

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE
INGENIERÍA**
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UN MECANISMO PARA ATRAPAR LOS
PALÉS DEL EQUIPO SELECTOR CON CARGA MÁXIMA
DE 750 kg**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

DUEÑAS CERECEDA MIGUEL ANGEL

PROMOCIÓN 2009-II

LIMA-PERÚ

2013

INDICE

PRÓLOGO	1
CAPITULO 1	3
INTRODUCCIÓN	3
1.1 Antecedentes	3
1.2 Objetivo	4
1.3 Justificación	4
CAPÍTULO 2	5
MARCO TEORICO	5
2.1 Proceso de envasado de la línea embotelladora	5
2.2 Selector de palés	9
2.2.1 Tipos de selector de palés	9
2.3 El palé	13
2.3.1 Tipos de palés y sus características	13
CAPÍTULO 3	16
IDENTIFICACION DE LA FALLA	16
3.1 Ubicación de la falla en los procesos de paletizado-despaletizado	16
3.1.1 Proceso Paletizado-Despaletizado.	17
3.1.2 Diagrama de flujo de palés.	19
3.1.3.1 Funcionamiento del Equipo Selector de Palés	20
3.1.3.1 Funcionamiento de mecanismo con uñas metálicas.	21
3.1.3.2 Funcionamiento de mecanismo propuesto (final)	22

3.2Análisis de la falla	25
3.2.1 Impacto de atascamiento de palés	26
3.2.1.1 Perdida de la eficiencia expresada en minutos	26
3.2.1.2 Frecuencia de paradas por turno	26
3.2.1.3 Perdida de la eficiencia de la línea de producción	27
3.2.1.4 Afectación a la ergonomía	28
3.2.1.5 Afectación al medio ambiente	29
CAPÍTULO 4	32
DISEÑO DEL MECANISMO DE LOS PALÉS	32
4.1 Diagrama causa efecto	32
4.2 Matriz de selección de soluciones	35
4. 3Cálculo y diseño del mecanismo	37
4.3.1 Diseño de la placa de traslación	42
4.3.2 Diseño de eje soporte de rodamientos de placa de traslación.	55
4.3.3 Diseño de los soportes guías canales en [59
4.3.3.1 Cálculo del momento de inercia del canal [63
4.3.3.2 Cálculo de los esfuerzos	66
4.3.4 Cálculo y selección de los rodamientos	68
4.3.5 Cálculo y selección del actuador lineal	77
4.3.6 Calculo de los pernos	93
4.3.7 Cálculo de la soldadura	94

CAPÍTULO 5	97
EVALUACION DE COSTOS	97
5.1Detalle de costos de materiales aportados por contratista	97
5.2Detalle de costos de mano de obra aportado por contratista	99
5.3Detalle de costos de equipos y servicios aportado por contratista	100
5.4 Resumen de los materiales, mano de obra, equipos y servicios y gastos generales y utilidad	100
Cotización	101
Conclusiones	102
Recomendaciones	103
Bibliografía	104
Anexos	
Planos	

PROLOGO

Como empresa de servicios estamos constantemente mejorando los procesos, ¿cómo mejoramos los procesos?, detectamos en que procesos ocurren las fallas y luego detectamos las fallas para luego darles una solución, puede ser mejorando el diseño de los equipos o agregándole un mecanismo que elimine totalmente la falla.

En el presente informe de suficiencia profesional se muestra como se procede para darle solución a una falla, proponiendo soluciones innovadoras que se pueden realizar con el nivel tecnológico que se ha alcanzado en la empresa.

En el Capítulo I, Introducción del estudio, se presenta la situación problemática que enfrenta el proyecto, se citan los objetivos de este trabajo, además los antecedentes y finalmente la justificación del planteamiento de solución.

En el Capítulo II, fundamento teórico nos indica los diferentes procesos que intervienen en el proceso de envasado de la línea embotelladora. También nos informa sobre las palés, los tipos, cuanto pesan, las dimensiones, con estos datos podremos diseñar el mecanismo que veremos más adelante.

En el Capítulo III, se identifica el problema o la falla; el proceso en que ocurre, para para lo cual se elaboran esquemas y diagramas de los procesos y se ubica la falla. Describimos el funcionamiento del Selector de palés con el mecanismo inicial y mecanismo propuesto; también ubicamos el lugar donde se produce la falla.

Se hace un análisis al problema y el impacto que ocasiona al producirse la falla.

En el Capítulo IV, se identifica la solución con el diagrama causa-efecto y se selecciona una solución con la matriz para proceder con el diseño y los cálculos de las partes del mecanismo propuesto.

En el Capítulo V, se desarrollan los costos que se realizaron para el diseño de este mecanismo, y por último se presenta la cotización de este mecanismo.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En la industria alimenticia embotelladora, se presentan fallas de máquinas, equipos que provocan las paradas de producción, una de estas máquinas es el Selector de Palés; el mecanismo de agarre de palés constantemente falla por lo tanto se propone realizar una mejora del diseño.

1.1 Antecedentes

El área de mantenimiento nos propuso realizar un diseño, realizar la cotización. Con el diseño y la cotización aceptada procedemos a realizar la fabricación y el montaje de este mecanismo. En el informe solo nos avocaremos a la realización del diseño de este mecanismo. Para el diseño nos proporcionaron datos necesarios.

El área de mantenimiento nos proporcionó planos, la carga máxima con la que ellos quieren trabajar la maquina; programación de paradas para la toma de datos para la fabricación.

1.2 Objetivo

Diseñar el mecanismo del selector de palés, para evitar las paradas de producción en la línea de envasado Krones 140, donde se produce frecuentemente la interrupción de paletizado-despaletizado por atascamiento del selector de palés.

1.3 Justificación

Debido a la gran cantidad de producto que procesa CORPORACION LINDLEY S.A, es necesario garantizar el buen funcionamiento y operatividad constante de los equipos e instalaciones, para así poder garantizar el correcto desempeño de la empresa y evitar interferencias o paradas *forzadas* en los procesos productivos de la empresa.

El proceso de envasado de la línea embotelladora es una de la más importante en todo el proceso productivo, es necesario el cuidado y mantenimiento efectivo de los equipos relacionados con este proceso o etapa productiva de la empresa, para así evitar retrasos, daño parcial o total de algún equipo, daño del producto envasado, que conlleven al incumpliendo de los programas de producción y de entrega a los clientes.

Con este estudio detectamos que el Equipo Selector de Palés constantemente interrumpe el proceso de Paletizado- Despaletizado por atascamiento del Selector de paletas. En este punto hemos identificado una oportunidad para reducir y/o eliminar estas paradas, mejorando la eficiencia de la línea de producción.

Se pretende identificar el problema, analizar la situación, planificar actividades, analizar causas, implementar solución diseñando mecanismos de los equipos.

CAPITULO 2 MARCO TEORICO

2.1. Proceso de envasado de la línea embotelladora

En la línea de embotellado, que se muestra en la Fig. 2,1 se realizan los siguientes procesos

- A. Despaletizado:** Las cajas con envases vacíos son retiradas ordenadamente en forma manual de los palés y colocadas en una cinta transportadora de cajas.
- B. Desencajonado:** Las cajas con botellas vacías ingresan a una máquina que retira las botellas y las coloca en la cinta transportadora de botellas.
 - B.1. Inspección Alexis:** Equipo electrónico de última generación que tiene como función, eliminar todas aquellas botellas que presenten una concentración de contaminantes superior a sus patrones, los que son constantemente chequeados por Aseguramiento de Calidad.
- C. Inspección Pre-lavado:** se realiza visualmente retirando manualmente las botellas muy sucias, con objetos extraños y dañados.

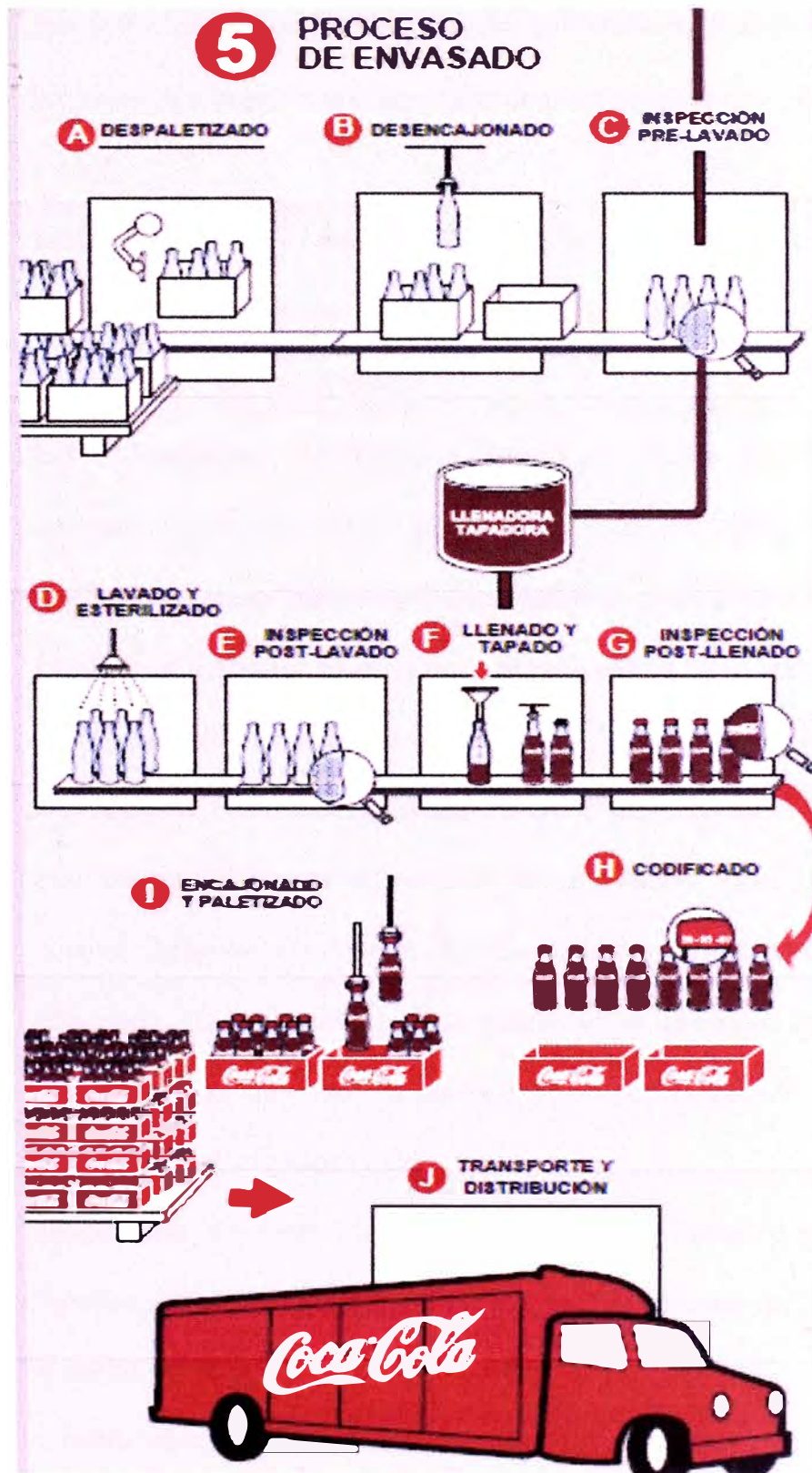


Figura 2.1 Diagrama del proceso de envasado
Fuente: conoce.cocacola.es/calidad/proceso.

- D. Lavado y Esterilizado:** se realiza en una máquina automática por inyección de una solución cáustica caliente que limpia las botellas y las enjuaga a presión con agua fresca para obtener una botella limpia y estéril.
- E. Inspección Post-Lavado:** cada botella que sale de la lavadora es revisada para asegurarse de que esté limpia y en perfectas condiciones, para ser llenada.
- E.1 Inspector electrónico:** equipo de última generación que se asegura que los envases no presentan objetos extraños en su interior y que las botellas se encuentren en excelentes condiciones.
- F. Llenado y Tapado:** El envase es presurizado a la misma presión de la llenadora, que se encuentra bajo presión de gas carbónico; una vez que alcanza el equilibrio de presiones entre la llenadora y el interior de los envases, la bebida es transferida por gravedad, hasta el interior del envase, interrumpiéndose el llenado cuando alcanza el nivel de lleno adecuado. Inmediatamente a la salida de la llenadora es capsulada o coronada, con una tapa hermética para que la bebida conserve sus características organolépticas.
- G. Inspección de Post-Llenado:** Las botellas llenas y perfectamente tapadas son inspeccionadas en pantallas iluminadas, verificando que el nivel de llenado este dentro de la especificación.
- H. Codificado:** Una vez que se ha llenado el envase, éste es codificado en forma automática con la fecha de elaboración, línea de Producción, hora e identificación de la Planta.

- I. Encajonado y Paletizado:** Las botellas ya inspeccionadas ingresan a una máquina que las coloca en sus respectivas cajas para finalmente volverlas a ordenar manualmente sobre palés.
- J. Almacenaje:** Los palés son apilados ordenadamente bajo el principio FIFO (primero en entrar y primero en salir) y protegidos bajo techo, a la espera de ser distribuidos por los camiones.
- K. Transporte y Distribución:** Los palés son cargadas por montacargas a los camiones de distribución y/o camiones de acarreo para ser entregados a los Centros Operativos para su posterior distribución a los clientes, quienes son los encargados de vender el producto a los consumidores.

2.2. Selector de palés.

2.2.1 Tipos de selector de palés.

2.2.1.1 El Pal Manager.

El PalManager es una buena herramienta auxiliar para mejorar el ambiente de trabajo y para asegurar un procedimiento de trabajo mucho más efectivo.

- Reduce el número de palés rotos.
- Correcto apilado y almacenamiento de los palés.
- Aumento de productividad debido a una menor manipulación de palés.
- Reduce el riesgo de problemas de espalda.

- Incremento de seguridad relacionada con el trabajo – se evitan accidentes en los dedos o de aprisionamiento.

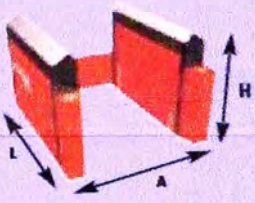
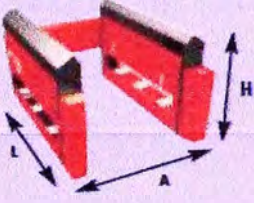

ITEM NO.	MODELO	MEDIDA DE PALET EN MM	MÁX. NÚMERO DE PALETS	MÁX. KG	AIRE Y POTENCIA	DIMENSIONES EN MM L X A X H
<p>PALMANAGER MULTI PARA 14 PALETS</p>  <p>PALMANAGER MULTI PARA 14 PALETS DE 4 ACCESOS</p>  <p>PALMANAGER Y PALMANAGER DE 4 ACCESOS PARA 24/24/20 PALETS</p>  <p>Ancho para versiones Multi: Ancho de palet 800 = 1190 mm Ancho de palet 1000 = 1390 mm Ancho de palet 1200 = 1590 mm</p> <p>Para otras dimensiones, ver la tabla.</p>						
PALMANAGER MULTI PARA 14 PALES						
45520041	PALMANAGER MULTI 800/1000/1200	1200 x 800-1200	14	500	AIRE COMP. 6-10 BAR 8 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1375 x VARIA x 980
PALMANAGER PARA 24/24/20 PALETS						
45520081	PALMANAGER 800	1200 x 800	24	1000	AIRE COMP. 6-10 BAR 16 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1375 x 1190 x 3550
45520082	PALMANAGER 1000	1200 x 1000	24	1000	AIRE COMP. 6-10 BAR 16 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1375 x 1390 x 3550
45520083	PALMANAGER 1200	1200 x 1200	20	1000	AIRE COMP. 6-10 BAR 16 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1375 x 1590 x 3550
PALMANAGER 4 ACCESOS MULTI PARA 14 PALETS						
45520091	PALMANAGER 4 ACCESOS MULTI 800/1000/1200	1200 x 800-1200	14	500	AIRE COMP. 6-10 BAR 8 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1675 x VARIA x 980
PALMANAGER 4 ACCESOS PARA 24/24/20 PALETS						
455200101	PALMANAGER 4 ACCESOS 800	1200 x 800	24	1000	AIRE COMP. 6-10 BAR 16 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1675 x 1190 x 3550
455200102	PALMANAGER 4 ACCESOS 1000	1200 x 1000	24	1000	AIRE COMP. 6-10 BAR 16 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1675 x 1390 x 3550
455200103	PALMANAGER 4 ACCESOS 1200	1200 x 1200	20	1000	AIRE COMP. 6-10 BAR 16 L CICLO, ELECTRICIDAD: 1 x 240 V	1675 x 1590 x 3550

Figura 2.2. Datos y especificaciones técnicas.

Fuente: www.socosystem.com

2.2.1.2 AL1212

Equipamiento standard.

- Almacén dispensador de palés automático con dos brazos regulables manualmente para adaptarse a las medidas del palé.
- Se puede integrar en la línea automática con posibilidad de utilizarse como línea independiente equipada con maniobra eléctrica (PLC SIEMENS S7200).
- Equipado con dedos escamoteables mecánicos a través de cilindros neumáticos y palas de subida y bajada mediante levas mecánicas, para posicionar el palé sobre el camino de rodillos.

Características técnicas.

- Regulable desde palés de 1200x800 hasta 1200x1200 opcionalmente palets y medidas especiales (CONSULTAR).
- Cantidad máxima de palés: 15 palés.
- Capacidad máxima de carga: 400 Kg.
- Alimentación aire comprimido a 6 bares.
- Potencia instalada: 1,5 KW a 220/380 V.
- Velocidad de salida de palés: 11,5 m. /min.

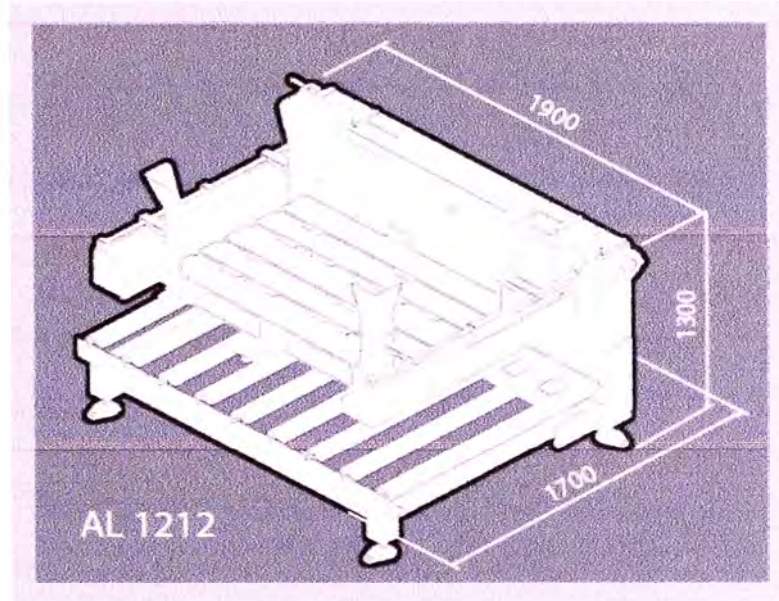


Figura 2.3 Esquema del equipo AL 1212

Fuente: Rev.:4 - 10/2009 Autorizado: J.S.M.

2.2.1.3 AT1280

Equipamiento standard.

- Almacén dispensador-recogedor de palés automático de medidas fijas.
- Se puede integrar en la línea automática con posibilidad de utilizarse como línea independiente equipada con LOGO SIEMENS.
- Equipado con dedos escamoteables mecánicos de subida y bajada mediante cilindros neumáticos para posicionar los palés al suelo.

Características técnicas.

- Opciones de palés: 1200x800, 1200x1000, 1200x1100 y 1200x1200
- Opcionalmente y según necesidad, se puede montar sobre camino de rodillos
- Cantidad máxima de palés: 15 palés
- Capacidad máxima de carga: 360 Kg
- Alimentación aire comprimido a 6 bares
- Potencia instalada: 0.3 kW a 380 V III+N+T
- Velocidad camino de salida de palés: 11,5 m /min

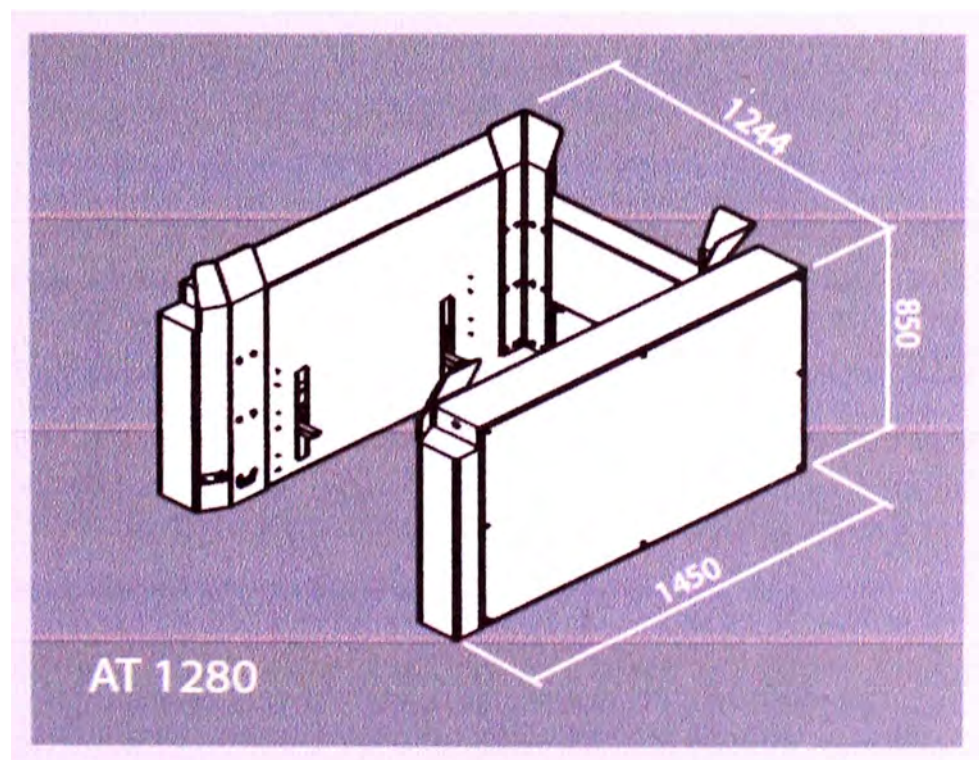


Figura 2.4 ` squema del equipo AT. 1280
Fuente: Rev.:4 - 10/2009 Autorizado: J.S.M.

2.3 El palé

Es una plataforma generalmente de madera, que permite el agrupamiento de mercancías sobre ella, constituyendo una unidad de carga.

Colocación de la mercancía sobre el palé.

Para asegurar la estabilidad de la carga, es recomendable que las unidades que forman los palés, se coloquen de forma cruzada. También hay que intentar evitar que entre estas unidades no existan espacios libres, y que no sobresalgan del palé.

Cuando las unidades no son idénticas se deberá colocar una película envolvente alrededor del palé para evitar caídas.

2.3.1 Tipos de palés:

En términos de empleo los clasificamos en:

- Palé abierto: no tiene uniones entre sus tacos de esquina y como consecuencia puede ser utilizado por todo tipo de máquinas.
- Palé cerrado: solo podrá ser usado por máquinas con “horquillas libres” Por sus dimensiones: (existen multitud de variantes. Sólo nombramos los más usados).
- Palé universal: 1000 x 1200 mm.
- Palé europeo: normalizado en cuanto a resistencia y dimensiones. Sus dimensiones son: 800 x 1200 y tienen un lado cerrado, accesible con máquinas de horquilla libre y otro abierto accesible por todo tipo de máquinas. Resiste una carga máxima de 1000kg.



Figura 2.5 Palé europeo 800x1200mm.
Fuente: Logística Comercial. Envases y embalajes.



Figura 2.6 Palé universal 1000x1200mm.
Fuente: Logística Comercial. Envases y embalajes.

Por su base los podemos clasificar en:

- Palé de dos entradas reversible (soporta las cargas por ambos lados).
- Palé de cuatro entradas reversible.

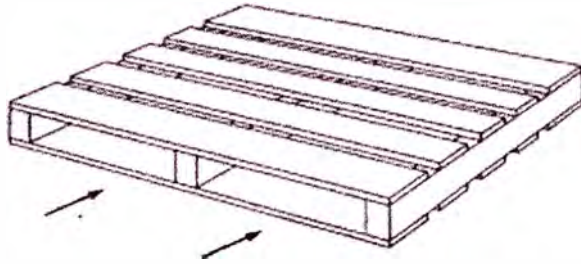


Figura 2.7 Palé de dos entradas doble cara.
Fuente: Logística Comercial. Envases y embalajes.

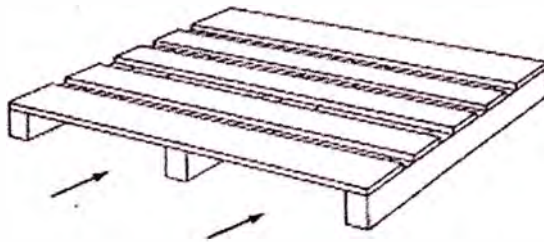


Figura 2.8 Palé de dos entradas simple cara (reversible).
Fuente: Logística Comercial. Envases y embalajes.

Tabla 2.1 Tipos de palés en función de la carga transportada

	PALÉS LIGEROS	PALÉS SEMILIGEROS	PALÉS PESADOS
Espesor de las planchas	15-17	17-20	>20
Cargas a transportar	0-400kg	400-800kg	800-1500kg
Uso	De un solo uso	De uso limitado	Con varias rotaciones

CAPITULO 3

IDENTIFICACIÓN DE LA FALLA

3.1 Ubicación de la falla en los procesos de paletizado-despaletizado.

- En la Línea de envasado Krones 140 se ha observado que frecuentemente se interrumpe el proceso de Paletizado- Despaletizado por atascamiento en el Selector de palés. En este punto hemos identificado una oportunidad para reducir y/o eliminar estas paradas, mejorando la eficiencia de la línea de producción.
- Se analizará las posibles causas y luego se desarrollará el diseño de la mejora, los costos que esta demandará, el tiempo de aplicación y las conclusiones; presentando finalmente una alternativa de solución de la falla.

3.1.1 Proceso Paletizado-Despaletizado.

- El proceso se inicia con el abastecimiento de palés llenos de cajas con botellas vacías, al ingreso de transportador de palés.
- Lleno los transportadores de palés, se mueven hasta llegar a la maquina Despaletizadora.
- Cuando llegan a la Despaletizadora el transportador se detiene, y la maquina Despaletizadora coge con unos brazos las cajas y los lleva a la mesa de carga. La mesa de carga es un transportador de rodillos que acumula las cajas, que son llevadas por otros transportadores de cadena de tablillas, a la maquina Lavadora de Botellas.
- Luego que los palés se quedan vacíos se siguen trasladando en los transportadores hasta llegar al equipo Selector de palés.
- A la entrada del Selector tiene sensores que detectan si los palés se encuentran dañados, los acumula hasta llegar a 10 unidades, que son llevados con el montacargas a otro lugar. Los que se encuentran en buen estado pasan hasta llegar a la maquina Paletizadora.
- En la zona de llenado salen las botellas con bebida para el consumo y son llevados en cajas por medio de transportadores de cadena de tablilla hasta llegar a la mesa de carga donde se acumula las cajas con botellas llenas.
- La máquina Paletizadora coge con unos brazos de la mesa de carga las cajas con botellas llenas y las acumula en los palés, luego son trasladados hasta la salida del transportador, que son llevados con montacargas a la zona de productos terminados.

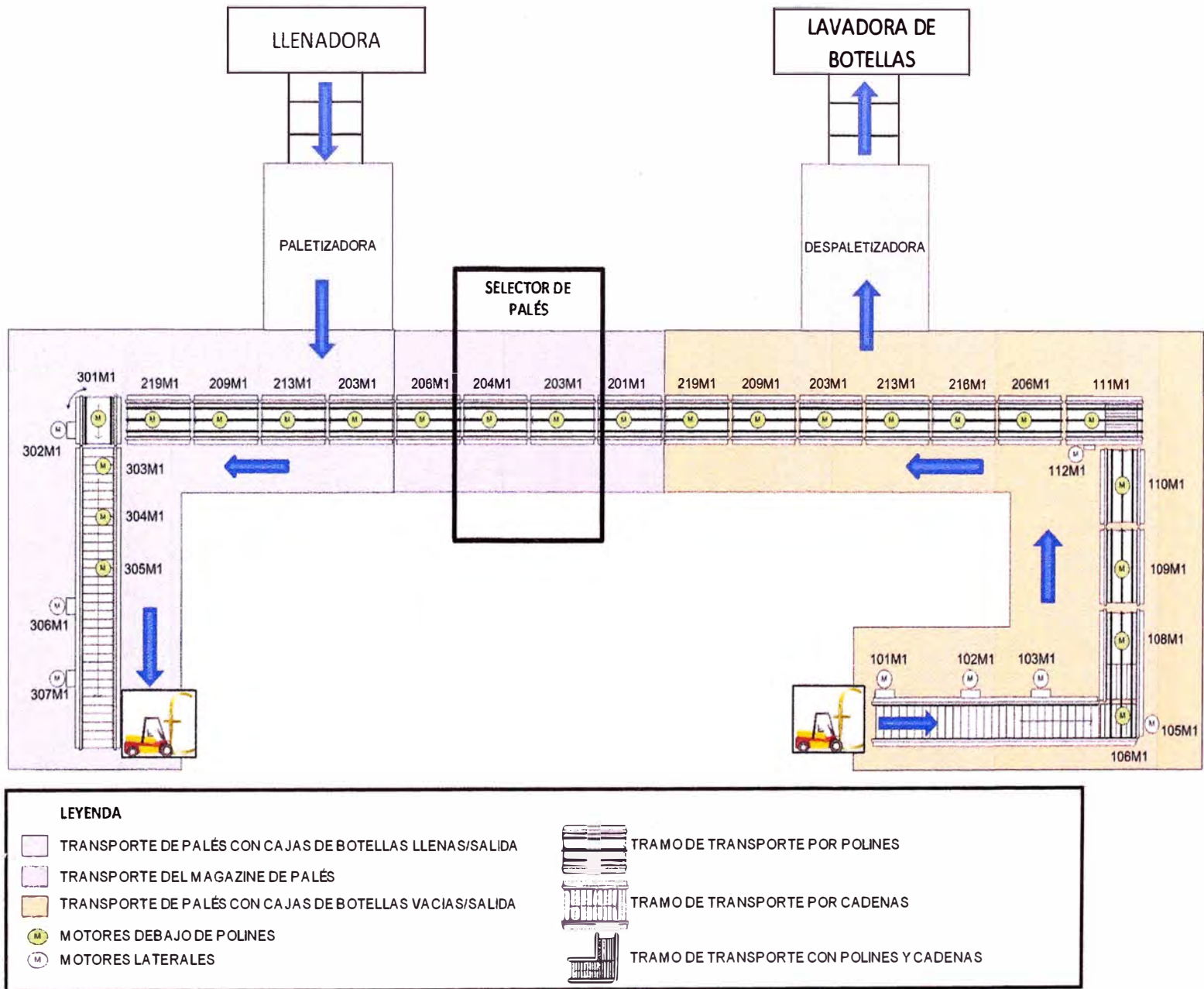


Figura 3.1 Plano de Procesos de Paletizado-Despaletizado
Fuente: Elaboración propia.

3.1.2 Diagrama de flujo de palés.

En el diagrama explicamos el proceso de Despaletizado-Paletizado de la línea Krones 140.

Se ha señalado el proceso donde ocurren las paradas que es el proceso de selección automática de palés.

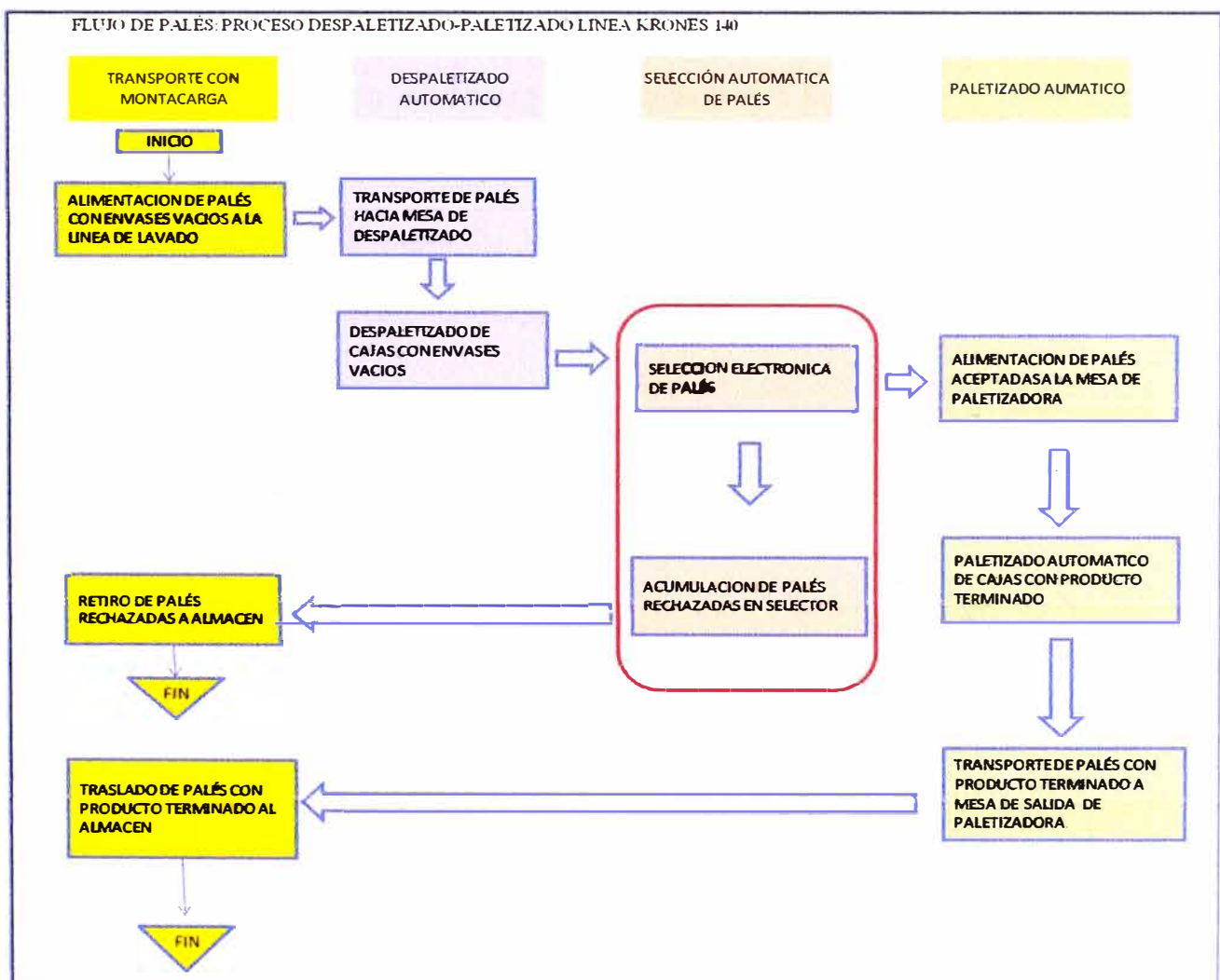


Figura 3.2 Diagrama de flujo de palés.

Fuente: Elaboración propia.

3.1.3 Funcionamiento del Equipo Selector de Palés

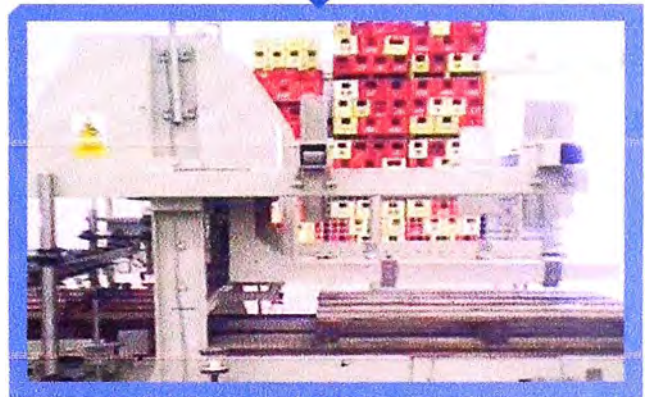
- a) Este equipo recibe los palés vacíos, rechazando los defectuosos por inspección mediante 9 sensores inductivos.
- b) Los palés rechazados son sujetados con 02 soportes cada una con 02 uñas metálicas que son accionados con pistones neumáticos.
- c) Luego son levantadas por intermedio de un motor-reductor por transmisión de cadena, acumulando los palés para su posterior retiro.
- d) Los palés que retornan del mercado con tablas de los lados laterales extremos faltantes (o rotas), no son levantadas eficientemente debido al corto tamaño de la uñas. Se quedan atascadas paralizando el proceso, afectando la eficiencia de línea.
- e) Para reiniciar el proceso se requiere intervención manual (desatascar palés)

3.1.3.1 Funcionamiento de mecanismo con uñas metálicas.

1. Mecanismo inicial trabaja con 02 uñas metálicas en cada brazo, se muestra como trabajo inicialmente.



2. El palé se coloca en el transportador, Se activan los sensores inductivos. Si la palé está dañada los brazos del selector se cierran para elevar la palé para revisar la siguiente pale.



3. El palé se cae, porque las uñas del selector no sostienen la tabla debido a que son muy cortas. Este problema ocasiona paradas.



Fig. 3.3 Etapas de funcionamiento de sistema inicial

3.1.3.2 Funcionamiento de mecanismo propuesto (final)

Este se caracteriza porque las uñas se reemplazan por barras accionadas por un actuador neumático.

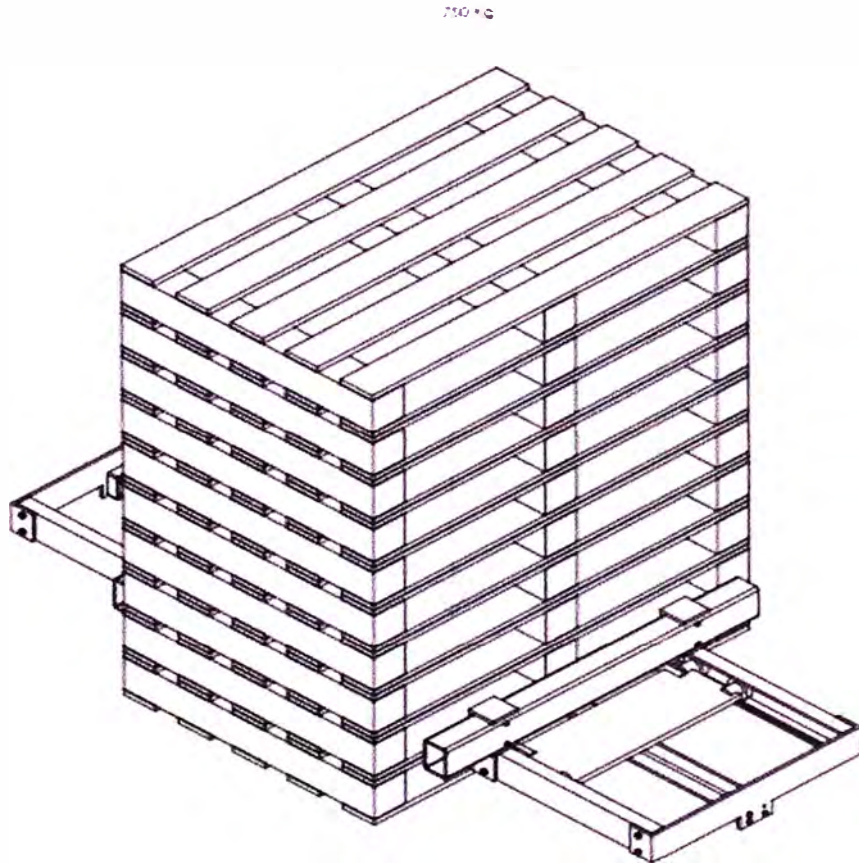


Figura 3.4 esquema de sistema Propuesto (Final)

- a) Cada brazo tiene un actuador neumático que acciona una placa de traslación que tienen dos barras redondas que en su posición inicial quedan a una distancia adecuada del palé para no causar interferencia.
- b) Se acciona el actuador neumático que empuja la placa de traslación e introduce las barras dentro del palé, hasta la segunda tabla cogiéndola con seguridad.

- c) Aun cuando las primeras tablas de los extremos del palé estén deteriorada, las barras sujetan las dos siguientes evitando que el pale que se incline o caiga y cause el consecuente atascamiento que impide el abastecimiento continuo de paletas al proceso de Paletizado.

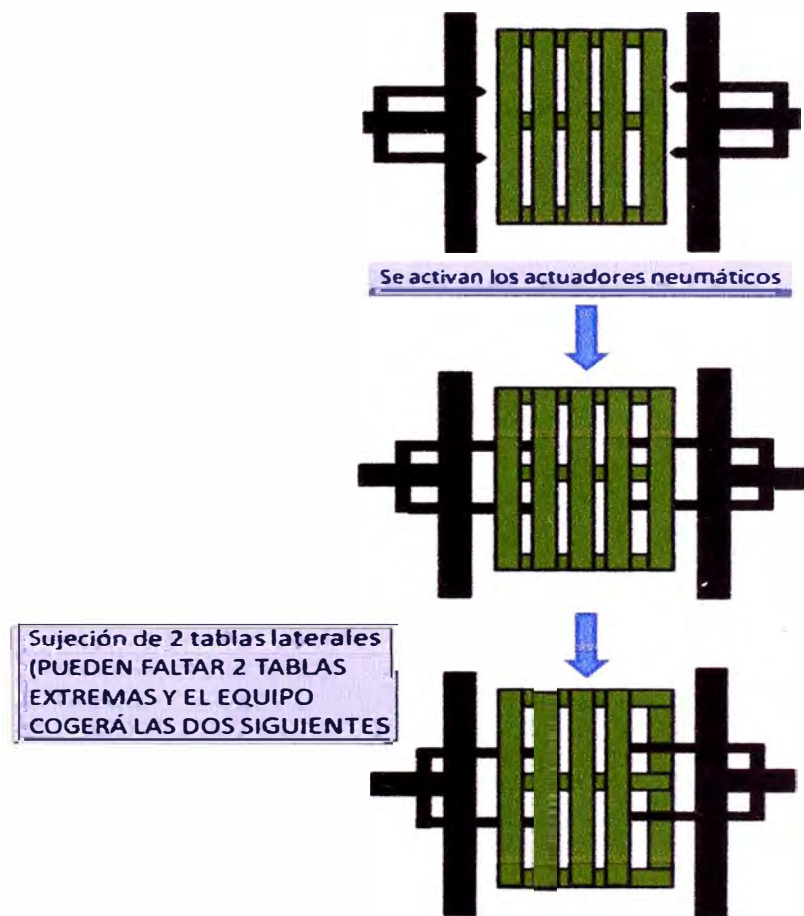
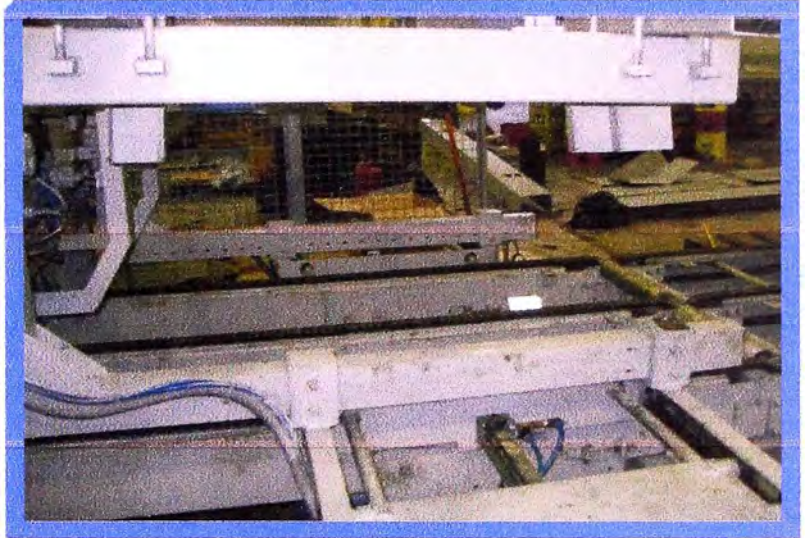


Figura 3.5 Esquema de funcionamiento de sistema propuesto (Final)

Fuente: Elaboración propia.

1. Posición inicial cuando el actuador neumático no se activa.



2. Posición final cuando el actuador neumático se activa y sobresale las barras para sujetar y luego elevar los palés.

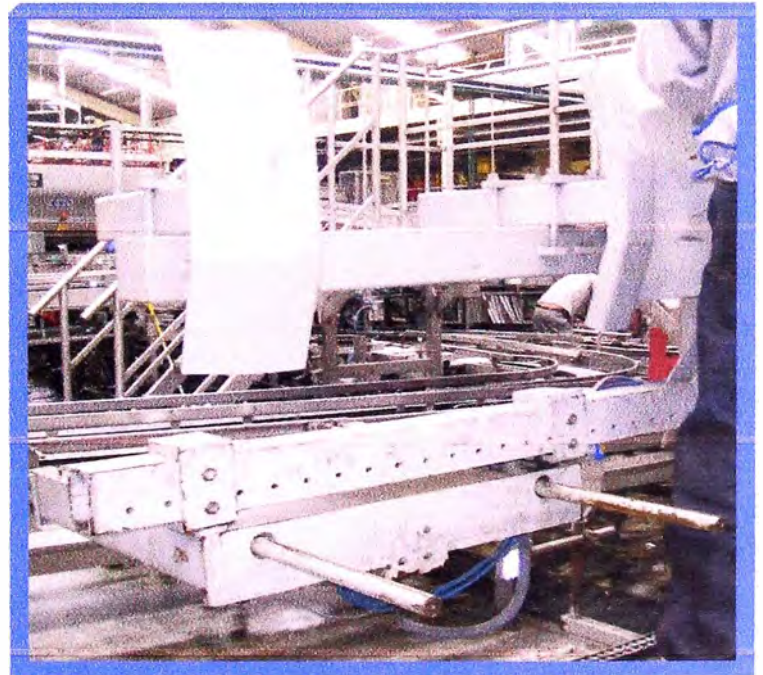


Fig. 3.6 Etapas de funcionamiento de mecanismo propuesto (Final)

Fuente: Elaboración propia.

3.2. Análisis de la falla.

Para el análisis de la falla realizaremos un monitoreo que se refleja en la tabla

3.1

Que nos indica la fecha que ocurre la parada, el producto, velocidad de la línea, el turno de trabajo, inicio y fin de la parada, el motivo, las observaciones y el porcentaje de pérdida de eficiencia de la línea por día.

Este monitoreo de paradas nos proporcionaran datos para calcular la perdida de eficiencia de la línea y detectar cual es la causa que ocasiona estas paradas.

Tabla 3.1 Monitoreo de paradas por atasco de palés en selector.

FECHA	PRODUCTO	VELOCIDAD DE LÍNEA BOT/MIN	TURNO	INICIO PARADA	FIN PARADA	TIEMPO PARADA	MOTIVO DE PARADA	CODIGO	OBSERVACIONES	% PERDIDA DE EFICIENCIA DE LÍNEA
20/07/2010	K1000	500	III	11:47	11:49	2	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
20/07/2010	K1000	500	III	11:49	11:59	10	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
20/07/2010	K1000	500	III	00:15	00:20	5	PALLET ROTO	CJRL F&M 03-2009	LATERAL ROTO	
20/07/2010	K1000	500	III	00:23	00:27	4	PALLET ROTO	CJRL F&M 03-2009	DESCLAVADA LATERAL	
20/07/2010	K1000	500	III	00:30	00:32	2	PALLET ROTO	CJRL F&M 03-2009	DESCLAVADA LATERAL	
20/07/2010	K1000	530	III	00:48	00:50	2	PALLET ROTO	CJRL F&M 03-2007	DESCLAVADA LATERAL	
20/07/2010	K1000	500	III	01:18	01:21	3	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
20/07/2010	K1000	500	III	03:10	03:15	5	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
20/07/2010	K1000	500	III	03:17	03:19	2	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
						35				7.3%
21/07/2010	CC1000	466	III	11:30	11:36	6	PALLET ROTO	CJRL F&M 07-2008	DESCLAVADA LATERAL	
21/07/2010	CC1000	466	III	11:55	11:57	2	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
21/07/2010	CC1000	466	III	11:56	12:01	5	PALLET ROTO	CJRL F&M 10-2009	DESCLAVADA LATERAL	
21/07/2010	CC1000	466	III	01:01	01:02	1	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
21/07/2010	CC1000	466	III	02:45	02:49	4	PALLET ROTO	CJRL F&M 10-2009	DESCLAVADA LATERAL	
21/07/2010	CC1000	466	III	03:40	03:44	4	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
21/07/2010	CC1000	466	III	05:04	05:06	2	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
21/07/2010	CC1000	466	III	05:35	05:38	3	PALLET ROTO	CJRL F&M 10-2009	DESCLAVADA LATERAL	
						25				5%
22/07/2010	K1000	530	III	00:31	00:33	2	PALLET ROTO	S/C	LATERAL ROTO	
22/07/2010	K1000	530	III	00:46	00:48	2	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
22/07/2010	K1000	530	III	00:46	00:50	4	PALLET ROTO	CJRL F&M 04-2009	DESCLAVADA LATERAL	
22/07/2010	K1000	530	III	04:11	04:12	1	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
22/07/2010	K1000	530	III	04:16	04:18	2	PALLET ROTO	CJRL F&M 10-2009	DESCLAVADA LATERAL	
22/07/2010	K1000	530	III	05:02	05:04	2	PALLET ROTO	CJRL F&M 07-2009	DESCLAVADA LATERAL	
22/07/2010	K1000	530	III	05:59	06:02	3	PALLET ROTO	S/C	DESCLAVADA LATERAL	
22/07/2010	K1000	530	III	06:16	06:18	2	PALLET ROTO	CJRL F&M 11-2009	DESCLAVADA LATERAL	
						16				3.3%

Fuente: Datos obtenidos por José Condori Hinojosa 2010.

3.2.1 Impacto de atascamiento de palés.

3.2.1.1 Perdida de la eficiencia expresada en minutos.

Se realiza una tabla de cuánto tiempo la línea está parada por esta falla el mínimo es 16 minutos y el máximo es 53 minutos.

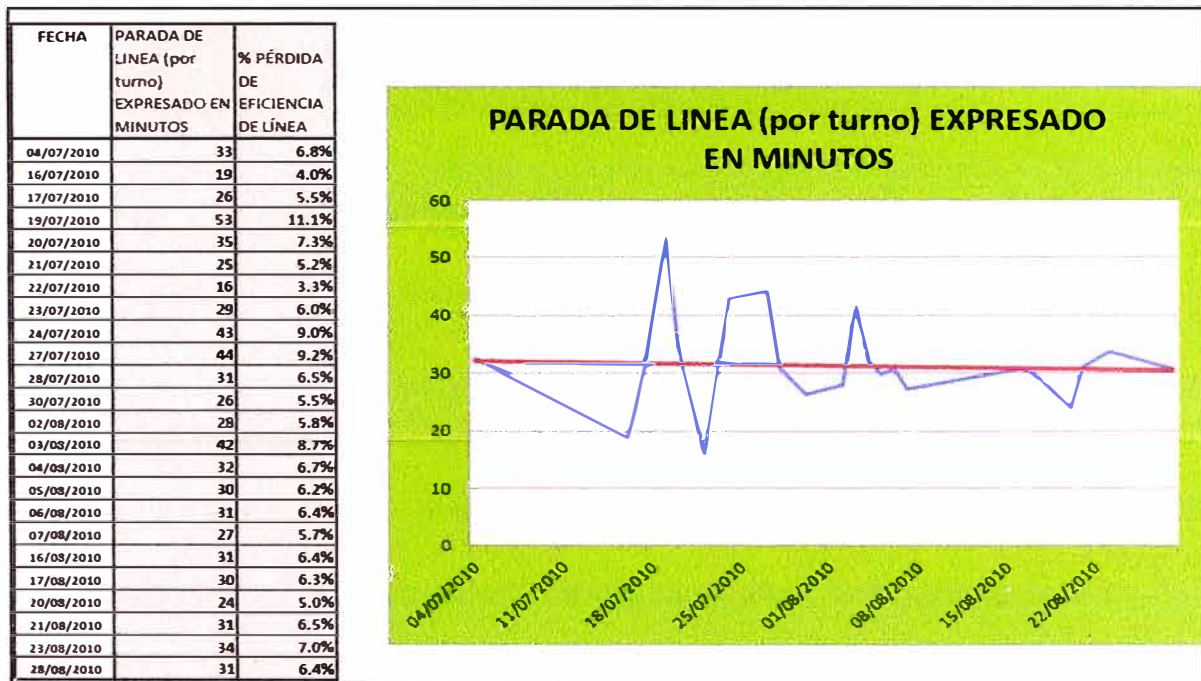


Fig. 3.7 Gráfico de Paradas por atasco de palés (por turno).

Fuente: elaboración propia

3.2.1.2 Frecuencia de paradas por turno.

En la figura 3.8, se observa con qué frecuencia ocurren las paradas por turno, el mínimo es 8 y el máximo es 16 esto nos sirve para evaluar la cantidad de fallas que ocurren por turno.

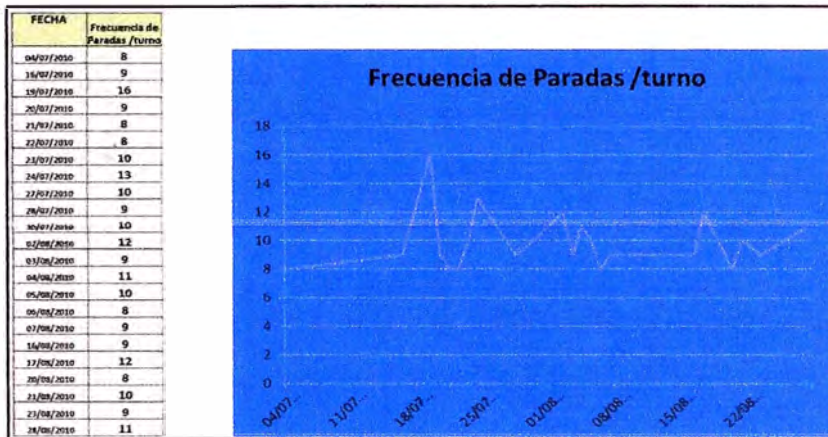


Fig. 3.8 Gráfico de Frecuencia de paradas monitoreo por turno

Fuente: elaboración propia

3.2.1.3 Pérdida de la eficiencia de la línea de producción.

Con los datos anteriores de los gráficos de las figuras 3.7 y 3.8 se puede obtener la pérdida de eficiencia de la línea expresada en %.



Fig. 3.9 Gráfico de Pérdida de la eficiencia de línea: paradas por atasco de palés

El gráfico de la Fig. 3.9 nos muestra el que porcentaje de pérdida de eficiencia que ocasiona la parada de la línea. Estos datos fueron elaborados internamente por el área de Mantenimiento.

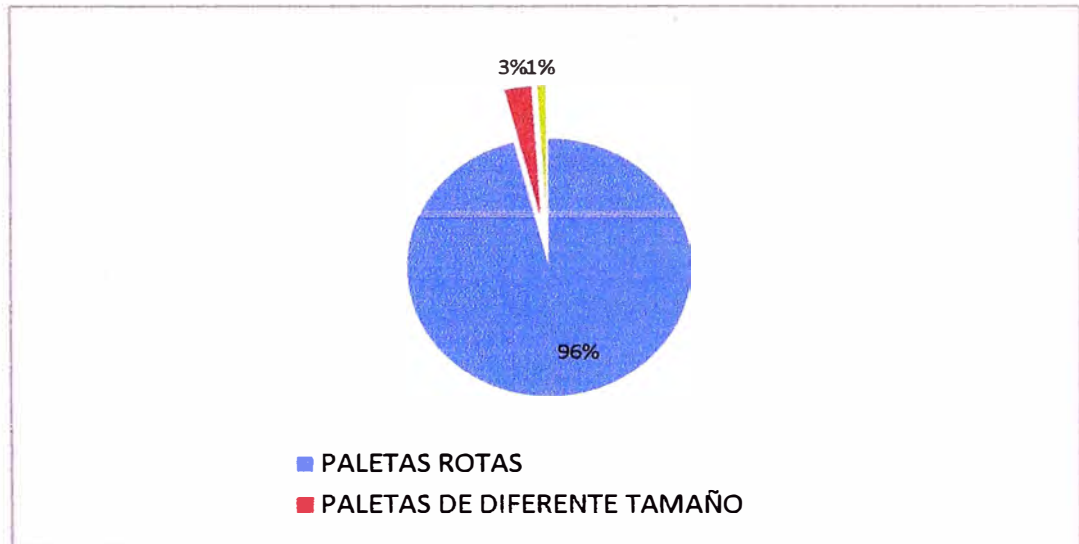


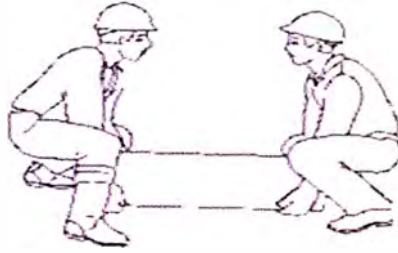
Fig. 3.10 Gráfico Porcentaje de las causas que ocasionan las paradas del sector de palés

3.2.1.4 Afectación a la ergonomía

La presencia de palés rotas atascadas en el acumulador genera la necesidad del retiro de la misma de forma manual. El puesto está diseñado para la labor de una sola persona, por lo tanto esta labor necesaria adicional se tiene que ejecutar con un solo actor, una actividad subestandar.

El peso promedio de una palé de madera varía entre 42 – 50 Kg

De acuerdo al Instructivo JR-SI-I-0051, este peso no debe ser levantado por una sola persona, se requiere además una postura adecuada.



Los pesos máximos recomendados por la Organización Internacional del Trabajo son los siguientes (02 personas):

Hombres : ocasionalmente 55 kg, repetidamente 35 kg.

Mujeres : ocasionalmente 30 kg, repetidamente 20 kg.

Figura 3.11 Pesos máximos recomendados por la OIT.

Fuente: manual JR-SI-I-0051.

3.2.1.5 Afectación al medio ambiente

Consumo de Energía:

Al parar el proceso de Paletizado, tenemos un sector de Transportadores que continúan funcionando, generando un consumo de energía no productivo.

Así mismo existe un consumo por línea Parada (paneles, variadores, ventiladores, sensores); en la tabla 3.2 se muestra el consumo total de energía en unidades kWh.

Tabla 3.2 Consumo de energía en kWh.

Descripción	Consumo de Energía (KWH)
8 Movigear	6.4
Linea parada	9.47
Consumo Total	15.87

Fuente: Datos obtenidos por área de Mantenimiento 2010.

En la tabla 3.3 nos muestra la cantidad de veces que ocurre, el tiempo que toma en arreglar el problema, cuantas cajas se deja de producir, y el costo total que se pierde por turno.

Tabla 3.3 Tiempo de parada de transportador de palés.

Fecha	Turno	Formato	Cantidad ocurrencias	Tiempo total parada - Transp.pallets	Perdida eficiencia línea	Produccion requerida	Cantidad cajas dejada de producir	Costo cajas representada en soles
04/07/2010	1er	1.01.K	7	45 min	6.50%	15,000 cajas	975	19,500 S/.
16/07/2010	1er	1.0 C.C	8	47 min	4%	15,000 cajas	600	12,000 S/.
19/07/2010	1er	1.01.K	6	52 min	5.50%	15,000 cajas	825	16,500 S/.
20/07/2010	1er	1.01.K	14	55 min	11.10%	15,000 cajas	1,665	33,300 S/.

Fuente: Datos obtenidos por área de Mantenimiento 2010.

La tabla 3.4 nos muestra un resumen global de lo que ocasiona esta falla.

Tabla 3.4 Impacto de atascamiento de palés.

PERDIDA DE EFICIENCIA DE LINEA	6.50%
PERDIDA DE EFICIENCIA DE LINEA EXPRESADA EN CAJAS FISICAS (1 turno)	1,380
PERDIDA DE EFICIENCIA EXPRESADA EN SOLES (pérdida de oportunidad de venta IK1000 VRE) (1 turno)	27,600.00
AFECTACION A LA ERGONOMIA (actividad substándar)	SI
AFECTACION AL MEDIO AMBIENTE : pérdida de energía (KWH)	15.87

Fuente: Datos obtenidos por área de Mantenimiento 2010.

CAPITULO 4

DISEÑO DEL MECANISMO DE PALÉS.

4.1 Diagrama causa efecto

Es una representación gráfica que organiza de forma lógica y en orden de mayor importancia las causas potenciales que contribuyen a crear un efecto o problema determinado.

- Fue creado por Kaoru Ishikawa en la Universidad de Tokio en 1943 para su uso por los Círculos de Calidad.
- También se le conoce como espina de pescado por la forma que adopta.

Son 8 pasos para la realización de este diagrama:

1. Identificar el resultado insatisfactorio que queremos eliminar.
2. Situarlo en la parte derecha del diagrama, de la forma más clara posible y dibujar una flecha horizontal que apunte hacia él.
3. Determinar todos los factores o causas principales que contribuyen a que se produzca ese efecto indeseado.

En los procesos productivos es frecuente utilizar unos factores principales de tipo genérico denominados las 6M: materiales, mano de obra, métodos de trabajo, maquinaria, medio ambiente y mantenimiento.

4. Situar los factores principales como ramas principales o espinas de la flecha horizontal.
5. Identificar las sub-causas o causas de segundo nivel, que son aquellas que motivan cada una de las causas o factores principales.
6. Escribir estas sub-causas en ramas de las ramas principales que les correspondan. El proceso seguiría descendiendo el nivel de las causas hasta encontrar todas las causas más probables.
7. Analizar a conciencia el diagrama, evaluando si se han identificado todas las causas (sobre todo si son relevantes), y someterlo a consideración de todos los posibles cambios y mejoras que fueran necesarios.
8. Seleccionar las causas más probables y valorar el grado de incidencia global que tienen sobre el efecto, lo que permitirá sacar conclusiones finales y aportar las soluciones más aconsejables para resolver y controlar el efecto estudiado.

En la figura 4.1 se pueden identificar 03 causas que ocasionan las paradas del Selector de Palés que son:

- Falta sensibilización al personal.
- Diseño inadecuado de mecanismo levantador de palés.
- Presencia de palés rotos.

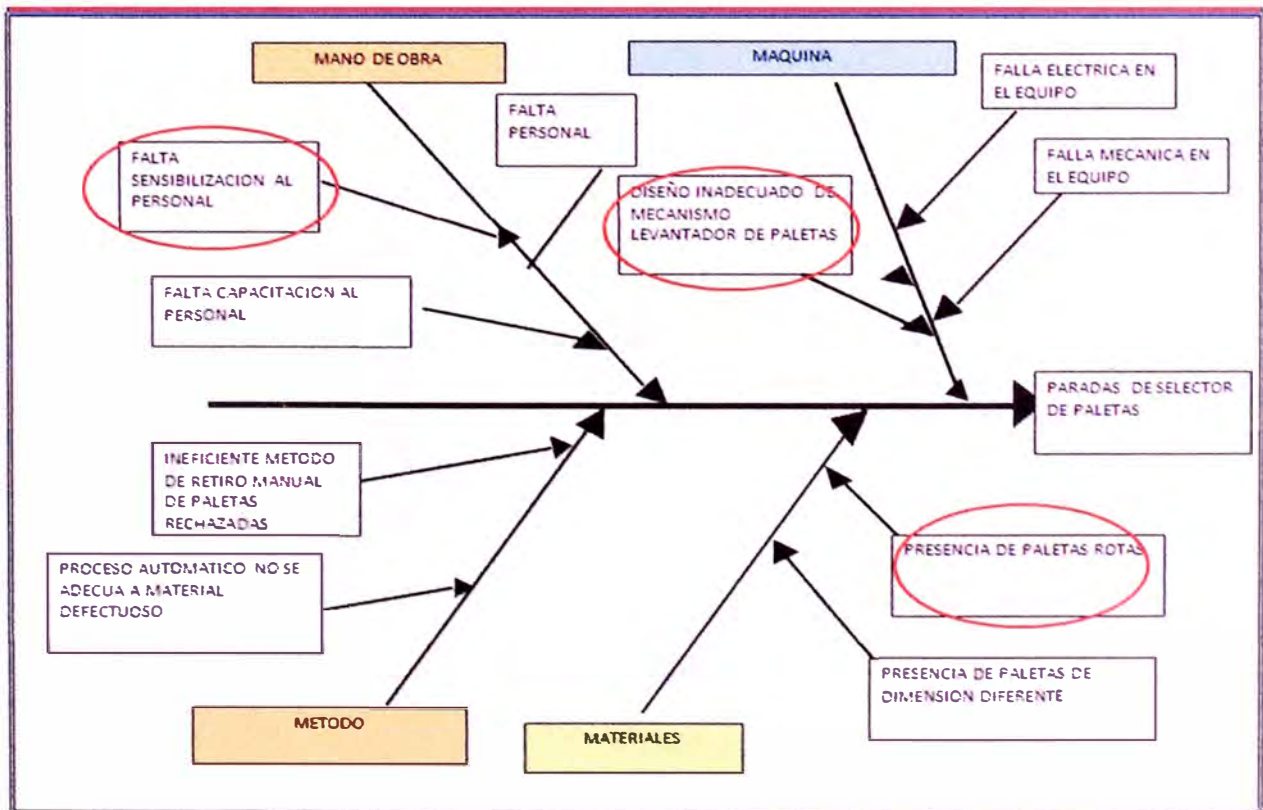


Figura 4.1 Diagrama causa – efecto.

Fuente: Elaboración propia.

4.2 Matriz de selección de soluciones

El problema principal son las paradas del selector de palés. La matriz de selección de soluciones de este problema se muestra en la Tabla 4.1 en el que se han seleccionado las 03 causas principales que ocasionan estos problemas y se proponen 03 soluciones que se evalúan con los siguientes índices:

- **Efectividad**, se define como la 'Capacidad de lograr el efecto que se desea o se espera'. Se valora del 1 al 4 y cuando la solución es más efectiva la valoración es mayor.
- **Facilidad para implementarla**, se valora de 1 al 5 y cuando es más fácil implementarla la valoración es mayor.
- **Costo**, se valora de 1 al 5 y cuando menor es el costo de la solución la valoración es mayor.

Puntaje total,

Se suman los valores de los índices y se considera:

[0; 50>Puntaje menor que 50 : Indica que se debe optar por otra solución.

[50; 100] Puntaje mayor que 50 : Indica que se debe realizar a la acción SI es decir implementar la solución inmediatamente.

En la tabla 4.1 se observa los puntajes son:

Tabla 4.1 Matriz de selección de soluciones.

E x F x C = P								
Problema	Causa raíz	Soluciones	Tareas específicas	Efectividad	Facilidad de implementar	Costo	Puntaje total	Acción
PARADA DE SELECTOR DE PALETAS	DISEÑO INADECUADO DEL MECANISMO LEVANTADOR DE PALETAS	IMPLEMENTAR BRAZOS DEL SELECTOR ADECUADO A PALETAS ROTAS	IMPLEMENTAR DISPOSITIVO CON DOS ACTUADORES CON MAS CARRERA	4	4	5	80	SI
	PRESENCIA DE PALETAS ROTAS	IMPLEMENTAR UN PROCEDIMIENTO DE RETIRO DE PALETAS ROTAS PREVIO AL INGRESO A LINEA	ASIGNAR PERSONAL EXCLUSIVO	3	3	2	18	NO
	PERSONAL NO SENSIBILIZADO	SENSIBILIZAR AL PERSONAL	DAR A CONOCER EL EFECTO NEGATIVO DE LAS PARADAS DE SELECTOR	2	5	5	50	SI

Fuente: Elaboración propia.

Para la solución: Sensibilizar al personal se obtiene 50 puntos, por lo que se requiere una acción SI.

Para la solución: Implementar brazos de selector adecuado a palés rotos se obtienen 80 puntos, que requiere una acción SI. Esta solución es la más importante.

La solución: Retiro de palés rotas obtiene menos de 50 puntos por lo que le corresponde la acción No. Se descarta esta solución.

4.3 Cálculo y diseño del mecanismo

Descripción de mecanismo que elevan los palés

Está formado por una placa de traslación que accionada por un sistema hidráulico se desplaza sobre ruedas en un marco de perfiles estructurales. Este marco es soportado por una viga que se eleva por un sistema no considerado en el mecanismo, Fig. 4.3.

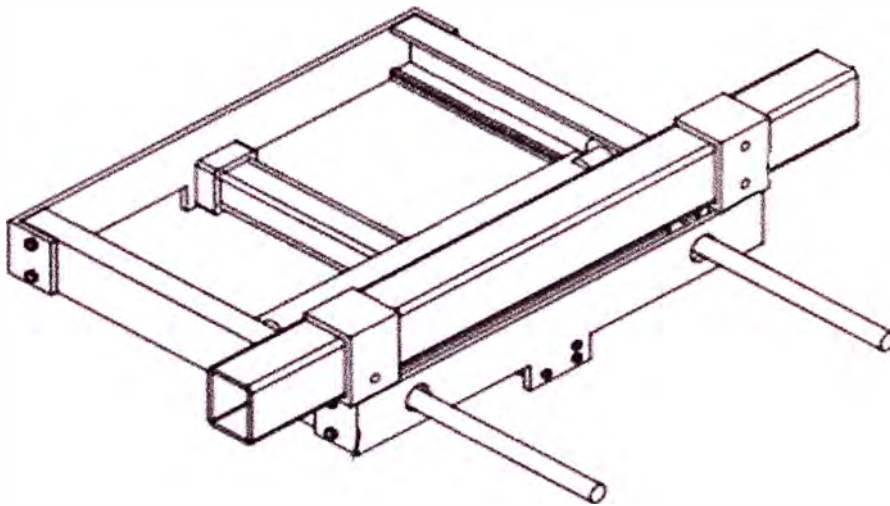


Figura 4.2 Mecanismo de elevación propuesto

Fuente: Elaboración propia.

Para elevar los palés se requieren dos mecanismos, que son iguales, y simétricos que operan juntos y simultáneamente para elevar una ruma 15 palés que se

forma acomodando los palés uno sobre otro como se muestra en la Fig. 4.3. El peso total de los palés es de 7358N (750 Kg).

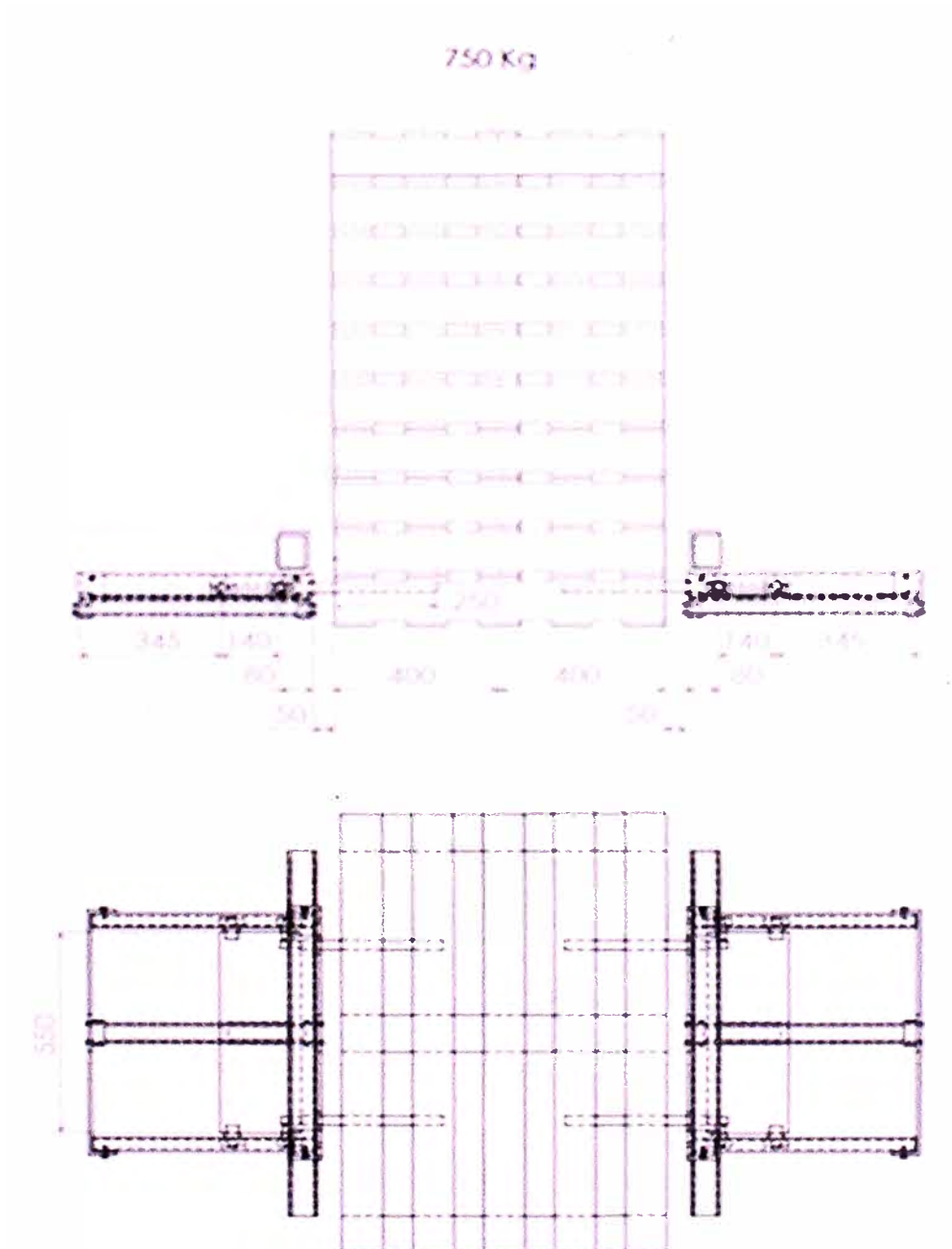


Figura 4.3Placa de traslación en posición de carga.

Fuente: Elaboración propia.

Principales componentes

- El bastidor

Es un marco formado por vigas C en cuyo interior se desplazan dos ruedas de la placa de desplazamiento formada por rodamientos. Es una estructura de soporte que solo tiene un movimiento relativo vertical respecto al pato.

- La placa de traslación

Es una placa rectangular a la que se unen las dos barras de carga que soportan los palés y cuatro ejes de soporte con rodamientos, dos por lado, que se desplazan en el interior del canal del bastidor.

PLACA DE TRASLACION

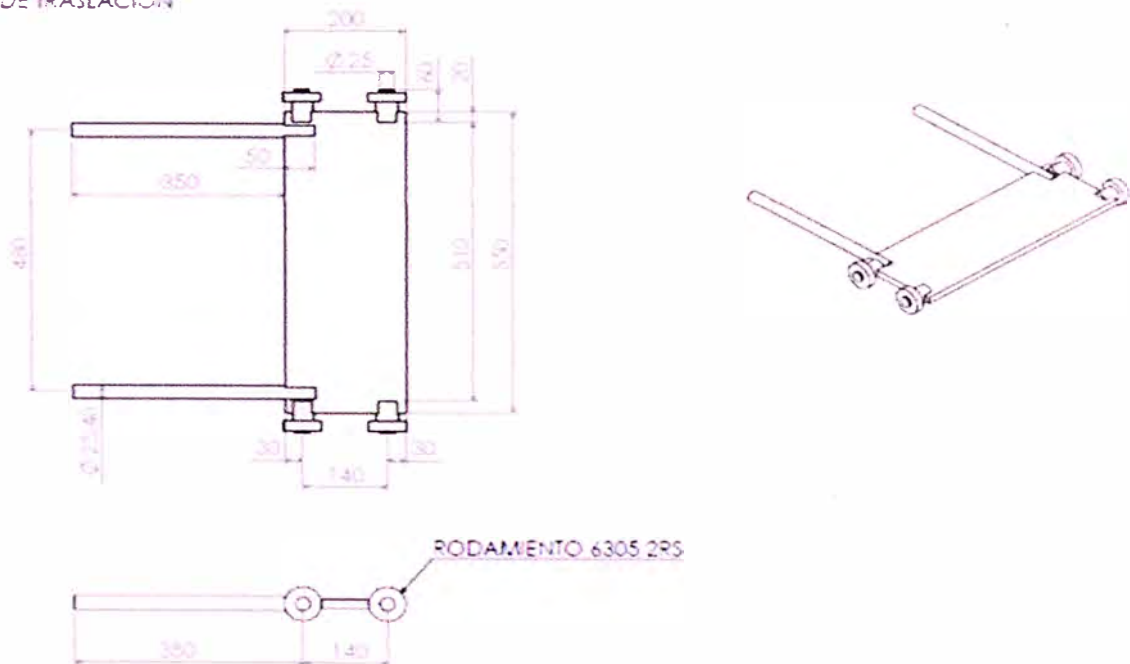


Figura 4.4 Placa de traslación.

Fuente: Elaboración propia.

- El actuador neumático

Es un actuador sin vástago, con el carrito unido a la placa de desplazamiento que le imprime el movimiento de avance y retroceso.

Forma de operación

- a) Dos elevadores levantan una ruma de 15 palés que tiene un peso de 7358 N (750 kg).
- b) Los elevadores posicionan sus barras de carga entre el palé de base, para lo cual el actuador neumático realiza un movimiento de avance que desplaza la placa de desplazamiento e introduce las barras de carga en el espacio intermedio del palé de la base. Este desplazamiento se realiza sin carga y termina con la placa en la posición mostrada en la figura 4.4.
- c) Luego, otros dispositivos elevan la placa de desplazamiento, entran en contacto. Ambos actúan simultáneamente, en ese instante los palés son elevados por las dos placas de transporte, que soporta el peso total de la ruma de palés, como se muestra en la figura 4.3.
- e) Cuando se llega al punto de descarga, la ruma de palés se apoya en el área de descarga, se bajan las barras de carga y se retiran del interior del palé, sin tocar el palé, es decir sin carga, para lo cual el actuador neumático realiza un movimiento de retroceso desplazando la placa de desplazamiento, sin carga.

Condiciones de diseño.

Cuando el sistema eleva la ruma de palés y la primera de ellas tiene sus dos extremos rotos el peso es soportado por los brazos en solo cuatro puntos como se muestra en la figura 4.5

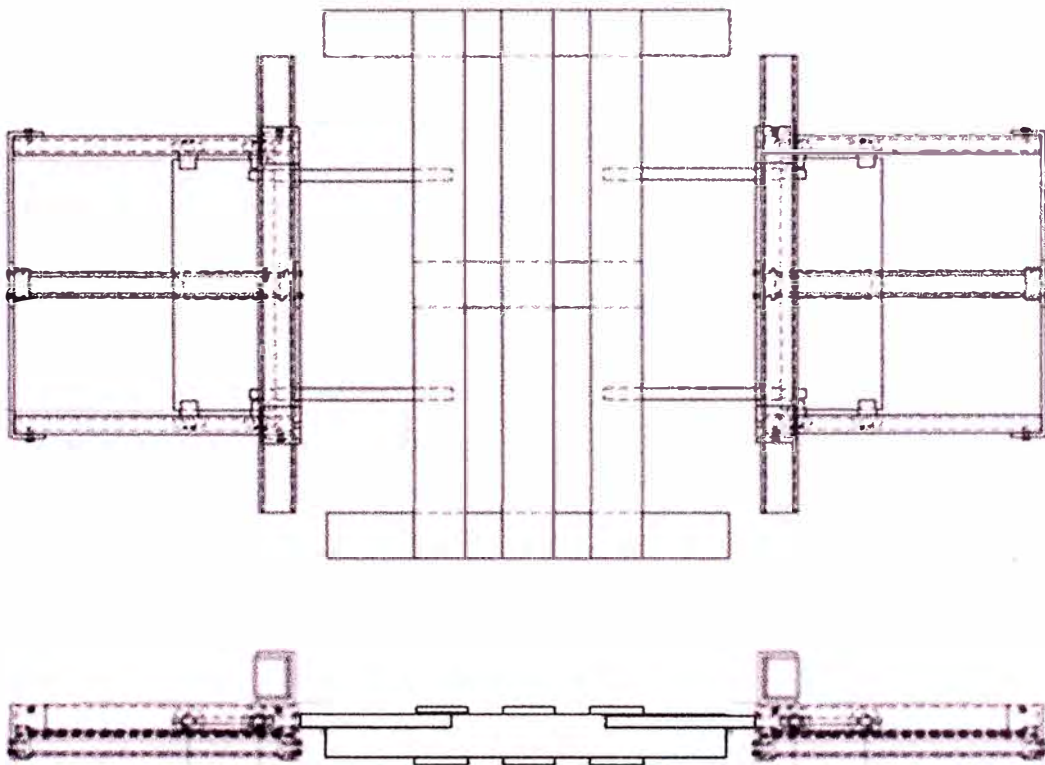


Figura 4.5 Condiciones de diseño. Parihuela con extremos rotos

Fuente: Elaboración propia.

Cuando el sistema se eleva el peso de los palés lo soportan las cuatro orejas unidas al marco de soporte, de la forma siguiente:

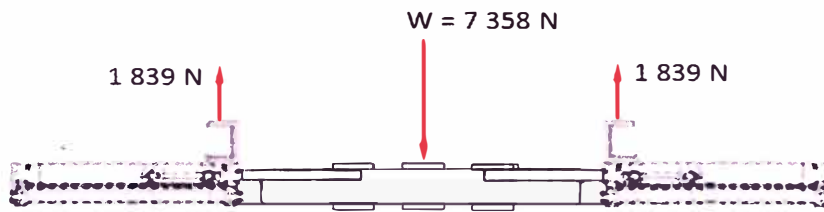


Fig. 4.6 Diagrama de cuerpo libre de sistema de elevación

Fuente: Elaboración propia.

4.3.1. Diseño de la placa de translación.

a) Fuerzas sobre los brazos.

El primer palé “p” de la ruma se apoya sobre los brazos (A) y (B) y soporta el peso W de la ruma de palés. El palé se considera simplemente apoyado en las 4 barras dispuestas simétricamente por lo que la carga total se distribuye en cuatro cargas iguales.

$$\Sigma F_y = 0 \quad \Sigma M = 0$$

$$2 \cdot R_A + 2 \cdot R_B - W = 0$$

$$R_A = R_B$$

Reemplazando datos

$$W = 7358\text{ N}$$

$$R_B = 3\,679\text{ N}$$

$$R_A = 3\,679\text{ N}$$

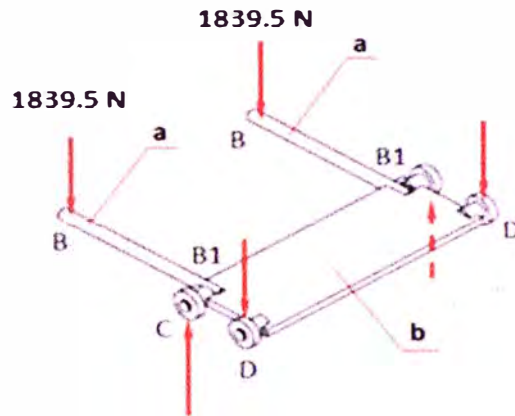


Fig. 4.7 Fuerzas sobre los brazos

Fuente: Elaboración propia.

b) Cálculo de las barras de los brazos

Cada brazo se une a la placa por soldadura por lo que los brazos se comportan como vigas en voladizo con un extremo empotrado bajo la acción de una fuerza aplicada como se muestra en la, Fig. 4.7.

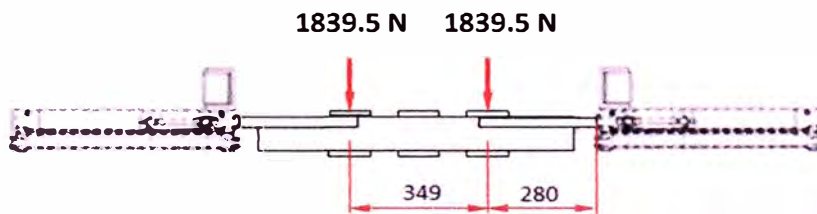


Fig. 4.8 Distribución de fuerzas sobre los brazos

Las fuerzas sobre cada uno de los cuatro brazos se observa en el diagrama del cuerpo libre de la Fig. 4.9

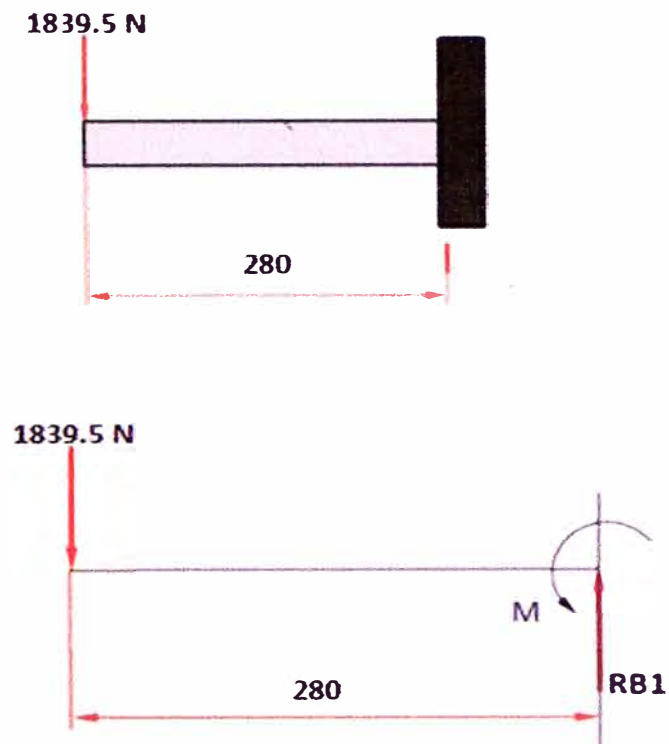


Fig. 4.9 Fuerzas y diagrama de cuerpo libre sobre un brazo

Fuente: Elaboración propia.

- **Cálculo del momento máximo, en el empotramiento b1.**

$$M_{B1} = R_b \cdot L$$

$$M_{B1} = 515060 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- **Cálculo del módulo requerido**

Se determina el máximo momento actuante, para lo cual se elaboran los diagramas de cuerpo libre, de cortes y momentos, los que se muestran en la Fig. 4.10

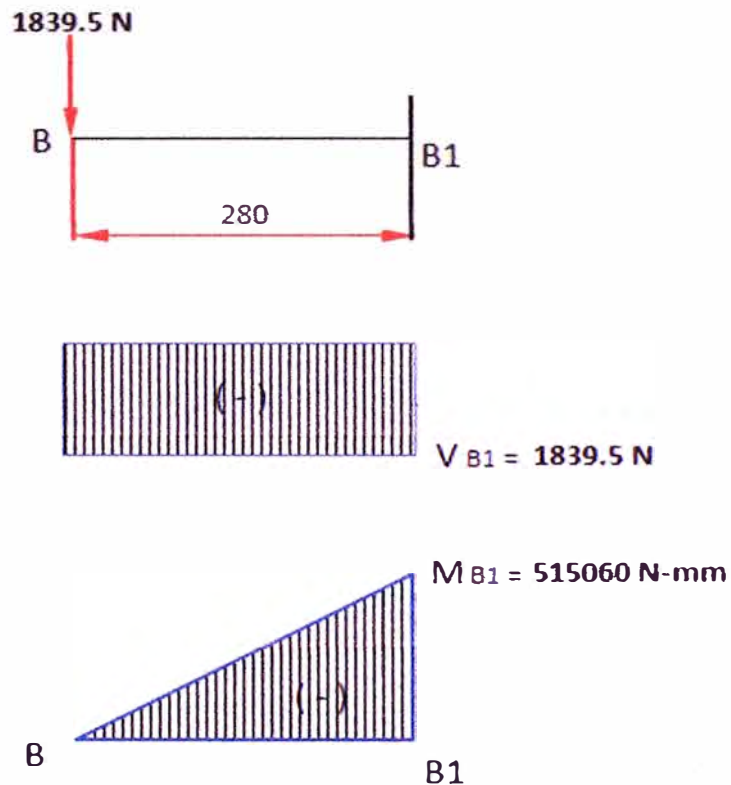


Fig. 4.10 Diagrama de fuerzas, cortes y momentos

Selección del perfil de la barra "a".

Se determina el momento resistente requerido de la sección considerando un esfuerzo de trabajo del acero de 150 MPa. El módulo de sección requerido por flexión es:

$$S_r = \frac{M_{b1}}{\sigma_a}$$

Dónde:

$$M_{b1} = 515060 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{b1} = 150 \text{ N/mm}^2$$

Entonces el módulo de sección requerido resulta

$$S_{r1} = \frac{515060}{150}$$

$$S_{r1} = 3434 \text{ mm}^3$$

- **Selección del perfil de la barra “a”**

Como sección recta se pueden adoptar una barra de sección circular maciza o tubular hueca, o una cuadrada hueca.

Se tiene una barra de 40 mm de diámetro que se puede utilizar, pero para verificar la conveniencia de su utilización se compara con las alternativas de utilizar perfiles tubulares circulares o cuadrados.

Para el caso de secciones tubulares, para facilitar el proceso de soldadura, se considera un espesor mínimo de pared de 5 mm. De los catálogos de los fabricantes se obtienen los siguientes datos:

N°	Perfil	Diámetro o lado (mm)	Espesor de pared (mm)	Módulo (mm ³)	Peso unitario (kg/m)
1	Barra circular	40		6283	9,86
2	Tubo circular	70	5	15 500	8,10
3	Tubo cuadrado	70	5	11 640	7,97

Se observa que todas tienen un momento resistente mayor al requerido y en lo que se refiere al peso, la desventaja del tubo macizo es que tiene un mayor peso por unidad de longitud de 1,89 kg/m con respecto al tubo cuadrado de menor peso.

Pero como la longitud total requerida en ambos brazos es de 0,70 m el peso adicional del tubo macizo es de 1,32 kg. Este peso adicional referido al peso de la placa de transporte representa un aumento de peso de 4 % y referida al peso total que eleva el sistema, 750 kg, el aumento de peso es de menos del 0,1 %. Por estas razones se decide utilizar la barra maciza de sección circular de 40 mm de diámetro exterior.

- Esfuerzo por flexión en la barra

$$\sigma_f = \frac{M_{B1}}{S_b}$$

$$\sigma_f = \frac{515060}{6238}$$

$$\sigma_f = 81,9 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante

El área de la barra es:

$$A_b = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4}$$

Co un diámetro de 40 mm resulta

$$A_b = 1256 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo de corte resulta:

$$\sigma_{fc} = \frac{V_{B1}}{A_b}$$

$$\sigma_{fc} = 1,46 \text{ MPa}$$

El esfuerzo total es

$$\sigma_{fc} = \sqrt{\sigma_f^2 + \sigma_{fc}^2}$$

Reemplazando datos resulta

$$\sigma_{fc} = 81,9 \text{ MPa}$$

El esfuerzo para el acero es de 150 MPa, mayor que el esfuerzo producido en la barra por lo que el diámetro seleccionado es adecuado.

c) **Cálculo de las reacciones en los apoyos del carrito de transporte**

La placa “b” del carrito tiene dos varillas “a” que soportan la fuerza R_B , producida por la parihuela, los ejes “c” en las que se apoyan las ruedas “d” que soportan las reacciones R_c y R_d .

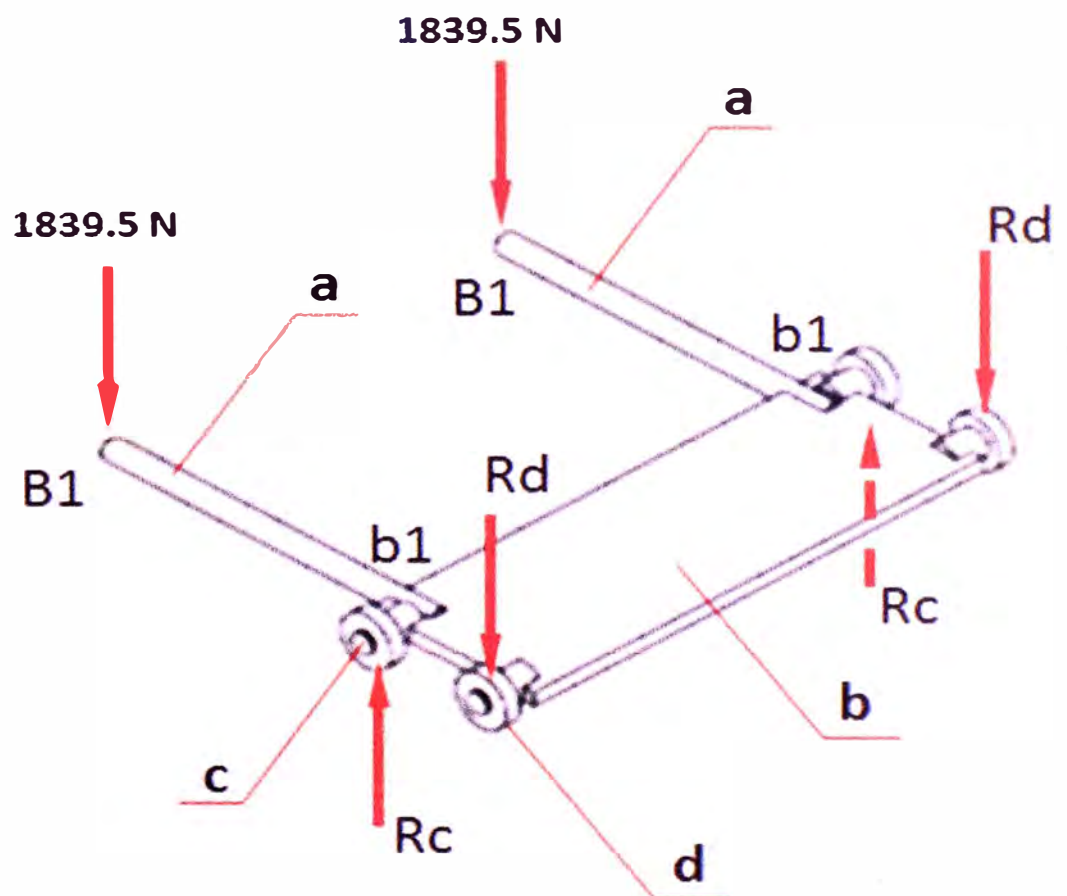


Fig. 4.11 Fuerzas sobre componentes del carrito de transporte. a) Varillas. b) Placa
c) Eje d) Ruedas

Fuente: Elaboración propia.

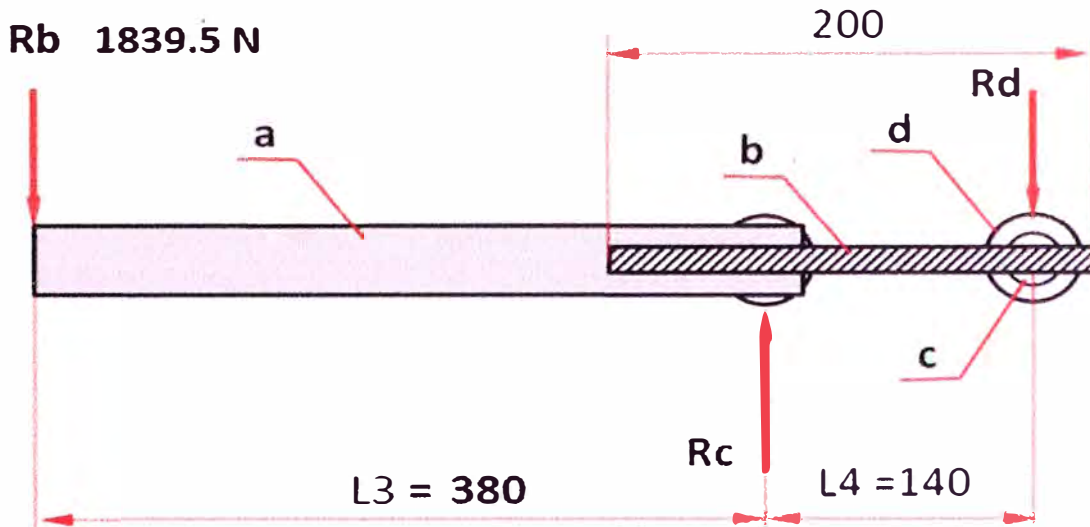


Figura 4.12 Diagrama del cuerpo libre del carrito de transporte

Fuente: Elaboración propia.

- Cálculos de las reacciones en los apoyos C y D, en las ruedas

$$-WB + R_c - R_d = 0$$

$$-WB * L_3 + R_d * L_4 = 0$$

$$R_d = \frac{WB * L_3}{L_4}$$

$$R_c = WB + R_d$$

Las dimensiones se obtienen de la fig. 4.11:

$$WB = 1\ 839.5\ \text{N}$$

$$L_3 = 380\ \text{mm}$$

$$L4 = 140 \text{ mm}$$

Reemplazando datos se obtiene

$$R_d = 4993 \text{ N}$$

$$R_c = 6832.5 \text{ N}$$

d) Verificación del espesor de la placa de traslación

La placa está sometida a esfuerzos de flexión y torsión.

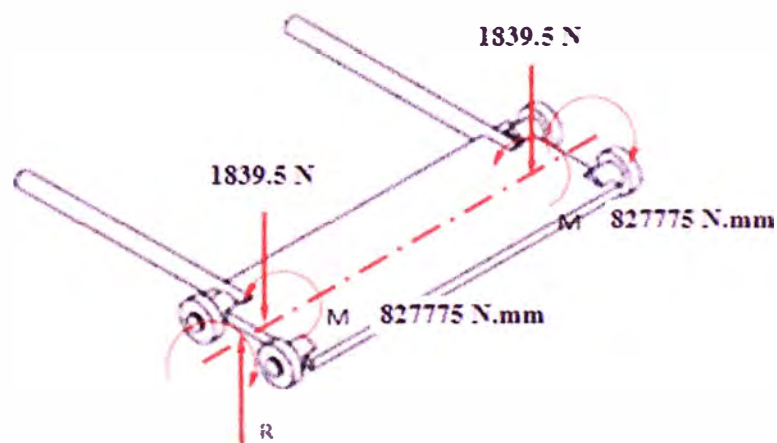


Fig. 4.13 Fuerzas sobre el eje de carrito de traslación

Fuente: Elaboración propia.

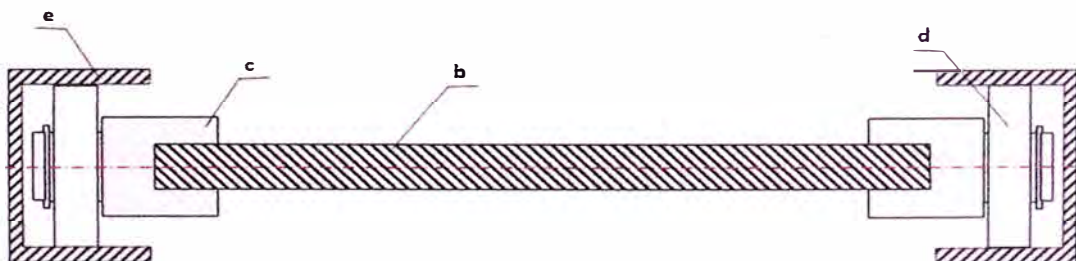


Fig.

4.14 Sección de carrito transportador y soportes guías

Fuente: Elaboración propia.

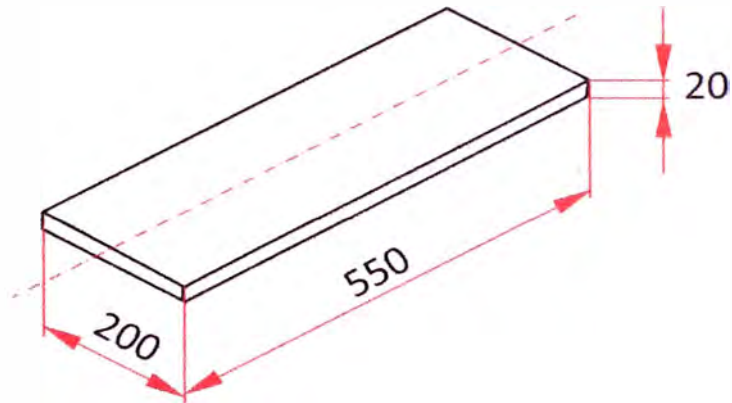


Fig. 4.15 Dimensiones de la placa “b” de carrito

Considerando a la placa “b” como una viga de extremos simplemente apoyados y sección uniforme sometida dos fuerzas iguales y simétricas y a un momento torsor se tiene:

- Esfuerzo por flexión

Considerándola una barra prismática simplemente apoyada que tiene la sección siguiente:

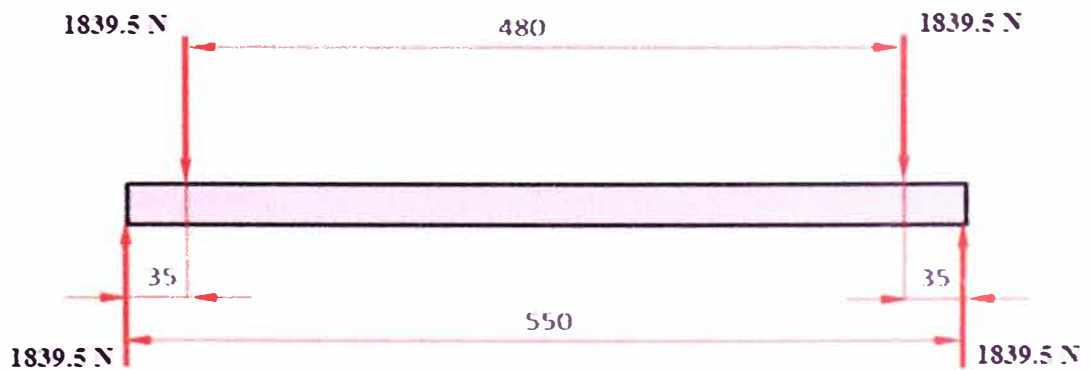


Fig. 4.16 Fuerzas sobre la placa

Fuente: elaboración propia

El momento máximo es:

$$M_f = P * A$$

$$P = 1\,839.5\text{N}$$

$$L = 550\text{ mm}$$

$$L_2 = 480\text{ mm}$$

$$A = \frac{L - L_2}{2}$$

$$M_f = 64382.5\text{ N} - \text{mm}$$

Considerando que la sección de la placa es:

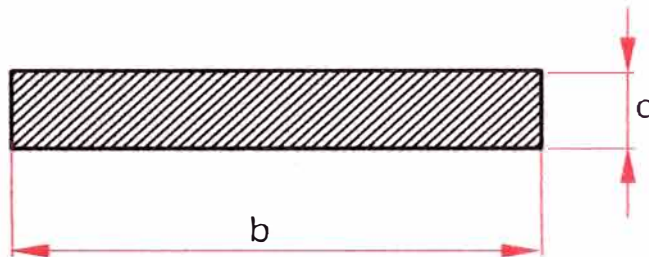


Fig. 4.17 Sección recta de la barra

Fuente: Elaboración propia.

El módulo de la sección es:

$$S = \frac{b \cdot c^2}{6}$$

$$b = 200\text{ mm}$$

$$c = 20 \text{ mm}$$

$$S_p = 13\,333 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo por flexión es:

$$\sigma_x = \frac{Mf}{S_p}$$

$$\sigma_x = 4.83 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0 \text{ MPa}$$

- **Esfuerzo por torsión.**

$$\tau_{xy} = \frac{T \cdot r}{Q}$$

Dónde:

$$T = 827775 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$Q = \frac{b \cdot h^2 \cdot r}{\left[3 + 1.8 \cdot \left(\frac{h}{b}\right)\right]}$$

$$Q = 25\,157 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = 32.9 \text{ MPa}$$

- **Los esfuerzos principales son:**

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{xy} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$\sigma_1 = 35.33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -30.66 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy2} = 33,07 \text{ MPa}$$

Como el esfuerzo máximo es menor que el esfuerzo de trabajo del material, la placa no falla.

4.3.2. Diseño de eje de soporte de rodamientos de placa de traslación.

Este eje se considera una viga simplemente apoyada sometida a flexión y corte debido a que el momento de torsión que se aplica a la placa “b” no actúa sobre las vigas “c” debido a que sus ejes son perpendiculares. Además el extremo de la viga de soporte “c” se apoya en la pista interior de un rodamiento en el cual puede girar libremente.

Debido al cambio de sección y la entalladura en el eje se considera un efecto de concentración de tensiones.

De las dos vigas, se selecciona la más cargada que es la que se ubica en la posición C que es el punto de aplicación de la reacción R_c y según cálculos realizados se tiene: $R_c = 5\,517\text{ N}$

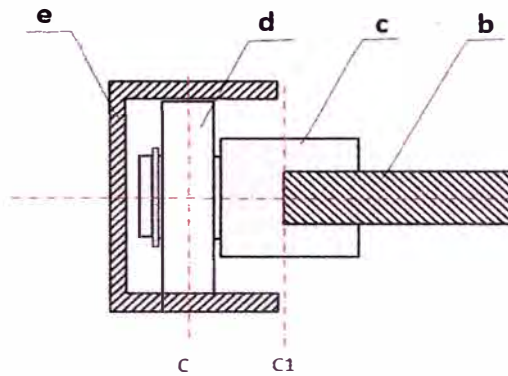


Fig. 4.18 Detalle de apoyo de placa

Fuente: Elaboración propia.

- **Diagrama de momentos**

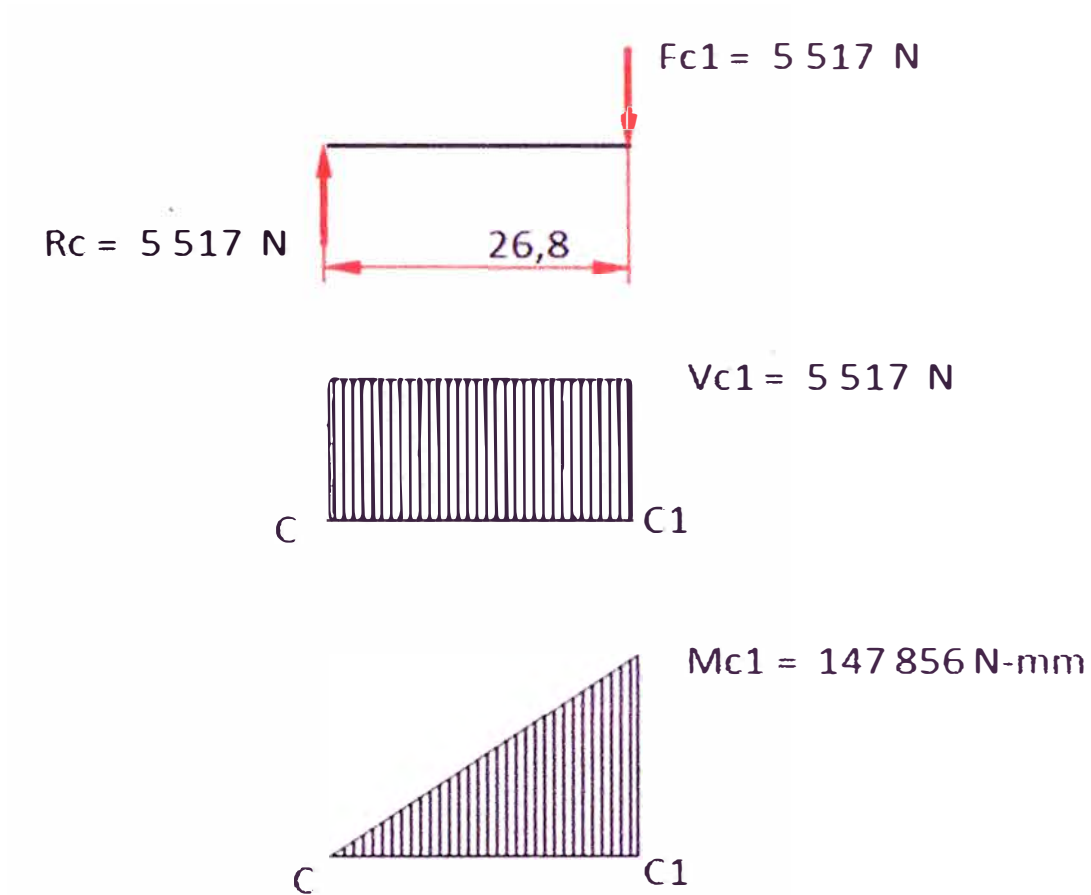


Figura 4.19 Diagrama de momentos de eje de soporte de placa

Fuente: Elaboración propia.

La sección del eje sometido a mayor momento es la sección C1, en la que el eje de soporte se une a la placa. El momento máximo es:

$$M_{c1} = 147856 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- **El módulo de la sección S del eje**

$$S_{c1} = \frac{\pi \cdot d_{c1}^3}{32}$$

Considerando que el diámetro de la sección sometida al mayor momento es:

$$d_{c1} = 36 \text{ mm}$$

Entonces el módulo del eje es:

$$S_{c1} = 4\,580 \text{ mm}^2$$

- **El esfuerzo por flexión**

$$\sigma_{c1} = \frac{M_{c1}}{S_{c1}}$$

Reemplazando datos

$$\sigma_{c1} = 32,3 \text{ MPa}$$

- **Esfuerzo cortante**

La fuerza cortante V_{c1} se aplica a un eje circular macizo de 36 mm de diámetro, por lo que el área de la sección circular es:

$$A_{c1} = 1\,018 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo de corte resulta:

$$\tau = \frac{V_{c1}}{A_{c1}}$$

$$\tau = 5,42 \text{ MPa}$$

El esfuerzo total resulta:

$$\sigma_m = 32,8 \text{ MPa}$$

Considerando que el diámetro menor del eje es de:

$$d_m = 25 \text{ mm}$$

Se considera un radio de acuerdo entre ejes:

$$r = 5 \text{ mm}$$

Entonces se tiene:

Relación de diámetros

$$\frac{d_{c1}}{d_m} = 1,44$$

Relación entre diámetro mayor y radio de acuerdo:

$$\frac{r}{d_{c1}} = 0,138$$

El factor de concentración de tensiones es

$$K_t = 1,26$$

El máximo esfuerzo resulta:

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma$$

$$\sigma_{max} = 41,24 \text{ MPa}$$

Este valor es inferior al esfuerzo de trabajo del material dado, acero estructural ASTM A-36.

Nota: La resistencia de fluencia en torsión está comprendida frecuentemente entre $0.5 \delta_y$ - $0.6 \delta_y$ se emplea $0.6 \delta_y$.

$$\tau_{permissible} = 150 \text{ MPa}$$

4.3.3. Diseño de los soportes guías canales en [

L_g : Longitud de los canales guías.

P_m : Peso total del mecanismo de traslación horizontal

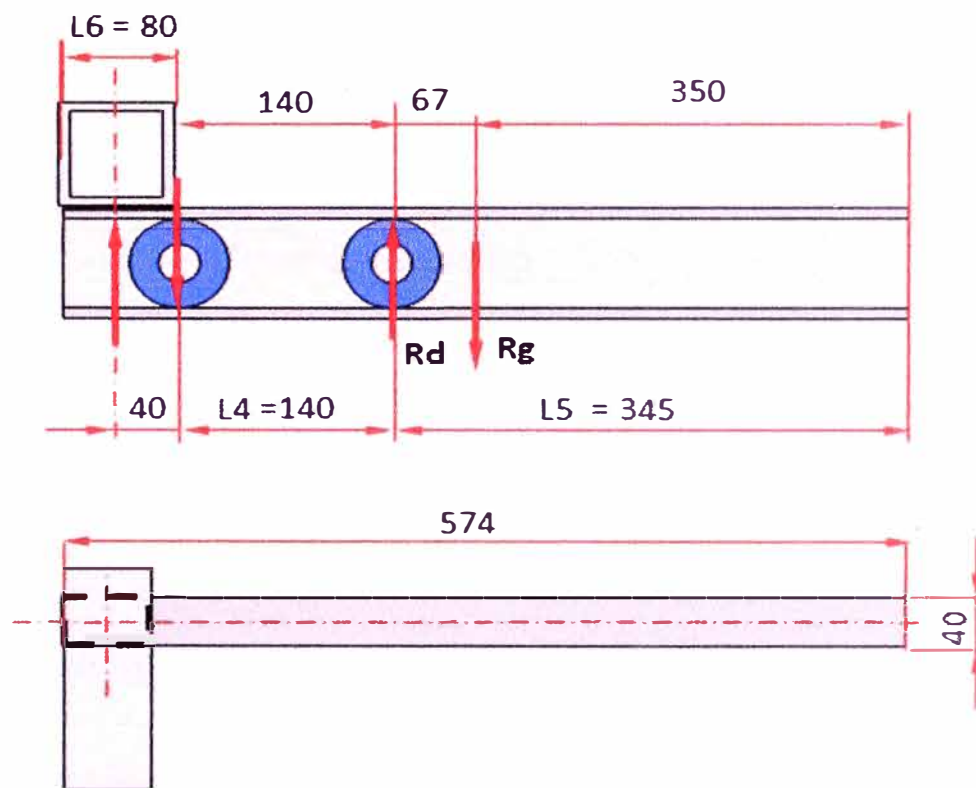


Figura 4.20 Diagrama de canal [de soporte

Fuente: Elaboración propia.

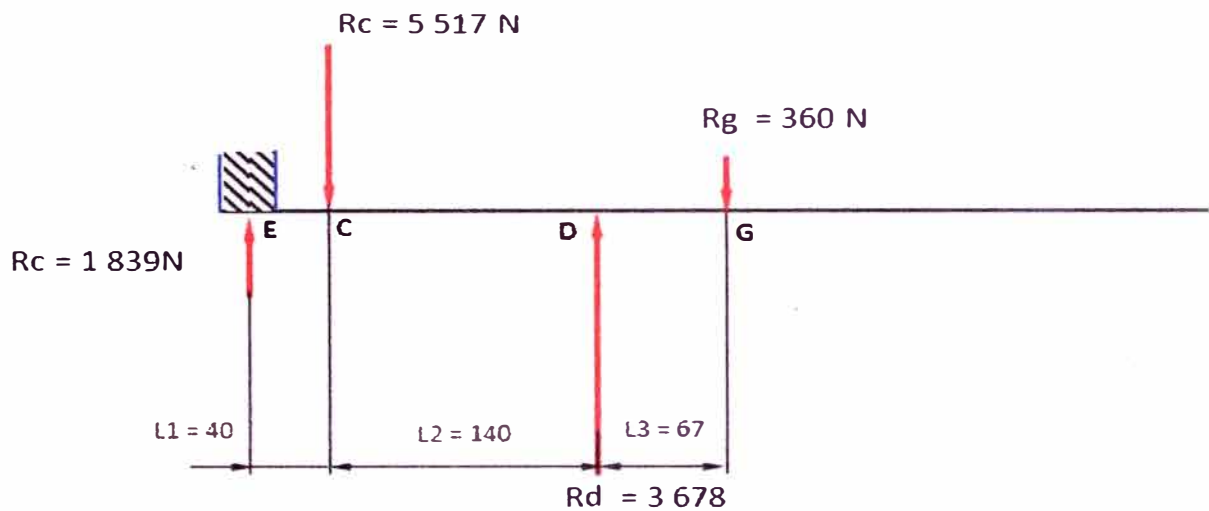


Figura 4.21 Diagrama de canal [de soporte

Fuente: Elaboración propia.

Del diagrama del cuerpo libre se obtienen los siguientes datos:

Los pesos del carro de transporte, del actuador neumático y otros accesorios que se pueden colocar sobre este dispositivo se consideran un peso de 720 N (80 kg).

- **Calculo de la reacción R_e**

Se analiza un canal U como cuerpo libre y se encuentra las fuerzas F_3 .

$$+\uparrow \sum F_y = 0 \quad R_e - R_c + R_d - R_g = 0 \Rightarrow \quad R_e = R_c - R_d + R_g$$

$$R_e = 5517 - 3678 + 360$$

$$R_e = 1839 \text{ N}$$

- **Cálculo de momentos**

La viga se divide en tres tramos y se determina el momento flector en cada uno de ellos.

Tramo 1

$$0 < x < L3$$

$$M3 = Rg \cdot x$$

Tramo 2

$$L3 < x < (L3 + L2)$$

$$M2 = Rg \cdot x + Rd \cdot (x - L3)$$

Tramo 3

$$(L3 + L2) < x < (L3 + L2 + L1)$$

$$M3 = Rg \cdot x + Rd \cdot (x - L3) + Rc \cdot (x - L3 - L2)$$

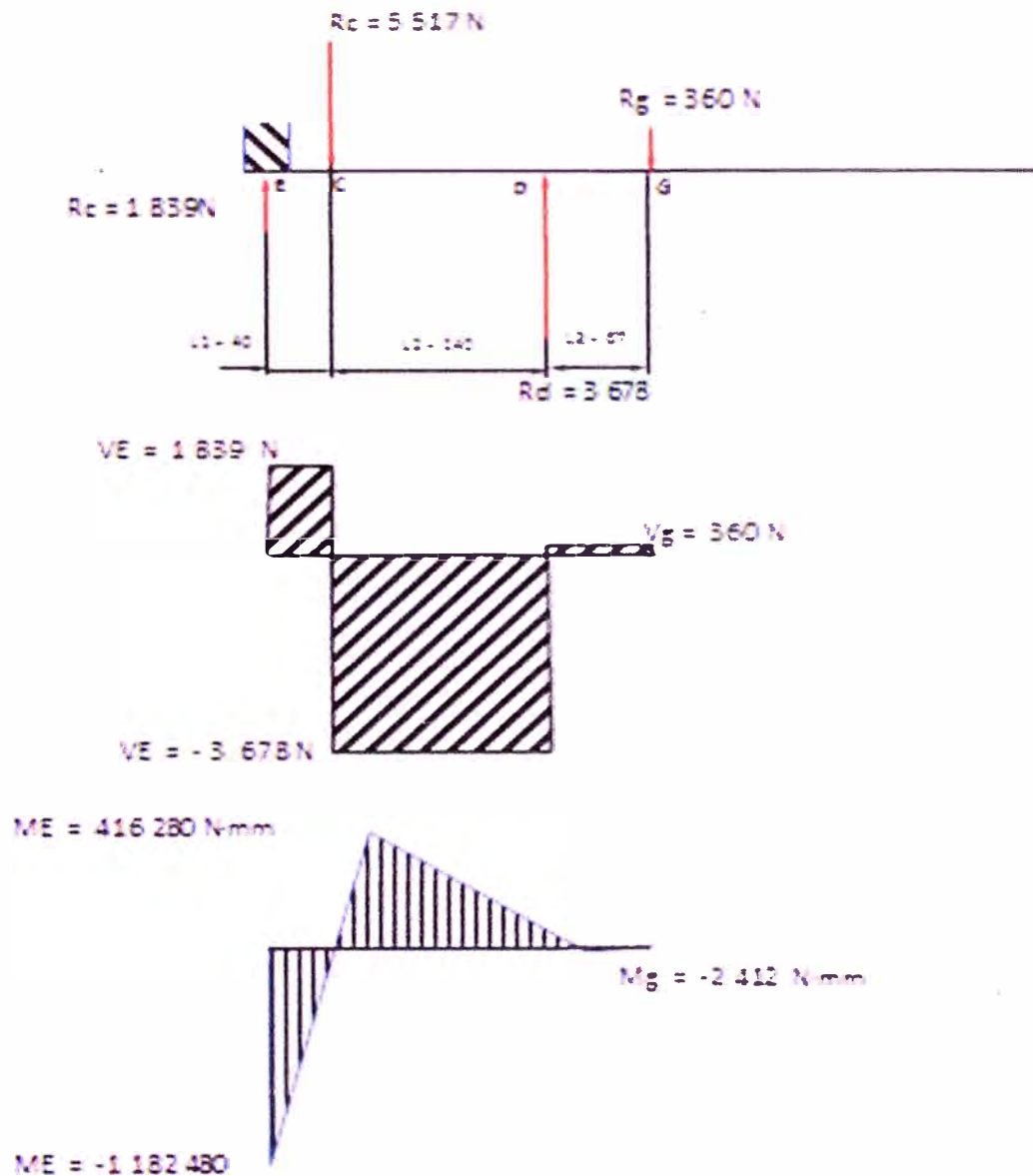


Figura 4.22 Diagramas de fuerza cortante y Momento flector.

Fuente: Elaboración propia.

El momento máximo es de $1\,182\,480\text{ N}\cdot\text{mm}$.

4.3.3.1 Cálculos del momento de inercia del canal [

Para poder guiar las ruedas del carrito transportador se adopta un perfil C, y se coloca según se muestra en la figura xxx

En el interior de la guía se deben desplazar las ruedas, que en este caso son rodamientos de bolas. Para permitir un buen desplazamiento la altura interior de la guía debe ser ligeramente mayor que el diámetro exterior del rodamiento. Se asume un diámetro exterior de un rodamiento y se establecen las dimensiones interiores de viga guía. Se selecciona el espesor de las paredes de la guía y se determina el módulo de la sección.

Con el momento máximo ya calculado se calcula el esfuerzo de la guía. si este es menor que el esfuerzo de trabajo considerado 150 MPa, las dimensiones adoptadas son aceptable. Si resulta mayor se repiten los cálculos hasta obtener esfuerzos menores a 150 MPa.

Las dimensiones adoptadas se presentan en la Fig.4.21.

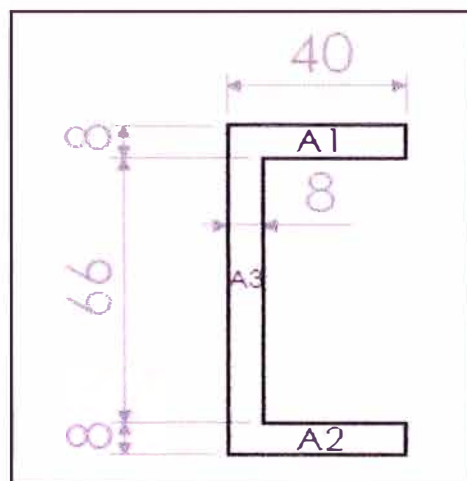


Figura 4.23 Dimensiones de perfil [

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 4.2 obtenemos los datos de la figura 4.23 para el cálculo del momento de inercia

Tabla 4.2 Datos para el cálculo el momento de inercia

b (mm)	h (mm)	Áreas (mm ²)	d (mm)
40	8	320	37
40	8	320	37
8	66	528	0

Fuente: Elaboración propia.

Se divide el área A en 03 rectángulos A1, A2 y A3. Se calcula el momento de inercia de cada área, con respecto al eje X.

Área rectangular A1. Para obtener el momento de inercia con respecto al eje X, se calcula primero el momento de A1, con respecto a su eje centroidal, se tiene:

$$(I_{x'})_1 = \frac{1}{12} b * h^3$$

Reemplazando

$$(I_{x'})_1 = 1\,706.67\text{mm}^4$$

Usando el teorema de los ejes paralelos, se transfiere el momento de inercia de A1 de su eje centroidal X' al eje paralelo X:

$$(I_x)_1 = (I_{x'})_1 + A_1 * d_1^2$$

Reemplazando

$$(I_x)_1 = 1\,706.67 + 438\,080$$

$$(I_x)_1 = 439\,786.67 \text{ mm}^4$$

Área rectangular A2.

Es igual que el procedimiento anterior las dos áreas son iguales y simétricas por lo tanto son iguales los momentos de inercia.

$$(I_x)_2 = (I_{x'})_2 + A_2 * d_2^2$$

Reemplazando.

$$(I_x)_2 = 1706.67 + 438080$$

$$(I_x)_2 = 439\,786 \text{ mm}^4$$

Área rectangular A3.

$$(I_{x'})_3 = \frac{1}{12} b * h^3$$

Reemplazando

$$(I_{x'})_3 = 191\,664 \text{ mm}^4$$

Usando el teorema de los ejes paralelos, se transfiere el momento de inercia de A3 de su eje centroidal X' al eje paralelo X , la distancia es cero:

$$(I_x)_3 = 191\,664 \text{ mm}^4$$

Área Total A.

Sumando los valores obtenidos anteriormente, para los momentos de inercia de las áreas A1, A2, A3 con respecto al eje X, se encuentra el momento de inercia I_X de toda el área.

$$I_X = (I_x)_1 + (I_x)_2 + (I_x)_3$$

Reemplazando

$$I_X = 1\,071\,237 \text{ mm}^4$$

4.3.3.2 Cálculo de los esfuerzos

Momento máximo Fig. 4.20 es:

$$M_E = 1\,182\,489 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

La distancia de la fibra neutra al punto más alejado es:

$$Y = 41 \text{ mm}$$

El esfuerzo máximo se determina con la expresión

$$\text{Esfuerzo máximo} = \frac{M_{xx} * Y}{I_{xx}}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$\text{Esfuerzo máximo} = \frac{1\,182\,489 * 41}{1071237.33}$$

$$\text{Esfuerzo máximo} = 45,26 \text{ MPa}$$

Este valor es inferior al esfuerzo de trabajo del material dado, ASTM A-36 que es de 150 MPa

- **Esfuerzo de torsión**

El carril se encuentra sometido a un momento torsor de:

$$T = 64\,365 \text{ N-mm}$$

El esfuerzo de torsión se determina con:

$$\tau_{fc} = \frac{M \cdot Y}{I_{xx}}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$\tau_{fc} = 2,46 \text{ MPa}$$

Con las relaciones anteriormente señaladas se tiene:

Reemplazando datos se tiene:

$$\sigma_1 = 46,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = - - 1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy2} = 22,76 \text{ MPa}$$

Como el esfuerzo máximo es menor que el esfuerzo de trabajo del material, que es de 150 MPa guía no falla.

Designación del canal [a fabricar:

Ancho del canal : 82mm

Ancho del patín : 40mm

Espesor del canal : 8mm

4.3.4. Cálculos y selección de los rodamientos.

Condiciones de operación.

- a) En la etapa de posicionamiento bajo la ruma de palés la placa deslizante se desplaza sin contacto con la ruma de palés, es decir los rodamientos solo están sometidos a la carga que representa el peso de la placa deslizante que es de 30 kg.
- b) En la etapa de elevación de parihuelas los rodamientos permanecen fijo y solo están sometidos a la carga estática de 750 kg.
- c) En la etapa de retorno de la placa deslizante, el desplazamiento se realiza también sin contacto con la parihuela, como en el caso de posicionamiento.
- d) En la condición de diseño anteriormente señalada la placa, sometida a una carga máxima

Si en esta situación se produce un desplazamiento el rodamiento estaría sometido a un movimiento con una carga máxima de 5517 N.

Calculo del máximo esfuerzo considerando cargas centradas: (figura 4.24).

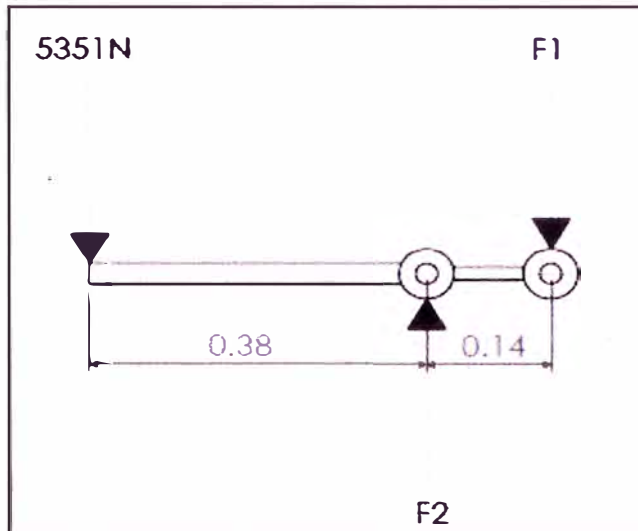


Figura 4.24 Diagrama de cuerpo libre de la placa rodante o deslizante

Fuente: Elaboración propia.

Condiciones de diseño:

El rodamiento en C queda sometido a la mayor carga estática RC:

$$RC = 5\,517\text{ N}$$

Por lo que se considera que:

$$C_o = 5\,517\text{ N}$$

Cuando en estas condiciones se produce el movimiento de la placa se tiene que el rodamiento gira y avanza linealmente, entonces:

- Giro, con la pista interior fija gira la pista exterior, y se comporta como un rodamiento
- Desplazamiento: Gira la pista exterior y se desplaza sobre la viga de soporte. Se comporta como una rueda.

Calculo como rodamiento.

Como se trata de una carga radial se selecciona un rodamiento de bolas de una sola hilera y se selecciona considerando que debe soportar la carga estática y garantizar una adecuada vida útil.

Capacidad de carga estática

Los rodamientos deben tener una capacidad de carga estática de 5517N.

Vida útil

La forma de operación es la de una máquina de servicio intermitente con un rango de horas de servicio recomendado de 3 000 a 8 000. Para efectos de diseño en este caso particular se considera un tiempo de vida útil de:

$$L_h = 8\,000 \text{ h}$$

Diseño de elemento de máquinas II, Alva, Fortunato. Tabla N° 1, Pág. 126.

a) Velocidad de giro

La velocidad de giro se determina con:

$$Nr = \frac{dt}{\pi \cdot dr \cdot tr}$$

Nr = Velocidad de giro, rpm

dt = Distancia recorrida por el rodamiento mm

dr = Diámetro del rodamiento, mm = 62 mm

$$tr = \frac{dt}{60 \cdot Vt}$$

tr = tiempo de recorrido, min

Vt = velocidad de traslación horizontal, mm/s

Se tiene los siguientes datos:

$dt = 300$ mm

$Vt = 70$ mm/s

$$tr = \frac{300}{60 \cdot 70}$$

$$tr = 0.071 \text{ Minutos}$$

Velocidad de giro del rodamiento

$dr = 62$ mm

$$Nr = \frac{300}{\pi \cdot 62 \cdot 0,067}$$

$$Nr = 23,1 \text{ rpm}$$

Número de revoluciones totales durante su vida útil

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot Lh$$

$$L = 11,1 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

Carga Equivalente

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

P = carga estática equivalente

F_r = Carga radial real = 5 517 N.

F_a = Carga axial real = 0

X = Factor de la carga radial.

Y = Factor de la carga axial.

La relación

$$\frac{F_a}{F_r} = 0, e > 0$$

Entonces: $e > \frac{F_a}{F_r}$

Los valores de las constantes son:

$X=1, Y=0.$

$$P = 1 * 5 517 + 0 * 0$$

$$P = 5 517 \text{ N}$$

Capacidad de carga dinámica equivalente sobre el rodamiento

Se obtiene con la expresión:

$$\frac{C}{P} = L^{\frac{1}{p}}$$

L = Duración nominal en millones de revoluciones.

C = Capacidad de carga dinámica

P = Carga equivalente sobre el rodamiento.

p = Exponente según tipo de rodamiento

<u>Tipo de rodamiento</u>	<u>Exponente p</u>
Rodamiento de bolas	3
Rodamiento de rodillo	$\frac{10}{3}$

Entonces la capacidad de carga será:

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{p}}$$

Reemplazando de la ecuación:

$$C = 5\,517 \cdot (11,09)^{\frac{1}{3}} \text{ N}$$

$$C = 12,30 \text{ kN}$$

Tabla 4.3 datos de rodamientos

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera							Tolerancias, ver también el texto Juego radial interno, ver también el texto Ajustes recomendados Tolerancias del eje y del alojamiento			
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_H	Velocidades		Masa	Designación	
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	rpm		kg	- Rodamiento SKF Explorer	
25	52	9	10,6	5,55	0,23	23000	12000	0,078	6205	
25	52	15	14,8	7,8	0,335	23000	13000	0,13	6205-2RS	
25	52	15	17,8	9,6	0,4	23000	13000	0,12	6205-ETH9	
25	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8500	0,13	6205-2RSH	
25	52	15	14,8	7,8	0,335	23000	14000	0,13	6205-2RSL	
25	52	15	14,8	7,8	0,335	23000	14000	0,13	6205-2Z	
25	52	15	14,8	7,8	0,335	-	3500	0,13	6205-RSH	
25	52	15	14,8	7,8	0,335	23000	12000	0,13	6205-RSL	
25	52	15	14,8	7,8	0,335	23000	15000	0,13	6205-Z	
25	52	15	14	7,5	0,335	-	8500	0,15	62205-2RS1	
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	12000	0,23	6305	
25	62	17	26	13,4	0,57	24000	13000	0,21	6305-ETH9	
25	62	17	23,4	11,6	0,49	-	7500	0,23	6305-2RS1	
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	13000	0,23	6305-2RZ	
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	13000	0,23	6305-2Z	
25	62	17	23,4	11,6	0,49	-	7500	0,23	6305-RS1	
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	12000	0,23	6305-RZ	
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	15000	0,23	6305-Z	
25	62	24	22,5	11,6	0,49	-	7500	0,32	62205-2RS1	
25	80	21	35,8	19,3	0,815	20000	12000	0,53	6405	
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	24000	17000	0,17	RLS 8	
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	-	8000	0,17	RLS 8-2RS1	
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	24000	12000	0,17	RLS 8-2Z	
25,4	63,5	19,05	22,5	11,6	0,49	22000	12000	0,23	RZ15 8	
28	58	16	16,8	9,5	0,405	25000	16000	0,18	6228	

Fuente: www.skf.com/skf/

Se selecciona un rodamiento rígido de bolas: SKF 6305 -2RS.

Carga estática $C_0 = 11,6 \text{ KN}$

Carga dinámica $C = 23,4 \text{ KN}$

Como los valores de C y C_0 del rodamiento son mayores que los requeridos la selección es correcta

Verificación del rodamiento funcionando como una rueda

- Esfuerzo permisible de contacto entre rueda y soporte.

El rodamiento desplazándose sobre el soporte corresponde al caso de un cilindro rodando sobre una superficie plana para la cual el esfuerzo

permisible de contacto (P. Erbiste. Comportas Hidráulicas. Pag.204 Ed. Electrobras Rio de Janeiro.2004) es:

$$\sigma_{cad} = 1,6 \cdot k1 \cdot fs$$

σ_{cad} = Esfuerzo de contacto superficial, MPa.

$k1$ = Incremento por radio de curvatura.

fs = Resistencia de ruptura, MPa.

Los rodamientos SKF son fabricados con acero inoxidable con alto contenido de cromo, AISI 304 o equivalente, entonces:

$fs = 590$ MPa.

Para el caso de cilindro sobre superficie plana:

$k1 = 1,5$

$$\sigma_{cad} = 1,6 \cdot 1,5 \cdot 590$$

$$\sigma_{cad} = 1\ 416\ MPa$$

- Esfuerzo producido entre el rodamiento y el soporte.

Se determina con la expresión:

$$\sigma_c = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{Pr \cdot E}{R \cdot L}}$$

σ_c = Esfuerzo de contacto

P_r = Fuerza sobre el rodamiento

E = Módulo de elasticidad del acero

R = Radio exterior del rodamiento

L = Ancho de rodamiento

Se tienen los siguientes valores:

$E = 206\ 000\ \text{MPa}$

$R = 31\ \text{mm}$

$L = 17\ \text{mm}$

$$\sigma_c = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{5\ 517 \cdot 206\ 000}{31 \cdot 17}}$$

$$\sigma_c = 613,8\ \text{MPa}$$

El esfuerzo de contacto producido es menor que el esfuerzo permisible, por lo que el rodamiento funciona adecuadamente como rueda.

Dureza superficial.

La dureza Brinell del rodamiento es de 170 y la de la viga de soporte que es de acero estructural ASTM A36 tiene una dureza Brinell de 200. Esto permite que se desgaste primero el rodamiento, que puede ser fácilmente remplazado.

4.3.5. Cálculo y selección del actuador lineal.

El actuador puede mover la placa de transporte que en el punto de diseño está bajo la acción de todas las reacciones en los apoyos. Como las ruedas y las guías son de acero se considera un coeficiente de fricción por rodadura de acero sobre acero.

El empuje requerido por el actuador neumático se obtiene con:

Los datos son:

$$W = 5\,517 \text{ N}$$

$$\mu = 0,0002$$

$$F_e = 1.1 \text{ N}$$

Para las cuatro ruedas se considera una fuerza total de:

$$F_t = 4.4 \text{ N}$$

Por seguridad para poder absorber posibles cargas de impacto que se puedan producir durante la operación se selecciona un actuador neumático lineal sin vástago, Marca FESTO, modelo de DGC-25-350-G PPV-A-ZUB-F que tiene un peso de 15 kg.

Aun cuando no está sometido directamente a la acción de un momento en la dirección Z del actuador, el modelo seleccionado tiene una capacidad de 20 N-m que le permiten absorber cualquier torque que se pueda presentar por un eventual desalineamiento de sus componentes.

Información general

- Ejecución compacta mediante una favorable relación entre la longitud y la carrera.
- Posibilidad de colocar cargas y conectar dispositivos directamente en el carro.
- Elección entre tres tipos de amortiguación:
 - Amortiguación elástica
 - Amortiguación neumática
 - Amortiguación hidráulica
- Posibilidad de efectuar todos los ajustes desde un lado:
 - Ajuste fino de las posiciones finales
 - Posición de los detectores
 - Fijación del actuador
 - Regulación de la velocidad
 - Amortiguación neumática
 - Sistema hermetizante.

Ventajas del sistema hermetizante

- Carreras largas sin limitaciones
- Casi sin fugas

Ejecución básica DGC-G

- Diámetro del émbolo 8... 63 mm
- Carreras de 1... 8 500 mm
- Holgura de la guía = 0,2mm
- Para cargas pequeñas
- Características del movimiento aplicando momentos = medianos

Variantes del actuador DGC-G

Tabla 4.4 características del actuador DGC-G

	Diámetro del émbolo [mm]	Fuerza teórica con 6 bar [N]	Características del guiado					Tipo
			Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	
	8	30	150	150	0.5	2	2	DGC-G
	12	68	300	300	1.3	5	5	
	18	153	70	340	1.9	12	4	
	25	295	180	540	4	20	5	
	32	483	250	800	9	40	12	
	40	754	370	1100	12	60	25	

Fuente: Catalogo www.festo.com

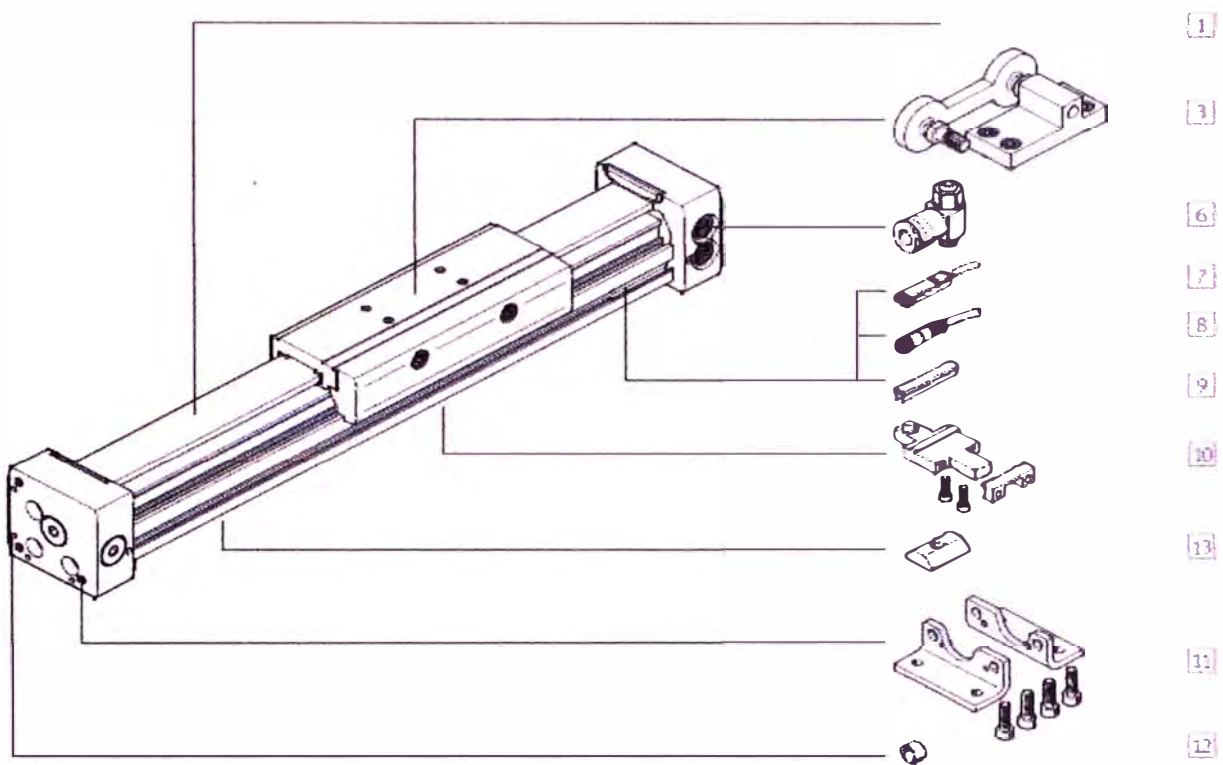


Figura 4.25 Cuadro general de periféricos DGC-18... 63

Fuente: Catalogo www.festo.com

Tabla 4.5 Descripción del actuador

Tipo	Parámetro	Descripción resumida	
1	8... 63	Actuador lineal sin accesorios, ejecución básica	10
2 Pasadores para centrar	8, 12	Para centrar cargas y periféricos en el carro	76
3	8... 63	Para la compensación de imprecisiones de montaje del actuador lineal y de la	70
- Amortiguación	8, 12	Amortiguación elástica, sin posibilidad de ajuste. Se utiliza únicamente resilas	21
- Amortiguación	8... 63	Amortiguación neumática regulable. Se utiliza a las velocidades de son medianas	21
4 Amortiguadores	8, 12	Amortiguador hidráulico de ajuste automático, con muelle de reposición y	21
5 Amortiguadores	8, 12	Amortiguador hidráulico de ajuste automático, con muelle de reposición y	21
6	8... 63	Para regular la velocidad	76
7 Detectores de posición	8... 63	Para consultar la posición del carro	77
8 Cable de conexión con conector	8... 63	Para detectores de posición	77
9 Tapas para ranuras	18 ... 63	Para proteger contra la suciedad y para la fijación de cables de detectores de	76
10 Fijación de perfil	8... 63	Montajes sencillos y precisos mediante cola de milano	68
11 Pies de fijación	8... 63	Para montaje en la culata	66
12 Pasador para centrar/ Casquillo para centrar	8, 12, 50, 63	Para centrar el actuador sin pies de fijación (en función de la aplicación)	76
13 Tuerca deslizante	25 ... 63	Para la fijación de componentes suplementarios	76

Fuente: Catalogo www.festo.com

Código del actuador

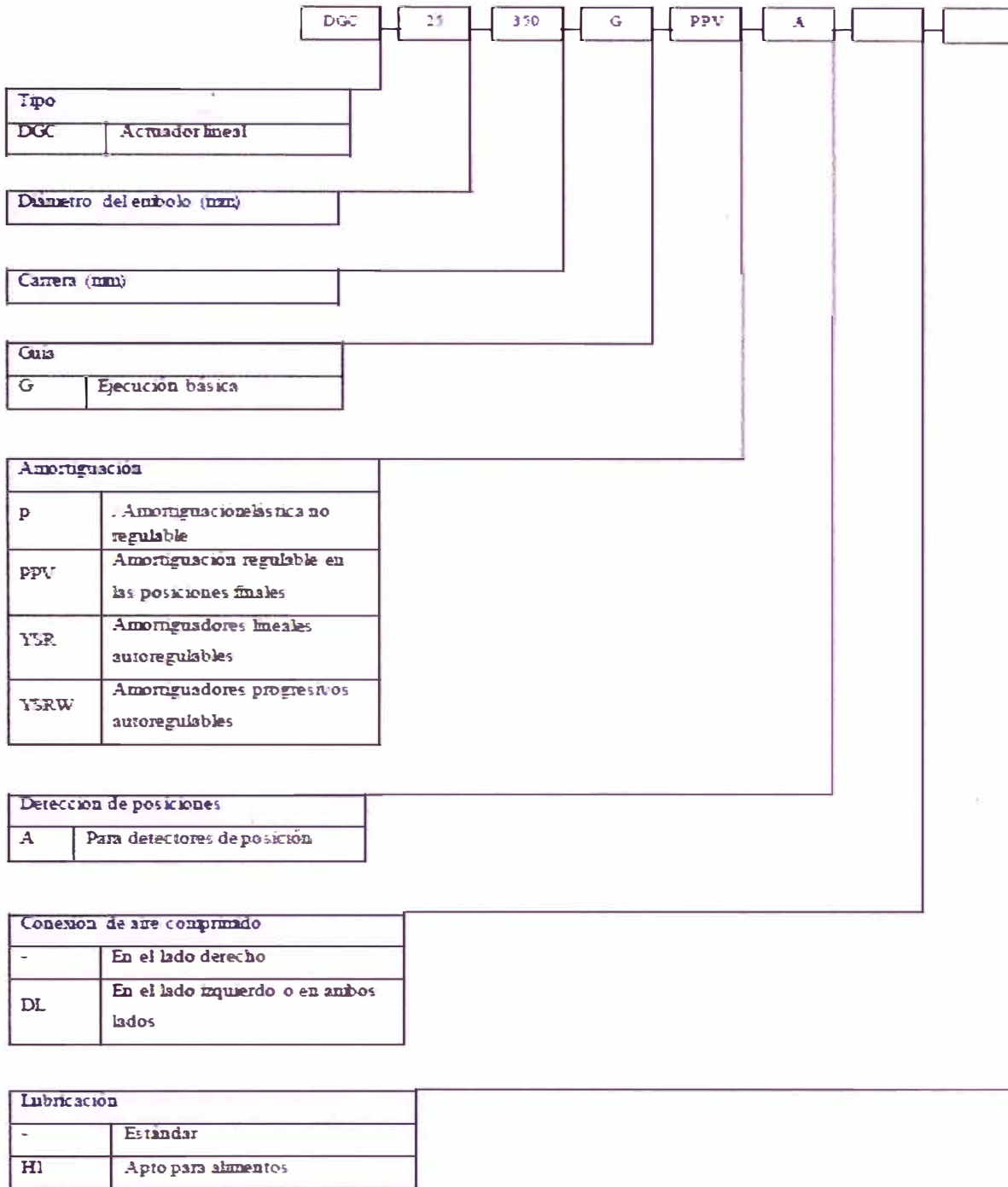


Figura 4.26 Código del actuador

Fuente: Catalogo www.festo.com

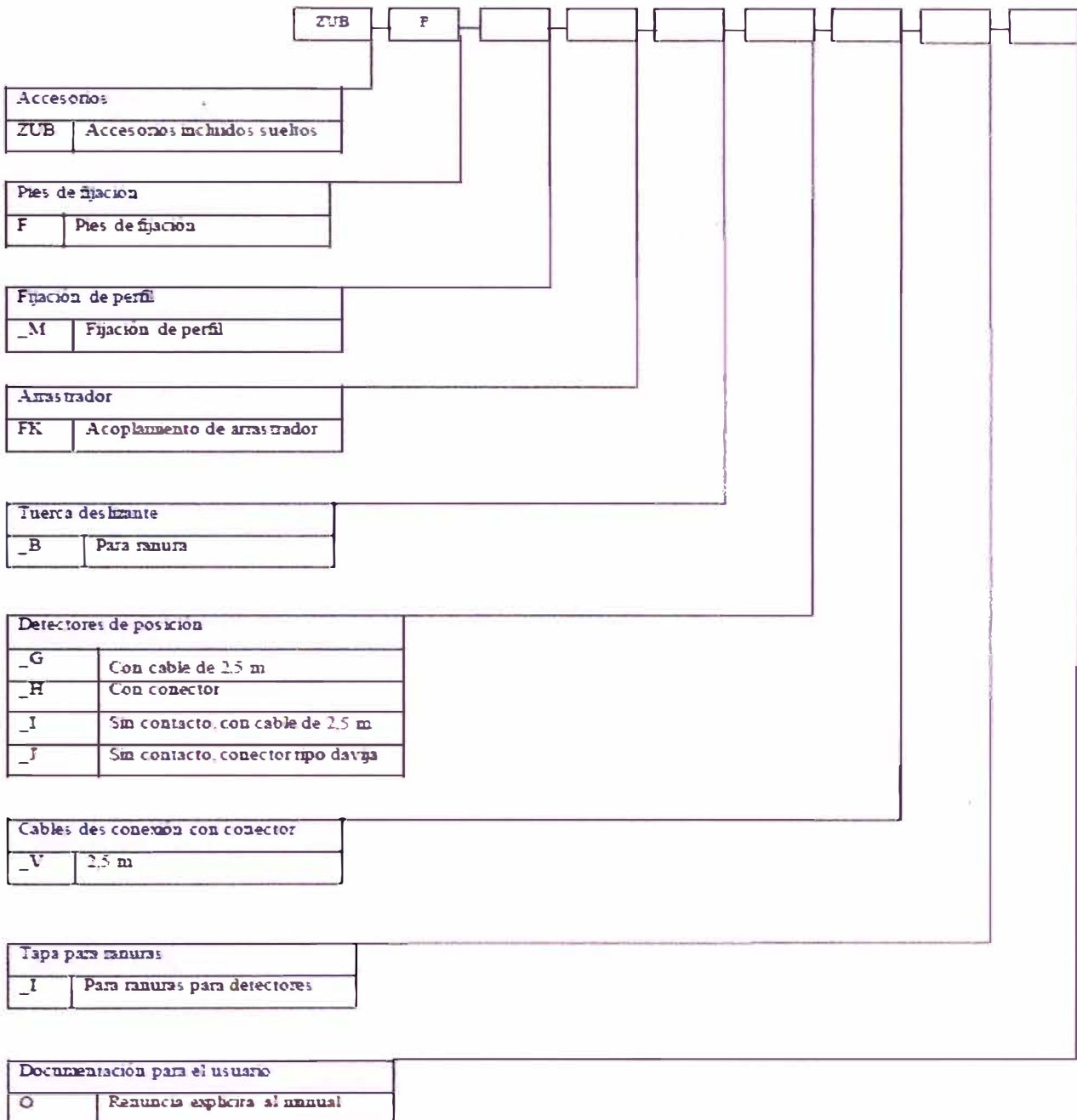
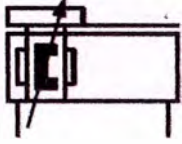


Figura 4.27 código del actuador.

Fuente: Catalogo www.festo.com

Hojas de datos

Función



-  - Diámetro
8 ... 63 mm

-  - Carrera
1 ... 8 500 mm

Tabla 4.6 datos técnicos generales

Datos técnicos generales								
Diámetro del émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Carrera	1 ... 1500	1 ... 2000	1 ... 3000	1 ... 8500			1 ... 5000	
Conexión neumática	M5			G 1/8		G 1/4		G 3/8
Funcionamiento	Doble efecto							
Construcción	Actuador sin vástago							
Tipo de arrastre	Cilindro ranurado, acoplamiento mecánico							
Guía	Ejecución básica							
Posición de montaje	Indistinta							
Amortiguación - +13								
DGC-...-P	Sin posibilidad de reg.		-					
DGC-...-PPV	-		Regulable en ambos lados					
DGC-...-YSR...	Ajuste automático en a.		-					
Carrera de amortiguación	-		16,5	15,5	17,5	29,5	29,8	31,1
Detección de posiciones	Par detectores de proximidad							
Tipo de fijación	Fijación de perfil							
	Pies de fijación							
	Montaje directo							
Velocidad máxima	1	1,2	3					

Fuente: Catalogo www.festo.com

Tabla 4.7 Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

Condiciones de funcionamiento y del entorno								
Diámetro del émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Presión de funcionamiento	2,5...8		2...8			1,5...8		
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:-:-]							
Notas sobre el fluido de trabajo/m	Es							
Temperatura ambiente ¹⁾	+5...+60	-10...+60						
Clase de resistencia a la corrosión	2							
ATEX	Tipos especiales -+ www.festo.com							

Fuente: Catalogo www.festo.com

- 1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores
- 2) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas ha moderado peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.

Tabla 4.8 fuerza (N) y energía de impacto (J)

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]								
Diámetro del émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Fuerza teórica con 6 bar	30	68	153	295	483	754	1178	1870
Energía de impacto en las posiciones finales	13							

Fuente: Catalogo www.festo.com

Tabla 4.9 Margen de ajuste en la posición final d [mm]

Diámetro del émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Amortiguación								
DGC-...-P/PPV	11,3...16,3	12,7...17,7	-					
DGC-...-YSR,YSRW	12,8...22,8	14...24	-					

Fuente: Catalogo www.festo.com

Materiales

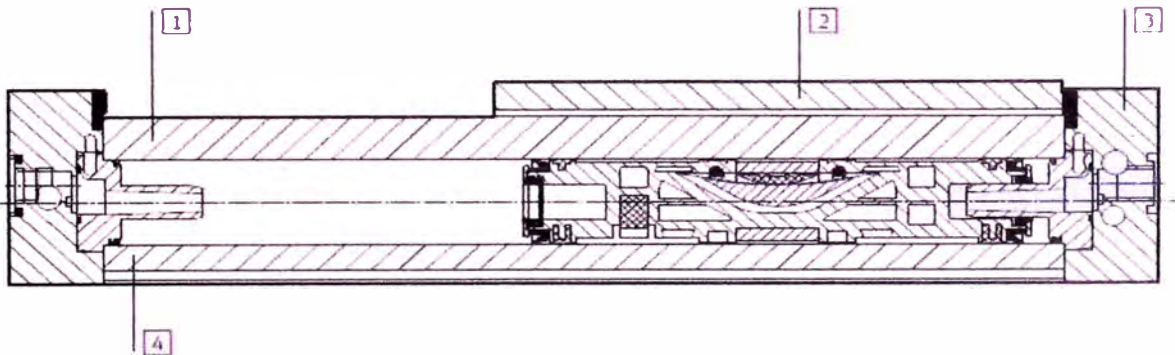


Figura 4.28 Vista en sección

Fuente: Catalogo www.festo.com

Tabla 4.10 materiales de las partes del actuador lineal

Actuadores lineales	
1 Carril de guía	Aluminio anodizado
2 Carro	Aluminio anodizado
3 Cula posterior	Aluminio anodizado
4 Camisa del cilindro	Aluminio anodizado
– Segmento	Poliuretano
– Cinta selladora	Poliuretano
– Elementos de deslizamiento	Poliacetal
Calidad del material	Conformidad con RoHS

Fuente: Catálogo www.festo.com

Valores característicos de la carga

Las fuerzas y los momentos indicados se refieren al centro de la superficie del carro.

No deberán superarse en funcionamiento dinámico. Además, debe

Tenerse en cuenta especialmente la operación de frenado.

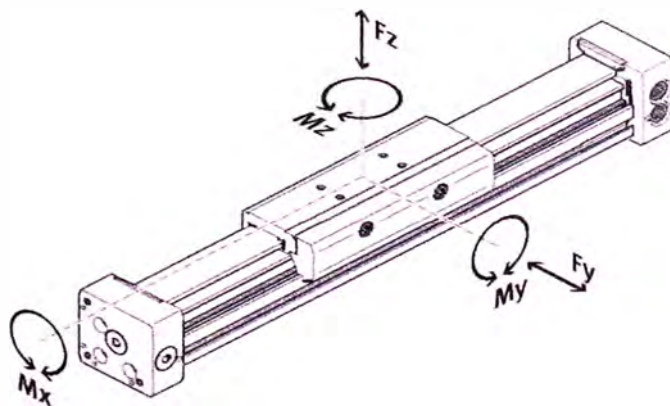


Figura 4.29 diagrama de Fuerzas y Momentos

Fuente: Catalogo www.festo.com

Fuerzas y pares admisibles									
Diámetro del émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63	
$F_{y\text{máx.}}$ [N]	150	300	70	180	250	370	480	650	
$F_{z\text{máx.}}$ [N]	150	300	340	540	800	1100	1600	2000	
$M_{x\text{máx.}}$ [Nm]	0,5	1,3	1,9	4	9	12	20	26	
$M_{y\text{máx.}}$ [Nm]	2	5	12	20	40	60	150	150	
$M_{z\text{máx.}}$ [Nm]	2	5	4	5	12	25	37	48	

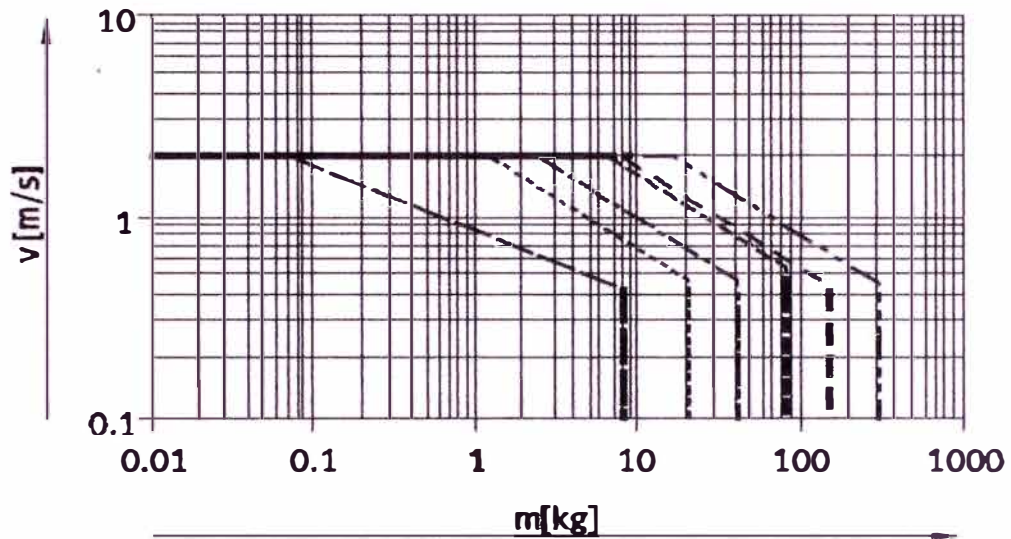
Tabla 4.11 Fuerzas y pares admisibles

Si los actuadores están expuestos a varias fuerzas y momentos, deberán respetarse las cargas máximas admisibles y deberá cumplirse la siguiente ecuación.

$$\frac{F_y}{F_{y\text{máx.}}} + \frac{F_z}{F_{z\text{máx.}}} + \frac{M_x}{M_{x\text{máx.}}} + \frac{M_y}{M_{y\text{máx.}}} + \frac{M_z}{M_{z\text{máx.}}} \leq 1 \quad \text{Velocidad } v$$

máxima admisible del émbolo en función de la carga útil m y de la distancia del centro de gravedad de la masa $r_{\text{máx}}$

Grafico 4.1 Diámetro del émbolo de 18... 63 con amortiguación PPV.



Fuente: Catalogo www.festo.com

Montaje en posición horizontal

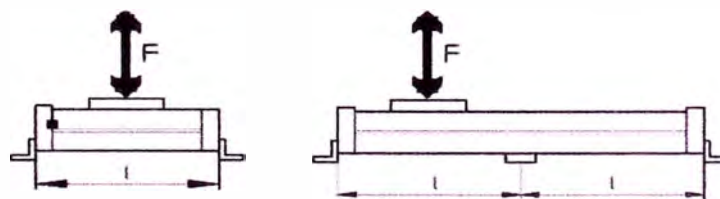
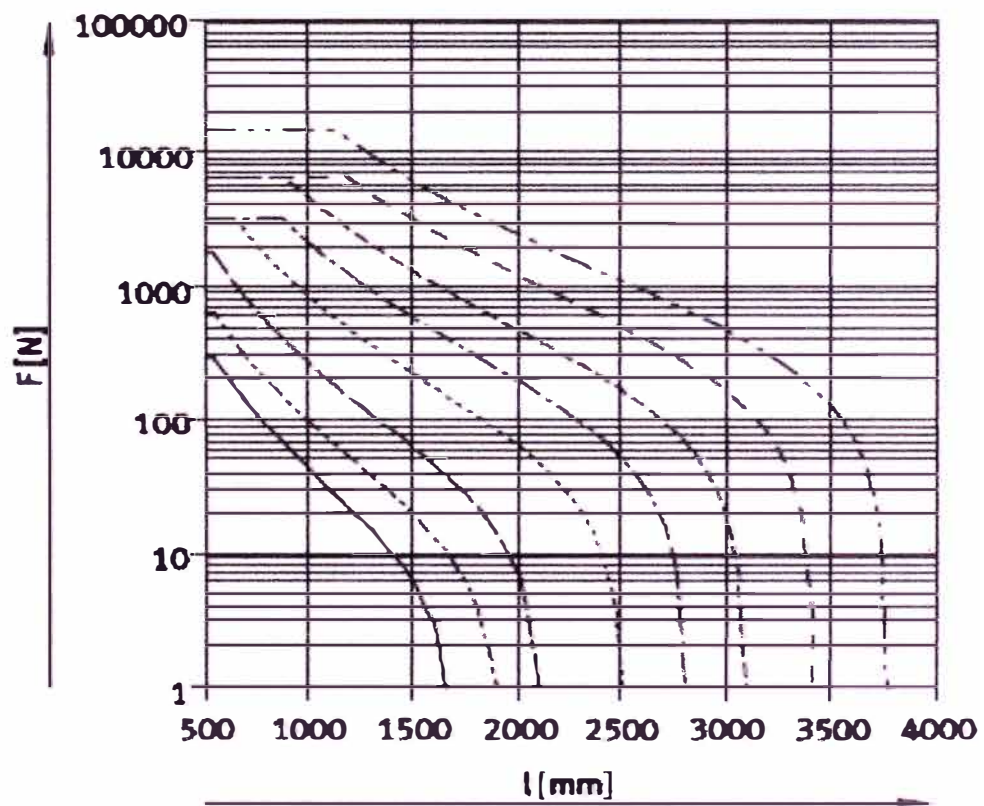


Fig. 4.31 Grafico de Diámetro del émbolo

Para evitar la flexión si las carreras son largas, deberá preverse en caso necesario un apoyo para el actuador.

Los siguientes diagramas pueden utilizarse para determinar la distancia máxima entre apoyos en función de la posición de montaje, de las fuerzas aplicadas y del peso propio.

Grafico 4.2 Distancia máxima entre apoyos en función de la posición de montaje.



Fuente: Catalogo www.festo.com

Fig. 4.32 Grafico de distancia entre apoyos

Tabla 4.12 Código del pedido

Tablas para realizar los pedidos												
Tamaño		8	12	18	25	32	40	50	63	Condi-	Códig	Entrad
M	Nº de artículo	53090	53090	53244	53244	53244	53244	53245	53245			
	Función	Actuador lineal									DGC	DGC
	Diámetro [m]	8	12	18	25	32	40	50	63		-...	
	Carrera [m]	1...150	1...200	1...300	1...8500			1...5000			-...	
	Guía	Ejecución básica									-G	-G
	En ambos sentidos	Anillos y discos elásticos									-P	
	Regulable en			Amortiguación neumática							-PPV	PPV
	Autorregulable	Amortiguadores		-	-	-	-	-	-		-YSR	
		Amortiguadores									-	
	Detección de posiciones	Paradetectores de posición									-A	-A
O	Conexión de aire comprimido	En el lado derecho										
		-	-	En el lado izquierdo o en ambos lados							-DL	
	Lubricación	-	-	Estándar								
		-	-	Apto para alimentos							-H1	
O	Accesorios	Incluidos sueltos (para montaje posterior)									ZUB-	ZUB-
	Pies de fijación	1									F	
	Fijación de perfil	1...9									...M	
	Arrastrador	Acoplamiento de arrastrador									FK	
	Ranura para la fijación de la tuerca	-	-	-	1...9					...B		
	Detectores de Cable de 2,5	1...9									...G	
	Conector M8	1...9									...H	
	Detectores sin cont Cable de 2,5	1...9									...I	
	Conector M8	1...9									...J	
	Cables de conexión M8, 2,5m	1...9									...V	
	Tapas para ranura de detectores	-	-	1...9					...L			
	Documentación para	Renuncia explícita al manual									-O	

Fuente: Catálogo www.festo.com

4.3.6. Calculo de los pernos

En la Fig. 4.25 se observa que los pernos tienen como función principal fijar y sostener el actuador hidráulico, que se considera que los accesorios y placas de soporte tienen un peso total de 294 N (30 kg) y trabaja al corte.

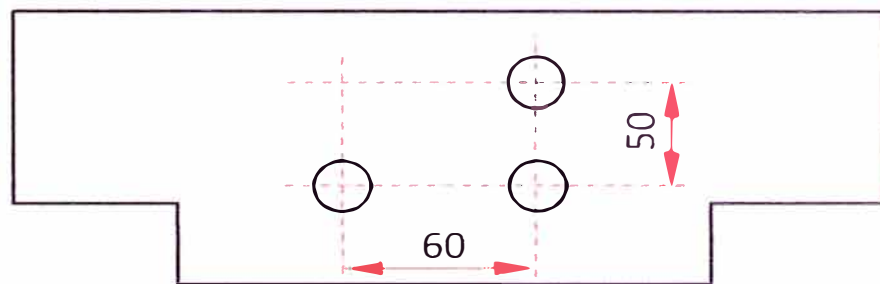


Figura 4.32 Ubicación de agujeros de pernos.

Fuente: Elaboración propia

Carga total	294 N
Número total de pernos	6 N
Carga sobre un perno	49,05 N
Resistencia del perno	150 N/mm ²
Área útil mínima del perno	0.33 mm ²
Perno de Diámetro	M10 x15 mm
Material	ASTM A36

4.3.7. Cálculo de la soldadura

La unión del carril de guía con la viga de soporte se realiza por medio de un cordón de soldadura que tiene la forma de un rectángulo de 40 x 76 mm como se muestra en la Fig.4.26.

Este cordón de soldadura está sometido a un momento flector 1182N·m y a una fuerza de corte de 1 839 N.

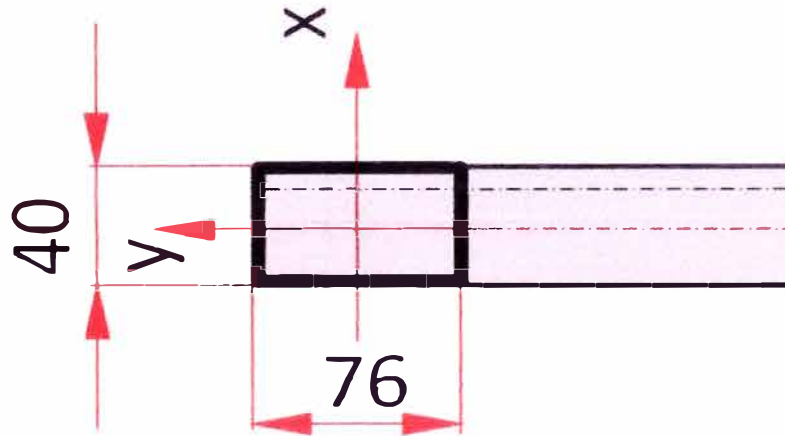


Figura 4.33 Cordón de soldadura

Fuente: elaboración propia

Momento de inercia de dos cordones con respecto al eje x-x

$$I_{xx} = \left(\frac{m^3}{6} \right)$$

Momento de inercia también de dos respecto al eje y-y es:

$$I_{yy} = \frac{n \cdot m^2}{2}$$

Momento de inercia total respecto a X:

$$I_x = I_{xx} + I_{xy}$$

El modulo del cordón es:

$$S = \frac{m^2}{3} + m \cdot n$$

Considerando que:

$$m = 76 \text{ mm}$$

$$n = 40 \text{ mm}$$

$$S = \frac{76^2}{3} + 76 \cdot 40$$

$$S = 4\,965 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo de tensión producido por flexión es:

$$M = 1\,182 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$f_M = \frac{M}{S}$$

$$f_M = \frac{1\,182\,480}{4\,965}$$

$$f_M = 238 \text{ N/mm}$$

El esfuerzo causado por la fuerza cortante en un cordón de longitud L_w es:

$$f_t = \frac{V}{L_w}$$

La longitud del cordón de soldadura es:

$$L = 2 \cdot (m + n)$$

$$L = 2 \cdot (76 + 40)$$

$$L = 232 \text{ mm}$$

$$f_t = \frac{1839}{232}$$

$$f_t = 7,9 \text{ N/mm}$$

El esfuerzo total se expresa como:

$$f = \sqrt{f_M^2 + f_t^2}$$

$$f = \sqrt{238^2 + 7,9^2}$$

$$f = 238,3 \text{ N/mm}$$

Se utiliza una soldadura E6011, tomando de manera conservadora:

$$S_w = 60,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (9\,600 \text{ psi})$$

Entonces el tamaño mínimo del cordón de soldadura es:

$$w = \frac{f}{S_w} \qquad w = \frac{238,3}{60,18}$$

$$w = 3,60 \text{ mm}$$

Como el espesor de la plancha del carril es de 8 mm le corresponde un tamaño mínimo de filete de 4,76 mm (3/16") por lo que se selecciona una soldadura de 4,76 mm (3/16)

CAPITULO 5
EVALUACION DE COSTOS

5.1. Detalle de materiales aportados por contratista

Tabla 5.1Detalle de materiales aportados por contratista.

ITEM	DESCRIPCION	UN.	CANT.	P/U.	S/. V. T.
1	ACTUADOR LINEAL SIN VASTAGO DGC-25-350-G-PPV-A-ZUB-F	C/U	2	1800.00	3600.00
2	EJE DE ACERO VCL DE D=1 1/2", L=400mm	C/U	4	19.00	76.00
3	PLANCHA DE 20mm DE 550mmx200mm	C/U	2	82.00	164.00
4	RODAMIENTO RIGIDOS DE BOLAS SKF 6305 -2RS	C/U	8	14.00	112.00
5	OXIGENO	m ³	2	32.00	64.00
6	ACETILENO	m ³	2	32.00	64.00
7	DISCOS DE CORTE DE 7"	C/U	6	8.00	48.00
8	DISCOS DE DESBASTE DE 7"	C/U	1	8.00	8.00
9	EJE DE VCL DE D=33mm, L=55	C/U	8	5.00	40.00
10	ELECTRODO UTP 65 DE 1/8"	Kg	1/2	150.00	75.00
11	ELECTRODO 6011	Kg	1/4	16.00	4.00

12	ELECTRODO SUPERCITO	Kg	1/4	16.00	4.00
13	PERNOS M8x20mm, CON ARANDELA PLANA Y PRESION	C/U	16	1.50	24.00
14	PERNOS M6x30mm, CON ARANDELA PLANA Y PRESION	C/U	12	1.00	12.00
15	CANAL U DE ANCHO=82mm, ALTURA=40mm, ESPESOR=8mm LONGITUD 560mm	C/U	4	34.00	136.00
16	PLANCHA DE 3/8" DE LARGO=815mm DE ANCHO=125mm	C/U	2	48.00	96.00
17	PLATINA DE ANCHO=1", DE ESPESOR=1/8", DE LONGITUD=560mm	C/U	4	4.00	16.00
18	PLANCHA DE 3/8" DE LARGO=270mm DE ANCHO=80mm	C/U	4	10.50	42.00
19	BASE EPOXICA	gl	1/4	80.00	20.00
20	PINTURA TECNO GLOS	gl	1/4	92.00	23.00
21	MATERIALES CONSUMIBLES (LIJAS, THINER, MASILLA)	TOTAL	1	40.00	40.00
TOTAL					4,668.00

Fuente: Elaboración propia.

5.2. Detalle de mano de obra aportado por contratista.

Tabla 5.2 Detalle de mano de obra aportado por contratista.

ITEM	ESPECIALIDAD	PERSONAS	H - H	S/HORA	S/. V. TOTAL
1	SUPERVISOR	1	16	20	320.00
2	SOLDADOR	1	16	18	288.00
3	MECANICO	2	16	14	448.00
4	TORNERO	1	6	16	96.00
5	FRESADOR	1	16	16	256.00
6	CEPILLADOR	1	6	16	96.00
7	PINTOR	1	8	14	112.00
TOTAL					1,616.00

Fuente: Elaboración propia.

5.3. Detalle de equipos y servicios aportado por contratista.

Tabla 5.3 Detalle de equipo y servicios aportados por contratista.

ITEM	EQ. Y SERVICIOS	N° EQ.	N° D/H	H-M-D	S/. V. T.
1	ESMERIL DE MANO.	1	2	15	30.00
2	EXTENSIONES MONOFASICAS	1	2	15	30.00
3	EQUIPO DE OXICORTE	1	2	25	50.00
4	TORNO	1	6	20	120.00
5	FRESA	1	16	25	400.00
6	CEPILLO	1	6	16	96.00
7	CORTE Y DOBLEZ	1	1	90	90.00
8	MÁQUINA DE SOLDAR ELECTRICA	1	2	25	50.00
9	TRANSPORTE	1	1	50	50.00
TOTAL					916.00

Fuente: Elaboración propia.

5.4. Resumen de los costos de materiales, mano de obra, equipos y servicios y gastos generales y utilidad.

Tabla 5.4 Resumen de los costos.

MANO OBRA S/.	MATERIAL Y CONSUMIBLES S/.	GASTOS GENERALES S/.	UTILIDAD S/.	VALOR TOTAL S/.	Validez de la Oferta	Plazo de Ejecución
1,616.00	4,668.00	916.00	1,800.00	9,000.00	30 DIAS	07 DIAS

Fuente: Elaboración propia.



YRS Asociados s.r.l.
Ingeniería que Diseña, Instala y Efectúa Mantenimiento a Equipos Industriales

YRS-636-10-CT

Lima, 05 de Octubre del 2010

Señores:

CORPORACIÓN LINDLEY S.A.
Av. Abelardo Quiñones N° 186
Callao.

Atn.: ING: HERNÁN RAMÍREZ
Dpto. de Mantenimiento

Ref.: Cotización

Estimados señores:

Por medio de la presente nos es muy grato dirigirle la siguiente cotización:

CANT	DESCRIPCIÓN	V. V. UNIT.
01	FABRICACION DE MECANISMO DE ACOMODO DE PARIHUELA EN L-4. Que comprende: <ul style="list-style-type: none"> - Dos actuadores lineales DGC 25-350-6. - Dos guías de 82mmx40mmx55mm de longitud. - Placa móvil de 16mm de espesor, 200mmx550mm con 04 rodajes, 02 soportes de barra redonda de acero SAE 1045 de diámetro 25mm y longitud 400mm. - Pintado con base anticorrosivo y acabado epóxico. 	S/. 9,000.00

CONDICIONES DE LA OFERTA:

VALOR DE VENTA TOTAL : S/. 9,000.00 + IGV
TIEMPO DE ENTREGA : 06 días
FORMA DE PAGO : Factura a 30 días.

Sin otro particular, a la espera de sus gratas noticias, quedamos de Uds.

Atentamente,

Figura 4.10 Cotización.

Fuente: Elaboración propia.

CONCLUSION

1. El sistema propuesto, de elevador de palés equipado con una placa con brazos accionado por un sistema neumático no se ha detenido por fallas causadas por atascamiento, resolviendo el problema del sistema antiguo que fallaba constantemente por atascamiento.
2. Los brazos cilíndricos del nuevo sistema sujetan y aseguran la primera parihuela de la ruma aunque tenga rotas los listones de madera de los extremos. Por su tamaño y separación, los brazos evitan que la ruma se desequilibre y produzca un atasco. Esta característica es la principal ventaja sobre el sistema antiguo de uñas.
3. La recuperación del capital y la producción de ganancias es inmediata. Las pérdidas causadas por las fallas del equipo antiguo se han calculado que ascienden a S/. 27 600 en un solo turno. Este ahorro representa tres veces el costo de 9000 soles del equipo. Es decir en un solo turno se paga el equipo y además ha producido una utilidad neta de 200 % del costo de inversión.
4. El equipo Selector de palés anterior podía levantar como máximo 10 palés, el nuevo mecanismo puede levantar un máximo de 15 palés (750 Kg). Esto aumenta la productividad.

RECOMENDACIONES

1. Hacer un estudio a los equipos que constantemente fallan, realizar un informe y proponer la modificación o fabricación de mecanismos que eliminen las fallas.
2. Este mecanismo está a prueba durante un periodo de 5 años, luego de este periodo se realizara un estudio para calcular en cuanto aumento la eficiencia de producción de la línea, se recomienda la instalación de este mecanismo a todos los equipos Selector de Palés.
3. La empresa realiza servicios de mantenimiento, también se puede fabricar equipos o mecanismos que aumenten la eficiencia.

BIBLIOGRAFIA

Libros

1. Ferdinand P. Beer / E. Russell Johnston, Jr. / John T. Dewolf / David F. Mazurek, Mecánica de Materiales, Quinta Edición 2010.
2. Fortunato Alva Dávila, Diseño de Elementos de Maquinas II, Edición 2005.
3. ASTM: American Society for Testing and Materials
4. Virgil Moring Faires, Diseño de Elementos de Maquinas, Edición 1995.
5. A. Huapaya / J. Zavaleta / M. Echevarria, Diseño Mecánico, Edición 1986.

Tesis

1. Rondinel Armando, Diseño mecánico mejorado de los mecanismos de dosificación y transporte en una Paletizadora con accionamiento hidráulico para un flujo de 3000 cajas/hora, Tesis para optar el título de Ingeniero mecánico. UNI. 1996. Cap. 4.

Manuales y Catálogos

1. Festo, Actuadores Lineales DGC, 2013.
2. Soco System, Apilado y desapilado de palés, 2013.
3. Logística Comercial. ENVASES Y EMBALAJES. Unidad de Carga, 2013

Información de Internet

1. FESTO, datos de interés, disponible en: www.festo.com/catalogue
2. SKF, datos de interés, disponible en: www.skf.com/pe/
3. SOCO SYSTEM, datos de interés, disponible en: www.socosystem.com

ANEXO 1

YRS ASOCIADOS S.R.L
 IR JULIO DELGADO 358
 LIMA - Peru
 RUC 20265422510

FESTO

Orden de Compra:	Contacto: Miguel Ángel Dueñas
------------------	---

RUC: 20265422510	Teléfono: 5748784	Fax: 5748784
---------------------	----------------------	-----------------

Forma de entrega: Condición general	Condición de pago: Pago de contado.
---	---

Descripción:	Material	Precio Unitario	Cantidad	Total
Item 1 ACTUADOR LINEAL DGC-25-350-G-PPV-AZUB-F DGC-25-350-G-PPV-A ZUB-F	***532447	1,740.13	1 PZ	1,740.13
Plazo de Entrega: 22 Días hábiles				
Total				1,740.13

Valores en Soles, no incluye IGV.

***No se acepta la devolución de estos materiales debido a sus condiciones particulares.
 Toda devolución de producto facturado genera el cobro de S/150.00 más IGV por gastos administrativos.

Att.: _____
 Contact Center
 festo.peru@pe.festo.com

Cotización

15084661

Fecha:
23/09/2013

Validar:
22/11/2013

Página:
1 de 2

No. de cliente:
29000354

Festo S.R.L

Calle Amador Merino Revilla
 480 - San Isidro
 Lima
 Peru
 Tel: (51) 219 6960
 Fax: (511) 219 6973
 RUC: 20507821660
www.festo.com/pe

ANEXO 2

V 945	AISI : 1045
H	DIN : CK 45
	W N° : 1.1191

Tipo de aleación : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo
 Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD

Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.

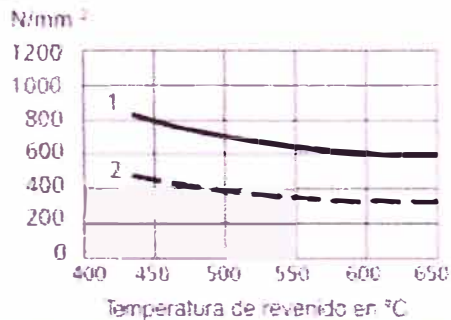
APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar: 1100 - 850 °C
 Normalizar: 840 - 870 °C
 Recocer: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
 Temple: al agua (*) 820 - 850 °C
 Dimensiones menores: al aceite 830 - 860 °C
 Revenido: Según el uso 100 - 300 °C
 Nitrurado: en baño de sal 580 °C

SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia.

Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un pre-calentamiento. Electrodo BÖHLER UTP 6020 ó 6824LC.



1.- Resistencia a la tracción
 2.- Límite de Fluencia

Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Alargamiento (Lo = 5d) min. %	Contracción min. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

ANEXO 3

Planchas Gruesas

Especificaciones Generales		Espesor mm.	Peso Teórico kg/m ²
Espesores: 6.00 a 100.00 mm.	Anchos: 2000 y 2440 mm.	6,00	48,00
Largos: 3.0 - 6.0 - 9.0 y 12.0 mts.	Calidades: A36 - A515 - A572.	8,00	64,00
		10,00	80,00
		12,00	96,00
		14,00	112,00
		16,00	128,00
		18,00	144,00
		20,00	160,00
		22,00	176,00
		25,00	200,00
		32,00	256,00
		38,00	304,00
		50,00	400,00
		65,00	520,00
		75,00	600,00
		100,00	800,00



b/c	1	1.5	2	3	6	10	∞
α	0,208	0,231	0,246	0,267	0,299	0,237	0.333

Tubo LAF ASTM A513



Dimensión	DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m								
	Espesores (mm)								
	0.6	0.7	0.75	0.8	0.9	1.0	1.2	1.5	
REDONDO	1 1/2"	0.178	0.207	0.221	0.235	0.252	0.289		
	5 8"	0.226	0.262	0.280	0.295	0.332	0.367	0.434	
	3 4"	0.273	0.317	0.338	0.355	0.403	0.445	0.528	0.619
	7 8"		0.372	0.397	0.423	0.473	0.523	0.622	0.766
	1"			0.466	0.485	0.544	0.602	0.716	0.884
	1 1/4"			0.573	0.611	0.655	0.758	0.901	1.118
	1 1/2"			0.691	0.730	0.826	0.915	1.092	1.354
	1 3/4"			0.838	0.861	0.967	1.072	1.280	1.589
	2"			0.926	0.966	1.108	1.228	1.468	1.824
	3"							2.220	
CUADRO	5 8"		0.319	0.341	0.363	0.406	0.449	0.533	
	3 4"	0.342		0.425	0.452	0.507	0.560	0.666	0.822
	7 8"	0.429		0.515	0.548	0.614	0.680	0.810	1.001
	1"	0.499		0.572	0.609	0.682	0.786	0.901	1.115
	1 1/4"			0.718	0.765	0.856	0.951	1.136	1.408
RECT.	1 1/2"				0.920	1.035	1.148	1.371	1.703
	1 2" x 1 1/2"			0.573	0.615	0.689	0.763	0.910	1.126
	1" x 2"			0.865	0.928	1.042	1.155	1.381	1.715

NORMA TÉCNICA DE FABRICACIÓN:

Las dimensiones y espesores se fabrican según la Norma ASTM A513 Tipo 2.

DESCRIPCIÓN:

Tubo fabricado con acero al carbono laminado en frío (LAF), utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW).

Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

PRESENTACIÓN:

Longitud : 6 m. Otras longitudes a pedido.
Acabado de extremos : Refrentado (plano), limpio de rebordes.
Recubrimiento : Aceitado.

USOS:

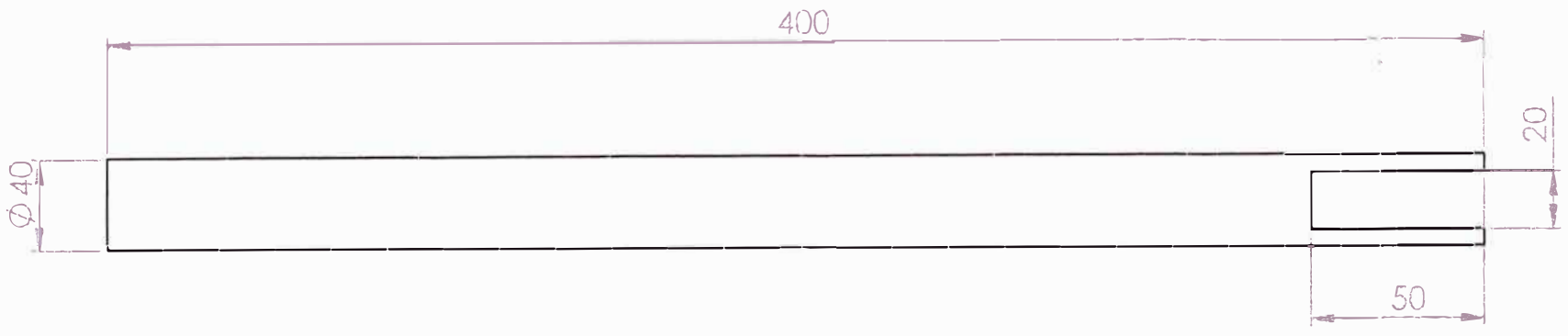
Tubo para estructuras ligeras, muebles, cerrajería en general y usos ornamentales.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

Espesor : Según Norma ASTM A513
Longitud : + 20 mm., - 5 mm

Rectitud

•Redondo : Variación máxima 0.76 mm/m
•Cuadrado y Rectangular : Variación máxima 1.70 mm/m



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO.	13-10-2010	MIGUEL DUEÑAS		PARTE 6 DE MECANISMO
APROBADO.				
ESCALA 1:2				NUMERO 6
MATERIAL:				SUSTITUYE A
SAE 1045				SUSTITUIDO POR

BARRA REDONDA SUJETA PALÉ

A

A

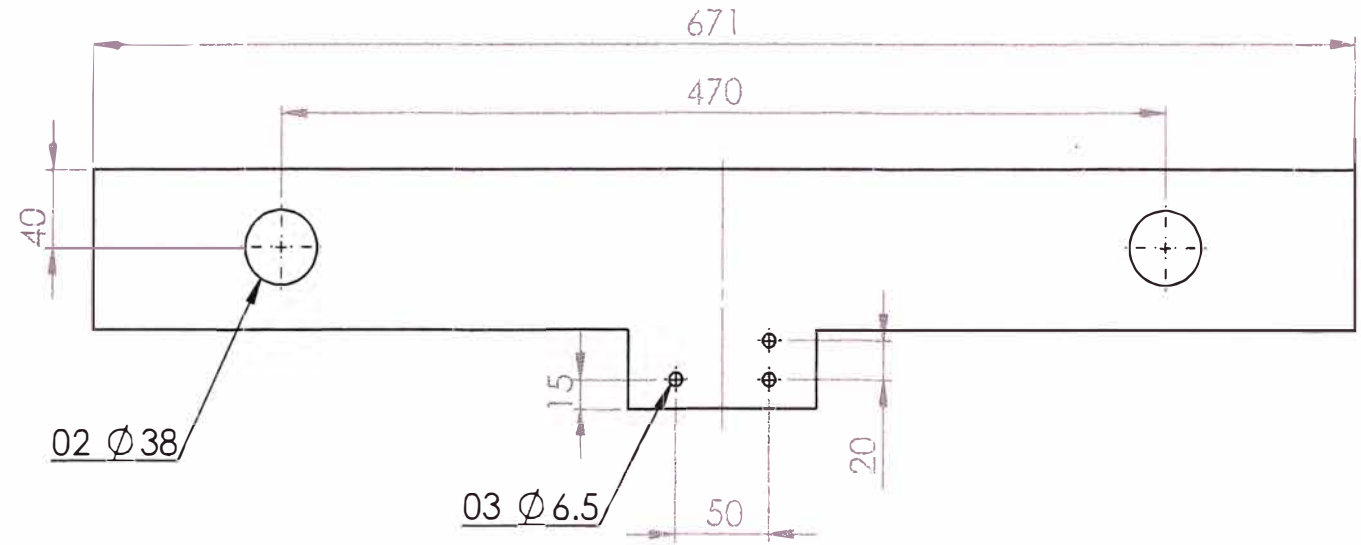
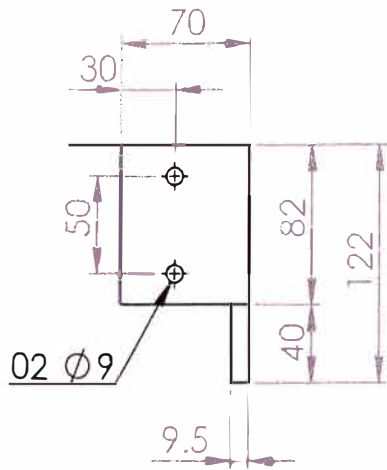
B

B

C

C

D

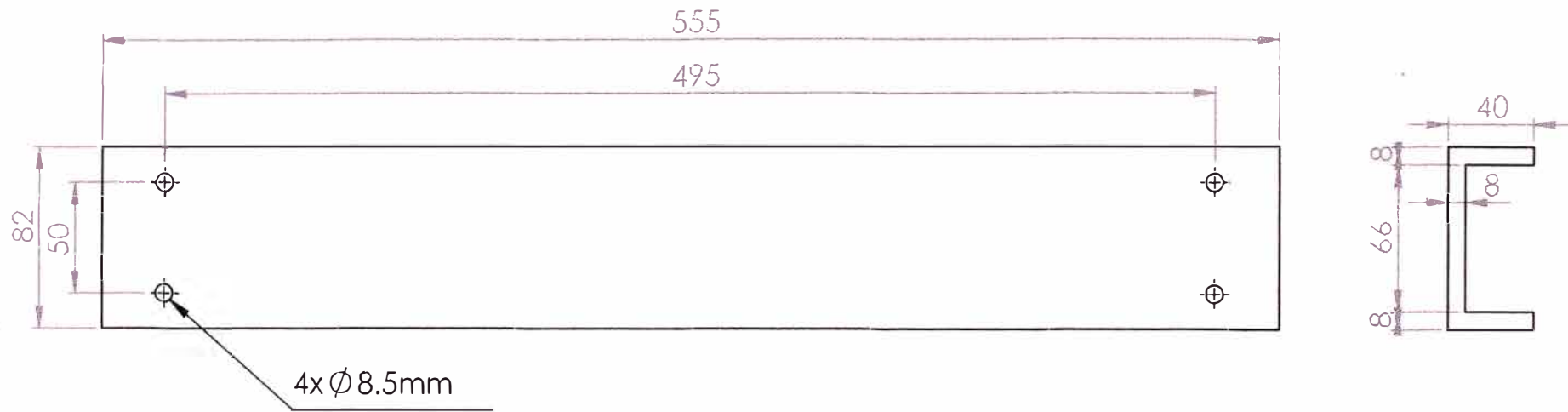


	FECHA	NOMBRE	FIRMA	PARTE DE MECANISMO
DIBUJADO.	13-10-2010	MIGUEL DUEÑAS		
APROBADO.				
ESCALA 1:4				NUMERO 7
MATERIAL: ACERO A 36				SUSTITUYE A
				SUSTITUIDO POR

BASE DE ACTUADOR

A

A



B

B

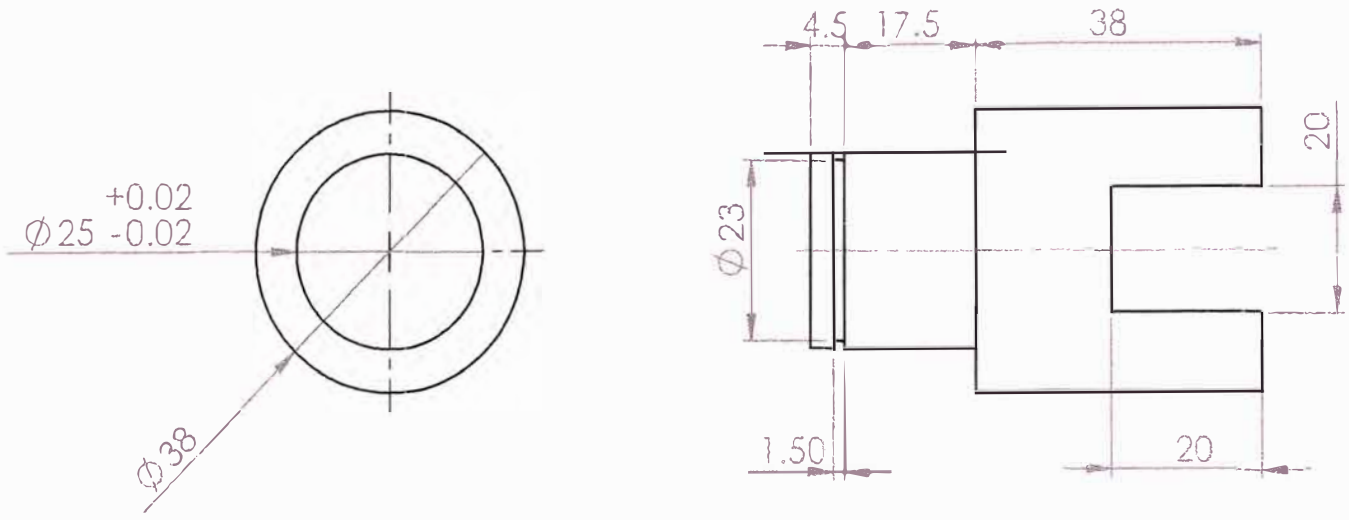
C

C

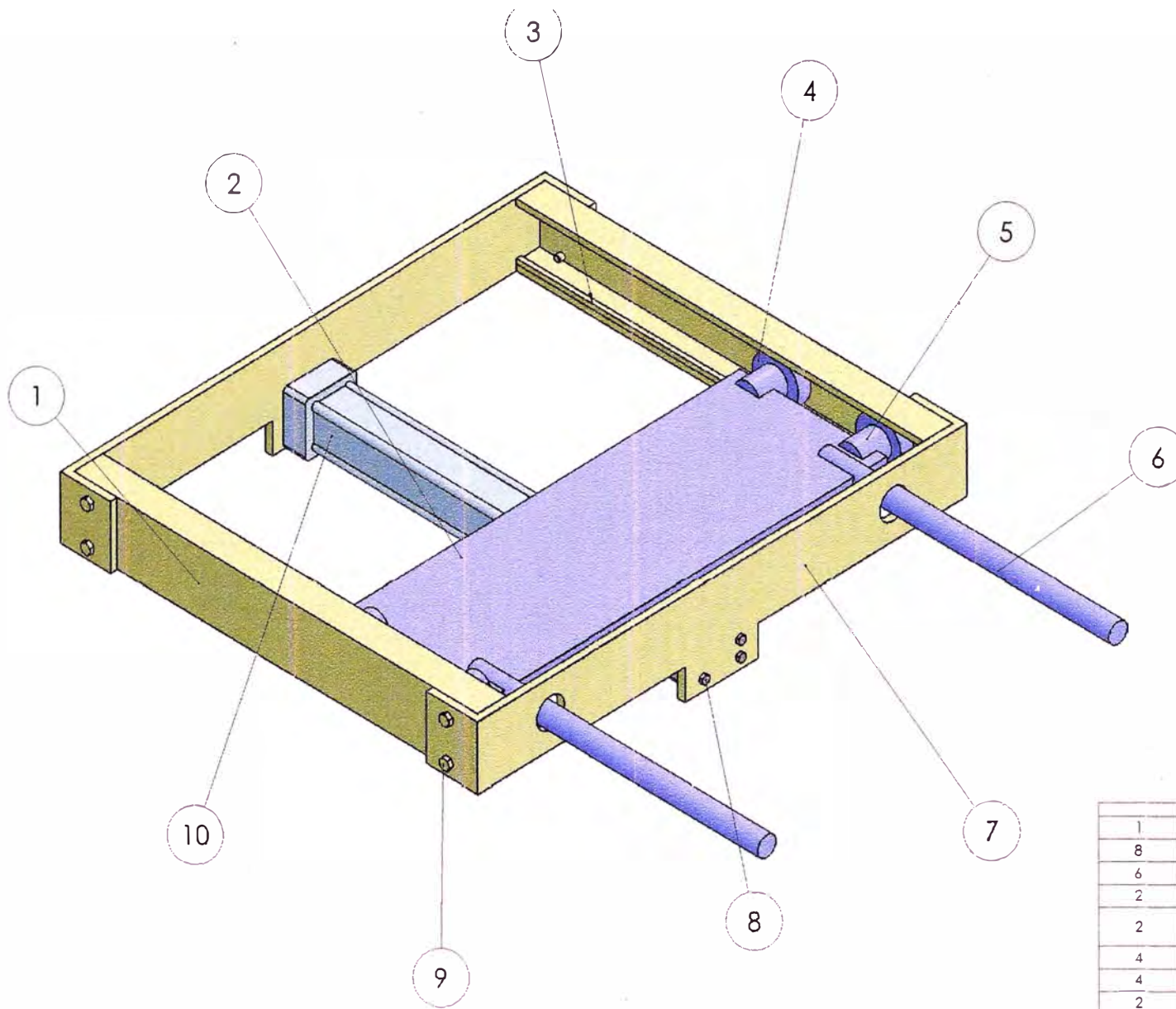
D

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO.	13-10-2010	MIGUEL DUEÑAS		PIEZA 1 DE MECANISMO
APROBADO.				
ESCALA 1:3				NUMERO: 1
MATERIAL: ACERO A36				SUSTITUYE A
				SUSTITUIDO POR

CANAL DE TRASLACION



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO.	13-10-2010	MIGUEL DUEÑAS		PARTE 5 DE MECANISMO
APROBADO.				
ESCALA				NUMERO
MATERIAL:				SUSTITUYE A
ACERO SAE 1045			EJE SOPORTE DE RODAMIENTO DE PLACA MOVIL	SUSTITUIDO POR



1	ACTUADOR DGC 25-350-G	10	ALUMINIO
8	PERNOS M8x20	9	ACERO GRADO 8
6	PERNOS M6x20	8	ACERO GRADO 8
2	TAPAS SOPORTES DE PISTON	7	ACERO ESTRUCTURAL A36
2	BARRA REDONDA SOPORTE DE PALES	6	ACERO SAE 1045
4	EJE DE PLACA MOVIL	5	ACERO VCL AISI 4140
4	RODAMIENTO DE BOLAS	4	ACERO
2	BARRA CUADRADA	3	ACERO ESTRUCTURAL A36
1	PLACA MOVIL	2	ACERO ESTRUCTURAL A36
2	CANAL U	1	ACERO ESTRUCTURAL A36
CANTIDAD	DENOMINACION	MARCA	MATERIAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA 1:3

05/10/2010

DISEÑO DE MECANISMO ELEVADOR DE PAHUELAS

ELEVADOR DE PALES

PLANO N°1

A

A

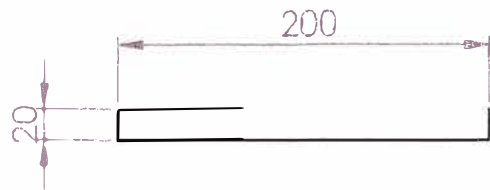
B

B

C

C

D



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	
DIBUJADO.	13-10-2010	MIGUEL DUEÑAS		PARTE 2 DE MECANISMO
APROBADO.				
ESCALA				
MATERIAL: ACERO A 36				PLACA MOVIL
				NUMERO
				SUSTITUYE A
				SUSTITUIDO POR

