



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**SEMIAUTOMATIZADO DE LA LÍNEA DE
PRODUCCIÓN N#3 PARA EL EMPACADO
EN CAJAS DE CARTÓN PARA ENVASES DE
GALÓN DE PRODUCTO TERMINADO DE
LA EMPRESA ALIMENTOS BERRIOS
ALBECA, C.A.**

Urb. Yuma II, Calle N° 3, Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (Master) - Fax: (0241) 871239



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**SEMIAUTOMATIZADO DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN N#3 PARA EL
EMPACADO EN CAJAS DE CARTÓN PARA ENVASES DE GALÓN DE
PRODUCTO TERMINADO DE LA EMPRESA
ALIMENTOS BERRIOS ALBECA, C.A.**

Informe de Pasantías presentado como requisito para optar por el título de:

INGENIERO MECÁNICO

Empresa: Alimentos Berrios ALBECA, C.A, Valencia, Estado Carabobo.

Autor:

Jesús Rafael Lugo Rojas.

C.I.: V-24.571.033

Tutor:

Ing. Giovanni Pizzella P.

C.I.: V-4.455.859

San Diego, julio de 2017.



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SEMIAUTOMATIZADO DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN N°3 PARA EL
EMPACADO EN CAJAS DE CARTÓN PARA ENVASES DE GALÓN DE
PRODUCTO TERMINADO DE LA EMPRESA ALIMENTOS BERRIOS
ALBECA, C.A.

CONSTANCIA DE ACEPTACIÓN

Ing. Giovanni Pizzella P.
C.I.: V-4.455.859
Tutor Académico

Ing. Leonardo Silva.
C.I.: V-18.412.946
Tutor Empresarial

ALBECA
Mantenimiento

Autor:
Jesús Rafael Lugo Rojas
C.I.: V-24.571.033

San Diego, junio de 2017



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Giovanni Pizzella P. portador de la cédula de identidad N° 4.455.859, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el ciudadano Jesús Rafael Lugo Rojas portador de la cédula de identidad N° 24.571.033, titulado **SEMIAUTOMATIZADO DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN N°3 PARA EL EMPACADO EN CAJAS DE CARTÓN PARA ENVASES DE GALÓN DE PRODUCTO TERMINADO DE LA EMPRESA ALIMENTOS BERRIOS ALBECA, C.A.** Presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, mes de junio del año dos mil diecisiete.

Ing. Pizzella Giovanni
C.I: V-4.455.859

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
RESUMEN	xv
INTRODUCCIÓN	1

CAPÍTULO

I LA EMPRESA

1.1 Ubicación.....	4
1.2 Descripción.....	4
1.3 Reseña Historica.....	5
1.4 Misión.....	7
1.5 Visión.....	7
1.6 Política de Seguridad, Salud Laboral y Ambiente.....	8
1.7 Política de la Calidad.....	9
1.7.1 Objetivos de la Calidad.....	9
1.8 Productos.....	9
1.12 Estructura Organizativa.....	10

II EL PROBLEMA

2.1 Planteamiento del problema.....	13
2.2 Formulación del problema.....	14
2.3 Objetivos de la investigación.....	14
2.3.1 Objetivo general.....	14
2.3.2 Objetivos específicos.....	14
2.4 Justificación.....	15
2.5 Alcance.....	15
2.6 Limitaciones del estudio	16

III MARCO REFERENCIAL CONCEPTUAL

3.1 Antecedentes.....	17
3.2 Bases teóricas.....	19
3.2.1 Cadenas transportadoras.....	19
3.2.2 Tipos de cadenas.....	21
3.2.3 Ventajas y desventajas.....	21
3.2.4 Accesorios para cadenas	22
3.2.5 Factores de seguridad.....	26
3.2.6 Ambientes hostiles.....	26
3.2.7 Partes de un transportador de cadena.....	27
3.2.8 Sistemas de transmisión de cadena (Piñón-Catalina).....	28
3.2.9 Selección del sistema transportador.....	30

3.2.10 Elección del paso.....	31
3.2.11 Número de dientes.....	31
3.2.12 Velocidad lineal de las cadenas transportadoras.....	32
3.2.13 Duras condiciones.....	32
3.2.14. Proceso de cálculo de la cadena.....	34
3.2.15 Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena.....	35
3.2.16 Transportadores del grupo “C”.....	36
3.2.17 Calculo de la tracción de trabajo de la cadena.....	37
3.2.18 Otras fuerzas que actúan sobre la cadena.....	39
3.2.19 Potencia.....	40
3.2.20 Longitud de la cadena.....	41
3.2.21 Manipulación de una Cadena.....	41
3.2.22 Lubricación.....	42
3.2.22.1 Tipos de Entornos.....	42
3.2.22.2 Métodos de Lubricación.....	44
3.2.23 Factores de diseño.....	46
3.2.23.1 Factor de seguridad.....	46
3.2.24 Esfuerzos.....	47
3.2.25 Neumatica.....	64
3.2.25.1 Generación de aire comprimido.....	65
3.2.25.2 Propiedades del aire comprimido.....	67
3.2.25.3 Aplicaciones del aire comprimido.....	68
3.2.26 Cilindro neumatico de movimiento lineal.....	69
3.2.27 Cálculo de los cilindros neumáticos.....	70
3.2.27.1 Fuerza del cilindro.....	70
3.2.27.2 Fuerza de carga del cilindro.....	71
3.2.27.3 Consumo de aire.....	72
3.2.27.4 Velocidad del pistón y amortiguamiento.....	73
3.2.28 Válvulas distribuidoras.....	74
3.2.29 Diseño de árboles o ejes de transmisión.....	75
3.2.30 Rodamientos.....	86
3.2.31 Motores Eléctricos.....	89
3.2.31.1 Tipos de motores eléctricos.....	91
3.2.31.2 Usos.....	93
3.2.31.3 Cambio de sentido de giro.....	93
3.2.31.4 Regulación de velocidad.....	93
3.2.32. Reductores de velocidad.....	93
3.2.32.1 Tipos de reductores de velocidad.....	94
3.2.32.2 Características de los reductores de velocidad.....	97
3.2.33 Sensores.....	97
3.2.31 Tipos de sensores.....	98
3.2.34 Automatización	104
3.2.35 PLC.....	106

3.3. Definición de términos básicos.....	107
IV FASES METODOLÓGICAS	
4.1 Fase Metodológicas.....	109
V RESULTADOS	
5.1 Diagnóstico de la situación actual y análisis de los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso....	111
5.2 Determinación y diseño del sistema de transportación más apropiado.....	114
5.2.1 Determinación del sistema de transportación más apropiado.....	114
5.2.2 Diseño del sistema de transportación más apropiado (transportador de cadena plástica),.....	114
5.3 Diseño del mecanismo de empaçado de los envases de galón.	132
5.3.1 Función principal.....	132
5.3.2 Propuestas de diseño.....	132
5.3.2.1 Propuesta de soluciones para el mecanismo de empaçado.....	133
5.3.3 Selección de la mejor solución.....	134
5.3.4 Especificaciones de la propuesta seleccionada y los beneficios de su implementación.....	135
5.3.5 Descripción de funcionamiento del mecanismo de empaçado.....	135
5.3.6 Cálculo y selección de los cilindros neumáticos.....	142
5.3.7 Cálculo de T1, T2, T3 y T4.....	145
5.4 Diseño del sistema de cerrado de los empaques de cartón....	145
5.5 Evaluación de la factibilidad técnica y económica del proyecto.....	162
CONCLUSIONES	169
RECOMENDACIONES	171
REFERENCIAS	172
Impresas y electrónicas	
ANEXOS	
Anexo A.....	175
Anexo B.....	176
Anexo C.....	177
Anexo D.....	178
Anexo E.....	179

Anexo F.....	181
Anexo G.....	183
Anexo H.....	186
Anexo I.....	187
Anexo J.....	188
Anexo K.....	198

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura		Pp
1	Ubicación de Alimentos Berrios ALBECA, C.A.....	4
2	Estructura organizativa de Alimentos Berrios ALBECA, C.A.....	11
3	Estructura organizativa del Departamento Técnico de Mantenimiento de Alimentos Berrios ALBECA, C.A.....	12
4	Eslabones de cadenas y diámetro de paso.....	21
5	Cadena de eslabón redondo.....	21
6	Cadena de eslabón de rodillos.....	21
7	Accesorios tipo K. a) K1, accesorio doblado, b) K1, soldados a la placa de unión y c) K2, atornillado a través del pasador hueco.....	23
8	Accesorios tipo F. a) F1, accesorios soldados a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario y b) F2, soldadas a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario.....	23
9	Pasadores de espigas y pasadores huecos extendido. a) Pasador de espiga montado a través de la conexión externa o interna, b) Pasador de espiga atornillado a través del pasador hueco y c) pasador hueco extendido.....	24
10	Barras de soporte. a) Barra de soporte atornillada a través del pasador hueco, b) Barra de soporte montada a través del eslabón externo o interno.....	24
11	Accesorios tipo G. a) Accesorio tipo G de placa externa, b) Accesorio tipo G soldado o remachado a la placa de unión.....	25
12	Accesorios tipo L. Accesorio tipo L en ambos lados del eslabón exterior.....	25
13	Partes de un transportador de cadenas.....	28
14	Sistema de transmisión de bicicleta piñón-corona-cadena.....	29
15	Identificación de las partes del sistema de transmisión.....	29
16	Tipo de transportador (tipo A).....	34
17	Tipo de transportador (tipo B)	34
18	Tipo de transportador (tipo C).....	35
19	Transportador inclinado.....	36
20	Transportador con curva catenaria.....	40
21	Mal manejo de una cadena.....	41
22	Manejo correcto de una cadena.....	41
23	(a) Paralelepípedo sometido a un momento flector MF puro; (b)	

	paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.....	49
24	Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes.....	51
25	Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión F; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.....	53
26	Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión F; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.....	53
27	Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión F; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.....	54
28	Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión.....	55
29	Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.....	58
30	(a) Volumen Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.....	59
31	Diagrama del círculo de Mohr.....	60
32	Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.....	61
33	Proceso de compresión en compresor de pistón con ejecución de válvulas de disco de acero inoxidable.....	66
34	Moderno compresor centrífugo de alta velocidad con accionamiento directo.....	67
35	Cilindro neumático.....	70
36	Pandeo del vástago del pistón.....	73
37	Fuerzas en ruedas dentadas de cadenas.....	78
38	Tipos de cuñeros.....	80
39	Tipos de chaflanes.....	82
40	Gráfica para obtener Cs.....	84
41	Tipos de rodamientos.....	86
42	Cadena TableTop marca REXNORD.....	115
43	Envase de galón.....	115
44	Piñón de 23 dientes TableTop.....	116
45	Diagrama esquemático de la dirección de fuerzas tangenciales en la rueda dentada.....	119
46	Motorreductor Renold.....	120
47	Especificaciones del trayecto de ida de la cadena.....	121
48	Cama de la cadena para el retorno.....	121

49	Catenaria para la cadena.....	122
50	Diseño propuesto del eje conductor.....	123
51	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	123
52	Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente.....	125
53	Diseño final del eje conductor.....	128
54	Especificaciones de la chaveta del eje.....	128
55	Diseño de la base que soportará al transportador.....	129
56	Análisis de Von Mises en la base.....	130
57	Análisis del coeficiente de seguridad.....	130
58	Diseño final del transportador.....	131
59	Altura del diseño final del transportador.....	131
60	Propuesta 1.....	132
61	Propuesta 2.....	133
62	Propuesta 3.....	133
63	Posición de los cilindros neumáticos P1 y P2 junto con el sensor S1.	134
64	Agrupado de los envases sobre la bandeja.....	137
65	Visualización de la unión de la bandeja, cilindro neumático, corredera y paral.....	137
66	Visualización de la mesa donde se colocarán las cajas.....	138
67	Visualización del ángulo guía para colocar la caja.....	138
68	Altura necesaria para colocación de la caja.....	139
69	Posición de los sensores S2 y S3.....	139
70	Colocación del embudo.....	140
71	Unidad de guiado para cilindros.....	141
72	Electroválvula.....	143
73	Sensor magnético.....	144
74	PLC Siemens LOGO.....	144
75	Cadenas del fabricante Cadensa.....	144
76	Selección de la rueda catalina.....	146
77	Trayectoria de la cadena.....	149
78	Diseño de eje propuesto.....	149
79	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	151
80	Diagramas de corte y momento respectivamente.....	152
81	Diseño final del eje.....	155
82	Base del transportador.....	156
83	Análisis de Von Mises en la base del transportador.....	157
84	Análisis del coeficiente de seguridad.....	157
85	Parales.....	158
86	Disposición del transportador.....	158
87	Altura del transportador.....	159
88	Juego de barras para el cerrado.....	160
89	Altura para el cerrado de las cajas.....	160

90	Diseño final del sistema de cerrado.....	161
----	--	-----

ÍNDICE DE TABLAS

Tablas		Pp
1	Factores de seguridad según la lubricación y el rango de temperatura.....	27
2	Factores de seguridad en función de la lubricación y el medio que las rodea.....	27
3	Factores de seguridad en medios hostiles según el rango de temperatura.....	27
4	Coeficiente	



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**SEMIAUTOMATIZADO DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN NÚMERO TRES
PARA EL EMPACADO EN CAJAS DE CARTÓN PARA ENVASES DE
GALÓN DE PRODUCTO TERMINADO DE LA EMPRESA
ALIMENTOS BERRIOS ALBECA, C.A.**

Autor: Jesús Lugo R.

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

Fecha: julio, 2017

RESUMEN

El presente proyecto se basa en el semiautomatizado de la línea de producción número tres para el empacado en cajas de cartón para envases de galón de producto terminado de la empresa Alimentos Berrios ALBECA, C.A, con la finalidad de mejorar el proceso existente, ya que el mismo es completamente manual, afectando los índices de producción y mermando en la salud laboral de los trabajadores involucrados. Metodológicamente es un proyecto factible donde se desarrolló una propuesta para solucionar un problema en la empresa.

la finalidad de diseñar un sistema de transportación de cadenas que es mucho más eficiente y garantiza una mayor estabilidad en el proceso de transportación de los envases de galón. Se diseñó el sistema de transportación más apropiado en las dimensiones del espacio físico disponible actual, el mecanismo de empacado de los envases de galón y su vez, el sistema de cerrado de los empaques de cartón. Este sistema también garantiza disminuir los tiempos de paradas en la producción por parte de este equipo. Además, se seleccionaron los equipos más idóneos para lograr el semiautomatizado deseado.

Descriptor: Transmisión, cadenas, transportador, automatización.

INTRODUCCIÓN

Con el pasar de los años y con el avance tecnológico que existe en la actualidad, las empresas se ven en la obligación de buscar nuevas tecnologías para sus líneas de producción y así poder competir en el mercado, Alimentos Berrios ALBECA, C.A., que es una empresa dedicada a la elaboración de productos alimenticios no se escapa de esta realidad, es por ello que esta empresa trata de ir a la vanguardia con todos los cambios y avances que se producen con el transcurrir del tiempo.

Esta empresa, como todas, presenta problemáticas que tienen que ser mejoradas con el día a día y en muchos casos sustituir equipos por otros con mayor tecnología y que garanticen la reducción de las pérdidas generadas por estos problemas, esta situación conlleva a que constantemente se realicen estudios de todas las líneas de producción para atacar los problemas que tengan mayor relevancia.

Este estudio se enfoca en la línea de producción número tres que es la línea donde se empaacan los productos en envases de un galón. Todo comienza cuando al inicio de la línea se suministran los envases que van a ser llenados, estos se colocan en una banda transportadora que los lleva hacia la máquina llenadora, después de ser llenados, continúan hacia la máquina tapadora en donde les colocan las tapas y posteriormente se dirigen hacia la máquina etiquetadora la cual les coloca la respectiva etiqueta. Finalizado todo este proceso, los envases llegan al final de la banda transportadora, en donde en una mesa adyacente a la banda, un operario tiene que armar unas cajas de cartón, para que seguidamente se empaquen los mismos de manera manual en ellas y después cerrarlas, finalizando toda esta operación cuando el operario empuja dicha caja con el producto terminado hacia una máquina encintadora para que ésta se encargue de sellarla con una cinta adhesiva. Es en todo este proceso donde se centra la mayor atención del proyecto. Ya con la caja sellada, a

continuación, la misma se moviliza a través de otra banda transportadora hacia una máquina paletizadora, la cual se encarga de distribuir las cajas en una paleta para que ésta sea llevada al almacén de producto terminado, culminando aquí toda la secuencia.

La situación problemática radica en el esfuerzo repetitivo que debe realizar el operario al momento de llenar las cajas con el producto terminado, ya que además de estar de pie dicho esfuerzo implica una merma en las condiciones físicas y psicológicas del mismo, afectando considerablemente la producción, porque el rendimiento de la misma estaría sujeto al desempeño del operario. En el mismo orden de ideas, toda esta disminución en el trabajador podría a la larga generar una posible enfermedad ocupacional, trayendo como consecuencia problemas legales entre el trabajador y la empresa.

El siguiente trabajo contempla todas las descripciones correspondientes a un proyecto de factibilidad que pretende ser ejecutado por la empresa, aquí se expresan todas las situaciones problemáticas del equipo y todos los cálculos mecánicos pertinentes al caso. En él se explican todos los métodos utilizados para los cálculos mecánicos, además de los antecedentes de la investigación y el marco teórico o referencial para validación del proyecto.

En el Capítulo I de este trabajo se arroja información de la empresa, como, misión, visión, políticas y organigramas descriptivos de la empresa, uno generalizado y un organigrama del departamento donde se realizó el trabajo de pasantías, este capítulo se refiere solo a información de la empresa.

En el Capítulo II se habla de manera muy detallada de la situación problemática existente en la empresa, específicamente en la línea de producción número tres, y de cuáles son los objetivos que se pretenden alcanzar con este proyecto, también se aclara cual es el alcance del mismo, y cuáles son las limitaciones existentes en la investigación o proyecto.

Más adelante en el Capítulo III se habla un poco de trabajos o investigaciones realizadas que tengan relación con el trabajo desarrollado para esta ocasión, también contiene toda la fundamentación teórica del mismo, y una lista de definición de términos de mayor importancia.

En el Capítulo IV se explican las fases metodológicas empleadas en la investigación, este trabajo consta de cinco fases, y es aquí en este Capítulo donde se detalla lo que se realiza en cada una de ellas.

Finalmente el Capítulo V que es sin duda uno de los más importantes o cuidado sino el más importante de toda la investigación, porque en él se expresan cada uno de los resultados obtenidos en la realización del proyecto, tablas, cálculos, entre otros, cumpliendo cada uno de los objetivos trazados en el segundo capítulo, y de esta manera se llega a lo que viene a ser el final de este proyecto con un análisis de la factibilidad económica del mismo.

CAPÍTULO I

LA EMPRESA

1.1. Ubicación

La empresa Alimentos Berrios ALBECA, C.A. se encuentra ubicada en la urbanización Zona Agro Industrial El Recreo, Valencia Edo. Carabobo, según como lo muestra la figura 1.



Figura 1: Ubicación de Alimentos Berrios ALBECA, C.A.

Fuente: Google Maps, (2016).

1.2. Descripción

Por poco más de 26 años de existencia, Alimentos Berrios ALBECA, C.A. ha sido una empresa reconocida por su larga trayectoria en la fabricación de salsas y untables, convirtiéndose en la actualidad como una de las marcas preferidas por

los paladares venezolanos, deleitando a cada uno de ellos con sus excelentes productos. Desde su inauguración en 1991, la empresa ha ido en constante ascenso con la incorporación de modernas maquinarias y equipos para la elaboración de los mejores productos, manteniendo la inocuidad de los alimentos e implementando las buenas prácticas de fabricación de los mismos con el fin de brindar una experiencia excepcional al momento de degustar de ellos.

1.3. Reseña Histórica

Alimentos Berrios ALBECA, C.A. se funda el 18 de noviembre de 1991 por el señor Oswaldo Berrios y su señora esposa Eunice Facenda de Berrios. Surge de la necesidad de desarrollar productos alimenticios de calidad a un menor costo para el consumo de la población nacional, creando así una empresa dedicada a la producción y comercialización de alimentos de consumo masivo.

Inicialmente comenzó sus operaciones en la Zona Industrial Municipal Norte contando para ese entonces con cinco trabajadores, adquiriendo de DEALCA (Desarrollos Alimenticios C.A.) los derechos sobre el preparado “Salsonesa” (Actualmente Salsesa), penetrando en el mercado y dándose a conocer con este producto, , y al poco tiempo con la mayonesa “Albeca”, ambos en dos únicas presentaciones, galón y kilo, comprando a proveedores nacionales la materia prima importada, contando con escasa tecnología y un proceso de manufactura básicamente manual.

Poco a poco, fueron desarrollando nuevos productos en varias presentaciones, como salsa de soya, inglesa, ajo, picante, guasacaca criolla y salsa a base de tomate “Tomatesa”, así como margarina para uso industrial “Lecremont” la cual era manufacturada en Coloncito-Estado Táchira. Para ese entonces los productos eran distribuidos únicamente en la ciudad de Valencia, producía salsa para pizza, salsa “Mayodeli” (Envasada solo por Heinz), caramelos “Vaca Negra” y helados en presentación de 2 Kilos “TIO KIKE” En 1994 se incorporaron dos nuevos socios a la empresa Orangel Berrios y Fernando Pares Díaz (hasta 1999); y la empresa cambia su denominación social por “Alimentos Berrios ALBECA C.A.” debido a las exigencias

del mercado de alimentos y a la creciente demanda de sus productos, la empresa mudó sus instalaciones a una sede más amplia y de mejor infraestructura en la Urbanización Agroindustrial el Recreo, el 1ero de diciembre 1997.

Incorporando tecnología avanzada y se desarrollan nuevos productos y presentaciones entre los cuales se encuentra: mayonesas LA RENDIDORA y DOROTY, preparados SALSESA y MAYORIKA, salsa de tomate KETCHUP, salsa a base de tomate TOMATESA, MOSTAZA, Salsas ROSADA, AJO, INGLESA, SOYA, PICANTE, y GUASACACA CRIOLLA, y queso fundido en barra VAQUESA.

ALBECA se ha caracterizado a lo largo de todos estos años por la elaboración eficiente de sus productos basados en la excelencia de sus formulaciones, un estricto control de calidad y un riguroso análisis físico- químico y microbiológico del producto. Es una empresa que planifica, organiza y controla cada una de las etapas de elaboración de sus productos. A la par de los cambios del mundo globalizado y competitivo; en la actualidad ALBECA cuenta con un personal calificado e idóneo, formado por 400 trabajadores, de los cuales 256 son obreros y los otros 144 son empleados. Fabrica a través de “PLASVENCA”, envases plásticos de galón y kilo para su consumo, como para la venta a terceros, y garantiza la distribución de sus productos a los diferentes puntos de venta a través de su propio servicio de transporte “MANOCHENTE”.

ALBECA sigue creciendo en un mercado que exige mejorar continuamente e implementar nuevos procesos tecnológicos, que le permiten ubicarse por encima de la competencia. Por esta razón, continuamente se desarrollan proyectos con miras a mejorar la calidad de los productos, el proceso de producción y las condiciones de trabajo, cumpliendo así con los requerimientos de un mercado que exige calidad a un precio justo.

1.4. Misión

La misión de la empresa consiste en elaborar, distribuir y vender alimentos al consumo de la población nacional, suministrando una línea selecta de mayonesas preparados y salsas de excelente calidad y altamente competitivos.

ALBECA, mediante investigaciones, el uso de una amplia base de tecnología y una variedad de procesos y materiales, suministra productos para satisfacer las necesidades actuales y potenciales de nuestros clientes, a través de nuestra propia fuerza de ventas y distribución preservando la calidad del capital humano y usando al máximo los recursos actuales y futuros en la empresa, produciendo crecimiento y oportunidades de rentabilidad óptimas.

1.5. Visión

Ser líderes en el mercado nacional de alimentos de consumo masivo, basándose en el desarrollo de proyectos de mejoramiento continuo de los productos, el proceso de producción y las condiciones de trabajo del recurso humano con exitosas políticas de ventas, cumpliendo así con los requerimientos de un mercado que exige calidad a un precio justo, que permita abrir nuevos horizontes en el mercado internacional.

1.6. Política de Seguridad, Salud Laboral y Ambiente

Alimentos Berrios ALBECA, C.A. se dedica a la producción, venta y comercialización de alimentos de consumo masivo. Desarrollando productos en varias presentaciones, tales como: Salsa de Soya, Salsa Inglesa, Salsa de Ajo, Salsa Picante, Salsa Rosada, Salsa Tártara, Salsa Alemana, Guasacaca Criolla, Salsa a Base de Tomate, Margarina, Mayonesa. La empresa mantiene en todo momento prácticas seguras en la operatividad en todos sus procesos que garantizan la transparencia y legalidad de las operaciones en beneficio de la imagen de nuestros productos. Alimentos Berrios ALBECA, C.A. reflexivo de la importancia y el valor que tiene su personal, se compromete en ejecutar las diferentes actividades en condiciones óptimas de Seguridad, Higiene y Ambiente, considerando para ello los riesgos asociados al tipo de operación que se realiza, con la finalidad de garantizar la integridad física de sus trabajadores, la protección de sus instalaciones, evitar riesgos

a la propiedad de terceros y a la conservación del medio ambiente, dando con esto estricto cumplimiento a lo estipulado en la Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo y su reglamento y alcanzando la mejora continua en todos los procesos de la organización.

En tal sentido como Política de Seguridad, Salud Laboral y Ambiente lo siguiente:

Asegurar que los trabajos desarrollados por ALBECA, C.A. se ejecutan en óptimas condiciones de seguridad, salud y bienestar de sus trabajadores, respetando las exigencias legales y reglamentarias que propician la seguridad, salud y la conservación del ambiente.

Adoptar y mantener las medidas necesarias para garantizar a los trabajadores y trabajadoras, condiciones de seguridad, higiene y bienestar en el trabajo, así como la creación e implementación del Programa de Recreación Utilización del Tiempo Libre, Descanso y Turismo Social.

Asegurar la protección de sus trabajadores y trabajadoras contra toda condición que perjudique su salud, producto de la actividad laboral y de las condiciones en que éstas se efectúan.

Promover y mantener el nivel más elevado posible de bienestar, físico, mental y social de los trabajadores y trabajadoras.

Identificar, evaluar y corregir las condiciones y medio ambientes de trabajo que puedan afectar tanto la salud física y mental de los trabajadores y trabajadoras en el lugar de trabajo.

Garantizar la disponibilidad de los recursos económicos, de materiales y humanos requeridos, para el desarrollo de los Sistemas de Gestión de Seguridad, Salud Laboral y Conservación Ambiental.

1.7. Política de la Calidad

Alimentos Berrios ALBECA, C.A., como empresa que fabrica y envasa productos alimenticios, tiene el compromiso de satisfacer las necesidades y

expectativas de nuestros clientes y consumidores, elaborando productos que cumplan con los estándares de calidad establecidos por la organización, a través de la ejecución de las buenas prácticas de fabricación, asegurando la inocuidad y preservando el medio ambiente, de acuerdo a las normas nacionales e internacionales; logrando la eficacia del Sistema de Gestión de la Calidad y del mejoramiento continuo de los procesos. Para ello, Alimentos Berrios ALBECA, C.A cuenta con un capital humano responsable y competente, que son capacitados continuamente y que aseguran la Calidad de sus productos.

1.7.1. Objetivos de la Calidad

Evaluar y mejorar continuamente la satisfacción de cliente.

Evaluar la aplicación de las buenas prácticas de fabricación en cada uno de los procesos de la planta.

Medir el Sistema de Gestión de la Calidad de acuerdo al cumplimiento de los requisitos establecidos en la norma ISO 9001:2008.

Capacitar el capital humano y medir su desempeño en los procesos.

Mejorar la productividad e incrementar la participación en el mercado, para optimizar la rentabilidad de la organización.

Realizar y establecer seguimiento continuo de la sostenibilidad y mejora ambiental de las actividades establecidas en el Sistema de Gestión de la Calidad de Alimentos Berrios ALBECA, C.A evaluando el cumplimiento en función a lo establecido.

1.8. Productos

Alimentos Berrios ALBECA, C.A actualmente fabrica en sus instalaciones los siguientes productos en sus distintas versiones:

1. Salsesa de 970 g y 3600 g.
2. Mayonesa Rendidora de 445 g, 900 g, y 3350 g.
3. Mostaza de 320 g, 500 g, 985 g y 3650 g.
4. Tomatesa de 3850 g.

5. Salsa Rosada de 310 g, 500 g, 1000 g y 3650 g.
6. Salsa de Ajo de 150 cm³ y 300 cm³.
7. Salsa Soya de 150 cm³ y 300 cm³.
8. Salsa Inglesa de 150 cm³ y 300 cm³.
9. Margarina de 500 g.
10. Salsa BBQ de 380 g y 1200 g.
11. Salsa Sabor a Maíz de 290 g y 910 g

1.9. Estructura Organizativa

La estructura organizativa se divide en:

Estructura Organizativa de la Empresa: La estructura organizativa de la empresa Alimentos Berrios ALBECA, C.A. cuenta con el presidente de la organización a la cabeza, además del vicepresidente y el resto de los departamentos y gerencias como lo muestra la Figura 2, los cuales son los encargados de velar por el normal y buen funcionamiento de la empresa.

Estructura Organizativa del Departamento: El Departamento Técnico de Mantenimiento está conformado por un Gerente que se encuentra a la cabeza, además de un Analista de Mantenimiento, Jefe de Mantenimiento Automotriz, Jefe de Mantenimiento Preventivo y Jefe de Mantenimiento, Supervisores, Mecánicos, Electricistas, Calderistas y un Soldador, como se muestra en la Figura 3.

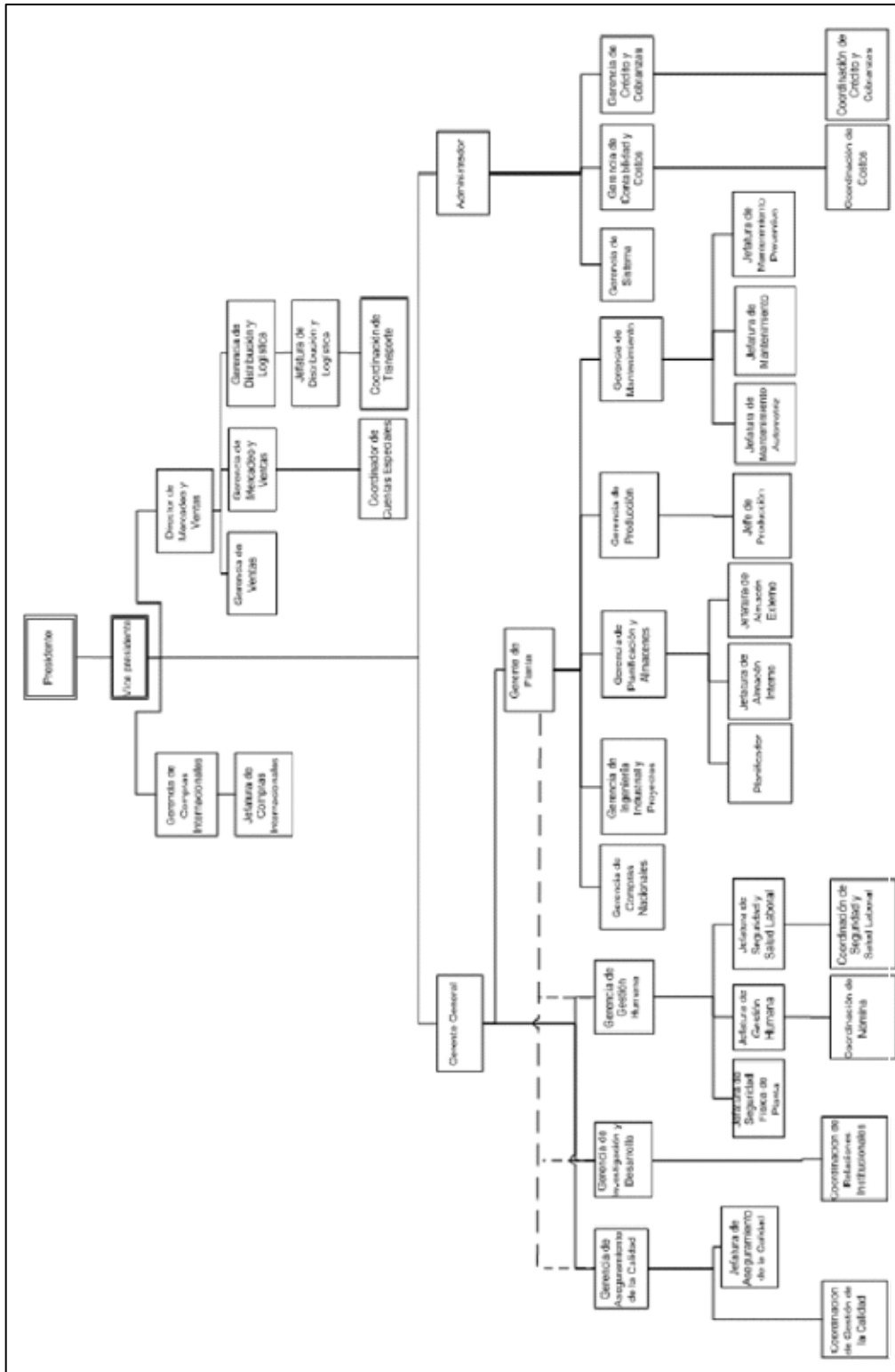


Figura 2: Estructura organizativa de Alimentos Berrios ALBECA, C.A.
 Fuente: Alimentos Berrios ALBECA, C.A. (2014).

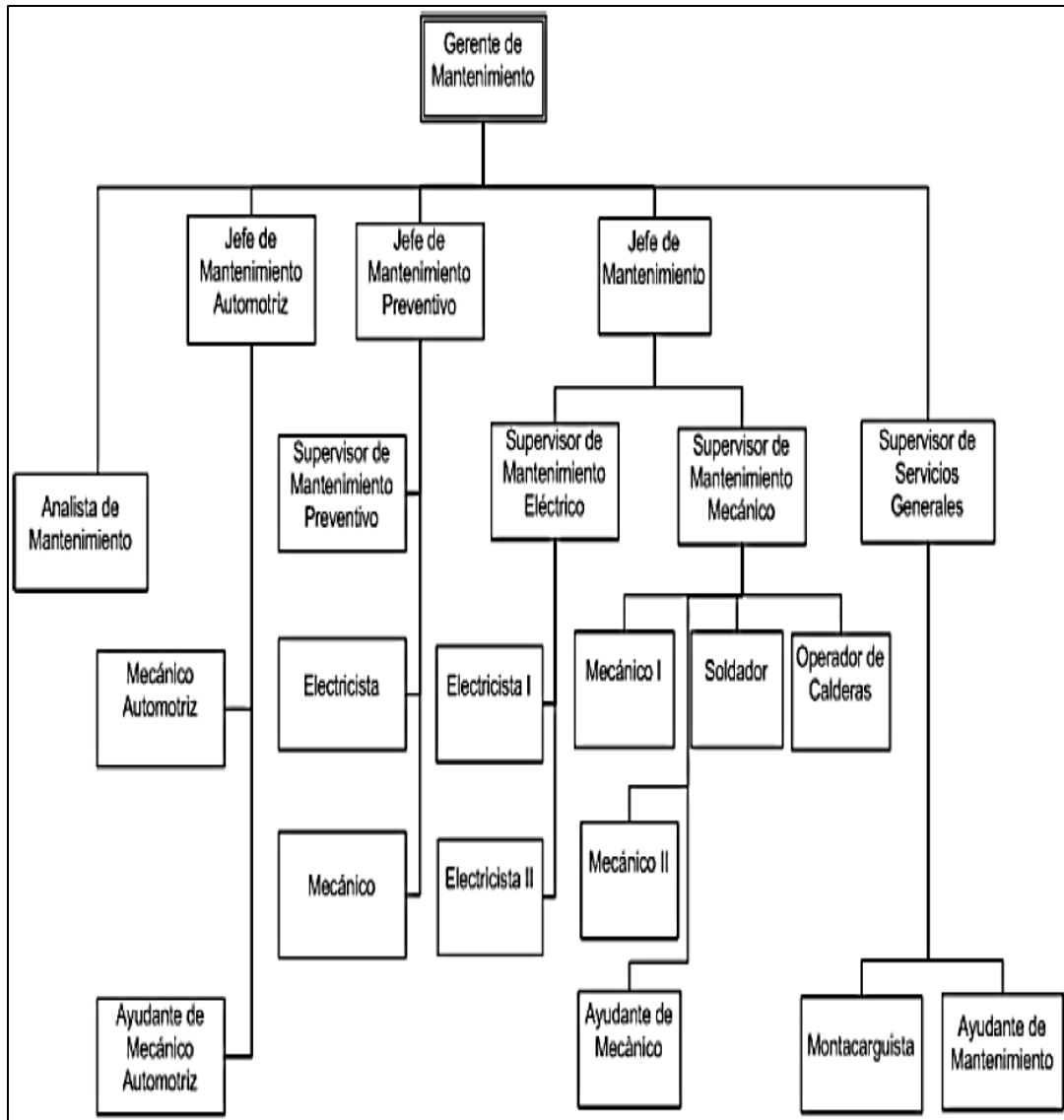


Figura 3: Estructura organizativa del Departamento Técnico de Mantenimiento de Alimentos Berrios ALBECA, C.A.

Fuente: Alimentos Berrios ALBECA, C.A. (2014).

CAPÍTULO II

EL PROBLEMA

Este capítulo está enfocado en explicar detalladamente la situación problemática actual del empaclado en cajas de cartón para envases de galón de producto terminado de la línea de producción número tres de la empresa Alimentos Berrios ALBECA, C.A.

2.1. Planteamiento del Problema

Alimentos Berrios ALBECA, C.A. es una empresa cuya especialidad es la elaboración de productos de consumo masivo. Para lograr este objetivo, la planta se divide en seis líneas de producción, en donde a través de estas se envasan y se paletizan los diferentes productos elaborados. Dependiendo de la planificación diaria elaborada por el Departamento de Producción, se asignan las líneas que trabajarán y el personal necesario para realizar las labores correspondientes; dichas líneas trabajan dependiendo del producto y su versión planificada. En los días en donde se planifica el envasado de productos en versiones de galón, esta acción se lleva a cabo a través de la línea de producción número tres. Todo comienza cuando al inicio de la línea se suministran los envases que van a ser llenados, estos se colocan en una banda transportadora que los lleva hacia la máquina llenadora, después de ser llenados, continúan hacia la máquina tapadora en donde les colocan las tapas y posteriormente se dirigen hacia la máquina etiquetadora la cual les coloca la respectiva etiqueta. Finalizado todo este proceso, los envases llegan al final de la banda transportadora, en donde en una mesa adyacente a la banda, un operario tiene que armar unas cajas de cartón, para que seguidamente se empaquen los mismos de manera manual en ellas después cerrarlas, finalizando toda esta operación cuando el operario empuja dicha caja con el producto terminado hacia una máquina encintadora para que ésta se

encargue de sellarla con una cinta adhesiva. Es en todo este proceso donde se centra la mayor atención del proyecto. Ya con la caja sellada, a continuación, la misma se moviliza a través de otra banda transportadora hacia una máquina paletizadora, la cual se encarga de distribuir las cajas en una paleta para que ésta sea llevada al almacén de producto terminado, culminando aquí toda la secuencia.

La situación problemática radica en el esfuerzo repetitivo que debe realizar el operario al momento de llenar las cajas con el producto terminado, ya que además de estar de pie dicho esfuerzo implica una merma en las condiciones físicas y psicológicas del mismo, afectando considerablemente la producción, porque el rendimiento de la misma estaría sujeto al desempeño del operario. En el mismo orden de ideas, toda esta disminución en el trabajador podría a la larga generar una posible enfermedad ocupacional, trayendo como consecuencia problemas legales entre el trabajador y la empresa.

2.2. Formulación del Problema

Una vez identificado el problema, se crea la siguiente interrogante: ¿Cómo se podría mejorar el proceso de empaclado en cajas de cartón para envases de galón de producto terminado en la línea de producción número tres?

2.3. Objetivos de la investigación

2.3.1. Objetivo general

Semiautomatizar la línea de producción número tres de Alimentos Berrios ALBECA, C.A.

2.3.2. Objetivos específicos

- Analizar los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso.
- Determinar y diseñar el sistema de transportación más apropiado
- 3. Diseñar el mecanismo de empaclado de los envases de galón.
- 4. Diseñar el sistema de cerrado de los empaques de cartón.
- 5. Evaluar la factibilidad técnica y económica del proyecto.

2.4. Justificación

El desarrollo del proyecto presentado es de gran importancia para Alimentos Berrios ALBECA, C.A. debido a que permitirá una mejora en su producción, ya que el proceso de empacado o encajado será mucho más rápido y efectivo comparándolo con el actual, y también habrá una mejora en la salud laboral de sus trabajadores, debido a que el esfuerzo repetitivo será eliminado de manera sustancial y considerable; lo cual se traducirá en un ahorro en términos económicos considerables para la empresa.

2.5. Alcance

El propósito de este proyecto es semiautomatizar la línea de producción número tres de Alimentos Berrios ALBECA, C.A. ubicada en la Zona Agro Industrial El Recreo, Valencia Edo. Carabobo.

El trabajo de pasantías está orientado a diseñar un sistema semiautomatizado. Consiste en estudiar las fases que conforman la línea en cuestión, evaluando los factores que puedan influir en el embalado, mediante la recolección de datos sobre el proceso, tomando en cuenta cada paso de la fabricación antes y después del proceso mencionado. De esta manera, encontrar posibles soluciones y presentar la propuesta más adecuada para las necesidades de la compañía.

Además, el proyecto está basado en la metodología de investigación correspondiente y sirve como punto de apoyo para cualquier proyecto de investigación.

El “Programa de Pasantías”, es el conjunto de actividades que deben llevarse a cabo para que el estudiante de la Universidad José Antonio Páez cumpla con la actividad curricular denominada “Pasantía”, la cual es desarrollada en una empresa o institución, en este caso, dentro de la empresa Alimentos Berrios ALBECA, C.A. y dentro de las áreas específicas de su formación profesional.

Finalmente, esta actividad constituye uno de los requisitos de mérito para optar al título de Ingeniero Mecánico en la Universidad José Antonio Páez.

2.6. Limitaciones del estudio

Toda empresa presenta limitantes al momento de hacer algún tipo de mejora, debido a diversos factores ya sea de tiempo-espacio, costo, búsqueda de asesoría en cuanto al área, materia prima, mano de obra, idioma, entre otros. El completo y exitoso desarrollo de este proyecto dependerá del cumplimiento de una serie de factores. Uno de estos factores es el tiempo, ya que el plazo estipulado para la presentación preliminar de este diseño es de aproximadamente tres meses, que es el tiempo de duración de la pasantía, que contemplan 8 horas laborales en la empresa. Aun cuando el tiempo estipulado por la universidad es de ocho meses.

Con respecto a las limitaciones de espacio, también se encontraron algunas, debido a que el espacio es el mismo que existe con el transportador que está instalado en la actualidad, entonces este rediseño tiene que adecuarse a ese espacio existente para poder llevar a cabo la realización del mismo. Además de lo ya mencionado, al tratarse de una empresa de fabricación de alimentos, los materiales seleccionados tienen que cumplir con una serie de normas para no afectar la inocuidad de los mismos. Igualmente, por lo anterior expuesto, queda excluida la intervención de la oleohidráulica como técnica de transmisión de potencia.

CAPÍTULO III

MARCO REFERENCIAL CONCEPTUAL

3.1. Antecedentes

Toda investigación permite aclarar, juzgar e interpretar la situación planteada teniendo presente que debe estar sustentada en una base sólida. Los antecedentes sirven para una síntesis conceptual a través del proyecto o trabajos realizados de la misma índole, para determinar el enfoque metodológico de la misma y poder indicar una conclusión existente al problema planteado, de manera que, los siguientes trabajos citados sirvieron de referencia y plataforma en la realización del presente trabajo.

Bracho, J (2010), en su trabajo especial de grado, titulado **“Rediseño del sistema de transportación de la salida del paletizador de la línea de salsas negras o merge de la empresa alimentos Heinz C.A”**. El objetivo de este trabajo fue el de diseñar un sistema de transportación de cadenas que es mucho más eficiente y garantiza una mayor estabilidad en el proceso de transportación de las paletas, superando también los medios de mantenimiento con respecto al sistema actual, ya que este sistema es mucho más fácil de lubricar y de realizar su mantenimiento. Este sistema también garantiza disminuir los tiempos de paradas en la producción por parte de este equipo. Este proyecto solo abarca el diseño del sistema mecánico del transportador.

Este trabajo de investigación fue de gran aporte para el investigador, ya que cuenta con la mayoría de los principios de cálculos para el trabajo actual, como son cálculos de cadena, ejes, potencia entre otros, servirá de referencia para los cálculos de este proyecto de pasantía, además de que es uno de los más actuales.

Así mismo, Martínez, J (2006), en su trabajo especial de grado, titulado **“Rediseño de sistema de transmisión de las cadenas de descarga de paletas**

llenas, en el paletizador de la línea de ketchup, en la empresa alimentos Heinz”, el propósito de este trabajo fue agilizar la descarga de las tarimas llenas del paletizador con el fin de mejorar la continuidad del proceso productivo de la línea de Ketchup. Este trabajo se enmarcó en la modalidad de proyecto factible basado en una investigación de tipo documental, el autor propone rediseñar el sistema de transporte de paletas llenas de cajas en la salida del paletizador, con el fin de agilizar la descarga de las mismas.

Esta investigación servirá de apoyo para el investigador para analizar y observar la metodología y procedimiento aplicado para realizar la solución del mismo y para posteriormente ser aplicado por el investigador al trabajo en estudio.

En el mismo orden de ideas, Ramírez, J (2006), en su trabajo **“Problemas y soluciones en el depaletizador, de la empresa alimentos Heinz”**, el cual se enmarcó en un trabajo de investigación de campo, basado en el análisis sistemático de los problemas existentes en el depaletizador de la línea de colados, en donde explica las causas, efectos y ocurrencia. El autor describe e interpreta los problemas en el depaletizador y los factores que intervienen en el, así como algunas recomendaciones para mejorar su funcionamiento.

Esta investigación fue de gran apoyo ya que permitió al investigador encaminarse directamente al problema existente, ya que le facilita orientarse mediante la observación directa de los componentes indispensables del sistema de transportación en el equipo en estudio.

A continuación, Asmad, A (2016) en su informe final de pasantías **“Diseño de dosificadora industrial de resina para la empresa Affinia Venezuela C.A. Planta Zona Industrial Sur II”**, dicha investigación tenía como objetivo general proponer el diseño de una máquina dosificadora semiautomatizada de resina, el cual brindó una información especial al investigador, tratándose de un proyecto factible en donde abarca una problemática de la empresa y su correspondiente solución.

Este informe final de pasantías, ayudó al autor en el área de diseño de transportadores de cadena tipo TableTop, englobando desde el tipo de cadena y material a utilizar, selección de ejes, chavetas y piñones, hasta sus accesorios.

Para finalizar, Ruiz, C (2004), en su trabajo especial de grado, titulado, **“Propuesta de diseño de un sistema para la automatización del paletizador para la empresa Mampa”**, el propósito de esta investigación fue el de diseñar un sistema para acelerar el proceso de paletizado y así disminuir los riesgos ergonómicos por parte de los trabajadores. Este trabajo se enmarco en modalidad proyecto factible basado en una investigación documental, el autor propone diseñar un sistema de control automatizado para optimizar el proceso del paletizado.

Esta investigación aportó a la actual una referencia para desarrollar la investigación, ya que son equipos muy similares, solo que trabajan de forma diferente, además los objetivos específicos concuerdan con los de la presente investigación.

3.2. Bases Teóricas

Las bases teóricas representan fuentes bibliográficas que sirven de guía conceptual para conocer los aspectos más relevantes del tema a tratar. A través, de sistemáticas y amplias consultas realizadas en bibliotecas, archivos y centros de investigación, los temas que van a sustentar el trabajo son:

3.2.1 Cadenas transportadoras

El significado de la palabra "cadena" se remonta a una antigua palabra en la familia de lenguas indoeuropeas. Ya en 225 A.C, se evidencia la cadena para extraer el agua de un pozo, esta cadena de cangilones muy antigua se compone de anillos de metal conectados. En el siglo 16, Leonardo da Vinci hizo bosquejos de lo que parece ser la primera cadena de acero. Estas cadenas fueron diseñadas para transmisión, ya se trate únicamente de las placas y los pernos y tienen accesorios de metal. Sin embargo, en el boceto de Da Vinci se muestra un rodamiento de rodillos.

Los transportadores de cadena fueron inicialmente creados para ayudar con la producción de los primeros materiales. Los trabajadores necesitaban un sistema que

ayudara con el movimiento de materiales, que hizo que sea fácil mover los elementos de un punto A, a un punto B. El transportador de cadena ayudó a revolucionar la producción en masa y que aún hoy en día todavía se utiliza. Al igual que su contraparte la cinta transportadora, el transportador de cadena se ha utilizado desde el siglo 19, desarrollado para ayudar en el movimiento de objetos grandes, pequeños e irregulares de un lugar a otro.

El transportador de cadena se utiliza prácticamente en cualquier planta que ensambla los productos, entre sus procesos incluyen altas temperaturas y que se requiere el transporte de objetos pesados.

En 1880 fue patentada la cadena de transmisión de casquillos (la primera en el mundo). Pero no fue hasta 1919 que Jervis Bennett Webb lo modificó haciendo que este fuese más productivo, ofreciendo este sistema a empresas como la Ford que en ese momento usaban una línea de producción manual donde el hombre tenía que arrastrar las piezas mientras que otro grupo las ensamblaba.

El transportador de cadena es uno de los elementos más comunes de transporte, formado por una cadena o más, principalmente compuestas por dos tipos de eslabones: simples y con aditamentos, a los que se une algún componente destinado a cargar, empujar o arrastrar el material transportado, o el envase en el que va el mismo. Se hallan en la mayoría de las líneas de ensamblaje de vehículos y de artefactos, en general, así como en industrias envasadoras, asfaltado, cementeras, petroleras, parque de diversiones, centro comerciales, panificadoras, entre otras. Esto hace una diferencia razonable con las cadenas de transmisión ya que son diseñadas para velocidades muchos mayores, longitudes más cortas y por ende algunas variables cambian al momento de diseñar dichos elementos. Otra diferencia notable es el objetivo y dirección del movimiento a transmitir ya que en las cadenas transportadoras en la mayoría de los casos se aprovecha los tramos rectos de la cadena mientras que en las cadenas de transmisión la toma de fuerzas del sistema es por lo general otro piñón.

Si se unen entre sí, los centros de engrane de una rueda de cadena, se forma una línea poligonal, con la que, con una velocidad de giro constante la velocidad lineal de la cadena tiene unas variaciones entre su mínimo y un máximo. Estas variaciones de velocidad producen una sobrecarga en los elementos de la cadena y vibraciones o golpes en el funcionamiento. (Ver Figura 4).

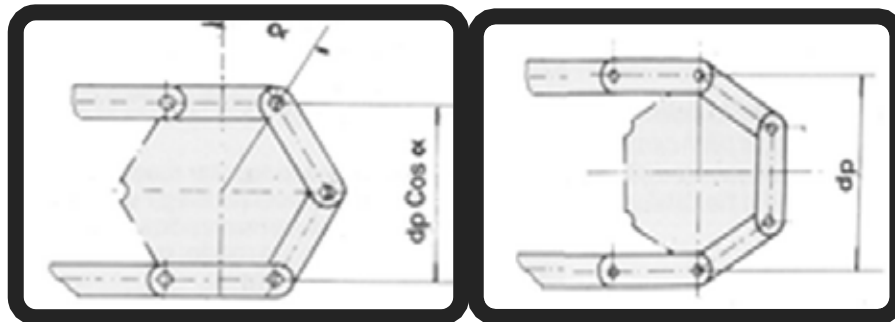


Figura 4: Eslabones de cadenas y diámetro de paso.

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

3.2.2. Tipos de cadenas.

Los distintos tipos de cadenas se pueden observar en las Figuras 5 y 6.

Eslabón de Acero redondo



Eslabón de Rodillos

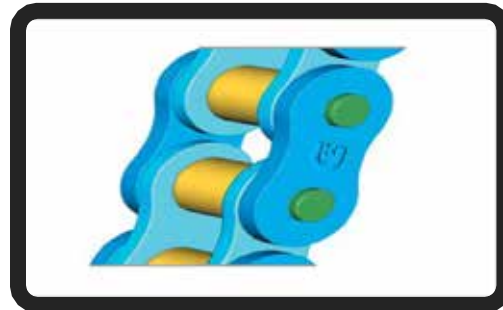


Figura 5: Cadena de eslabón redondo. Figura 6: Cadena de eslabón de rodillos.

Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.com. (2016).

Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.com. (2016).

3.2.3. Ventajas y desventajas

- Se puede usar con cambio de direcciones bruscos
- Son más económicos
- Amplia variedad de accesorios
- Adaptabilidad al sistema requerido

- Difíciles de empalmar correctamente
- Hace excesivo ruido en su operación
- Mayor peso lineal
- Área de contacto reducida
- Dificultad a la hora de alinear las ruedas dentadas

3.2.4. Accesorios para cadenas

Un accesorio es cualquier parte instalada en la cadena básica para adaptarla a un particular tipo de transporte, y puede ser una parte integral de la cadena, o se puede incorporar en la cadena como un reemplazo para el eslabón normal.

Accesorios tipo K

Estos son los tipos de accesorios más populares, que se utilizan en transportadores de paletas, elevadores de cangilones, etc. Como se muestra en la Fig. 7 proporcionan una plataforma paralela a la cadena y a los ejes del pasador. Se utilizan para asegurar los listones y los cubos etc. a la cadena. Normalmente se proporcionan uno o dos orificios en la plataforma, designándose K1 o K2 respectivamente. Los accesorios tipo K se pueden incorporar en uno o ambos lados de la cadena.

En otras cadenas, se utilizan accesorios separados, como lo muestra la Figura 7(b). Estos están usualmente soldados a la cadena dependiendo de la serie particular de la cadena y de su aplicación. Alternativamente, como lo muestra la Figura 7(c), los accesorios tipo K pueden atornillarse a la cadena ya sea a través de los pasadores huecos, o mediante el uso de eslabones externos especiales con extremos extendidos y roscados.

Accesorios tipo F

Estos accesorios como se muestra en la Fig. 8 se usan frecuentemente para aplicaciones de empujador y rascador. Comprenden un ala con una superficie vertical perpendicular a la cadena. Se pueden montar en uno o ambos lados y se suelen

asegurar mediante soldadura. Cada ala puede estar provista de uno o dos orificios, designados F1 o F2 respectivamente.

Pasadores de espigas y pasadores huecos extendidos

Ambos tipos son usados en transportadores empujadores y elevadores de bandejas, etc. Los pasadores de espiga se pueden montar a través de pasadores huecos, eslabones interiores o eslabones externos. Cuando se ensambla a través de las placas de unión, es necesario un casquillo distanciador para asegurar que no se reduce la anchura interior de la cadena. La separación de los dientes del piñón es necesaria para despejar el casquillo.

Las cadenas de pasadores sólidos pueden tener extensiones similares en los puntos de paso mediante la incorporación de pasadores extendidos. Tanto los pasadores de espiga como los pasadores extendidos, como se muestra en la Fig. 9, pueden endurecerse en sus diámetros de trabajo para aumentar la resistencia al desgaste.

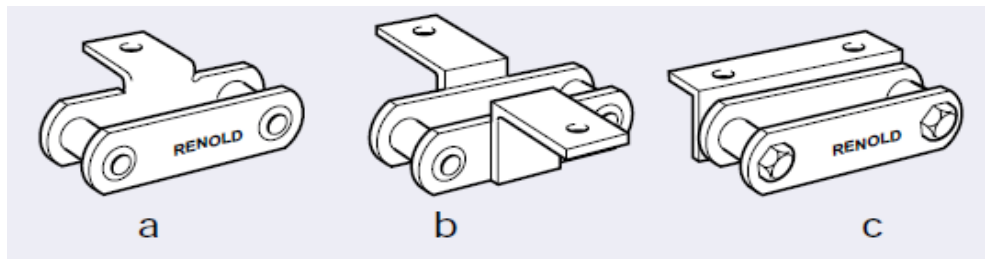


Figura 7: Accesorios tipo K. a) K1, accesorio doblado, b) K1, soldados a la placa de unión y c) K2, atornillado a través del pasador hueco.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

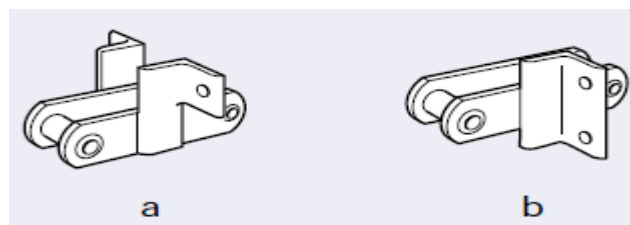


Figura 8: Accesorios tipo F. a) F1, accesorios soldados a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario y b) F2, soldadas a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

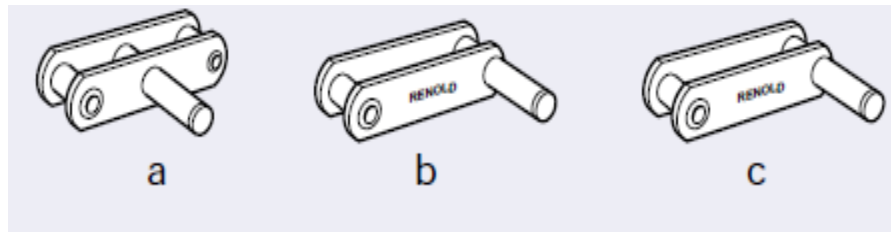


Figura 9: Pasadores de espigas y pasadores huecos extendido. a) Pasador de espiga montado a través de la conexión externa o interna, b) Pasador de espiga atornillado a través del pasador hueco y c) pasador hueco extendido.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

Barras de soporte

Los tipos de equipos de manipulación mecánica que utilizan barras de soporte son empujadores, mallas de alambre, transportadores de festones, etc., estando montados los soportes de la misma manera que los pasadores de espiga. Cuando se ensamblan a través de las placas de unión, es necesario un casquillo distanciador y una separación de los dientes de la rueda dentada.

El tipo de barra y tubo simple mostrado en la Fig. 10 tiene la ventaja de que la barra de apoyo puede montarse con la cadena in situ simplemente roscando la barra a través de la cadena y el tubo. El tipo de barra con hombros tiene una mayor capacidad de carga que el tipo de barra y tubo. Las barras de soporte se usan normalmente para aumentar la rigidez general atando dos cadenas juntas, manteniendo la separación transversal de las cadenas o soportando cargas.

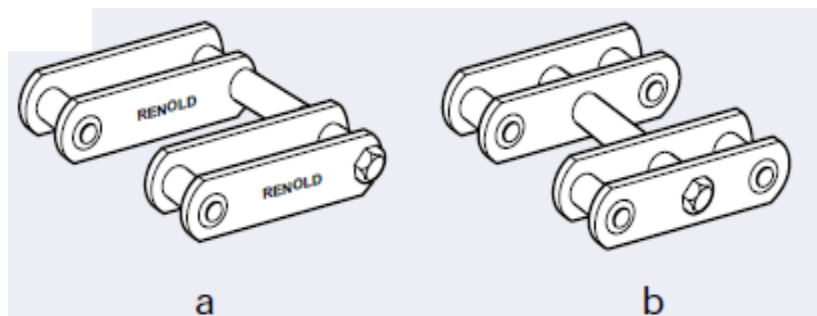


Figura 10: Barras de soporte. a) Barra de soporte atornillada a través del pasador hueco, b) Barra de soporte montada a través del eslabón externo o interno.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

Accesorios tipo G

Como se muestra en la Fig. 11 este accesorio adopta la forma de una superficie plana posicionada contra el lado de la placa de la cadena y paralela a la línea de la misma. Se utiliza normalmente para elevadores de cangilones y transportadores de paletas. Cuando la fijación es integral con la placa exterior, entonces la cubierta del piñón de cadena debe retirarse para despejar la placa. Los accesorios tipo G se instalan normalmente sólo en un lado de la cadena.

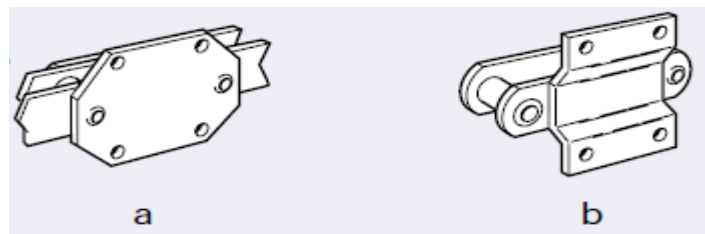


Figura 11: Accesorios tipo G. a) Accesorio tipo G de placa externa, b) Accesorio tipo G soldado o remachado a la placa de unión.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

Accesorios tipo L

Éstos tienen cierta afinidad con el accesorio F, estando en una posición similar en la cadena. Una aplicación familiar es el transportador de raspador de caja. Como se muestra en la Fig. 12 las fijaciones son integrales con las placas exteriores, extendiéndose más allá de un orificio de pasador hueco y luego doblándose alrededor. Los accesorios pueden ser planos o perforados con uno o dos orificios, designándose L0, L1 o L2 respectivamente. Se pueden suministrar en uno o ambos lados de la cadena. Con este tipo de fijación, los rodillos de cadena son normalmente iguales a la profundidad de la placa, o se utiliza una cadena de casquillo sin rodillos.

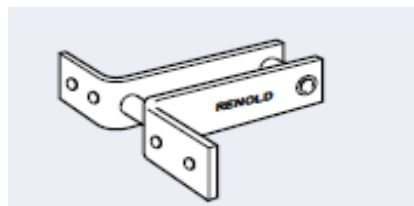


Figura 12: Accesorios tipo L. Accesorio tipo L en ambos lados del eslabón exterior.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

3.2.5. Factores de Seguridad

Todas las cadenas tienen que resistir a la tracción. Para diseñar una cadena que sea confiable es necesario aplicar un "factor de seguridad" a la carga de rotura. Sin embargo, antes de considerar este factor, se deben considerar los siguientes puntos:

La mayoría de las placas laterales de la cadena se fabrican de un acero de bajo o medio carbono, esto con la intención de asegurar que tengan suficiente resistencia y ductilidad para resistir cargas de choque. Estos aceros tienen límites elásticos alrededor de 65% de su resistencia a la tracción. Esto significa que su ruptura se dará luego de sufrir una elongación permanente.

La mayoría de las aplicaciones están sujetas a transiciones entre cargas dinámicas muy por encima de la carga estática máxima.

Los motores, por ejemplo, son capaces de incrementar en un 200% el par de salida por un período corto. (Ver Tablas 1 y 2).

Los fabricantes de cadenas especifican en su gama de productos la carga de rotura. Algunos han tomado cargas de rotura promedio, otros las cargas de rotura mínima dependiendo de su nivel de confianza en su producto. Para obtener una carga de trabajo de diseño es necesario aplicar el "factor de seguridad" a la carga de rotura y este es un área donde ha surgido confusión. Como regla general, se sugiere que para la mayoría de las aplicaciones se aplique un factor de seguridad de 8, según la ecuación (1)

$$Carga\ de\ trabajo = \frac{Carga\ de\ rotura}{8} \quad Ec.\ (1)$$

3.2.6. Ambientes Hostiles

Las condiciones de operación a bajas temperaturas reducen la vida útil de la cadena, sobre todo si las cargas de choque están involucradas. Las siguientes tablas dan una guía general de los factores de seguridad apropiados para diferentes aplicaciones para una estimación de vida de 8.000.000 ciclos. (Ver Tabla 3).

3.2.7. Partes de un transportador de cadenas.

Se puede observar a través de la Figura 13 las partes que componen un transportador de cadenas.

Tabla 1: Factores de seguridad según la lubricación y el rango de temperatura.

Lubrication	-30 / +150°C	150 - 200°C	200 - 300°C
Regular	8	10	12
Occasional	10	12	14
None	12	14	16

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Tabla 2: Factores de seguridad en función de la lubricación y el medio que las rodea.

Lubrication	Clean	Moderately Clean	Dirty	Abrasive
Regular	8	10	12	14
Occasional	10	12	14	16
None	12	14	16	18

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Tabla 3: Factores de seguridad en medios hostiles según el rango de temperatura.

Temperature (°C)	Load Regime Smooth	Load Regime Moderate Shocks	Load Regime Heavy Shocks
+10° to +150°	8	11	15
0° to +10°	10	15	19
-20° to zero°	12	20	25
-40° to -20°	15	25	33

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

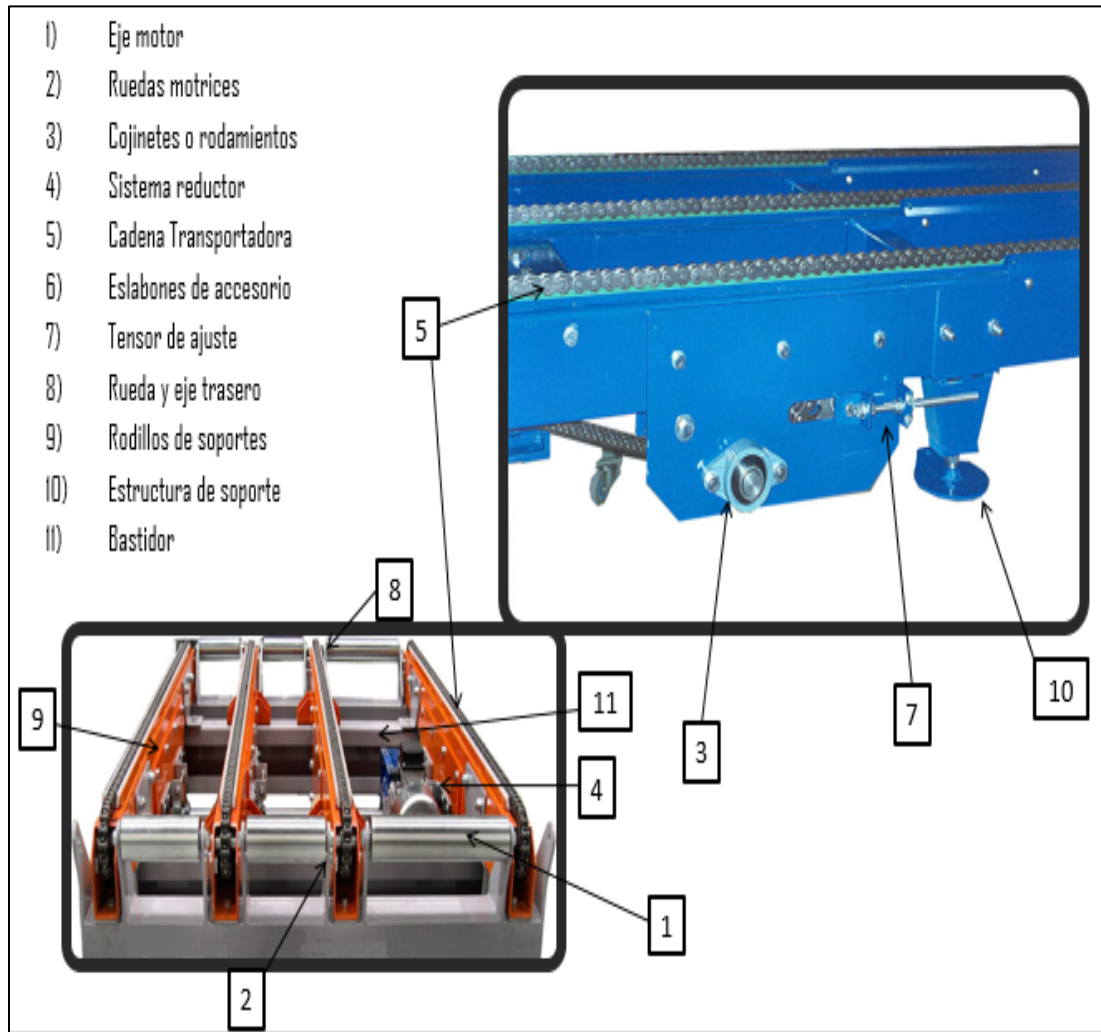


Figura 13: Partes de un transportador de cadenas.
 Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

3.2.8. Sistemas de transmisión de cadena (Piñón-Catalina).

Permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes paralelos, pudiendo modificar la velocidad pero no el sentido de giro (no es posible hacer que un eje gire en sentido horario y el otro en el contrario).

En las bicicletas se emplean mucho el "cambio de velocidad" (Ver Figura 14) compuesto por varias ruedas en el eje del pedal (catalina) y varias en el de la rueda (piñón), lo que permite obtener, modificando la posición de la cadena, entre 15 y 21 velocidades diferentes.

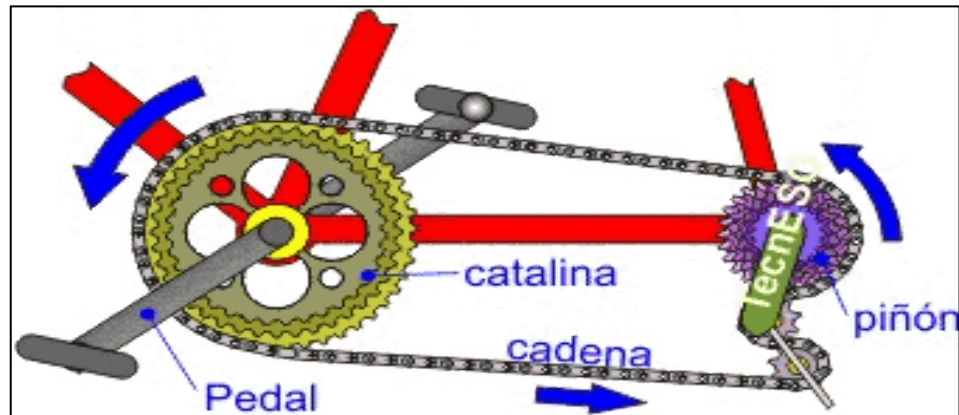


Figura 14: Sistema de transmisión de bicicleta piñón-corona-cadena.
 Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.com. (2016).

Se emplea en sustitución de los reductores de velocidad por poleas cuando lo importante sea evitar el deslizamiento entre la rueda conductora y el mecanismo de transmisión (en este caso una cadena).

Este mecanismo se emplea mucho en bicicletas, motos, motores de automóvil, puertas elevables, apertura automática de puertas.

Descripción del sistema

Este sistema consta de una cadena sin fin (cerrada) cuyos eslabones engranan con ruedas dentadas (piñones) que están unidas a los ejes de los mecanismos conductor y conducido. Los ejes tienen que mantenerse en posición fija uno respecto a otro, por lo que suelen sujetarse mediante soportes, armaduras u horquillas (en el caso de motos y bicicletas). (Ver Figura 15).

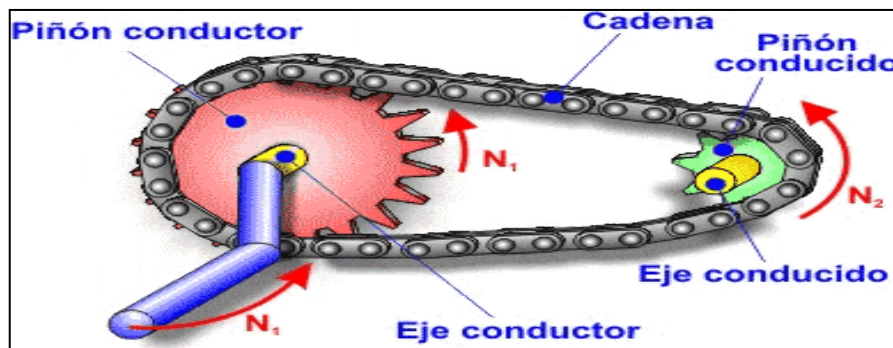


Figura 15: Identificación de las partes del sistema de transmisión.
 Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.sistemasdetransportacion.com (2016).

Para la relación de transmisión valen todas las ecuaciones deducidas para las poleas o para las ruedas dentadas, sin más que sustituir el diámetro de las poleas por el número de dientes de los piñones, así se cumple:

$$N_1 \times \omega_1 = N_2 \times \omega_2 \quad \omega_2 = \omega_1 \times \frac{N_1}{N_2} \quad \text{Ec. (2)}$$

Con:

N_1 = número de dientes del piñón conductor

N_2 = número de dientes del piñón conducido

ω_1 = velocidad de giro del piñón conductor (rpm)

ω_2 = velocidad de giro del piñón conducido (rpm)

3.2.9. Selección del sistema transportador

Para determinar las especificaciones de un transportador a cadenas se utiliza una serie de parámetros básicos entre los cuales esta: la capacidad, la carga lineal y la velocidad.

La capacidad (Q) se define según el tipo de transportador. Para transportar objetos, ó cajas embalándose, se tiene:

$$Q = 60 \times n_1 \times V \quad \text{Ec. (3)}$$

Dónde:

n_1 = es el número de artículos por unidad de longitud

V = es la velocidad de la cadena en unidad de longitud por minuto

Para materiales a granel tenemos:

Capacidad en toneladas métrica:

$$Q = 0,06 \times P_m \times V \quad \text{Ec. (4)}$$

Capacidad en metro cubico por hora:

$$Q = 0,06 \times \frac{P_m}{\rho} \times V \quad \text{Ec. (5)}$$

Donde:

V = velocidad de la cadena en m/min

P_m = peso lineal de material en Kg/m

ρ = peso específico en Tm/m³

La carga lineal oscila entre valores que dependen del tipo de transportador, esto es sin una regla fija.

En la mayoría de las instalaciones se observan los siguientes rangos que pueden servir de referencia:

Cadena transportadora de carga ($15 < P < 30$) Kg/m

Cadena de arrastre o empuje ($7,5 < P < 30$) Kg/m

Cadenas de barras y bloque ($15 < P < 75$) Kg/m

3.2.10. Elección del paso

La dimensión del paso viene determinada por los siguientes factores:

Tipo de transportador y género a transportar.

Separación entre los accesorios de sujeción (aletas topes etc.)

Diámetro máximo de las ruedas.

Velocidad de funcionamiento

Distancia entre ejes.

Hay que observar que a mayor paso, la cadena es más económica, pero aumenta el diámetro de las ruedas y por lo tanto la dimensión del transportador.

Para velocidades bajas, se pueden montar ruedas de pocos dientes, por lo que a igualdad de diámetro, es posible elegir un paso mayor. Es importante adoptar pasos normalizados según el tipo de cadena y que vienen dados en el catálogo, de modo, que al utilizar elementos estandarizados, la cadena es más económica.

3.2.11. Numero de dientes

El número de dientes de las ruedas queda determinado por el dimensionado del transportador, por la velocidad y por la regularidad de funcionamiento. Generalmente valores entre 8 y 12 dientes son los más usados. Para velocidades bajas se pueden en algunos casos montar ruedas de 6 ó 7 dientes. Cuando la velocidad es alta o se pretenda un funcionamiento muy regular se emplearán ruedas de 19 o más dientes. Es importante al seleccionar los dientes de las ruedas tener presentes el "efecto poligonal".

Para ruedas de más de 19 dientes, puede despreciarse el efecto poligonal. Cuando sea necesario un movimiento constante y sin vibraciones o si la velocidad es elevada se utilizarán ruedas con un elevado número de dientes. Con velocidades reducidas (inferiores a 0,5 m/seg.), y cuando se puedan admitir variaciones en el movimiento de la cadena se podrán utilizar ruedas con bajo número de dientes. Para disminuir las consecuencias del efecto poligonal sobre la cadena, es interesante procurar que la distancia entre ejes sea un múltiplo número par del paso.

3.2.12. Velocidad lineal de las cadenas transportadoras

Las velocidades normales de los transportadores y elevadores de cadena son los siguientes:

Transportadores de cadena con la carga apoyada sobre la cadena	0,10 - 0,50 m/s
Transportadores de cadena de arrastre	0,20 - 0,60 m/s
Elevadores de cangilones vertical m/s	0,60 - 1,50
Elevadores de cangilones continuos	0,30 - 0,70 m/s
Elevadores inclinados de cangilones	0,15 - 0,40 m/s

3.2.13. Duras condiciones

Trabajos con elevada velocidad

Para casos de velocidades altas en cadenas transportadoras, los puntos más importantes a tener en cuenta son:

Aplicar el mejor sistema de engrase posible. Verificar que la superficie de articulación este bien dimensionada y tener presente los ciclos de fatiga que se producirán.

Trabajos extremos con golpes y sobrecargas

Aplicar sobradamente todos los coeficientes de corrección para sobredimensionar ampliamente las cadenas; también son importantes los materiales,

tratamientos y sistemas de las guías, placas de deslizamiento y sistema de tensado. En muchos casos se recomienda utilizar cadena de mallas acodadas.

Trabajo en ambientes abrasivos

Para conseguir una duración rentable de la cadena verificar la superficie de articulación para que la presión por m/m² en eje/casquillo sea lo más baja posible y sobre todo en cadenas con rodillos grandes con engrase casi nulos, la presión en rodillo-casquillos debe ser la mínima admitida en las tablas. Los aceros y tratamientos deben ser superiores a los de serie y también es muy importante que los espesores de las capas endurecidas por el temple sean del máximo espesor.

Trabajo con temperatura

Para aplicaciones hasta 300 °C de temperatura, se pueden utilizar los aceros normales, teniendo presente las dilataciones y las pérdidas de dureza en las superficies cementadas cualidades de los tratamientos térmicos, principalmente por encima de los 200 °C. Para valores entre 200 °C 350 °C se usarán aceros que permitan tratamientos antidesgaste adecuados. Para temperaturas desde 300 °C a 450 °C es posible utilizar aceros resistentes al calor o inoxidable, con los cuales puede mejorarse el rendimiento con tratamientos especiales. En temperaturas desde 600 °C a 800 °C deben utilizarse aceros refractarios y dimensiones especiales. En todos los casos, deberá seleccionarse una cadena muy superior a lo normal, principalmente en lo referente a la superficie de articulación y tipo de construcción para temperatura de más de 800 °C. Aconsejamos cadenas de bloques con entrecasco en los ejes.

Trabajo en ambientes corrosivos

En ambientes húmedos y alcalinos, se pueden montar cadenas en acero normales con tratamiento superficial contra la oxidación como galvanizado o cadmiado. Cuando la cadena esté en contacto con productos de naturaleza ácida, o en contacto con productos alimenticios es necesario el uso de acero inoxidable o aceros especiales con recubrimientos de teflón, Teflón-Bronce o las variantes de plásticos especiales resistentes y con propiedades de auto-engrase.

3.2.14. Proceso de cálculo de la cadena

De acuerdo con las características del transporte, forma de arrastre del material a transportar y del tipo de apoyo de éste y de las cadenas se pueden clasificar los transportadores en grupos principales:

Grupo "A"

El material es cargado directamente sobre la cadena o sus accesorios y la cadena se deslizan sobre guías. (Ver Figura 16).

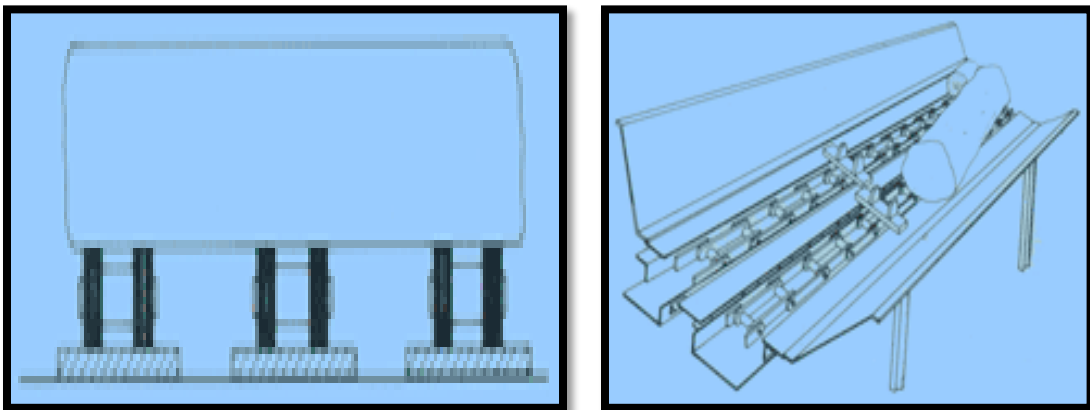


Figura 16: Tipo de transportador (tipo A).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Grupo "B"

El material es cargado directamente sobre la cadena o sus accesorios y la cadena se desplazan por rodillos rodando sobre guías. (Ver Figura 17).

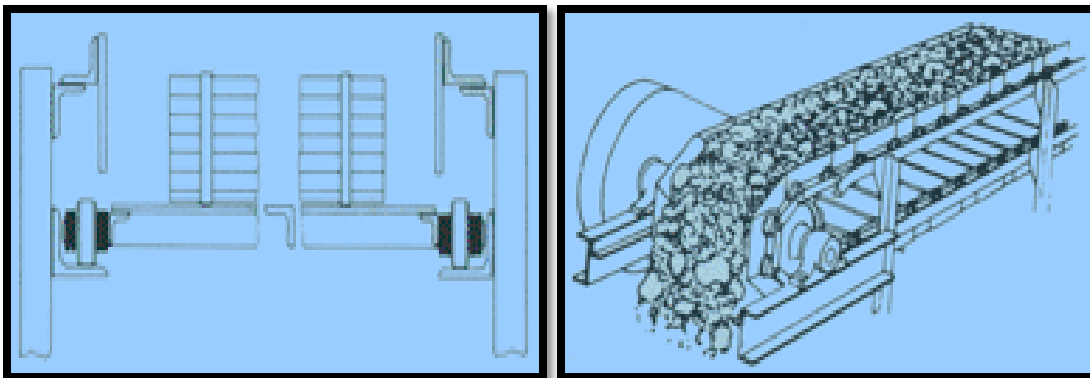


Figura 17: Tipo de transportador (tipo B).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Grupo "C"

El material es arrastrado sobre guías o canal por la cadena que a su vez se desliza sobre guías. (Ver Figura 18).

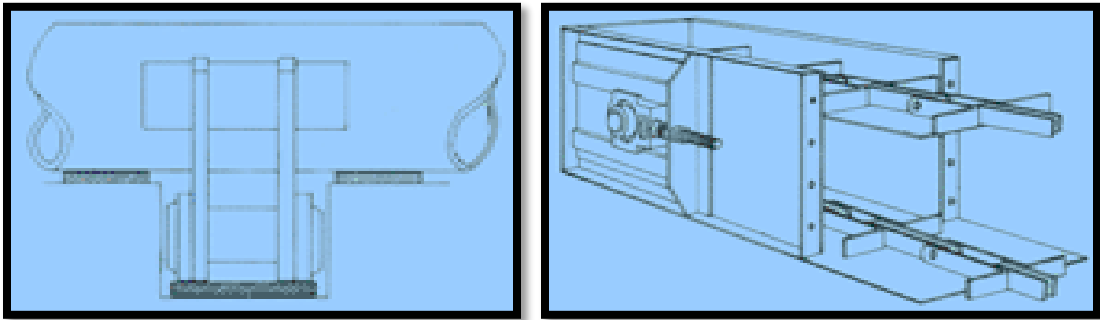


Figura 18: Tipo de transportador (tipo C).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

3.2.15. Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena

Transportadores del grupo "A" y del grupo "B". Material a transportar cargado sobre la cadena:

Transportador horizontal

$$F = \mu_c \cdot d(2w + q) \quad \text{Ec. (6)}$$

Donde:

$\mu_c = \mu_d$ para transportador del grupo "A"

$\mu_c = \mu_r$ para transportador del grupo "B"

w = peso de la cadena más los accesorios móviles por metro lineal en kg.

q = peso del material transportador por metro lineal de transportador en

kg

μ_c = coeficiente de rozamiento de la cadena con las guías.

μ_d = coeficiente de rozamiento de la cadena deslizando sobre las guías.

μ_r = coeficiente de rotura de la cadena de rodillos sobre las guías.

d = distancia entre centros de los ejes.

Como orientación se puede considerar:

w = 0,008 · Q para transportadores del grupo A y B.

w = 0,005 · Q para transportadores del grupo C

Transportador inclinado:

Si h/a es menor que μ_c (Ver Figura 19)

$$F = \mu_c \cdot a (2w + q) + q. \quad \text{Ec. (7)}$$

Si h/a es mayor que μ_c

$$F = \mu_c \cdot a (w + q) + (w + q) \quad \text{Ec. (8)}$$

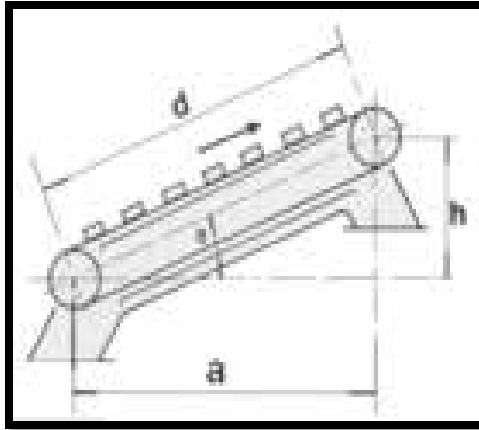


Figura 19: Transportador inclinado.

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

3.2.16. Transportadores del grupo "C"

Cadena arrastrando el material a transportar

Transportador horizontal:

$$F = d (2 \cdot \mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) \quad \text{Ec. (9)}$$

Donde:

$$\mu_c = \mu_d \text{ para transportador del grupo "C"}$$

Transportador inclinado:

Si h/a es menor que μ_c (Ver Tablas 4, 5 y 6)

$$F = a (2\mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) + q. \quad \text{Ec. (10)}$$

Si h/a es mayor que μ_c

$$F = a (\mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) + (w + q) \quad \text{Ec. (11)}$$

Tabla 4: Coeficiente μ_d .

Material de la guía	Guide material	μ_d
Acero dulce sin lubricar	Soft non lubricated steel	0,40
Acero duro sin lubricar	Hard non lubricated steel	0,30
Acero lubricado	Lubricated steel	0,20
Madera	Wood	0,40
Poliamido o Polietileno A.D.	Polyamide or Polyethylene H.D.	0,15

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

3.2.17. Calculo de la tracción de trabajo de la cadena

La tracción de la cadena determinada anteriormente es calculada sólo teniendo en cuenta las condiciones estáticas y considerando que el arrastre se realiza con una sola cadena.

La tracción total corregida según las diferentes condiciones de trabajo y que nos servirá de base para seleccionar el tipo de cadena nos viene dado por la siguiente fórmula.

$$F_{cor} = F \cdot f_1 \cdot f_2 \quad \text{Ec. (12)}$$

Siendo:

F_{cor} = Tracción cadena corregida

F = Tracción cadena estática (calculada anteriormente).

$f_{1,2}$ = Coeficientes de corrección. (Ver Tablas 7 y 8).

En el caso de trabajar más de una cadena en conjunto, la carga de tracción por cadena (F_{cor}) se hallará como sigue:

$$F_{cor}(\text{por cadena}) = F_{cor} \cdot f_3 \quad \text{Ec. (13)}$$

Coeficiente f_3 . Es determinado por el número de cadenas que trabajan en paralelo y que considera el reparto desigual de la carga entre las cadenas.

$$\text{Coeficiente } f_3 = \frac{1,2}{N^\circ \text{ de Cadenas}} \quad \text{Ec. (14)}$$

Tabla 5: Coeficiente μ_m .

Material transportado	Material transported	Densidad Density	μ_m
Antrocita troceada	Anthracite in bits	0,88	0,45
Arcella seca	Dry clay	1,7	0,70
Arena húmeda	Wet sand	1,9	0,85
Arena seca	Dry sand	1,7	0,60
Azúcar granulado	Granulated sugar	0,89	0,67
Cemento Portland	Portland cement	1,3	0,65
Cal	Caix	0,85	0,50
Coke	Coke	0,45	0,60
Cemento clinker	Clinker cement	1,26	0,7
Cenizas secas	Dry ashes	0,60	0,50
Cenizas húmedas	Wet ashes	0,75	0,60
Cereales en grano	Cereal in grain	0,75	0,40
Cereales en harina	Milled cereals	0,60	0,60
Grava seca	Dry gravel	1,60	0,45
Grano	Grain	0,68	0,40
Hulla	Coal	0,80	0,50
Madera troceada	Wood in bits	0,25	0,50
Serrín	Sawdust	0,25	0,50
Piedra tamizada	Sieved stone	1,54	0,45

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

Tabla 6: Coeficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas.

Tipo guía	Guide type	μ_m
Acero sin engrase	Non lubricated steel	0,50
Acero con engrase	Lubricated steel	0,20
Madera	Wood	0,50
Poliamido o Polietileno A.D.	Polyamide or Polyethylene H.D.	0,15

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

Tabla 7: Coeficiente f_1 tipo de engrase y horas de utilización diaria.

		Horas de trabajo diarias					
		Nº arranques por hora					
Tipo	Tipo	8 h/día		16 h/día		24 h/día	
Funcionamiento	Engrase	hasta 2	de 2 a 10	hasta 2	de 2 a 10	hasta 2	de 2 a 10
Funcionamiento Uni- formal (sobrecargas inferiores al 5%)	Normal	1	1,20	1,20	1,40	1,60	1,80
	Irregular	1,30	1,50	1,50	1,80	2,00	2,30
	Sin engrase	1,70	2,00	2,00	2,40	2,70	3,00
Funcionamiento irregu- lar (sobrecargas entre el 5% y el 20%)	Normal	1,20	1,40	1,40	1,60	1,80	2,00
	Irregular	1,50	1,80	1,80	2,00	2,30	2,60
	Sin engrase	2,00	2,40	2,40	2,70	3,00	3,40
Funcionamiento a golpes (sobrecargas entre el 20% y el 40%)	Normal	1,40	1,60	1,60	1,80	2,00	2,20
	Irregular	1,80	2,00	2,00	2,30	2,60	3,00
	Sin engrase	2,40	2,70	2,70	3,00	3,40	3,80

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

Tabla 8: Coeficiente f_2 numero de dientes de la rueda y velocidad de la cadena.

Nº dientes rueda	Velocidad cadena m/seg					
	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2
6	1,4	2	2,9	4,4	-	-
7	1,1	1,4	1,8	2,3	4	-
8	1	1,3	1,5	1,8	2,5	3,6
9	1	1,2	1,4	1,6	2,0	2,6
10	0,9	1,1	1,2	1,4	1,7	2,0
11	0,9	1	1,2	1,3	1,5	1,8
13	0,8	1	1,1	1,2	1,4	1,5
15	0,8	0,9	1	1	1,2	1,3
19	0,8	0,9	1	1	1,1	1,2

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

3.2.18. Otras fuerzas que actúan sobre la cadena

Fuerza centrífuga

Para cadenas que trabajan a velocidades superiores de 8m/s deberá considerarse la fuerza centrífuga, la cual produce sobre la cadena una tracción, F_{cen} en N igual a:

$$F_{cen} = \frac{w V^2}{9,81} \quad \text{Ec. (15)}$$

Siendo:

w = peso de la cadena por metro lineal

V = velocidad de la cadena en m/s

Fuerza producida por la curva catenaria

Cuando el ramal de la cadena no va apoyado sobre guías, éste adaptará una curva en forma de catenaria como se ve en la Figura 20:

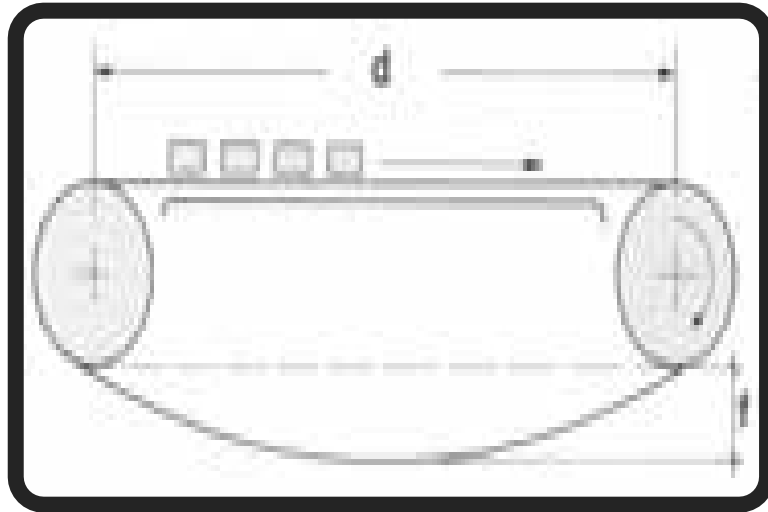


Figura 20: Transportador con curva catenaria.

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

El valor de la flecha de la catenaria f en metros viene dado por la expresión:

$$f = 0,612 VL \cdot d - d^2 \quad \text{Ec. (16)}$$

Siendo:

L = longitud del ramal de retorno de la cadena en metros.

La fuerza de tracción F_{cat} producido por la "curva catenaria" en N es:

$$F_{cat} = \frac{d^2 w}{8f} + Wf \quad \text{Ec. (17)}$$

3.2.19. Potencia

La potencia viene dada por $N = F \times V$. Para considerar pérdidas en las ruedas y sus cojinetes se recomienda incrementar en un 10% el valor anterior, resultando una potencia de salida en el reductor de:

$$N = F \frac{V}{100} \quad \text{Ec. (18)}$$

La velocidad del eje motriz del transportador será:

$$n = \frac{60 v}{P \cdot z} \quad \text{Ec. (19)}$$

Siendo:

n = Velocidad de giro en RPM

v = Velocidad de la cadena en m/s

P = Paso de la cadena en m.

z = Número de dientes rueda motriz.

3.2.20. Longitud de la cadena

La longitud de la cadena vendrá dada por la siguiente ecuación:

$$L_{cad} = 2(\text{Longitud entre centros}) + 2(\text{Longitud del arco de la rueda catalina}) \quad \text{Ec. (20)}$$

3.2.21. Manipulación de una Cadena

El mal manejo de la cadena puede provocar una pérdida de precisión. Nunca manipule la cadena como se muestra en la fotografía de la derecha. El manejo rudo, como arrojar o dejar caer, enredarla hará que esta se pueda torcer provocando una pérdida de precisión. La aplicación de una carga o tensión en una cadena mal colocada hará que esta se tuerza y conducirá a una pérdida de precisión. (Ver Figuras 21 y 22).

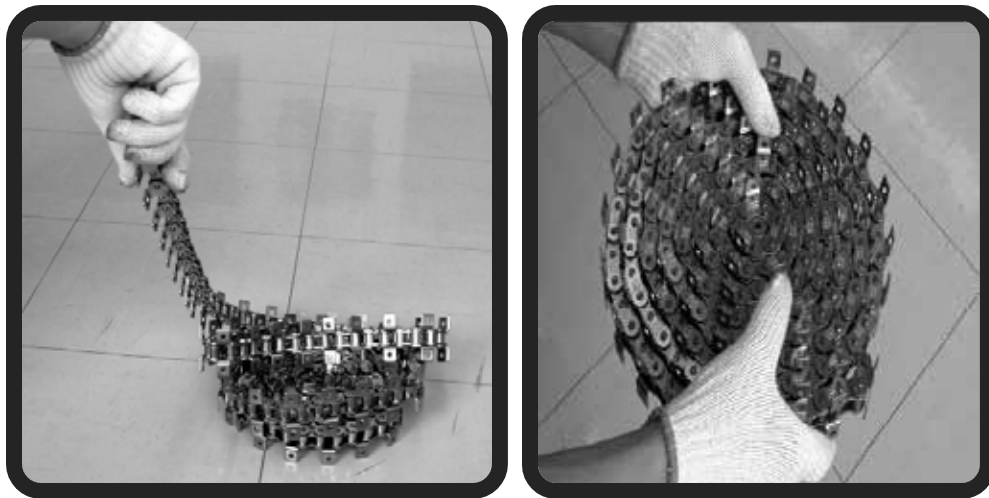


Figura 21: Mal manejo de una cadena. Figura 22: Manejo correcto de una cadena.

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte. Tomo II. Ed. Blume. (1970).

3.2.22. Lubricación

Una efectiva lubricación de las superficies de la cadena es esencial para obtener un óptimo rendimiento, además de minimizar el consumo de energía, la tasa de desgaste, la probabilidad de la corrosión y el ruido.

Los aceites pesados y grasas son en general, demasiado viscosos para entrar en contacto con las superficies de rozadura de la cadena y no deben ser utilizados. En condiciones normales un aceite mineral de viscosidad media, por ejemplo SAE 20W50, se recomienda cuando las temperaturas de funcionamiento son normales.

3.2.22.1. Tipos de Entornos

Temperatura

Bajas Temperaturas: Las condiciones de baja temperatura van de -60°C a 0°C , requieren la aplicación de grasa repelente al agua para lubricar y evitar que se congele la condensación del agua causando un bloqueo de la cadena.

Altas Temperaturas: Las condiciones de alta temperatura van desde 100°C a 450°C . Hasta 160°C es utilizado por lo general un lubricante de película “húmeda”.

Hasta 450°C es utilizado un lubricante de película “seca”, por lo general consisten de disulfuro de molibdeno, grafito coloidal o en un portador sintético no carbonizado, se filtra en las áreas críticas de la cadena y luego se evapora, dejando una película de MoS_2 seco o grafito.

Suciedad

La cadena debe ser lubricada antes de la puesta en operación con una película adecuada de lubricante en seco para evitar que el polvo se adhiera a la cadena. Periódicamente, la cadena se debe limpiar y volver a lubricar con el mismo lubricante.

Cadenas equipadas con pasadores y bujes perforados son más eficaces en estos ambientes debido al sistema de lubricación empleado.

Calor y Suciedad

Se deben tener las mismas consideraciones anteriores, pero el lubricante debe ser elegido para ser eficaz en la temperatura de funcionamiento.

Agua Limpia

En las plantas de agua, las cadenas por lo general operan sobre el nivel del agua y requieren lubricantes que sean eficientes, pero suficientemente adhesivos para que no caiga en la potencial agua potable. Estos lubricantes comprenden una mezcla de aceite mineral, grafito y elementos anti-corrosivos.

Cada uno a su vez, lubrica, repele el agua y evitar la corrosión. La grasa no se va a diluir en agua, es extremadamente adhesiva y activamente repele el agua. Es necesario engrasar la cadena con frecuencia. La permisología legal para el uso de estos lubricantes puede ser requerida en caso de quererlos utilizar en lugares donde haya agua potable.

Agua Sucia

Las cadenas que operan en las plantas de tratamiento de aguas residuales suelen estar completamente sumergidas, por esta razón resulta casi imposible lubricarlas regularmente. En estos casos, las cadenas son seleccionadas para operar con “sacrificio”, o se seleccionan materiales especiales para poder operar en un ambiente de ese tipo. Cuando las cadenas son accesibles para la lubricación, se utiliza un sistema de lubricación como la pistola engrasante que permita remover la grasa vieja y otros agentes contaminantes.

Solventes

Cuando las cadenas están operando en un ambiente con disolventes, el lubricante debe ser elegido con sumo cuidado. La renovación del lubricante por lo general no es posible debido a la eliminación de lubricante por el disolvente, causando contaminación en el producto. En este caso se deben consultar a proveedores o especialistas en la rama de lubricación para hallar un lubricante que cumpla con la condiciones de operación sin ser disuelto.

Tóxicos y Corrosivos

Deben ser consultados Especialistas en lubricación para que seleccionen un lubricante que opere bien bajo estas condiciones, la selección dependerá básicamente del material que se manejan.

Pre Tratamientos

Los siguientes tratamientos previos se pueden aplicar en la fabricación de componentes de la cadena.

Fosfatado: La aplicación de un recubrimiento de fosfato de manganeso a las superficies del pasador y el buje. La superficie da un pequeño grado de pre-lubricación, pero su principal ventaja es proporcionar una protección para la posterior lubricación y esto la hace mucho más eficaz y resistente.

Disulfuro de molibdeno. Un revestimiento aplicado a los pasadores y bujes durante la fabricación por inmersión, seguido de curado en horno. Reduce la fricción entre los componentes y actúa como lubricante preliminar. La película es sólo de unos pocos micrones de espesor y se erosiona en condiciones abrasivas.

PTFE. Revestimiento aplicado como el anterior, con características muy similares.

Sin Lubricación

Algunos entornos sencillamente impiden el uso de cualquier tipo de lubricante o pre-impregnado, debido a la contaminación del producto o la posibilidad de crear compuestos volátiles o pastas de molienda. En estos casos, la vida de la cadena se mejora no gracias a la lubricación sino a la limpieza periódica o el lavado para eliminar los residuos a lo largo de la cadena. El aire comprimido puede ser a veces recomendado para llevar a cabo esta limpieza.

3.2.22.2. Métodos de Lubricación

Manual: La frecuencia de lubricación pueden variar dependiendo de las condiciones ambientales. En algunos casos, puede ser necesario lubricar

diariamente, en otros una vez por cada semana o cada dos semanas es suficiente. El lugar ideal para aplicar el lubricante sería a la salida de la rueda motriz, es decir, en el punto de mínima tensión. Esto permitirá que el lubricante penetre en las superficies de rodamiento. Cuando un nuevo conjunto de cadenas se ha instalado, o si ha estado detenido durante mucho tiempo, se debe permitir a funcionar en vacío durante unas pocas horas después de que el lubricante se ha aplicado para que la cadena pueda trabajar de manera efectiva.

Lubricación por Goteo: Gotas de aceite caen entre los bordes de la pletina gracias a un engrasador de goteo. El volumen y la frecuencia del goteo debe ser suficiente para permitir la penetración de lubricante en las articulaciones de la cadena.

Baño de Aceite: En la lubricación por baño de aceite, la cadena en su punto más bajo pasa a través de un colector de aceite en la caja de transmisión. El nivel de aceite debe cubrir toda la cadena durante la operación.

Corriente de lubricación: Un suministro continuo de aceite fluye (por la acción de una bomba) hacia los eslabones de la cadena. Es importante asegurarse de que los orificios de pulverización por donde saldrá el aceite estén alineados con los bordes de la cadena. El tubo de “spray” debe colocarse de manera que el aceite se entregue a la cadena justo antes de que entre en contacto con el piñón, esto asegura que el lubricante penetre en la cadena debido al efecto centrífugo, adicionalmente proporciona una refrigeración eficaz y amortiguación de impacto a alta velocidad. Es, por tanto, importante que el método de lubricación especificado sea seguido muy de cerca

Pistola de engrase: En algunas aplicaciones, la cadena está diseñada para la lubricación con el uso de una pistola de engrase. Esta cadena tiene

perforaciones en el pasador y el buje a fin de permitir que la grasa penetre en las superficies de soporte desde dentro de la cadena. Las vías para engrasar están fijados a los extremos de los pasadores. Este sistema tiene la ventaja de que la suciedad o los contaminantes que entran en la cadena son forzados a salir ya que la grasa se inyecta.

Este tipo de cadena viene engrasada previamente desde la fábrica y se puede volver a lubricar, ya sea por pistola de engrase manual o mediante un sistema automático de lubricación con grasa. Al igual que con otros métodos, la regularidad de re lubricación depende del entorno y la aplicación de la cadena.

3.2.23. Factores de diseño

A veces la resistencia de un elemento en un sistema, es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones de dicho elemento. En tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se utiliza la expresión: consideración de diseño; se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizá, en todo el sistema.

Generalmente se tienen que tomar en cuenta varios de estos factores en un caso de diseño determinado. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008).

Algunos de los más importantes son los siguientes: Resistencia, confiabilidad, propiedades térmicas, corrosión, desgaste, fricción (o rozamiento), procesamiento, utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido, estilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado de superficies, lubricación, mantenimiento, volumen y responsabilidad legal.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

3.2.23.1. Factor de seguridad

El coeficiente de seguridad también conocido como factor de seguridad N, es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un

margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008). Así, en los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

1. Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos.
2. Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

Es por ello que, en ambos casos, resulta en un dimensionamiento adicional del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc. Estos factores de seguridad por lo general provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador.

En general para el mismo tipo de elemento dependerá del tipo de uso o servicio que se le piense dar. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Finalmente se puede decir que en resistencia de materiales se aplica un coeficiente de seguridad superior o inferior dependiendo del uso del componente. Así, en el cálculo de dimensionamiento de sección de un cable para tender la ropa se utilizara un coeficiente de seguridad inferior al utilizado para ese mismo cable cuando se estudia su empleo para sustentar un ascensor. En la Tabla 9 se muestran los factores de seguridad dependiendo del tipo de elemento que se va a diseñar.

3.2.24. Esfuerzos

Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseñe siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar. Por lo tanto se debe

diseñar tomando en cuenta este elemento para lograr un dispositivo seguro y confiable.

Tabla 9: Factores de Seguridad.

TIPO DE CARGA	Materiales dúctiles. Aceros.		Materiales frágiles. Fundición.	Madera
Cargas muertas (Constantes)	2,6 - 4,2	1,25 - 2,0	4,5 - 6,5	6 - 8
Cargas repetidas, en una dirección. Choque moderado.	5 - 7	2,5 - 3,5	6,5 - 9,0	9 - 11
Cargas repetidas, invertidas. Choque moderado	7 - 9	3,5 - 5,0	10 - 13	13 - 16
Choques fuertes	10 - 15	5 - 8	15 - 20	15 - 20

Fuente: Molina (1970).

Esfuerzos Uniformemente Distribuidos

Con frecuencia, en diseño se plantea la hipótesis de que hay una distribución uniforme de esfuerzo. Según (Budynas R. y Nisbett J. 2.008), el resultado obtenido con esa suposición se le llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo en estudio. A veces se emplea el calificativo simple en vez de puro, para expresar que no hay otros efectos que compliquen la situación. Una barra en tensión es un ejemplo típico.

En este caso, una carga de tensión F se aplica mediante los pasadores que atraviesan los extremos de la barra. La hipótesis de esfuerzo uniforme significa que si corta la barra en una sección transversal, alejada de ambos extremos, y se separa una de las mitades, es posible sustituir su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud σA

esta uniformemente distribuido y se calcula por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (21)}$$

Donde F es la fuerza aplicada y A es el área de la sección transversal. Para justificar esta hipótesis de distribución uniforme del esfuerzo se requiere que:

1. La barra sea recta y de material homogéneo.
2. La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
3. La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio en la sección transversal.

Esfuerzos Normales por Flexión

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión se harán las siguientes idealizaciones:

1. La viga somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales ni de torsión.
2. El material es isótropo y homogéneo.
3. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.
4. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
5. Las dimensiones de la viga son tales que solo puede fallar por flexión y no por aplastamiento.
6. Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión.

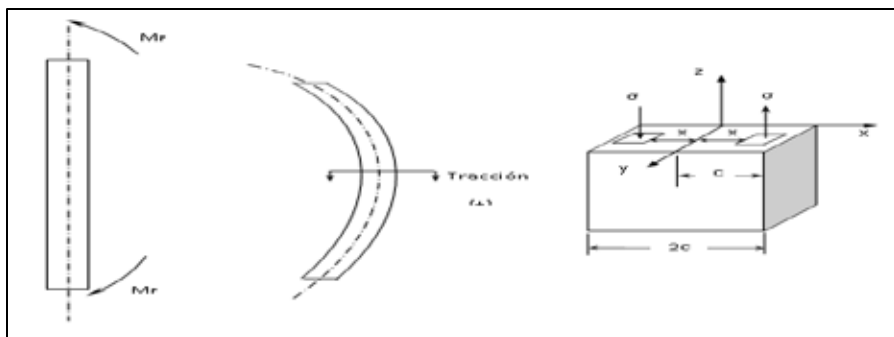


Figura 23: (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector M_F puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.

Fuente: Tassoni D. (2007).

En la Figura 23-a se observa un cuerpo en forma de paralelepípedo, sometido a flexión, por un momento flector “puro”; la pieza adquiere la forma de la Figura 23-b, permitiendo a sus distintas secciones transversales adyacentes, girar las unas respecto a las otras. La Figura 23-c, representa una vista ampliada de un corte en el medio de la Figura 23-b (sección A-A); tomamos un diferencial de área para una distancia + x en el cual las fibras están sometidas a tracción y otro diferencial de área a una distancia -x, en donde las fibras de la pieza están sometidas a compresión; para cada

$$\sigma dA = dF \quad \text{Ec. (22)}$$

Existe un:

$$dM_I = x dF \quad \text{Ec. (23)}$$

Para el que contribuyen los dA más alejados; el esfuerzo de tracción máximo ocurre en c y el mínimo, de compresión, ocurre en -c y se tiene que:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{m\acute{i}n} \quad \text{Ec. (24)}$$

En cualquier otra posición, se tiene que:

$$\sigma = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} x \quad \text{Ec. (25)}$$

Si integramos la expresión (23), tenemos que la reacción interna iguala al efecto externo:

$$M_i = \int_A dM_i = \int_A x dF = \int_A x \sigma dA = \int_A x \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} dA = M_f \quad \text{Ec. (26)}$$

Así:

$$M_f = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} \int_A x dA \quad \text{Ec. (27)}$$

Como $\int_A x dA = I_y$ es el momento de inercia de la sección transversal de la pieza, alrededor del eje y, que pasa por su centro de gravedad, la expresión (27) es igual a:

$$M_f = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} I_y \quad \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_f x c}{I_y} \quad \text{Ec. (28)}$$

Análisis de piezas largas sometidas a compresión

Existen elementos de máquina, que no fallan cuando la tensión resultante aplicada se acerca a los valores de resistencia del material, sino mucho antes. El mismo obedece a la existencia de un llamado equilibrio inestable. Un ejemplo típico son las columnas, muchos elementos de máquina se comportan como si fueran columnas, sin serlo. Algunos ejemplos que se pueden citar son: la biela de un motor de combustión interna, el soporte central del tren de aterrizaje de un avión, el vástago del émbolo de un cilindro neumático, etc. Considerando, por ejemplo, los dos elementos que se indican en la Figura 23 ¿Cuál es el más crítico? La respuesta a esta pregunta, resulta demasiado evidente: sin pensar siquiera en la sección, o en la dimensión de la sección transversal del elemento, todos concuerdan en afirmar que el más crítico es el más largo, en este caso el de la figura 23-b.

Para visualizar mejor esta situación, imagine una regla de plástico o la antena de un carro, a la cual se le aplica una carga P de compresión, se observa que la regla(o la antena) se arquea (dobla) como el paralelepípedo de la Figura 23, es decir, la pieza ha pandeado; el pandeo no es la curvatura sino la falla, sin quitar la carga P . Si se quita la carga P , la regla (o la antena) se endereza, un pequeño desplazamiento lateral, producto de la deformación mostrada, genera una reacción interna que se opone a P , debido a un “momento elástico interno”.

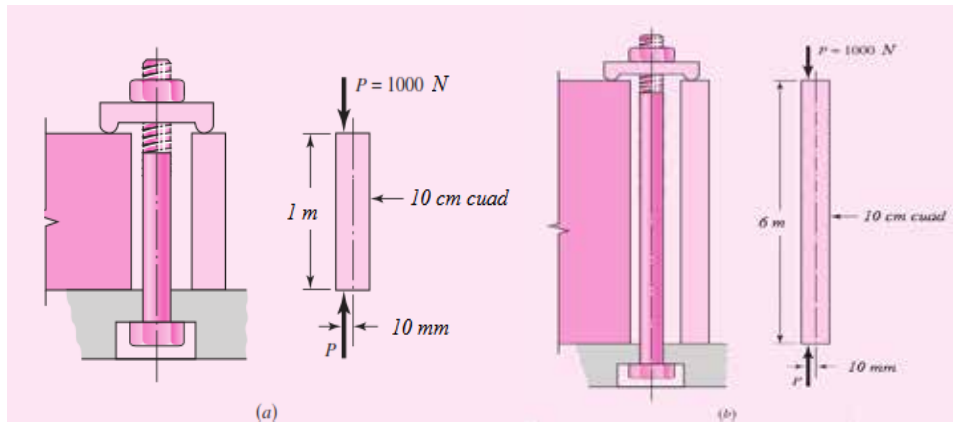


Figura 24: Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Al desaparecer P , este momento es suficiente para que la pieza recobre su forma recta, esto se denominó “*estabilidad elástica*”. La primera vez que se escuchó este término fue en el año 1.744, en un tratado de Leonhard Euler (1.707-1.783), matemático, físico e ingeniero que paso largos años para tratar de explicar este problema, ya que la estabilidad elástica solo explica cuando la pieza se endereza, el verdadero problema es explicar cuando la pieza llegará a la “*inestabilidad elástica o geométrica*”, es decir, cuando el momento elástico interno ya no es capaz de contrarrestar el efecto de P , y cuando esto ocurre la pieza falla (cede) abruptamente y se produce el colapso.

Euler, poco antes de morir, en 1.780, completó su largo trabajo, con la propuesta que lleva su nombre, analizando la forma de una columna sometida a carga axial, como la representada en la Figura 45 desarrolló la ecuación:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec. (29)}$$

Esta expresión es conocida como la “*fórmula de EULER*”, para columnas con extremos libres de girar, en la cual se tienen las siguientes magnitudes:

E = Módulo de Elasticidad del material que conforma la pieza [Pa].

I = Inercia de la sección transversal de la pieza [m^4].

h = longitud de la pieza [m].

El subíndice **cr** que se asocia a la carga P , indica el carácter crítico de la carga de compresión aplicada, la cual es la carga que lleva a la pieza a la inestabilidad elástica, en el instante de la falla. Otra utilización sencilla que permite realizar la ecuación de Euler, consiste en aplicar directamente la LONGITUD DE PANDEO, sustituyéndola en la expresión (29), a la longitud del elemento con extremos libres de girar.

La longitud de pandeo depende de la fijación de los extremos de la columna. Un ejemplo de esta aplicación se presenta a continuación considerando la pieza de la Figura 24, que es la representación de una pieza larga, con un extremo libre y el otro empotrado.

Si observamos la forma que adopta la pieza sometida a compresión, se ve la similitud con la representada en la Figura 24, la pieza de la Figura 25 adopta la forma de la mitad superior de la indicada en la Figura 24; prolongando idealmente la forma de la pieza con un extremo empotrado y el otro libre, como se indica en trazos negros en la Figura 26.

Se obtiene la misma de la pieza con ambos extremos libres; pero esto ocurre para un elemento "ficticio" cuya longitud total es, en este caso, el doble de la altura del original. Para este elemento se tiene entonces que su longitud de pandeo L_P es $2h$. Haciendo esta sustitución en la expresión (30) se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2} \quad \text{Ec. (30)}$$

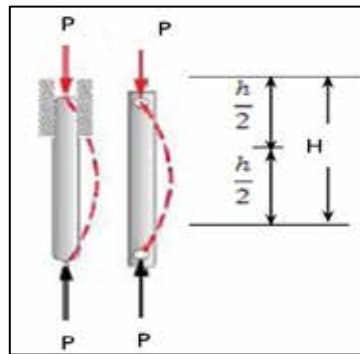


Figura 25: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2007).

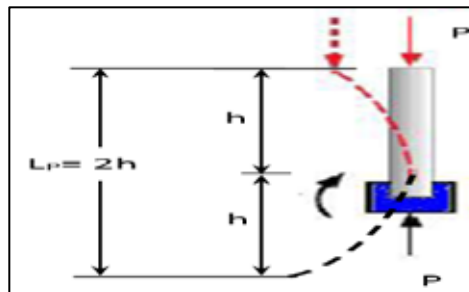


Figura 26: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Que para la pieza de la figura 26 es entonces:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(2h)^2} = \frac{\pi^2 EI}{4h^2} \quad \text{Ec. (30-a)}$$

Si se analiza la geometría que adoptan distintas piezas largas, sometidas a compresión, en función de la manera de fijación de sus extremos, se puede tratar de generalizar esta posibilidad que brinda la ecuación de Euler. Observando, para ello, la Figura 27; en 27-a se tiene una pieza con ambos extremos empotrados: geoméricamente se obtiene que su longitud de pandeo L_P es igual a $h/2$; para esta pieza la expresión (30) resulta:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(h/2)^2} = \frac{4\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec. (30-b)}$$

La pieza representada en la figura 27-b, posee un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente; nuevamente en forma geométrica se obtiene una longitud de pandeo L_P igual a $0,707 h$; la expresión (30) es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(0,707h)^2} = \frac{2\pi^2 EI}{h^2} \quad (30-c)$$

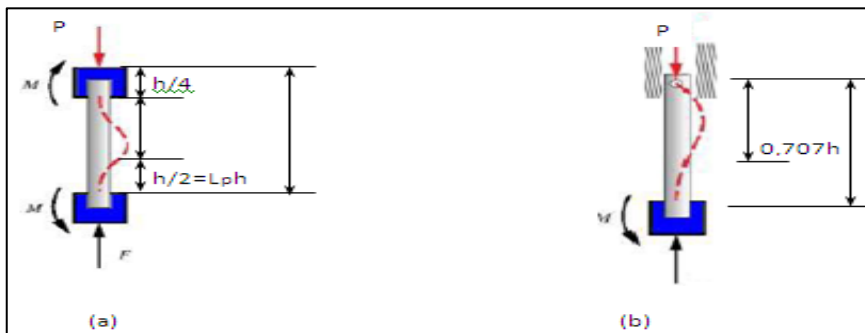


Figura 27: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

Considerando las expresiones (29), (30), (30-a), (30-b) y (30-c) y los casos para los cuales son válidas, se puede escribir la ecuación de Euler como:

$$P_{cr} = n \frac{\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec. (31)}$$

En la ecuación (31), n es el factor de fijación de extremos, y para los casos presentados se tienen los siguientes valores:

$n = 1$ Con extremos libres de girar (caso de la Figura 26, Ecuación 29).

$n = 1/4$ Con un extremo empotrado y el otro libre (caso de la Figura 27, Ecuación 30).

$n = 2$ Con un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente (guiado). (Caso de la Figura. 28-b, Ecuación 30c).

$n = 4$ Con extremos empotrados (caso de la Figura 28-a Ecuación 30-b).

Como se debe diseñar elementos de máquina, se considera la falla, es decir, se añade un factor de seguridad $y = \dots$, siendo la carga que debe soportar la pieza.

Como se observa en la Figura 28, en los alrededores del punto de intersección entre el valor de S_y y la fórmula de Euler, existe cierta incertidumbre. La misma es eliminada por la parábola de Johnson, la cual se obtiene de la siguiente manera:

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{Ycomp} \frac{S_{Ycomp}}{nE} \frac{h}{R} \quad \text{Ec. (32)}$$

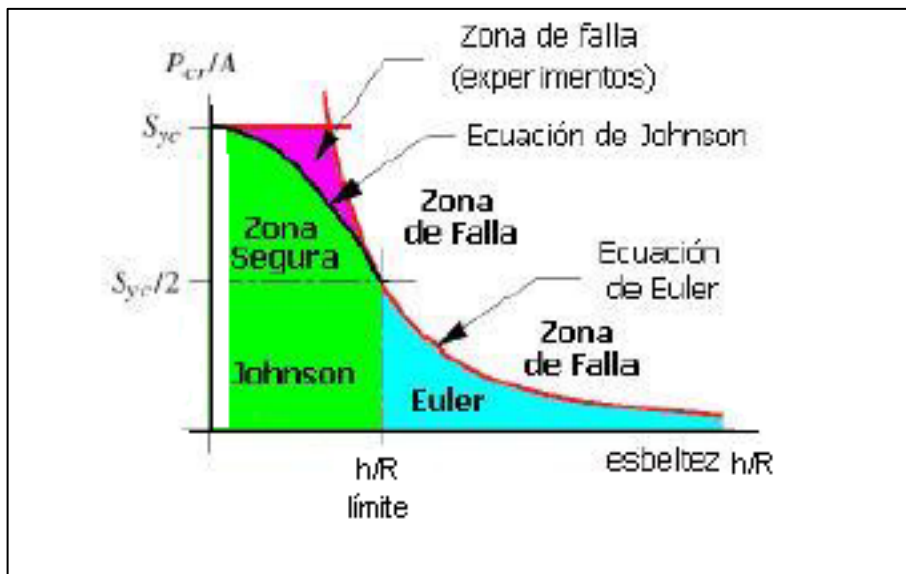


Figura 28: Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión.

Fuente: Tassoni D. (2007).

La ecuación (32), es una expresión parabólica tangente al punto $\frac{P_{cr}}{A} S_{y\ comp}$ y a la parábola de Euler en $\frac{P_{cr}}{A} \frac{S_{y\ comp}}{h/R}$. Entonces se obtiene:

$$\frac{P_{cr}}{A} \frac{E}{h/R} S_{y\ comp} \frac{S_{y\ comp}}{nE} \frac{h}{R}$$

Y realizando los cambios de variables:

$$b S_{y\ comp} \quad a \quad \frac{S_{y\ comp}}{nE} \quad x \quad \frac{h}{R} \quad y \quad n E \quad c$$

Sustituyendo se obtiene:

$$b \quad ax \quad \frac{c}{x}$$

Es decir, la expresión:

$$ax^2 - bx + c = 0$$

Ecuación de 2º grado, cuya solución, en la forma $ax^2 + bx + c = 0$, es, si se recuerda:

$$x = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad \frac{S_{y\ comp}}{nE} \sqrt{\frac{S_{y\ comp}}{nE} \frac{S_{y\ comp}}{nE}} \quad \frac{nE}{S_{y\ comp}}$$

Finalmente:

$$x = \frac{nE}{S_{y\ comp}}$$

Siendo $x = \frac{h}{R}$ se obtiene:

$$\frac{h}{R} \Big|_{\text{Limite}} = \sqrt{x} = \sqrt{\frac{nE}{S_{y\text{comp}}}} \quad \text{Ec. (33)}$$

Este es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de EULER y de JOHNSON, son tangentes en el punto $\frac{P}{A} = \frac{S_{y\text{comp}}}{A}$, es decir, ambos criterios son válidos.

La parábola de Johnson es válida hasta los valores de esbeltez que igualan la expresión (33). Para valores mayores a éste, debe utilizarse la fórmula de Euler. Para valores inferiores a una esbeltez de **20**, se utilizará el criterio de falla por fluencia pues se trata de elementos de máquina cortos, sometidos a compresión.

Esfuerzos Combinados

Es muy común en piezas de maquinarias, tener combinaciones de carga que creen esfuerzos normales y cortantes en una misma pieza. Pudiera haber lugares dentro de la pieza donde estos esfuerzos aplicados han de combinarse para poder determinar cuáles son los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo. Para esto, se introducen las teorías de falla las cuales son explicaciones, o ensayos de explicaciones, que tratan de señalar cuando y como falla un elemento de máquina.

La primera de estas teorías, es la teoría de la tensión normal máxima. Señala que se presenta la falla del material y de la pieza, cuando una de las tensiones principales es igual, o superior, al valor de la resistencia de fluencia del material del cual está fabricada la pieza. La importancia real de esta teoría, radica en el poder hacer comparaciones con las verdaderas condiciones de falla.

Si se considera un elemento de máquina sometido a un sistema de carga que induce en él un estado “complejo” pero, “bidimensional” de tensiones. Por ejemplo, un eje o árbol como el de la Figura 29. En él se tienen, tensiones de corte τ , producto de la acción directa de las cargas **P** y **W** y del momento torsor **M_T**; tensiones de tracción σ_{trac} por acción de la carga axial **Q**; y de tracción σ_{trac} y compresión σ_{comp} por el efecto de las cargas transversales **y** y de las reacciones en los apoyos.

En alguna parte de esta pieza se encuentra el punto crítico, en ese punto de la pieza, cada elemento infinitesimal experimenta esfuerzos distintos, al mismo tiempo. Por lo cual se deben considerar los esfuerzos como actuando sobre elementos infinitesimalmente pequeños dentro de la pieza. Estos elementos suelen modelarse, cada uno, como un cubo. Las componentes de los esfuerzos actúan en las caras de estos cubos de dos maneras distintas.

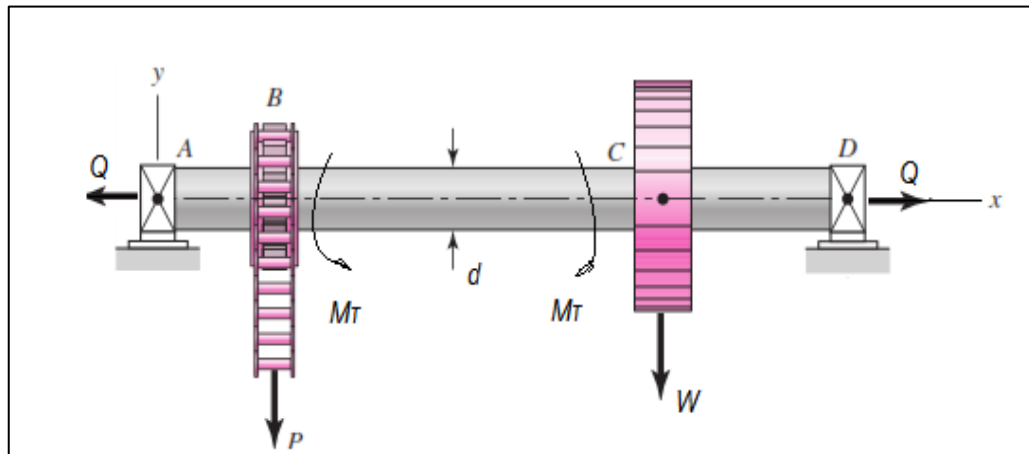


Figura 29: Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

Los esfuerzos normales (Fuerza/Área) actúan perpendicularmente a la cara del cubo (Normal) y tienen tendencia a tirar de él (Esfuerzo de Tracción Normal) o a empujarlo (Esfuerzo de Compresión Normal). Los esfuerzos cortantes, actúan paralelos a las caras del cubo, en pares sobre caras opuestas, lo que hace que el cubo distorsione a forma romboidal.

Las componentes normales y cortantes del esfuerzo conforman lo que se conoce como tensor; y un volumen elemental en ese punto, resultaría como el indicado en la (Figura 30-a); en él, siempre se podrá utilizar un análisis de cuerpo libre en el cual, para un ángulo cualquiera con los ejes indicados, se obtenga la representación de las tensiones directas máximas (Figura 30-b). Esto significa que se puede ir variando el ángulo de corte , hasta conseguir el valor de las tensiones principales y

máximos. A todas luces un procedimiento como el indicado, resultaría sumamente engorroso y extremadamente largo.

Afortunadamente, el círculo de MOHR saca de apuros (Otto Mohr, en el año 1.880 en sus clases de la Universidad de Berlín explicó por primera vez este método gráfico). En efecto, este método gráfico, denominado círculo de Mohr, se constituye en una herramienta valiosa a la hora de tener que enfrentar a un análisis como el que aquí se ha planteado.

Si se toma el caso del elemento considerado en la figura 51, y suponiendo que en el mismo se tiene que $\sigma_x > \sigma_y$; se puede construir el diagrama del círculo de Mohr para este caso; sobre el eje σ se reporta el valor de σ_x . Sobre el mismo eje se señala la magnitud de σ_y correspondiente; sobre el eje τ se indican las tensiones de corte, $\tau_x = -\tau_y$ (por equilibrio).

Se unen los puntos obtenidos en las intersecciones de σ_x con σ_x, y , de σ_y con σ_y , es decir, se unen los puntos (σ_x, τ_x) y (σ_y, τ_y) y se obtiene el diámetro del círculo, el cual corta al eje σ en el punto c de la figura 31. Siguiendo la nomenclatura de la Figura 31, se pueden indicar los valores numéricos de las magnitudes utilizadas en dicha figura:

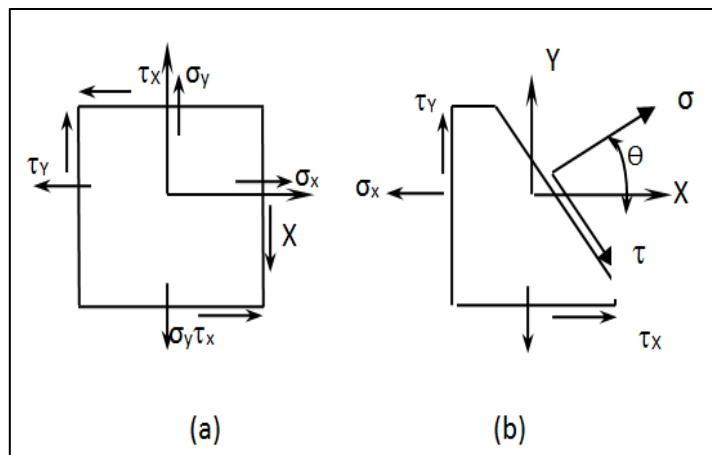


Figura 30: (a) Volumén Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumén Elemental.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

$$A = \frac{x - y}{2}$$

El Radio del círculo es igual a:

$$R = \sqrt{A^2 + \frac{xy}{x}}$$

Pero el radio del círculo, del estado bidimensional de tensiones considerado, no es más que la máxima tensión de corte producida, por lo tanto:

$$\max \tau = \sqrt{\left(\frac{x - y}{2}\right)^2 + \frac{xy}{x}} \quad \text{Ec. (34)}$$

Designando, ahora, al segmento \overline{OC} de la Figura 51 por la letra **B** se puede escribir:

$$B = \frac{x + y}{2}$$

De esta última expresión y considerando la geometría de la Figura 30, resulta

$$B = \frac{x + y}{2}$$

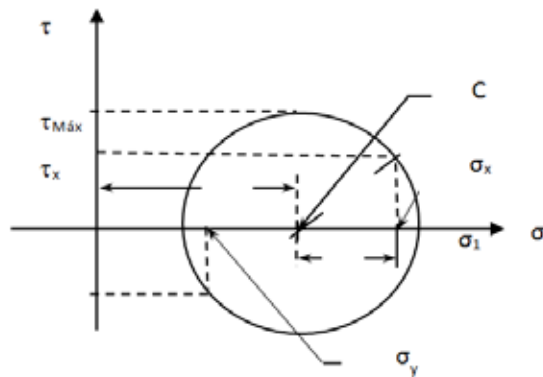


Figura 31: Diagrama del círculo de Mohr.

Fuente: Tassoni D. (2007).

$$B = \frac{x + y}{2} = \sqrt{\left(\frac{x - y}{2}\right)^2 + \frac{xy}{x}} \quad \text{Ec. (35)}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. (36)}$$

Gracias a las expresiones (34), (35) y (36) se pueden obtener valores de las tensiones principales σ_{\max} , σ_1 y σ_2 , en el estado bidimensional de tensiones, a partir de las tensiones directas σ_x , σ_y y τ_{xy} .

Pero atención con σ_{\max} porque para el estado bidimensional de tensiones (o plano) analizado anteriormente lo que realmente está ocurriendo es lo siguiente:

El volumen de control es (con σ_x , σ_y , $\sigma_z=0$ y $\tau_{xy} = \tau_{yx}$) tal y como se observa en la figura 32.

$$\sigma_{\text{MÁX}} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad \text{Ec. (37)}$$

En un elemento de máquina cualquiera, en el cual se presente un estado genérico tridimensional de tensiones, con $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > 0$. El círculo de Mohr resultante es como el representado en la Figura 32, en la cual se indican las tensiones principales que actúan sobre dicho elemento.

Como puede observarse por los valores particulares asignados a las tensiones principales indicadas, la máxima tensión de corte se obtiene relacionando σ_1 con σ_3 . Cada una de las tensiones principales debe obtenerse a partir de un diagrama en el cual se consideren, dos a dos, las tensiones directas actuantes, de cada uno de ellos, el valor de las tensiones principales, para luego ser analizadas en conjunto tal y como se indica en la Figura 32.

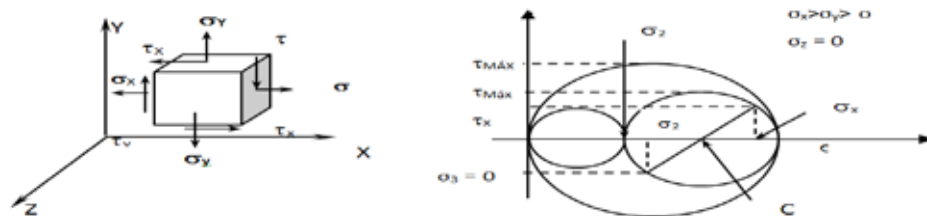


Figura 32: Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Teoría de falla

Ahora que se sabe, como poner en evidencia la existencia de las tensiones máximas, tensiones principales, se deben relacionar con las posibilidades de falla (la pieza no cumpliría con la finalidad requerida para su funcionamiento) del elemento de máquina estudiado, con el objetivo de evitar que la falla se presente.

Para ello se han formulado teorías, distintas a la expuesta al principio (conocida como de tensión normal máxima, la cual se utiliza comparando directamente σ_1 y σ_2 y τ_{corte} , propuesta por W.J.M. Rankine en 1.845), que se acercan definitivamente más a la predicción acertada de las condiciones de falla de un elemento de máquina, que esa primera teoría, quedando esta “*primera teoría solamente para materiales frágiles*”. Veamos, a continuación, algunas de las más importantes y más utilizadas en el diseño de piezas.

Se considera que esta es la teoría de falla más antigua. Originalmente fue propuesta por el francés C. A. Coulomb (1.736-1.806). Tresca, en 1.864 escribió acerca de la teoría del esfuerzo cortante máximo, y J.J.Guest en Inglaterra realizó ensayos en el año 1.900, que condujeron a la aceptación de la teoría. Así como se puede obtener, para un estado bidimensional de tensiones, se puede obtener, para un estado más complejo de tensiones, tal como es el tridimensional, los siguientes valores:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}, \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} - \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}, \quad \tau_3 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \text{Ec. (38)}$$

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de τ_i (sea ésta τ_{iMAX}) representados en las expresiones indicadas en (38), se iguala a la mitad del valor de la resistencia a la fluencia del material de fabricación de la pieza, obtenido en un ensayo de tracción simple. Esto es:

$$(\tau_i)_{MAX} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ec. (39)}$$

La teoría de la tensión de corte máxima, indica igualmente que el límite de

fluencia a corte S_{ycorte} de un material es, a lo sumo, igual a la mitad de su límite de fluencia a tracción S_y , esto es:

$$S_{ycorte} = 0,5S_y \quad \text{Ec. (40)}$$

Esta teoría ofrece buenos resultados en el diseño de elementos de máquina, para cuya fabricación se utilizarán materiales dúctiles (latones, bronces, aluminio y aceros laminados y recocidos).

También denominada, teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión.

En 1.904, en Polonia, M. T. Hueber escribió por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión; pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1.913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1.925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente, S. Timoshenko, en su *History of Strength of Materials* McGraw-Hill, Nueva York, 1.953, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que la plantea en 1.856. Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma elástica sufre un (ligero) cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño.

La energía necesaria para producir este cambio se almacena en forma de energía elástica. Por lo tanto, un determinado material tiene una capacidad limitada y definida de energía de distorsión o de corte, y por lo tanto cualquier intento por someter al material a cantidades mayores de energía de distorsión, provocaría la falla del elemento. La forma más corrientemente utilizada para expresar la teoría de la energía de distorsión, es:

$$\left(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1 \right) \frac{2}{y} \quad \text{Ec. (41)}$$

Interpretando lo indicado en (39), esta teoría establece que el inicio de la condición de falla es, únicamente, función de las diferencias de Tensiones Principales, independientemente de sus valores absolutos particulares.

Para un estado bidimensional de tensiones, condición para la cual $\sigma_3 = 0$, la expresión (39) se convierte en:

2

2

Ec. (42)

O simplemente

$$S_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_x^2} \quad \text{Ec. (43)}$$

La expresión (43) permite aplicar, en el caso de un estado bidimensional de tensiones como el indicado, la teoría de la *energía de corte* o *teoría de la energía de distorsión* o *Teoría de Von Mises – Hencky*, sin necesidad de recurrir al círculo de Mohr, pues en ella se pueden utilizar las tensiones directas, σ_x , σ_y y τ_x presentes en el estado bidimensional de tensiones aplicado al elemento de máquina.

Según esta teoría, cuando el sistema de carga que actúa sobre el elemento de máquina produce tensiones de torsión pura (tensiones de corte; $\sigma_x = \sigma_y = 0$), de (Ec.43) se obtiene que la falla del material y por ende de la pieza, se inicia cuando se alcanza

$$S_y = \sqrt{3\tau_x^2} = \sqrt{3}\tau_x \quad \tau_x = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0,577S_y \quad \text{Ec. (44)}$$

3.2.25. Neumatica

Según Creus A. (2011), la palabra neumática se refiere al estudio del movimiento del aire y desde 1950 se desarrolla ampliamente en la industria con el desarrollo paralelo de los sensores. Los sistemas de aire comprimido proporcionan un movimiento controlado con el empleo de cilindros y motores neumáticos y se aplican en herramientas, válvulas de control y posicionadores, martillos neumáticos, pistolas para pintar, motores neumáticos, sistemas de empaquetado, elevadores, herramientas de impacto, prensas neumáticas, robots industriales, vibradores, frenos neumáticos, etcétera.

Las ventajas que presenta el uso de la neumática son el bajo coste de sus componentes, su facilidad de diseño e implementación y el bajo par o la fuerza escasa que puede desarrollar a las bajas presiones con que trabaja (típico 6 bar) lo que

constituye un factor de seguridad. Otras características favorables son el riesgo nulo de explosión, su conversión fácil al movimiento giratorio así como al lineal, la posibilidad de transmitir energía a grandes distancias, una construcción y mantenimiento fáciles y la economía en las aplicaciones.

Entre las desventajas figura la imposibilidad de obtener velocidades estables debido a la compresibilidad del aire, los altos costes de la energía neumática y las posibles fugas que reducen el rendimiento.

La neumática es una de las tecnologías más antiguas de uso industrial, que ha hecho de las líneas productivas campos de germinación de múltiples aplicaciones, que van desde herramientas manuales, como martillos y destornilladores, hasta pesadas prensas y extrusores; desde bombas y válvulas para el suministro de aire de sistemas de movimiento, hasta precisos dosificadores para la industria química y alimenticia. Las tecnologías se comprimen el uso del aire comprimido se ha extendido a múltiples campos de la manufactura y ensamble, pero paradójicamente la tecnología de compresión de aire en sí misma no mostró una evolución sobresaliente durante sus ya varios siglos de existencia. (Rocatek S.A.S, 2015).

3.2.25.1 Generación de aire comprimido

El aire comprimido como fuente de la potencia en los sistemas neumáticos es generado por una maquina llamada compresor, existen varios tipos de compresores, los cuales por lo general se clasifican en dos tipos según su forma de funcionamiento.

Compresores de desplazamiento: Encierran un volumen de gas o aire para luego incrementar su presión a través de la reducción del volumen del espacio encerrado mediante el movimiento de uno o más miembros móviles, accionados por una fuente de potencia externa, muy comúnmente motores eléctricos o de explosión. Cuando el pistón se desplaza hacia la abajo una primera válvula cierra la descarga del compresor mientras que una segunda válvula abre la entrada para admitir aire dentro del cilindro del pistón. En una segunda etapa el pistón se desplaza hacia la arriba, lo cual provoca que la segunda válvula cierre la entrada de aire, mientras que la primera válvula,

dotada de un resorte de compresión, deja salir el aire del cilindro una vez haya alcanzado la presión de diseño. (Ver Figura 33).

Compresores dinámicos: Usualmente denominados turbocompresores. Son equipos que funcionan mediante la aplicación de la potencia de eje en un impulsor que le otorga energía cinética al gas, el cual es pasado por una serie de difusores para transformar esa energía cinética en energía elástica, es decir, presión. Pueden denominarse como axiales, si la dirección de salida del gas es paralela a la de entrada, radiales (centrífugos), si la dirección de la salida del fluido es perpendicular a la de entrada del fluido, o mixtas, para fluidos con componentes axiales y radiales. Estos compresores, a diferencia de los compresores de desplazamiento, trabajan a una presión constante. (Ver Figura 34).

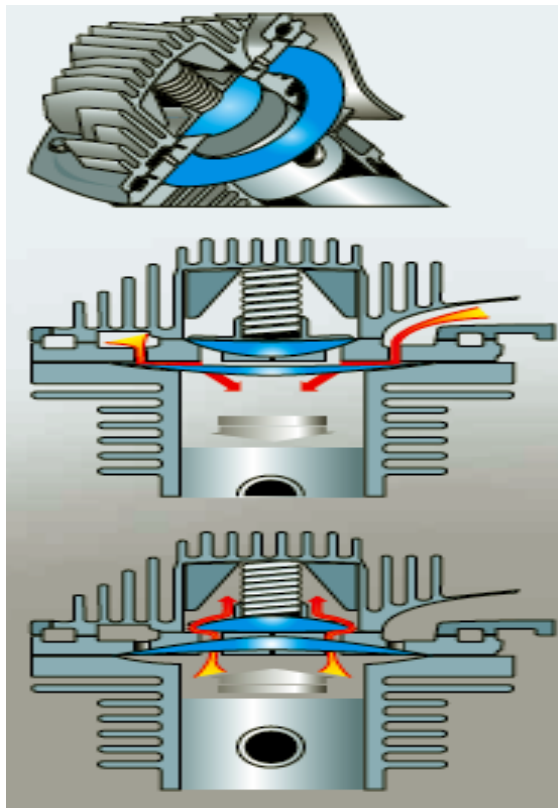


Figura 33: Proceso de compresión en compresor de pistón con ejecución de válvulas de disco de acero inoxidable.

Fuente: Atlas Copco, (2010).

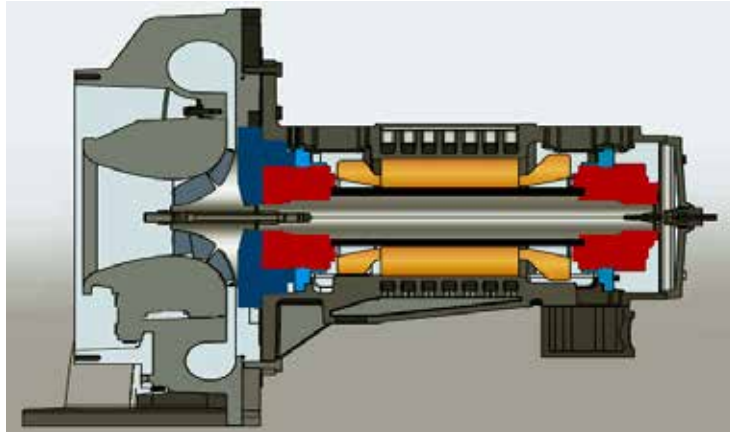


Figura 34: Moderno compresor centrífugo de alta velocidad con accionamiento directo.

Fuente: Atlas Copco, (2010).

3.2.25.2. Propiedades del aire comprimido

El uso de aire comprimido como fuente de energía es más costoso que el uso de la energía eléctrica de la red. No obstante, el aire comprimido es una fuente de energía recomendable y muy empleada en diversas empresas a lo largo de las líneas de producción. Las principales propiedades del aire a presión en los circuitos neumáticos son las siguientes:

Es barato y es utilizado en cantidades ilimitadas.

No tiene ningún riesgo de incendio.

No es necesario sustituir ni reciclar.

Se transporta con facilidad por las tuberías y, una vez empleado, se puede expulsar al exterior sin necesidad de tuberías de retorno, lo que simplifica los circuitos.

El aire comprimido se puede almacenar en depósitos. Un circuito que disponga de un depósito con aire comprimido puede funcionar un tiempo con el compresor parado o averiado.

Es limpio y, en caso de fugas o falta de estanqueidad en los componentes, no ensucia ni contamina.

Los componentes neumáticos son más sencillos de fabricar y tienen un menor coste económico que el mismo componente empleado en un circuito hidráulico.

Para un uso correcto de la neumática es necesario conocer las principales desventajas al utilizar el aire como fluido, que son las siguientes:

Antes de emplear el aire comprimido es necesario limpiarlo bien de las partículas abrasivas, impurezas y humedad que pueda tener en suspensión, ya que las partículas deterioran los componentes y el agua provoca la oxidación de las piezas aceradas.

Con aire comprimido no es posible obtener velocidades uniformes y constantes, por lo que los circuitos neumáticos no son adecuados para realizar tareas que requieran mucha precisión en los desplazamientos.

El aire comprimido se emplea para realizar esfuerzos medios, condicionado por la presión de tarado (6 a 8 bar). Para realizar grandes esfuerzos sería necesario fabricar cilindros con émbolos de gran diámetro.

El escape de aire produce ruidos molestos.

Cuando el compresor lleva muchas horas trabajando, el aceite de engrase puede mezclarse con el aire comprimido y ser expulsado de la instalación.

3.2.25.3. Aplicaciones del aire comprimido

El aire comprimido es de utilidad para una gran cantidad de procesos y actividades, como las presentadas a continuación:

Funcionamiento de manipuladores, brazos, robots y demás automatismos neumáticos en general.

Pintura por pulverización.

Accionamiento de puertas pesadas y elementos que se encuentren a altas temperaturas.

Sujeción y movimiento de materiales, materia prima y productos terminados en la industria en general.

Procesos de sujeción para pegar en caliente cualquier tipo de material.

Automatismos y máquinas de soldadura eléctrica por puntos en la industria automotriz.

Máquinas de embotellado y envasado, en industrias de bebidas y sustancias químicas.

Funcionamiento de herramientas giratorias como taladros o motores.

En el campo de la odontología, en las máquinas de esterilización, para la producción de vacío.

3.2.26. Cilindro neumático de movimiento lineal

El cilindro neumático consiste en un cilindro cerrado con un pistón en su interior que desliza y que transmite su movimiento al exterior mediante un vástago (Ver Figura 35). Se compone de las tapas trasera y delantera, de la camisa donde se mueve el pistón, del propio pistón, de las juntas estáticas y dinámicas del pistón y del anillo rascador que limpia el vástago de suciedad.

En el cilindro neumático de doble efecto, el aire a presión entra por el orificio de la cámara trasera y, al llenarla, hace avanzar el vástago, que en su carrera comprime el aire de la cámara delantera que se escapa al exterior a través del correspondiente orificio. En la carrera inversa del vástago se invierte el proceso, penetrando ahora el aire por la cámara delantera y siendo evacuado al exterior por el orificio de la cámara trasera. El cilindro neumático de simple efecto funciona de forma similar exceptuando que la carrera inversa se efectúa gracias a la acción del muelle. En el cilindro neumático guiado, dos o más vástagos rígidos guiados proporcionan una antirotación al mecanismo acoplado al cilindro, evitando las fuerzas radiales y de torsión que la carga ejercería en un cilindro normal.

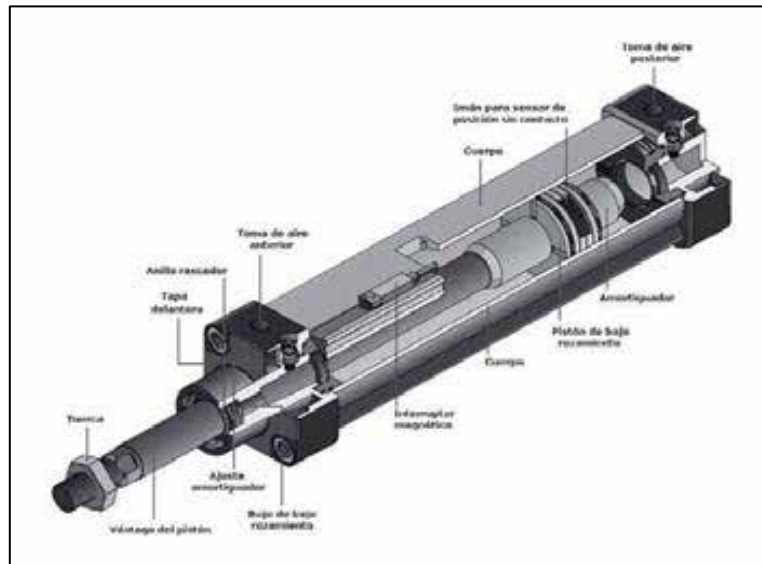


Figura 35: Cilindro neumático
 Fuente: Creus, A. Neumática e hidráulica. (2007).

3.2.27. Cálculo de los cilindros neumáticos

Las principales variables a considerar en la selección de los cilindros neumáticos son la fuerza del cilindro, la carga, el consumo de aire y la velocidad del pistón.

3.2.27.1. Fuerza del cilindro

La fuerza del cilindro es una función del diámetro del cilindro, de la presión del aire y del roce del embolo, que depende de la velocidad del embolo y que se toma en el momento de arranque. La fuerza que el aire ejerce sobre el pistón es:

$$F = P_{aire} \cdot \text{Área del pistón} \quad \text{Ec. (45)}$$

Para los cilindros de simple efecto, la fuerza es la diferencia entre la fuerza del aire y la del muelle.

$$F = \frac{P_{aire} \cdot \text{Área del pistón}}{10} \quad f_{muelle} = P_{aire} \frac{\pi \cdot D^2}{40} \quad f_{muelle} \quad \text{Ec. (46)}$$

Con:

F = Fuerza (newton)

D = diámetro cilindro [mm]

P_{aire} = presión del aire [bar]

F_{muelle} = fuerza muelle [newton]

Los cilindros de doble efecto no cuentan con un resorte para volver a su posición de equilibrio, así su fuerza no disminuye en la carrera de avance, pero si en su carrera de retroceso, debido a la disminución del área del embolo por la existencia del vástago. Las expresiones matemáticas correspondientes son:

$$F_{\text{avance}} = P_{\text{aire}} \frac{\pi \cdot D^2}{40} \quad \text{Ec. (47)}$$

$$F_{\text{retroceso}} = P_{\text{aire}} \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{40} \quad \text{Ec. (48)}$$

El rozamiento del pistón en su movimiento equivale a un valor comprendido entre el 3% y el 10 % de la fuerza calculada.

3.2.27.2. Fuerza de carga del cilindro

La carga depende de las formas de montaje del cilindro que son básicamente tres:

Grupo 1: Montaje fijo que absorbe la fuerza del cilindro en la línea central. Es el mejor sistema ya que las fuerzas sobre el vástago están equilibradas y los elementos de fijación (tornillos,...) solo están sometidos a una simple tensión o cizalladura. La fijación del cilindro puede ser del tipo de espárragos o de brida.

Grupo 2: El montaje absorbe la fuerza del cilindro en la línea central y permite el movimiento en un plano. Se emplean cuando la maquina donde están montados se mueve siguiendo una línea curva.

Grupo 3: El montaje no absorbe la fuerza del cilindro en la línea central y el plano de las superficies de montaje no coincide con dicha línea por lo que, al aplicar la fuerza, se produce un momento de giro que tiende a hacer girar el cilindro alrededor de los pernos de montaje.

La selección del vástago del pistón depende del tipo de montaje del cilindro y de la conexión del extremo del vástago. Existe el riesgo de pandeo del vástago, tal como se ve en la Figura 36.

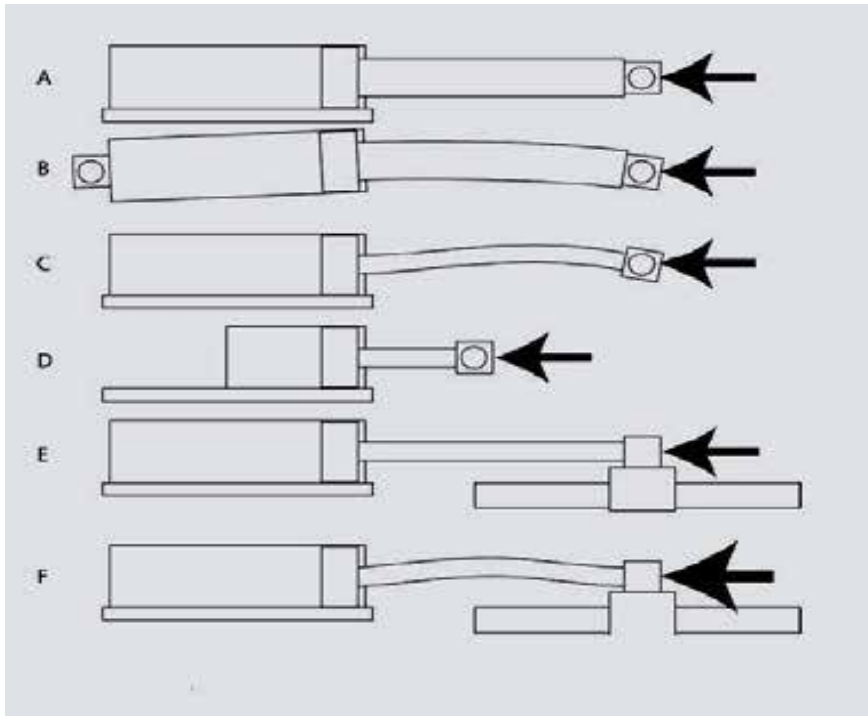


Figura 36: Pandeo del vástago del pistón.

Fuente: Creus, A. Neumática e hidráulica. (2007).

La longitud básica del vástago se calcula mediante la expresión:

$$\text{Longitud básica} = \text{Carrera actual} * \text{Factor de pandeo (Ver Tabla 10)}$$

La carga sobre el cilindro se determina mediante la ecuación 86.

3.2.27.3. Consumo de aire

El consumo de aire en condiciones normales de presión y temperatura en un cilindro de simple efecto es pues:

$$Q = \frac{0,987 + P_{\text{aire}}(\text{bar})}{0,987} \frac{\pi \cdot D^2 \cdot l}{4000000} n \quad \text{Ec. (49)}$$

Siendo:

Para el caso de cilindros de doble efecto y despreciando el volumen del vástago se tiene:

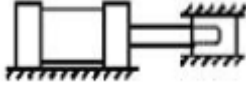
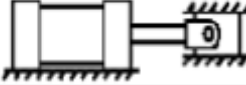
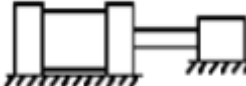
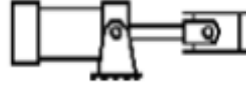
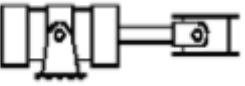

Q = Consumo total de aire en [dm³/min].

D = Diámetro cilindro [mm].

l = Carrera en [mm].

n = Ciclos por minuto.

Tabla 10: Factor de pandeo.

Tipos de montaje	Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Grupos 1 o 3 - Los cilindros de gran longitud de carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas	Fijo y guiado rígido	I 	0,5
	Pivote y guiado rígido	II 	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III 	2
Grupo 2	Pivote y guiado rígido	IV 	1
	Pivote y guiado rígido	V 	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI 	2

Fuente: Creus, A. Neumática e hidráulica. (2007).

$$Q = 2 \frac{0,987 + P_{aire} (bar)}{0,987} \frac{\pi \cdot D^2 \cdot l}{4000000} n \quad \text{Ec. (50)}$$

3.2.27.4. Velocidad del pistón y amortiguamiento

La velocidad del pistón se obtiene dividiendo el caudal por la sección del mismo.

$$Velocidad \left(\frac{dm^3}{min} \right) = \frac{0,987 + P_{aire} (bar)}{0,987} \frac{l \cdot n}{100} \quad \text{Ec. (51)}$$

La velocidad media del embolo en los cilindros estándar se establece entre 0,1 y 1,5 m/s. El amortiguamiento del cilindro es necesario para reducir la velocidad del

pistón al final de su carrera y evitar así el golpe del pistón contra el cilindro con la vibración resultante en la estructura y las tensiones mecánicas originadas. El ideal es que la velocidad del pistón al final de su carrera sea cero.

En la práctica se suele escoger un cilindro con mayor diámetro del necesario con lo cual se obtiene una sobrecapacidad de amortiguamiento. En general se intenta corregir el impacto una vez que el cilindro está instalado, presentándose dos casos, el sobre amortiguamiento y la falta de amortiguamiento.

El primero puede corregirse adoptando las siguientes medidas:

1. Aumentar la velocidad del pistón ajustando los restrictores o las válvulas de control de retención.
2. Reducir la presión de operación.
3. Aumentar la masa móvil, lo cual no es fácil de conseguir.

Y para corregir los impactos por poco amortiguamiento:

1. Reducir la velocidad del pistón.
2. Aumentar la presión de operación.
3. Reducir la masa.
4. Equipar el cilindro con amortiguadores hidráulicos externos.

Una regla práctica es seleccionar el cilindro que cumpla la relación:

$$\frac{\text{Área del piston}}{\text{masa móvil en kg}} < 4 \quad \text{Ec. (52)}$$

En el caso de que el movimiento del vástago sea vertical se recomienda que se cumpla:

$$\frac{\text{Área del piston}}{\text{masa móvil en kg}} < 2 \quad \text{Ec. (53)}$$

3.2.28. Válvulas distribuidoras

Las válvulas distribuidoras dirigen el aire comprimido hacia varias vías en el arranque, la parada y el cambio del sentido del movimiento del pistón dentro del cilindro. En la simbología de estas válvulas DIN-ISO 1219 (Internacional Standard

Organization) y CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas), se utiliza la siguiente nomenclatura de la Tabla 11:

Tabla 11: Nomenclatura de válvulas distribuidoras.

ISO 1219 Alfabética	CETOP Numérica	Función
P	1	Conexión del aire comprimido (alimentación)
A, B, C	2, 4, 6	Tuberías o vías de trabajo con letras mayúsculas
R, S, T	3, 5, 7	Orificios de purga o escape
X, Y, Z	12, 14, 16	Tuberías de control, pilotaje o accionamiento
L	9	Fuga

Fuente: Creus, A. Neumática e hidráulica. (2007).

Además de lo antes expuesto, las válvulas pueden ser normalmente abiertas o normalmente cerradas:

Válvula normalmente cerrada = No permite el paso del aire en posición de reposo. Si se excita (acciona), permite circular el aire comprimido.

Válvula normalmente abierta = En reposo el paso del aire está libre y al excitarla (accionarla) se cierra.

Los cilindros accionados por las válvulas distribuidoras se representan con letras A, B, C, etc. Los sensores asociados de posiciones iniciales y final del vástago con un código alfa-numérico.

3.2.29. Diseño de árboles o ejes de transmisión

Un eje de transmisión es un elemento de máquina rotatorio o no, el cual generalmente es de sección transversal circular y que permite transmitir o soportar elementos para la transmisión de potencia, como por ejemplo: engranajes, catalinas, poleas y cojinetes.

Potencia transmitida

La potencia es la rapidez con que se efectúa un trabajo y puede representarse por la ecuación:

$$Potencia = Fuerza \cdot Velocidad \quad Ec. (54)$$

La potencia P desarrollada por el par motor T viene dada por la siguiente expresión:

$$P = T \cdot \quad Ec. (55)$$

Siendo la velocidad angular de giro en rad/s del eje de transmisión o eje del cigüeñal.

La potencia del motor se mide, según el Sistema Internacional de Unidades, en watos W .

En ocasiones es interesante conocer la potencia en función de las revoluciones por minutos ($r.p.m.$) a la que gira el motor en vez de la velocidad angular. En efecto, si n son las revoluciones por minuto a la que gira el motor, entonces la potencia P se expresa como sigue,

$$P = \frac{T \cdot n}{60 \cdot 2\pi} \quad \frac{T \cdot n}{9,55} \quad Ec. (56)$$

Donde:

P , es la potencia motor, en W ;

T , es el par motor, en $N \cdot m$;

n , son las revoluciones por minuto de giro del motor ($r.p.m$)

Fuerzas internas en un eje

La carga sobre el eje puede ser simple o combinada. De flexión, la cual con frecuencia fluctúa; de torsión que puede o no fluctuar; de corte y axial.

Variable de diseño

Por lo general, de la geometría circular de los ejes de transmisión, el diámetro será la variable que se utilice para satisfacer determinado diseño.

Procedimiento de diseño de ejes

Debido a la aparición simultánea de tensiones por esfuerzo de corte por torsión y tensiones normales que se deben a la flexión, el análisis de un eje virtualmente implica siempre el uso de un enfoque combinado para el aspecto de las tensiones: El método que se sugiere para el diseño de ejes es el de la teoría de la falla por distorsión

de la energía.. En ocasiones, se presentan también tensiones por esfuerzo de corte vertical y tensiones normales directas que se deben a cargas axiales, sin embargo, su efecto es, por lo regular, mínimo a grado que es válido omitirlas. En ejes extremadamente cortos o en partes de ellos en los que no se generan torsión o flexión, es probable que predominen tales tensiones.

Las actividades específicas que deben realizarse en el diseño y análisis de una flecha o eje dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma en que se cargue y se soporte.

Fuerzas que ejercen elementos de máquina sobre los ejes

Los engranes, las poleas acanaladas para bandas, y otros elementos que casi siempre son soportados por ejes o flechas, ejercen fuerzas sobre los ejes que dan lugar a momentos de flexión. El siguiente es un análisis de los métodos que se utilizan para calcular estas fuerzas, en algunos casos.

Ruedas dentadas

Resulta necesario calcular la fuerza que se ejerce sobre los dientes de un engrane mientras se transmite potencia actúa de manera normal, es decir perpendicular, al perfil envolvente de los dientes. En el análisis de ejes, conviene considerar los componentes rectangulares de esta fuerza que ejercen su acción en sentido radial así como tangencial. Más conveniente aún es calcular la fuerza tangencial, W_t directamente del torque que se conoce, el cual es transmitido por el engrane, según la ecuación 56. W_t vendrá dada por la ecuación 57:

$$W_t = \frac{T}{D/2} \quad \text{Ec. (57)}$$

Siendo:

T: Torque

D: Diámetro de la polea

Engranajes helicoidales

Además de las fuerzas tangencial y radial que se presentan con las ruedas dentadas, los engranajes helicoidales generan una fuerza axial.

Ruedas catalinas o poleas de cadena

La Figura 37 ilustra un par de ruedas catalinas o poleas de cadena que transmiten potencia. La parte superior de la cadena se somete a una tensión y genera el torque en cualquiera de las ruedas. A la parte inferior de la cadena se le da el nombre de lado flojo, y no ejerce fuerza alguna en ninguna de las ruedas. Por tanto, la fuerza total de flexión en el eje que soporta a la rueda es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena. Si se conoce el torque en alguna rueda, la fuerza F_c de la catalina o polea dentada vendrá dada de la misma manera por la ecuación 59.

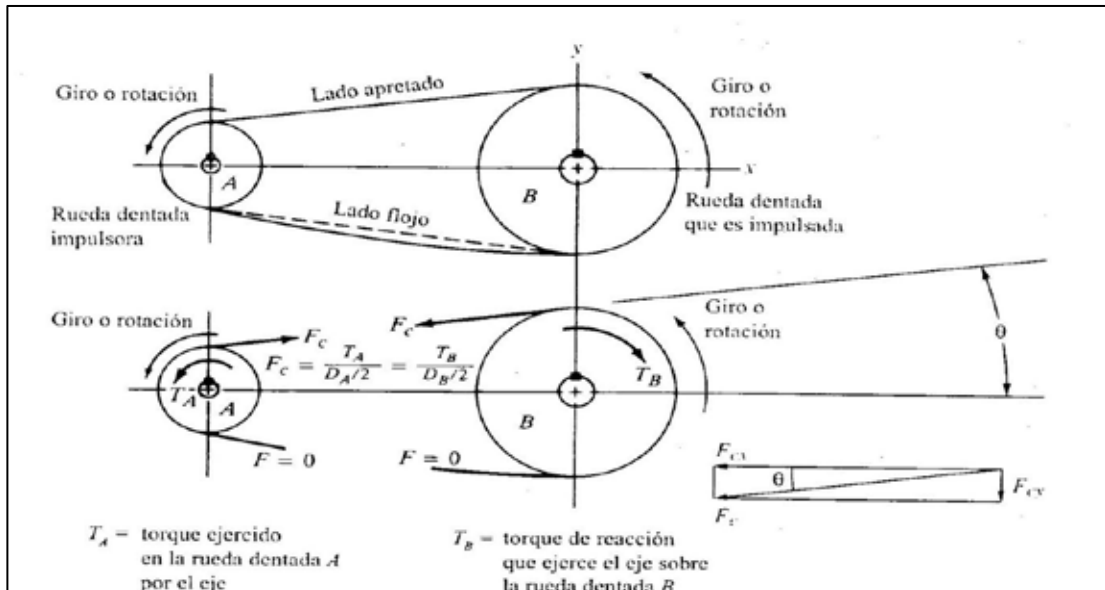


Figura 37: Fuerzas en ruedas dentadas de cadenas.

Fuente: Pizzella. Elementos II. (2017).

Concentraciones de tensiones en flechas o ejes

Para montar y ubicar en forma correcta los distintos tipos de elementos mecánicos por lo regular, el diseño final incluye varios diámetros, cuñeros, ranuras para anillos y otras discontinuidades geométricas que dan lugar a concentraciones de tensión o esfuerzo.

Estas concentraciones de tensión deben ser tomadas en cuenta durante el análisis. Sin embargo, se presenta un problema debido a que cuando se inicia el proceso de diseño se desconocen los valores reales de diseño correspondientes a los

factores de concentración de tensión. La mayor parte de los valores dependen de los diámetros del eje y de la geometría de los chaflanes y, las ranuras de éstos, son los objetivos del diseño.

Valores preliminares de diseño para

Aquí se consideran los tipos de discontinuidades geométricas que se encuentran con más regularidad en ejes que transmiten potencia: cuñeros, chaflanes de hombros y anillos de sujeción. En cada caso, de un valor de diseño que se sugiere relativamente alto se obtiene un resultado conservador para la primera aproximación hacia el diseño. De nuevo se hace énfasis que en el diseño final debe verificarse la seguridad. Esto es, si el valor final es más bajo que el valor original de diseño, el diseño aún es seguro. Por el contrario si el valor final es más alto, habrá que analizar otra vez las tensiones para el diseño.

Cuñero

Un cuñero consiste en una ranura longitudinal que se corta en un eje o una flecha para montar una cuña, ello permite transferir torque a partir del eje hacia un elemento que transmite potencia o viceversa. Dos son los tipos de cuñeros que se utilizan con mayor frecuencia: el de perfil y el de corredera o rastra (Figura 38). El cuñero de perfil se fresa en el eje o flecha utilizando una punta en la fresa con diámetro igual al ancho de la cuña. La ranura resultante tiene el fondo plano y en su extremo presenta una esquina aguda a escuadra. El cuñero de corredera o rastra se fabrica con una cortadora circular para fresar con espesor igual al ancho de la cuña. A medida que la cortadora inicia o termina el cuñero, se obtiene un radio continuo. Por este motivo, el factor de concentración de tensión para el cuñero de corredera o rastra es más bajo que el del cuñero de perfil. Los valores de diseño que por lo regular se utilizan son:

$$Kt = 2.0 \text{ (perfil) y } Kt = 1.6 \text{ (de corredera o rastra)}$$

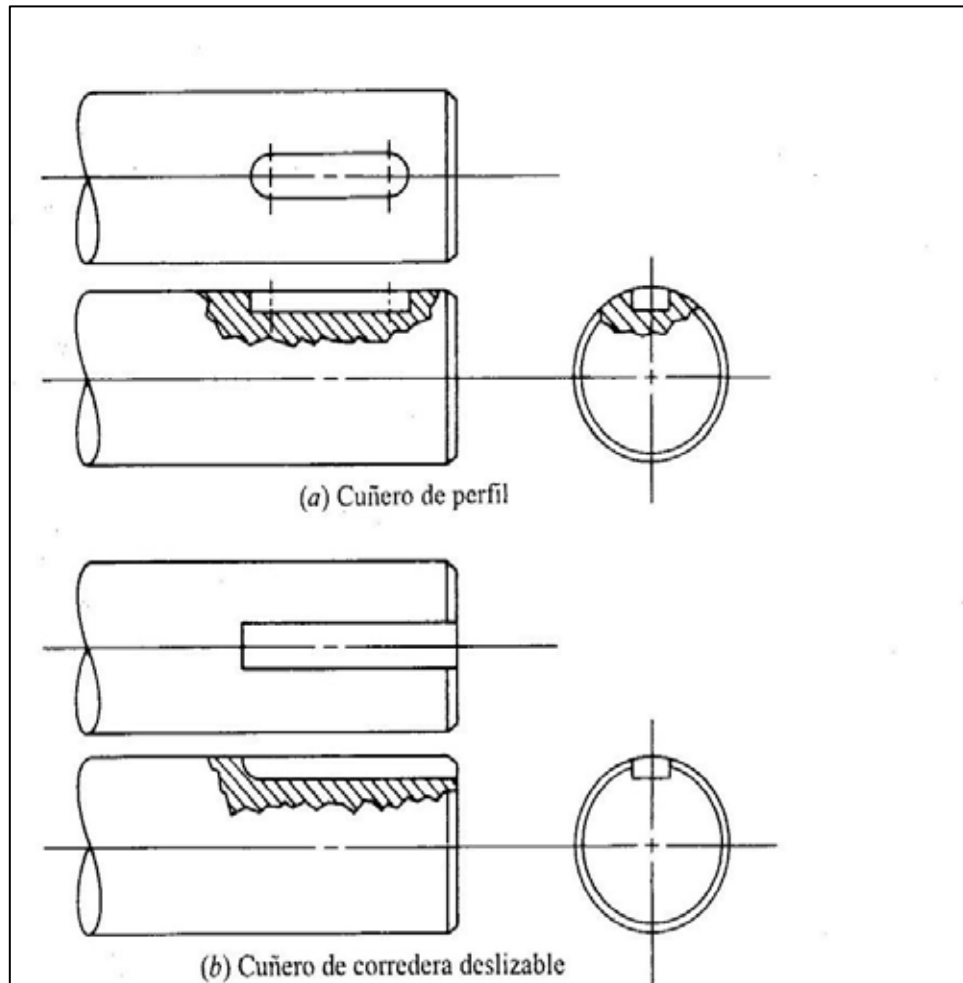


Figura 38: Tipos de cuñeros.
Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

Chaflanes de hombros

Cuando en un eje se presentan cambios de diámetro para producir un hombro contra el cual se coloca un elemento mecánico, se genera una concentración de tensión que depende de la relación entre los dos diámetros y del diámetro del chaflán (véase la Figura 39). Se sugiere que el diámetro del chaflán sea lo más grande posible para minimizar la concentración de tensión; sin embargo, a veces el diseño del engrane, el cojinete u otro elemento afecta el radio que puede utilizarse para fines de diseño. Los chaflanes se clasificarán de acuerdo con dos categorías: con bordes cortantes y con bordes redondeados. En este caso, el término con bordes cortantes en

realidad no significa eso, es decir, sin ningún radio de chaflán en absoluto. Tal configuración de hombro tendría un factor de concentración de tensión en extremo alto y esto debe evitarse. Por el contrario, con bordes cortantes describe un hombro con un radio de chaflán relativamente pequeño. Una situación en la que es probable que se presente el caso anterior es donde se va a colocar un cojinete de bola. El canal interno del cojinete tiene un radio que se produce en la fábrica; no obstante, es pequeño. El radio del chaflán en el eje debe ser aún más pequeño para que el cojinete asiente debidamente contra el hombro. Cuando se coloca un elemento con un chaflán más grande en su diámetro interior que asienta contra el hombro o cuando no se asienta nada que se apoye en el hombro, el radio del chaflán puede ser mucho más grande, bien redondeado, y el factor de concentración de esfuerzo es más pequeño. Para el diseño de flexión utilizaremos los valores siguientes:

$$K_t = 2,5 \text{ (chaflán con bordes cortantes)}$$

$$K_t = 1,5 \text{ (chaflán bien redondeado)}$$

Ranuras para anillos de sujeción

Los anillos de sujeción se utilizan en muchos tipos de aplicaciones en los ejes. Los anillos se colocan en ranuras que se hacen en las flechas o ejes, después que se ubica en su lugar el elemento que se va a sujetar. La geometría de la ranura la establece el fabricante del anillo. Su configuración común es una ranura hueca con los bordes de las paredes rectas al igual que su fondo y un chaflán pequeño en la base de la ranura. Se puede obtener una idea aproximada del comportamiento de la flecha en el área que circunda la ranura si se considera dos hombros con chaflán de bordes cortantes colocados casi juntos. En consecuencia, el factor de concentración de tensión o esfuerzo para una ranura es alto.

Cuando existe flexión, utilizaremos $K_t = 3,0$ para diseño preliminar como un factor estimado que considera los chaflanes y la reducción en diámetro para calcular el diámetro nominal del eje flecha antes de correr la ranura. Cuando se presenta torsión junto con la flexión o cuando sólo existe torsión en una sección que interesa, el factor de concentración de la tensión no se aplica la tensión por esfuerzo de corte

por torsión porque es constante. Sin embargo, para considerar la disminución de diámetro en la ranura aumente el diámetro resultante que calculó en aproximadamente 6%, un valor típico para anillos de sujeción comerciales. Pero después de que haya especificado el diámetro final del eje y la geometría de la ranura, deberá calcular la tensión o esfuerzo en la ranura con el factor de concentración de tensión adecuado para la geometría de la ranura.

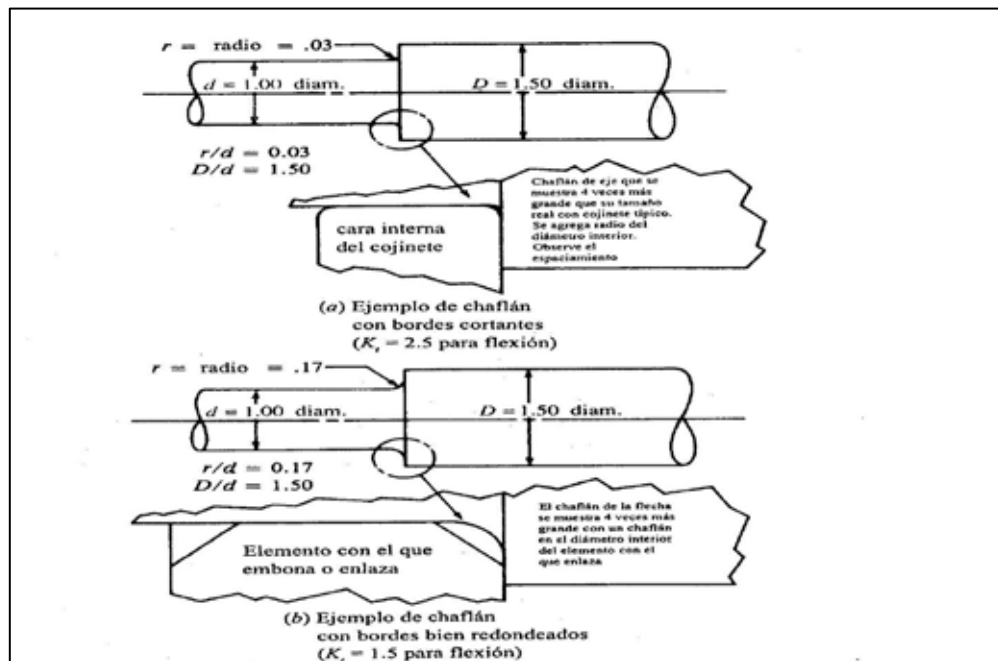


Figura 39: Tipos de chaflanes.
Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

Tensiones de diseño para ejes

En una flecha o eje en particular pueden existir al mismo tiempo condiciones distintas que generan esfuerzo o tensión. Para cualquier parte del eje que transmite potencia, habrá una tensión por esfuerzo de corte por torsión, mientras que la tensión por esfuerzo de flexión se presenta en esas mismas partes. Quizá haya otras partes en las que sólo se genere tensiones por esfuerzos de flexión. Algunos puntos tal vez no se sujeten a flexión, tampoco a torsión pero experimentarán tensión por esfuerzo de corte vertical. Sobre las otras tensiones o esfuerzos sobreponerse esfuerzos por

tracción o por compresión. Entonces habrá algunos puntos en los que no se genere en absoluto tensiones o esfuerzos significativos.

En consecuencia, decidir qué tensión de diseño utilizar depende de la situación del punto que interesa. En muchos proyectos de diseño y análisis de flechas o ejes deben hacerse cálculos en distintos puntos para considerar en su totalidad la variedad de condiciones de carga y de geometría que existen.

Tensión por esfuerzo de corte

Se determinó que el método más preciso para prever fallas en materiales dúctiles debido a una tensión constante por esfuerzo de corte era la teoría de la distorsión de la energía, en la cual la tensión por esfuerzo de corte de diseño se calcula a partir de:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 S_y}{N} \quad \text{Ec. (58)}$$

Donde:

S_y : Límite elástico a la tensión

N : Factor de seguridad

Tensión normal de diseño, carga que genera fatiga

Para la flexión inversa y sucesiva en un eje provocada por cargas transversales que se aplican en un eje que gira, la tensión de diseño se relaciona con la resistencia por durabilidad del material con que se fabrica el eje. Las condiciones reales bajo las cuales se fabrica y opera el eje deberán tenerse en cuenta cuando se especifique la tensión de diseño.

La resistencia a la fatiga S_n estará modificada o afectada por los factores que intervienen en las condiciones de trabajo, por lo tanto:

$$S_n = C_b C_s C_r C_o S'_n \quad \text{Ec. (59)}$$

Donde:

S'_n : Es el límite de fatiga del material. Para aceros dúctiles $S'_n = 0,5 S_u$, donde S_u es el esfuerzo último a la tensión

C_b : es el Factor de Corrección por Temperatura

$C_b = 1$ Para temp. Ambiente.

$C_b = 0.8$ Para temp. Entre 100 °C y 200 °C

$C_b = 0.6$ Para temp. > 200 °C.

C_s : es el Factor de Corrección por Superficie y depende de cómo será fabricado el eje. Ver Figura 40.

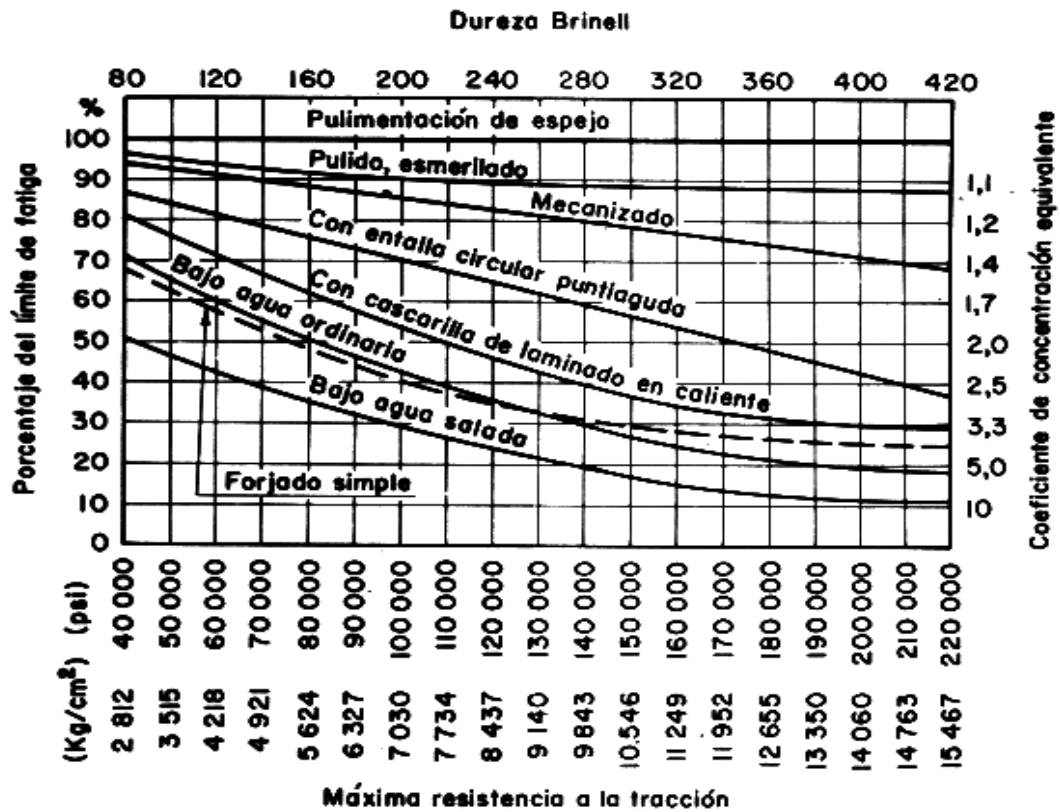


Figura 40: Gráfica para obtener C_s .

Fuente: Bavaresco G. G.A.B.P. Ingeniería (2017).

Para usar el gráfico, se entra con la máxima resistencia a la tracción (S_u), se corta la curva de superficie correspondiente y se lee el valor de C_s a la izquierda (Porcentaje del límite de fatiga).

C_r : Factor de Confiabilidad funcional, viene dado por la ecuación:

$$C_r = 1 - A - B \quad \text{Ec. (60)}$$

Donde A: 0,076 para aceros y B (Rata de supervivencia) viene dado por la Tabla 12

Tabla 12: Valores de B para el cálculo de Cr.

50%	B = 0	95%	B = 1.6
67%	B = 0.44	99%	B = 2.3
84%	B = 1.0	99.99%	B = 3.7
90%	B = 1.3		

Fuente: Bavaresco G. G.A.B.P. Ingeniería (2017).

C_o : Factor de corrección por esfuerzos residuales

$C_o = 1.3$ (Material laminado o estirado)

$C_o = 1$ (Materiales con tratamientos térmicos de Normalizado o Recocido)

Factor de seguridad N

Bajo condiciones industriales típicas se sugiere el factor $N = 3$. Si la aplicación es en extremo suave, tal vez se justifique un valor tan bajo como $N = 2$. Bajo condiciones de choque o impacto debe emplearse $N = 4$ o más alto.

Diámetro del eje

De lo anteriormente expuesto, se tiene que el diámetro del eje vendrá dado por la ecuación (61), la cual se puede utilizar sólo en situaciones en las que las cargas son como se supone deben ser, es decir, un par de torsión constante y un momento totalmente alternante, este método es conocido como Método ASME publicado en la norma ANSI/ASME B106.1.M-1985 según Norton R. (1999).

$$D = \left[\left(\frac{32 N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{Kt Mf}{Sn} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Mt}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (61)}$$

Donde:

Mf: Momento flector

Mt: Momento Torsor

3.2.30. Rodamientos

Los cojinetes de rodadura o rodamientos están constituidos por un anillo interior, vía o pista interior, unido solidariamente al árbol o eje; otro anillo exterior, vía o pista exterior, unido al soporte del cojinete; y un conjunto de elementos rodantes (que pueden ser bolas, rodillos o conos), separados entre sí por medio de una jaula que mantiene cierta distancia entre ellos.

El empleo de rodamientos, aunque encarece el mecanismo, reduce considerablemente el rozamiento, el desgaste y el lubricante necesario. Además permite mayor velocidad de empleo, y admite mayores cargas, tanto axiales como radiales. Sin embargo, no son muy propicios cuando soportan choques o sobrecargas.

Clasificación de los rodamientos

Tipos de rodamientos

En los catálogos de las casas de fabricantes de rodamientos se encuentran diferentes modelos adaptados a la magnitud y dirección de las cargas aplicadas. Un resumen de los mismos aparece en la siguiente clasificación:

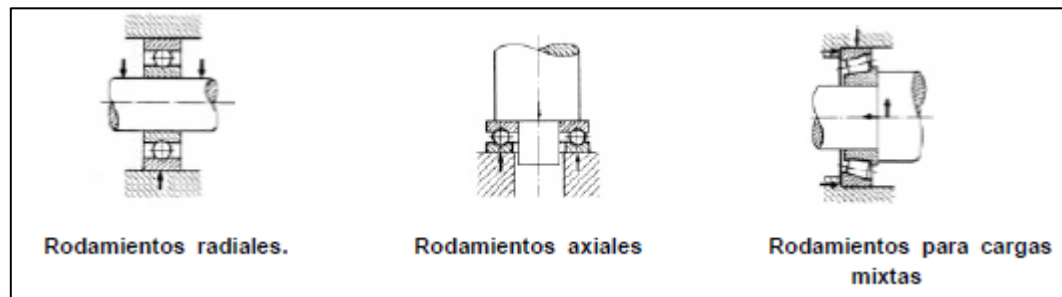


Figura 41: Tipos de rodamientos.

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

Rodamientos radiales para cargas perpendiculares al eje

- Rodamiento rígido de bolas, de una o dos hileras. Este tipo de rodamiento no soporta más que empujes radiales.
- Rodamiento rígido de bolas de contacto angular. La carga se transmite de un camino de rodadura al otro, bajo un ángulo de contacto de 40° , con lo que se consigue

una elevada capacidad de carga axial. Existen rodamientos de contacto angular con dos hileras de bolas capaces de absorber las cargas axiales en ambos sentidos.

– Rodamiento oscilante de bolas o de rótula. Dispone de dos hileras de bolas con un camino de rodadura común y esférico en el aro exterior. Tiene la propiedad de auto-orientarse, y compensar de este modo posiciones inclinadas del árbol respecto al soporte, así como flexiones del árbol.

– Rodamiento de rodillos cilíndricos. No pueden soportar más que empujes radiales.

– Rodamiento de agujas. Únicamente soportan cargas radiales. Se usan cuando interesa que haya poca diferencia de diámetros y existen cargas bruscas.

– Rodamiento oscilante de rodillos. Contiene dos hileras de rodillos simétricos en forma de tonel, que pueden orientarse libremente en la superficie de rodadura esférica del aro exterior.

Rodamientos axiales para cargas paralelas al eje

– Rodamiento axial de bolas. Pueden ser de simple efecto absorbiendo cargas axiales en un solo sentido, o de doble efecto, absorbiendo cargas axiales en los dos sentidos.

Rodamientos para cargas oblicuas

Los rodamientos cónicos pueden transmitir grandes cargas axiales y radiales. Permiten simplificar considerablemente los montajes, mediante la supresión de combinaciones de rodamientos axiales y radiales, ya que los rodillos cónicos cumplen la finalidad de ambos.

Comparaciones de los distintos Rodamientos

Se puede hacer una comparación entre los diferentes rodamientos para saber qué tipo de rodamiento elegir en función de las cargas radiales y axiales existentes y la desalineación que se nos permite según la Tabla 13.

Vida útil de un rodamiento

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{Ld}{10^6} = \frac{C^a}{Fd} \quad \text{Ec. (62)}$$

Dónde:

C: es la capacidad básica de carga. Es la carga radial constante que puede soportar un rodamiento hasta una duración nominal de un millón de revoluciones

Ld: es la vida útil del diseño

Fd: es la carga de diseño

a: vale 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

La carga necesaria C para una carga y una vida útil de diseño específicas será

$$C = Fd \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec. (63)}$$

Tabla 13: Comparación entre rodamientos.

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable/buena	Excelente
Rodamiento ahusado	Excelente	Excelente	Pobre

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

Es habitual también que el fabricante proporcione la capacidad de carga para una vida útil a una velocidad especificada. Así, Ld (Número de revoluciones de diseño) se calcularía de la forma:

$$Ld = \frac{rpm}{60} (min) \quad \text{Ec. (64)}$$

Donde:

h: es la vida útil de diseño en horas, tomada de la Tabla 14.

Así se puede escoger un rodamiento de algún catálogo resolviendo la ecuación (63), encontrando la capacidad básica de carga, y con el diámetro del eje se puede hacer la escogencia del rodamiento.

Tabla 14: Vida útil de diseño.

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño L₁₀, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente: Avallone- Baumister (1986)

3.2.31. Motores Eléctricos

Definición y funcionamiento

Los motores eléctricos son máquinas eléctricas rotatorias que transforman la energía eléctrica en energía mecánica. Debido a sus múltiples ventajas dentro de las que cabe citar su economía, limpieza, comodidad y seguridad de su funcionamiento, el motor eléctrico ha reemplazado en gran parte a otras fuentes de energía, tanto en la industria como en el transporte.

Los motores eléctricos satisfacen una amplia gama de necesidades de servicio, desde arrancar, acelerar, mover o frenar, hasta sostener y detener una carga. Estos motores se fabrican en potencias que varían desde una pequeña fracción de caballos hasta varios miles, y con una amplia variedad de velocidades, que pueden ser fijas, ajustables o variables.

Los motores eléctricos tienen el mismo principio de funcionamiento, el cual establece que si un conductor por el cual circula una corriente eléctrica se encuentra dentro de la acción de un campo magnético, este tiende a desplazarse perpendicularmente a las líneas de acción del campo magnético.

El conductor tiende a funcionar como electroimán debido a la corriente eléctrica que circula por el mismo adquiriendo de esta manera propiedades

magnéticas, que provocan, debido a la interacción con los polos ubicados en el estator, el movimiento circular que se observa en el rotor del motor.

Partiendo del hecho de que cuando la corriente eléctrica pasa por un conductor se produce un campo magnético, además si lo ponemos dentro de la acción de un conductor magnético potente, el producto de la interacción de ambos campos magnéticos hace que el conductor tienda a desplazarse produciendo así la energía mecánica. Dicha energía es comunicada al exterior mediante un dispositivo llamado flecha.

Un motor eléctrico contiene un número de partes mucho más pequeño de piezas que un motor de combustión interna o uno de una máquina de vapor, por lo que es menos propenso a los fallos. Los motores eléctricos son los más ágiles de todos los que respecta a variación de potencia y pueden pasar instantáneamente desde la posición de reposo a la de funcionamiento al máximo.

Ventajas

En diversas circunstancias presenta muchas ventajas respecto a los motores de combustión:

A igual potencia, su tamaño y peso son más reducidos.

Se pueden construir de cualquier tamaño.

Tiene un par de giro elevado y, según el tipo de motor, prácticamente constante.

Su rendimiento es muy elevado (típicamente en torno al 75%, aumentando el mismo a medida que se incrementa la potencia de la máquina).

Este tipo de motores no emite contaminantes, aunque en la generación de energía eléctrica de la mayoría de las redes de suministro si emiten contaminantes.

3.2.31.1. Tipos de motores eléctricos

Motores de corriente continúa

Los motores de corriente continua se clasifican según la forma como estén conectados, en:

Motor serie

Motor compound

Motor shunt

Motor eléctrico sin escobillas

Además de los anteriores, existen otros tipos que son utilizados en electrónica:

Motor paso a paso

Servomotor

Motor sin núcleo

Motores de corriente alterna

Los motores de C.A. se clasifican de la siguiente manera:

a. Asíncrono o de inducción

Los motores asíncronos o de inducción son aquellos motores eléctricos en los que el rotor nunca llega a girar en la misma frecuencia con la que lo hace el campo magnético del estator. Cuanto mayor es el par motor mayor es esta diferencia de frecuencias.

b. Jaula de ardilla

Un rotor de jaula de ardilla es la parte que rota usada comúnmente en un motor de inducción de corriente alterna. Un motor eléctrico con un rotor de jaula de ardilla también se llama "motor de jaula de ardilla". En su forma instalada, es un cilindro montado en un eje. Internamente contiene barras conductoras longitudinales de aluminio o de cobre con surcos y conectados juntos en ambos extremos poniendo en cortocircuito los anillos que forman la jaula. El nombre se deriva de la semejanza entre esta jaula de anillos y barras y la rueda de un hámster (ruedas probablemente similares existen para las ardillas domésticas).

c. Monofásicos

Motor de arranque a resistencia. Posee dos bobinas una de arranque y una bobina de trabajo.

Motor de arranque a condensador. Posee un condensador electrolítico en serie con la bobina de arranque la cual proporciona más fuerza al momento de la marcha y se puede colocar otra en paralelo la cual mejora la reactancia del motor permitiendo que entregue toda la potencia.

Motor de marcha.

Motor de doble condensador.

Motor de polos sombreados o polo sombra.

d. Trifásicos

d.1. A tres fases

La mayoría de los motores trifásicos tienen una carga equilibrada, es decir, consumen lo mismo en las tres fases, ya estén conectados en estrella o en triángulo. Las tensiones en cada fase en este caso son iguales al resultado de dividir la tensión de línea por raíz de tres. Por ejemplo, si la tensión de línea es 380 V, entonces la tensión de cada fase es 220 V.

d.2. Rotor Devanado

El rotor devanado o bobinado, como su nombre lo indica, lleva unas bobinas que se conectan a unos anillos deslizantes colocados en el eje; por medio de unas escobillas se conecta el rotor a unas resistencias que se pueden variar hasta poner el rotor en corto circuito al igual que el eje de jaula de ardilla.

d.3. Síncrono

En este tipo de motores y en condiciones normales, el rotor gira a las mismas revoluciones que lo hace el campo magnético del estator.

3.2.31.2. Usos

Los motores eléctricos se utilizan en la gran mayoría de las máquinas modernas. Su reducido tamaño permite introducir motores potentes en máquinas de pequeño tamaño, por ejemplo taladros o batidoras.

3.2.31.3. Cambio de sentido de giro

Para efectuar el cambio de sentido de giro de los motores eléctricos de corriente alterna se siguen unos simples pasos tales como:

Para motores monofásicos únicamente es necesario invertir las terminales del devanado de arranque, esto se puede realizar manualmente o con unos relevadores

Para motores trifásicos únicamente es necesario invertir dos de las conexiones de alimentación correspondientes a dos fases de acuerdo a la secuencia de trifases.

Para motores de a.c. es necesario invertir los contactos del par de arranque.

3.2.31.4. Regulación de velocidad

En los motores asíncronos trifásicos existen dos formas de poder variar la velocidad, una es variando la frecuencia mediante un equipo electrónico especial y la otra es variando la polaridad gracias al diseño del motor. Esto último es posible en los motores de devanado separado, o los motores de conexión Dahlander.

3.2.32. Reductores de velocidad

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina. Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos (estáticos y dinámicos).

Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad aunque en algunos países hispanos parlantes también se le denomina caja reductora.

3.2.32.1. Tipos de reductores de velocidad

Los reductores de velocidad se suelen clasificar de un modo bastante anárquico, solapándose en algunos casos las definiciones de modo intrínseco y en otros casos hay que usar diversas clasificaciones para definirlos.

Clasificación por tipo de engranajes

Los reductores se pueden clasificar por la tipología de sus engranajes, las clasificaciones más usuales son: Sin fin-Corona, engranajes y planetarios.

Reductores de velocidad de Sin fin-Corona

Es quizás el tipo de reductor de velocidad más sencillo, se compone de una corona dentada, normalmente de bronce en cuyo centro se ha embutido un eje de acero (eje lento), esta corona está en contacto permanente con un husillo de acero en forma de tornillo sin-fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el avance de un diente de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad. La reducción de velocidad de un corona sin fin se calcula con el producto del número de dientes de la corona por el número de entradas del tornillo sin fin.

Paradójicamente es el tipo de reductor de velocidad más usado y comercializado a la par que todas las tendencias de ingeniería lo consideran obsoleto por sus grandes defectos que son, el bajo rendimiento energético y la pérdida de tiempo entre ciclos.

Reductores de velocidad de engranajes

Los reductores de engranajes son aquellos en que toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranajes de cualquier tipo excepto los basados en tornillo sin fin. Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y menor tamaño.

Reductores Cicloidales

El sistema de reducción de velocidad de Cicloidal se basa en un principio ingeniosamente simple.

El reductor de velocidad sólo tiene tres partes móviles:

El eje de entrada de alta velocidad con una leva excéntrica integral y un conjunto de cojinete de rodillo

El disco cicloidal y el conjunto del eje de salida de baja velocidad. La acción de rodamiento progresiva y pareja de los discos cicloidales eliminan la fricción y los puntos de presión de los engranajes convencionales.

Todos los componentes que transmiten el par de torsión de Cicloidal ruedan y están dispuestos en forma simétrica alrededor del eje para una operación equilibrada, pareja y silenciosa.

Reductores de velocidad Planetarios

Son reductores de engranaje con la particularidad de que no están compuestos de pares de sino de una disposición algo distinta, y sirve para diferentes tipos de variaciones de velocidad.

Hay dos tipos de engranajes planetarios para reducir la velocidad de la hélice con respecto a la del cigüeñal.

Un sistema tiene el engranaje principal sol fijado rígidamente a la sección delantera del motor, y una corona interna es impulsada por el cigüeñal. El piñón está unido al eje de lo que quiere mover. Y montado en ella y son una serie de piñones que cuando el cigüeñal gira, los piñones giran en torno al principal fijo, en compañía de la hélice en la misma dirección, pero a una velocidad reducida.

Los reductores de velocidad de engranajes planetarios, interiores o anulares son variaciones del engranaje recto en los que los dientes están tallados en la parte interior de un anillo o de una rueda con reborde, en vez de en el exterior. Los engranajes interiores suelen ser impulsados por un piñón, (también llamado piñón Sol, que es un engranaje pequeño con pocos dientes). Este tipo de engrane mantiene el sentido de la velocidad angular. El tallado de estos engranajes se realiza mediante talladoras mortajadoras de generación.

La eficiencia de este sistema de reductores planetarios es igual a $0,98^{(\#etapas)}$; es decir si tiene 5 etapas de reducción la eficiencia de este reductor sería 0,904 o 90,4%.

Debido a que tienen más dientes en contacto que los otros tipos de reductores, son capaces de transferir / soportar más torque; por lo que su uso en la industria cada vez es más difundido. Ya que generalmente un reductor convencional de flechas paralelas en aplicaciones de alto torque debe recurrir a arreglos de corona / cadenas lo cual vuelve no solo requiere de más tamaño sino que también implicara el uso de lubricantes para el arreglo corona / cadena.

La selección de reductores planetarios se hace como la de cualquier reductor, en función del torque Newton-metro.

Como cualquier reductor tienen engranajes y rodamientos, los engranajes también son afectos a la fricción y agotamiento de los dientes.

Debido a que los fabricantes utilizan diferentes formas de presentación del tiempo de operación para sus engranajes y del torque máximo que soportan, la ISO tiene estándares para regular esto:

ISO 6636 para los engranajes

ISO 281 para los rodamientos e

UNI 7670 para los ejes

De esta forma se pueden comparar realmente las especificaciones técnicas de los reductores y se puede proyectar un tiempo de operación antes de fallo de cualquiera de los componentes principales del reductor, (ya sea planetario o flechas paralelas).

Clasificación por disposición de los ejes lento y rápido

Los reductores se pueden clasificar por la posición relativa del eje lento del reductor con respecto al eje rápido del mismo, las clasificaciones más usuales son; paralelos, ortogonales y coaxiales.

Clasificación por sistema de fijación

Los reductores se pueden clasificar por su sistema de fijación, fijo o pendular.

3.2.32.2. Características de los reductores de velocidad

La fabricación o selección de un reductor de velocidad es algo sumamente complejo en algunas ocasiones dada la gran cantidad de parámetros a tener en cuenta.

Los principales son:

El par motor, es la potencia que puede transmitir un motor en cada giro. También llamado "Torque"

3.2.33. Sensores

Un sensor es un dispositivo para detectar y señalar una condición de cambio. ¿Y qué es esta "condición de cambio"? Con frecuencia se trata de la presencia o ausencia de un objeto o material (detección discreta). También puede ser una cantidad capaz de medirse, como un cambio de distancia, tamaño o color (detección analógica). Esta información, o salida del sensor, es la base del proceso de monitoreo y control de un proceso de fabricación.

Sensores de contacto y sin contacto

Los sensores de contacto son dispositivos electromecánicos que detectan cambios a través del contacto físico directo con el objeto en cuestión. Los sensores de contacto:

- generalmente no requieren de energía eléctrica;

- pueden soportar más corriente y tolerar mejor las alteraciones de la línea eléctrica;

- generalmente son más fáciles de entender y diagnosticar.

Los encoders, los interruptores de final de carrera y los interruptores de seguridad son sensores de contacto. Los encoders transforman el movimiento de las máquinas en señales y datos. Los interruptores de final de carrera se utilizan cuando es posible un contacto físico con el objeto. Los interruptores de seguridad ofrecen resistencia a posibles interpolaciones y contactos de apertura directa, lo cual permite utilizarlos como protectores de máquinas y paradas de emergencia.

Los sensores sin contacto son dispositivos electrónicos de estado sólido que crean un campo de energía o haz y reaccionan ante una alteración en ese campo. Algunas características de los sensores sin contacto son:

- no se requiere contacto físico;
- no tienen componentes móviles que puedan atascarse, desgastarse o romperse (por lo tanto, necesitan menos mantenimiento);
- generalmente operan más rápido;
- son más flexibles en cuanto a su aplicación.

Los sensores fotoeléctricos, inductivos, capacitivos y ultrasónicos corresponden a sensores sin contacto. Al no haber contacto físico, se elimina la posibilidad de desgaste; sin embargo, en raras ocasiones podría haber una interacción entre el sensor y el objeto. Los sensores sin contacto también son susceptibles a la energía emitida por otros dispositivos o procesos.

3.2.33.1. Tipos de sensores

Interruptores de final de carrera

Un interruptor de final de carrera es un dispositivo electromecánico que consta de un accionador unido mecánicamente a una serie de contactos. Cuando un objeto entra en contacto con el accionador, el dispositivo activa (o acciona) los contactos para establecer o interrumpir una conexión eléctrica.

Los interruptores de final de carrera se utilizan en diversas aplicaciones y ambientes por su resistencia, facilidad de instalación y confiabilidad. Pueden determinar la presencia, ausencia, paso y posicionamiento de un objeto. En un comienzo se los utilizaba para definir el final del recorrido de un objeto, de ahí que se llamen

"interruptores de final de carrera".

Sensores de proximidad inductivos

Los sensores de proximidad inductivos son dispositivos de estado sólido diseñados para detectar objetos metálicos. Con una correcta instalación, esta

tecnología sin contactos junto con la ausencia de partes móviles hace que los sensores de proximidad inductivos no estén sujetos a daños ni desgaste mecánicos. Además, funcionan bien en ambientes muy sucios, en los cuales no se ven afectados por la acumulación de contaminantes tales como polvo, grasa, aceite u hollín en la cara de detección. Esto hace de la tecnología inductiva un candidato ideal para aplicaciones industriales intensas.

Los sensores de proximidad inductivos operan según el principio del oscilador neutralizado de corrientes parásitas (ECKO, Eddy Current Killed Oscillator). Estos sensores están diseñados para generar un campo electromagnético. Cuando un objeto metálico entra en este campo, se inducen corrientes de superficie (corrientes parásitas) en el objeto metálico, las cuales restan energía al campo electromagnético, dando lugar a una pérdida de energía en el circuito del oscilador y, por tanto, a una reducción de la amplitud de la oscilación. El circuito activador detecta este cambio y genera una señal de encendido o apagado. Cuando el objeto sale del campo electromagnético, el oscilador se regenera y el sensor vuelve a su estado normal.

Los sensores de proximidad inductivos detectan tanto metales férricos (que contienen hierro) como no férricos. Generalmente, estos dispositivos se utilizan para detectar la posición de objetos metálicos en procesos de maquinado automatizado, o bien para detectar piezas metálicas en procesos de montaje automatizado y en operaciones de detección de presencia de envases metálicos en procesos automatizados de envasado de alimentos o bebidas.

Ventajas

Las ventajas de los sensores de proximidad inductivos son:

- a. No se ven afectados por la humedad.
- b. No se ven afectados por el polvo o la suciedad.
- c. Carecen de partes móviles, por lo que no hay desgaste mecánico.
- d. No dependen del color.
- e. Tienen una dependencia menor de la superficie que otras tecnologías de detección.

- f. No existe una zona ciega.

Desventajas

Los inconvenientes de los sensores de proximidad inductivos son:

- a. Sólo detectan la presencia de objetos metálicos.
- b. El margen de operación es más corto que el de otros dispositivos de detección disponibles.
- c. Pueden verse afectados por campos electromagnéticos intensos.

Sensores de proximidad capacitivos

Los sensores capacitivos permiten detectar objetos metálicos y no metálicos, sólidos y líquidos, si bien son más apropiados para detectar objetos no metálicos debido a sus características y costo en comparación con los sensores de proximidad inductivos. En la mayoría de las aplicaciones con objetos metálicos es preferible usar sensores inductivos por su confiabilidad y asequibilidad.

Los sensores de proximidad capacitivos son similares a los inductivos en cuanto a su tamaño, forma y "concepto". Sin embargo, a diferencia de estos últimos que utilizan campos magnéticos para detectar objetos, los sensores de proximidad capacitivos reaccionan a alteraciones en campos electrostáticos. La sonda situada detrás de la cara del sensor es una placa condensadora. Al aplicar corriente al sensor, se genera un campo electrostático que reacciona a los cambios de la capacitancia causados por la presencia de un objeto. Cuando el objeto se encuentra fuera del campo electrostático, el oscilador permanece inactivo, pero cuando el objeto se aproxima, se desarrolla un acoplamiento capacitivo entre éste y la sonda capacitiva. Cuando la capacitancia alcanza un límite especificado, el oscilador se activa, lo cual dispara el circuito de encendido y apagado.

Ventajas

Las ventajas de los sensores de proximidad capacitivos son:

- a. Detectan objetos metálicos y no metálicos, así como líquidos y sólidos.
- b. Pueden “ver a través” de ciertos materiales (cajas de productos).

- c. Son de estado sólido y tienen una larga vida útil.
- d. Disponen de muchas configuraciones de montaje.

Desventajas

Las desventajas de los sensores de proximidad capacitivos son:

- a. Distancia de detección corta (1 pulgada o menos) que varía en función del material detectado.
- b. Son muy sensibles a factores ambientales: la humedad en climas costeros o lluviosos puede afectar el resultado de la detección.
- c. No son selectivos con respecto al objeto detectado: es esencial controlar qué es lo que se aproxima al sensor.

Sensores de proximidad ultrasónico

Los sensores ultrasónicos emiten un pulso de sonido que se refleja en los objetos que entran en el campo de ondas. El sensor recibe el sonido, o “eco”, y genera una señal de salida, analógica o digital, que será utilizada por un accionador, un controlador o una computadora.

La tecnología de detección ultrasónica se basa en el principio según el cual el sonido tiene una velocidad relativamente constante. El tiempo necesario para que el haz de un sensor ultrasónico llegue al objeto y vuelva es directamente proporcional a la distancia a la que se encuentra el objeto. Por ello, los sensores ultrasónicos se utilizan a menudo para aplicaciones de medición de distancias, como por ejemplo en el control de niveles.

Los sensores ultrasónicos son capaces de detectar la mayoría de los objetos (metálicos o no metálicos, transparentes u opacos, líquidos, sólidos o granulares) que poseen una reflectividad acústica suficiente. Otra ventaja de este tipo de sensores es que se ven menos afectados por la condensación de humedad que los sensores fotoeléctricos. Uno de los inconvenientes es que la detección de los materiales que absorben el sonido, como la tela, el caucho blando, la harina y la espuma, es deficiente.

Ventajas

- a. Los sensores de proximidad ultrasónicos pueden detectar objetos grandes a una distancia de hasta 15 m (49 pies).
- b. La respuesta de un sensor de proximidad ultrasónico no depende del color de la superficie ni de la reflectividad óptica del objeto. P. ej., la detección de una placa de vidrio transparente, una de cerámica marrón, una de plástico blanca y una de aluminio brillante es similar.
- c. La precisión en cuanto a detección repetida de los sensores ultrasónicos con salidas digitales (encendido/apagado) es excelente. Se pueden ignorar objetos de fondo incluso a distancias de detección largas ya que la histéresis de conmutación es relativamente baja.
- d. La respuesta de los sensores ultrasónicos analógicos es lineal con respecto a la distancia. Al conectar el sensor con un LED, es posible tener una indicación visual de la distancia del objeto. Esto los hace ideales para aplicaciones de control de nivel o movimiento lineal.

Desventajas

- a. Los sensores ultrasónicos deben ver una superficie (especialmente una superficie dura y plana) en perpendicular para recibir un eco amplio. Además, para que la detección sea exacta, se requiere una superficie mínima y específica para cada tipo de sensor.
- b. Aunque muestran una buena inmunidad al ruido de fondo, es probable que produzcan respuestas falsas a ruidos intensos, como el “silbido” producido por conductos de aire y válvulas de seguridad.
- c. Los sensores de proximidad ultrasónicos requieren un cierto tiempo para que el transductor se detenga una vez iniciada cada transmisión antes de que estén preparados para recibir los ecos de retorno. Como resultado, sus tiempos de respuesta suelen ser más lentos que los de otras tecnologías (aprox. 0,1 segundos). Esto generalmente no representa una desventaja en la mayoría de las aplicaciones de

detección de nivel y de medición de distancias. Este mayor tiempo de respuesta incluso resulta útil en algunas aplicaciones. Los sensores ultrasónicos de haz transmitido son mucho más rápidos (su tiempo de respuesta es del orden de 0,002 o 0,003 segundos).

- d. Los sensores de proximidad ultrasónicos necesitan de una distancia de detección mínima.
- e. Los cambios en las características del ambiente, como la temperatura, la presión, la humedad, el aire y las partículas transmitidas por el aire, afectan la respuesta ultrasónica.
- f. Los objetos de baja densidad, como la espuma y la tela, tienden a absorber la energía sonora; estos materiales pueden ser difíciles de detectar a grandes distancias.
- g. Las superficies lisas reflejan la energía sonora mejor que las irregulares; sin embargo, el ángulo de detección para una lisa suele ser más crítico que el ángulo de detección para una irregular.

Sensores fotoeléctricos

En su forma más básica, un sensor fotoeléctrico se puede considerar como un interruptor en el que la función del accionador mecánico o palanca se sustituye por un haz de luz. Al sustituir la palanca por un haz de luz, el dispositivo se puede utilizar en aplicaciones que requieren distancias de detección que vayan de menos de 2,54 cm (1 pulgada) a cien metros o más (varios cientos de pies).

Todos los sensores fotoeléctricos operan detectando un cambio en la cantidad de luz recibida por un fotodetector. El cambio de luz permite al sensor captar la presencia o ausencia del objeto así como su tamaño, reflectividad, opacidad, translucidez o color.

Los sensores fotoeléctricos logran una detección precisa de objetos sin contacto físico. Existe una gran variedad de sensores fotoeléctricos, cada uno de los cuales ofrece una combinación única de funciones de detección, características de salida y opciones de montaje. Muchos sensores cuentan con funciones incorporadas de lógica

o conexión en red de dispositivos que les permiten operar de manera autónoma en aplicaciones que de otra manera necesitarían circuitos lógicos externos o un controlador programable.

El modo de detección, aplicaciones, ventajas y desventajas de los sensores fotoeléctricos se pueden apreciar en la Tabla 15.

3.2.34. Automatización

Se define como, el proceso de hacer que las máquinas sigan un orden predeterminado de operaciones con poca o ninguna mano de obra, usando equipos y dispositivos especializados que ejecutan y controlan los procesos de manufactura.

Objetivos de la automatización:

Los objetivos principales son:

Integrar los diversos aspectos de las operaciones de manufactura para mejorar la calidad y la uniformidad del producto, minimizar los tiempos de ciclo y esfuerzos, y con ello reducir los costos de mano de obra.

Mejorar la productividad, reduciendo los costos de manufactura a través del mejor control de la producción. Las piezas se cargan, alimentan y descargan de las máquinas con más eficiencia; las máquinas se usan con mayor eficacia y la producción se organiza con mayor eficiencia.

Mejorar la calidad empleando procesos más repetibles.

Reducir la intervención humana, el aburrimiento y la posibilidad del error humano.

Reducir daño a las piezas, causados por el manejo manual de las partes.

Aumentar el nivel de seguridad para el personal, en especial bajo condiciones de trabajo peligrosas.

Economizar espacio en la planta manufacturera, arreglando en forma más eficiente las máquinas, el movimiento de materiales y el equipo auxiliar.

Tabla 15: Ventajas e inconvenientes de los modos de detección fotoeléctrica.

Modo de detección	Aplicaciones	Ventajas	Inconvenientes
Haz transmitido	Detección con fines generales Conteo de piezas	<ul style="list-style-type: none"> Elevado margen para ambientes contaminados Mayor distancia de detección No se ve afectado por reflejos de segunda superficie Probablemente el más confiable al usar objetos muy reflectivos 	<ul style="list-style-type: none"> Más caro porque se necesita que la fuente de luz y el receptor estén separados; además el cableado es más caro La alineación es importante No se detectan objetos transparentes
Retrorreflectivo	Detección con fines generales	<ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección moderada Menos caro que el haz transmitido porque el cableado es más sencillo Fácil alineación 	<ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección más corta que con el haz transmitido Menos margen que el haz transmitido Detecta reflejos de objetos brillantes (para evitarlo, use el retrorreflectivo polarizado)
Retrorreflectivo polarizado	Detección con fines generales para objetos brillantes	<ul style="list-style-type: none"> Ignora los reflejos de primera superficie Utiliza un haz rojo visible para facilitar la alineación 	<ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección más corta que el retrorreflectivo normal Puede ver los reflejos de una segunda superficie
Difuso normal	Aplicaciones en las que no se puede acceder a ambos lados del objeto	<ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto No es necesario un reflector Fácil de alinear 	<ul style="list-style-type: none"> Difícil de aplicar si el fondo que hay detrás del objeto es suficientemente reflectivo y está cerca del objeto
Difuso de corte abrupto	Detección a corta distancia de objetos con la necesidad de ignorar fondos cercanos	<ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ofrece protección contra la detección de fondos cercanos Detecta objetos independientemente del color dentro de la distancia especificada 	<ul style="list-style-type: none"> Solo es útil para detección a muy corta distancia
Difuso con supresión de fondo	Detección con fines generales Zonas en las que se necesita ignorar fondos cercanos al objeto	<ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ignora el fondo situado más allá de la distancia de detección nominal independientemente de su reflectividad Detecta objetos a la distancia especificada independientemente del color 	<ul style="list-style-type: none"> Más caro que otros tipos de sensores difusos Distancia de detección máxima limitada
Difuso de corte abrupto	Detección a corta distancia de objetos con la necesidad de ignorar fondos cercanos	<ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ofrece protección contra la detección de fondos cercanos Detecta objetos independientemente del color dentro de la distancia especificada 	<ul style="list-style-type: none"> Solo es útil para detección a muy corta distancia
Difuso con supresión de fondo	Detección con fines generales Zonas en las que se necesita ignorar fondos cercanos al objeto	<ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ignora el fondo situado más allá de la distancia de detección nominal independientemente de su reflectividad Detecta objetos a la distancia especificada independientemente del color 	<ul style="list-style-type: none"> Más caro que otros tipos de sensores difusos Distancia de detección máxima limitada
Difuso de foco fijo	Detección de objetos pequeños Detección de objetos a una distancia específica del sensor Detección de marcas de color	<ul style="list-style-type: none"> Detección exacta de objetos pequeños en una posición específica 	<ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección muy corta No es adecuado para detección con fines generales El objeto debe estar colocado con precisión
Difuso gran angular	Detección de objetos que no estén colocados con precisión Detección de fibras muy finas en una zona extensa	<ul style="list-style-type: none"> Ignora los reflejos del fondo Detecta objetos que no están colocados con precisión No es necesario un reflector 	<ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección corta
Fibras ópticas	Permite la detección fotoeléctrica en zonas en las que no se puede montar un sensor por problemas de tamaño o ambiente	<ul style="list-style-type: none"> Cables de fibra óptica de vidrio disponibles para aplicaciones con elevadas temperaturas ambientales Resistente a choques y vibraciones Se pueden utilizar cables de fibra óptica de plástico en zonas en las que se necesita un movimiento continuo Se inserta en un espacio limitado Inmunidad al ruido Se puede colocar en zonas corrosivas 	<ul style="list-style-type: none"> Más caro que los sensores de lentes Distancia de detección corta

Fuente: Allen-Bradley. Fundamentos del sensado o detección de presencia. (2015).

3.2.35. Controlador lógico programable (PLC)

Un controlador lógico programable, más conocido por sus siglas en inglés PLC (Programmable Logic Controller) o por autómeta programable, es una computadora utilizada en la ingeniería automática o automatización industrial, para automatizar procesos electromecánicos, tales como el control de la maquinaria de la fábrica en líneas de montaje o atracciones mecánicas.

Los PLC son utilizados en muchas industrias y máquinas. A diferencia de las computadoras de propósito general, el PLC está diseñado para múltiples señales de entrada y de salida, rangos de temperatura ampliados, inmunidad al ruido eléctrico y resistencia a la vibración y al impacto. Los programas para el control de funcionamiento de la máquina se suelen almacenar en baterías, copia de seguridad o en memorias no volátiles. Un PLC es un ejemplo de un sistema de tiempo real, donde los resultados de salida deben ser producidos en respuesta a las condiciones de entrada dentro de un tiempo limitado, de lo contrario no producirá el resultado deseado.

Ventajas y desventajas

Dentro de las ventajas que estos equipos poseen se encuentra que, gracias a ellos, es posible ahorrar tiempo en la elaboración de proyectos, pudiendo realizar modificaciones sin costos adicionales. Por otra parte, son de tamaño reducido y mantenimiento de bajo costo, además permiten ahorrar dinero en mano de obra y la posibilidad de controlar más de una máquina con el mismo equipo.

Sin embargo, y como sucede en todos los casos, los controladores lógicos programables, o PLCs, presentan ciertas desventajas como es la necesidad de contar con técnicos calificados y adiestrados específicamente para ocuparse de su buen funcionamiento.

3.3. Definición de términos básicos

Par nominal

Es el par transmisible por el reductor de velocidad con una carga uniforme y continua; está íntimamente relacionado con la velocidad de entrada y la velocidad de salida. Su unidad en el SI es el N m (newton metro).

Par resistente

Representa el par requerido para el correcto funcionamiento de la máquina a la que el reductor de velocidad va a ser acoplado. Su unidad en el SI es el N m.

Par de cálculo

Es el producto del par resistente y el factor de servicio requerido por la máquina a la que el reductor de velocidad va a ser acoplado. Su unidad en el SI es el N m.

Potencia

Expresada normalmente en kw (kilovatios) la potencia eléctrica es considerada en dos niveles distintos: la potencia eléctrica aplicada y la potencia útil; esta última es el producto de la potencia aplicada al ser multiplicado por cada uno de los rendimientos de cada par de engranajes del reductor de velocidad.

Potencia térmica

Los rendimientos de los trenes de engranajes tienen una pérdida de potencia en forma de calor que tiene que ser disipada por el cuerpo de los reductores de velocidad. Puede ocurrir que la potencia transmisible mecánicamente provoque un calor en el reductor de velocidad a unos niveles que impiden su funcionamiento normal.

La potencia térmica, expresada en kw, indica la potencia eléctrica aplicada en el eje rápido del reductor de velocidad que este es capaz de transmitir sin limitación térmica. Su unidad en el SI es Pw.

Neumática

Es la tecnología que emplea el aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos.

Compresor

Es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como lo son los gases y los vapores.

Aire comprimido

Aire cuyo volumen ha sido disminuido por compresión para utilizarlo al expandirse.

Bar

Se denomina Bar a una unidad de presión equivalente a un millón de barias, aproximadamente a una atmosfera (1 atm).

N

Newton, es la unidad de fuerza del Sistema Internacional de Unidades (SI).

N m

Newton por Metro, Es una unidad de medida de esfuerzo de torsión, también llamado “momento” o “torque” (capacidad de una fuerza para producir un giro o rotación alrededor de un punto).

Rpm

Revolución por minuto, es una unidad de frecuencia que se usa para expresar velocidad angular, es decir, indica el número de rotaciones completadas cada minuto por un cuerpo que gira alrededor de un eje.

CAPÍTULO IV

FASES METODOLOGICAS

4.1. Fases metodológicas

En el presente Capítulo se pretende especificar con detalles todos los medios que se utilizaron para lograr concluir este trabajo, a través de ciertas técnicas e instrumentos de recolección de datos para lograr alcanzar los objetivos planteados de esta investigación o de este proyecto y llegar a plantear soluciones.

Según el manual de técnicas de documentación e investigación II de la Universidad Nacional Abierta (U.N.A), (2003), “La metodología es el método en el cual el investigador plantea su estrategia para el estudio de los hechos o fenómenos objeto de la investigación, formulando un modelo operativo que le permita acercarse a su objetivo y conocerlo tal cual es”.

Por lo dicho anteriormente la metodología nos permite el alcance de conocimientos precisos y exactos con los cuales estaremos en capacidad de analizar cualquier problema propuesto para plantear las posibles soluciones.

Fase I: Diagnosticar la situación actual y analizar los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso.

Para poder llevar a cabo la realización de cualquier proyecto es necesario el diagnóstico de la situación actual, ya que del mismo dependen las acciones correspondientes para poder concretar las soluciones a la problemática. Dicha situación actual en la empresa Alimentos Berrios ALBECA, C.A. radica en el esfuerzo repetitivo que deben realizar los operarios para poder empacar en cajas de cartón los envases de galón de producto terminado de la línea de producción N#3, el cual repercute en la merma de la producción ya que el empaqueo se realiza en forma manual; así como también afecta la salud laboral de los trabajadores involucrados en el proceso ya que el mismo no es ergonómico.

Para optimizar el sistema es necesario realizar un rediseño o reestructuración del sistema de transportación porque las pérdidas de tiempo debido a la manipulación totalmente manual del empaçado hay que subsanarlas, además de los riesgos ergonómicos que existen con los operadores del equipo, para tal situación se plantea realizar el rediseño del sistema y cambiar el sistema actual manual a uno semiautomático.

Fase II: Determinar y diseñar el sistema de transportación más apropiado.

Es necesaria la medición del espacio físico disponible ya que el mismo es factor preponderante a la hora de realizar el rediseño del sistema. De acuerdo a este espacio físico, y a las necesidades actuales respectivas, se determina el sistema de transportación más adecuado para posteriormente realizar el diseño correspondiente.

Fase III: Diseñar el mecanismo de empaçado de los envases de galón.

El diseño del mecanismo de empaçado de los envases de galón resulta de suma importancia, ya que es a través de este, el medio por el cual los ya mencionados envases de producto terminado serán empaçados en las cajas de cartón. De esta manera se incrementa la producción y se reduce en mínimo las posibilidades de que algún trabajador sufra de alguna enfermedad ocupacional en sus labores de trabajo.

Fase IV: Diseñar el sistema de cerrado de los empaques de cartón.

Para poder culminar el proceso de empaçado de producto final de los envases de galón, se debe diseñar un sistema el cual se encargará del cierre de la caja con el producto ya en su interior, para que esta caja pueda moverse hacia la maquina paletizadora y de esta manera poder concluir el proceso antes mencionado.

Fase V: Evaluar la factibilidad técnica y económica del proyecto.

Resulta necesaria la evaluación de los costes pertinentes en la inversión inicial de la empresa para el empleo y la puesta en marcha del semiautomatizado. Además, de la evaluación de todos los posibles elementos involucrados para poder realizar su construcción; ya que de esta manera, la empresa cuantificaría el coste total del proyecto, verificando si el mismo repercutiría en las ganancias netas.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

5.1. Diagnóstico de la situación actual y análisis de los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso

Resulta de vital importancia el diagnóstico de la situación en la actualidad, porque a través de este, se comprende de mejor manera lo que está sucediendo en la empresa, exactamente en la línea de producción N# 3, donde se lleva a cabo el llenado, tapado, etiquetado, embalado y paletizado de envases de galón. Las tareas de llenado, tapado, etiquetado, y paletizado se hacen de manera automática, solo es el embalado lo que se realiza de manera manual, y es allí donde existe la problemática, ya que como se mencionó en capítulos anteriores, este embalado manual afecta tanto la salud laboral del trabajador, como la producción en sí, ya que se ve incluido el factor humano generando a la postre que la producción a lo largo de las jornadas de trabajo no se lleve a cabo de manera constante, eficiente y eficaz. La línea de producción N#3 es denominada coloquialmente dentro de la empresa como la línea “galonera”. Ella está constituida por un transportador, una máquina llenadora, una máquina tapadora y una máquina etiquetadora. Dicho transportador es antiguo, y no posee las características suficientes para satisfacer los requerimientos necesarios en cuanto al transporte de los envases de galón, ya que al ser de vieja data, fue diseñado de manera empírica y para otros tipos de envase. Para poder subsanar este inconveniente, es necesario el diseño de un nuevo transportador que cumpla con los requerimientos actuales. Por esta línea, se envasan distintos productos, el envase es igual para cada uno de los mismos, lo único que cambia en él es el tipo de tapa, que puede ser de rosca o de presión. Al tratarse del mismo envase, el volumen se mantendrá constante, pero la densidad si es diferente para cada producto; por lo tanto, el peso varía en cada producto en particular, como lo muestra la siguiente Tabla 16.

Tabla16: Tipos de productos y su peso correspondiente por envase.

Producto	Peso (kg)
SALSESA	3,6
MAYORICA	3,6
MAYONESA LA RENDIDORA	3,35
MOSTAZA	3,65
SALSA ROSADA	3,65

Fuente: Lugo (2017).

Se observa en la Tabla 16 que los productos Mostaza y Salsa Rosada son los de mayor peso, por lo que los diseños que se realizarán a lo largo del capítulo, serán en base a esa peso ya que se trata del más crítico (3,65 kg), por ende, esos diseños para los demás productos cumplirán los requerimientos necesarios.

Además de los elementos constitutivos de la línea mencionados anteriormente, existen otros elementos, tales como una mesa de acero, en la cual es donde reposan las cajas donde se embalan los envases, de a cuatro por caja. Un operador es el encargado de armar las cajas, mientras que otro operador toma los envases y los coloca en las mismas para después cerrarlas y empujarlas a una máquina encintadora que cumple la tarea de sellarlas con cinta adhesiva. Después avanza a un transportador de rodillos que la lleva a la paletizadora, terminando allí el proceso. La empresa tomó en consideración la inversión de un mecanismo semiautomatizado el cual reemplazará a uno de esos operadores (el que introduce los envases en las cajas), quedando solo el encargado de armar las cajas. Por esta razón, es que el proyecto lleva por nombre semiautomatizado, ya que no se sustituirán todos los operadores. Con la sustitución de un operador, se garantiza la salud laboral del operador restante, ya que este no tendrá que realizar el esfuerzo de levantar los envases y empujar las cajas llenas, su única tarea será la de armar la caja y colocarla en el mecanismo semiautomatizado, misma que no implicará mayores inconveniente, además de mantener la ergonomía en el puesto de trabajo. En el mismo orden de ideas, resulta

necesario un sistema de cerrado de los empaques de cartón (cajas), para que el operador mencionado anteriormente, no tenga que emplearse en otras tareas.

De esta manera, se mejorará y optimizará el proceso, basándose en que el operador que estará presente en la línea, no estará encargado de realizar otras acciones, solo el de armar y colocar las cajas en el mecanismo, tarea que no será agobiante en una jornada de trabajo, por lo tanto su rendimiento será mayor y más provechoso; su salud laboral no se verá afectada, su productividad aumentará y por ende, la producción también.

El estándar de producción de esta línea, viene dado por el volumen de producto almacenado (producto elaborado en las salas de preparación) en la máquina llenadora, la cual puede llenar un máximo de 15 envases por minuto. Partiendo de este valor, se calcula la producción total en una jornada de trabajo de 8 horas, pero como esta posee un break de media hora para los trabajadores, resulta que, la línea en teoría debería de trabajar como máximo 7,5 horas. Partiendo de esta premisa se tiene que trabajando 7,5 horas, equivalentes a 450 min, multiplicado por 15 envases da un total de 6750 envases por turno. Se embalan de a 4 envases por caja, lo que da un total de 1687,5 cajas. Las paletas de producto ya embalado se conforman en camadas de 36 cajas, lo que da 46,875 paletas por turno, número que se puede redondear a 46. Todo esto significa, que en un turno de trabajo sin parada alguna, esta línea tiene una producción máxima de 46 paletas de producto terminado, lo que corresponde a una eficiencia del 100%. Como se sabe, es imposible que una línea de producción trabaje al 100% de su capacidad, por diferentes motivos, es por esto que la empresa establece una eficiencia objetiva, de manera tal que el estándar de producción sea el más real posible, fijando como número el 80% de esas 46 paletas, dando un valor aproximado de 36 paletas, lo que quiere decir, que la línea en promedio deberá producir 36 paletas por turno. Haciendo un análisis diario a los reportes de producción de la línea durante el periodo de pasantías, se pudo comprobar que la misma produce un promedio por turno de 27 paletas, lo que equivale a 3888 envases embalados, es decir, que la línea

trabaja a un 75% del estándar de producción, y apenas a un 58,5% de la producción máxima.

La mayoría de esta pérdida en la producción se atribuye al cansancio que se genera en los operadores que emban los envases manualmente, teniendo que abandonar su puesto de trabajo en ocasiones. Además se debe incluir las fallas que puedes presentar las diferentes máquinas. Es allí donde el mecanismo semiautomatizado encargado del empacado de los envases, juega un rol importante al momento de elevar el estándar de producción lo más cercano posible a esas 36 paletas por turno.

5.2. Determinación y diseño del sistema de transportación más apropiado

Como se mencionó anteriormente, es necesario el diseño de un nuevo transportador a lo largo de la línea de producción, que cumpla con los requerimientos básicos que demanda la conformación de la línea. Estos requerimientos radican en el ancho del transportador el cual debe cubrir las dimensiones del envase además de soportar el peso de los mismos, las maquinas que componen la línea están distribuidas en línea recta, por lo tanto el transportador debe ser lineal y por último, debe poseer una altura máxima en concordancia con dichas máquinas (91,3cm).

5.2.1. Determinación del sistema de transportación más apropiado

Se determinó que el sistema de transportación más apropiado para satisfacer los requerimientos ya mencionados, consiste en un transportador de cadena plástica. Su aplicación radica en el transporte de envases donde la cadena cumple la misma función que una banda transportadora pero con algunos beneficios extras.

5.2.2. Diseño del sistema de transportación más apropiado (transportador de cadena plástica)

El sistema de transporte consiste en una cadena transportadora plástica con guías laterales para los envases. El sistema motriz se compone de un motorreductor en cuyo eje de salida va acoplado un piñón dentado que es el encargado de mover la cadena transportadora.

i) Selección de la cadena

Se seleccionó un sistema de cadenas de baja fricción fabricadas por REXNORD,

el modelo de la cadena es LF 820-K400 (Figura 42) fabricada en Acetal de baja fricción para disminuir el roce con los envases y evitar el desgaste inminente de ambos elementos, con pines de acero inoxidable para la unión de los eslabones. Todas las características de la cadena se encuentran en el anexo A.



Figura 42: Cadena TableTop marca REXNORD.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016).

Para la selección del ancho de la cadena, se tomó en cuenta el diámetro del envase (Figura 43) el cual es de 140 mm, tomando en cuenta que:

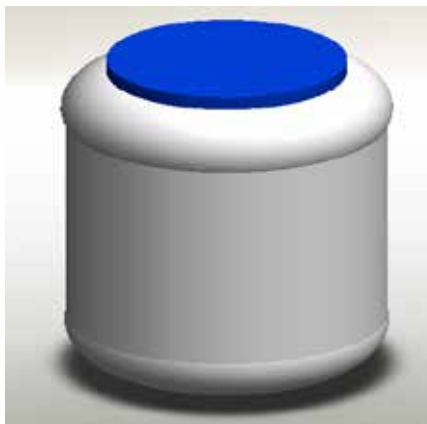


Figura 43: Envase de galón.

Fuente: Lugo (2017).

Ancho de la cadena > Diámetro del envase

En el catálogo de REXNORD se seleccionó una cadena de serie de TableTop, modelo 820 de 6" (152,4 mm) de paso, ya que esta era la única que cumplía con dicho requerimiento.

ii) Selección del piñón

Se seleccionó a criterio propio un piñón de 23 dientes para una cadena de tipo TableTop modelo 820 (Figura 44), y un paso diametral de 5,56" (141.22mm). Todas las características del piñón se aprecian en el anexo B.



Figura 44: Piñón de 23 dientes TableTop.

Fuente: FlatTop Catalog REXNORD (2017).

iii) Cálculo de la potencia requerida para el transporte de envases

Para los efectos del cálculo se tomará el peso crítico (Tabla 16) igual a 3,65 kg. Tomando como caso crítico también el hecho de que toda la cadena transportadora estará llena con envases posicionados en forma consecutiva sin espacio entre ellos, y sabiendo que el sistema transportador tiene una longitud establecida de 11m, se calcula el número total de envases estimados sobre la cadena transportadora:

$$L_{sist} = 11m$$

$$\varnothing_{env} = 140mm = 0,14m$$

$$n^{\circ}_{env} = \frac{L_{sist}}{\emptyset_{env}} = 78,5 \text{ envases} \quad 78 \text{ envases}$$

Al conocer la masa de 3,65 kg por cada envase lleno y el número total de envases, la masa sobre el sistema de transporte por los envases será:

$$m_{Tenv} = \frac{3,65kg}{env} \quad 78 \text{ env} = 284,7 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cadena transportadora seleccionada es de 1,25 kg/m (según anexo A) y la longitud estimada es de 22,9 m aproximadamente; según la ecuación xx:

$$L = (2 \quad 11m) + (2 \quad \pi \quad 0,14122m) \quad 22,9m$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{1,25kg}{m} \quad 22,9m = 28,61kg$$

Sumando la masa de los envases y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{Tenv}$$

$$m_{total} = 28,61kg + 284,7kg = 313,31kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los envases y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum Fy: N \quad (m_{total} \quad g) = 0$$

$$\sum Fy: N \quad (313,31kg \quad 9.81m/s^2) = 0$$

$$Fy = N \quad 3073,571N$$

$$N = 3073,571 \text{ N}$$

En la Tabla 17 se aprecia que el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cadena de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento para cadenas) es de 0,2. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu \quad N$$

$$Fr = 0,20 \quad 3073,571N = 614,71 \text{ N}$$

Tabla 17: Coeficiente de fricción de la cadena- guía de deslizamiento.

TIPO DE CADENA Y MATERIAL	CONDICIÓN DE LUBRICACIÓN	ACERO IXOIDABLE O AL CARBONO	UHMWP
LF Acetal	Seco	0,25	0,20
	Agua	0,20	0,18
	Agua y jabón	0,15	0,15
	Aceite	0,10	0,10
HT Polipropileno	Seco	0,35	0,30
	Agua	0,25	0,25
	Agua y jabón	0,20	0,20
	Aceite	0,10	0,10

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016)

Para determinar la fuerza tangencial de la rueda dentada para la cadena, se procede a calcular la aceleración requerida en el arranque del sistema transportador. La velocidad del transportador tiene que estar en concordancia con el resto de las máquinas que están en la línea, porque las mismas están programadas para operar en conjunto; esta velocidad fue suministrada por el departamento de ingeniería y proyectos que es el encargado del control y tiempos de todas las líneas de producción, obteniendo un valor de 0,287 m/s, y un tiempo de asentamiento de 1s, partiendo del reposo. De allí se tiene:

$$V_i = 0 \text{ m/s}$$

$$V_f = 0,287 \text{ m/s}$$

$$t_{asent} = 1 \text{ s}$$

$$V_f - V_i = a \cdot t_{asent}$$

Despejando la aceleración

$$a = \frac{V_f - V_i}{t_{asent}}$$

$$a = \frac{0,287 \text{ m/s} - 0}{1 \text{ s}} = 0,287 \text{ m/s}^2$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada. Como se observa en la Figura 45:

$$\omega = \frac{0,287m \ s \ 2}{0,14122} = 4,06rad/s \quad 38,77rpm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \ \omega$$

$$P = 49,754Nm \ 4,06 \ rad/s$$

$$P = 202W = 0,27HP$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \ \eta_{elec}} = \frac{0,27HP}{0,7 \ 0,7}$$

$$P_{sis} = 0,55HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 46) tipo tornillo sin fin marca Renold, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 0,75 HP y 1750 rpm.



Figura 46: Motorreductor Renold.

Fuente: Catalogo jPM Series Renold (2017).

La velocidad de giro del motor seleccionado es de 1750 RPM, y la velocidad de giro requerida en el piñón es de 38,77 RPM; por lo que la relación de transmisión estimada de la caja reductora será:

$$Rt = \frac{1750 \ rpm}{38,77 \ rpm} = 45,13$$

La relación de transmisión para la caja reductora debe estar comprendida entre una relación de transmisión comercial comprendida entre 1:40 y 1:50.

iv) Ida de la cadena

Se seleccionó la manera típica de llevar la cadena a través del transportador proporcionada por REXNORD denominada como Marcha en línea recta. Construcción típica tal como se muestra en la figura 47.

Para una cadena tipo TableTop de serie 820 se tiene un espaciamiento de la guía de 44,5 mm.

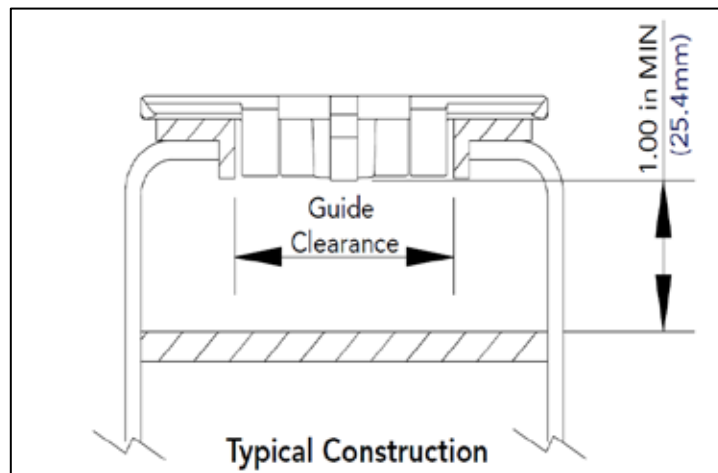


Figura 47: Especificaciones del trayecto de ida de la cadena.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016).

v) Retorno de la cadena

Siguiendo el manual de ingeniería de REXNORD, se seleccionó un retorno de tipo de una cama deslizante el cual se muestra a continuación (Ver Figura 48).

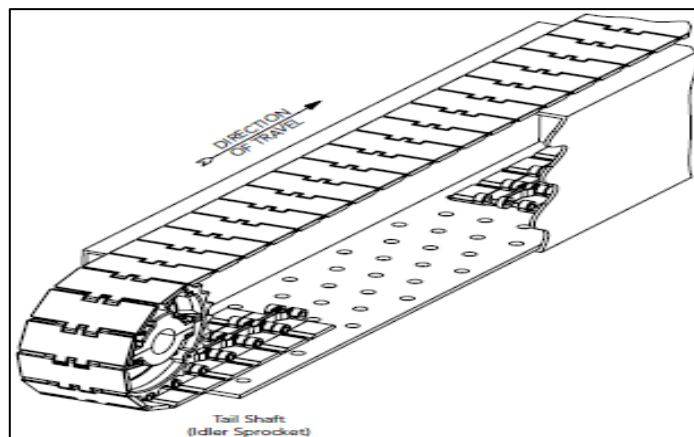


Figura 48: Cama de la cadena para el retorno.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016).

vi) Catenaria y su radio de entrada

En el manual de ingeniería de REXNORD, se encuentra indicado de la siguiente manera la distancia vertical y la distancia horizontal de la catenaria tal como se muestra en la Figura 49.

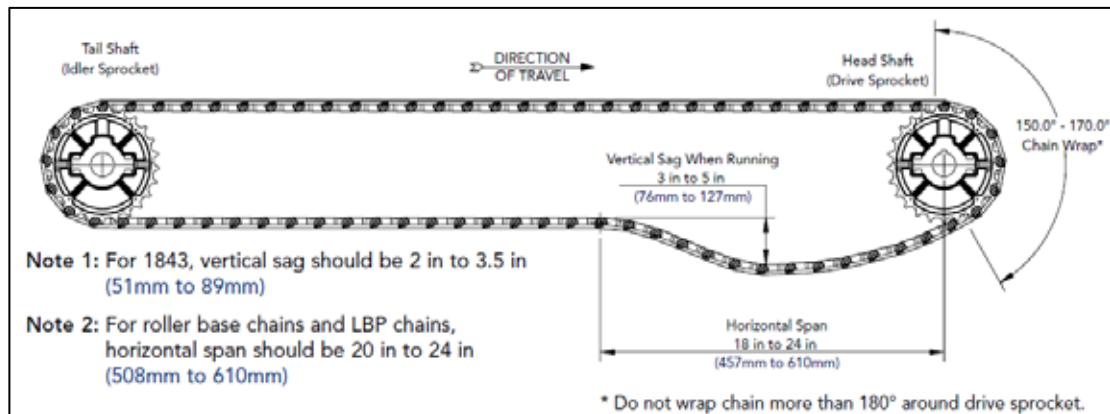


Figura 49: Catenaria para la cadena.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016).

viii) Rueda loca

Está diseñada para girar libremente en el eje, su función es facilitar el trayecto de la cadena sustituyendo al engrane conducido. La rueda loca se utilizó para evitar el comportamiento que tiene el engrane conducido, el cual consiste en intentar separar los pasadores que mantienen unidos a la cadena ó en su defecto romperla. Fue seleccionada la rueda equivalente a 23 dientes con un diámetro de agujero de 1" (ver anexo C).

ix) Cálculo del eje

El cálculo del eje se centra solo en el conductor, ya que es allí donde existen mayores esfuerzos y es necesario realizarlo porque nos determinará los diámetros del mismo, además de que con dichos diámetros, y las reacciones en los apoyos se podrá calcular los respectivos rodamientos. La longitud del mismo y el diseño propuesto se observa en la Figura 50.

Los puntos A y C es donde se ubicarán los rodamientos, el punto B es donde se ubicará el piñón y el punto D es donde estará acoplado el eje al motorreductor. De acuerdo a esto, el diagrama de cuerpo libre del eje queda según la Figura 51.

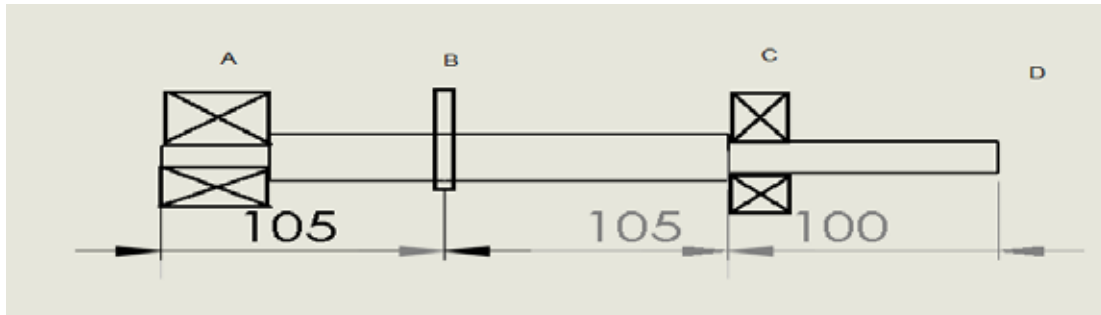


Figura 50: Diseño propuesto del eje conductor.

Fuente: Lugo (2017).

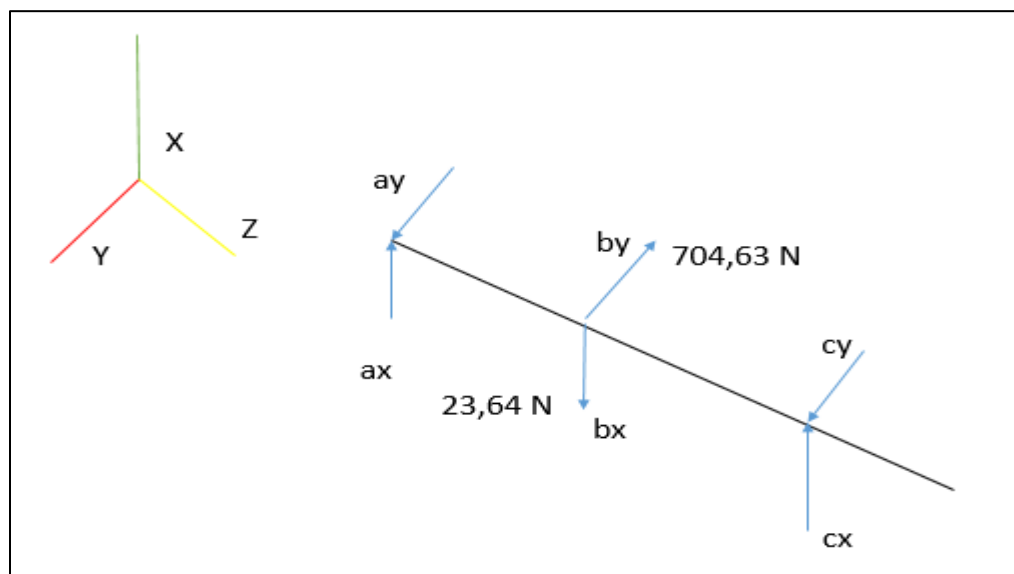


Figura 51: Diagrama de cuerpo libre del eje.

Fuente: Lugo (2017).

En el punto A y C se aprecian las reacciones por medio de los rodamientos, en el punto B se encuentra la fuerza tangencial necesaria para poder mover los envases (b_y) y la fuerza ejercida por el peso del piñón (b_x). El torque al cual va estar sometido el eje es el calculado anteriormente de valor $T = 49,754 \text{ Nm}$ y entra por el punto D donde estará acoplado el motorreductor.

El material de construcción para el eje será de un acero al carbono AISI 1040 laminado en caliente y fabricado mediante un mecanizado. Las propiedades mecánicas de este tipo de material se ubican en el anexo D y son $S_y = 290 \text{ MPa}$ y $S_u = 524 \text{ MPa}$.

Se procede al cálculo de las reacciones haciendo sumatoria de momentos y de fuerzas en los planos x-z y y-z.

Para el plano x-z tenemos:

$$\sum M_{cx}: 0 \quad (a_x \cdot 0,21 \text{ m}) + (23,64 \text{ N} \cdot 0,105 \text{ m}) = 0$$

$$a_x = \frac{23,64 \text{ N} \cdot 0,105 \text{ m}}{0,21 \text{ m}} = 11,82 \text{ N}$$

Se procede al cálculo de c_x realizando sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_x: 0 \quad a_x \quad c_x = 23,64 \text{ N}$$

$$11,82 \text{ N} \quad 23,64 \text{ N} + c_x = 0$$

$$c_x = 23,64 \text{ N} \quad 11,82 \text{ N} = 11,82 \text{ N}$$

Ahora se procede al cálculo de las reacciones en el plano y-z.

$$\sum M_{cy}: 0 \quad (a_y \cdot 0,21 \text{ m}) + (704,63 \text{ N} \cdot 0,105 \text{ m}) = 0$$

$$a_y = \frac{704,63 \text{ N} \cdot 0,105 \text{ m}}{0,21 \text{ m}} = 352,315 \text{ N} = c_y \text{ (por simetría)}$$

Con estos cálculos se realizan los diagramas de corte y momento a través del software MD Solids, quedando como lo indica la Figura 52.

Como el eje va a estar sometido a esfuerzos combinados y a cargas repetidas se tiene que diseñar a resistencia por fatiga, por ende, esta será modificada como se expresa en la ecuación 59 para obtener S_n . A continuación se obtienen los factores que modifican la resistencia a la fatiga: Como la ubicación del transportador no estará sometido a altas temperaturas se tiene que $C_b = 1$. Con S_u y el tipo de fabricación del eje (mecanizado) se entra a la Figura 40 y se obtiene un $C_s = 0,88$. El diseño del eje se hará para una confiabilidad del 99,9%, con este valor se entra en la Tabla 12, y con la

ecuación 60 se obtiene un valor de $C_r = 0,7188$. El valor de $C_o = 1,3$ (acero laminado). Y por último, $S'_n = 0,5 * S_u$; arrojando un valor de 262 MPa. Ya con los factores que modifican a la resistencia a la fatiga determinados, se procede al cálculo de S_n .

$$S_n = 1 \cdot 0,88 \cdot 0,7188 \cdot 1,3 \cdot 262 = 215,444 \text{ MPa}$$

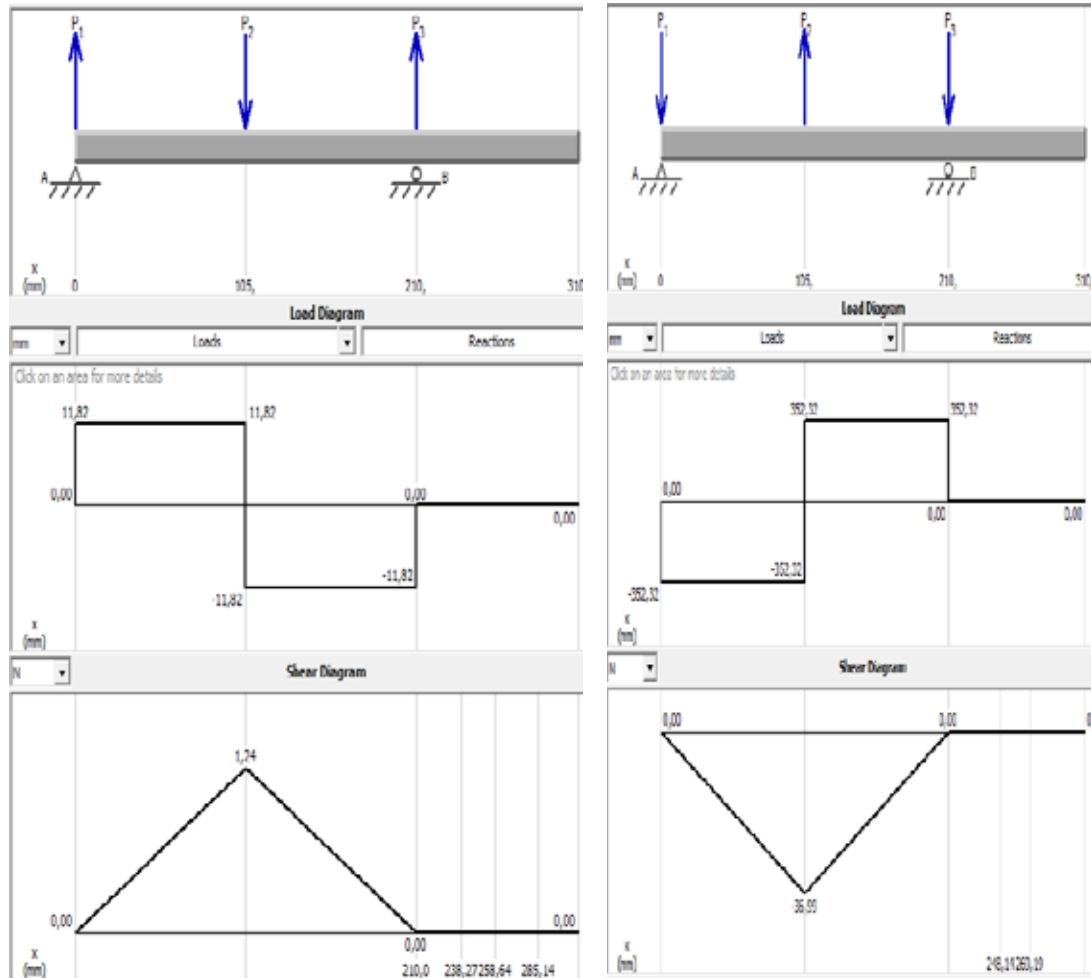


Figura 52: Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente.

Fuente: Lugo (2017).

Ahora se determinan los diámetros correspondientes con la geometría planteada en la Figura 50. Con respecto al punto C, debido a que es el extremo libre del eje, no hay momento de flexión en C. Las concentraciones de tensión pueden omitirse

porque el torque τ_{adm} , ecuación 58, con S_y y un factor de seguridad N igual a 3, de la siguiente manera:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 S_y}{N} = \frac{0,577 \cdot 290}{3} = 55,777 \text{ MPa}$$

τ_{adm} , se tendrá entonces que la inercia polar $I_p = \frac{T}{\tau_{adm}} = \frac{\pi D^3}{16}$; despejando

D , la ecuación queda de la siguiente manera:

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49,754 \text{ Nm}}{\pi \cdot 55,777 \text{ MPa}}} = 1,565 \text{ cm} = 16,56 \text{ mm}$$

En el punto B, donde está ubicado el piñón, es donde se encuentra el momento flector máximo, por consiguiente, se utiliza la ecuación 61 para obtener el diámetro en ese punto. El $K_t = 1,6$; porque el piñón se ensamblará con el eje mediante una cuña de corredera.

El momento flector será la sumatoria de los momentos máximos tanto en el plano x-z como en el plano y-z, por consiguiente:

$$M_{fb} = \sqrt{(M_{bx})^2 + (M_{by})^2} = \sqrt{(1,24 \text{ Nm})^2 + (36,99 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{fb} = 37,01 \text{ Nm}$$

$$D_b = \left[\left(\frac{32}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{1,6 \cdot 37,01 \text{ Nm}}{215,44 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{49,754 \text{ Nm}}{290 \text{ MPa}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_b = 2,12 \text{ cm} = 21,21 \text{ mm}$$

El punto A es el asiento del cojinete A, y aquí no hay torque o momento de flexión. Sin embargo, hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción en el cojinete. Utilizando la resultante de las reacciones en los planos x - z e y - z, la fuerza de corte es:

$$P_a = \sqrt{(a_x)^2 + (a_y)^2}$$

$$P_a = \sqrt{(352,315 \text{ N})^2 + (11,82 \text{ N})^2} = 352,51 \text{ N}$$

La tensión por esfuerzo de corte vertical para un eje sólido es $\tau_{adm} = \frac{4Pd}{\pi D^2}$ por lo que el diámetro en A, vendrá dado por:

$$D_a = \sqrt{\frac{4Pd}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 352,51N}{\pi \cdot 55,777 MPa}} = 2,839mm$$

Esto es muy pequeño si se compara con los demás diámetros que se han calculado y, por lo regular, así será. En realidad, el diámetro en A quizá se haga mucho más grande que este valor calculado debido al tamaño del cojinete razonable para que soporte la carga radial de 352,51N.

El diámetro del punto B es conveniente redondearlo a una pulgada (25,4mm) ya que el diámetro interno del piñón viene a esa medida.

x) Selección del rodamiento

Para la selección del rodamiento se necesita determinar la capacidad básica de carga presente en el apoyo del cojinete, se calcula mediante la ecuación 63 y la carga de diseño será la sumatoria de las reacciones en kg. Antes de realizar el cálculo se hace una comparación entre rodamientos mediante la Tabla 13 para obtener el más adecuado; seleccionando uno de bola de hilera única para los puntos A y C del eje.

Se calcula L_d (Número de revoluciones de diseño) mediante la ecuación 64, tomando de la Tabla 14 una vida útil de 100.000 horas, ya que el transportador puede trabajar los tres turnos de producción las 24 horas del día.

$$L_d = 100000 \cdot 38,77 \cdot 60(\text{min}) = 232620000 \text{ rev}$$

$F_d = 352,51 \text{ N} = 35,934 \text{ kg}$ tanto en A como en C por la simetría, y $a = 3$ por tratarse de un rodamiento de bolas. Se tiene que:

$$C = 35,934 \left(\frac{232620000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 220,98 \text{ kg} = 2,16KN$$

Con esta carga se va al catálogo SKF, para A como el diámetro obtenido fue muy pequeño, se opta por tomar un diámetro mayor y estándar, el elegido será de 12mm, por consiguiente el rodamiento seleccionado será un 61901. Para el punto C, se redondea el diámetro a uno estándar del catálogo (17mm), por lo tanto el

rodamiento seleccionado es un 61903. Toda la información de los rodamientos seleccionados se ubican en el anexo E.

Ya con lo antes expuesto, el eje conductor para el transportador queda de la manera siguiente (Figura 53):

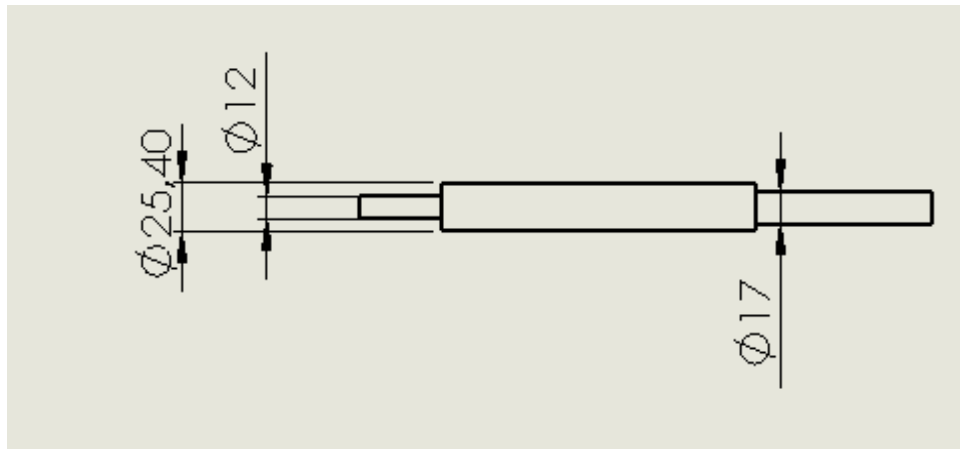


Figura 53: Diseño final del eje conductor.

Fuente: Lugo (2017).

xi) Chaveta

Utilizando las indicaciones de REXNORD (ver Tabla 18) se obtuvieron las especificaciones de la chaveta del eje (Figura 54).

Tabla 18: Indicaciones de REXNORD para chavetas.

English:

Shaft Diameter	KEYWAY			Setscrew Size
	Key Width (w)	Key Height (h)	Keyseat Depth (h/2)	
> 9/16" to 7/8"	3/16"	3/16"	3/32"	1/4-20
> 7/8" to 1-1/4"	1/4"	1/4"	1/8"	3/8-16
> 1-1/4" to 1-3/8"	5/16"	5/16"	5/32"	3/8-16
> 1-3/8" to 1-3/4"	3/8"	3/8"	3/16"	3/8-16
> 1-3/4" to 2-1/4"	1/2"	1/2"	1/4"	1/2-13
> 2-1/4" to 2-3/4"	5/8"	5/8"	5/16"	1/2-13

Metric:

Shaft Diameter	KEYWAY			Setscrew Size
	Key Width (w)	Key Height (h)	Keyseat Depth (h/2)	
> 22mm to 30mm	8mm	7mm	3.5mm	M6 x 1
> 30mm to 38mm	10mm	8mm	4mm	M8 x 1.25
> 38mm to 44mm	12mm	8mm	4mm	M10 x 1.5
> 44mm to 50mm	14mm	9mm	4.5mm	M10 x 1.5
> 50mm to 58mm	16mm	10mm	5mm	M12 x 1.75
> 58mm to 65mm	18mm	11mm	5.5mm	M12 x 1.75

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016).

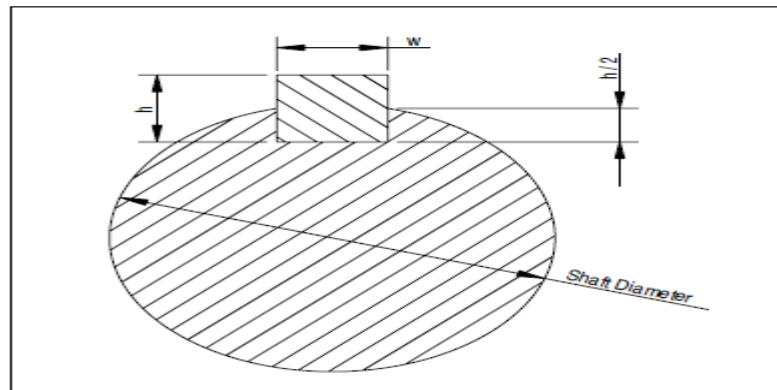


Figura 54: Especificaciones de la chaveta del eje.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016).

Por lo antes expuesto, la chaveta seleccionada para un eje de 24,5 mm, será de 8mm de ancho, 7 mm de altura y profundidad de 42,7 mm, valor correspondiente al ancho del piñón.

xii) Base del transportador

La base del transportador se debe diseñar de tal manera que pueda soportar el peso del mismo, además del ejercido por las guías laterales, alrededor de 287 kg, dato que fue suministrado por el software de diseño Solidworks, además se debe sumar el peso de la cadena y el de los envases, calculados anteriormente (313 kg). El peso total a soportar será alrededor de unos 600 kg, equivalentes a 5886 N. Ya que el transportador mide 11m, si se utilizan 10 bases, se divide esta carga también en 10, de manera equitativa, quedando un peso equivalente por base de 588,6 N.

El diseño consiste en una estructura bípode acoplada a un tubo estructural de 2,5 pulgadas de diámetro, que a su vez lleva soldada una placa que será la encargada de unir la base al transportador mediante pernos, todo hecho en acero AISI 1040. La base se observa en la Figura 55.

El diseño fue sometido a un análisis de tensión mediante el software de simulación Autodesk Inventor, para verificar el comportamiento y desempeño del mismo. Ver Figuras 56 y 57.



Figura 55: Diseño de la base que soportará al transportador.
Fuente: Lugo (2017).

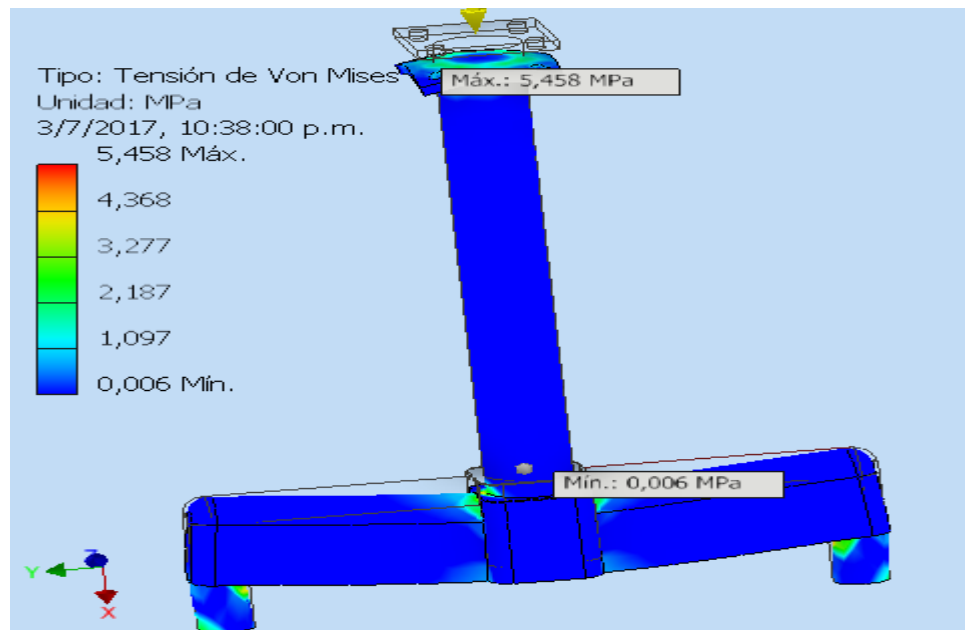


Figura 56: Análisis de Von Mises en la base.
Fuente: Lugo (2017).

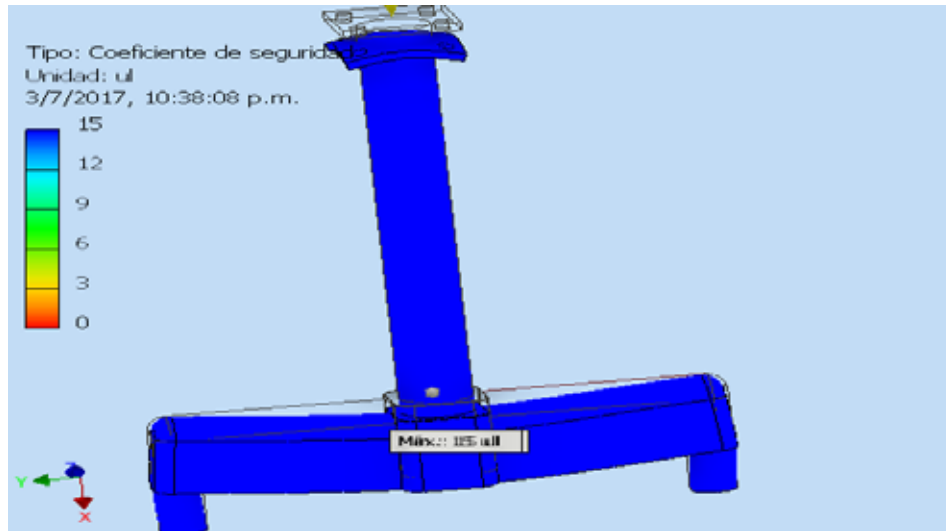


Figura 57: Análisis del coeficiente de seguridad.
Fuente: Lugo (2017).

Del análisis de tensión se concluye que el diseño para la base resulta sumamente satisfactorio, además de que el valor de coeficiente de seguridad mínimo es de 6, brindando una excelente confiabilidad para su aplicación.

Con toda esta información, el diseño final del transportador queda como lo indica la Figura 58. Donde se observan la cadena plástica, el motor y el piñón seleccionados, además de la base y las guías laterales, puestas de tal manera para guiar los envases por todo el transportador.

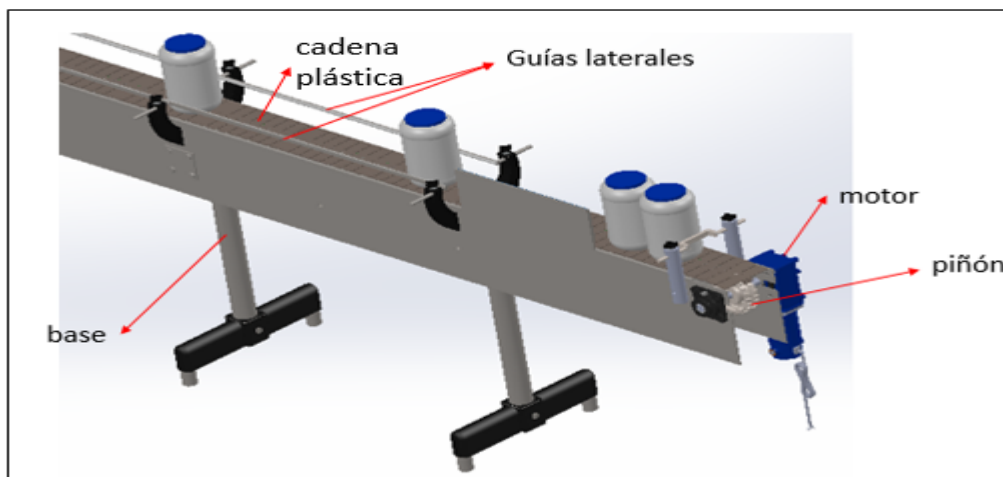


Figura 58: Diseño final del transportador.
Fuente: Lugo (2017).

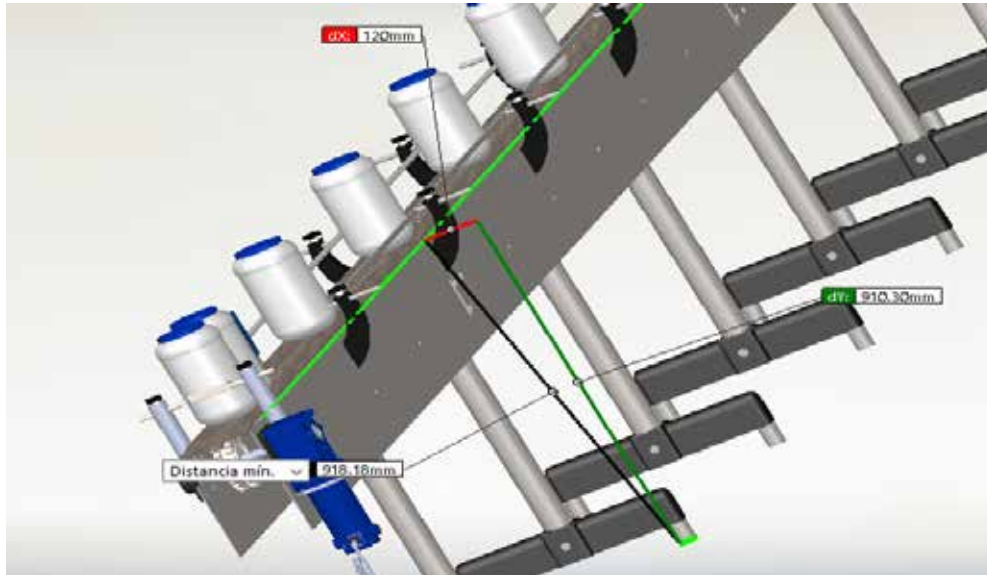


Figura 59: Altura del diseño final del transportador.

Fuente: Lugo (2017).

En la figura 59 se puede observar la altura total del transportador de 910,3mm (91,3cm), lo que corresponde a un diseño satisfactorio ya que se respeta la altura máxima planteada en el tópico 5.2.

5.3. Diseño del mecanismo de empacado de los envases de galón

El diseño de este mecanismo resulta de mucha importancia, ya que será el encargado de elevar los niveles de producción en la línea. Con el objetivo de diseñar el mejor mecanismo posible, se implementó un método de generación de soluciones y de descarte que siguiera los lineamientos de la empresa en función de la situación problemática descrita.

5.3.1. Función principal

La principal característica del mecanismo es introducir los envases llenos con producto en las cajas de cartón, para poder realizar el paletizado y posterior almacenamiento.

5.3.2. Propuestas de diseño

Para el diseño mecánico fueron generadas tres posibles soluciones con el fin de tener una mejor perspectiva de lo que se quería lograr.

5.3.2.1. Propuesta de soluciones para el mecanismo de empaqueo

Propuesta 1: Mecanismo con cilindro neumático y ventosas.

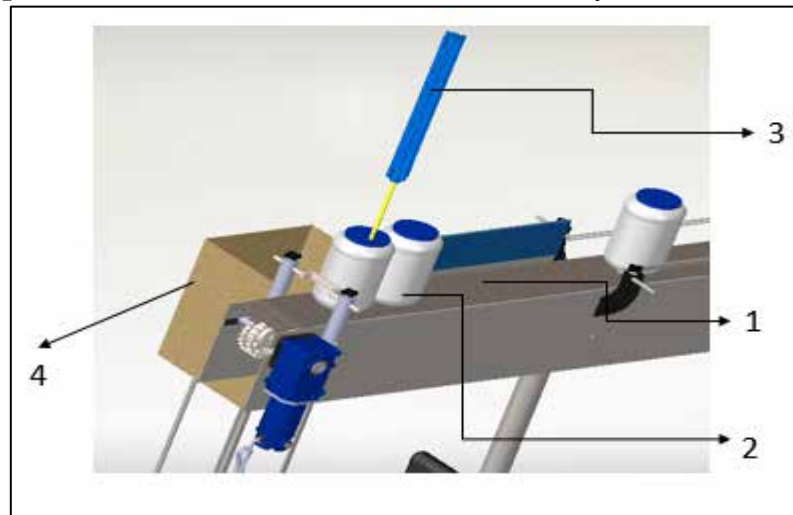


Figura 60: Propuesta 1.

Fuente: Lugo (2017).

La cadena transportadora (1), traslada los envases (2) hasta el final del transportador, y un cilindro neumático (3) con ventosas, toma el envase y lo coloca en la caja (4).

Propuesta 2: Mecanismo con brazo robótico.

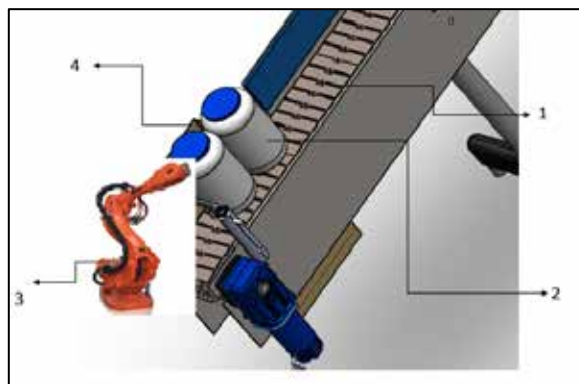


Figura 61: Propuesta 2.

Fuente: Lugo (2017).

La cadena transportadora (1), traslada los envases (2) hasta el final del transportador, y un brazo robótico (3), toma el envase y lo coloca en la caja (4).

Propuesta 3: Mecanismo con cilindros neumáticos y bandeja con corredera.

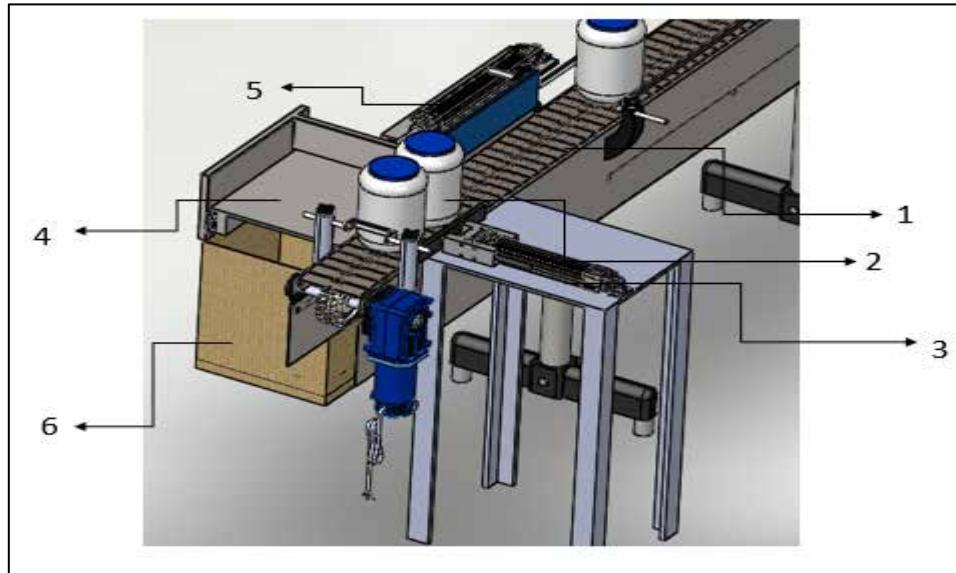


Figura 62: Propuesta 3.

Fuente: Lugo (2017).

La cadena transportadora (1), traslada los envases (2) hasta el final del transportador, un cilindro neumático empuja los envases a la bandeja (4), otro cilindro neumático (5) moviliza la bandeja para que los envases caigan por gravedad en la caja (6).

5.3.3. Selección de la mejor solución

A continuación, se establecieron los diferentes inconvenientes que presentan la implementación de dos de las propuestas y la factibilidad de una de las mismas.

Propuesta 1

Una propuesta con expectativas de cumplir el requerimiento de introducir los envases en la caja, tratándose de un sistema limpio al utilizar aire comprimido tanto para las ventosas como para el cilindro neumático; pero no abarca ciertas características puntuales. Como se acotó en el tópico 5.1, los envases son del mismo tamaño pero las tapas vienen en dos versiones diferentes, una de rosca y otra de presión. La propuesta funcionaría de manera correcta para tapas de rosca, pero no para tapas de presión, ya que al ejercer la ventosa succión sobre la tapa, esta tendería a levantarse y a desprenderse del envase, provocando que el sistema solo tome la tapa

y no el envase como tal. Otro problema que presenta, es que el transportador es lineal para los envases, por ende, se necesitaría colocar al final del transportador un acumulador para poder acomodar los envases de manera tal que se puedan colocar de a dos en la caja y no de uno en uno, todo esto generando mayores gastos en la solución de la problemática y no resolviéndola del todo.

Propuesta 2

La segunda propuesta descrita anteriormente, no se ve afectada por el problema del tipo de tapa mencionado, pudiendo tomar los envases por el cuello del mismo y colocándolos en la caja respectiva. El problema de esta propuesta radica en la cuantiosa inversión que debe hacer la empresa para la implementación de este tipo de tecnología, además de poseer un personal calificado para la manutención y mantenimiento del equipo.

Propuesta 3

Siendo esta la propuesta más competente resultante del descarte anteriormente realizado, es la que cumple con los parámetros que las demás propuestas no.

Posee las ventajas de ser un sistema limpio ya que utiliza la neumática como fuente de generación de potencia, aprovechando las instalaciones neumáticas ya instaladas en la empresa. No hay conflictos por el tipo de tapa ya que resulta indiferente y agruparía los envases de manera tal que conformen los 4 correspondientes por caja. Posee la desventaja de alto costo de inversión pero contrasta con sus bajos costos en mantenimiento. Y lo más resaltante dentro de todo, posee la capacidad de mantener la producción en índices elevados.

5.3.4. Especificaciones de la propuesta seleccionada y los beneficios de su implementación

La propuesta seleccionada consta de cilindros neumáticos que serán los encargados de agrupar y embalar los envases en la caja. Cabe destaca, que la acción del colocado de la caja en el mecanismo será realizada por un operador, descripción hecha en el tópico 5.1.

La implementación del mecanismo embalador, busca como objetivo principal aumentar y mantener una producción constante a lo largo de los turnos de trabajo, obteniendo beneficios monetarios, debido a mayores ganancias. Y no solo gana la empresa, gana el trabajador también ya que su salud laboral no se verá afectada, debido a que lo único que hará es armar y colocar las cajas en el mecanismo. Con respecto al tiempo de armado de la caja, debido a que la línea produce 15 envases por minuto como ya se explicó anteriormente, el operador tendrá que armar alrededor de casi 4 cajas por minuto. La caja se arma en un tiempo promedio de 10 segundos, por lo que el operador tendrá el suficiente para hacer esta acción mientras que la línea este trabajando.

5.3.5. Descripción de funcionamiento del mecanismo de empacado

El diseño del mecanismo de empacado consiste en un sistema semiautomatizado, donde la acción de control la realizará un autómata programable (PLC). Al llegar los envases al final del transportador, habrá un sensor capacitivo llamado S1, que será el encargado de monitorear los envases. Cuando hayan llegado dos envases, el sensor enviará una señal a un PLC para que este accione dos cilindros neumáticos, llamados P2 y P1. El cilindro P2 estará colocado al lado del transportador para que empuje los envases hacia una bandeja que estará paralela al mismo y P1, que estará al lado de P2, servirá de freno para detener a los envases que se aproximen y no entorpezcan a P2 mientras que está empujando el primer par de envases hacia la bandeja, como se muestra en la Figura 63. Cuando hayan llegado de nuevo otros dos envases, se repetirá la acción de control antes mencionada, solo que esta vez los envases recién llegados empujarán a los envases que ya estaban en la bandeja, de manera que se agrupen los cuatro envases como lo indica la Figura 64.

La bandeja donde estarán agrupados los envases, estará unida al transportador y a un paral. Se movilizará mediante la acción de un cilindro neumático P3 que la desplaza mediante correderas. Se utilizan dichas correderas debido a su gran capacidad de desplazamiento y soporte de cargas, porque las mismas tienen que soportar (valga la redundancia) el peso de los envases y de la propia bandeja. En

cambio, los cilindros neumáticos no soportan cargas radiales en el vástago ya que las mismas los tienden a flexionar y a debilitar. Es por esta razón, que se utiliza el cilindro neumático solo para mover la bandeja unida a la corredera. La bandeja se une con la corredera mediante tornillos, de la misma manera la propia se une al transportador y al paral, mientras que el cilindro se una a la bandeja mediante un pasador que va entre una pestaña al costado de la bandeja y la horquilla del vástago, como se muestra en la Figura 65.

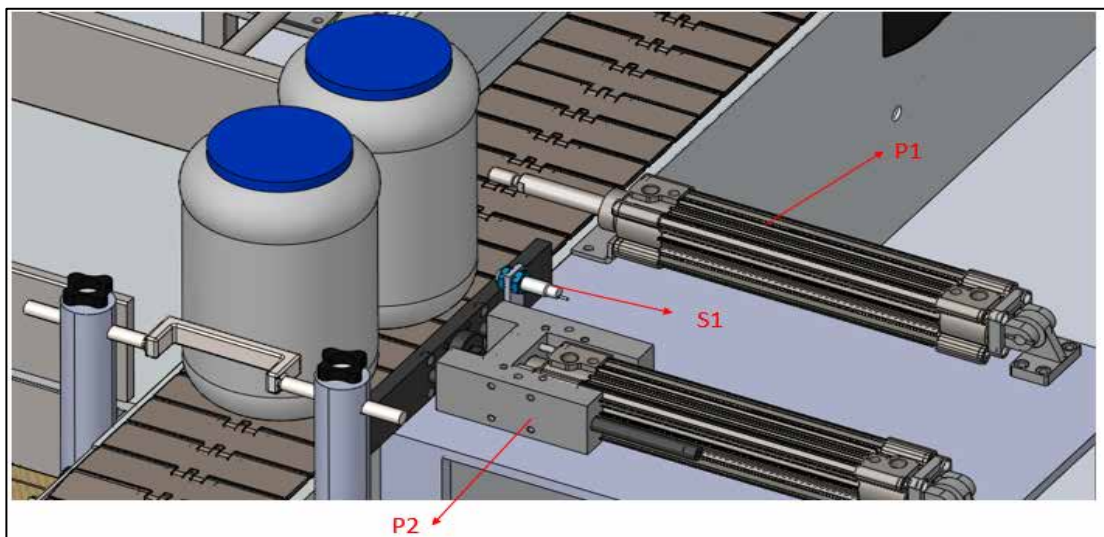


Figura 63: Posición de los cilindros neumáticos P1 y P2 junto con el sensor S1.
Fuente: Lugo (2017).

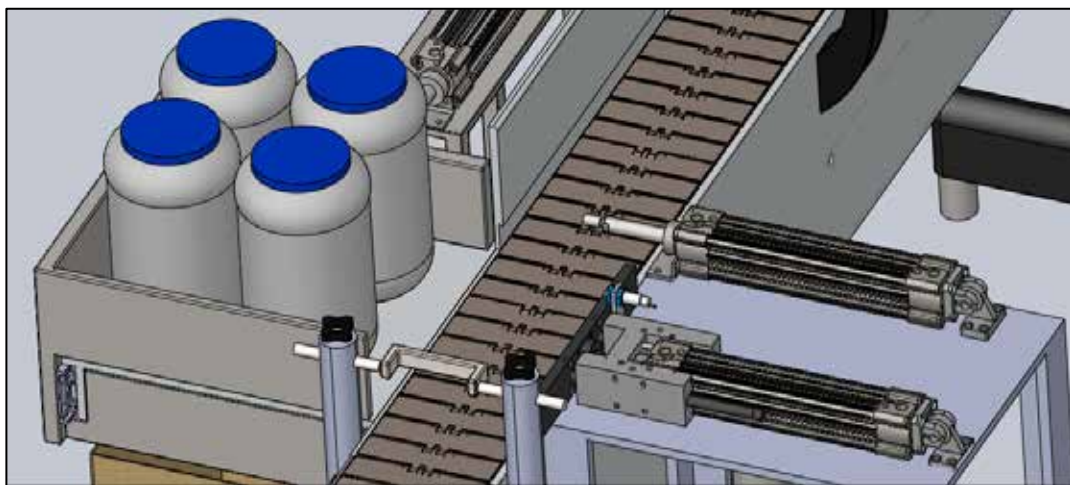


Figura 64: Agrupado de los envases sobre la bandeja.
Fuente: Lugo. (2017).

Un sensor capacitivo S2 detecta cuando ya estén agrupados los 4 envases (Figura 64) y envía esta señal al PLC. Debajo de la bandeja, estará una mesa colocada de manera que el operario pueda colocar la caja abierta sin problema alguno. Sobre esta mesa, se ubicará otro cilindro llamado P4 y otra mesa que brindará soporte al cilindro P3, además sostiene al paral, como se muestra en la Figura 66.

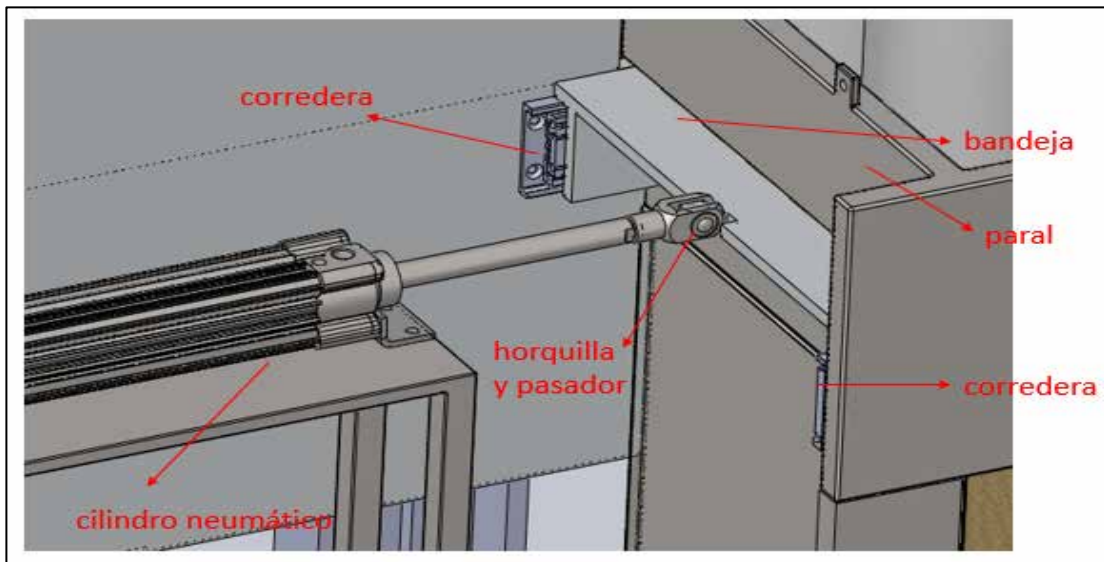


Figura 65: Visualización de la unión de la bandeja, cilindro neumático, corredera y paral.

Fuente: Lugo. (2017).

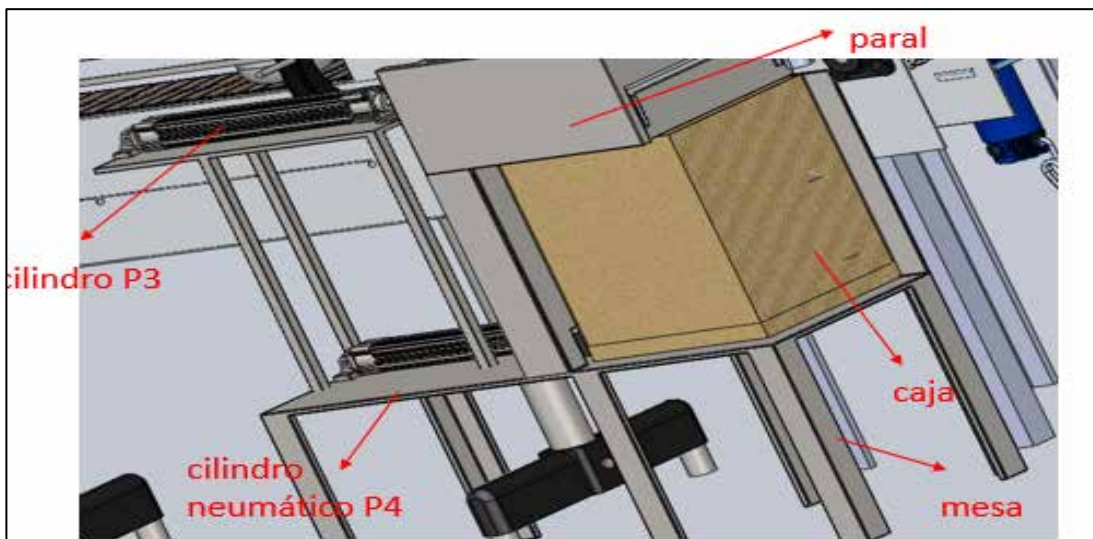


Figura 66: Visualización de la mesa donde se colocarán las cajas.

Fuente: Lugo. (2017).

La mesa además poseerá unas láminas laterales que le brindarán una guía al operador de como colocará la caja para que quede exactamente debajo de la bandeja. Estas láminas generan una perpendicularidad, de manera que dicha perpendicularidad se alinea con el ángulo de la caja, además la mesa tiene una altura con respecto al piso de 400m, todo se muestra en la figura 67.

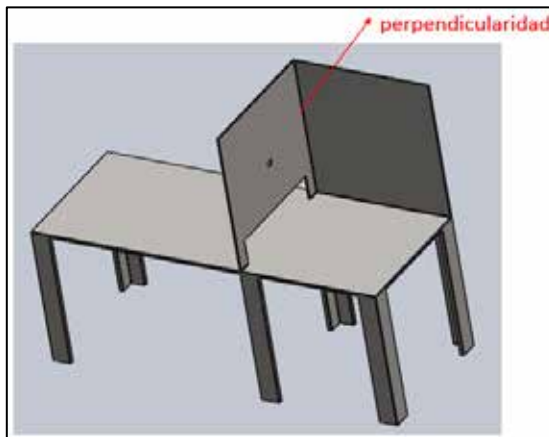


Figura 67: Visualización del ángulo guía para colocar la caja.

Fuente: Lugo. (2017).

La mesa además posee una altura de 400 mm con respecto al suelo, como se muestra en la Figura 68. Altura necesaria para la colocación de la misma.

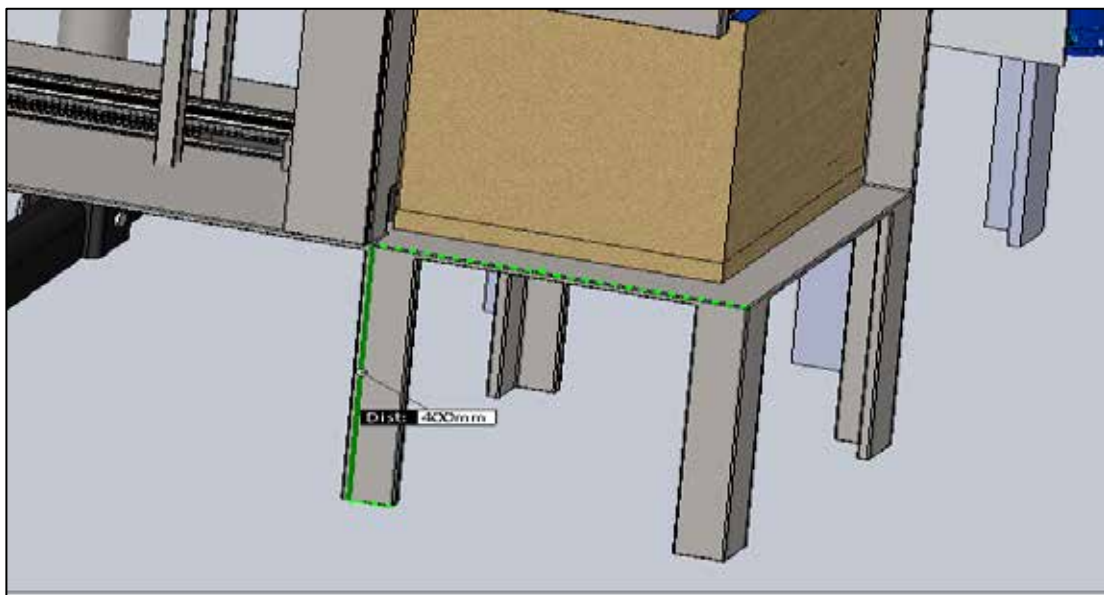


Figura 68: Altura necesaria para colocación de la caja.

Fuente: Lugo. (2017).

Después que S2 haya enviado la señal al PLC, habrá otro sensor capacitivo llamado S3 que estará colocado una de las láminas de la mesa. La función de este sensor es el de detectar la presencia de la caja sobre la mesa. Como se muestra en la Figura 69.

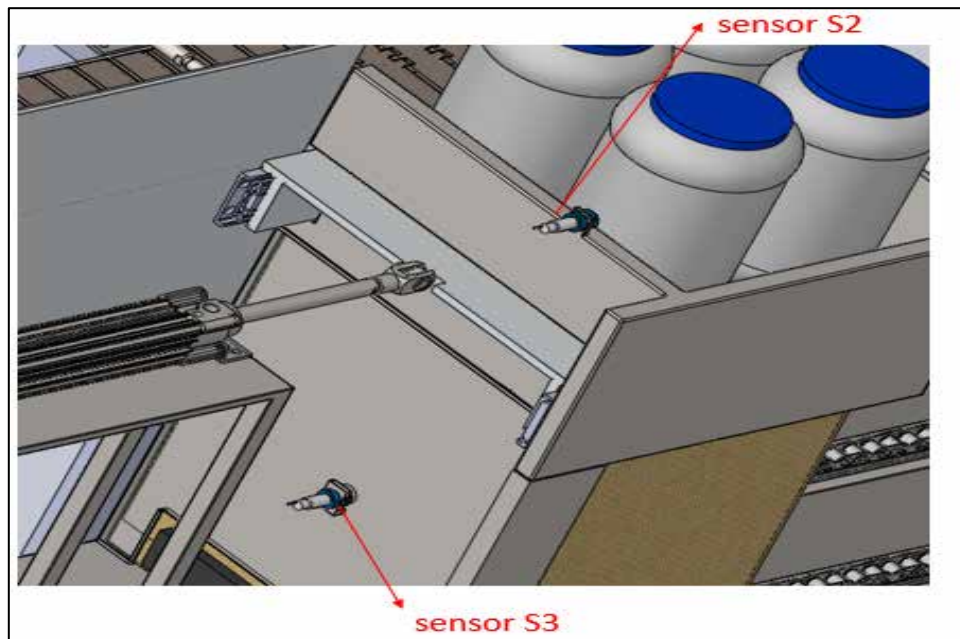


Figura 69: Posición de los sensores S2 y S3.

Fuente: Lugo. (2017).

Para que P3 pueda mover la bandeja, necesita las condiciones de que la bandeja este llena por los 4 envases (señal del sensor S2), la señal del sensor S3 corroborando que ya se colocó la caja en la mesa y la señal de que el cilindro P2 no este accionado, porque de ser así, se generaría un descontrol, ya que P2 empujaría los potes al vacío debido a que la bandeja no está colocada en su sitio. Cumplidas estas condiciones, P3 puede mover la bandeja, a continuación, los envases se ven obligados a caer por gravedad a la caja. Cabe destacar, que el paral sirve como guía para que cuando se mueva la bandeja, los envases no se muevan con ella. Entre la caja y la bandeja, se colocará una “especie” de embudo que realice la acción de alinear los envases para que caigan de manera uniforme en el interior de la caja. Dicho embudo se muestra en la Figura 70.

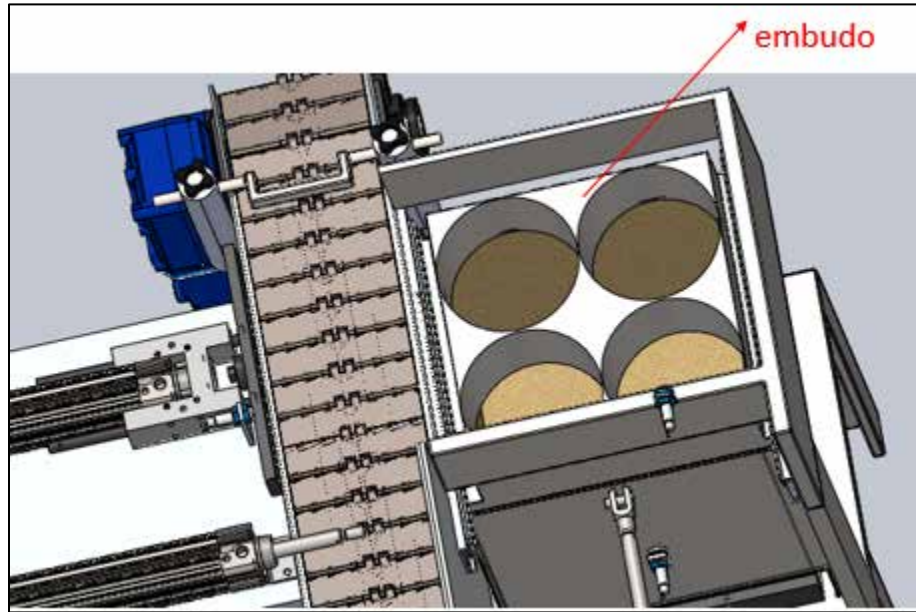


Figura 70: Colocación del embudo.

Fuente: Lugo. (2017).

Hay otras condiciones que se deben aclarar en el funcionamiento del sistema semiautomatizado. El freno (P1) se devuelve a su estado inicial después que el cilindro P2 haya empujado los envases y regresado a su posición inicial (tiempo a desconexión T1). Para que P2 se accione, es necesario que el freno este activado, que P3 esté en su posición inicial (vástago al final de carrera) y que el sensor S2 no este detectando envases, es decir, si S2 detecta algún envase significa que la bandeja ya agrupó la camada y por ende no se pueden empujar más potes. Cuando existe la presencia de la caja y la bandeja con los envases agrupados, se genera un tiempo a la desconexión T2, este tiempo garantiza el retorno del cilindro P2. Dicho tiempo T2 me va a accionar a P3 y me genera un tiempo a la desconexión T3, este tiempo consistirá lo que tarde en moverse la bandeja, porque al iniciar esta acción, los envases caen y el sensor S2 deja de detectarlos, por lo que se corre el riesgo de que el cilindro no haga su recorrido completo. Este tiempo a la desconexión me garantiza que el cilindro P3 trabaje de manera correcta. Al momento en que los envases inicien su descenso, se genera un tiempo a la conexión T4, que es el tiempo en que tarden los mismos en caer en la caja, para que se pueda activar el cilindro P4.

5.3.6. Cálculo y selección de los cilindros neumáticos

La fuerza que deberá ejercer el cilindro P2 será la misma que el peso de 2 envases

$$F = 3,65 \cdot 2 = 7,3 \text{ kg} = 71,613 \text{ N}$$

La presión promedio de una tubería de aire comprimido es de 6 bar o 600 KPa, por lo que el área vendrá dada por:

$$P = \frac{F}{A} \quad A = \frac{F}{P}$$
$$A = \frac{71,613 \text{ N}}{600000 \text{ Pa}} = 0,000191936 \text{ m}^2$$

El diámetro será:

$$d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,000191936 \text{ m}^2 \cdot 4}{\pi}} = 0,012328 \text{ m} = 12,33 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo comercial es de 32 mm. La carrera que se necesita para empujar los potes será de 200 mm, Con estas características se escoge el cilindro del catálogo ASCO Numatics. Se elegirán estas mismas características para el cilindro P1.

La fuerza que deberá ejercer el cilindro P3 será la misma que el peso de la camada de 4 envases más el peso de la bandeja. La bandeja estará fabricada en un acero de bajo carbono, la masa de la misma es de 13 kg, valor suministrado por el software de diseño Solidworks. Por lo que la fuerza será:

$$F = (4 \cdot 3,65) \text{ kg} + 13 \text{ kg} = 27,6 \text{ kg} = 270,76 \text{ N}$$

$$A = \frac{270,76 \text{ N}}{600000 \text{ Pa}} = 0,00045126 \text{ m}^2$$

El diámetro será:

$$d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,00045126 \text{ m}^2 \cdot 4}{\pi}} = 0,024 \text{ m} = 24 \text{ mm}$$

La carrera necesaria para mover la bandeja es de 320 mm, un poco más de la distancia que ocuparían don envases alineados. Por lo que la selección de este cilindro será del catálogo ASCO Numatics, diámetro de 32 mm y carrera de 320 mm.

Para el cilindro P4, la fuerza necesaria será la masa de 4 envases.

$$F = 4 \cdot 3,65 \text{ kg} = 14,6 \text{ kg} = 143,226 \text{ N}$$

$$A = \frac{143,226 \text{ N}}{600000 \text{ Pa}} = 0,0002387 \text{ m}^2$$

El diámetro será:

$$d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,0002387 \text{ m}^2 \cdot 4}{\pi}} = 0,0174 \text{ m} = 17,4 \text{ mm}$$

La carrera tendrá que ser superior a la longitud de la caja (325mm), por lo que la carrera se escoge de 400mm. La información de los cilindros se ubica en el anexo F. Este cilindro fue escogido del catálogo FESTO, debido a que ASCO Numatics no posee cilindros con ese diámetro y carrera.

Los cilindros P2 y P4 llevarán unidades de guiado, como la que se observa en la figura 71. Esta guía se utiliza para que el movimiento del vástago sea uniforme y no se flexione al movilizar la carga. En el anexo G se muestran los diagramas de conexiones.

Se utilizarán electroválvulas de 5 vías y dos posiciones monoestables con retorno por muelle para el control de los cilindros, como se muestra en la Figura 72.

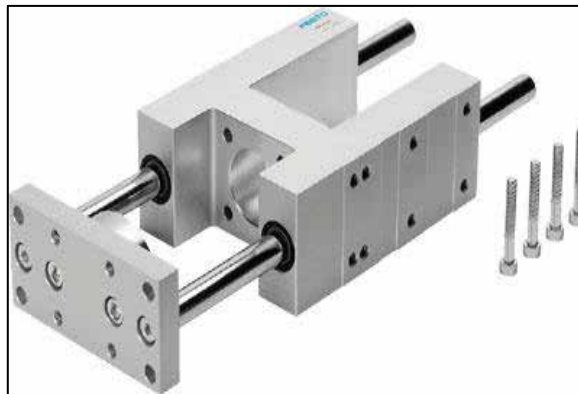


Figura 71: Unidad de guiado para cilindros.

Fuente: Catalogo ASCO Numatics. (2017).



Figura 72: Electroválvula.
Fuente: Catalogo ASCO Numatics. (2017).

Los sensores para la detección del vástago de los cilindros son del tipo magnético con tensión de funcionamiento de 24VC y conexión de 3 Hilos NPN, como se muestra en la Figura 73.

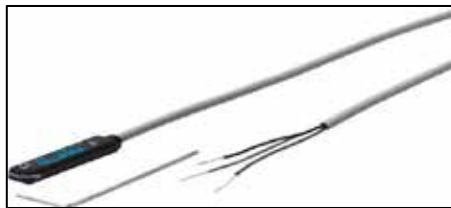


Figura 73: Sensor magnético.
Fuente: Catalogo ASCO Numatics. (2017).

El PLC seleccionado es un Siemens LOGO, autómatas programables ideales para este tipo de actividades. Se aprecia en la Figura 74.



Figura 74: PLC Siemens LOGO.
Fuente: Siemens. Catálogo de PLC. (2017).

5.3.7. Cálculo de T1, T2, T3 y T4

Como se mencionó anteriormente, resulta necesario la determinación de estos tiempos para realizar el diagrama de escaleras, para la programación del PLC.

El tiempo T1, como se dijo anteriormente, es el tiempo que tarda P2 en empujar los envases y regresar a su posición inicial. Estableciendo una velocidad del vástago del cilindro: 0,5 m/s, y la carrera de 200 mm, el tiempo T1 será:

$$V = \frac{d}{t1} \quad t1 = \frac{d}{V} = \frac{0,4 m}{0,5 m/s} = 0,8 s$$

El tiempo T2 como se trata del retorno de P2, será la mitad de T1.

El tiempo T3 será lo que le tome a P3 en regresar con la bandeja. Con una carrera de 320 mm, el tiempo será:

$$t3 = \frac{0,64m}{0,5 m/s} = 1,28 s$$

El tiempo T4 será lo que tarde los envases en caer. Suponiendo condiciones ideales y haciendo un balance de energía, entre el fondo de la caja y la superficie de la bandeja, se tiene que:

$$\frac{1}{2} m V^2 = m g$$

Donde h es la altura de la mesa donde se ubica la caja hasta la bandeja, g es la gravedad y es la masa. Despejando la velocidad queda:

$$V = \sqrt{2 g h} = \sqrt{2 \cdot 9,81 m/s^2 \cdot 0,513m} = 3,17m/s$$

T4 será:

$$T4 = \frac{0,513m}{3,17m/s} = 0,1625 m/s$$

5.4. Diseño del sistema de cerrado de los empaques de cartón.

El diseño del sistema de cerrado de los empaques de cartón, consiste en un transportador de cadenas, equipado con unas barras específicamente colocadas para cerrar las solapas de las cajas de cartón con los envases de galón embalados. Al llegar las cajas al transportador, se movilizan a través del mismo montadas sobre unas

cadena que a su vez están soportadas por unas guías para evitar que las cadenas se muevan de su sitio.

La carga a movilizar consiste en una caja con una masa de 14,6 kg. La longitud necesaria del transportador para poder cerrar las cajas de manera efectiva es de 1m. La velocidad del transportador es 0,5 m/s. Esta velocidad es determinada por la velocidad que poseen los elementos restantes a este sistema (máquina encintadora, y paletizadora), para que todas estén en concordancia.

i) Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena

Se determina que el transportador es del grupo A. Material a transportar cargado sobre la cadena. Ecuación 6. Se debe destacar que para poder tener esos valores se debe haber “preseleccionado” un modelo de cadena previamente.

Se escoge como modelo de preselección una cadena del fabricante Cadorsa ENG-10 de 50,8 mm de paso. El peso de la cadena es de 4 kg/m como se ve en la Figura 75.

Ref.	Paso P pulgadas milímetros	ancho interior b1 m/m	Ø del rodillo d4 m/m	Ø guía d4/d5 m/m	ancho mala g m/m	grueso mala s m/m	F1 y F2 máx. m/m	Ø agujero eje d3 m/m	Ø rodillo pequ. d3 m/m	Ø del casquillo d2 m/m	Ø del eje d1 m/m	Peso por metro aprox.	Carga rotura mínima da N
ENG-10	50,8	50	15,2	31,8	31,8/42	25 Y 27	4	38/52	9,6	23	18	14	4,00
	76,2	75											3,30
	88,9	90											3,00
	101,6	100											2,80
	114,3	120											2,60
	127	125											2,40
ENG-20	152,4	150	19,05	47,6	47,6/60	40	5	46/62	13,3	44,4	24	19	2,00
	101,6	100											6,00
	127	125											5,40
	152,4	150											5,00
	177,8	175											4,60
	203,2	200											4,00
228,6	230	-											

Figura 75: Cadenas del fabricante Cadorsa.

Fuente: Catalogo Cadorsa. (2017).

Donde:

Q = peso total del material a transportar apoyado sobre el transportador incluyendo accesorios.

$$Q_{total} = Q_{caja} + Q_{accesorios}$$

$$Q_{caja} = 14,6 \text{ kg}$$

$Q_{accesorios}$ = 28 kg. Este valor se obtuvo dada una recomendación del fabricante

$$Q_{total} = 14,6 \text{ kg} + 28 \text{ kg} = 42,6 \text{ kg}$$

Se determina q : peso del material transportador por metro lineal de transportador en Kg y se calcula como:

$$q = \frac{Q_{total}}{d} = \frac{42,6 \text{ kg}}{1 \text{ m}} = 42,6 \text{ kg} = 417,906 \text{ N/m}$$

Donde:

d : distancia entre ejes del transportador.

Se calcula w : peso de la cadena más accesorios móviles por metro lineal en Kg y se calcula como:

$$w = 0,008 \cdot Q_{total}$$

$$w = 0,008 \cdot 42,6 \text{ kg} = 0,3408 \text{ kg} \quad m = 3,34 \text{ N/m}$$

De la Tabla 4 (tipo de material para las guías de la cadena) se obtiene el valor $d = 0,4$.

Por lo tanto F :

$$F = 0,4 \cdot 1 \cdot ((2 \cdot 3,34) + (417,906)) = 169,834 \text{ N}$$

ii) Cálculo de la tracción de trabajo de la cadena

La tracción de la cadena determinada anteriormente es calculada sólo teniendo en cuenta las condiciones estáticas y considerando que el arrastre se realiza con una sola cadena. La tracción total corregida según las diferentes condiciones de trabajo y que servirá de base para seleccionar el tipo de cadena viene dado por la ecuación 12.

El factor f_1 se obtiene de la Tabla 7. Debido a que la empresa trabaja 3 turnos, se define que el transportador trabajará a 24 horas por día, y suponiendo condiciones medianamente extremas como engrase y sobrecargar irregulares, $f_1 = 2,60$. El factor f_2 viene expresado en la Tabla 8; con una velocidad de 0,5 m/s y suponiendo una rueda dentada de 15 dientes, $f_2 = 0,9$. Por lo que la ecuación 12 será:

$$F_{cor} = 169,834 \text{ N} \cdot 2,60 \cdot 0,9 = 397,412 \text{ N}$$

Como el caso de estudio trabajará con más de una cadena en conjunto, la carga de tracción por cadena (F_{cor}) se hallará por la ecuación 13. El coeficiente f_3 es determinado por el número de cadenas que trabajan en paralelo (ecuación 14) y que

considera el reparto desigual de la carga entre las cadenas, en este caso, serán dos las cadenas que trabajen en conjunto. Por lo que la ecuación 14 será:

$$\text{Coeficiente } f_3 = \frac{1,2}{\text{N}^\circ \text{ de Cadenas}} = \frac{1,2}{2} = 0,6$$

$$F_{cor}(\text{por cadena}) = 397,412 \text{ N} \cdot 0,6 = 238,447 \text{ N}$$

iii) Factor de seguridad y carga rotura de la cadena

El factor de seguridad vendrá dado por las Tablas 1,2, o 3. Seleccionando un factor de seguridad de 8, la carga de trabajo quedará:

$$\text{Carga de trabajo} = \frac{\text{Carga de rotura}}{8}$$

$$\text{Carga de rotura} = \text{Carga de trabajo} \cdot 8 = 238,447 \text{ N} \cdot 8 = 1907,58 \text{ N}$$

$$\text{Carga de rotura} = 190,8 \text{ da N}$$

Realizando los cálculos pertinentes se tiene un valor de F=190,8 da N. Por lo que al consultar nuevamente la tabla de características de cadenas Cadarsa notamos que la que se había seleccionado previamente, es la más adecuada [ENG-10, 2" Eje macizo].

Ref.	Paso P pulgadas milímetros	ancho interior b ₁ m/m	Ø del rodillo d ₄ m/m	Ø guía d ₄ /d ₅ m/m	ancho malla g m/m	grueso malla s m/m	F ₁ y F ₂ máx. m/m	Ø agujero eje d ₃ m/m	Ø rodillo pequ. d ₃ m/m	Ø del casquillo d ₂ m/m	Ø del eje d ₁ m/m	Peso por metro aprox	Carga rotura mínima da N	
ENG-10	50,8	50										4,00		
	76,2	75										5,50		
	88,9	90										3,00	Eje hueco 2.720	
	101,6	100	15,2	31,8	31,8/42	25 Y 27	4	38/52	9,6	23	18	14	2,80	
	114,3	120											2,60	Eje macizo 3.400
	127	125											2,40	
ENG-20	152,4	150											2,00	
	101,6	100											6,00	
	127	125											5,40	Eje hueco 5.440
	152,4	150	19,05	47,6	47,6/60	40	5	46/62	13,3	44,4	24	19	5,00	
	177,8	175											4,60	Eje macizo 6.800
	203,2	200											4,00	
228,6	250											-		

Figura 75: Cadenas del fabricante Cadarsa.

Fuente: Catalogo Cadarsa. (2017).

Se selecciona según especificaciones de la cadena y suposición antes planteada una rueda catalina de 16 dientes, como se observa en la Figura 76.

Ref	P	Z	Op	De	Dc	Lt	Dm
TM-28	50	8	130,65	143	80	45	35
		10	161,80	175	90	45	40
		12	193,18	208	105	50	50
	63	15	256,29	269	115	60	55
		18	184,82	178	85	50	35
		10	203,87	217	90	50	40
		12	143,41	256	105	60	50
	80	16	322,92	336	115	60	55
		8	209,04	222	110	60	45
		10	258,88	272	125	65	60
		12	309,09	322	125	70	60
	100	16	410,06	423	135	75	65
		8	261,31	275	110	65	45
		10	323,61	337	120	65	55
		12	385,37	400	125	75	60
			16	512,58	525	135	75

Figura 76: Selección de la rueda catalina.

Fuente: Catalogo Cadorsa. (2017).

iv) Otras fuerzas que actúan sobre la cadena

Fuerza centrífuga: se considera si la velocidad lineal de la cadena supera los 8 m/s.

Fuerza producida por la curva catenaria: se despreciará ya que la cadena en toda su trayectoria ira guiada (Figura 77) y por ende la catenaria que ésta formará producto de la gravedad es muy pequeña.

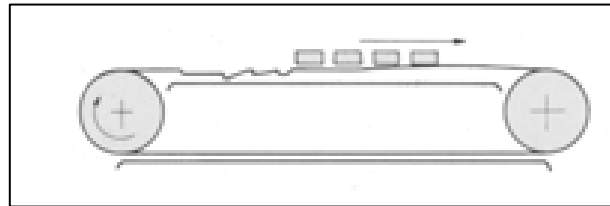


Figura 77: Trayectoria de la cadena.

Fuente: Catalogo Cadorsa. (2017).

Se determina la longitud de la cadena a emplear para el sistema, tomando en cuenta la longitud entre apoyos, entre arcos de circunferencia (ruedas catalinas) y cualquier otro tramo por donde deba pasar la cadena una vez puesta en operación.

La longitud de la cadena vendrá dada por la siguiente ecuación 21:

$$L_{cad} = 2(\text{Longitud entre centros}) + 2(\text{Longitud del arco de la rueda catalina})$$

$$L_{cad} = 2 (1m) + (2 \pi 0,25629) = 3,610 m$$

Con el paso de 2'' de la cadena para la longitud estimada se tienen:

$$\frac{3,610}{0,0508} = 71,06 \text{ eslabones, se redondea al número par inmediato superior, } 72$$

eslabones, donde la longitud corregida seria:

$$L_{corr} = 3,66 \text{ m}$$

v) Cálculo de la potencia

La potencia viene dada por la ecuación 18.

$$N = F \frac{V}{100} = 190,8 \text{ daN} \frac{0,5 \text{ m s}}{100} = 0,954 \text{ KW} = 1,28 \text{ HP}$$

Reconsiderando el 10% da un valor de potencia = 1,408 HP.

La velocidad del eje motriz del transportador será según la ecuación 20.

$$n = \frac{60 \cdot 0,5}{0,0508 \cdot 16} = 37$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor tipo tornillo sin fin marca Renold, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 1,5 HP y 1750 rpm.

La velocidad de giro del motor seleccionado es de 1750 RPM, y la velocidad de giro requerida en la rueda dentada es de 37 RPM; por lo que la relación de transmisión estimada de la caja reductora será:

$$Rt = \frac{1750 \text{ rpm}}{37 \text{ rpm}} = 47,3$$

La relación de transmisión para la caja reductora debe estar comprendida entre una relación de transmisión comercial comprendida entre 1:40 y 1:50.

vi) Cálculo del eje

Como en el cálculo del eje anterior, se determinan los diámetros para el dimensionado del eje, y posterior selección de rodamientos. La longitud del mismo y el diseño propuesto se observa en la Figura 78.

Los puntos A y D serán donde se apoyen los rodamientos, y los puntos B y C serán donde se ubiquen las ruedas catalinas. Como se mencionó, el eje será impulsado por un motorreductor acoplado al eje a la izquierda del punto A, de manera que no sea necesario la utilización de un acople. Hay que considerar el torque que será transmitido al eje, el cual viene dado por la ecuación 56, como se indica:

$$T = 1050,368 * 9,55/37 = 270,87 \text{ N}$$

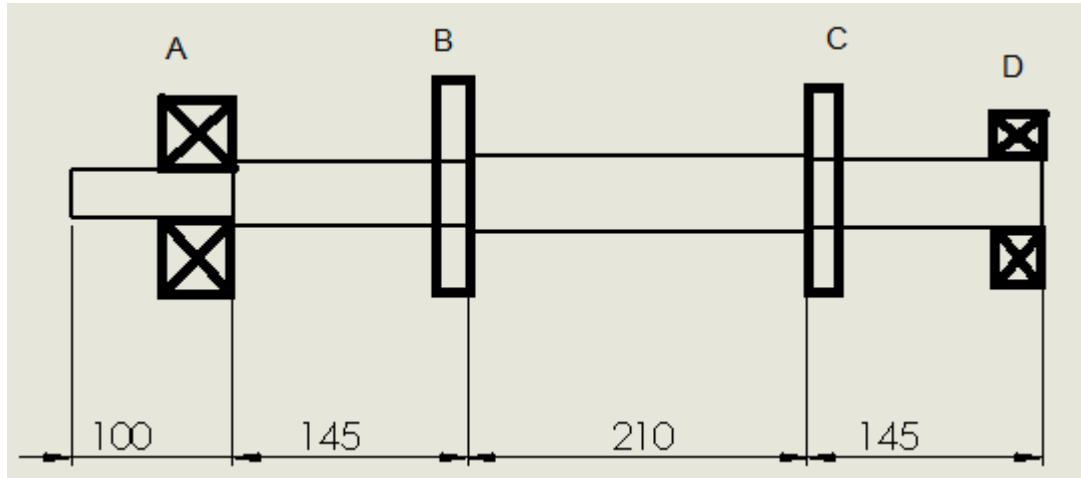


Figura 78: Diseño de eje propuesto.

Fuente: Lugo (2017).

Este será el valor de torque máximo que va a entrar al eje, pero este es reducido al llegar a la primera rueda dentada, por lo que a la segunda solo le llegará la mitad de dicho torque.

Como el transportador estará ubicado de manera horizontal, en los puntos B y C donde se ubican las ruedas catalinas, habrá solo una componente de fuerza en la dirección x, por lo que no habrá reacciones en la dirección de y. La fuerza tangencial en el punto B viene dado por la ecuación 57.

$$F_c = \frac{270,87Nm}{0,269m} = 2013,903 N$$

Como en el punto C, el torque será la mitad, esto implica que la fuerza en C también será la mitad, quedando en un valor de 1006,951 N. Dicho esto, el diagrama de cuerpo libre vendrá dado por la Figura 79.

Con esta información se procede al cálculo de las reacciones. Haciendo sumatoria de momento en d, se tiene:

$$\sum Mdx: 0 \quad (ax \quad 0,5m) \quad (2013,903 N \quad 0,355m) \quad (1006,951 \quad 0,145m) = 0$$

$$ax = \frac{(2013,903 N \quad 0,355m) + (1006,951 \quad 0,145m)}{0,5m} = 1721,887N$$

Se procede al cálculo de dx realizando sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_x: 0 \quad ax + dx \quad bx \quad cx = 0 N$$

$$ax = 2013,903N + 1006,951 \quad 1721,887 = 1298,967N$$

Con estos cálculos se realizan los diagramas de corte y momento a través del software MD Solids, quedando como lo indica la Figura 80.

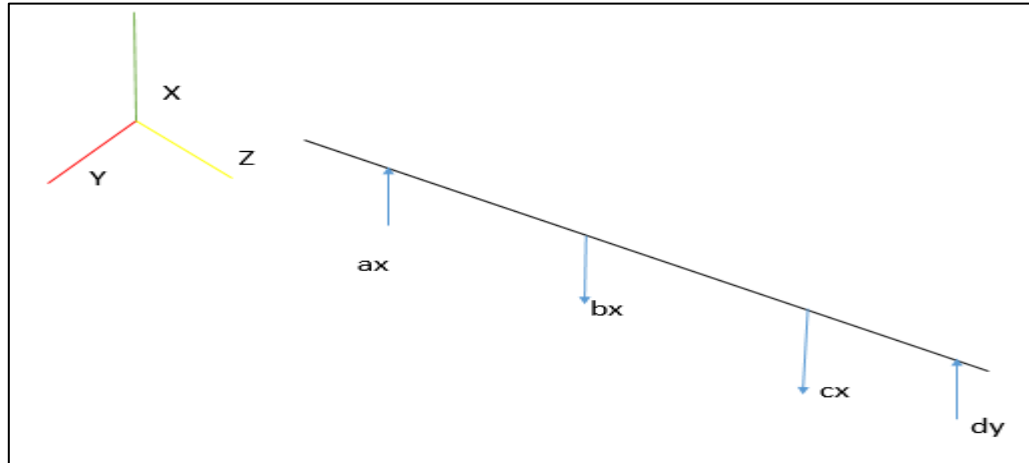


Figura 79: Diagrama de cuerpo libre del eje.

Fuente: Lugo (2017).

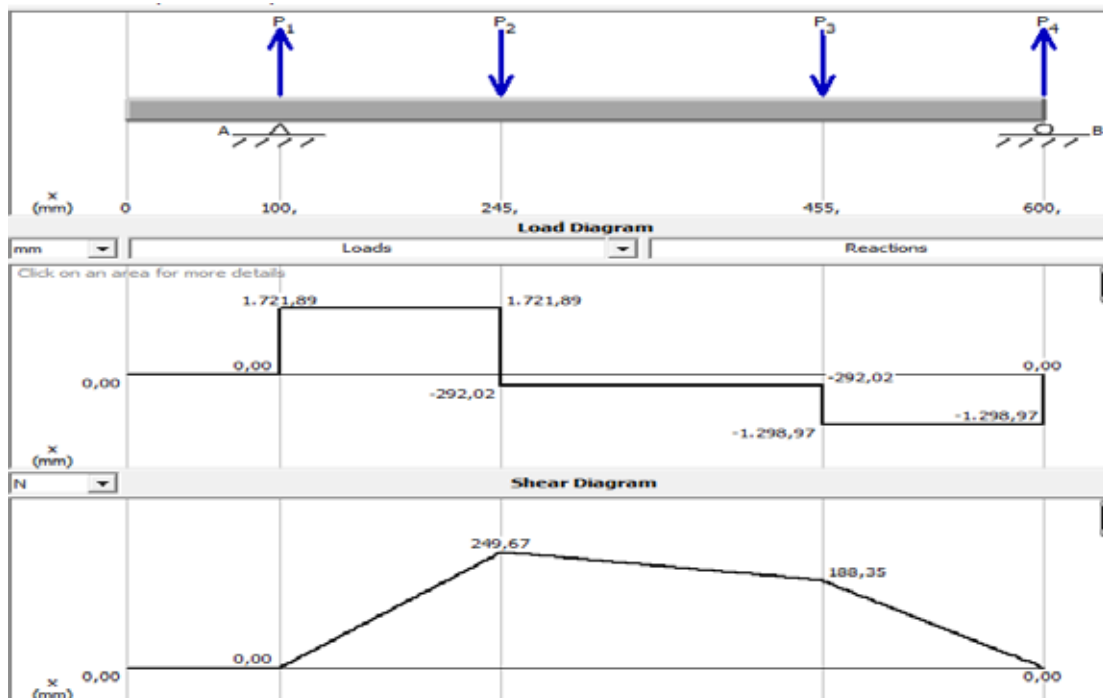


Figura 80: Diagramas de corte y momento respectivamente.

Fuente: Lugo (2017).

Al igual que el eje de la cadena TableTop, este eje será diseñado a fatiga. Para mantener uniformidad con los materiales, este eje también tendrá las mismas características que el anterior, por lo que S_n, N_{adm} serán iguales.

Con respecto al punto A, debido a que es el extremo libre del eje, no hay momento de flexión en A. Las concentraciones de tensión pueden omitirse porque el torque es constante. Entonces τ_{adm} , ecuación 58, se tendrá entonces que la inercia polar $I_p = \frac{T}{\tau_{adm}} = \frac{\pi D^3}{16}$; despejando D, la ecuación queda de la siguiente manera:

$$D_a = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 270,87 Nm}{\pi \cdot 55,777 MPa}} = 2,9149 cm = 29,149 mm$$

En el punto B se tiene que analizar por ambos lados, ya que hay fuerza cortante, torque y momento flector tanto por izquierda como por la derecha. Por lo que el diámetro en B será:

Por la izquierda

$M_b = 249,67 Nm$

$T = 270,87 Nm$

$K_t = 1,6$ Chaflán de corredera para la chaveta de la rueda.

$$D_b = \left[\left(\frac{32}{\pi} \cdot 3 \right) \sqrt{\left(\frac{1,6 \cdot 249,67 Nm}{215,44 MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{270,87 Nm}{290 MPa} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$D_b = 3,954 cm = 39,54 mm$

Por la derecha

$M_b = 249,67 Nm$

$T = 270,87 Nm$

$K_t = 2,5$ Chaflán con bordes cortantes

$$D_b = \left[\left(\frac{32}{\pi} \cdot 3 \right) \sqrt{\left(\frac{2,5 \cdot 249,67 Nm}{215,44 MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{270,87 Nm}{290 MPa} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_b = 4,513 \text{ cm} = 45,13 \text{ mm}$$

Hay una diferencia en este punto del eje, ya que la misma servirá como un hombro para el rodamiento como para la rueda catalina.

En el punto C, se tiene también fuerza cortante, torque y momento flector tanto por izquierda como por la derecha, pero con valores distintos al punto B. El torque, como se dijo anteriormente, se reduce a la mitad, por lo que se tiene lo siguiente para el diámetro:

Por la izquierda

$$M_b = 188,35 \text{ Nm}$$

$$T = 135,435 \text{ Nm}$$

$K_t = 2,5$ Chaflán con bordes cortantes

$$D_c = \left[\left(\frac{32}{\pi} \right) \sqrt{ \left(\frac{2,5 \cdot 188,35 \text{ Nm}}{215,44 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{135,435 \text{ Nm}}{290 \text{ MPa}} \right)^2 } \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_b = 4,08 \text{ cm} = 40,8 \text{ mm}$$

Por la derecha

$$M_b = 188,35 \text{ Nm}$$

$$T = 135,435 \text{ Nm}$$

$K_t = 1,6$ Chaflán de corredera para la chaveta de la rueda.

$$D_c = \left[\left(\frac{32}{\pi} \right) \sqrt{ \left(\frac{1,6 \cdot 188,35 \text{ Nm}}{215,44 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{135,435 \text{ Nm}}{290 \text{ MPa}} \right)^2 } \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_b = 4,296 \text{ cm} = 42,96 \text{ mm}$$

El punto D es el asiento del cojinete D, y aquí no hay torque o momento de flexión. Sin embargo, hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción en el cojinete. Utilizando la resultante de la reacción la fuerza de corte es= 1298,967 N, la tensión por esfuerzo de corte vertical para un eje sólido es $\tau_{adm} = \frac{4Pd}{\pi D^2}$ por lo que el diámetro en D, vendrá dado por:

$$Da = \sqrt{\frac{4Pd}{\pi \sigma_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1298,967 \text{ N}}{\pi \cdot 55,777 \text{ MPa}}} = 5,45 \text{ mm}$$

Esto es muy pequeño si se compara con los demás diámetros que se han calculado y, por lo regular, así será. En realidad, el diámetro en D quizá se haga mucho más grande que este valor calculado debido al tamaño del cojinete razonable para que soporte la carga radial de 1298,967 N.

Es conveniente redondear los diámetros obtenidos. El diámetro en D se redondea a un valor estándar para el cálculo del rodamiento respectivo, a un valor de 12mm. Por lo antes expuesto, el eje quedará de como se indica en la Figura 81.

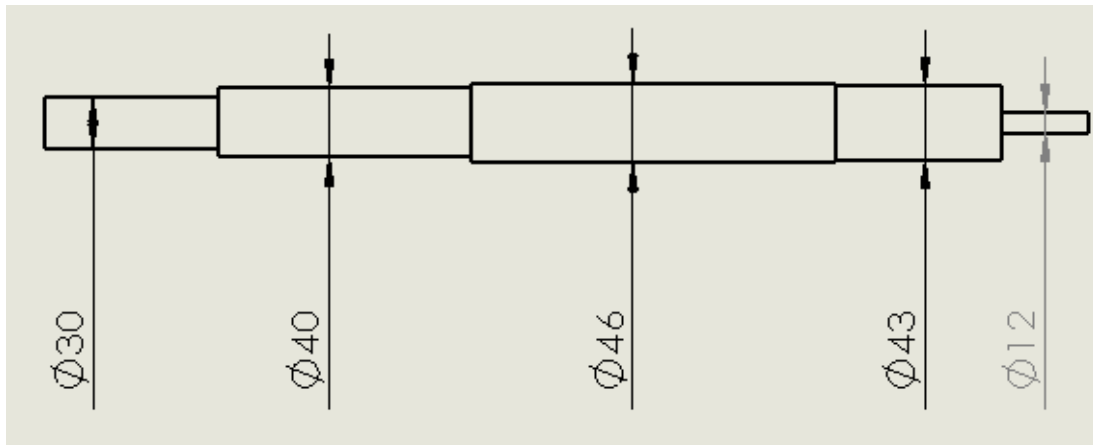


Figura 81: Diseño final del eje.

Fuente: Lugo (2017).

Para la selección del rodamiento, se utiliza la fuerza de reacción en los puntos A y D para calcular la capacidad básica de carga. Se utilizará de la Tabla 13 un rodamiento de bola de hilera única.

Se calcula L_d (Número de revoluciones de diseño), tomando de la Tabla 14 una vida útil de 100000 horas, ya que el transportador puede trabajar los tres turnos de producción las 24 horas del día.

$$L_d = 100000 \cdot 37 \cdot 60(\text{min}) = 222000000 \text{ rev}$$

$F_d = 1721,887 \text{ N} = 175,524 \text{ kg}$ para el punto A, para D $F_d = 1298,967 \text{ N} = 132,413 \text{ N}$, y $a = 3$ por tratarse de un rodamiento de bolas. Se tiene que:

Para el rodamiento en el punto A

$$C = 175,524 \left(\frac{222000000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1062,80 \text{ kg} = 10,426 \text{ KN}$$

Con el diámetro de 30mm y la carga calculada se va al catálogo de SKF y se selecciona un rodamiento 16006.

Para el rodamiento en el punto D

$$C = 132,413 \left(\frac{222000000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 801,764 \text{ kg} = 7,87 \text{ KN}$$

Con el diámetro propuesto de 12mm la carga calculada en el punto D se va al catálogo de SKF y se selecciona un rodamiento 6301. Toda la información de los rodamientos se ubican en el anexo E.

vii) características del transportador

El transportador estará conformado por la base del mismo, además de 4 pares, donde irán las ruedas catalinas, los ejes, el motor, las cadenas y sus guías, el juego de barras para el cerrado de las cajas y los rodamientos.

Base

La base del transportador se muestra en la Figura 82, estará hecha con una lámina y patas de un acero al carbono AISI 1020, sobre ella estarán colocados todos los elementos que conforman el transportador. Dichos elementos tienen una masa alrededor de los 300 kg, equivalentes en peso a 2943 N, en vista de esto, se le realizó a la base un análisis de Von Mises y de coeficiente de seguridad mediante el software de simulación Inventor, como lo muestran las Figuras 83 y 84.

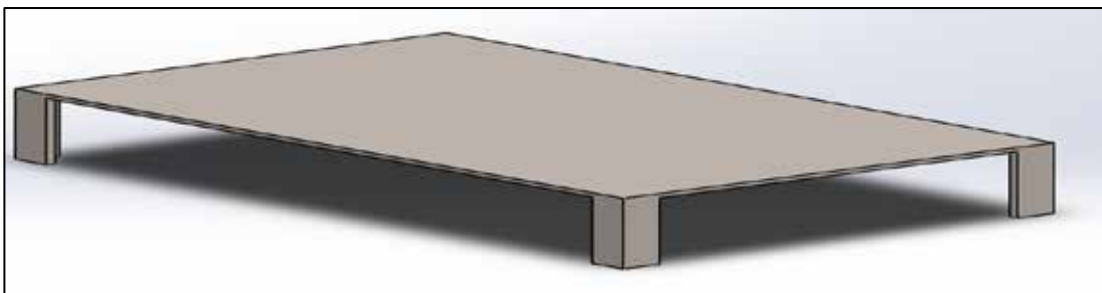


Figura 82: Base del transportador.

Fuente: Lugo (2017).

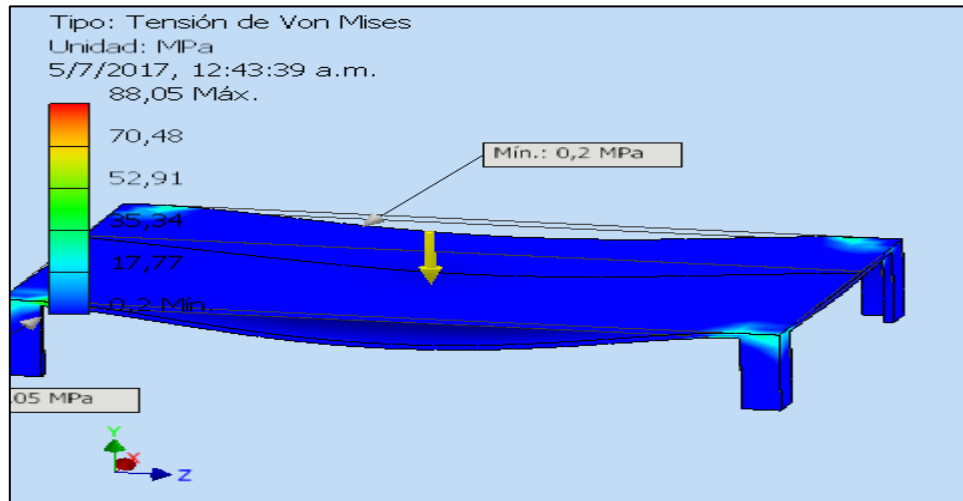


Figura 83: Análisis de Von Mises en la base del transportador.
 Fuente: Lugo (2017).

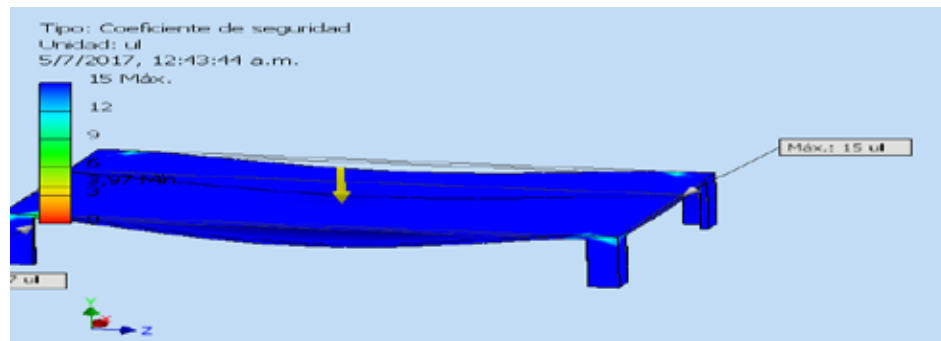


Figura 84: Análisis del coeficiente de seguridad.
 Fuente: Lugo (2017).

En vista de los resultados, el diseño propuesto para la base cumple con las demandas ya que el mismo logra soportar la carga por el peso de los elementos constitutivos del transportador.

Parales

Estos serán los elementos donde reposarán las cadenas, serán hechos de acero AISI 1020, dichas cadenas como se mencionó anteriormente, irán sobre guías para evitar que las mismas se muevan de su sitio (Figura 85) y son de acero, además evitan el roce que estas puedan tener con los parales, alargando su vida útil. Junto con las

cadena, irán a través de ellos los ejes (conductor y conducido) con su respectiva rueda catalina, el motor y la base para el mismo. Todo se muestra en la Figura 86.

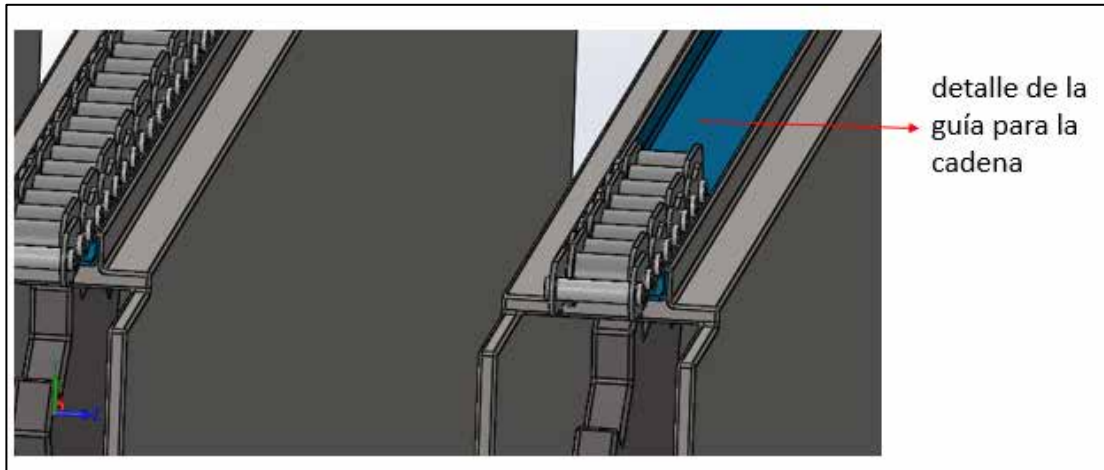


Figura 85: Parales.

Fuente: Lugo (2017).

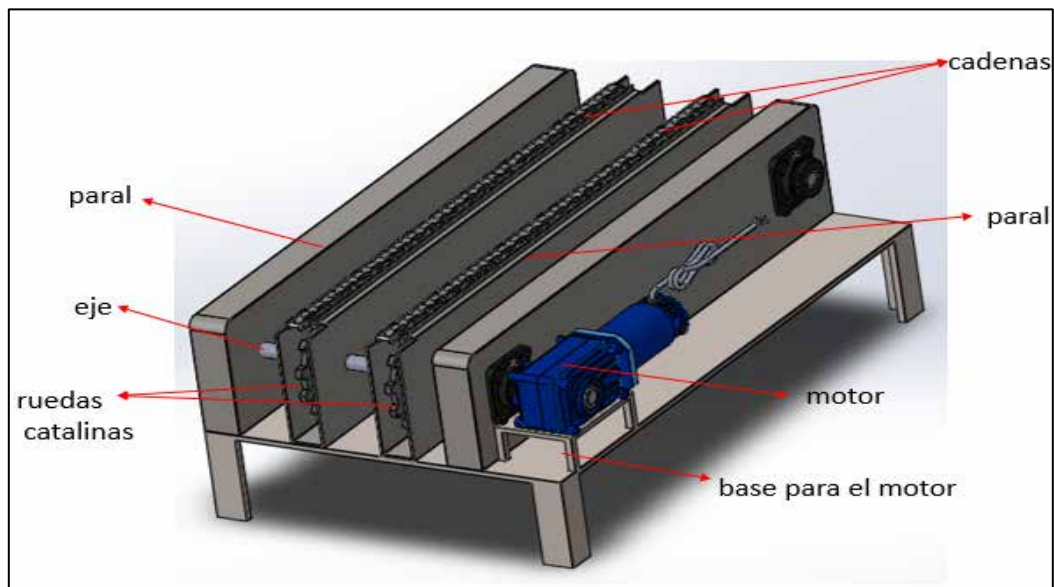


Figura 86: Disposición del transportador.

Fuente: Lugo (2017).

Como se puede observar en la Figura 87, el transportador mide desde el piso hasta la parte superior de la cadena 400 mm, respetando la distancia planteada en el tópico 5.3.5.

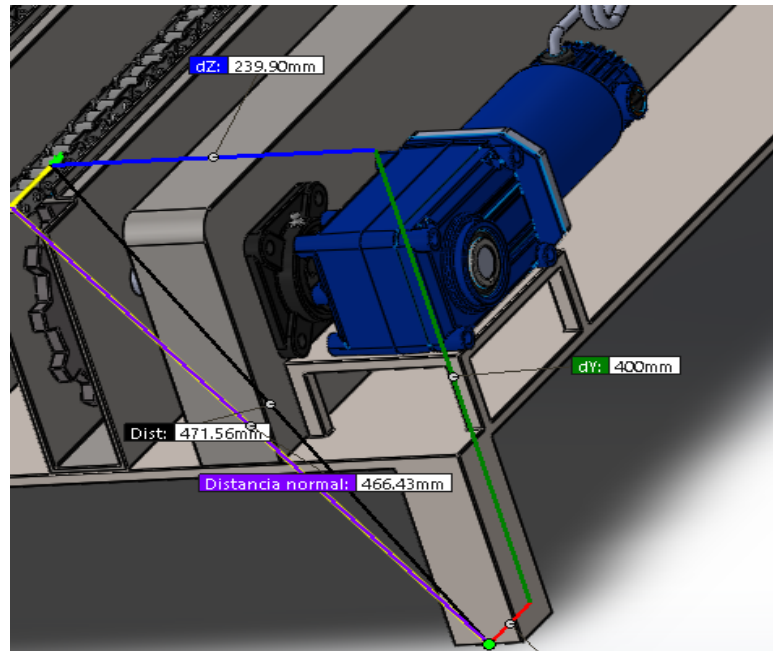


Figura 87: Altura del transportador.
Fuente: Lugo (2017).

Juego de barras para el cerrado de cajas

Como se ha mencionado, para que las cajas puedan ser paletizadas se deben cerrar, en la empresa existe una maquina encintadora que lo que hace es sellar las cajas con cinta adhesiva. Para poder llegar a esta máquina la caja ya debe venir sellada, y es aquí donde hace su función el juego de barras para el cerrado de las cajas.

El juego de barras irán montadas sobre una base que se ubicará perpendicular a la dirección de la caja, esta base a su vez irá colocada sobre los parales y se unirán mediante un cordón de soldadura. Se conformará por 3 barras redondas rectas, 2 barras redondas curvas, 1 barra curva y un cilindro pistón. El juego se muestra en la Figura 88.

Las solapas de la caja miden 160 mm y por eso la caja debe cerrarse a una altura de 250 mm, como lo muestra la Figura 89. El sistema funciona de la siguiente manera: Cuando llega la caja al transportador y se moviliza a través de este, la barra central se encarga de cerrar la solapa trasera; habrá un sensor capacitivo S4 colocado

en uno de los paraleles que detecta la caja, cuando es vista, envía una señal al PLC que activa el cilindro neumático P5, este a su vez mueve la barra curva que es la que cierra la solapa delantera, y a medida que la caja se acerca a la base, las barras laterales cierran las solapas de los lados, así que de esta manera se cierra la caja, y las barras rectas ubicadas después de la base, se encargan de mantener la caja cerrada hasta que la misma llega a la máquina encintadora.

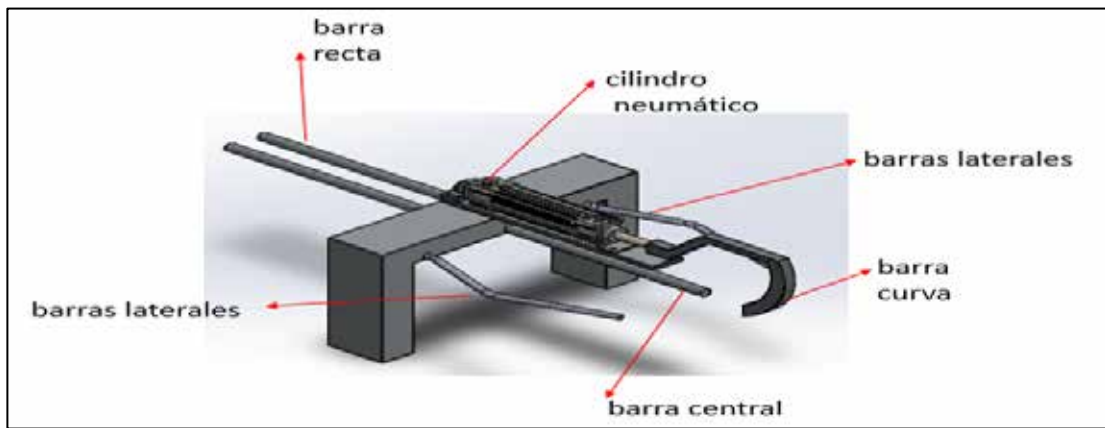


Figura 88: Juego de barras para el cerrado.

Fuente: Lugo (2017).

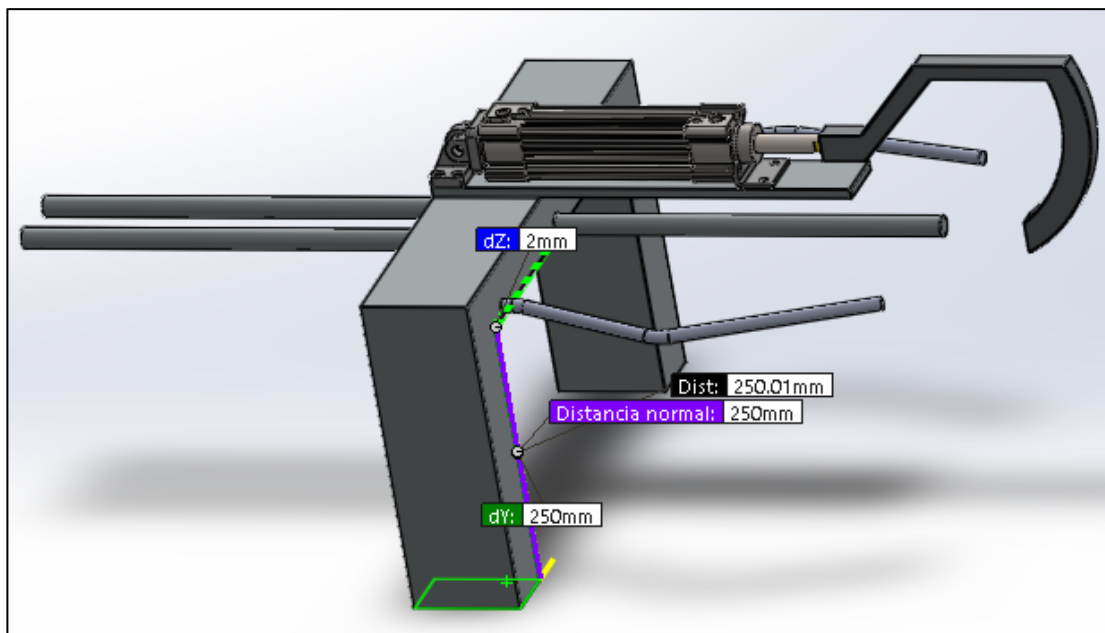


Figura 89: Altura para el cerrado de las cajas.

Fuente: Lugo (2017).

Calculo del cilindro neumático

La fuerza que se necesita para cerrar la solapa delantera es muy pequeña, así que se toma un valor de fuerza máximo de 1 kg, por lo que el área del cilindro será:

$$P = \frac{F}{A} \quad A = \frac{F}{P}$$
$$A = \frac{9,81 \text{ N}}{600000 \text{ Pa}} = 1,653 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

El diámetro será:

$$d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,653 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot 4}{\pi}} = 0,004562 \text{ m} = 4,56 \text{ mm}$$

El diámetro resulta muy pequeño, por lo que se selecciona del catálogo ASCO Numatics el cilindro con el diámetro comercial mínimo (32 mm), además de ser de doble efecto. La carrera necesaria para el movimiento de la barra curva es de 125 mm. La selección del cilindro neumático se muestra en el anexo F.

En vista de todo lo antes mencionado, el sistema de cerrado de los empaques de cartón quedará como lo indica la Figura 90.

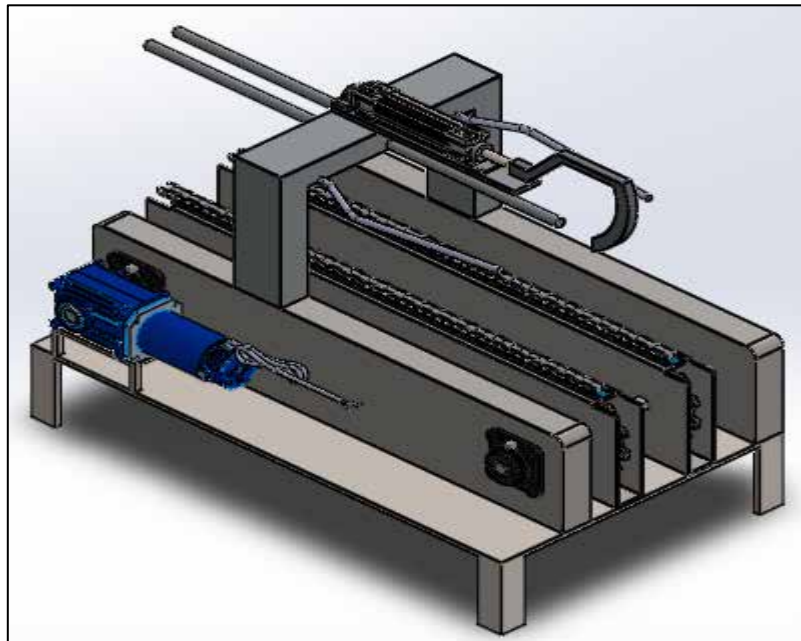


Figura 90: Diseño final del sistema de cerrado.

Fuente: Lugo (2017).

5.5. Evaluación de la factibilidad técnica y económica del proyecto

El objetivo fundamental que se quiere lograr en este tópico es determinar la rentabilidad del sistema semiautomatizado, tanto en el ámbito técnico como económico.

Como se mencionó anteriormente, la línea produce alrededor de 27 paletas por turno. Con la implementación del sistema semiautomatizado se aumentaría la producción a la eficiencia objetiva propuesta por la empresa de 36 paletas, lo que se traduce en una mejora de un tercio de la producción actual (9 paletas ó un 33%), ya que el sistema trabajaría constantemente a lo largo de la jornada de trabajo, salvo interrupciones por causa (s) mayor (es). Además, los elementos necesarios para poder construir todo el sistema se encuentran disponibles en el mercado actualmente, haciendo la propuesta técnicamente posible y viable.

Para realizar el estudio de la factibilidad económica del proyecto es necesario implementar un modelo que resuma el valor monetario del mismo, este modelo se denomina Modelo de Rentabilidad o Modelo de Evaluación. La ingeniería económica utiliza distintos modelos para determinar la rentabilidad de un proyecto. En este caso, la evaluación económica se hará a través del modelo de valor actual. El valor actual, expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero (Bs) en el presente (t=0), que es equivalente a los flujos monetarios netos del proyecto a una determinada tasa mínima de rendimiento. En otras palabras, el valor actual representa el beneficio o pérdida equivalente en el punto cero en la escala del tiempo.

El valor actual se calcula actualizando los flujos monetarios netos de la propuesta, por lo que:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(1 + i)^{-1}$$

Donde:

Ft: flujos monetarios netos

n: número de períodos de interés que abarca el estudio

i: valor de interés en %

y, alternativamente:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(P Si, t)$$

Donde:

P/Si,t: factor de actualización de una cantidad de dinero futura, vendrá dado por n períodos a una tasa de interés i. Esta tabla se aprecia en el anexo K.

El valor actual se interpreta de la siguiente manera:

VA(i)>0 Los ingresos del proyecto superan a los costos, incluyendo la tasa mínima de rendimiento, en una cantidad de dinero equivalente a la magnitud del valor actual. En este caso, el proyecto genera un beneficio superior al mínimo exigido, haciendo totalmente rentable.

VA(i)=0 Los ingresos y los costos del proyecto, incluyendo la tasa mínima de rendimiento son iguales, por lo que el proyecto genera un beneficio igual al mínimo exigido.

VA(i)<0 Los costos del proyecto, incluyendo la tasa mínima de rendimiento son superiores a los ingresos en una cantidad de dinero equivalente a la magnitud del valor actual. En este caso, el proyecto reporta perdidas.

Para determinar los flujos monetarios netos se tomaron las siguientes consideraciones:

El período de estudio para la rentabilidad económica será de 10 años como máximo, la inversión inicial y costos de mantenimiento serán hechos con capital propio de la empresa.

La construcción del sistema trasportador, el mecanismo de empaçado de los envases de galón y el sistema de cerrado de los empaques de cartón puede ser en 60

días laborales como máximo realizado por dos trabajadores, con un tiempo de jornada diaria de trabajo de 8 horas.

El sistema semiautomatizado requerirá de un operario. Además en funcionamiento puede operar 20 días al mes y los tres turnos, dependiendo de la programación del departamento de planificación.

El sueldo de un trabajador mensual de Alimentos Berrios ALBECA, C.A. incluyendo bono de alimentación y descuentos es de Bs. 350.000.

El costo de personal por construcción del sistema será= sueldo del trabajador al mes * 2 = Bs. 350.000 * 2 = Bs. 700.000.

Los costos totales de personal durante la construcción = Bs. 700.000 * 2 = Bs. 1.400.000.

El costo de los elementos para la construcción del sistema, viene dado por la Tabla 19.

Incluyendo Bs. 1.000.000 por gastos de traslado y transporte, el costo total de inversión será = costos de elementos + costos por construcción + costos por traslado y transporte= Bs. 1.400.000+ Bs. 45.000.000 + Bs. 1.000.000 = **Bs. 47.400.000.**

Además de la inversión inicial se determina los ingresos brutos (IB) que son los que representan el producto de los bienes producidos, tal que:

$$IB = P_v \cdot Q$$

Donde:

P_v: precio de venta del bien producido

Q: volumen de ventas producidos en el año

Debido a que por el sistema se pueden empacar distintos productos, los mismos poseen diferentes precios de venta, esto motiva a realizar un promedio entre productos. Esto da un valor de Bs. 11.865 por cada envase. De esta manera se obtiene P_v. Como el sistema está diseñado para trabajar a la eficiencia efectiva sin parada de 36 paletas por turno, equivalentes a 5184 envases, y suponiendo que el sistema solo trabaja dos turnos durante 20 días al mes, por los 12 meses del año, el valor Q será:

Q: 5184 envases 2 turnos 20 días mes 12 meses

Q: 2.488.320 envases producidos al año

Por lo que IB queda:

IB = 11.865 Bs/envase 2.488.320 envases/año

IB = 29.523.916.800 Bs/año

Tabla 19: Costos de elementos.

Equipo	Componente	Precio total (Bs)
Sistema transportador	Material para construcción	15.200.000
	Piñón y rueda loca	1.100.000
	Motor 0,75 HP	1.030.000
	Rodamientos	350.000
	Chumaceras	360.000
	Cadena TableTop y guías	190.000
Mecanismo de empacado	Material para construcción	10.000.000
	Cilindros neumáticos	1.400.000
	Válvulas direccionales	480.000
	PLC	500.000
	Sensores capacitivos	390.000
	Horquilla	70.000
Sistema de cerrado	Material para construcción	11.000.000
	Cilindro neumático	300.000
	Válvula direccional	120.000
	Ruedas catalinas	140.000
	Chumaceras	320.000
	Rodamientos	400.000
	Motor 1,5 HP	1.400.000
	Sensor capacitivo	130.000
	Cadena de rodillos y guías	120.000

Fuente: Lugo (2017).

La empresa obtiene una ganancia del 20% por cada envase producido, por lo que los costos operacionales (Cop) donde se incluye el pago por materia prima, de nómina, de servicios (electricidad, agua, internet), por envase será: Bs. 9.492, y en el año serán iguales a:

$$Cop = 9492Bs \text{ envase} \quad 2.488.320 \text{ envases año}$$

$$Cop = 23.619.133.440 \text{ Bs/año}$$

A estos costos operacionales se le debe agregar los costos por mantenimiento al año, que serán:

Lubricación de componentes

Reemplazo de TableTop y cadenas transportadoras

Repuestos

Total de gastos en mantenimiento y suministros = Bs. 5.000.000/año.

Por lo que los costos operacionales incluyendo los costos de mantenimiento son: Bs. 23.624.133.440.

El valor residual (VR) del proyecto se toma como el 5% del costo de los elementos constitutivos del sistema, por lo que se tendrá un valor de: Bs. 2.250.000.

La tasa mínima de interés se establece en i : 20%.

Debido a la estabilidad económica del país, se establece una tasa de inflación: 58%. Por lo que la tasa de interés combinada será:

i : 20%

f : 58%

$$ic = i + f + (i \cdot f)$$

$$ic = 0,2 + 0,58 + (0,2 \cdot 0,58)$$

$$ic = 0,9 = 90\%$$

Por lo que los flujos netos a una tasa de interés combinada de 90% se aprecian en la Tabla 20 y Tabla 21.

Tabla 20: Flujos monetarios constitutivos.

Año	Inversión Inicial en Bs. (II)	Ingresos Brutos en Bs. (IB)	Costos Operacionales en Bs. (Cop)	Valor Residual en Bs (VR)
0	-47.400.000			
1		29.523.916.800	-23.624.133.440	
2		29.523.916.800	-23.624.133.440	
3		29.523.916.800	-23.624.133.440	
4		29.523.916.800	-23.624.133.440	
5		29.523.916.800	-23.624.133.440	
6		29.523.916.800	-23.624.133.440	
7		29.523.916.800	-23.624.133.440	
8		29.523.916.800	-23.624.133.440	
9		29.523.916.800	-23.624.133.440	
10		29.523.916.800	-23.624.133.440	2.250.000

Fuente: Lugo. (2017).

Tabla 20: Flujos monetarios netos.

Año	Flujos Netos en Bs.	(P/Si,t)@90%
0	-47.400.000	
1	5.899.783.360	0,52632
2	5.899.783.360	0,27701
3	5.899.783.360	0,14579
4	5.899.783.360	0,07673
5	5.899.783.360	0,04039
6	5.899.783.360	0,02126
7	5.899.783.360	0,01119
8	5.899.783.360	0,00589
9	5.899.783.360	0,00310
10	5.902.033.360	0,00163

Fuente: Lugo. (2017).

Por lo que el valor actual será:

$$\begin{aligned}
VA(90\%) = & 47.400.000Bs + (5.899.783.360 \cdot 0,52632) \\
& + (5.899.783.360 \cdot 0,27701) + (5.899.783.360 \cdot 0,14579) \\
& + (5.899.783.360 \cdot 0,07673) + (5.899.783.360 \cdot 0,04039) \\
& + (5.899.783.360 \cdot 0,02126) + (5.899.783.360 \cdot 0,01119) \\
& + (5.899.783.360 \cdot 0,00589) + (5.899.783.360 \cdot 0,00310) \\
& + (5.902.033.360 \cdot 0,00163) \\
VA(90\%) = & Bs. 5.655.452.666
\end{aligned}$$

Como el $VA(90\%) > 0$, la propuesta del sistema semiautomatizado es económicamente factible, y la empresa obtendrá elevadas ganancias si lleva a cabo su implementación.

CONCLUSIONES

Mediante el estudio de la situación problemática, se concluye que los objetivos planteados fueron cumplidos satisfactoriamente en su totalidad.

La implementación del sistema semiautomatizado, además de aumentar la producción y generar ganancias, generaría grandes beneficios en su implementación. El operario no debe realizar tareas repetitivas que expongan su salud laboral a enfermedades ocupacionales.

En cuanto al diseño del sistema de transportación se puede decir que se han cumplido las expectativas y fases planteadas durante el desarrollo de este proyecto, que en el fondo conduce a principios y métodos muy bien fundamentados por la ingeniería.

El proyecto busca el mejoramiento y la utilización de nuevos elementos, que garantizan la eficiencia y calidad del sistema que se busca implementar, el mismo se apoya en la implementación de nuevas tecnologías, en cuanto a los procesos de transportación se refiere, pero cuando al hablar de su factibilidad se dice y comprueba que este proyecto es factible porque busca disminuir riesgos operacionales y ergonómicos que existen en la actualidad, ya que un trabajador que se lesione genera una serie de inconvenientes al empleador e inclusive penalidades de la ley. Aunque la salud de un trabajador no tiene ningún valor, esto es, no tiene un monto en Bolívares estipulado, si lo tiene la prevención de los accidentes y de las lesiones. En la actualidad existen organismos que se encargan de la evaluación de riesgos existentes en los ambientes de trabajo y penalizan a las empresas que no cumplan con estas normas o leyes.

Se utilizó como herramienta de cálculo las ecuaciones presentadas en el Capítulo III para el diseño de los elementos de máquina; así mismo se pudo comprobar si el material y las dimensiones eran los correctos. Como herramientas

principales, también se utilizaron software CAD/CAN/CAE como lo son Solidworks e Inventor, con los que se logró facilitar el cálculo de los componentes más complejos, así como la recreación en 3D de cada uno de los elementos que constituyen la máquina para tener una visión más concreta del diseño.

Este trabajo de investigación deja mucha enseñanza al investigador, ya que tiene que desenvolverse en una ambiente muy profesional y realizar una cantidad de cálculos que motivan y demuestran que se ha aplicado gran parte de la ingeniería de diseño para este caso particular.

El diseño es una de las herramientas que posee un ingeniero mecánico para desempeñarse en el ámbito laboral, que practicada con mucho entusiasmo y fundamentos puede llevar al logro de grandes cosas.

RECOMENDACIONES

En busca de obtener un buen funcionamiento del sistema, a continuación, se muestran una serie de recomendaciones.

La construcción y puesta en práctica de la propuesta realizada para sustituir el sistema manual que existe actualmente.

Se recomienda que si se desea en algún momento la automatización completa de la línea de producción, se implemente un sistema que arme automáticamente las cajas, y que se diseñe un transportador que alimente las mismas al sistema de empacado.

En el caso del sistema neumático, es importante recordar que la red de tuberías debe mantenerse libre de condensación. Por lo que se recomienda supervisar las purgas y la unidad de mantenimiento del sistema para garantizar su buen funcionamiento y alargar la vida útil de los cilindros neumáticos, así como las válvulas y componentes.

El desgaste puede causar averías en los componentes y daños en el sistema. Para ello se recomienda mantener lubricados los componentes que a menudo se encuentran rotando como lo son las chumaceras. También se recomienda mantener lubricadas las cadenas de rodillo.

Es recomendable el chequeo esporádico de los ejes, para determinar si estos se encuentran desbalanceados o desalineados.

REFERENCIAS

- Allen-Bradley. (2015). **Fundamentos del sensado o detección de presencia.**
- Alexandrov, M. **Aparatos de elevación y transporte.** (1.976). Ed. Mir. Moscú.
- Asmad, A (2016) en su informe final de pasantías **“Diseño de dosificadora industrial de resina para la empresa Affinia Venezuela C.A. Planta Zona Industrial Sur II”.**
- Atlas Copco. (2015). **Compressed Air Manual** (8va edición). Wilrijk, Bélgica: Atlas Copco Airpower NV.
- Avallone Eugene A. y Theodore Baumeister III (1986) **Manual del Ingeniero Mecánico del Marks** 9na. Edición. Editorial Mcgraw Hill Interamericana S.A.
- Bavaresco G. (2017). G.A.B.P. **Ingeniería.**
- Bracho, J. (2010) **“Rediseño del sistema de transportación de la salida del paletizador de la línea de salsas negras o merge de la empresa alimentos Heinz C.A”.** Informe de pasantías. Universidad José Antonio Páez.
- Budynas Richard G. y J. Keith Nisbett. (2008). **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.** Octava edición. Editorial Mcgraw Hill Interamericana S.A.
- Cadersa. (2017). **Catálogo de cadenas transportadoras.**
- Creus, A. (2011). **Neumatica e Hidraulica,** (2da edición). Barcelona, España: MARCOMBO S.A.
- Ernst. (1.970). **Aparatos de elevación y transporte.** Tomo II. Ed. Blume.
- Universidad Nacional Abierta (U.N.A). (2003).**Manual de Técnicas de Documentación e Investigación II**
- Martínez, J. (2006). **“Rediseño de sistema de transmisión de las cadenas de descarga de paletas llenas, en el paletizador de la línea de ketchup, en la empresa alimentos Heinz”.**

- Molina, M. (1970). **Elementos de Máquina I**. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Universidad de Carabobo. Valencia.
- Norton Robert L. (1999). **Diseño de máquinas**. Primera edición en español. Editorial Prentice Hall. Mexico.
- Pizzella, G (2013). **Máquinas de elevación y transporte**. Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Valencia.
- Pizzella G. (2010). **Elementos de máquina II**. Ediciones de la Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Valencia.
- Ramírez, J. (2006) **“Problemas y soluciones en el depaletizador, de la empresa alimentos Heinz”**.
- Renold. (2017). **Conveyor Chain Designer Guide**
- Ruiz, C (2004). **“Propuesta de diseño de un sistema para la automatización del paletizador para la empresa Mampa”**.
- Targehetta Arriola-López Roa (1970). **Transporte y almacenamiento de materias primas en la industria básica**. Tomo II Ed. Blume.
- Tassoni, D. (2007). **Elementos de Máquina**. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad de Carabobo. Valencia.
- Wikipedia (04 de marzo de 2014). Recuperado el 26 de diciembre de 2016, de:
[http://es.wikipedia.org:http:// wikipedia.cintas.sistemasdetransportacion.com](http://es.wikipedia.org:http://wikipedia.cintas.sistemasdetransportacion.com).
- Wikipedia (15 de junio de 2012). Recuperado el 26 de diciembre de 2016, de:
<http://es.wikipedia.org:http://wikipedia.cadenas.com>

ANEXOS

Anexo A: Cadena TableTop REXNORD 820.

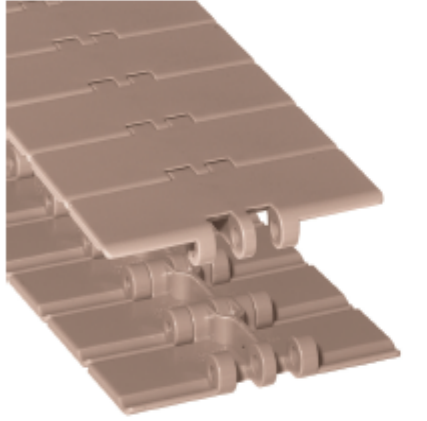
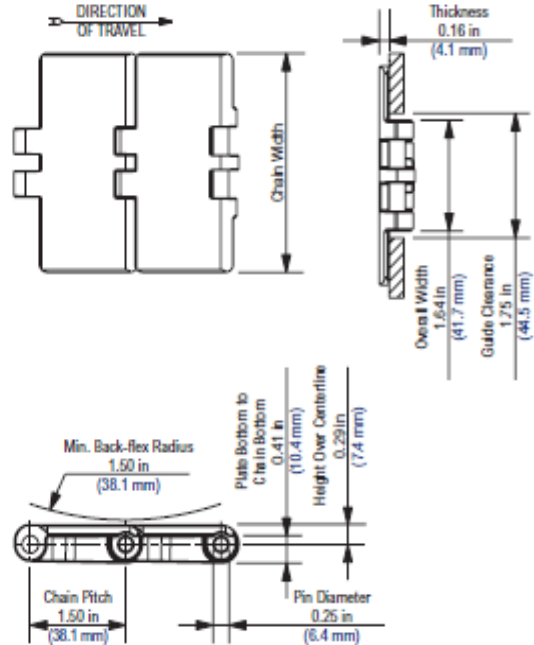


Photo shows 820 TableTop Chain molded in Low Friction (LF) material.

Chain Information

desc	Chain Width		Min. Side-flex Radius		Approximate Weight	
	in	mm	in	mm	lbs/ft	kg/m
3 1/4	3.25	82.6	-	-	0.56	0.83
4	4.00	101.6	-	-	0.64	0.95
4 1/2	4.50	114.3	-	-	0.69	1.03
6	6.00	152.4	-	-	0.84	1.25
7 1/2	7.50	190.5	-	-	0.99	1.48



Available Materials

Prefix	Chain Material	Standard Pin Material	Temperature						Chain Strength		FDA Approval
			Fahrenheit			Celsius			lbs	N	
			min	max		min	max				
				dry	wet		dry	wet			
Standard Materials											
D	Plain Acetal	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
HP	High Performance	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
LF	Low Friction	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
MLF	Medium Duty Low Friction	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
P	Chemical Resistant	Stainless Steel	0	180	140	-18	82	60	292	1,299	Yes
PSX	Platinum Series X	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
Non-Standard Materials											
AS	Anti-Static	Stainless Steel	0	180	NR	-18	82	NR	219	974	No
BWR	Black Wear Resistant	Stainless Steel	-40	180	NR	-40	82	NR	438	1,948	No
CR	Extreme Chemical Resistant	Stainless Steel	40	240	212	4	116	100	292	1,299	Yes
DKA	Abrasion Resistant Composite	Stainless Steel	0	180	150	-18	82	66	365	1,624	Yes
DUV	Plain Acetal Ultraviolet Resistant	Stainless Steel	0	180	150	-18	82	66	365	1,624	No
FR	Flame Retardant	Stainless Steel	0	180	140	-18	82	60	219	974	No
HS	Heat Stabilized	Stainless Steel	-40	220	212	-40	104	100	365	1,624	No
MR	Melt Resistant	Stainless Steel	-80	220	NR	-62	104	NR	365	1,624	No
PS	Platinum Series	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
WD	White Plain Acetal	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
WHP	White High Performance	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
WLF	White Low Friction	Stainless Steel	-40	180	150	-40	82	66	365	1,624	Yes
WX	Green Abrasion Resistant Polyamide	Stainless Steel	-40	220	NR	-40	104	NR	365	1,624	No

Regulatory Information

The Food and Drug Administration (FDA) accepts certain materials for direct food contact. FDA approved material is compliant to FDA 21 CFR § 177.

Rexnord, TableTop, Platinum Series, Platinum Series X, HP, PS and PSX are trademarks of REXNORD Corporation.

All rights reserved.

Additional Notes

Non-Standard products are non-returnable. Minimum order quantity and additional setup charges may also apply.

Stocked in 80 pitch, 10 ft (3.048 m) length strands.

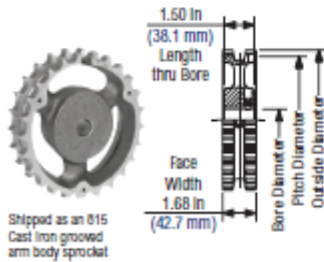
Thermoplastic pins are available on a made-to-order basis.

Chain strength is listed at room temperature. NR = Not Recommended.

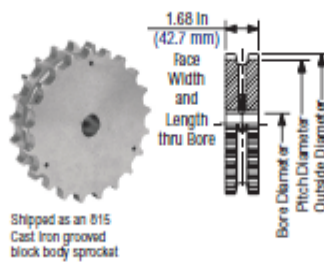
For additional material information, see material portfolio.

Anexo B: Piñon REXNORD.

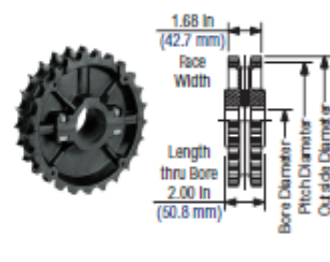
820 Cast Iron Arm Body Sprocket



820 Cast Iron Block Body Sprocket



NS820 Thermoplastic Split Sprocket



820 Cast Iron Arm Body Sprocket Information

Number of Teeth	Pitch Diameter	Outside Diameter	Bore Diameter (Shaft-Ready)								Bore Diameter (Round)				Approximate Weight				
			Round				Square				In		mm						
			min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max			lbs	kg	
19	9 1/2	4.620	117.35	4.61	117.1	1	1 1/4	20	30	-	-	-	-	1	1 1/4	20	30	3.28	1.49
20	10	4.854	123.29	4.86	123.4	1	1 1/4	20	30	-	-	-	-	1	1 1/4	20	30	3.81	1.73
21	10 1/2	5.089	129.26	5.12	130.0	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	4.63	2.10
22	11	5.324	135.23	5.35	135.9	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	5.12	2.32
23	11 1/2	5.560	141.22	5.59	142.0	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	5.31	2.41
24	12	5.796	147.22	5.83	148.1	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	5.41	2.45
25	12 1/2	6.032	153.21	6.07	154.2	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	5.57	2.53
27	13 1/2	6.504	165.20	6.56	166.6	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	6.50	2.95
29	14 1/2	6.978	177.24	7.05	179.1	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	6.72	3.05
31	15 1/2	7.452	189.28	7.53	191.3	1	1 3/4	20	45	-	-	-	-	1	1 3/4	20	45	6.86	3.11
41	20 1/2	9.826	249.58	9.93	252.2	1	2 1/2	20	65	-	-	-	-	1	2 1/2	20	65	16.23	7.36

Shaft-ready round bore sprockets are shipped with keyway and setscrew.

820 Cast Iron Block Body Sprocket Information

Number of Teeth	Pitch Diameter	Outside Diameter	Bore Diameter (Shaft-Ready)								Bore Diameter (Round)				Approximate Weight				
			Round				Square				In		mm						
			min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max			lbs	kg	
13	6 1/2	3.228	81.99	3.11	79.0	1	1 1/4	20	30	-	-	-	-	1	1 1/4	20	30	2.45	1.11
15	7 1/2	3.688	93.68	3.63	92.2	1	1 1/4	20	30	-	-	-	-	1	1 1/4	20	30	3.57	1.62
17	8 1/2	4.152	105.46	4.12	104.6	1	1 11/16	20	40	-	-	-	-	1	1 11/16	20	40	4.83	2.19
21	10 1/2	5.089	129.26	5.12	130.0	1	2 11/16	20	70	-	-	-	-	1	2 11/16	20	70	4.63	2.10
25	12 1/2	6.032	153.21	6.07	154.2	1	3 7/16	20	90	-	-	-	-	1	3 7/16	20	90	5.57	2.53

Shaft-ready round bore sprockets are shipped with keyway and setscrew.

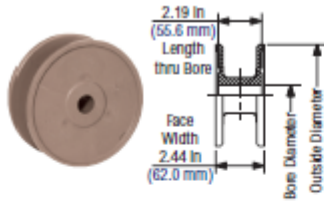
NS820 Thermoplastic Split Sprocket Information

Number of Teeth	Pitch Diameter	Outside Diameter	Bore Diameter (Shaft-Ready)								Bore Diameter (Idler)				Approximate Weight				
			Round				Square				In		mm						
			min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max			lbs	kg	
21	10 1/2	5.089	129.26	5.12	130.0	1	1 5/8	25	40	-	-	-	-	1	1 5/8	25	40	1.01	0.46
23	11 1/2	5.560	141.22	5.59	142.0	1	1 5/8	25	40	-	-	-	-	1	1 5/8	25	40	1.19	0.54
25	12 1/2	6.032	153.21	6.07	154.2	1	2	25	60	-	-	-	-	1	2	25	50	1.39	0.63
27	13 1/2	6.504	165.20	6.56	166.6	1	1 5/8	25	40	-	-	-	-	1	1 5/8	25	40	1.76	0.80

Imperial shaft-ready round bore sprockets are shipped with keyway and setscrew. Metric shaft-ready round bore sprockets are shipped with keyway and no setscrew. Idler bores are designed to spin freely on the shaft.

Anexo C. Rueda loca REXNORD.

815/820 Idler Wheel



815/820 Idler Wheel Imperial Information

Equivalent Tooth Size	Outside Diameter		Imperial Bore Diameter (Idler)					Approximate Weight	
	in	mm	in					lbs	kg
21	5.11	129.8	7/8	1	1 3/16	1 1/4	1 1/2	0.49	0.22
23	5.60	142.2	7/8	1	1 3/16	1 1/4	1 1/2	0.59	0.27
25	6.09	154.7	7/8	1	1 3/16	1 1/4	1 1/2	0.66	0.30
27	6.56	166.6	-	-	-	1 1/4	-	0.70	0.32

Idler wheels are designed to spin freely on the shaft. 27 tooth idler wheel is available on a made-to-order basis and is subject to minimum order requirements.

815/820 Idler Wheel Metric Information

Equivalent Tooth Size	Outside Diameter		Metric Bore Diameter (Idler)				Approximate Weight	
	in	mm	mm				lbs	kg
21	5.11	129.8	25	30	35	40	0.49	0.22
23	5.60	142.2	25	30	35	40	0.59	0.27
25	6.09	154.7	25	30	35	40	0.66	0.30
27	6.56	166.6	-	-	1 1/4	-	0.70	0.32

Idler wheels are designed to spin freely on the shaft.

Anexo D: Propiedades del acero al carbono.

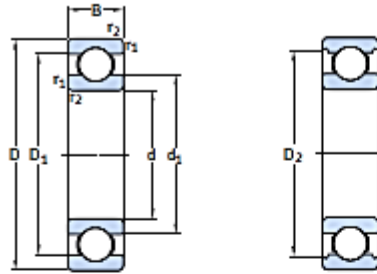
TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
 Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		ksi	MPa	ksi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	151
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	441
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Anexo E: Rodamientos.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 12–22 mm

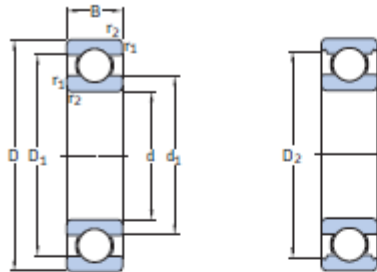


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43000	0,063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40000	0,111	61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38000	0,221	62001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38000	0,26	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32000	0,37	6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28000	0,6	6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38000	0,065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34000	0,16	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32000	0,3	16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32000	0,3	6202
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28000	0,45	6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24000	0,82	6302
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34000	0,075	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32000	0,16	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28000	0,38	16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28000	0,38	6203
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24000	0,65	6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24000	0,64	6203 ETN9
20	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22000	0,11	6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28000	0,18	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26000	0,37	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24000	0,5	16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24000	0,67	6204
22	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20000	0,11	6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20000	0,98	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19000	0,14	6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15000	0,41	6404
	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19000	0,13	62/2
56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18000	0,18	63/2	

* Rodamiento SKF Explorer

Continuación Anexo E: Rodamientos.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25–35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C _d	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
	28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17
68		18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406
	35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029
55		10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
62		9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
62		14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
72		17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
72		17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
80		21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
100		25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

* Rodamiento SKF Explorer



Anexo F: Selección de cilindros neumáticos.

CILINDROS ISO 15552 TUBO PERFILADO - serie 452

SU SELECCIÓN

salida fábrica

8 días

Ø mm	carrera mm			código	Ø mm	carrera mm			código
		Referencia					Referencia		
32	25	PLG 32 A 25 DM		452500030025	80	25	PLG 80 A 25 DM		452500080025
	50	PLG 32 A 50 DM		452500030050		50	PLG 80 A 50 DM		452500080050
	80	PLG 32 A 80 DM		452500030080		80	PLG 80 A 80 DM		452500080080
	100	PLG 32 A 100 DM		452500030100		100	PLG 80 A 100 DM		452500080100
	125	PLG 32 A 125 DM		452500030125		125	PLG 80 A 125 DM		452500080125
	160	PLG 32 A 160 DM		452500030160		160	PLG 80 A 160 DM		452500080160
	200	PLG 32 A 200 DM		452500030200		200	PLG 80 A 200 DM		452500080200
40	250	PLG 32 A 250 DM		452500030250	250	PLG 80 A 250 DM		452500080250	
	25	PLG 40 A 25 DM		452500040025	320	PLG 80 A 320 DM		452500080320	
	50	PLG 40 A 50 DM		452500040050	400	PLG 80 A 400 DM		452500080400	
	80	PLG 40 A 80 DM		452500040080	500	PLG 80 A 500 DM		452500080500	
	100	PLG 40 A 100 DM		452500040100	630	PLG 80 A 630 DM		452500080630	
	125	PLG 40 A 125 DM		452500040125	100	25	PLG 100 A 25 DM		452500010025
	160	PLG 40 A 160 DM		452500040160		50	PLG 100 A 50 DM		452500010050
200	PLG 40 A 200 DM		452500040200	80		PLG 100 A 80 DM		452500010080	
250	PLG 40 A 250 DM		452500040250	100		PLG 100 A 100 DM		452500010100	
320	PLG 40 A 320 DM		452500040320	125		PLG 100 A 125 DM		452500010125	
400	PLG 40 A 400 DM		452500040400	160		PLG 100 A 160 DM		452500010160	
25	PLG 50 A 25 DM		452500050025	200		PLG 100 A 200 DM		452500010200	
50	50	PLG 50 A 50 DM		452500050050	250	PLG 100 A 250 DM		452500010250	
	80	PLG 50 A 80 DM		452500050080	320	PLG 100 A 320 DM		452500010320	
	100	PLG 50 A 100 DM		452500050100	400	PLG 100 A 400 DM		452500010400	
	125	PLG 50 A 125 DM		452500050125	500	PLG 100 A 500 DM		452500010500	
	160	PLG 50 A 160 DM		452500050160	630	PLG 100 A 630 DM		452500010630	
	200	PLG 50 A 200 DM		452500050200					
	250	PLG 50 A 250 DM		452500050250					
63	320	PLG 50 A 320 DM		452500050320					
	400	PLG 50 A 400 DM		452500050400					
	500	PLG 50 A 500 DM		452500050500					
	630	PLG 50 A 630 DM		452500050630					
	25	PLG 63 A 25 DM		452500060025					
	50	PLG 63 A 50 DM		452500060050					
	80	PLG 63 A 80 DM		452500060080					
100	PLG 63 A 100 DM		452500060100						
125	PLG 63 A 125 DM		452500060125						
160	PLG 63 A 160 DM		452500060160						
200	PLG 63 A 200 DM		452500060200						
250	PLG 63 A 250 DM		452500060250						
320	PLG 63 A 320 DM		452500060320						
400	PLG 63 A 400 DM		452500060400						
500	PLG 63 A 500 DM		452500060500						
630	PLG 63 A 630 DM		452500060630						

Anexo F: Continuacion cilindros neumaticos.

Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

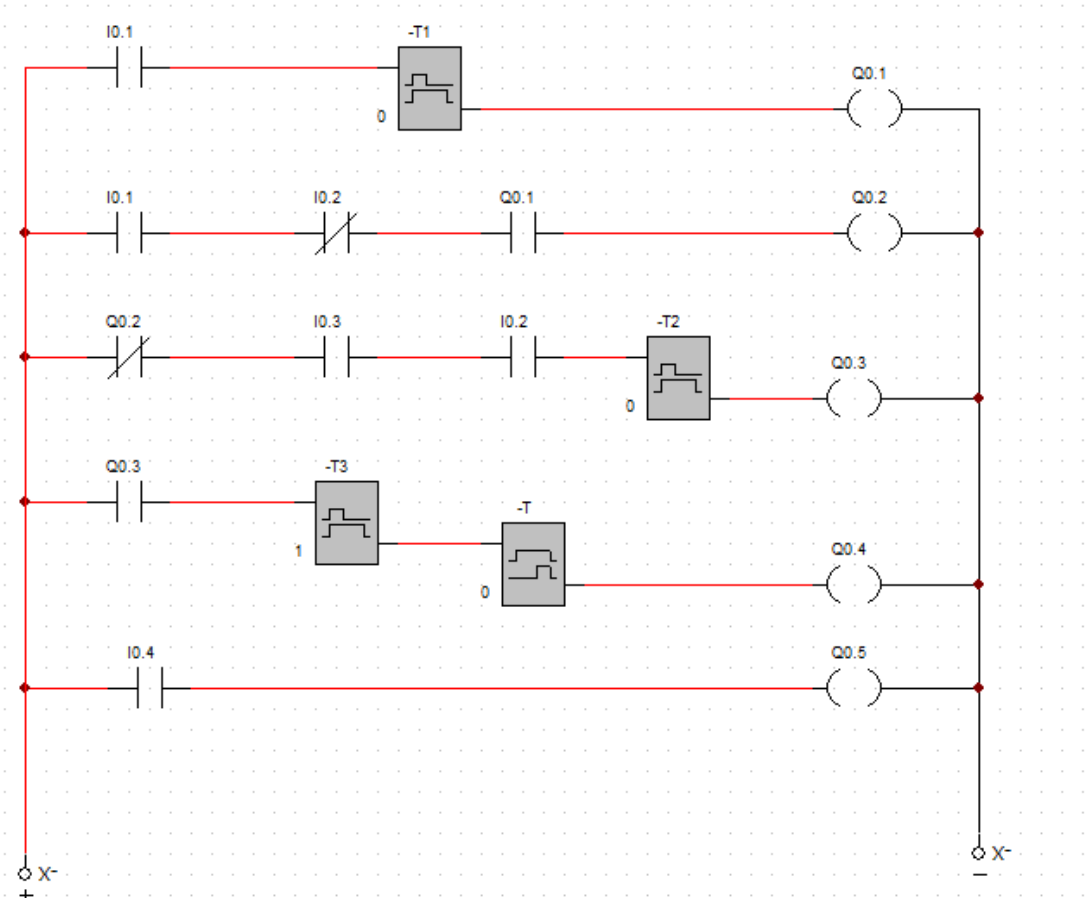
FESTO

Hoja de datos

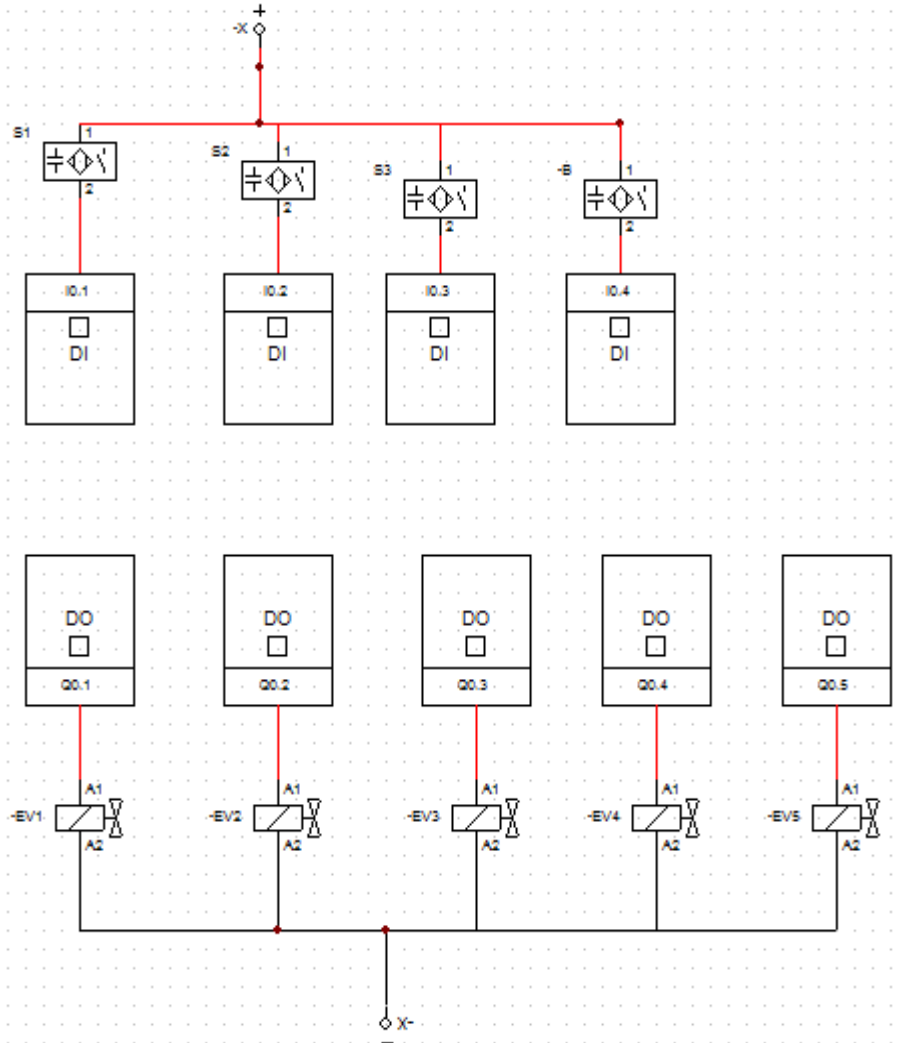
Referencias: sin detección de posiciones							
Díámetro del émbolo [mm]	Carretera [mm]	Nº art.	Tipo ¹⁾	Díámetro del émbolo [mm]	Carretera [mm]	Nº art.	Tipo ¹⁾
32	25	163319	DNC-32-25-PPV	40	25	163351	DNC-40-25-PPV
	40	163320	DNC-32-40-PPV		40	163352	DNC-40-40-PPV
	50	163321	DNC-32-50-PPV		50	163353	DNC-40-50-PPV
	80	163322	DNC-32-80-PPV		80	163354	DNC-40-80-PPV
	100	163323	DNC-32-100-PPV		100	163355	DNC-40-100-PPV
	125	163324	DNC-32-125-PPV		125	163356	DNC-40-125-PPV
	160	163325	DNC-32-160-PPV		160	163357	DNC-40-160-PPV
	200	163326	DNC-32-200-PPV		200	163358	DNC-40-200-PPV
	250	163327	DNC-32-250-PPV		250	163359	DNC-40-250-PPV
	320	163328	DNC-32-320-PPV		320	163360	DNC-40-320-PPV
	400	163329	DNC-32-400-PPV		400	163361	DNC-40-400-PPV
	500	163330	DNC-32-500-PPV		500	163362	DNC-40-500-PPV
	50	25	163383		DNC-50-25-PPV	63	25
40		163384	DNC-50-40-PPV	40	163416		DNC-63-40-PPV
50		163385	DNC-50-50-PPV	50	163417		DNC-63-50-PPV
80		163386	DNC-50-80-PPV	80	163418		DNC-63-80-PPV
100		163387	DNC-50-100-PPV	100	163419		DNC-63-100-PPV
125		163388	DNC-50-125-PPV	125	163420		DNC-63-125-PPV
160		163389	DNC-50-160-PPV	160	163421		DNC-63-160-PPV
200		163390	DNC-50-200-PPV	200	163422		DNC-63-200-PPV
250		163391	DNC-50-250-PPV	250	163423		DNC-63-250-PPV
320		163392	DNC-50-320-PPV	320	163424		DNC-63-320-PPV
400		163393	DNC-50-400-PPV	400	163425		DNC-63-400-PPV
500		163394	DNC-50-500-PPV	500	163426		DNC-63-500-PPV
80		25	163447	DNC-80-25-PPV	100		25
	40	163448	DNC-80-40-PPV	40		163480	DNC-100-40-PPV
	50	163449	DNC-80-50-PPV	50		163481	DNC-100-50-PPV
	80	163450	DNC-80-80-PPV	80		163482	DNC-100-80-PPV
	100	163451	DNC-80-100-PPV	100		163483	DNC-100-100-PPV
	125	163452	DNC-80-125-PPV	125		163484	DNC-100-125-PPV
	160	163453	DNC-80-160-PPV	160		163485	DNC-100-160-PPV
	200	163454	DNC-80-200-PPV	200		163486	DNC-100-200-PPV
	250	163455	DNC-80-250-PPV	250		163487	DNC-100-250-PPV
	320	163456	DNC-80-320-PPV	320		163488	DNC-100-320-PPV
	400	163457	DNC-80-400-PPV	400		163489	DNC-100-400-PPV
	500	163458	DNC-80-500-PPV	500		163490	DNC-100-500-PPV
	125	25	163511	DNC-125-25-PPV			
40		163512	DNC-125-40-PPV				
50		163513	DNC-125-50-PPV				
80		163514	DNC-125-80-PPV				
100		163515	DNC-125-100-PPV				
125		163516	DNC-125-125-PPV				
160		163517	DNC-125-160-PPV				
200		163518	DNC-125-200-PPV				
250		163519	DNC-125-250-PPV				
320		163520	DNC-125-320-PPV				
400		163521	DNC-125-400-PPV				
500	163522	DNC-125-500-PPV					

1) El tamaño del eje para el tipo de montaje.

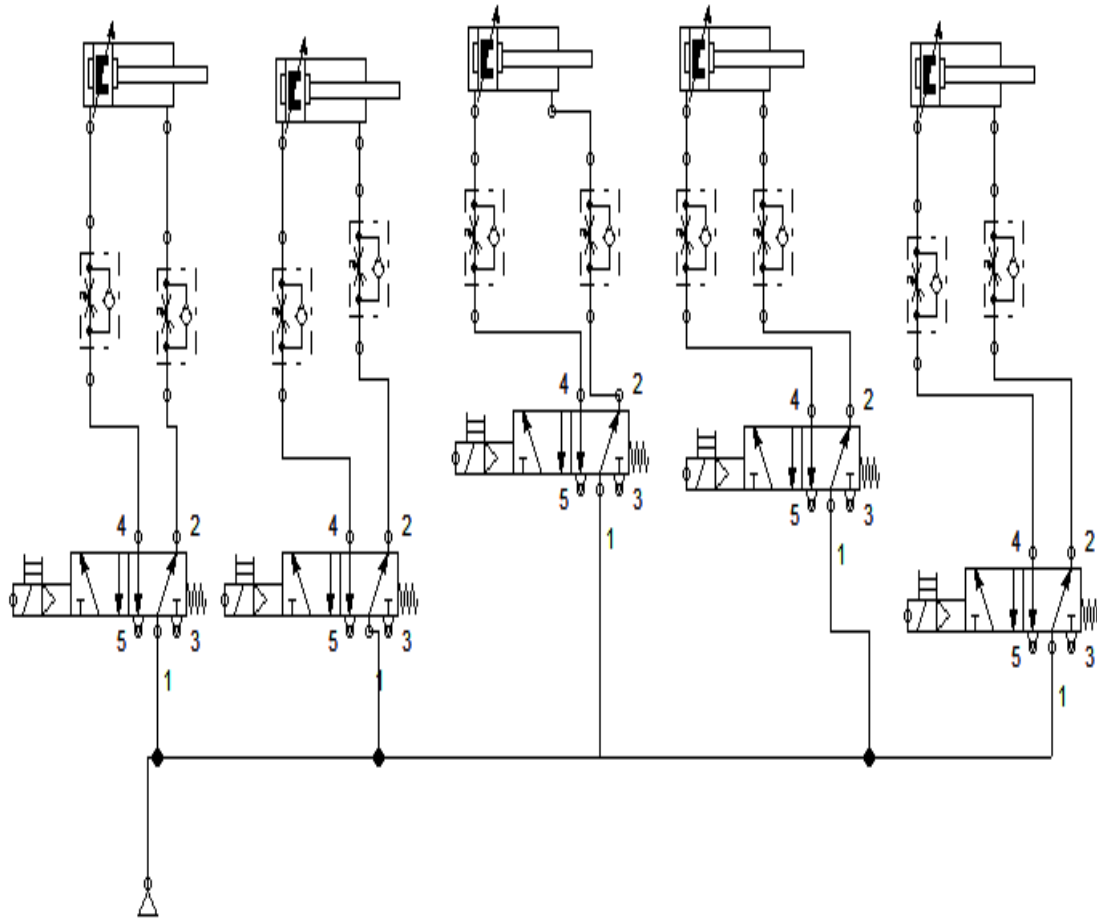
Anexo G-1: Diagrama de escaleras.



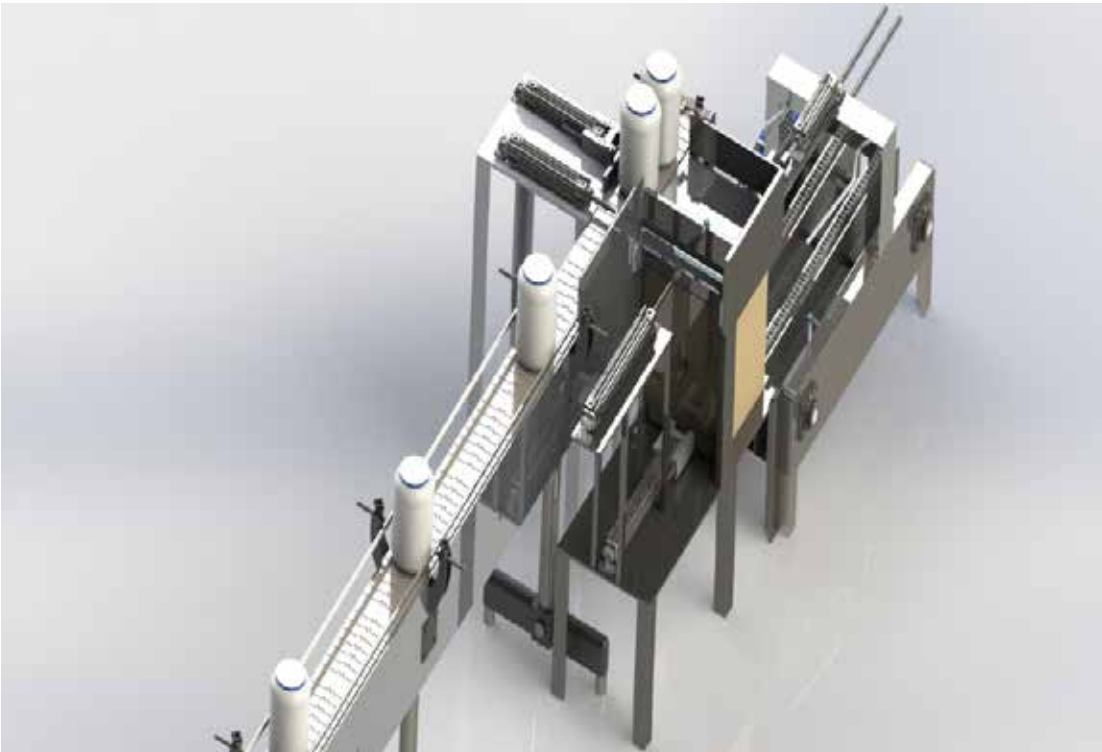
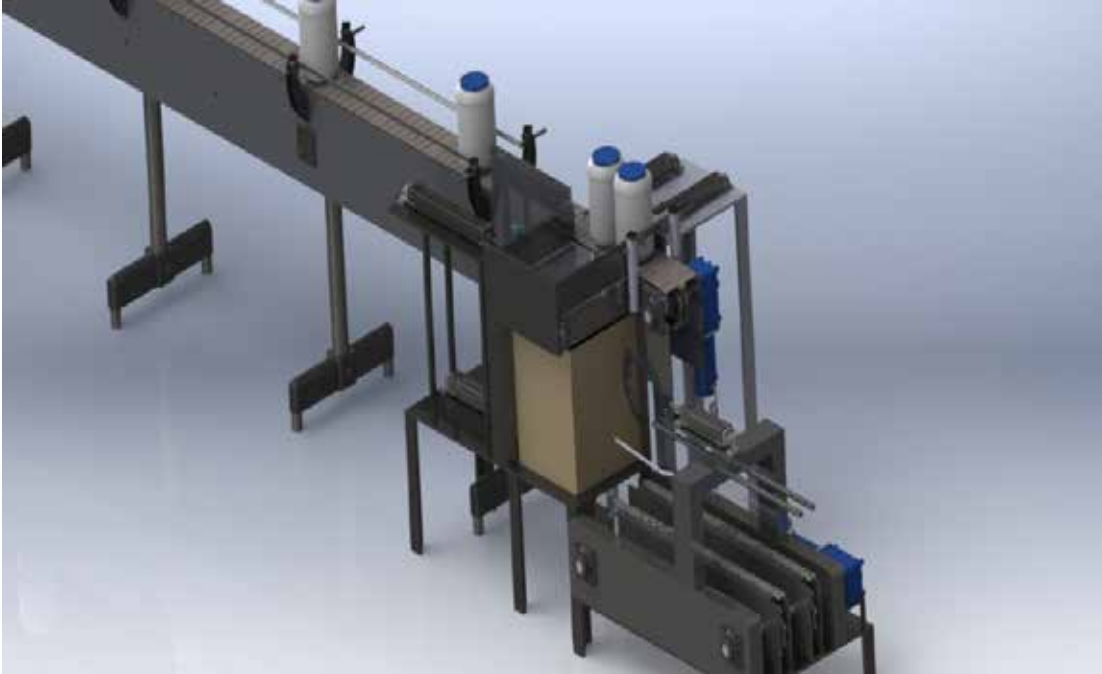
Anexo G-2: Diagrama de entradas/salidas del PLC.



Anexo G-3: Diagrama de entradas/salidas del PLC.



Anexo H: Diseño final del sistema.



Anexo I: Corredera.

Correderas con baleros, extensión telescópicas, cierre automático, instalación lateral, premium



Accuride Modelo 3832SC

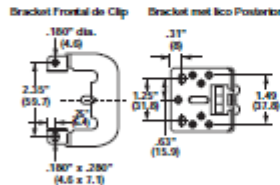
Corredera telescópica para cajones

- máxima capacidad de carga 45 Kg. /par
- extensión telescópica
- instalación lateral
- mantiene alineado el frente del cajón
- opción económica que añade valor a sus muebles

Acabado: acero, recubrimiento de zinc

Longitud instalada pulg mm	Longitud de extensión pulg mm	Distancia A mm B	Acabado		
			zinc	negro*	epóxico blanco*
14" 350	14" 350	163	422.59.936	422.59.336	422.59.736
16" 400	16" 400	96 163	422.59.941	422.59.341	422.59.741
18" 450	18" 450	128 163	422.59.946	422.59.346	422.59.746
20" 500	20" 500	192 163	422.59.951	422.59.351	422.59.751
22" 550	22" 550	224 163	422.59.956	422.59.356	422.59.756
24" 600	24" 600	256 163	422.59.961	422.59.361	422.59.761
26" 650	26" 650	320 163	422.59.966	422.59.366	422.59.766

Empaque: 10 pares empacados a granel. Favor de ordenar los tornillos por separado.

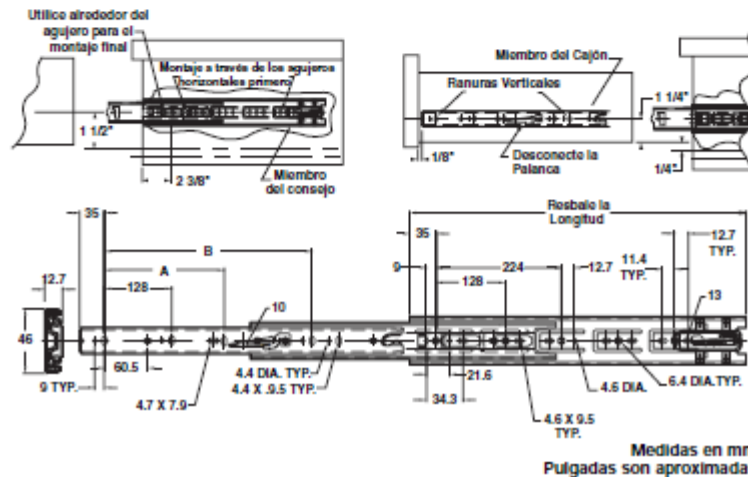


Brackets de marco frontal para el modelo 3832.

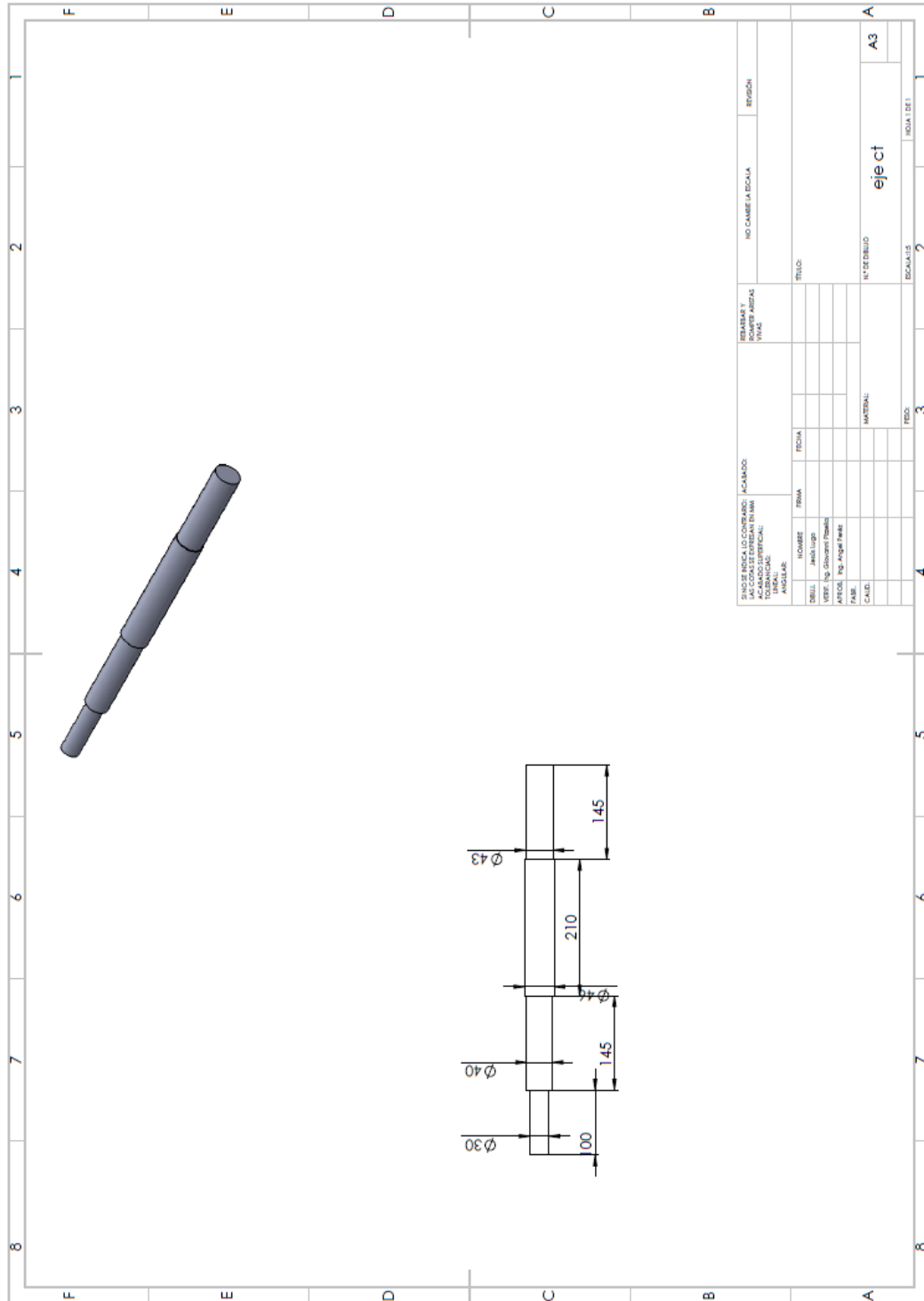
Acabado: acero con recubrimiento de zinc

N° de cat. 422.04.000

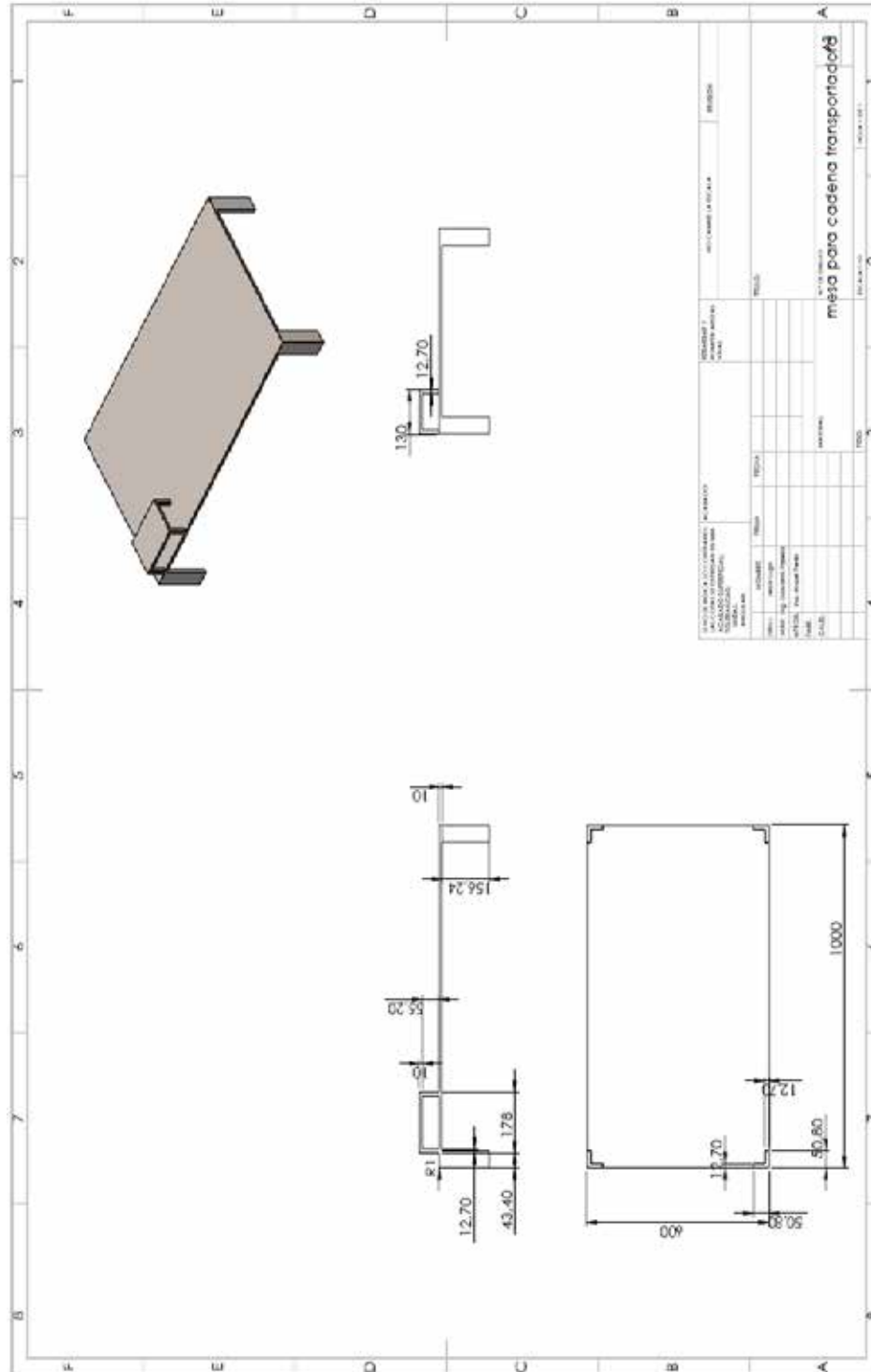
Empaque: 1 juego (incluye 2 brackets frontales y 2 brackets posteriores)



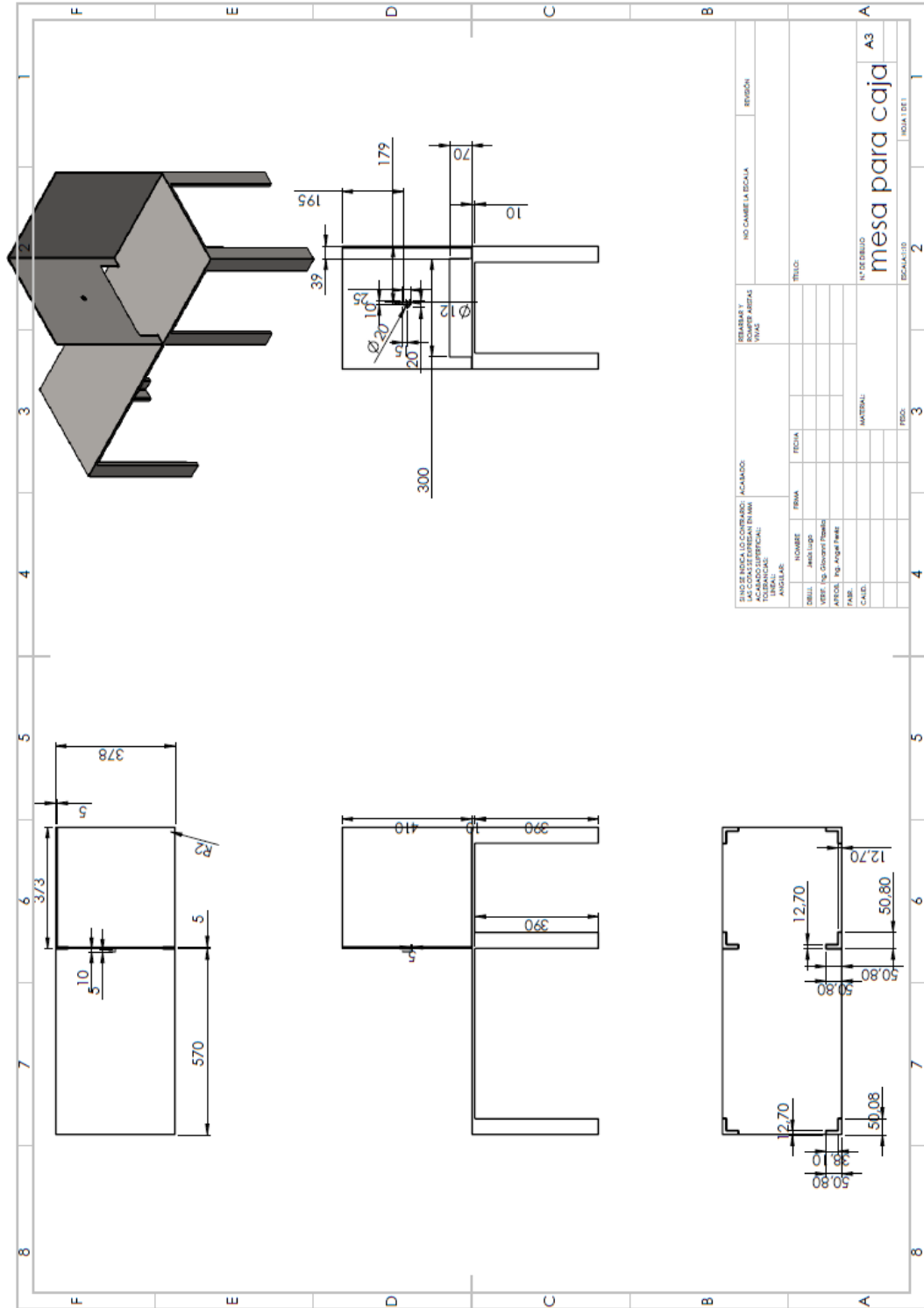
Anexo J-5: Eje para cadena transportadora.



Anexo J-8: Mesa para cadena transportadora.



Anexo J-9: Mesa para caja.



Anexo K: Factor de actualización.

$i = 90\%$

Factores de interés al 90% correspondientes a períodos compuestos discretos

n	PAGO SIMPLE		SERIE UNIFORME					Factor de serie aritmética (R/g _{1,n})
	Factor de capitalización (S/P _{1,n})	Factor de actualización (P/S _{1,n})	Factor de recuperación de capital (R/P _{1,n})	Factor de actualización (P/R _{1,n})	Factor del fondo de amortización (R/S _{1,n})	Factor de capitalización (S/R _{1,n})		
1	1.9000	.52632	1.9000	.52632	1.00000	1.0000	.00000	
2	3.6100	.27701	1.2448	.80332	.34483	2.9000	.34483	
3	6.8589	.14579	1.0536	.94912	.15361	6.5089	.59908	
4	13.032	.07673	.97480	1.0258	.07480	13.368	.77867	
5	24.760	.04039	.93788	1.0662	.03788	26.401	.90068	
6	47.045	.02126	.91955	1.0874	.01955	51.161	.98081	
7	89.386	.01119	.91018	1.0986	.01018	98.207	1.0319	
8	169.83	.00589	.90533	1.1045	.00533	187.59	1.0637	
9	322.68	.00310	.90280	1.1076	.00280	357.42	1.0831	
10	613.10	.00163	.90147	1.1093	.00147	680.11	1.0947	