text{m}$

La fuerza de tensión máxima se calcula de la siguiente manera:

$$F_t = \frac{T_{max}}{r. \text{ paso}} = \frac{T_{max}}{\frac{D_{paso}}{2}} = \frac{2 * (0,56 \text{ N} * \text{m})}{0,0223 \text{ m}} \cong 50,23 \text{ N} < 157,60 \text{ N} = \text{Resistencia}$$

Por lo tanto la correa funciona bajo las condiciones de carga establecidas.

⁵⁶ Ver anexo III-3.4.

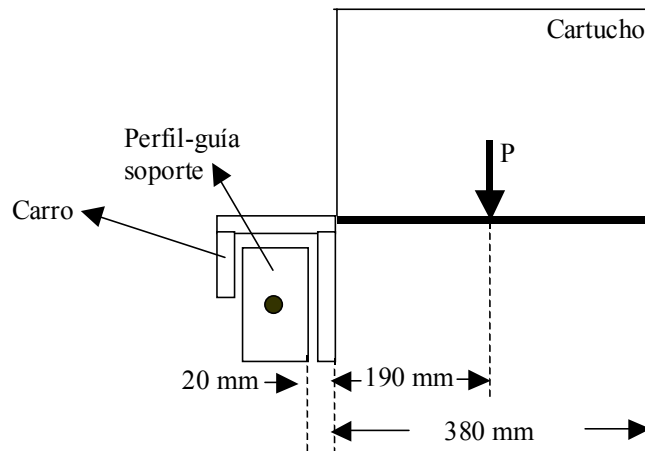
ANEXO 1.31

Cálculos de la torsión sobre el perfil guía soporte de los cartuchos:

La selección del perfil se realizó después de efectuar los cálculos en dos tipos diferentes: El 80mm*40mm (standard #10-080) y el 80mm*80mm (Heavy #11-088) (ver anexos [III y IV]), los cuales se presentan a continuación:

De la siguiente figura:

Figura XVIII



La masa de cada virola de una pulgada (fleje 38 mm.) es de 6.2 gr., por lo tanto la masa total será:

$$\text{Masa total de las virolas} = (6.2 \text{ gr.}) \cdot (4080) = 25296 \text{ gr.} = 25.296 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso} = (\text{masa total de las virolas}) \cdot (\text{aceleración de gravedad}) = (25.296 \text{ Kg.}) \cdot (9.81 \text{ m/s}^2) = 248.15 \text{ N.}$$

La masa del cartucho se calcula a continuación aproximadamente:

$$Masa = \rho_{acero} * Volumen$$

$$Volumen = (0.55m * 0.38m * 0.002m) + 2 * (0.38m * 0.27m * 0.002m)$$

$$+ (0.55m + 0.27m + 0.002m) + 2 * (0.1m + 0.27m + 0.002m) = 0.0012334m^3$$

$$Masa = (7800Kg / m^3) * (0.0012334m^3) = 9.62052Kg$$

$$Peso = m * g = (9.62052Kg) * (9.81m / s^2) = 94.3773N \cong 94.4N$$

$$Peso\ total = P = 248.15N + 94.4N = 342.55N.$$

El momento torsor producido por el peso de las virolas y el cartucho se calcula de la siguiente forma:

$$Mt = P * (0.190m + 0.02m + 0.02m) = 78.8N * m$$

La configuración, presenta dos cartuchos, montados sobre el perfil 80mm*40mm (standard #10-080), de 2,8 metros de longitud, con un apoyo central. Para conocer el efecto de torsión que produce un cartucho, la longitud que se empleará en la siguiente ecuación⁵⁷ es la cuarta parte de la total, es decir 0,7 metros y la mitad del momento torsor (39,4 N*m):

$$\theta = \frac{MtL}{GK} \quad \text{Ecuación (3.2.5.5.1- 4)}$$

Sabemos⁵⁸ que el factor “GK” de la ecuación (3.2.5.5.1- 4) es:

⁵⁷ Recordemos que esta ecuación corresponde a perfiles en voladizo sometidos a torsión.

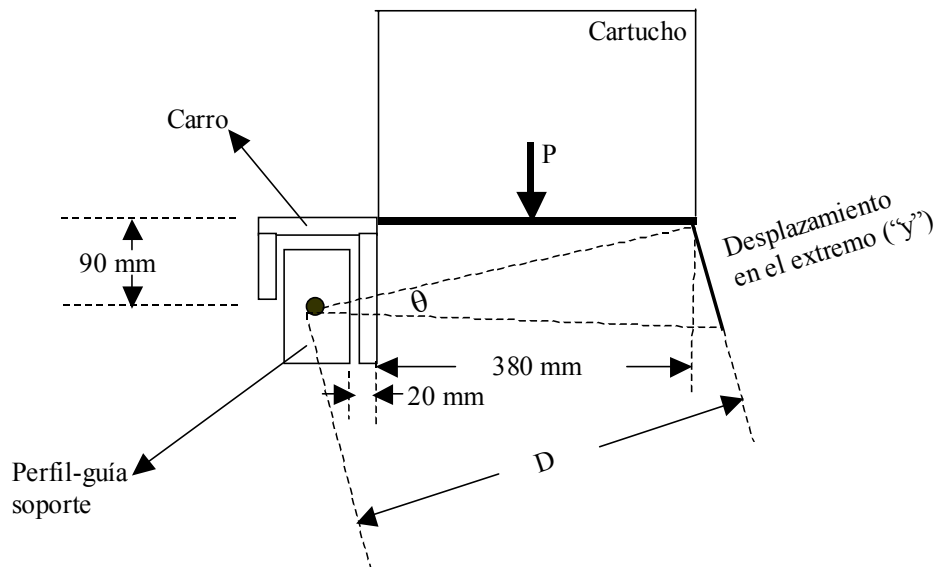
⁵⁸ Ver anexo 1.31 (cálculo experimental de los parámetros GK, de las ecuaciones de torsión para el perfil ITEM “standard #10-080”)

$$GK = 1930N * m^2$$

$$\theta = \frac{(39.4N * m)(0.7m)}{1930N * m^2} = 1.429 * 10^{-2} rad$$

$$\theta = 0.819^\circ$$

El desplazamiento en el extremo (“y”) se puede observar de forma exagerada en el siguiente esquema:



La distancia “D” se calcula a continuación:

$$D = \sqrt{(90mm)^2 + (420mm)^2} = 429,53mm$$

La distancia “y” se calcula a continuación:

$$\tan\theta = \frac{y}{429,53\text{mm}}$$

$$y \cong 6,14\text{mm}$$

Este desplazamiento es indeseado, descartándose el perfil 80mm*40mm (standard #10-080), debido a los posibles problemas que se presentarían con el llenado del cartucho, generando que la paleta al depositar las virolas en la cota establecida, se encuentren por encima de la misma, produciendo el desorden de las mismas.

Para el perfil 80mm*80mm (Heavy #11-088):

Tomaremos la sección central del mismo como un anillo rectangular de 60 mm*60 mm con espesor de pared delgada de 4.9 mm, ya que dicha sección es la que brinda la mayor resistencia a la torsión, a pesar de que su sección transversal real, es la que se muestra en el anexo III-3.13. Empleando las ecuaciones (3.2.5.5.1-4) y (3.2.5.5.1-5), tenemos:

$$K = 8.2 * 10^{-7} m^4$$

$$\frac{Mt}{2} = 39.4 N * m$$

$$\theta = 1.283 * 10^{-3} rad$$

$$\theta = 0.073^\circ$$

El desplazamiento en el extremo (“y”), será:

$$\tan\theta = \frac{y}{429,53\text{mm}}$$

$$y \cong 0.55\text{mm}$$

Se selecciona este perfil 80mm*80mm (Heavy #11-088), ya que el ángulo de torsión, es despreciable en el sistema, produciéndose un descenso en el extremo en voladizo del cartucho, de apenas cinco décimas y media de milímetro.

ANEXO 1.32

Cálculo de la deformación por flexión sobre el perfil guía soporte de los cartuchos:

Modelaremos el perfil como una viga simplemente apoyada con carga en el centro. En este caso tomaremos la mitad de la longitud total del perfil guía-soporte (1.4m), gracias al apoyo que se colocó en el centro de la misma.

Recordemos que la carga generada por el peso excéntrico, se puede trasladar a la viga como una fuerza y un momento. Para este caso, el peso ya fue calculado anteriormente en anexo I-1.31, siendo igual a 342.55 N.

La ecuación de deflexión⁵⁹ correspondiente a una viga simplemente apoyada con carga en el centro es:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{48EI}$$

El momento de inercia I de la sección del perfil seleccionado está tabulado, y se presenta en el anexo III-3.13. Su valor es $I = 186.89 \text{ cm}^4 = 1,8689 * 10^{-6} \text{ m}^4$.

⁵⁹ Tabla A-9. Cortante, momento y deflexión de vigas. (Shigley, 1998, p. 833)

La deformación nos queda:

$$y_{max} = \frac{(342.55N)(1.4m)^3}{48*(71*10^9 N / m^2)*(1.8689*10^{-6} m^4)} = 1.48*10^{-4} m$$

$$y_{max} = 0.148mm$$

ANEXO 1.33

Cálculo de la duración de los rodamientos de las ruedas laterales del carro soporte de los cartuchos:

El rodamiento seleccionado para el carro-soporte es el 608⁶⁰, con las siguientes propiedades:

Capacidad de carga:

Dinámica (C) = 3250 N

Estática (Co) = 1370 N

Para el cálculo de la duración⁶¹ en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

⁶⁰ Catálogo General SKF. 1999. p.186.

⁶¹ Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

$p = 3$ para rodamientos rígidos de bolas.

C = Capacidad de carga dinámica en N.

P = Carga dinámica equivalente en N.

Sobre los rodamientos de las ruedas laterales, sólo actúa una fuerza en el sentido radial del rodamiento, y se calculó de la siguiente manera:

De la figura XVIII, el Momento torsor generado por el peso de las virolas sobre el centro del perfil es el siguiente:

$$Mt = P * (0.19m + 0.02m + 0.02m) = 78.8N * m$$

Donde P = Peso = 342.55 N. (previamente calculado en el anexo I-1.31)

El momento Mt sobre el centro del perfil, se puede trasladar a los rodamientos laterales (ver figura XIX) como un par de fuerzas “F”, que representan la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento.

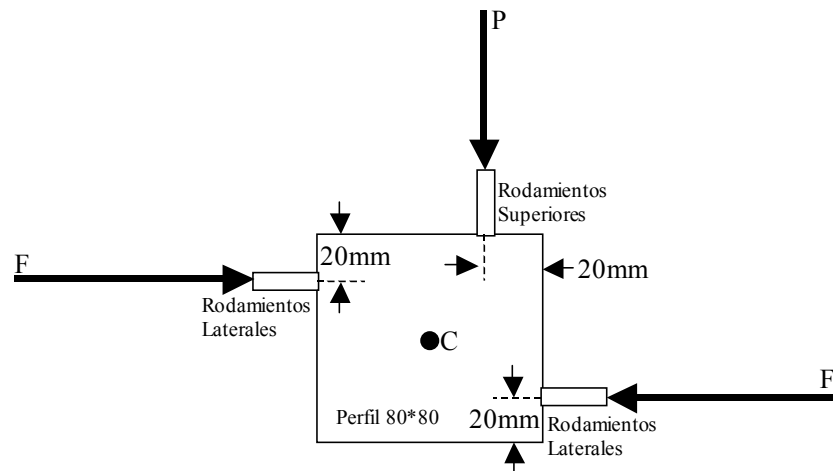


Figura XIX

Relación entre el momento M_t y el par de fuerzas (F):

$$M_t = F \cdot (0.04m)$$

$$F = \frac{M_t}{0.04m} = \frac{78.8N \cdot m}{0.04m} = 1969.75N \cong 1970N$$

Como la configuración presenta en total seis rodamientos, divididos en dos carros con tres rodamientos cada uno, es necesario dividir la fuerza F a la mitad de su magnitud ya que esta se reparte entre ambos rodamientos laterales:

$$F_{\text{radial}} = \frac{1970N}{2} = 985N$$

Cálculos de duración:

Carga dinámica equivalente (P)⁶²:

$$P = Fr \rightarrow \text{cuando} \rightarrow Fa / Fr \leq e$$

$$P = XFr + YFa \rightarrow \text{cuando} \rightarrow Fa / Fr > e$$

Como no existe fuerza axial (Fa), tenemos que $P = (Fr) = F.\text{radial} = 985N$.

Por lo tanto la duración será:

$$L_{10} = \left(\frac{3250N}{985N} \right)^3 = 35.92$$

Duración = 35.92 millones de revoluciones.

ANEXO 1.34

Comprobación estática de los rodamientos de las ruedas laterales del carro soporte de los cartuchos:

Carga estática equivalente P_o ⁶³:

$$P_o = Fr$$

$$\left(s_o = \frac{C_o}{P_o} \right)^{64}$$

⁶² Carga dinámica equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

⁶³ Carga estática equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

$$s_o = \left(\frac{1370N}{985N} \right) \cong 1.4$$

Cómo $1.4 > 0.5$ (s_o factor de seguridad estático recomendado)⁶⁵, el rodamiento se encuentra por encima del factor de seguridad.

ANEXO 1.35

Cálculo de la duración de los rodamientos de las ruedas superiores del carro soporte de los cartuchos:

El rodamiento seleccionado para el carro-soporte es el 608⁶⁶, con las siguientes propiedades:

Capacidad de carga:

Dinámica (C) = 3250 N

Estática (Co) = 1370 N

Para el cálculo de la duración⁶⁷ en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

⁶⁴ Comprobación de la capacidad de carga estática. (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

⁶⁵ Tabla 9. Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_o . . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

⁶⁶ Catálogo General SKF. 1999. p.186.

⁶⁷ Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

Donde:

$p = 3$ para rodamientos rígidos de bolas.

C = Capacidad de carga dinámica en N.

P = Carga dinámica equivalente en N.

Estos rodamientos están sometidos únicamente a la acción de la mitad del peso del cartucho lleno ($342.55 \text{ N} / 2$, previamente calculado en el anexo I-1.31), que representa la carga radial sobre el mismo, por lo tanto, dicha fuerza representa la carga dinámica equivalente. La duración será:

$$L_{10} = \left(\frac{3250 \text{ N}}{171.275 \text{ N}} \right)^3 = 6832.3$$

Duración = 6832.3 millones de revoluciones, por lo que la vida útil de éstos, será mayor que la de los laterales, ya que recorren el mismo número de ciclos al año.

ANEXO 1.36

Comprobación estática de los rodamientos de las ruedas superiores del carro soporte de los cartuchos:

Carga estática equivalente P_o ⁶⁸:

$$P_o = Fr = 171.275 \text{ N}$$

⁶⁸ Carga estática equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

$$(s_o = \frac{C_o}{P_o})^{69}$$

$$s_o = \left(\frac{1370N}{171.275N} \right) \cong 8$$

Cómo $8 > 0.5$ (s_o factor de seguridad estático recomendado)⁷⁰, el rodamiento se encuentra por encima del factor de seguridad.

ANEXO 1.37

Cálculo de la duración de los rodamientos del sistema de descarga de los cartuchos:

El rodamiento seleccionado para el sistema de descarga de los cartuchos es el 6202⁷¹, con las siguientes propiedades:

Capacidad de carga:

Dinámica (C) = 7800 N

Estática (Co) = 3750 N

Para el cálculo de la duración⁷² en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

⁶⁹ Comprobación de la capacidad de carga estática. (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

⁷⁰ Tabla 9. Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

⁷¹ Catálogo General SKF. 1999. p.188.

⁷² Formula de vida nominal . (Catálogo General SKF.1999. p. 28.)

Donde:

$p = 3$ para rodamientos rígidos de bolas.

C = Capacidad de carga dinámica en N.

P = Carga dinámica equivalente en N.

Estos rodamientos están sometidos únicamente a la acción de la mitad del peso del cartucho lleno (342.55 N / 2, previamente calculado en el anexo I-1.31), que representa la carga radial sobre el mismo, por lo tanto, dicha fuerza representa la carga dinámica equivalente. La duración será:

$$L_{10} = \left(\frac{7800N}{171.275N} \right)^3 = 94450$$

Duración = 94450 millones de revoluciones.

ANEXO 1.38

Comprobación estática de los rodamientos del sistema de descarga de los cartuchos:

Carga estática equivalente P_o ⁷³:

$$P_o = Fr = 171.275N$$

$$\left(s_o = \frac{C_o}{P_o} \right)^{74}$$

⁷³ Carga estática equivalente. (Catálogo General SKF.1999. p. 184.)

⁷⁴ Comprobación de la capacidad de carga estática. (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

$$s_o = \left(\frac{3750N}{171.275N} \right) \cong 21.9$$

Cómo $21.9 > 0.5$ (s_o factor de seguridad estático recomendado)⁷⁵, el rodamiento se encuentra por encima del factor de seguridad.

⁷⁵ Tabla 9. Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_o . (Catálogo General SKF.1999. p. 53.)

ANEXO II

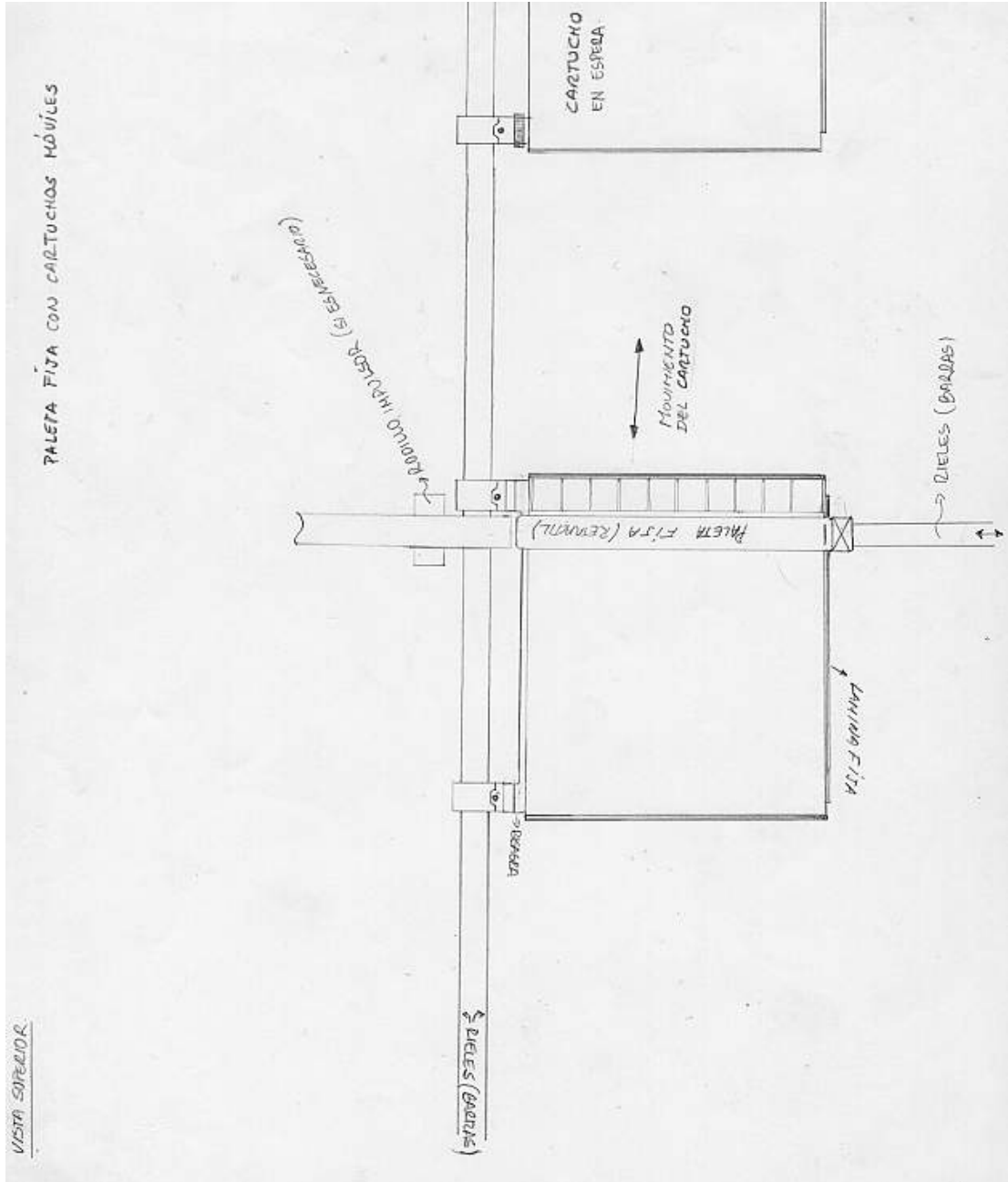
ANEXO 2.1

Representación esquemática de un transportador de banda

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.1)

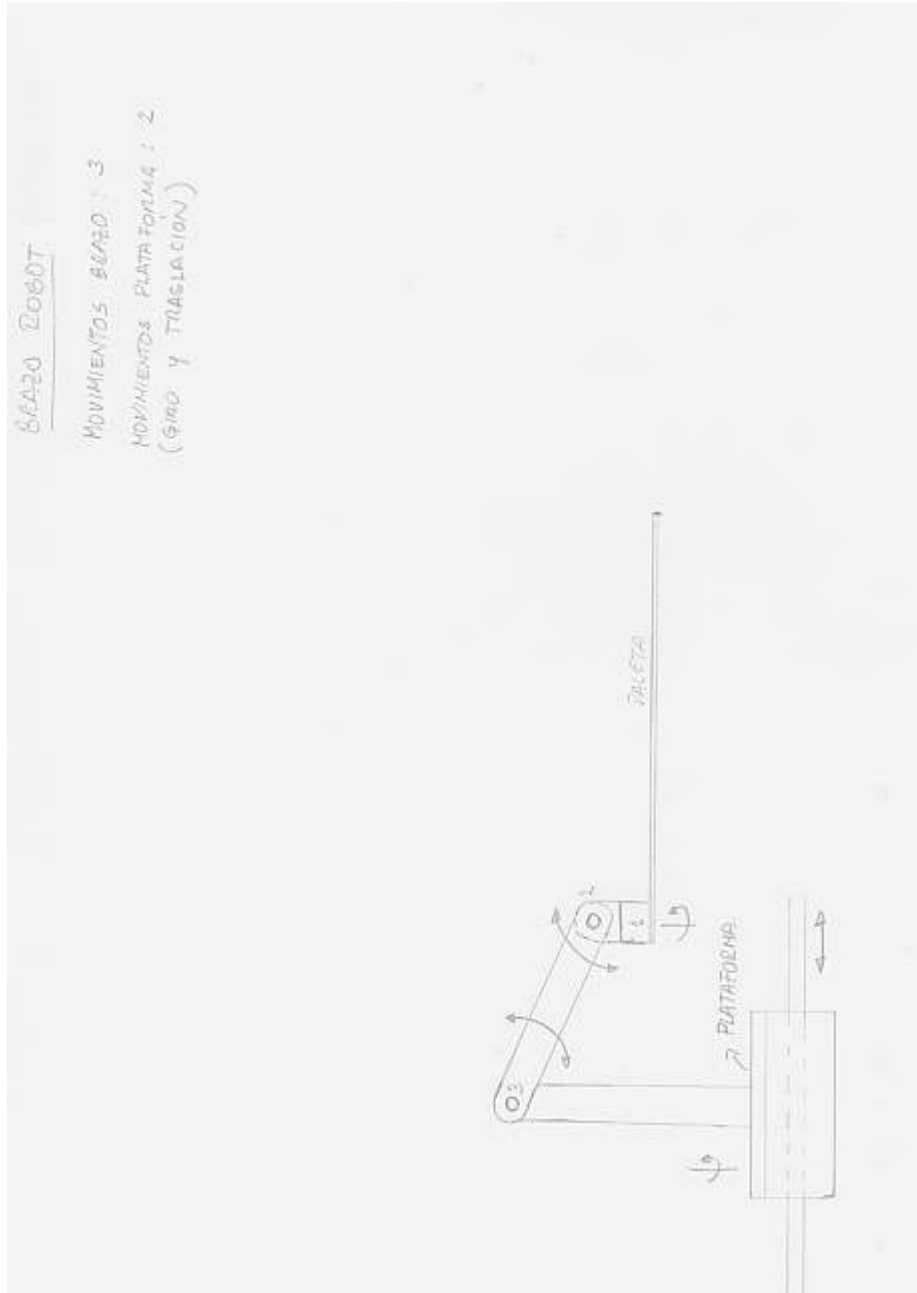
ANEXO 2.2

Dibujo: "Cartucho en movimiento con paleta retráctil fija".

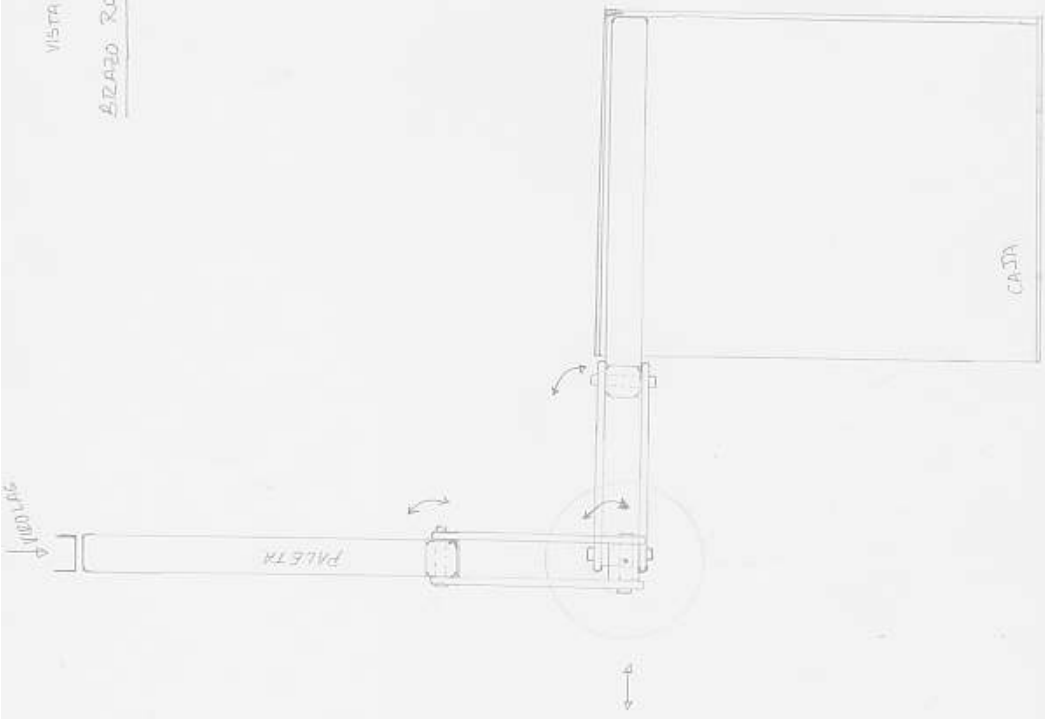


ANEXO 2.3

Dibujos del "Brazo robot":

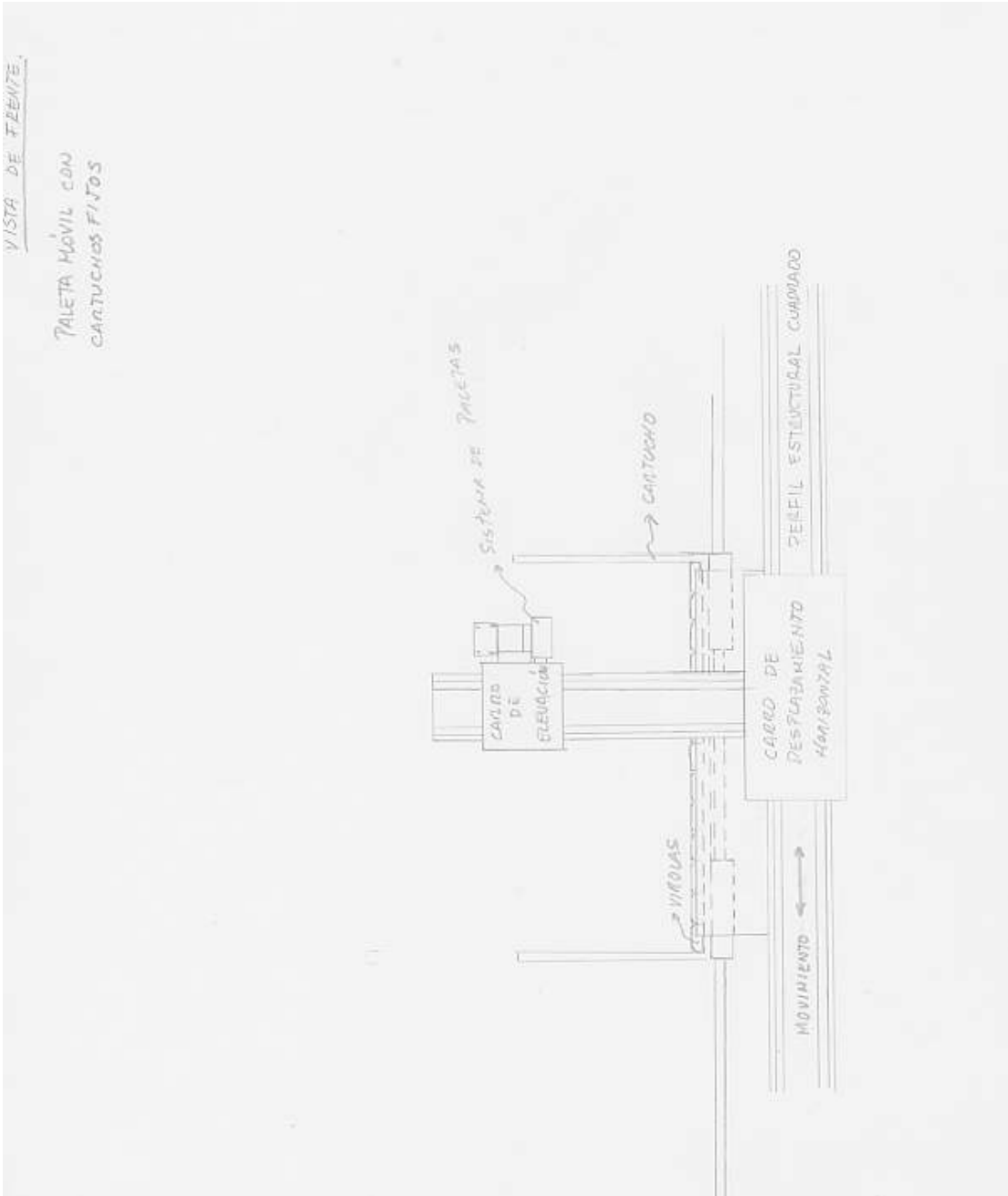


VISTA SUPERIOR
BIZAZO ROBOT.



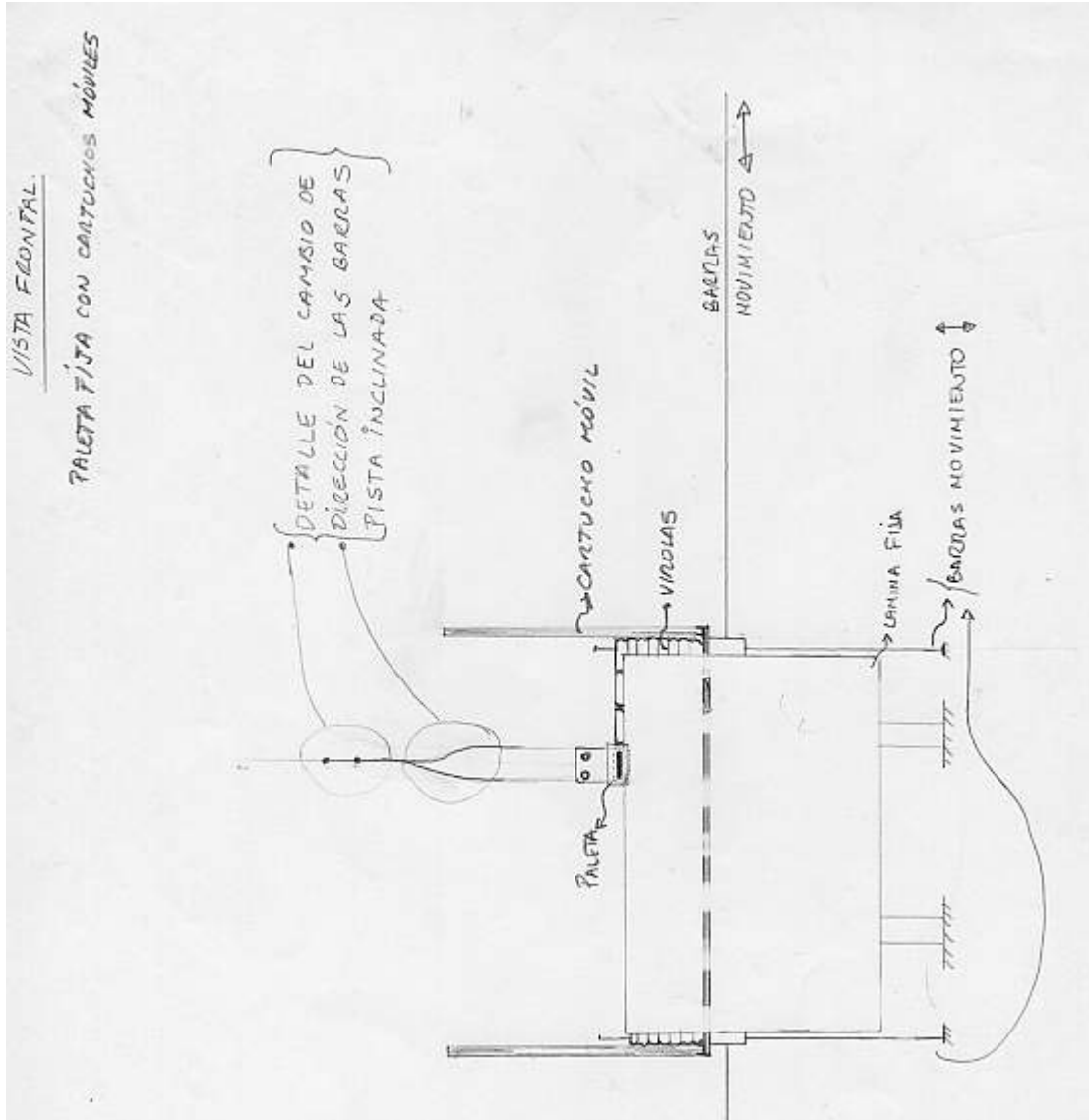
ANEXO 2.4

Dibujo: "Paleta retráctil móvil con cartucho fijo".



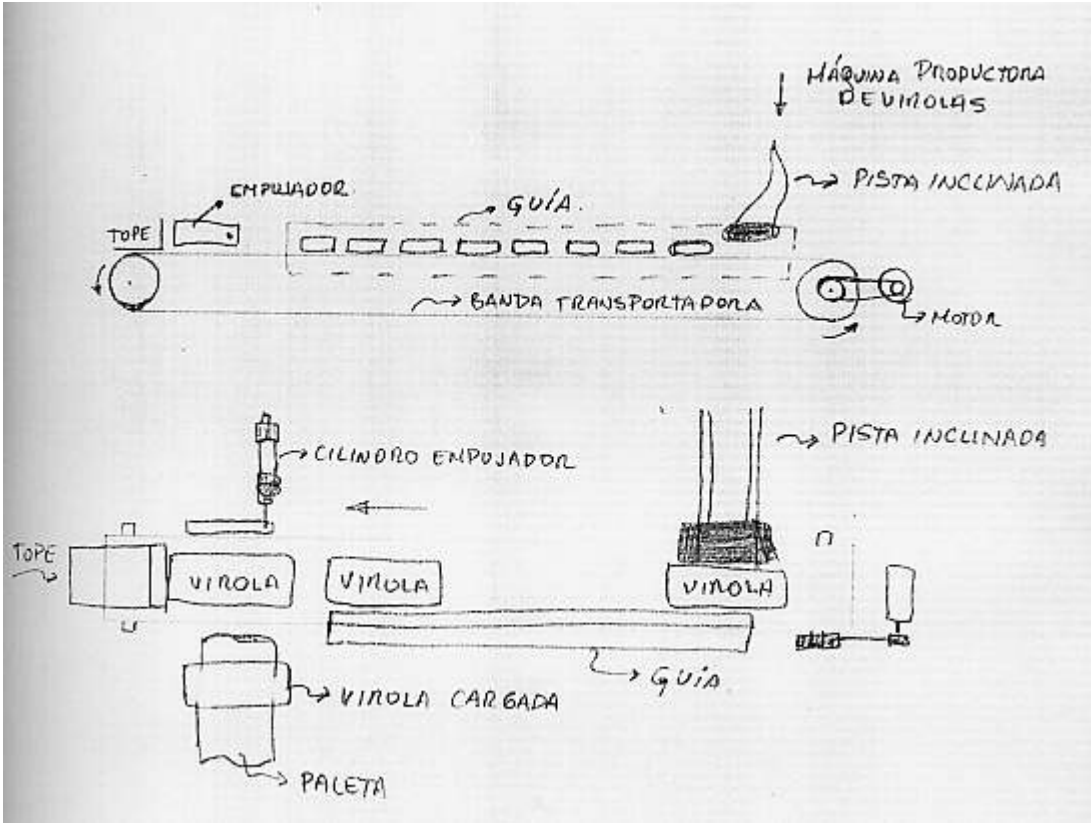
ANEXO 2.5

Dibujo: "Pista inclinada".



ANEXO 2.6

Dibujo: "Transportador de banda".



ANEXO 2.7

(Ver carpeta “PLANOS [1]”)

ANEXO 2.8

(Ver carpeta “PLANOS [2]”)

ANEXO 2.9

(Ver carpeta “PLANOS [3]”)

ANEXO 2.10

(Ver carpeta “PLANOS [4]”)

ANEXO 2.11

(Ver carpeta “PLANOS [5]”)

ANEXO 2.12

(Ver carpeta “PLANOS [6]”)

ANEXO 2.13

(Ver carpeta “PLANOS [7] y [8]”, respectivamente)

ANEXO 2.14

Esquema del rodillo impulsor del transportador de banda:

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.14)

ANEXO 2.15

Diagrama de cuerpo libre, torque, fuerza cortante y momento flector para el eje del rodillo impulsor del transportador de banda.

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.15-1 y 2.15-2)

ANEXO 2.16

Esquema de las poleas en el eje de transmisión del sistema de elevación.

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.16)

ANEXO 2.17

Diagramas de torque, fuerza cortante y momento flector para el eje transmisión del sistema de elevación.

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.17-1 y 2.17-2)

ANEXO 2.18

Esquema del rodillo libre del transportador de banda.

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.18)

ANEXO 2.19

Diagrama de cuerpo libre, torque, fuerza cortante y momento flector para el eje del rodillo libre del transportador de banda.

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.19-1 y 2.19-2)

ANEXO 2.20

Diagramas neumáticos.

Descripción de las variables:

Sensores magnéticos:

- A2: Sensor magnético del cilindro empujador.
- C2: Sensor magnético del cilindro para retraer paleta.

Sensores inductivos:

- B2: Sensor inductivo de proximidad para las virolas en el transportador.
- E2: Sensores inductivos de casa de los servos

D2: Bandera de paleta llena.

Los componentes neumáticos se encuentran en los diagramas de las dos páginas siguientes.

(Ver carpeta de Anexos [II], número 2.20-1 y 2.20-2)

ANEXO III

ANEXO 3.1

Ficha técnica del cilindro neumático FESTO DSNU-20-PPV-A:

Cilindros normalizados
para detección sin contacto, según norma DIN ISO 6432, Ø de émbolo de 8 hasta 25 mm


FESTO
PNEUMATIC

Cilindro de doble efecto
con anillos elásticos de amortiguación en las posiciones finales

Tipo DSNU-...-P-A
(Ø de émbolo desde 8 hasta 25 mm; los Ø de émbolo de 8 y de 10 mm no están disponibles en versiones S10 y R3)

con vástago antigiro, de sección cuadrada

Tipo DSNUL-12-...-P-A

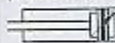


con amortiguación regulable en ambas posiciones de final de carrera

Tipo DSNU-...-PPV-A
(Ø de émbolo de 16, 20 y 25 mm)

con vástago antigiro, de sección cuadrada


Tipo DSNUL-...-PPV-A
(Ø de émbolo de 16, 20 y 25 mm)



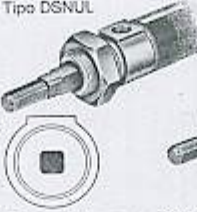
Ejecuciones especiales
(excluyendo tipo DSNUL)

S2	S3
S10	R3


Las ejecuciones especiales pueden combinarse entre sí.
Accesorios ver página 3.8/1-1.
Ejemplo: Tipo DSNU-...-PPV-A



Tipo DSNUL



Tipo DSNU



Esta serie de cilindros Combi cumple con la norma DIN ISO 6432. Las culatas están unidas a la camisa por un rebordado hermético.


En el émbolo del cilindro hay un imán permanente y a través del campo magnético de éste se accionan los interruptores de proximidad.

Los microinterruptores de proximidad se sujetan al cilindro mediante el conjunto de fijación del tipo SMBR-... Con estos microinterruptores se pueden detectar sin contacto posiciones finales o intermedias de los cilindros.


Cuadro general de detectores de proximidad de Festo y piezas para su montaje: ver página 3.9/1-1.

Formas de montaje del cilindro básico, sin elementos de fijación:

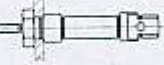
Flaneca delante



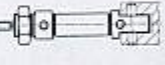
atrás



Con tuerca hexagonal

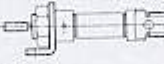


Cuchillito atrás




Variantes de montaje y otros elementos de fijación


Por pies (camara corta)
Tipo HBN-...-1




Por pies
Tipo HBN-...-2



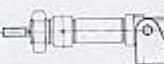
Por brida
Tipo FBN



Cuchillito
Tipo WBN



Caballote
Tipo LBN



Referencia (ver página 3.1/21-7)	N° de artículo + DSNU + Ø de émbolo + Carrera + Amortiguación de finales de carrera + Detección + Ejecución especial Ejemplo de pedido: Ø de émbolo 16 mm, carrera 50 mm = 19.201 DSNU-16-50-P-A					
Fluido	Aire a presión filtrado, con o sin lubricación					
Función	Cilindro de doble efecto					
Presión de servicio máxima admisible	10 bar					
Temperatura de funcionamiento	-20 hasta +80°C (observar la temperatura de funcionamiento de los detectores)					
Materiales	Camisa del cilindro: X 5 CrNi 18 10; vástago: X 6 CrNiMoTi 17 12 2; ejecución R3: tornillo de regulación y tuerca: acero inoxidable					
Pesos	Ver dorso					

Ø de émbolo mm	Carreras estándar mm	Carreras** mín. - máx. mm		Fuerza de avance a 6 bar***	Fuerza de recuperación a 6 bar	Momento máx. aplicado al vástago	Carrera de amortiguación mm
		Tipo DSNU-...	Tipo DSNUL	N	N	Tipo DSNUL	
8	10, 25, 40, 50, 80, 100	10 hasta 100	-	24	16	-	-
10	10, 25, 40, 50, 80, 100	10 hasta 100	-	40	32	-	-
12	10, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200	10 hasta 200	10 hasta 160	55	38	0,1 Nm	-
16	10*, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 320	10 hasta 200	10 hasta 160	104	87	0,1 Nm	14
20	10*, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	10 hasta 320	10 hasta 200	155	140	0,2 Nm	17
25	10*, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	10 hasta 500	10 hasta 250	267	220	0,45 Nm	17

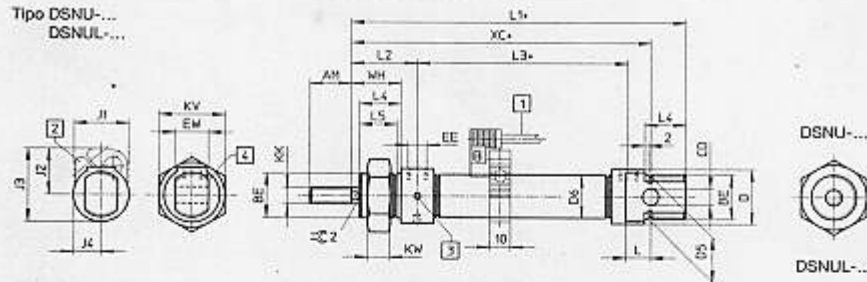
* para el tipo DSNUL...-PPV-A ** carreras mínimas; ver el dorso *** ejecución especial S2: fuerza de retoceso

Cilindros normalizados

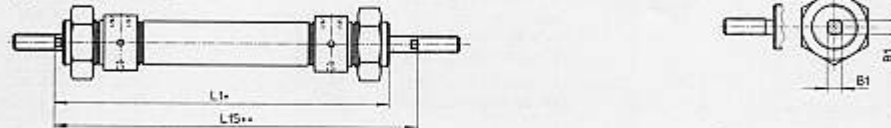
para detección sin contacto, según norma DIN ISO 6432, Ø de émbolo de 8 hasta 25 mm

FESTO
PNEUMATIC

Tipo DSNU-...
DSNUL-...



Ejecución especial S2



1) Detector de proximidad tipo SMEO-4U/SMT0-4U

2) Abrazadera de fijación tipo SMBR-...

3) Taladro para llave de cuello de cisne para fijar la contratuercas

4) Tornillo para regular la amortiguación en los finales de carrera en el tipo DSNU-...-PPV-A

+ = añadir cámara

+ + = añadir 2 x cámaras

Piezas adicionales: ver página 3.B/1-1

Ø de émbolo mm	AM	B ₁	BE	CD	D	D ₃	D ₅	EE	EW	J ₁	J ₂	J ₃	J ₄	KK	KV	KW	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈	L ₉	L ₁₀	L ₁₁	L ₁₂	L ₁₃	L ₁₄	L ₁₅	L ₁₆	L ₁₇	L ₁₈	L ₁₉	L ₂₀	L ₂₁	L ₂₂	L ₂₃	L ₂₄	L ₂₅	L ₂₆	L ₂₇	L ₂₈	L ₂₉	L ₃₀	L ₃₁	L ₃₂	L ₃₃	L ₃₄	L ₃₅	L ₃₆	L ₃₇	L ₃₈	L ₃₉	L ₄₀	L ₄₁	L ₄₂	L ₄₃	L ₄₄	L ₄₅	L ₄₆	L ₄₇	L ₄₈	L ₄₉	L ₅₀	L ₅₁	L ₅₂	L ₅₃	L ₅₄	L ₅₅	L ₅₆	L ₅₇	L ₅₈	L ₅₉	L ₆₀	L ₆₁	L ₆₂	L ₆₃	L ₆₄	L ₆₅	L ₆₆	L ₆₇	L ₆₈	L ₆₉	L ₇₀	L ₇₁	L ₇₂	L ₇₃	L ₇₄	L ₇₅	L ₇₆	L ₇₇	L ₇₈	L ₇₉	L ₈₀	L ₈₁	L ₈₂	L ₈₃	L ₈₄	L ₈₅	L ₈₆	L ₈₇	L ₈₈	L ₈₉	L ₉₀	L ₉₁	L ₉₂	L ₉₃	L ₉₄	L ₉₅	L ₉₆	L ₉₇	L ₉₈	L ₉₉	L ₁₀₀
8	12	-	M12 x 1,25	4	15	12	9,9	M5	8	20,4	16,5	23,2	13,9	M4	19	6	8	74	22	34	12	10	-	16	64	78,4																																																																																											
10	12	-	M12 x 1,25	4	15	12	11,3	M5	8	22	18,2	25,9	13,8	M4	19	6	8	74	22	34	12	10	-	16	64	78,4																																																																																											
12	16	5,5	M16 x 1,5	6	20	16	13,3	M5	12	22	20	28,6	11	M5	24	8	9	89	23	30	17	15	5	22	75	94																																																																																											
16	16	5,5	M16 x 1,5	6	20	16	17,3	M5	12	22,5	22,5	33,2	11	M5	24	8	9	95	23	44	17	15	5	22	82	100																																																																																											
20	20	7	M22 x 1,5	8	27	22	21,3	G 1/4	16	26,5	22,5	35,3	13	M5	32	11	12	112	32	51,6	20	18	7	24	98	116,4																																																																																											
25	22	9	M22 x 1,5	8	27	22	26,5	G 1/4	16	31,5	25	40,2	16	M10 x 1,25	32	11	12	119,5	36	53,1	22	20	9	28	104	125,4																																																																																											

Peso

Ø de émbolo mm	Cilindro básico			Elementos de fijación kg				
	Peso básico DSNU-...-P, DSNUL-...-P	DSNU-...-PPV, DSNUL-...-PPV	Peso por 10mm de cámara	Tipo HBN-...-1 acero cincado	Tipo HBN-...-2 acero cincado	Tipo FBN-... acero cincado	Tipo WBN-... acero cincado	Tipo LBN-... acero cincado
8	0,040	-	0,0023	0,020	0,055	0,012	0,020	0,020
10	0,043	-	0,0025	0,040	0,105	0,025	0,050	0,040
12	0,080	-	0,0041	0,080	0,220	0,045	0,070	0,080
16	0,096	0,110	0,0047					
20	0,200	0,215	0,0071					
25	0,260	0,275	0,0109					

Carrera mínima:

Para la detección de las posiciones con sensores tipo SMEO-4U y SMT0-4U son válidas las siguientes carreras (mm):

Detectores	Cantidad	Ø de émbolo					
		8	10	12	16	20	25
SMEO-4U	1/2	1/2					
SMT0-4U							

Velocidad del cilindro (ejecución especial S10)

Ø del émbolo	v _{max} en movimiento lento, a 6 bar con aire de escape estrangulado, posición horizontal, sin carga
12 hasta 25	10 mm/s

Observación:
En todos los cilindros con ejecución S-10 la velocidad máx. es 100mm/s.

ANEXO 3.2

Ficha técnica del cilindro neumático FESTO DGS-16-P-A:

FESTO

DGS-16-P-A

Hoja de datos

DGS-16-P-A

Página:1

Núm. pieza9324

Caract.	Valor
Forma de funcionamiento	de doble efecto
Tipo de montaje	atornillado
Forma exterior	redondo
Forma émbolo	redondo
Forma vástago	redondo
Forma de exploración	magnético
Forma de amortiguación	Anillo amortiguador interno (no regulable)
Seguridad antigiro	sin
Tamaño nominal del émbolo	16 mm
Carrera X	X
Mín. carrera para carrera X	10 mm
Máx. carrera para carrera X	400 mm
Diámetro del vástago	8 mm
Tipo de rosca (vástago) (KK)	M
Diámetro de la rosca (métr.)	8 mm
Longitud de la rosca (vástago)	12 mm
Longitud total	163 mm
Presión de servicio mín.	1 bar
Presión de trabajo máx.	10 bar
Temperatura ambiente mín.	-20 °C
Temperatura ambiente máx.	80 °C
Tipo de conexión tapa cojinete (EE)	Rosca interior
Tipo de rosca (tapa delantera)	G
Diámetro de la rosca (pulg.)	1/8
Tipo de conexión tapa terminal	Rosca interior
Tipo de rosca (tapa terminal)	G
Diámetro de la rosca (pulg.)	1/8
Longitud de la rosca	18 mm
Fuerza útil (teór.) a 6 bar, avance	121 N

DGS-16-P-A

Hoja de datos

DGS-16-P-A

Núm. pieza 9324

Página: 2

Caract.	Valor
Fuerza útil (teór.) a 6 bar, retorno	91 N
Consumo de aire para 6bar avance/10mr	0.014 l
Consumo de aire para 6bar retorno/10mr	0.01 l
Fluido de servicio	Aire comprimido filtrado

ANEXO 3.3

Características técnicas de la banda Habasit HNA-18P¹:

Espesor: 1,9 mm.

Peso de la banda por unidad de área de la banda: $23,2N / m^2$

Diámetro mínimo aceptable para el tambor motriz: 50 mm.

Tracción para que se estire 1%: 12 N. por milímetro de ancho de la banda.

Tracción admisible: 30 N. por milímetro de ancho de la banda.

Coefficiente de fricción sobre tambor motriz: 0,15.

Coefficiente de fricción sobre chapa soporte de acero: 0,20.

¹ (Muestrario 2340: Bandas transportadoras y de procesamiento de alto rendimiento Habasit. 2002)

ANEXO 3.4

Ficha técnica del servomotor BLX232A:

MOTOR DATA				
PARAMETER	SYMBOL	UNITS	BLX232A	BLX234A
Rated Power (1)(2)	Pr	Hp	0.22	0.47
		Kw	0.16	0.36
Speed at Rated Power	N rated	rpm	4000	5000
Max Operating Speed (1)	N max	rpm	5000	6500
Continuous Stall Torque (2)	Tc	in-lb	5	10
		Nm	0.56	1.12
Peak Torque	Tp	in-lb	15	30
		Nm	1.7	3.36
Rotor Inertia (4)	Jm	lb-in-s ²	0.000097	0.000184
		Kg-m ²	0.0000109	0.0000207
Weight	W	lb	3	3.7
		Kg	1.3	1.68
Number of Poles	-	-	4	4
Torque Constant, sinewave (line-line) (3)	Kt	in-lb/A	1.81	1.81
		Nm/A	0.204	0.204
Voltage Constant (line-line)	Ke	V _{rms} /Krpm	18.2	17.8
		V _{rms} /rad/sec	0.174	0.17
Resistance (cold) (line-line)	Rc	ohm	8.4	3.1
Resistance (hot) (line-line)	Rh	ohm	12.6	4.65
Inductance (line-line)	L	mH	11.6	5.1
Peak Current (3)	Ip	A	8.28	18
Continuous Current (3)	Ic	A	2.76	6

NOTES:

1. With 230VAC drive line input voltage.
2. 25°C ambient, motor mounted on a 8"x8"x1/2" aluminum heat sink and the lower of 155°C winding or 100°C encoder temperature.
3. Peak value of a sinusoidal waveform.
4. Add brake inertia if applicable.

COMMENTS:

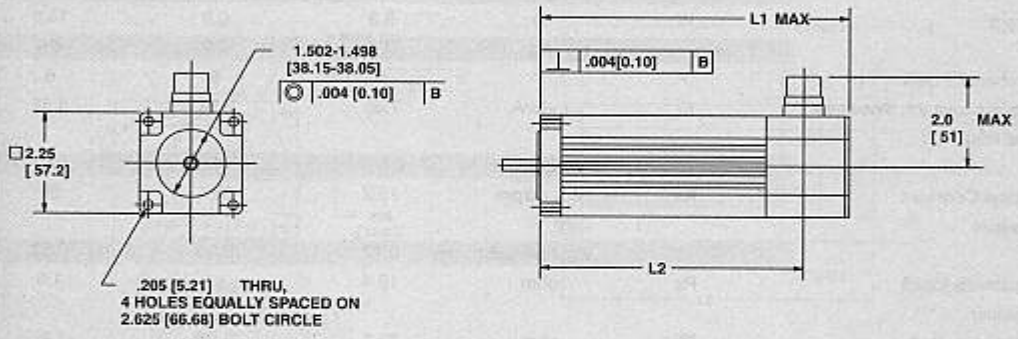
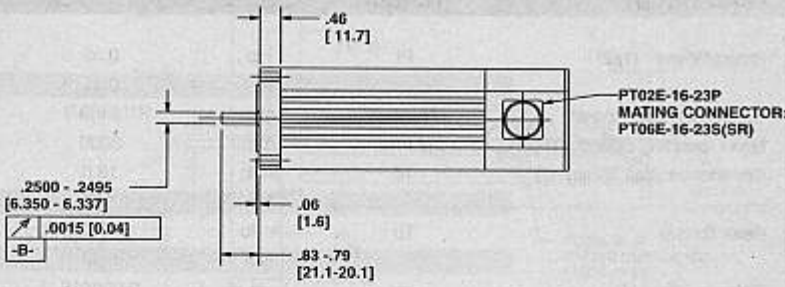
- a) Thermostat in stator windings will open if winding temperature exceeds 155°C.
- b) Above data represent typical values. Actual performance is dependent on amplifier, controller, and system installed.

NEMA 23

MODEL	L1*	L2*
BLX232	5.55 [140.9]	4.60 [116.8]
BLX234	6.75 [171.5]	5.75 [146.1]

*Add 1.2" for brake option

- NOTE:**
- 1-Dimensions are in inches. Millimeters dimensions are shown in brackets.
 - 2-Max axial load: 15 lb
 - 3-Max radial load: 20 lb
 - 4-Motor finish: black epoxy
 - 5-Motor sealed to IP65
 - 6-Front shaft seal installed, type: Viton®

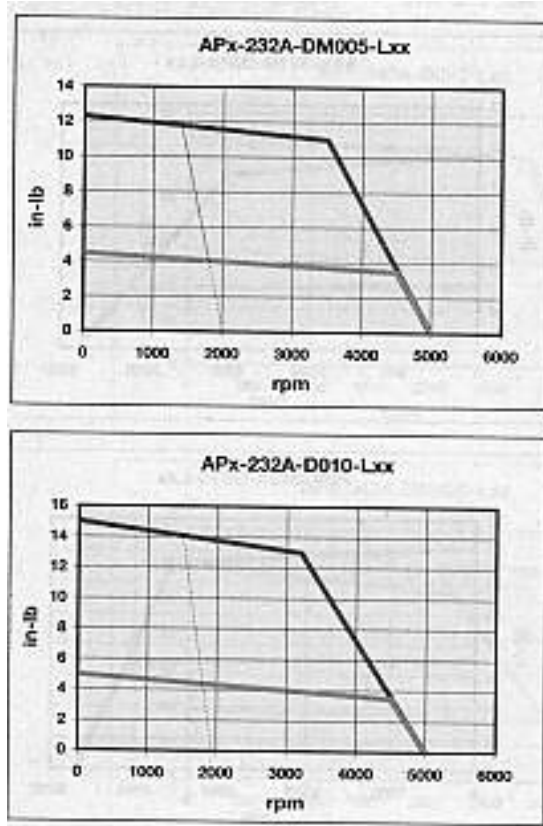


Motor/Encoder/Therm/Brake Connector PTO2E-16-23P

Pin	Function	Pin	Function
T	ENC GROUND	L	HALL CH V
E	ENC +5VDC	Y	HALL CH W
F	ENC CH A	M	HALL CH W
U	ENC CH A\	N	GND/CABLE SHIELD
G	ENC CH B	S	THERM
V	ENC CH B\	R	THERM
H	ENC CH Z	D	GND
W	ENC CH Z\	A	MOTOR PHASE R
J	HALL CH U	B	MOTOR PHASE S
K	HALL CH U\	C	MOTOR PHASE T
X	HALL CH V	P	BRAKE (+) DIODE
		Z	BRAKE (-) IN4007

ANEXO 3.5

Curva de Torque del servomotor BLX232A:

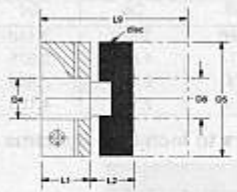


ANEXO 3.6

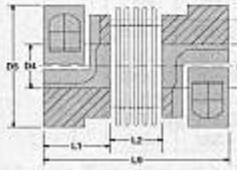
Acople MCM-BEL-08-23 para el servomotor BLX232A:

Metric Motor Couplings

Motor Couplings for Mounting NEMA frame size motors to Metric Size Systems



Part Number	Motor Size	Dimension (mm)						Maximum Torque (N•m)
		D5	D4	D8	L1	L2	L9	
MCM-OLD-08-23	NEMA 23	25,4	6,35	8	11,6	9,2	32,4	3,4
MCM-OLD-10-23	NEMA 23	25,4	6,35	10	11,6	9,2	32,4	3,4
MCM-OLD-14-34	NEMA 34	41,3	9,53	14	15,0	18,0	48,0	9,0



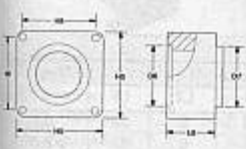
Part Number	Motor Size	Dimension (mm)						Maximum Torque (N•m)
		D5	D4	D8	L1	L2	L9	
MCM-BEL-08-23	NEMA 23	25	6,35	8	13	6	32	2,0
MCM-BEL-10-23	NEMA 23	25	6,35	10	13	6	32	2,0
MCM-BEL-14-34	NEMA 34	40	9,53	14	17	13	47	10,0

ANEXO 3.7

Separador MAB2DB08-BLX23 para el servomotor BLX232A:

Motor Adaptor Blocks for mounting BLX Series Servo Motors frame size Motors to Inch Size Systems

Motor Adaptor Block - Black Anodized Aluminum



Motor Adaptor Part No.	Motor Part No.	Dimensions (in.)				
		L8	H5	H8	D6	D7
MAB2DB08-BLX23	BLX232, BLX234	1,685	2,24	1,856	1,503	1,498
MAB08/12-BLX23	BLX232, BLX234	1,59	2,24	1,856	1,503	2,148
MAB12-BLX23	BLX232, BLX234	1,41	2,24	1,856	1,503	2,148
MAB16-BLX23	BLX232, BLX234	1,40	3,26	2,740	1,503	2,875
MAB16-BLX34	BLX341, BLX342, BLX343	2,40	3,26	2,740	2,878	2,875
MAB24-BLX42	BLX421, BLX422, BLX423	3,40	4,50	3,619	4,332	4,099

ANEXO 3.8

Características técnicas de las siguientes poleas E*P*S HTD:

- PT014G08L09T

- PT040G10L09N

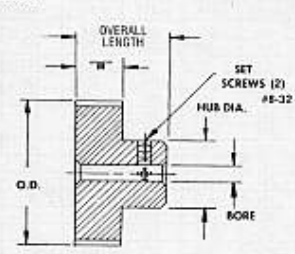
- PT012G08L15T

- PT040G10L15N

E*P*S HTD® TIMING PULLEYS

5mm HTD® Pitch, 9mm & 15mm Belt Width, No Flanges

Machined Aluminum



Material: Aluminum Alloy, Anodized

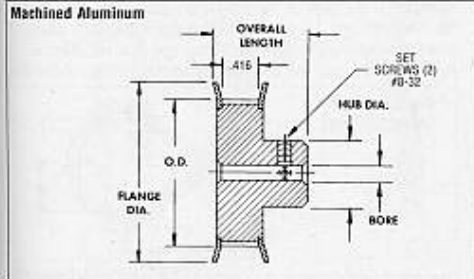
Number of Grooves	Overall Length ±.016		Face Width "W"	
	9mm Width	15mm Width	9mm	15mm
12-22	.796	1.032		
24-34	.859	1.093		
36-40	.937	1.187		

No. of Grooves	Pitch Dia.	Outside Dia.	Hub Dia. ±.016	Bore +.001 - .000	9mm Belt Width Part Number	15mm Belt Width Part Number
12	.752	.797	.437	.250	PT012G08L09N	PT012G08L15N
13	.815	.770	.500	.250	PT013G08L09N	PT013G08L15N
14	.877	.832	.500	.250	PT014G08L09N	PT014G08L15N
15	.940	.895	.562	.250	PT015G08L09N	PT015G08L15N
16	1.003	.958	.562	.250	PT016G08L09N	PT016G08L15N
17	1.065	1.020	.625	.250	PT017G08L09N	PT017G08L15N
18	1.128	1.083	.687	.250	PT018G08L09N	PT018G08L15N
19	1.191	1.146	.750	.250	PT019G08L09N	PT019G08L15N
20	1.253	1.208	.812	.250	PT020G08L09N	PT020G08L15N
22	1.379	1.334	.937	.250	PT022G08L09N	PT022G08L15N
24	1.504	1.459	1.000	.250	PT024G08L09N	PT024G08L15N
25	1.566	1.521	1.000	.250	PT025G08L09N	PT025G08L15N
26	1.629	1.584	1.062	.250	PT026G08L09N	PT026G08L15N
28	1.754	1.709	1.187	.250	PT028G08L09N	PT028G08L15N
30	1.880	1.835	1.187	.250	PT030G08L09N	PT030G08L15N
32	2.005	1.960	1.250	.250	PT032G08L09N	PT032G08L15N
34	2.130	2.085	1.375	.250	PT034G08L09N	PT034G08L15N
36	2.256	2.211	1.500	.313	PT036G10L09N	PT036G10L15N
38	2.381	2.336	1.500	.313	PT038G10L09N	PT038G10L15N
40	2.506	2.461	1.500	.313	PT040G10L09N	PT040G10L15N

Special: Materials, bores, hub styles, integral bushings or bearings, widths, finishes, sizes, etc., consult factory.

E*P*S HTD® TIMING PULLEYS

5mm HTD® Pitch, 9mm Belt Width, Double Flange



Material: Aluminum Alloy, Anodized.

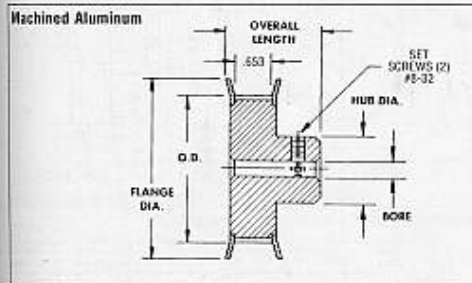
O.D. Tolerance	
O.D.	Tol
Thru 1.000	+ .002
1.001-2.000	+ .003
2.001-4.000	+ .004

No. of Grooves	Pitch Diameter	Outside Diameter	Flange Diameter $\pm .016$	Overall Length $\pm .016$	Hub Diameter $\pm .016$	Standard Bore $+ .001$ $- .000$	Standard Bore Part Number
12	.752	.707	.875	.790	.437	.250	PT012G08L09T
13	.815	.770	.939	.790	.500	.250	PT013G08L09T
14	.877	.832	1.000	.790	.500	.250	PT014G08L09T
15	.940	.895	1.063	.790	.562	.250	PT015G08L09T
16	1.003	.958	1.094	.790	.625	.250	PT016G08L09T
17	1.065	1.020	1.188	.790	.625	.250	PT017G08L09T
18	1.128	1.083	1.250	.790	.687	.250	PT018G08L09T
19	1.191	1.146	1.313	.790	.750	.250	PT019G08L09T
20	1.253	1.208	1.375	.790	.812	.250	PT020G08L09T
22	1.379	1.334	1.500	.790	.937	.250	PT022G08L09T
24	1.504	1.459	1.625	.852	1.000	.250	PT024G08L09T
25	1.566	1.521	1.688	.852	1.000	.250	PT025G08L09T
26	1.629	1.584	1.750	.852	1.062	.250	PT026G08L09T
28	1.754	1.709	1.875	.852	1.187	.250	PT028G08L09T
30	1.880	1.835	2.000	.852	1.187	.250	PT030G08L09T
32	2.005	1.960	2.125	.852	1.250	.250	PT032G08L09T
34	2.130	2.085	2.250	.852	1.375	.250	PT034G08L09T

Specials: Materials, bores, hub styles, integral bushings or bearings, widths, finishes, sizes, etc., consult factory.

E*P*S HTD® TIMING PULLEYS

5mm HTD® Pitch, 15mm Belt Width, Double Flange



Material: Aluminum Alloy, Anodized.

O.D. Tolerance	
O.D.	Tol
Thru 1.000	+ .002
1.001-2.000	+ .003
2.001-4.000	+ .004

No. of Grooves	Pitch Diameter	Outside Diameter	Flange Diameter $\pm .016$	Overall Length $\pm .016$	Hub Diameter $\pm .016$	Standard Bore $+ .001$ $- .000$	Standard Bore Part Number
12	.752	.707	.875	1.025	.437	.250	PT012G08L15T
13	.815	.770	.939	1.025	.500	.250	PT013G08L15T
14	.877	.832	1.000	1.025	.500	.250	PT014G08L15T
15	.940	.895	1.063	1.025	.562	.250	PT015G08L15T
16	1.003	.958	1.094	1.025	.625	.250	PT016G08L15T
17	1.065	1.020	1.188	1.025	.625	.250	PT017G08L15T
18	1.128	1.083	1.250	1.025	.687	.250	PT018G08L15T
19	1.191	1.146	1.313	1.025	.750	.250	PT019G08L15T
20	1.253	1.208	1.375	1.025	.812	.250	PT020G08L15T
22	1.379	1.334	1.500	1.025	.937	.250	PT022G08L15T
24	1.504	1.459	1.625	1.087	1.000	.250	PT024G08L15T
25	1.566	1.521	1.688	1.087	1.000	.250	PT025G08L15T
26	1.629	1.584	1.750	1.087	1.062	.250	PT026G08L15T
28	1.754	1.709	1.875	1.087	1.187	.250	PT028G08L15T
30	1.880	1.835	2.000	1.087	1.187	.250	PT030G08L15T
32	2.005	1.960	2.125	1.087	1.250	.250	PT032G08L15T
34	2.130	2.085	2.250	1.087	1.375	.250	PT034G08L15T

Specials: Materials, bores, hub styles, integral bushings or bearings, widths, finishes, sizes, etc., consult factory.

ANEXO 3.9

Correas E*P*S HTD paso 5 mm.:

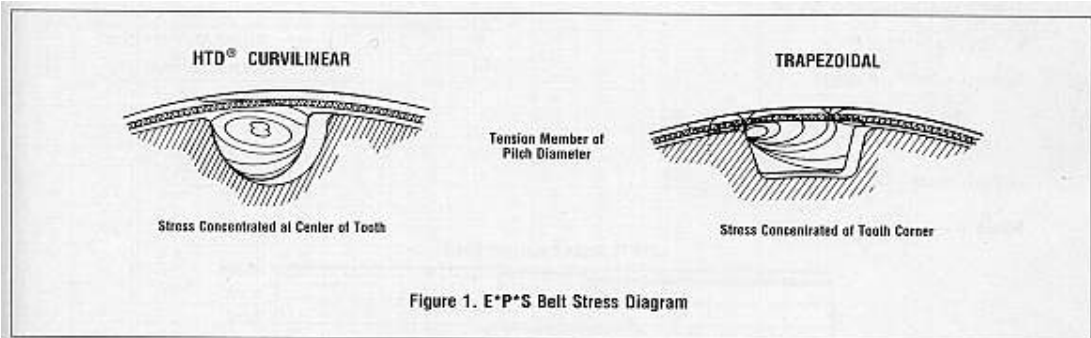


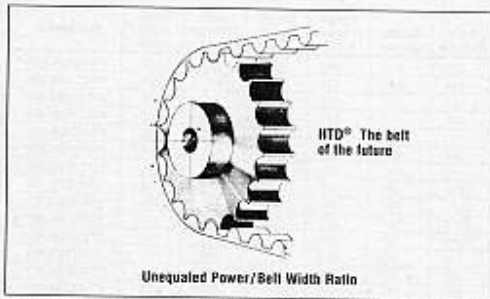
Figure 1. E*P*S Belt Stress Diagram

Design Guide for E*P*S HTD® E*P*S Drive Systems

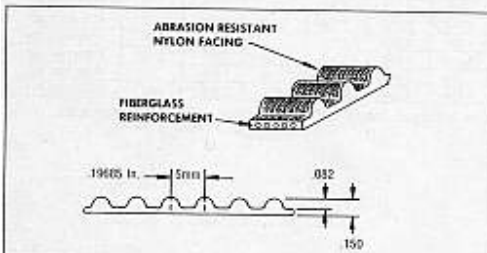
Belt Type	Tooth Form	HTD Curvilinear		Trapezoidal					
	Pitch	3 mm	5 mm	.080	.080	.0816	1/8	1/8	3/8
	Material	Neoprene	Neoprene	Neoprene	Urethane	Urethane	Neoprene	Urethane	Neoprene
Catalog Series		EPS-F-N	EPS-G-N	EPS-A-N	EPS-A-U	EPS-C-U	EPS-D-N	EPS-D-U	EPS-J-N
Operating Temperature (°F)		-30 to +185	-30 to +185	-30 to +185	0 to 200	0 to 200	-30 to +185	0 to 200	-30 to +185
Positioning Capability		Limited	Limited	Good	Good	Good	Good	Good	Good
Recommended Minimum Pitch Dia. (in.)		.38	.75	.25	.25	.25	.64	.64	1.19
Pulley Minimum No. of Teeth		10	12	10	10	10	10	10	10
Recommended Maximum Speed (RPM)		24,000	14,000	20,000	20,000	20,000	10,000	10,000	6,000
Recommended Minimum Teeth in Mesh		4	4	5	5	5	5	5	5
Recommended Maximum Working Tension (Lb./In. Width)		60	100	32	21	21	41	27	55

E*P*S HTD® TIMING BELTS

5mm HTD® Pitch, 9mm & 15mm Wide



Material: Neoprene with nylon wear surface & helically-wound fiberglass reinforcing



Pitch Length	Number of Grooves	9mm Wide Belts Part Number	15mm Wide Belts Part Number
Inch	mm		
13.78	350	EPS0070G09mN	EPS0070G15mN
14.76	375	EPS0075G09mN	EPS0075G15mN
15.75	400	EPS0080G09mN	EPS0080G15mN
16.73	425	EPS0085G09mN	EPS0085G15mN
17.72	450	EPS0090G09mN	EPS0090G15mN
18.70	475	EPS0095G09mN	EPS0095G15mN
19.69	500	EPS0100G09mN	EPS0100G15mN
21.06	535	EPS0107G09mN	EPS0107G15mN
22.24	565	EPS0113G09mN	EPS0113G15mN
23.62	600	EPS0120G09mN	EPS0120G15mN
25.00	635	EPS0127G09mN	EPS0127G15mN
26.38	670	EPS0134G09mN	EPS0134G15mN
27.95	710	EPS0142G09mN	EPS0142G15mN
29.13	740	EPS0148G09mN	EPS0148G15mN
31.50	800	EPS0160G09mN	EPS0160G15mN
33.46	850	EPS0170G09mN	EPS0170G15mN
35.04	890	EPS0178G09mN	EPS0178G15mN
37.40	950	EPS0190G09mN	EPS0190G15mN
39.37	1000	EPS0200G09mN	EPS0200G15mN

ANEXO 3.10

Características técnicas del rodamiento lineal IKO-LME 162636:

LME..(AJ)..(OP) Linear Motion Ball Bearings

Metric Dimension

IKO Number standard type LME	n No. of Ball	Weight (g)	IKO Number adjustable type LME..AJ	n No. of Ball	Weight (g)	IKO Number open type LME..OP	n No. of Ball	Weight (g)	Dimensions (mm)						Basic Dynamic Load Rating (kg)
									d _r	D	L	b	b ₁	α	
LME 51222	3	13.5	LME 51222-AJ	3	13	—	—	—	5	12	22	1.5	—	—	21
LME 81625	3	22.5	LME 81625-AJ	3	22	—	—	—	8	16	25	1.5	—	—	27
LME 122232	4	45.5	LME 122232-AJ	4	44.5	LME 122232-OP	3	35	12	22	32	1.5	8	80°	52
LME 162636	4	59	LME 162636-AJ	4	58	LME 162636-OP	3	45	16	26	36	1.5	10.5	80°	59
LME 203245	5	105	LME 203245-AJ	5	100	LME 203245-OP	4	84	20	32	45	2	11	64°	88
LME 254058	6	240	LME 254058-AJ	6	235	LME 254058-OP	5	200	25	40	58	2	12	56°	100
LME 304768	6	360	LME 304768-AJ	6	355	LME 304768-OP	5	300	30	47	68	2	14.5	56°	160
LME 406280	6	800	LME 406280-AJ	6	790	LME 406280-OP	5	670	40	62	80	2	19	56°	220
LME 5075100	6	1260	LME 5075100-AJ	6	1250	LME 5075100-OP	5	1060	50	75	100	3	24	56°	390
LME 6090125	6	2270	LME 6090125-AJ	6	2240	LME 6090125-OP	5	1900	60	90	125	3	28.5	56°	480
LME 80120165	6	5140	LME 80120165-AJ	6	5100	LME 80120165-OP	5	4350	80	120	165	3	38	56°	750

ANEXO 3-11

Características técnicas del acero AISI 4340:

AISI 4340

ACERO CROMO NIQUEL (Temple al aceite)

COLOR ROJO Y VERDE *no forma también* **AISI 4340**

ANALISIS (%):
C .40 ; Mn .75 ; Si .25 ; Cr .80 ; Ni 1.80 ; Mo .25

ESTADO DE ENTREGA:
Normalizado (220-250 Brinell).

USOS:
Acero de gran resistencia a la fatiga y buena tenacidad. Ejes de transmisión para todo tipo de motores, ejes para tractores y maquilnarias, engranajes, piñones, acoplamientos, piezas de máquinas sujetas a grandes esfuerzos, husillos, vástagos, palancas, tornillos, sujetadores, portaherramientas, árboles de engranajes.

RECOCIDO (annealing):
Calentar a 830/860° C, saturar de calor 1 ó 2 horas por pulgada de grueso y dejar enfriar en el horno.

TEMPLE (hardening):
Calentar a 815/840° C saturando de calor 10 minutos por pulgada de sección. Enfriar en aceite y revenir.

REVENIDO (tempering):
Debe efectuarse inmediatamente después del temple. Saturar de calor 1 ó 2 horas por pulgada de espesor a la temperatura conveniente indicada en la tabla adjunta.

RESISTENCIA A LA TRACCION (promedio)

Diámetro 1"	125 Kgs/mm ²
2"	105
4"	90
6"	70

Estos valores se obtienen después del tratamiento térmico.

TRATAMIENTO TERMICO

NORMALIZADO (normalising):
Calentar a 870/910° C, saturar de calor 10 minutos por pulgada de sección y enfriar en aire.

TABLA DE PROPIEDADES FISICAS PROMEDIO DEL ACERO "AISI 4340"

Temperatura del revenido:	°C	200	315	425	540	590	650
Dureza Rockwell	"C"	36/38	33/35	30/32	27/29	24/26	22/24
Resistencia a la tracción	Kg/mm ²	120	110	100	95	90	85

REDONDO

● 1/2"	● 3 1/4"	● 8"
5/8"	3 1/2"	8 1/2"
3/4"	3 3/4"	9"
7/8"	4"	10"
1"	4 1/4"	11"
1 1/4"	4 1/2"	12"
1 1/2"	5"	13"
1 3/4"	5 1/4"	14"
2"	5 1/2"	16"
2 1/4"	6"	18"
2 1/2"	6 1/2"	20"
2 3/4"	7"	
3"	7 1/2"	

CUADRADO

■ 1"
1 1/4"
1 1/2"
1 3/4"
2"
2 1/2"
3"
4"
5"
6"

ANEXO 3.12

Características técnicas del perfil ITEM “Standard 10-080” y “Standard 10-040”:

Profile 80 x 40

Application
General engineering structures, weight optimized. Suitable for compressed air piping.

Technical Specifications
Aluminum, clear or black anodized

		10-080	11-080	
bx	=	71.97	102.00	cm ⁴
ly	=	17.23	26.73	cm ⁴
Wx	=	17.99	25.50	cm ³
Wy	=	6.62	13.37	cm ³
Profile section	=	11.53	16.59	cm ²
Weight	=	3.18	4.58	kg/m

Description

Description	Unit	Color	Order No.
Profile 80x40 Standard	cut off max. 6000mm	clear	10-080
	pkg of 8 at 3M ea.	clear	10-080-3
	pkg of 8 at 6M ea.	clear	10-080-6
Profile 80x40 Standard	cut off max. 6000mm	black	10-080B
	pkg of 8 at 3M ea.	black	10-080B3
	pkg of 8 at 6M ea.	black	10-080B6
Profile 80 x 40 Heavy	cut off max. 6000mm	clear	11-080
	pkg of 8 at 3M ea.	clear	11-080-3
	pkg of 8 at 6M ea.	clear	11-080-6
Saw cut necessary for cut to length			19-001
End Cap 80 x 40	1 pce	black	18-814

Profile 40 x 40

Application
Profile for general engineering structures, weight optimized. Profile 10-540 uses the Fastening Set 20-014.

Technical Specifications
Aluminum, clear or black anodized

		10-540	10-040	11-040	
I	=	7.41	9.46	14.18	cm ⁴
W	=	3.71	4.73	7.09	cm ³
Profile section	=	4.87	6.65	9.22	cm ²
Weight	=	1.35	1.72	2.53	kg/m

Description

Description	Unit	Color	Order No.
Profile 40 x 40 Light	cut off max. 6000mm	clear	10-540
	pkg of 16 at 3M ea.	clear	10-540-3
	pkg of 16 at 6M ea.	clear	10-540-6
Profile 40 x 40 Light	cut off max. 6000mm	black	10-540B
	pkg of 16 at 3M ea.	black	10-540B3
	pkg of 16 at 6M ea.	black	10-540B6
Profile 40 x 40 Standard	cut off max. 6000mm	clear	10-040
	pkg of 16 at 3M ea.	clear	10-040-3
	pkg of 16 at 6M ea.	clear	10-040-6
Profile 40 x 40 Standard	cut off max. 6000mm	black	10-040B
	pkg of 16 at 3M ea.	black	10-040B3
	pkg of 16 at 6M ea.	black	10-040B6
Profile 40 x 40 Heavy	cut off max. 6000mm	clear	11-040
	pkg of 16 at 3M ea.	clear	11-040-3
	pkg of 16 at 6M ea.	clear	11-040-6
Saw cut necessary for cut to length			19-001
End Cap 40 x 40	1 pce	black	18-813

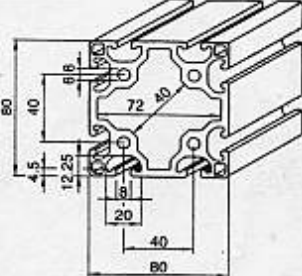
ANEXO 3.13

Características técnicas del perfil ITEM “Heavy 11-088”:

Profile 80 x 80

Application
General engineering structures, weight optimized. Suitable for compressed air piping.

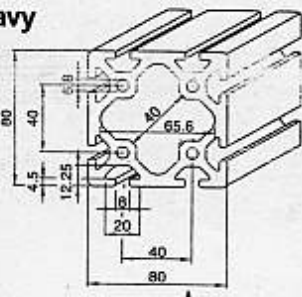
Standard



Technical Specifications
Aluminum, clear or black anodized

		10-088	11-088	
I	=	127.72	186.89	cm ⁴
W	=	31.93	46.72	cm ³
Profile section	=	20.27	26.35	cm ²
Weight	=	5.67	7.11	kg/m

Heavy



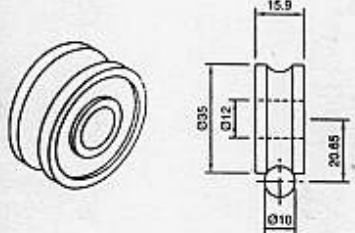
Description

Description	Unit	Color	Order No.
Profile 80x80 Standard	cut off max. 6000mm	clear	10-088
	pkg of 4 at 3M ea.	clear	10-088-3
	pkg of 4 at 6M ea.	clear	10-088-6
Profile 80x80 Standard	cut off max. 6000mm	black	10-088B
	pkg of 4 at 3M ea.	black	10-088B3
	pkg of 4 at 6M ea.	black	10-088B6
	cut off max. 6000mm	clear	11-088
	pkg of 4 at 3M ea.	clear	11-088-3
	pkg of 4 at 6M ea.	clear	11-088-6
Saw cut necessary for cut to length			19-002
End Cap 80x80	1 pce	black	18-815

ANEXO 3.14

Características técnicas de los rodamientos rueda del carro de desplazamiento horizontal del sistema de paletas (“Roller 10”):

Roller 10



Application
For smooth running linear guide with adjustable pre-load. Used with hardened shaft 10.

Technical Specifications
Steel
Load; dynamic - 8500 N/ Roller
static - 5100 N/ Roller

Description
Roller 10

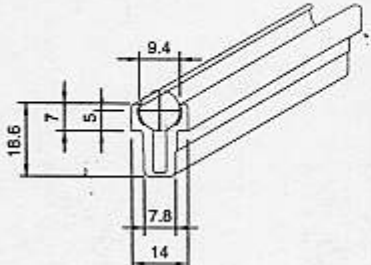
Unit
1 pce

Order No.
30-508

ANEXO 3.15

Características técnicas de los rieles del tren motriz del carro de desplazamiento horizontal del sistema de paletas:

Shaft Clamp Profile 10



Application
For "press fit" attachment of Shaft 10 to all 40 Series Profile T-slots.

Technical Specifications
Aluminum, clear anodized.
Weight = 0.254 kg/m

Description
Shaft Clamp Profile 10

Unit
cut off max. 3000mm
pkg of 10 at 3M ea.
1 pce

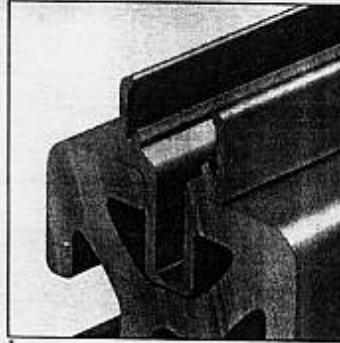
Order No.
13-110
13-110-3
19-001

Saw cut necessary for cut to length

ANEXO 3.16

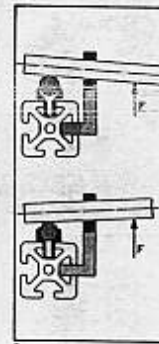
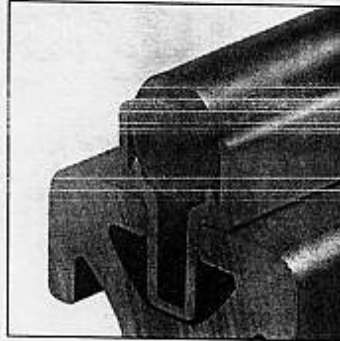
Ensamble del perfil con los rieles y barras:

Assembly of Guide Shaft



Procedure for mounting the guide shafts:

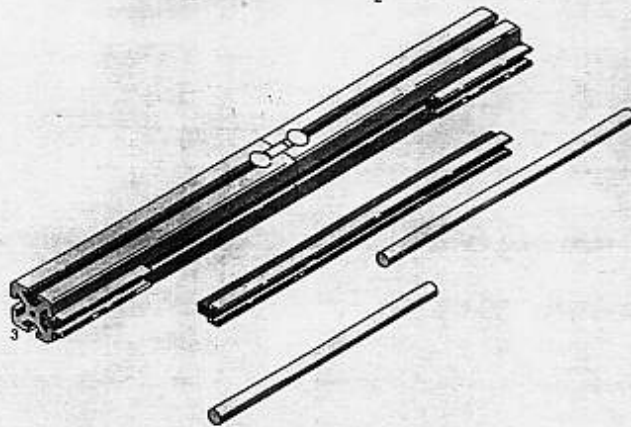
1. Clean the T-slot of support profile and clean the shaft clamp profile.
2. Insert the shaft clamp profile completely into the support profile.
3. The linear shaft should be covered with an anti-corrosive lubricant, petroleum jelly or silicon. Press in the guide shaft using a clamp press or similar means.



1 Shaft-Clamp Profile for connecting the shaft to all standard T-slots of the Profiles.

2 Shaft pressed in with mounting aid

3 For guides of more than 3m in length, stagger the clamp profile and shaft joints.



Minimum Stroke Lengths

In order to ensure adequate lubrication the following minimum stroke length requirements for the slide must be observed.

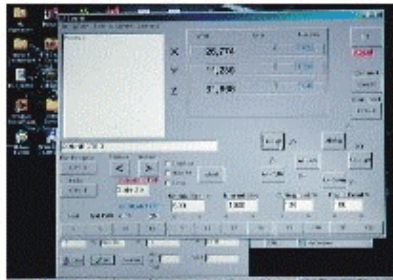
Bearing Unit	6	10	14	25
Single Unit	60mm	80mm	60mm	120mm
Double Unit	80mm	160mm	140mm	300mm
Custom Units	50mm	-	120mm	235mm
+ Dist. Roller/Lube System				

ANEXO 3.17

Características técnicas de la Tarjeta de control "LEVIL M10":

LEVIL M10

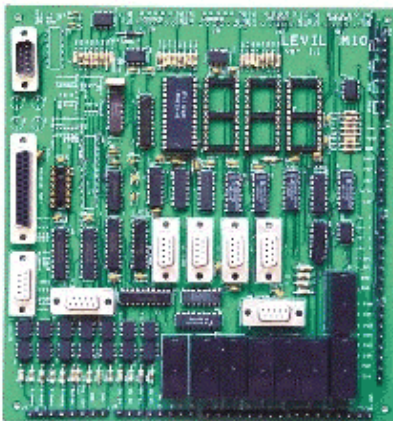
PC Based CNC Control with digitizing capability



Take advantage using PC technology operating your machines. The LEVIL M 10 Control is a combination of a controller board and a PC Based Computer connected to a parallel port. Data is transferred to and from the machine side, turning the machine into a truly CNC System, with the advantage of low cost easy maintenance and easy programming.

FEATURES

- 4 axis Continuous interpolation for 3D programming
- 24 inputs
- 8 output relay contact
- Spindle output: Analog and 8-bit Digital
- Wheel A, B quadrature input
- 0.1, 0.01 0.001mm increments
- +/- 10 volt, PWM and DC 3 amp, 6 amp peak servo output
- Quadrature A, B and index pulse differential encoder input
- Small 200mm x 200mm PC Board
- Requires a +5 volt if used PWM,
- +/- 12 volt for +/- 10 volt servo amplifier output
- Parallel connection to PC using mode EPP
- Digitizer input



WINDOWS and DOS software for Milling and Digitizing

- Very easy to learn G-codes
 - Positioning G00 codes
 - Linear interpolation G01 in 4 axis.
 - Circular interpolation 3 planes.
 - Digitizing contours 3 planes.
 - Digitizing surfaces.
 - Digitizing multiple contours for removing material.
 - Program learning for manual operations.
 - Graphics in 3 planes and isometric.
 - Parameter input for different machines
- Price.....\$ 3000 **Show special include digitizer.**



Complete system with 1000 Mhz celeron and 40 GB hard disk

Levil Technology Corp. 16400 NW 15th Av, Miami, Fl. USA. 33169
phone: 305-623-6800 fax: 305-622-9655
E-mail: levil@infortel.com Site: www.infortel.com/levil

ANEXO 3.18

































































Cuadro de funciones del código “G”:

G code	Group	Function	
G00	01	Positioning	
G01		Linear interpolation	
G02		Circular interpolation/Helical interpolation CW	
G03		Circular interpolation/Helical interpolation CCW	
G04	00	Dwell, Exact stop	
G08		Look-ahead control	
G09		Exact stop	
G10		Data setting	
G11		Data setting mode cancel	
G15	17	Polar coordinates command cancel	
G16		Polar coordinates command	
G17	02	XpYp plane selection	Xp: X axis or its parallel axis
G18		ZpXp plane selection	Yp: Y axis or its parallel axis
G19		YpZp plane selection	Zp: Z axis or its parallel axis
G20	06	Input in inch	
G21		Input in mm	
G22	04	Stored stroke check function on	
G23		Stored stroke check function off	
G27	00	Reference position return check	
G28		Return to reference position	
G29		Return from reference position	
G30		2nd reference position return	
G31		Skip function	
G40	07	Cutter compensation cancel	
G41		Cutter compensation left	
G42		Cutter compensation right	
G43	08	Tool length compensation + direction	
G44		Tool length compensation – direction	
G49	08	Tool length compensation cancel	
G50	11	Scaling cancel	
G51		Scaling	
G52	00	Local coordinate system setting	
G53		Machine coordinate system selection	
G54	14	Workpiece coordinate system 1 selection	
G55		Workpiece coordinate system 2 selection	
G56		Workpiece coordinate system 3 selection	
G57		Workpiece coordinate system 4 selection	
G58		Workpiece coordinate system 5 selection	
G59		Workpiece coordinate system 6 selection	

G code	Group	Function
G60	00	Single direction positioning
G61	15	Exact stop mode
G62		Automatic corner override
G63		Tapping mode
G64		Cutting mode
G65	00	Macro call
G66	12	Macro modal call
G67		Macro modal call cancel
G68	16	Coordinate rotation
G69		Coordinate rotation cancel
G73	09	Peck drilling cycle
G74		Counter tapping cycle
G76	09	Fine boring cycle
G80	09	Canned cycle cancel/external operation function cancel
G81		Drilling cycle, spot boring cycle or external operation function
G82		Drilling cycle or counter boring cycle
G83		Peck drilling cycle
G84		Tapping cycle
G85		Boring cycle
G86		Boring cycle
G87		Back boring cycle
G88		Boring cycle
G89		Boring cycle
G90		03
G91	Increment command	
G92	00	Setting for work coordinate system or clamp at maximum spindle speed
G94	05	Feed per minute
G98	10	Return to initial point in canned cycle
G99		Return to R point in canned cycle

ANEXO 3.19

Sensor inductivo “150-400 SIEN-M12B-NS-K-L”:

Ejecución		Montaje a ras			Montaje saliente		
		Referencia	Nº de artículo	Tipo	Referencia	Nº de artículo	Tipo
Detectores de proximidad con distancias de conmutación normalizadas; tensión continua.							
Ø de montaje de 4 mm con cable de 2,5 m	S		150 362	SIEN-4B-PS-K-L			
	O		150 366	SIEN-4B-PO-K-L			
	S		150 360	SIEN-4B-NS-K-L			
Ver página 10.1/10-1	O		150 364	SIEN-4B-NO-K-L			
Ø de montaje de 4 mm con conector	S		150 363	SIEN-4B-PS-S-L			
	O		150 367	SIEN-4B-PO-S-L			
	S		150 361	SIEN-4B-NS-S-L			
Ver página 10.1/10-1	O		150 365	SIEN-4B-NO-S-L			
Ø de montaje 6,5 mm con cable de 2,5 m	S		150 378	SIEN-6,5B-PS-K-L			
	O		150 382	SIEN-6,5B-PO-K-L			
	S		150 376	SIEN-6,5B-NS-K-L			
Ver página 10.1/10-1	O		150 380	SIEN-6,5B-NO-K-L			
Ø de montaje 6,5 mm con conector	S		150 379	SIEN-6,5B-PS-S-L			
	O		150 383	SIEN-6,5B-PO-S-L			
	S		150 377	SIEN-6,5B-NS-S-L			
Ver página 10.1/10-1	O		150 381	SIEN-6,5B-NO-S-L			
Rosca M5 x 0,5 con cable de 2,5 m	S		150 370	SIEN-M5B-PS-K-L			
	O		150 374	SIEN-M5B-PO-K-L			
	S		150 368	SIEN-M5B-NS-K-L			
Ver página 10.1/11-1	O		150 372	SIEN-M5B-NO-K-L			
Rosca M5 x 0,5 con conector	S		150 371	SIEN-M5B-PS-S-L			
	O		150 375	SIEN-M5B-PO-S-L			
	S		150 369	SIEN-M5B-NS-S-L			
Ver página 10.1/11-1	O		150 373	SIEN-M5B-NO-S-L			
Rosca M8 x 1 con cable de 2,5 m	S		150 386	SIEN-M8B-PS-K-L		150 394	SIEN-M8NB-PS-K-L
	O		150 390	SIEN-M8B-PO-K-L		150 398	SIEN-M8NB-PO-K-L
	S		150 384	SIEN-M8B-NS-K-L		150 392	SIEN-M8NB-NS-K-L
Ver página 10.1/12-1	O		150 388	SIEN-M8B-NO-K-L		150 396	SIEN-M8NB-NO-K-L
Rosca M8 x 1 con conector	S		150 387	SIEN-M8B-PS-S-L		150 395	SIEN-M8NB-PS-S-L
	O		150 391	SIEN-M8B-PO-S-L		150 399	SIEN-M8NB-PO-S-L
	S		150 385	SIEN-M8B-NS-S-L		150 393	SIEN-M8NB-NS-S-L
Ver página 10.1/12-1	O		150 389	SIEN-M8B-NO-S-L		150 397	SIEN-M8NB-NO-S-L
Rosca M12 x 1 con cable de 2,5 m	S		150 402	SIEN-M12B-PS-K-L		150 410	SIEN-M12NB-PS-K-L
	O		150 406	SIEN-M12B-PO-K-L		150 414	SIEN-M12NB-PO-K-L
	S		150 400	SIEN-M12B-NS-K-L		150 408	SIEN-M12NB-NS-K-L
Ver página 10.1/13-1	O		150 404	SIEN-M12B-NO-K-L		150 412	SIEN-M12NB-NO-K-L
Rosca M12 x 1 con conector	S		150 403	SIEN-M12B-PS-S-L		150 411	SIEN-M12NB-PS-S-L
	O		150 407	SIEN-M12B-PO-S-L		150 415	SIEN-M12NB-PO-S-L
	S		150 401	SIEN-M12B-NS-S-L		150 409	SIEN-M12NB-NS-S-L
Ver página 10.1/13-1	O		150 405	SIEN-M12B-NO-S-L		150 413	SIEN-M12NB-NO-S-L
Rosca M18 x 1 con cable de 2,5 m	S		150 418	SIEN-M18B-PS-K-L		150 426	SIEN-M18NB-PS-K-L
	O		150 422	SIEN-M18B-PO-K-L		150 430	SIEN-M18NB-PO-K-L
	S		150 416	SIEN-M18B-NS-K-L		150 424	SIEN-M18NB-NS-K-L
Ver página 10.1/14-1	O		150 420	SIEN-M18B-NO-K-L		150 428	SIEN-M18NB-NO-K-L
Rosca M18 x 1 con conector	S		150 419	SIEN-M18B-PS-S-L		150 427	SIEN-M18NB-PS-S-L
	O		150 423	SIEN-M18B-PO-S-L		150 431	SIEN-M18NB-PO-S-L
	S		150 417	SIEN-M18B-NS-S-L		150 425	SIEN-M18NB-NS-S-L
Ver página 10.1/14-1	O		150 421	SIEN-M18B-NO-S-L		150 429	SIEN-M18NB-NO-S-L
Rosca M30 x 1,5 con cable de 2,5 m	S		150 434	SIEN-M30B-PS-K-L		150 442	SIEN-M30NB-PS-K-L
	O		150 438	SIEN-M30B-PO-K-L		150 446	SIEN-M30NB-PO-K-L
	S		150 432	SIEN-M30B-NS-K-L		150 440	SIEN-M30NB-NS-K-L
Ver página 10.1/15-1	O		150 436	SIEN-M30B-NO-K-L		150 444	SIEN-M30NB-NO-K-L
Rosca M30 x 1,5 con conector	S		150 435	SIEN-M30B-PS-S-L		150 443	SIEN-M30NB-PS-S-L
	O		150 439	SIEN-M30B-PO-S-L		150 447	SIEN-M30NB-PO-S-L
	S		150 433	SIEN-M30B-NS-S-L		150 441	SIEN-M30NB-NS-S-L
Ver página 10.1/15-1	O		150 437	SIEN-M30B-NO-S-L		150 445	SIEN-M30NB-NO-S-L

S* = Normalmente abierto
O* = Normalmente cerrado

PS = Salida PNP, normalmente abierto
PO = Salida PNP, normalmente cerrado

NS = Salida NPN, normalmente abierto
NO = Salida NPN, normalmente cerrado

FESTO
PNEUMATIC

ANEXO 3.20

Sensor magnético “150-855 SME-8-K-LED-24”:

Technical data	
Operating voltage range	12 ... 30 V AC / DC (=Vb)
Max. perm. residual ripple	± 10% Vb
Max. perm. switching current	500 mA
Max. perm. switching output	10 W (Ohmic load)
Response time	< 0,5 ms
Max. perm. switch. frequency	800 Hz
Short-circuit-proof	no
Polarity-reversal protection	no
Ambient temperature (cable immobile)	-20 °C ... +60 °C
(cable moveable)	-5 °C ... +60 °C
Storage temperature	-20 °C ... +60 °C
Protection class	IP 65/67 according EN 60 529
CE symbol as per	EN 50 082-2 and EN 50 081-1
Housing materials	PC, PET, Epoxy resin
Cable material	PUR

Festo AG & Co.
Postfach
D-73726 Esslingen
Tel.: (0711) 347-0 9802 NH

Näherungsschalter
Proximity switch
Interruptor de proximidad



Capteur de proximité
Sensore di prossimità
Lägesgivare

CE

381 977

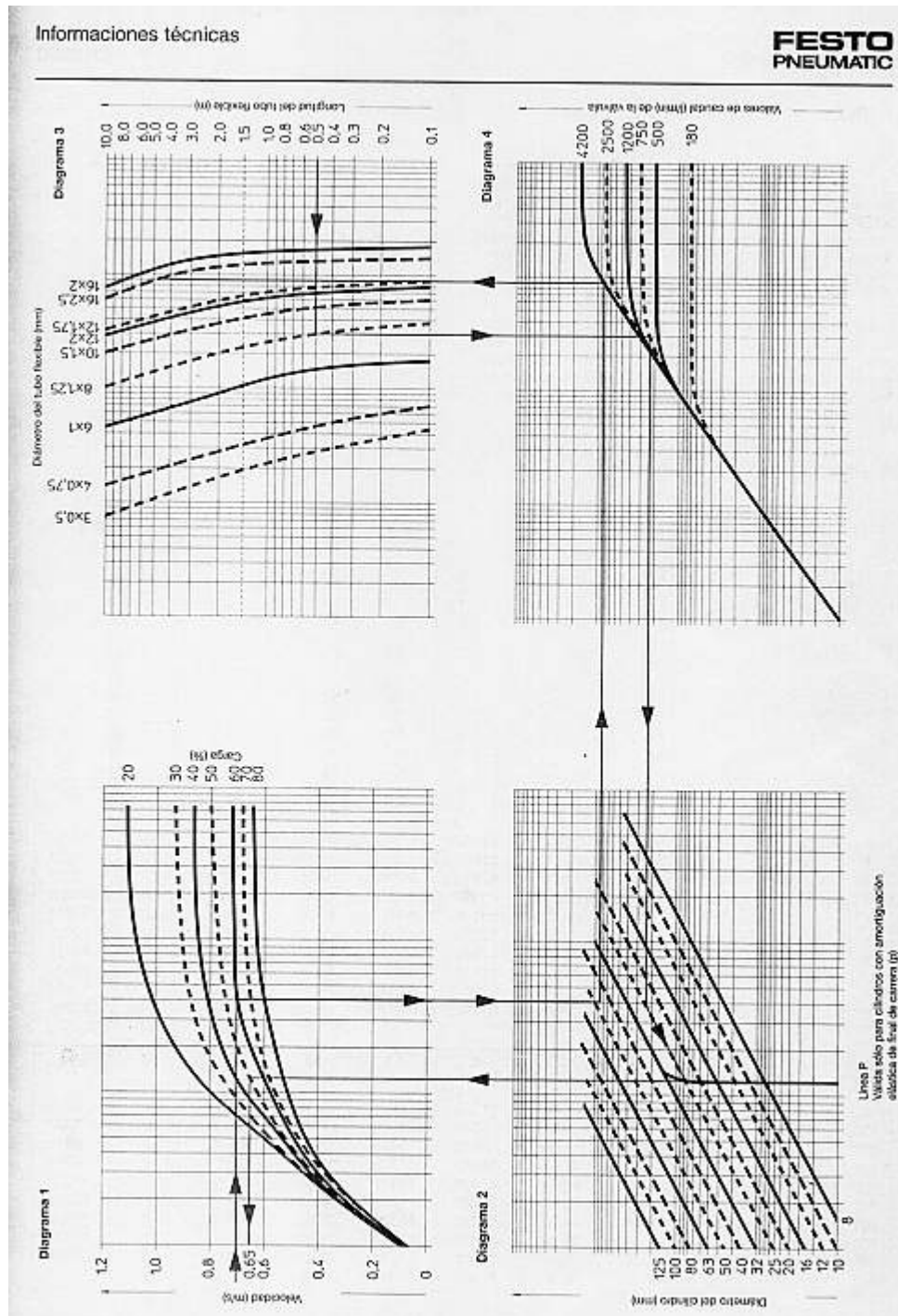
FESTO

SME-8-K-LED-24

150 855

ANEXO 3.21

Diagramas¹ y ejemplo de cómo determinar la velocidad de un cilindro neumático:



¹ Diagramas 1, 2, 3 y 4 (Catálogo de neumática 98 Festo, 1998, p.2.1/1-15)

Diagrama 1:

Trayectoria de la velocidad en función de la carga del cilindro

Diagrama 2:

Curvas características para diversos diámetros de cilindros. Este diagrama es válido

- para cilindros con amortiguación elástica (P) de final de carrera y
- para cilindros con amortiguación de final de carrera regulable en ambos extremos (PPV).

Tratándose de cilindros con P, el caudal es limitado por el taladro de estrangulamiento. En este caso, la curva que expresa la limitación es la línea P. Los valores ubicados a la derecha de la línea P son demasiado elevados. En este caso, deberá avanzarse a lo largo de la curva característica del cilindro hasta que ésta se cruce con la línea P (ver ejemplo 2).

Diagrama 3:

Curvas características para diversas longitudes de tubos flexibles en función de su diámetro.

Diagrama 4:

Curvas características para diversos caudales.

Los dos ejemplos que se ofrecen a continuación le permitirán entender cómo se escoge la válvula adecuada o cómo puede determinarse la velocidad media factible.

Ejemplo 1:

Parámetros definidos:

Ø de cilindro: 50 mm, regulación en ambos extremos de la amortiguación de final de carrera (PPV)

Carga: 65 kg (corresponden a 60 %)

Velocidad necesaria: 0,7 m/s

Longitud de tubo: 1,5 m

Paso 1:

En el diagrama 1, debido a la velocidad necesaria de 0,7 m/s, seguir la horizontal hasta llegar a la carga del cilindro (60 %).

Paso 2:

En el diagrama 2, seguir la vertical hacia abajo hasta llegar al cilindro seleccionado (Ø de 50 mm).

Paso 3:

Seguir en dirección horizontal hacia las líneas características del caudal del diagrama 4

→ Resultado; 4200 l/min.

Paso 4:

Seguir en dirección vertical hacia arriba al diagrama 3

→ Si el tubo flexible tiene una longitud de 1,5 m, se necesitará un tubo flexible de 16 x 2,5 mm.

En consecuencia, podrá elegirse la siguiente válvula:

Festo-Classic, conexión de G 1/2

Ejemplo 2:

Parámetros definidos:

Ø de cilindro: 25 mm con amortiguación elástica (P)

Carga: 13 kg (corresponde a 50 %)

Válvula: MVH-5-1/8-B = 750 l/min

Tubo flexible: Longitud de 0,5 m,

Ø de 8 x 1,25 mm

Paso 1:

En el diagrama 3, debido a la longitud del tubo flexible de 0,5 m, seguir la horizontal hasta el cruce con el Ø del tubo flexible (8 x 1,25 mm).

Paso 2:

Seguir la vertical hacia abajo hasta la línea característica del caudal en el diagrama 4.

Paso 3:

Seguir la horizontal hasta el Ø del cilindro (25 mm)

¡Atención!

El cilindro tiene una amortiguación elástica de final de carrera. En este caso es válida la línea P. Los valores ubicados a la derecha de la línea P son demasiado elevados. En este caso, deberá avanzarse a lo largo de la línea P hasta que ésta se cruce con la curva característica del Ø del cilindro (25 mm).

Paso 4:

Seguir desde el punto de intersección verticalmente hacia arriba hasta la carga definida de 50 % en el diagrama 1.

Paso 5:

Seguir la horizontal hasta el punto de intersección

→ Velocidad media de 0,65 m/s.

Optimización

Optimización de las velocidades

- Seleccione un cilindro con PPV y recurra a amortiguadores externos. En este caso, no se aplica la línea P, sino que tiene validez el punto de intersección con la curva característica del cilindro. Entonces, la velocidad media es de 0,7 m/s.

Optimización de la válvula

- Proceda tal como se describe en el ejemplo número 1. Siendo la velocidad la misma (0,65 m/s), es suficiente un caudal nominal de 500 l/min. La longitud de los tubos no varía, siendo de 0,5 m. Optimización del Ø de tubo flexible con 6 x 1 mm.

ANEXO 3.22

Tablas:

Factor de acabado superficial²:

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR <i>a</i>		EXPONENTE <i>b</i>
	(kpsi)	(MPa)	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

Factor de tamaño³:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} & \text{in} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} & \text{mm} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases}$$

Para tamaños mayores, k_b varía de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión.

Factor de carga⁴:

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial} \quad S_w \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{carga axial} \quad S_w > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} \end{cases}$$

Factor de temperatura⁵:

TEMPERATURA, °C	S_y/S_{UT}	TEMPERATURA, °F	S_y/S_{UT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

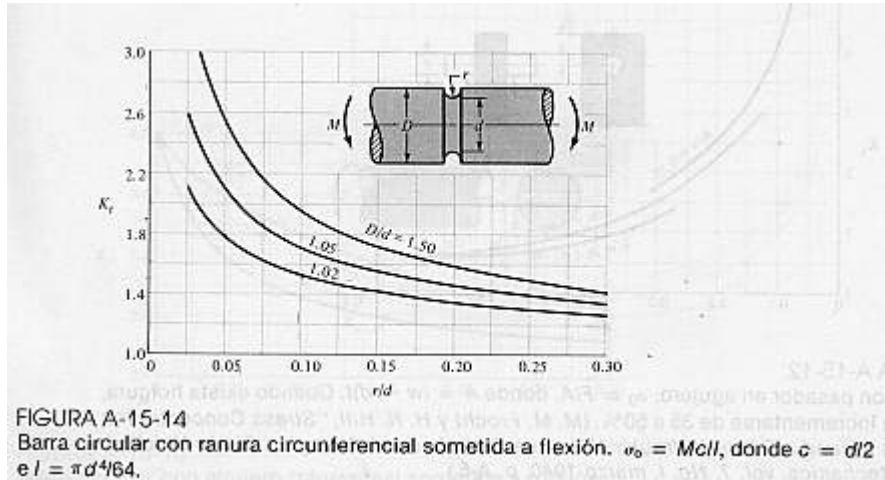
² Factor de acabado superficial (K_a) (Shigley, 1998. p. 318).

³ Factor de tamaño (K_b) (Shigley, 1998. p. 318).

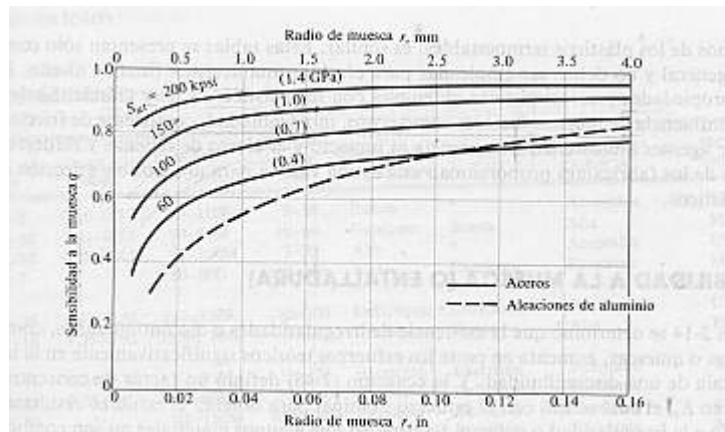
⁴ Factor de carga (K_c) (Shigley, 1998. p. 320).

⁵ Factor de temperatura (K_d) (Shigley, 1998. p. 320).

Factores de concentración de esfuerzo teórico⁶:



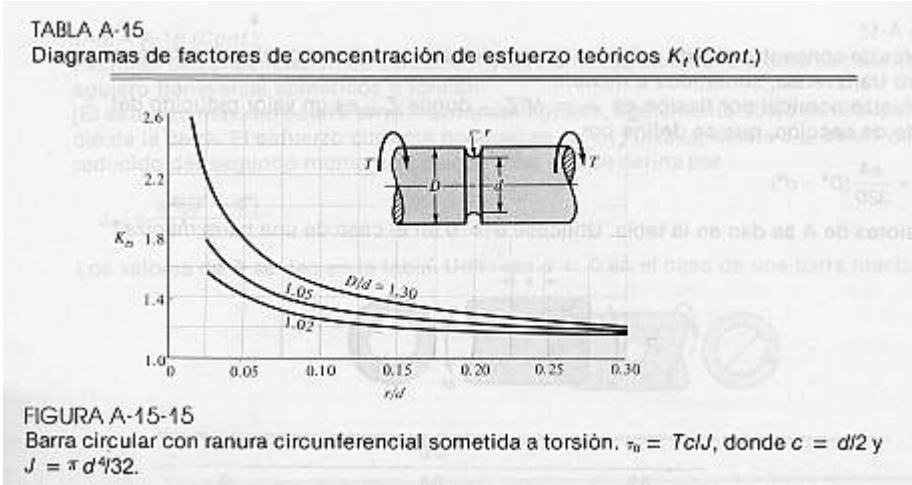
Sensibilidad de la muesca⁷:



⁶ Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teóricos K_t (Shigley, 1998. p. 850).

⁷ Diagramas de sensibilidad a la muesca (q). (Shigley, 1998. p. 244).

Factores de concentración de esfuerzo teórico⁸:



⁸ Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teóricos K_t (Shigley, 1998. p. 851).