



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y
ENTREGA DE MOTORES EN EL AREA DE
ENSAMBLADO DE MOTORES EN LA EMPRESA
L.L.C FCA DE VENEZUELA**

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



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

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y ENTREGA
DE MOTORES EN EL AREA DE ENSAMBLADO DE MOTORES
EN LA EMPRESA L.L.C FCA DE VENEZUELA**

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

INGENIERO MECÁNICO

Empresa: L.L.C FCA DE VENEZUELA., Valencia, Estado Carabobo.

Autor:

Ana María Velázquez

C.I.: V-23.499.129

Tutor:

Ing. Giovanni Pizzella P.

C.I.: V-4.455.859

San Diego, abril de 2018.



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

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y ENTREGA
DE MOTORES EN EL AREA DE ENSAMBLADO DE MOTORES
EN LA EMPRESA L.L.C FCA DE VENEZUELA**

CONSTANCIA DE ACEPTACIÓN


Ing. Rizzella Piñero Giovanni
C. I. N° 445585
Tutor Académico


Ing. Yean Montefo
C. I. V-13.234.405
Tutor Empresarial

Autor:
Ana María Velázquez
C.I: V-23.499.129

San Diego, abril de 2018.



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 la ciudadana Ana Maria Velázquez portador de la cédula de identidad C.I: V-23.499.129, "DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y ENTREGA DE MOTORES EN EL AREA DE ENSAMBLADO DE MOTORES EN LA EMPRESA L.L.C FCA DE VENEZUELA." 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 abril del año dos mil dieciocho.



Inge. Pizzella P. Giovanni
C. I. N° 445585

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer primeramente a Dios, por el don de la vida, gracias a él despertamos cada día con nuevas oportunidades de crecer. Él me ha llevado de la mano en este camino, me ha dado fuerzas y conducido por el camino del bien.

A mis padres, gracias a ellos cumpla esta meta tan importante de mi vida, gracias por brindarme el tipo de enseñanza que no se aprende en una institución educativa, esas enseñanzas de vida que te convierten en una persona más fuerte y luchadora y que descubren lo mejor de ti en los peores momentos.

A mi tutor el Profesor Giovanni Pizzella, por su apoyo incondicional, sin él no se hubieran podido cumplir los objetivos presentes propuestos en este trabajo de grado. Al Profesor Tomas González, por ser esa luz al final del camino, gracias por tu apoyo y disposición durante el desarrollo de este proyecto.

Al amor de mi vida, porque no solo fuiste mi apoyo incondicional, personalmente fuiste la calma, la constancia y el amor que tanto necesitaba en todo este camino. Estaré eternamente agradecida por todo lo que has hecho.

A mis hermanas, por ser la alegría de todos mis días, mis compañeras de entretenimiento y cómplices, las amo. A mi madrastra por brindarme su apoyo en cada una de las decisiones tomadas a lo largo de este camino.

A mis demás familiares y seres queridos, por brindarme su apoyo y cariño en todo momento.

A mis amigos y compañeros de clases, por haber estado presente en esta maravillosa parte de mi vida, ustedes hicieron de la universidad una experiencia inolvidable, juntos superamos cualquier obstáculo que pudimos haber tenido en el camino apoyándonos unos con otros.

A todos los profesores que con dedicación fueron participes de nuestra educación, mil gracias por ser mis mentores durante este camino, gracias no solo por educarme a mí, sino también, por su excelente labor día a día.

A todas las personas que de alguna u otra manera influyeron en el cumplimiento de esta meta.

INDICE

INDICE DE TABLAS	ix
INDICE DE FIGURAS	xii
RESUMEN	xvi
INTRODUCCION	1
CAPITULO	PP
I.....	3
LA EMPRESA	3
1.1. Ubicación.....	3
1.2. Descripción.....	3
1.3. Reseña Histórica.....	3
1.4. Misión.....	5
1.5. Visión	5
1.6. Valores.....	6
1.7. Enfoque al cliente:.....	6
1.8. Objetivos de L.L.C FCA Venezuela.....	7
1.9. Política de Calidad.....	7
1.10. Política Ambiental	7
1.11. Objetivos de la Política Ambiental.....	7
1.12. Estructura Organizativa	8
1.1.1 Estructura Organizativa de la empresa	8
1.1.2 Estructura Organizativa del Departamento.....	8
II.....	9
EL PROBLEMA.....	9

2.1	Planteamiento del Problema	9
2.2	Formulación del Problema	10
2.3	Objetivos de la investigación.....	10
2.3.1	Objetivo general	10
2.3.2	Objetivos específicos.....	10
2.4	Justificación.....	10
2.4	Alcance	11
2.5	Limitaciones	12
III	13
MARCO TEÓRICO	13
3.1	Antecedentes.....	13
3.2	Bases Teóricas	15
3.2.1	Sistemas de transporte por cadena.....	15
2.3.1.1	Historia	15
2.3.1.2	Definición	16
2.3.1.3	Partes de un transporte por cadena	18
3.2.2	Cadenas transportadoras.....	19
3.2.3.1	Tipos de cadenas.....	20
3.2.3.2	Ventajas y desventajas.....	20
3.2.3.3	Accesorios para cadenas.....	20
3.2.3.4	Factores de Seguridad.....	24
3.2.3.5	Ambientes Hostiles.....	25
3.2.3	Selección del sistema transportador	26
3.2.3.1	Elección del paso	27
3.2.3.2	Numero de dientes	27
3.2.3.3	Velocidad lineal de las cadenas transportadoras	28
3.2.3.4	Duras condiciones	28
3.2.3.5	Proceso de cálculo de la cadena	30

3.2.3.6	Transportadores del grupo “C”	32
3.2.3.7	Calculo de la tracción de trabajo de la cadena.....	33
3.2.3.8	Otras fuerzas que actúan sobre la cadena	36
3.2.4	Potencia	37
3.2.5	Longitud de la cadena.....	37
3.2.6	Manipulación de una Cadena	37
3.2.7.1	Tipos de Entornos.....	38
3.2.7.2	Métodos de Lubricación	40
3.2.7	Factores de diseño	42
3.2.8	Factor de seguridad.....	42
3.2.9	Esfuerzos	43
3.2.10.1	Esfuerzos Uniformemente Distribuidos	44
3.2.10.2	Esfuerzos Normales por Flexión	44
3.2.10.3	Análisis de piezas largas sometidas a compresión	46
3.2.10.4	Esfuerzos Combinados	53
3.2.10.5	Teoría de falla.....	57
3.2.10	Carriles	60
3.2.11.1	Rieles	60
3.2.11.2	Estructura de Soporte	61
3.2.11	Diseño de árboles o ejes de transmisión.....	62
3.2.12.1	Potencia transmitida	62
3.2.12.2	Fuerzas internas en un eje.....	63
3.2.12.3	Variable de diseño	63
3.2.12.4	Procedimiento de diseño de ejes.....	63
3.2.12.5	Fuerzas que ejercen elementos de máquina sobre los ejes	63
3.2.12.6	Ruedas dentadas	63
3.2.12.7	Ruedas catalinas o poleas de cadena	64
3.2.12.8	Concentraciones de tensiones en flechas o ejes	65
3.2.12.9	Tensiones de diseño para ejes.....	69

3.2.12.10	Diámetro del eje	72
3.2.12	Rodamientos	72
3.2.13.1	Clasificación de los rodamientos	73
3.2.13.2	Vida útil de un rodamiento	74
3.2.13	Motores Eléctricos	76
3.2.14.1	Definición y funcionamiento	76
3.2.14.2	Ventajas	77
3.2.14.3	Tipos de motores eléctricos	77
3.2.14.4	Usos	79
3.2.14.5	Cambio de sentido de giro	79
3.2.14.6	Regulación de velocidad.....	80
3.2.14.7	Reductores de velocidad.....	80
3.2.14	Procesos de control automáticos	83
3.3	Definición de términos básicos	89
IV	91
FASES METODOLOGICAS	91
4.1	Fases metodológicas.....	91
V	94
RESULTADOS	94
5.1	Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Chrysler de Venezuela para el suministro de motores a la estación de ensamble 00.	94
5.1.1	La Recepción	94
5.1.2	Sub-Ensamble (Estación 00)	95
5.1.3	Secuenciado de motores	96
5.1.4	Recepción de motores en la línea de Ensamble.....	96
5.2	Establecer Consideraciones y Parámetros para la elaboración de la propuesta de optimización del sistema de automatización del proceso.	97

5.3	Elaborar una propuesta para la reconfiguración de la línea de ensamble 00.99	
5.4	Diseñar la propuesta de transporte e introducción de los motores a línea de ensamble.	103
5.5	Automatización del sistema de transporte.	145
5.6	Evaluar la factibilidad económica del proyecto.	150
CONCLUSIONES		157
RECOMENDACIONES		159
BIBLIOGRAFÍA		160
ANEXOS.....		162
Anexo A.1		163
Anexo A.2		164
Anexo A.3		165
Anexo A.4		166
Anexo B.....		168
Anexo C		169
Anexo D		170

INDICE 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 μ_d	34
5	Coeficiente μ_m	36
6	Coeficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas.....	36
7	Coeficiente f_1 tipo de engrase y horas de utilización diaria.....	37
8	Coeficiente f_2 numero de dientes de la rueda y velocidad de la cadena....	37
9	Factores de Seguridad.	45
10	Valores de B para el cálculo de Cr.....	76
11	Comparación entre rodamientos.....	79
12	Vida útil de diseño.....	80
13	Bill de materiales utilizados en la estación MT- OO.....	99
14	Consideraciones necesarias para la realización del estudio del tiempo....	101
15	Estudio de tiempo a operador de carro eléctrico.....	102
16	Ficha técnica de la carga.....	104
17	Pesos estimados de los componentes que conforman la carga.....	104
18	Componentes de un carro.....	117
19	Especificaciones de Viga IPN 100.....	120
20	Espaciado recomendado de carros según el tipo de cadena.....	124
21	Desglose de vigas a utilizar.....	132
22	Cargas y concentradores en la sección izquierda del punto D.....	144
23	Cargas y concentradores en la sección derecha del punto D.....	146
24	Cargas en la sección del punto B.....	147
25	Datos para la selección de cuñas.....	152
26	Materiales para la construcción del transportador.....	162
27	Flujos Monetarios del proyecto.	164

28	Flujos Monetarios netos del proyecto.....	164
----	---	-----

INDICE DE FIGURAS

FIGURAS		PP
1	Ubicación de L.L.C FCA de Venezuela.....	3
2	Organigrama general de la empresa.....	8
3	Eslabones de cadenas y diámetro de paso.....	19
4	Partes de un transportador de cadena.....	20
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.....	25
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.....	26
13	Tipo de transportador (tipo A).....	32
14	Tipo de transportador (tipo B).....	32
15	Tipo de transportador (tipo C).....	32
16	Transportador inclinado.....	34

17	Transportador con curva catenaria.....	38
	(a) Paralelepípedo sometido a un momento flector M_F puro; (b)	
18	paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.....	47
	Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de	
19	carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes.....	49
	Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial	
20	de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.....	51
	Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial	
21	de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.....	51
	Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial	
22	de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.....	53
	Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para	
23	elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión.....	54
	Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de	
24	tracción simultáneamente.....	57
	. (a) Volumen Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado	
25	bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.....	58
26	Diagrama del círculo de Mohr.....	59
	Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de	
27	máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.....	61
28	Tipos de Rieles.....	65
29	Fuerzas en ruedas dentadas de cadenas.....	69
30	Tipos de cuñeros.....	71
31	Tipos de chaflanes.....	73

32	Gráfica para obtener Cs.....	75
33	Tipos de rodamientos.....	77
34	Ciclo de funcionamiento de un PLC.....	92
35	Layout área de recepción y depósito de materiales en la estación MT-00.....	98
36	Layout área de secuenciado de motores.....	100
37	Layout área de entrega y transferencia de línea.....	100
38	Grafico del porcentaje representativo de la jornada diaria.....	102
39	Lauout de secuenciado de motores.....	107
40	Cadenas para transporte aéreo, fabricación en calidad normal reforzada con aleación.....	110
41	Carros para transporte aéreo.....	112
42	Selección de carros según el tipo de cadena.....	112
43	Brakets.....	113
44	Rodamientos de cara convexa para carros de transportadores.....	114
45	Ensamble barra de carga.....	115
46	Acople para barras de carga.....	116
47	Barra de carga.....	116
48	Medios de Union de carros.....	117
49	Tabla para la selección del tipo de tornillo según el carro y el accesorio..	117
50	Tabla de Perfiles IPN.....	120
51	Cargas totales en una viga.....	121
52	Unión a tope en vigas estructurales.....	123
53	Procesos de soldadura para aceros estructurales según la AWS.....	124
54	Radios mínimos para curva vertical con cadena forjada sin remaches.....	126
55	Diseño y distribución de curvas verticales.....	126
56	Especificaciones Curvas verticales Simples.....	127
57	Especificaciones Curvas verticales Compuestas.....	128
58	Tipos de giros horizontales.....	129

59	Radio y Diámetro de vueltas mínimo recomendado para diferentes espacios de carro.....	130
60	Diseño de transportador y distribución de secciones rectas.....	131
61	Diámetro y áreas de tornillos de rosca unificados, UNC y UNF.....	135
62	Sistema Motriz de Engranaje Transmisor.....	136
63	Ruedas dentadas para cadena transportadora ISO y DIN-8167.....	136
64	Factores de fricción aproximados para transportadores estándar.....	137
65	Datos técnicos motorreductor estándar.....	139
66	Diseño de eje transmisor de potencia.....	140
67	Diagrama de Cuerpo libre en el eje.....	141
68	Diagrama de Corte y Momento flector.....	142
69	Valores de factor de velocidad.....	149
70	Diagrama para selección de horas de funcionamiento.....	150
71	Tamaño de cuña según el tamaño del eje.....	153
72	Circuito del PLC.....	155
73	Circuito del PLC con pulsador para barra de seguridad activo.....	156
74	Circuito del PLC con contactores cerrados debido al sensor de posición de la barra de seguridad.....	157
75	Circuito del PLC con el sistema en marcha (avance) y luz indicadora activada.....	157
76	Circuito del PLC con el sistema en marcha (retroceso) y luz indicadora activada.....	158
77	Circuito del PLC con la barra de seguridad activada una vez terminado el recorrido.....	158



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

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y ENTREGA
DE MOTORES EN EL AREA DE ENSAMBLADO DE MOTORES
EN LA EMPRESA L.L.C FCA DE VENEZUELA**

Autor: Ana María Velázquez.

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

Fecha: abril, 2018

RESUMEN

El presente proyecto se basa en el automatizado de la línea de ensamblado de motores 00 del departamento de materiales de la empresa L.L.C FCA de Venezuela, 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. El proyecto tiene 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 motores. Se diseñará el sistema de transportación más apropiado en las dimensiones del espacio físico disponible actual. 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 automatizado deseado.

Descriptor: Transmisión, cadenas, transportador, automatización.

INTRODUCCION

El manejo de materiales consiste en cambiar la posición de los objetos mediante un mecanismo, el cuerpo humano es utilizado como un mecanismo de transporte en muchas oportunidades, su utilización depende del peso de la pieza y la distancia a recorrer, para las piezas que la fuerza que necesitan para elevarse o desplazarse supera la capacidad humana, se utilizan dispositivos de elevación como grúas o máquinas mecánicas automáticas como cintas transportadoras. Hoy en día, las industrias intentan minimizar el manejo manual del material. El desafío que representa esta reducción es el de intervenir, delicada y deliberadamente la manera como se transportan los materiales sin afectar el puesto de trabajo del operador y así usar el medio de transporte con mayor efectividad.

Los transportadores son solo un subconjunto de un grupo más grande de equipos de manejo de materiales. Los principales objetivos para implementar soluciones con transportadores es reducir el manejo manual, facilitar la carga de trabajo de los operadores, acelerar el flujo de trabajo entre las operaciones, aumentar el rendimiento, etc. Los transportadores se clasifican en varios tipos según la aplicación. Algunos tipos incluyen transportador de cinta, transportador de cadena, elevador de cangilones y transportador de gravedad. En este documento, prestaremos especial atención a los transportadores de cadena de arrastre.

La idea de utilizar la cadena de arrastre no es nueva, de hecho, las primeras cadenas de arrastre se introdujeron a finales del siglo XVIII; sin embargo, los principios básicos de operación no han cambiado. A lo largo de los años, el índice de capacidad de los sistemas y la longitud sobre la que se puede transportar el material han aumentado considerablemente, junto con las entradas de potencia, el tamaño de los componentes y el grado de sofisticación.

El objetivo es hacer este transporte de la manera más eficiente, y para este fin, siempre se requiere una unidad de generación potente y se puede considerar como la

parte principal efectiva de todo el mecanismo. Un motor eléctrico, una caja de cambios y otros mecanismos de transmisión son parte de esta unidad de generación. En primer lugar, intentaremos introducir el sistema de transporte y cómo funciona. Para una vista más cercana, se mostrarán las partes constitutivas de un transportador.

En la búsqueda y mejora constante de las líneas de producción, por parte de las empresas se desea aumentar la eficiencia de los procesos, reducir los costos y disminuir también la cantidad de siniestros laborales que implica el manejo de los procesos y maquinarias manejadas manualmente por los operadores, por esto, el presente trabajo de grado va enfocado a “DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y ENTREGA DE MOTORES EN EL AREA DE ENSAMBLADO DE MOTORES EN LA EMPRESA L.L.C FCA DE VENEZUELA”

CAPÍTULO I

LA EMPRESA

1.1. Ubicación

FCA Venezuela L.L.C está ubicada en la Avenida Pancho Pepe Croquer, Zona Industrial Norte, Valencia – Estado Carabobo. (Ver figura 1)



Figura 1: Ubicación de L.L.C FCA de Venezuela.

Fuente: Google Maps

1.2. Descripción

FCA Venezuela es una empresa ensambladora dedicada a la producción y comercialización de vehículos automotrices bajo las marcas Jeep, Chrysler, Dodge y chasis para autobuses Mercedes Benz.

1.3. Reseña Histórica

En 1949 El Grupo Phelps, dirigido por Jhon Phelps constituye una compañía ENSAMBLAJE VENEZOLANA, S.A., para ensamblar en el país vehículos de la marca CHRYSLER. Este grupo ya comercializaba en el país vehículos importados de la marca.

A fin de ensamblar los vehículos se construyó una Planta en la urbanización caraqueña Los Ruices, concretamente en Los Cortijos de Lourdes y comenzó sus operaciones en 1950, ensamblando cuatro unidades diarias.

Posteriormente en 1957, CHRYSLER CORPORATION, adquiere las acciones del grupo local y cambia su denominación a CHRYSLER DE VENEZUELA, S.A., procediendo a ampliar y mejorar las instalaciones existentes.

La vieja planta comienza a ser pequeña y en 1960 se empieza a construir una nueva planta, el 6 de Abril de 1965 dicha empresa abre sus puertas en la Avenida Pancho Pepe Croquer, zona industrial norte Valencia estado Carabobo, bajo la representación de grupo económico Mendoza con el objetivo de ensamblar y comercializar productos automotores; Nissan Patrol, Jeep de Venezuela, teniendo como Ingeniero Residente por parte de Chrysler al Ing. Alcibíades Musso Quintero y por la Compañía Constructora Christian & Nilsen, C.A, el Ing. Joseph Kotchoski, ambos se quedarían trabajando al finalizar la obra con la Chrysler, el primero como Gerente de Servicio de Manufactura y el segundo bajo las órdenes del primero como Superintendente de Mantenimiento.

En junio de 1968 la planta es inaugurada por el presidente Raúl Leoni, comenzando sus operaciones con el ensamblaje de vehículos comerciales (camiones) y así se trasladan las operaciones industriales a Valencia a la planta más moderna en su tipo en Venezuela, para el momento.

Como efecto de estas grandes inversiones, Chrysler de Venezuela se convierte en la primera empresa automotriz en ventas en el país, liderando por varios años y compartiendo el liderato en otros.

Durante 1975, obtienen la oferta oficial para ensamblar un minibús el Dodge B-200 y posteriormente el B-300, que aún circulan algunos vehículos por el país.

Para los años 70, se vive la mejor época de la Industria Automotriz en el país, por lo que, en 1976, se logra una producción tope de 280 unidades diarias, trabajando dos turnos.

De esa época se recuerdan los vehículos: New Yorker, Newport, Dart, Coronet, Le Baron, Aspen, Fury, Valiant, Pick-Up, D-300, etc. El Dodge Dart se mantuvo por muchos años, como el vehículo de mayor venta en su categoría en el país.

Con la compra de nuevos terrenos adyacentes a la antigua Ensambladora Carabobo, con nuevas inversiones en modificaciones y ampliaciones, se lograron ensamblar en el año 1997, 19.000 unidades locales agregando a ello, la comercialización de 3.900 vehículos importados, se logró la cifra tope en ventas de más de 22.000 unidades.

Atendiendo a los cambios generados por los mercados internacionales y a los procesos de globalización, Chrysler de Venezuela recibe en junio de 1998, la certificación ISO 14001, siendo la primera empresa en el país en contar con tan prestigioso reconocimiento, lo que garantiza que sus procesos y productos ensamblados en el país no causa el menor impacto ambiental. En este sentido, Chrysler Corporación relaciona todos sus esfuerzos con otro gigante automovilístico como Daimler-Benz para conformar ahora DaimlerChrysler y asegurar la continuidad de los niveles de calidad, mejoramiento continuo, éxito financiero y enfoque dirigido al cliente.

1.4. Misión

Nuestra misión es ser los más rentables suplidores de productos automotrices y servicios en todos los segmentos de relevancia en Venezuela. Continuar fortaleciendo nuestras marcas y suplir extraordinarios vehículos, camiones, vans y autobuses que satisfagan a nuestros clientes. Asegurando una integración óptima de productos, funciones, procesos y culturas, cumpliendo con todos los requerimientos locales que así requieran, así, como, los objetivos del grupo. Seremos la compañía más admirada de Venezuela. Contrataremos y retendremos los mejores empleados y crearemos un medio ambiente que genere resultados de nivel mundial.

1.5. Visión

“Ser responsables por el buen éxito de los productos automotrices y servicio de DaimlerChrysler en Venezuela, nuestro propósito es definir y gerenciar las actividades en el país para las divisiones y unidades de negocios, para contribuir significativamente con los objetivos de globalización de Latino América, sustentar el crecimiento continuo, maximizando las ganancias y satisfacción del cliente”.

1.6. Valores

- **Trabajo en equipo:** Comprenderemos que para el logro de objetivos es necesaria la integración entre departamentos, teniendo presente que la suma de los esfuerzos individuales sumados y orientados a una misma dirección son más productivos.
- **Gente inspirada:** A través de nuestra meta “Ser la compañía Premier de Venezuela”, gente enfocada hacia sus clientes para reducir la variación de procesos, mejorar la seguridad, calidad, costos, moral, experiencia de venta y servicios”.
- **Innovación:** Aprovechamos los periodos de cambio como oportunidades de mejora y aprenderemos de ellos, entenderemos que, para poder subsistir en el mercado, debemos mejorar continuamente el proceso de trabajo.

1.7. Enfoque al cliente:

Para DaimlerChrysler es un compromiso cubrir a cabalidad con las expectativas y necesidades de nuestros clientes, asumiendo como prioridad el mantenimiento de una relación leal e íntegra, para así poder lograr un alto nivel de calidad del servicio.

- **Calidad:** Orientamos nuestro trabajo hacia la obtención de un alto nivel de calidad en todos nuestros procesos y por ende en nuestros servicios, obteniendo así un elevado margen de satisfacción tanto en nuestros clientes internos como en nuestros clientes externos.
- **Agilidad:** Debemos estar conscientes que nuestros tiempos de respuesta deben ser los más adecuados, y respetar nuestro compromiso con la corporación y nuestros clientes.
- **Excelencia:** Confiamos en el desempeño de cada uno de nuestros compañeros de trabajo y delegamos responsabilidades y tareas de manera de trabajar en equipo,

asumiendo un alto nivel de motivación al logro y de compromiso ante la empresa y ante los clientes.

- **Responsabilidad:** Debemos actualizarnos constantemente y asumir los procesos de mejoramiento continuo como factor evolutivo, enfocarnos hacia el cliente, y mantener una relación laboral basada en el respeto y en el equilibrio.

1.8. Objetivos de L.L.C FCA Venezuela

- Crecimiento sostenido del valor agregado.
- Generar procesos de categoría mundial y óptima distribución de recursos.
- Excelencia de Recursos Humanos.
- Liderazgo en el mercado a través de calidad y orientación del cliente.

1.9. Política de Calidad

FCA Venezuela, está comprometida a ser la compañía premier en Venezuela, esta política requiere que FCA de Venezuela mejore continuamente sus procesos a través de gente inspirada, enfocada hacia sus clientes, para reducir la variación de procesos, mejorar seguridad, calidad, entrega, costos, experiencia de ventas y servicio.

1.10. Política Ambiental

FCA Venezuela, empresa automotriz dedicada al ensamblaje y comercialización de vehículos, consciente de la importancia que tiene la protección y preservación del medio ambiente para las generaciones presentes y futuras, fomenta la participación activa de su gente en la búsqueda de alternativas y prácticas de negocios que garanticen la preservación del medio ambiente y prevención de la contaminación, con miras a consolidarse como la empresa automotriz premier en la protección del medio ambiente.

1.11. Objetivos de la Política Ambiental

- El cumplimiento de la legislación Ambiental.
- La educación Ambiental de su gente.
- El tratamiento adecuado, la reutilización y reducción de los efluentes industriales.
- El manejo eficiente y adecuado de los materiales y desechos sólidos.
- El uso eficiente de la energía.

- El uso eficiente del agua en nuestro proceso.

1.12. Estructura Organizativa

1.1.1 Estructura Organizativa de la empresa

Se puede observar el tipo de estructura organizativa en la Figura 2.

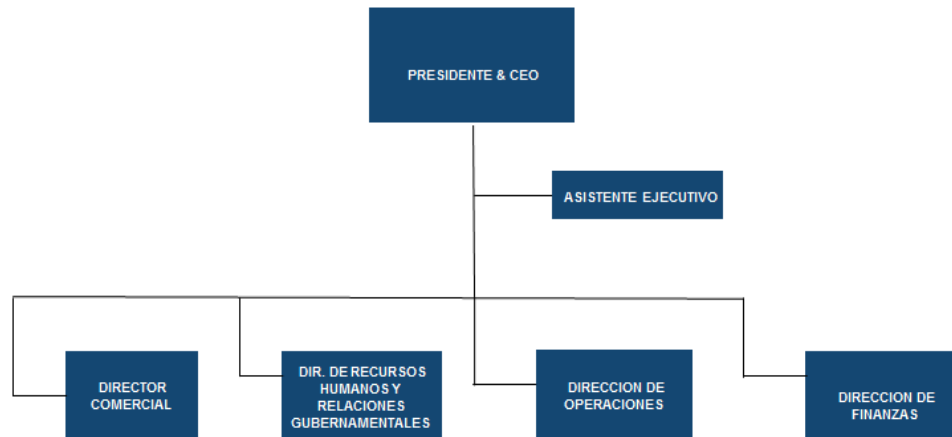


Figura 2: Organigrama general de la empresa

Fuente: Velazquez A. (2017)

1.1.2 Estructura Organizativa del Departamento

El Departamento de Control de Producción - Materiales, está centrado en la logística de recepción de todos los materiales vía CKD y Nacional, relacionándose directamente con el control y operación de todos los elementos que constituyen un sistema almacén - material. Es el responsable de la puesta en almacén y la posterior distribución correspondiente a cada línea de ensamblaje, cumpliendo así con los requerimientos de producción existentes para el momento. Algunas otras responsabilidades son: La reducción de costos ocasionados por fallas, regulación y seguimiento del mantenimiento a equipos móviles, infraestructura, carros de distribución de material productivo y su relación beneficio – costo, disminución de condiciones de riesgo y accidentes.

CAPÍTULO II

EL PROBLEMA

2.1 Planteamiento del Problema

El primer paso para ensamblar un vehículo es la recepción de materiales, son enviadas por proveedores nacionales e internacionales a la planta. Al tener el total de recepción de los materiales se dispone a asegurar el armazón del vehículo (bastidor) a una cadena de montaje y, desde allí, el vehículo será construido pieza a pieza a través de soldaduras en el área de electro punto, de allí, se envía al área de latonería, donde las pizas unidas son cuadradas a través de matrices con medidas y llevadas al estándar.

Los vehículos son pasados por una sección del departamento de calidad para cada área. Al tener una cabina estándar son aseguradas a la cadena transportadora que atraviesa toda el área de pintura, allí los carros son cubiertos, con aditivos especiales anticorrosivos y pintura.

La cabina pintada se mueve a través de una cadena de montaje, y es a partir de ahí cuando comienza la instalación de las piezas. Todas las piezas de tapicería interna son colocadas en esta fase, excepto los asientos.

Al finalizar el área de tapicería, un sistema de jalado llamado Dolly se dispone a enganchar la cabina y transportarla por el área de chasis donde son instalados ya ensamblados la suspensión, el depósito de gasolina, los ejes, los tambores de las ruedas, los ejes de conducción, las cajas de dirección, las cajas de cambios y el sistema de marchas (freno y embrague).

El motor y la transmisión se juntan y emparejan en el área de motores, una línea de ensamble de la caja motora y la unión entre la suspensión y la misma. Los motores de los modelos W2 y BK 2017 son suministrados a la estación 00 según los estándares de WCM como, Ind2 (Indirecto desde almacén). Luego del suministro se realizan las operaciones correspondientes a la estación y se trasladan en secuencia hasta el área de

destino (línea de ensamblado de los mismos). La secuencia se realiza de tres en tres motores. Los carros utilizados para secuenciar el material no son más que unas mesas adaptadas al traslado seguro del motor. Estos carros cuentan con ganchos de arrastre y tiro que facilitan su transporte. El movimiento de los carros de secuencia se realiza a través de carritos eléctricos, no asignados a esta operación, que deben ser localizados para mover el material cada veinte minutos, que es el tiempo que tarda la línea en moverse. Al llegar a un estacionamiento los motores son movidos por un operador con la ayuda de una señorita para colocarse en una mesa hidráulica donde se realizan las operaciones correspondientes, se eleva y engancha a línea manualmente a través de unos sujetadores de metal. Para luego ser alojados en el lugar que les corresponde en el vehículo en la línea de chasis.

2.2 Formulación del Problema

¿De qué manera puede ser más eficiente el transporte de motores a través del diseño de un sistema de transporte automatizado?

2.3 Objetivos de la investigación

2.3.1 Objetivo general

Diseñar un sistema automatizado de transporte y entrega de motores a la línea de ensamblado.

2.3.2 Objetivos específicos

- Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Chrysler de Venezuela para el suministro de motores a la estación de ensamble 00.
- Establecer consideraciones y parámetros para la elaboración de la propuesta de optimización del sistema de automatización del proceso.
- Elaborar una propuesta para la reconfiguración de la línea de ensamble 00.
- Diseñar la propuesta de transporte e introducción de los motores a línea de ensamble.
- Evaluar la factibilidad económica del proyecto.

2.4 Justificación

En la actualidad Chrysler de Venezuela L.L.C contribuye con un número notorio de vehículos en el país, lo cual es importante y más en estos tiempos donde el país sufre de escases de vehículos nuevos fabricados en nuestra nación. Es importante para la empresa y para el mercado automotriz aumentar la producción día a día y con la mejor calidad posible, para ello es necesario tener equipos y herramientas con tecnología de punta y un personal en condiciones óptimas tanto física como psicológicamente, para aplicar los procesos de manufactura se debe tomar en cuenta que los tiempos muertos conllevan al incremento de los costos operacionales, ocasionando pagar más mano de obra para la fabricación de la misma cantidad de vehículos afectando la economía de la empresa.

En este caso se estudia la estación de la línea de ensamblado de motores desde la estación 00 hasta la 10, la cual presenta condiciones de tiempos muertos y problemas disergonómicos resaltantes que afecta al operador y proporcionalmente a la producción de los vehículos. Por tal razón se plantea la elaboración de una propuesta de diseño de traslado o automatización que simplifique la operación de traslado en la operación, que, al aprovechar la eficiencia del proceso, disminuyan el tiempo de operación.

Con la elaboración de este trabajo de pasantía se busca reducir los gastos operativos producto de la ineficiencia del proceso de traslado, adicionalmente la realización de esta propuesta de diseño pudiese ser replicado en otras áreas de la empresa con necesidades similares a la de la estación 00 o incluso tomado como base para futuros proyectos factibles.

2.4 Alcance

Con la propuesta de este diseño, se dará una solución a la problemática de condiciones de tiempos muertos y problemas disergonómicos resaltantes producidos por la actual forma de trabajo de traslado con el equipo la estación de la línea de producción de motores estación 00 a la 10, también se podrá agilizar la producción de las unidades del modelo lo cual es favorable para el aumento de producción. Esta investigación también será punto de apoyo a la ingeniería mecánica, a diseñar futuros dispositivos similares para el gran campo de la industria o fines universitarios.

Finalmente se debe mencionar que el alcance es desarrollar el informe de pasantías requisito indispensable para optar por el título de ingeniero mecánico.

2.5 Limitaciones

El tiempo de investigación está estipulado en 8 meses, sin embargo, en el transcurso del desarrollo de la investigación pueden surgir nuevas variables provenientes de ideas consolidadas y derivadas de la propuesta de solución que se adopte que pueden extender este período de investigación.

El costo de fabricación del dispositivo y la fabricación misma corre por parte de la empresa Chrysler de Venezuela L.L.C, aun cuando en su mayoría de las partes ya se encuentran en la misma, pudiera darse el caso que la gerencia Departamento de Pintura de Chrysler de Venezuela L.L.C. decida otra cosa para su construcción.

CAPÍTULO III

MARCO TEÓRICO

El marco teórico representa la “explicación” teórica para comprender la naturaleza del hecho investigado, o lo que es lo mismo, sustentar teóricamente el estudio. Generalmente, trata los antecedentes o marco referencial y las consideraciones teóricas del tema de investigación. Los antecedentes son la revisión de las investigaciones previas que de manera directa o indirecta abordan nuestro tema de investigación.

En el presente capítulo se desarrollan los conceptos, definiciones y bases teóricas que sustentan el desarrollo del proyecto, todo esto con la intención de dejar claro los conocimientos que se deben tomar en cuenta para el mejor diseño, que se puedan entender y manejar los términos relacionados con la investigación. Así como también, permite establecer los criterios de estudio documental para confeccionar el diseño metodológico de la investigación, esta etapa nos proporcionará un conocimiento profundo de la teoría que le da significado a la investigación.

3.1 Antecedentes

En esta parte del informe se mencionarán trabajos que tienen estrecha relación con el estudio, se utilizarán para desarrollar el presente trabajo, ya que brindarán un aporte de información y darán una base para el entendimiento de las metodologías usadas y el conocimiento técnico empleado. 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.

Vázquez, J (2010), en su trabajo especial de grado, titulado **“Rediseño del sistema de transmisión mecánico del carro elevador del depaletizador de la línea de colados de la empresa Alimentos Heinz, C.A”**. El objetivo de este trabajo fue el de rediseñar el sistema de elevación de paletas para disminuir las paradas no programadas que ocurren en el equipo e incrementar la eficiencia y rendimiento del mismo. Este trabajo se enmarcó en lo que es una investigación de campo y propuesta de mejora como proyecto de factibilidad.

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, sirvió de referencia para los cálculos de este proyecto de pasantía, además de que es uno de los más actuales.

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 sirvió 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.

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 él, 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 permite orientarse mediante la observación directa de los componentes indispensables del sistema de transportación en el equipo en estudio.

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 enmarcó en modalidad proyecto factible basado en una investigación documental, el autor propone diseñar un sistema de control automatizado para optimizar el proceso del paletizado.

Este trabajo aportó al investigador una referencia para desarrollar la investigación, ya que son los mismos equipos, solo que trabajan de forma diferente, además los objetivos específicos concuerdan con los de la presente investigación.

3.2 Bases Teóricas

A continuación, con el propósito de darle a la investigación un sistema coordinado y coherente de conceptos y proposiciones que permitan abordar el problema, se describen términos puntuales que ayudaran a situar el problema que se está estudiando dentro de un conjunto de conocimientos.

3.2.1 Sistemas de transporte por cadena

2.3.1.1 Historia

El significado de la palabra "cadena" se remonta a una antigua palabra en la familia de lenguas indoeuropeas. Ya en 225 aC, 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.

2.3.1.2 Definición

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 comercial, panificadoras, entre otras.

Los transportadores, al igual que cualquier otro equipo de manejo de materiales, no agregan valor a las piezas o productos que se están moviendo, no forman, procesan o cambian un producto de ninguna manera. Permiten el transporte rápido y eficiente de los materiales, lo cual los convierte en el medio más popular de en las industrias de envasado y a granel a nivel mundial.

Los principales objetivos de la implementación de transportadores son:

- Reducir al mínimo la manipulación por mano obrera.
- Realizar todas las operaciones de manipulación al menor costo razonable.
- Eliminar tantas operaciones manuales como sea posible.
- Facilitar la carga de trabajo de todos los operadores
- Mejorar las consideraciones ergonómicas para cada operador
- Mejorar el flujo de trabajo entre operaciones
- Proporcionar opciones de enrutamiento para flujo de trabajo inteligente
- Aumentar el rendimiento
- Transportar el producto donde no sería seguro hacerlo manualmente.

Los sistemas de transporte son versátiles y móviles. Se utilizan comúnmente en muchas industrias, incluyendo automotriz, agrícola, informática, electrónica, procesamiento de alimentos, aeroespacial, farmacéutica, química, embotellado y envasado, acabado de impresión y embalaje. Son soluciones versátiles para aplicaciones tanto superficiales como subterráneas; por lo tanto, son ampliamente utilizados en las industrias mineras también.

La elección del transportador depende en gran medida de la capacidad especificada, de la distancia de transporte y de la configuración (horizontal, vertical o inclinada), sólidos a granel y propiedades individuales de las partículas, abrasividad, fluidez, toxicidad, corrosividad, explosividad y temperatura.

Una diferencia razonable entre las cadenas de transporte y las cadenas de transmisión es 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 (en la figura 3) y un máximo (en la figura 3). Estas variaciones de velocidad producen una sobrecarga en los elementos de la cadena y vibraciones o golpes en el funcionamiento. (Ver Figura 4).

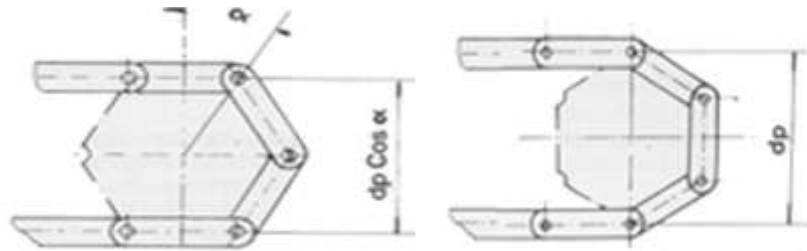


Figura 3: Eslabones de cadenas y diámetro de paso

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú 1.976.

2.3.1.3 Partes de un transporte por cadena

A través de la figura X podemos observar las partes que componen un sistema de transporte por cadena horizontal aéreo.

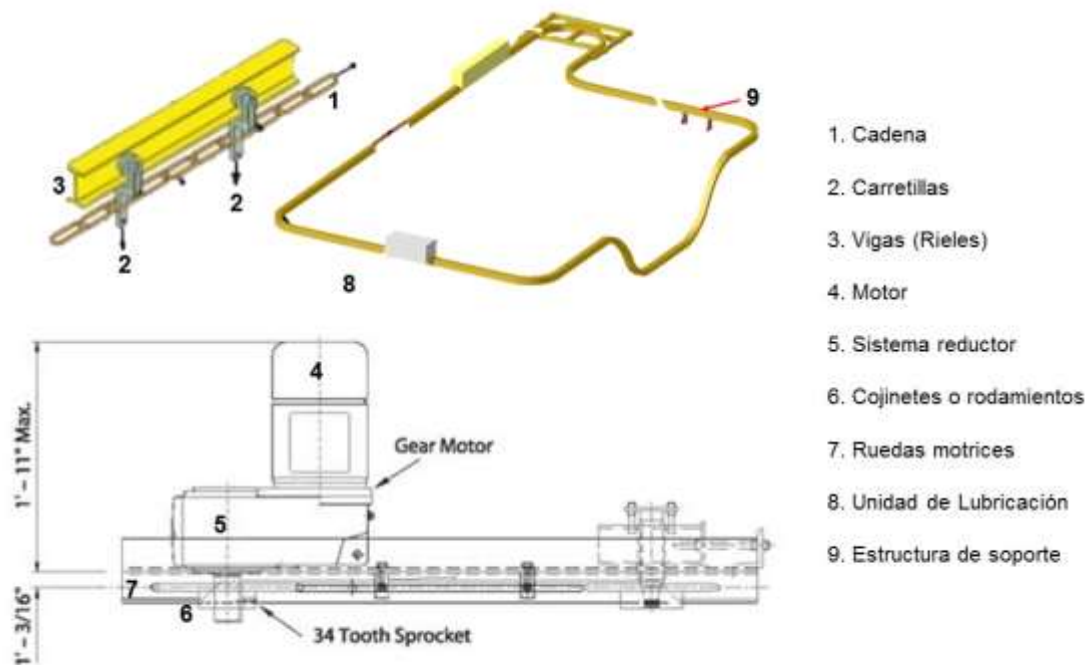


Figura 4: Partes de un transportador de cadena

Fuente: Velazquez A. (2018)

3.2.2 Cadenas transportadoras

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, centros 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

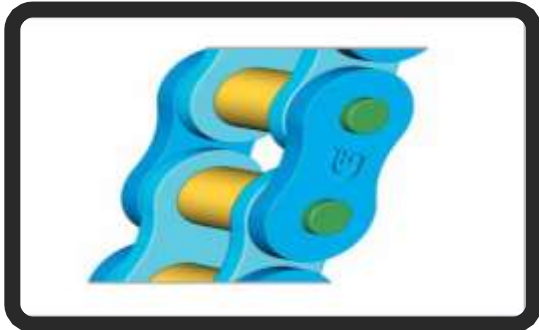
mayoría de los casos se aprovecha los tramos rectos de la cadena mientras que en las cadenas de transmisión la toma de fuerzas del sistema es por lo general otro piñón.

3.2.3.1 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).

3.2.3.2 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

3.2.3.3 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.

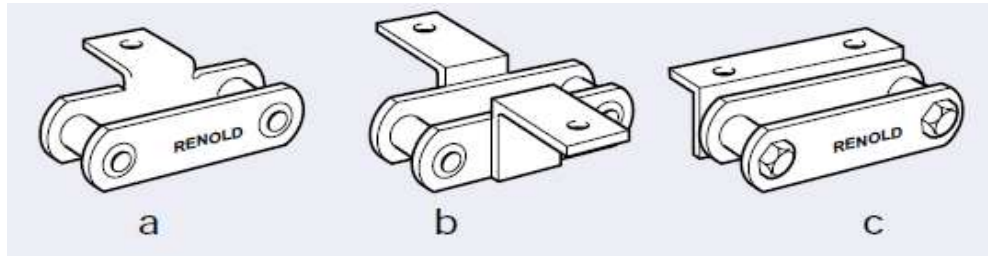


Figura 7: Accesorios tipo K. a) K1, accesorio doblado, b) K1, soldados a la placa de unión y c) K2, atornillado a través del pasador hueco.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

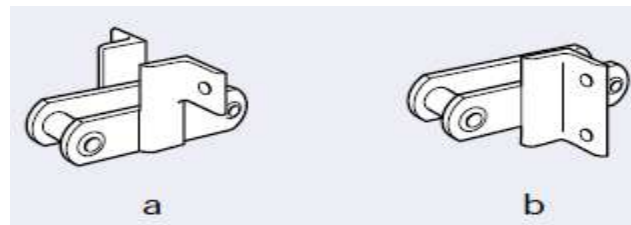


Figura 8. Accesorios tipo F. a) F1, accesorios soldados a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario y b) F2, soldadas a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

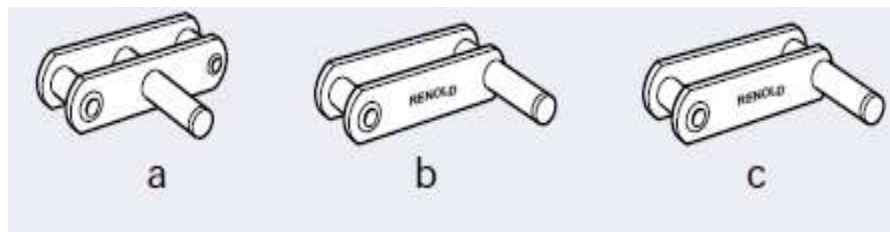


Figura 9. Pasadores de espigas y pasadores huecos extendido. a) Pasador de espiga montado a través de la conexión externa o interna, b) Pasador de espiga atornillado a través del pasador hueco y c) pasador hueco extendido.

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.

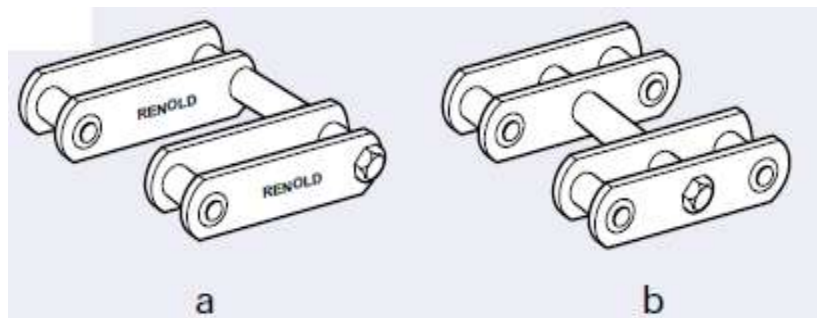


Figura 10: Barras de soporte. a) Barra de soporte atornillada a través del pasador hueco, b) Barra de soporte montada a través del eslabón externo o interno.

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.

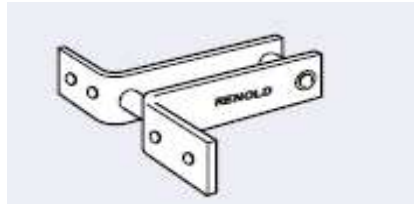


Figura 12. Accesorios tipo L. Accesorio tipo L en ambos lados del eslabón exterior.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

3.2.3.4 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)

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

3.2.3.5 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).

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

3.2.3 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, o cajas embalándose, se tiene:

$$Q = 60xn_1xV \quad \text{Ec. (2)}$$

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:

$$Q = 0,06xP_m xV \quad \text{Ec. (3)}$$

Capacidad en metro cubico por hora:

$$Q = 0,06x \frac{P_m}{\rho} xV \quad \text{Ec. (4)}$$

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

3.2.3.1 Elección del paso

La dimensión del paso viene determinada por los siguientes factores:

- Tipo de trasportador 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.

3.2.3.2 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.

3.2.3.3 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 0,60 - 1,50 m/s
- Elevadores de cangilones continuos 0,30 - 0,70 m/s
- Elevadores inclinados de cangilones 0,15 - 0,40 m/s

3.2.3.4 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 anti desgaste 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.

3.2.3.5 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 desliza sobre guías. (Ver Figura 12).

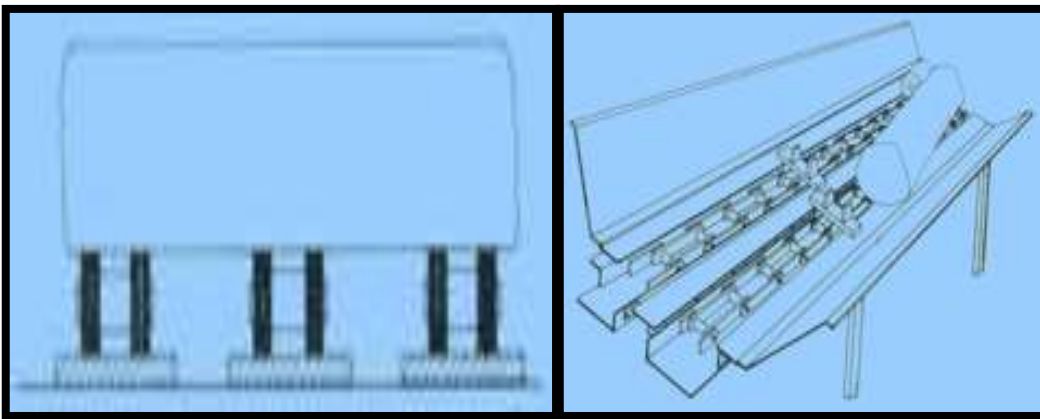


Figura 13: Tipo de transportador (tipo A).

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 13).

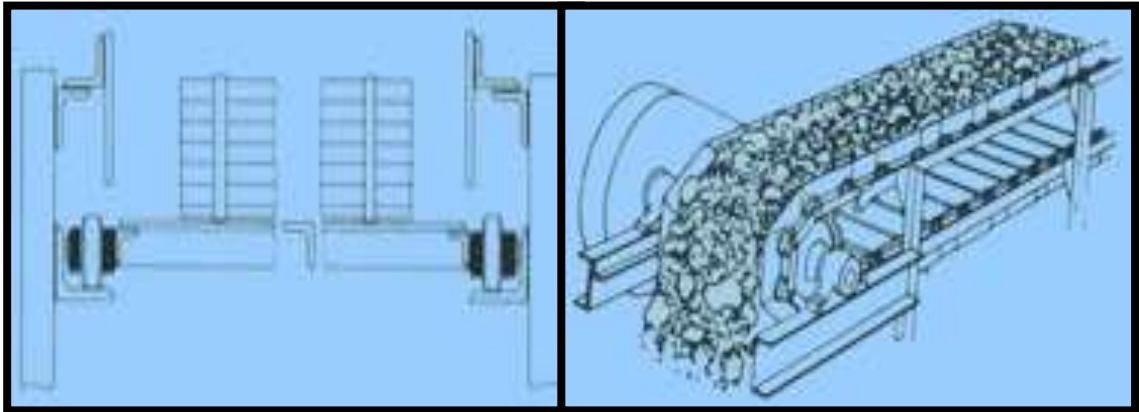


Figura 14: Tipo de transportador (tipo B).

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).

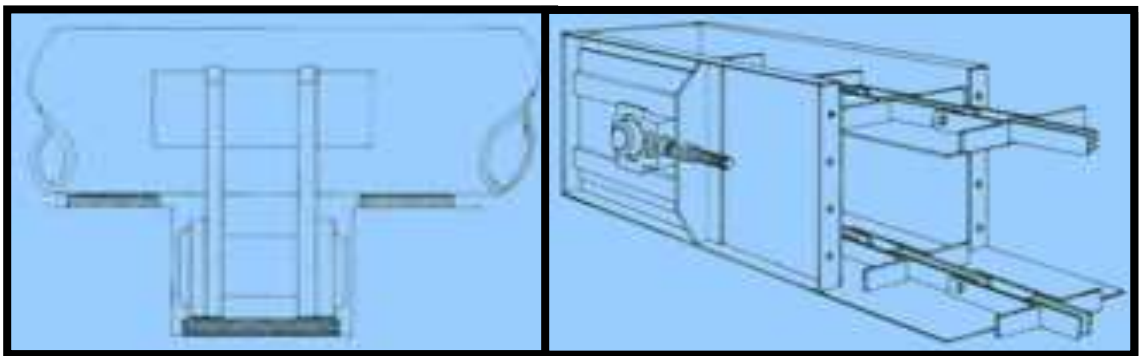


Figura 15: Tipo de transportador (tipo C).

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

3.2.3.6 Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena

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

- **Transportador horizontal**

$$F = \mu c \cdot d(2w + q) \quad \text{Ec. (5)}$$

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:

$w = 0,008 \cdot Q$ para transportadores del grupo A y B.

$w = 0,005 \cdot Q$ para transportadores del grupo C

• **Transportador inclinado:**

Si h/a es menor que μ_c (Ver Figura 15)

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

Si h/a es mayor que μ_c

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

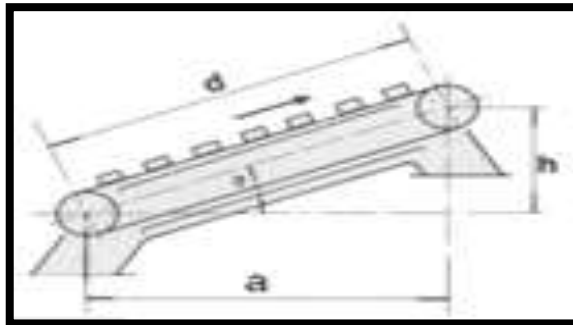


Figura 16: Transportador inclinado.

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

3.2.3.6 Transportadores del grupo "C"

Cadena arrastrando el material a transportar

• **Transportador horizontal:**

$$F = d (2 \cdot \mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) \quad \text{Ec. (8)}$$

Donde:

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

• **Transportador inclinado:**

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

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

Si h/a es mayor que μ_c

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

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
Poliámido o Polietileno A.D.	Polyamide or Polyethylene H.D.	0,15

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

3.2.3.7 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 nos servirá de base para seleccionar el tipo de cadena nos viene dado por la siguiente fórmula.

$$F_{cor} = F \cdot f_1 \cdot f_2 \quad \text{Ec. (11)}$$

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:

$$F_{cor}(\text{por cadena}) = F_{cor} \cdot f_3 \quad \text{Ec. (12)}$$

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.

$$\text{Coeficiente } f_3 = \frac{1,2}{N^\circ \text{ de Cadenas}} \quad \text{Ec. (13)}$$

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	
		hasta 2	de 2 a 10	hasta 2	de 2 a 10	hasta 2	de 2 a 10
Funcionamiento	Engrase						
	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
Funcionamiento Uti- formal (sobrecargas inferiores al 5%)	Normal	1,70	2,00	2,00	2,40	2,70	3,00
	Irregular	1,20	1,40	1,40	1,60	1,80	2,00
	Sin engrase	1,50	1,80	1,80	2,00	2,30	2,60
Funcionamiento irregu- lar (sobrecargas entre el 5% y el 20%)	Normal	2,00	2,40	2,40	2,70	3,00	3,40
	Irregular	1,40	1,60	1,60	1,80	2,00	2,20
	Sin engrase	1,80	2,00	2,00	2,30	2,60	3,00
Funcionamiento a golpes (sobrecargas entre el 20% y el 40%)	Normal	2,40	2,70	2,70	3,00	3,40	3,80
	Irregular						
	Sin engrase						

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).

3.2.3.8 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:

$$F_{cen} = \frac{w \cdot V^2}{9,81} \quad \text{Ec. (14)}$$

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 16:

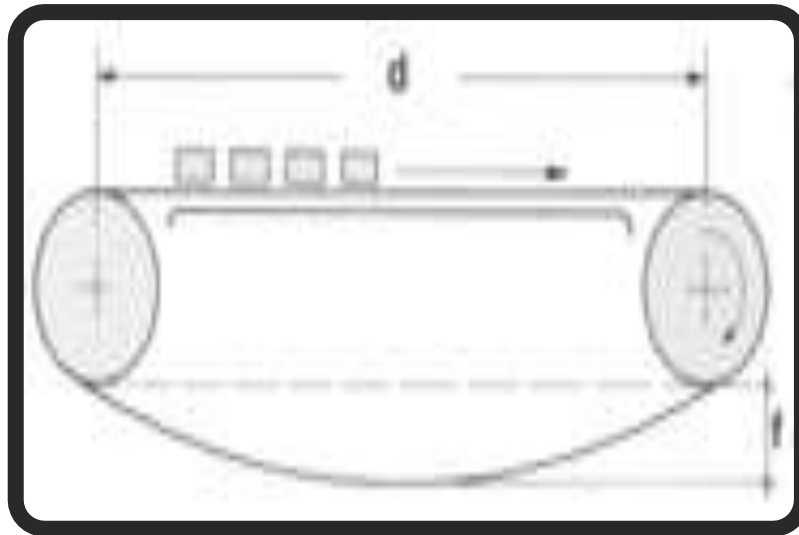


Figura 17: Transportador con curva catenaria.

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:

$$f = 0,612 VL \cdot d - d^2 \quad \text{Ec. (15)}$$

Siendo:

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

La fuerza de tracción F_{cat} producido por la "curva catenaria" se calcula como:

$$F_{cat} = \frac{d^2w}{8f} + Wf \quad \text{Ec. (16)}$$

3.2.4 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:

$$N = F * \frac{V}{100} \quad \text{Ec. (17)}$$

La velocidad del eje motriz del transportador será:

$$n = \frac{60 v}{P \cdot z} \quad \text{Ec. (18)}$$

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.

3.2.5 Longitud de la cadena

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

$$L_{cad} = 2(\text{Longitud entre centros}) + 2(\text{Longitud del arco de la rueda catalina}) \quad \text{Ec. (19)}$$

Para transporte aéreo la longitud de la cadena es equivalente a la longitud del transportador, para ello tenemos:

$$L_T = \text{Longitudes rectas} + \text{Longitud de arcos en giros horizontales} + \text{Longitud de giros verticales} \quad \text{Ec. (20)}$$

3.2.6 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 una pérdida de precisión.

- **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.

3.2.7.1 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 en 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 MoS₂ 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 anticorrosivos.

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 las 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.

3.2.7.2 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 “aerosol” 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 centrifugo, 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.

3.2.7 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.

3.2.8 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 por lo 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 utilizará 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.

3.2.9 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
	N_u	N_y	U_n	N_u
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.	7 - 9	3,5 - 5,0	10 - 13	13 - 16
Choque moderado				
Choques fuertes	10 - 15	5 - 8	15 - 20	15 - 20

Fuente: Molina (1970).

3.2.10.1 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 en el extremo cortado. Entonces se dice que el esfuerzo σ está 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.

3.2.10.2 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.
- 7.

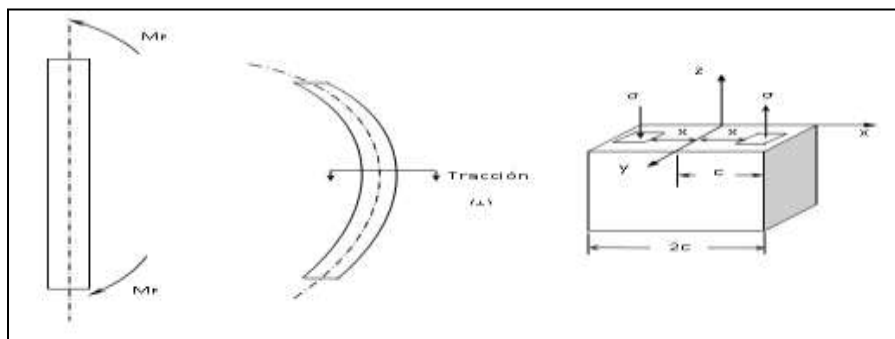


Figura 18: (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector M_F puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.

Fuente: Tassoni D. (2007).

En la Figura 18-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 18-b, permitiendo a sus distintas secciones transversales adyacentes, girar las unas respecto a las otras. La Figura 18-c, representa una vista ampliada de un corte en el medio de la Figura 18-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:

$$M_i = \int_A dM_i = \int_A x dF = \int_A x \sigma dA = \int_A x^2 \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} dA \equiv M_f \quad \text{Ec. (26)}$$

Así:

$$M_f = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} \int_A x^2 dA \quad \text{Ec. (27)}$$

Como $\int_A x^2 dA = I_y$ 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:

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

3.2.10.3 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 18 ¿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 19-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 18, 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”.

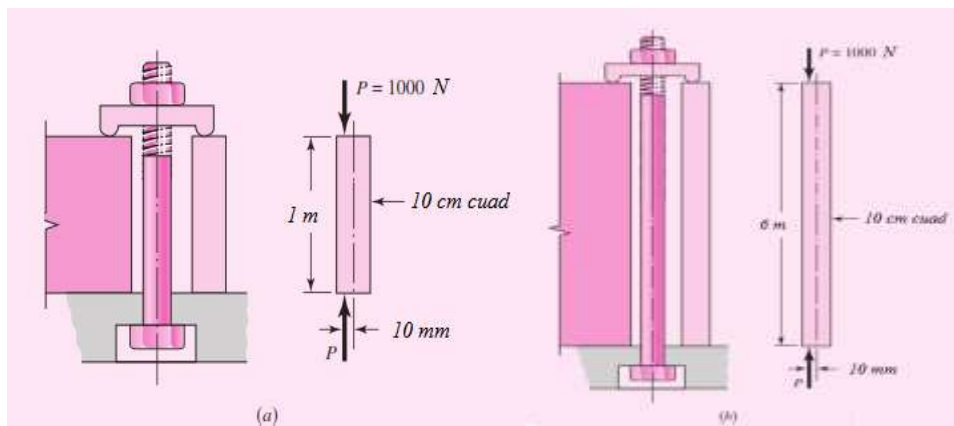


Figura 19: Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes.

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 17 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 [m⁴].

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 19, 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 19, la pieza de la Figura 20 adopta la forma de la mitad superior de la indicada en la Figura 19; prolongando idealmente la forma de la pieza con un extremo empotrado y el otro libre, como se indica en trazos negros en la Figura 21.

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:

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

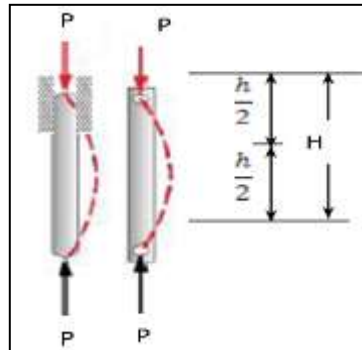


Figura 20: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2007).

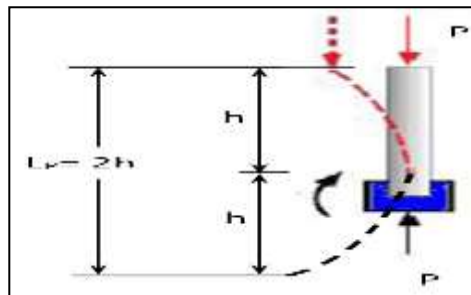


Figura 21: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

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 22; en 22-a se tiene una pieza con ambos extremos empotrados:

geométricamente se obtiene que su longitud de pandeo L_P es igual a $h / 2$; para esta pieza la expresión (30) resulta:

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

La pieza representada en la figura 21-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:

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

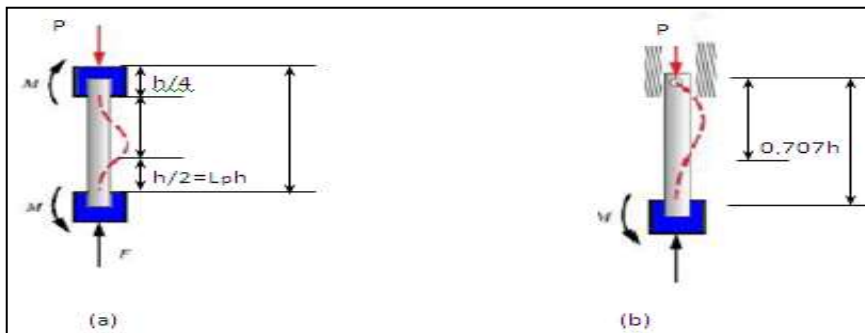


Figura 22: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P ; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

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 21, Ecuación 29).

$n = 1/4$ Con un extremo empotrado y el otro libre (caso de la Figura 21, Ecuación 30).

$n = 2$ Con un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente (guiado). (Caso de la Figura. 23-b, Ecuación 30c).

$n = 4$ Con extremos empotrados (caso de la Figura 23-a Ecuación 30-b).

Como se debe diseñar elementos de máquina, se considera la falla, es decir, se añade un factor de seguridad N y $P_{cr} = NP$, siendo P la carga que debe soportar la pieza.

Como se observa en la Figura 23, 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:

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{Ycomp} - \left(\frac{S_{Ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R}\right)^2 \quad \text{Ec. (32)}$$

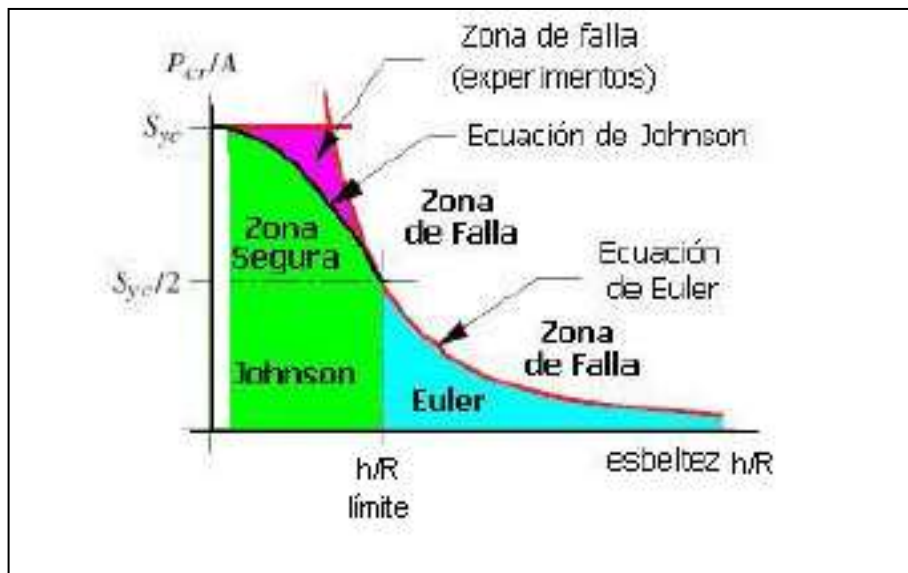


Figura 23. Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión.

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 $\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_{ycomp}}{2}$. Entonces se obtiene:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{(h/R)^2} = S_{ycomp} - \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R}\right)^2$$

Y realizando los cambios de variables:

$$b = S_{ycomp}; \quad a = \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE}; \quad x = \frac{h}{R} \quad y \quad n\pi^2 E = c$$

Sustituyendo se obtiene:

$$b - ax = \frac{c}{x}$$

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:

$$x = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{S_{ycomp} \pm \sqrt{(S_{ycomp})^2 - 4 \frac{S_{ycomp}^2 \pi^2 nE}{4\pi^2 nE}}}{2 \frac{(S_{ycomp})^2}{4\pi^2 nE}} = \frac{2\pi^2 nE}{S_{ycomp}}$$

Finalmente:

$$x = \frac{2\pi^2 nE}{S_{ycomp}}$$

Siendo $x = \left(\frac{h}{R}\right)^2$ se obtiene:

$$\left.\frac{h}{R}\right|_{\text{Limite}} = \sqrt{x} = \pi \sqrt{\frac{2nE}{S_{ycomp}}} \quad \text{Ec. (33)}$$

Este es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de EULER y de JOHNSON, son tangentes en el punto $\frac{P}{A} = \frac{S_{ycomp}}{2}$, 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.

3.2.10.4 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 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.

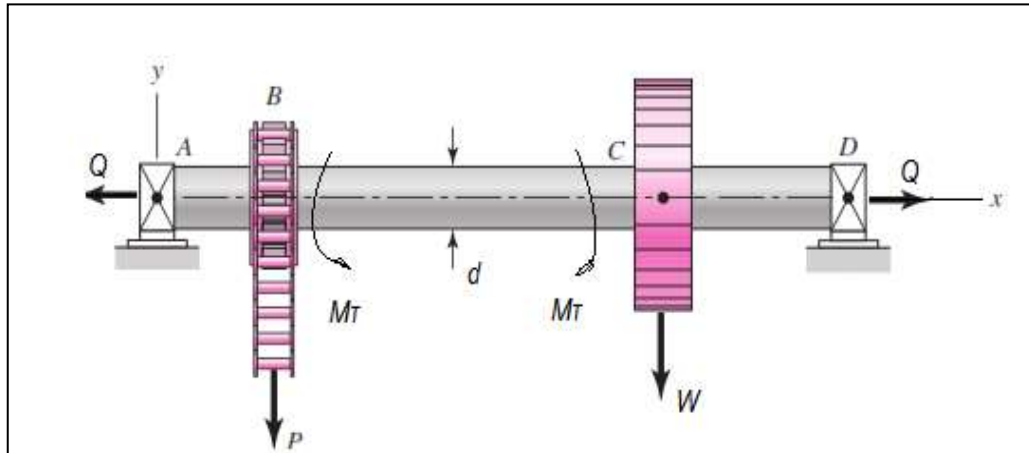


Figura 24. Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.

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 24-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 24-b). Esto significa que se puede ir variando el ángulo de corte θ , hasta conseguir el valor de las tensiones principales σ y τ 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 25, 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 τ_x , y, de σ_y con τ_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 25. Siguiendo la nomenclatura de la Figura 25, se pueden indicar los valores numéricos de las magnitudes utilizadas en dicha figura:

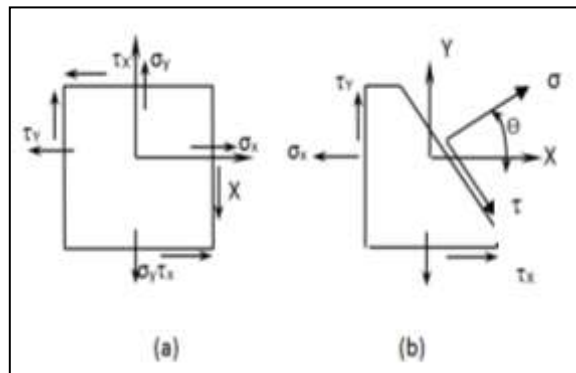


Figura 25. (a) Volumen Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

$$A = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

El Radio del círculo es igual a:

$$R = \sqrt{A^2 + \tau_x^2}$$

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

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad \text{Ec. (34)}$$

Designando, ahora, al segmento \overline{OC} de la Figura 25 por la letra **B** se puede escribir:

$$B = \sigma_x - A = \sigma_x - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

De esta última expresión y considerando la geometría de la Figura 25, resulta

$$\sigma_1 = B + R \quad \text{y} \quad \sigma_2 = B - R$$

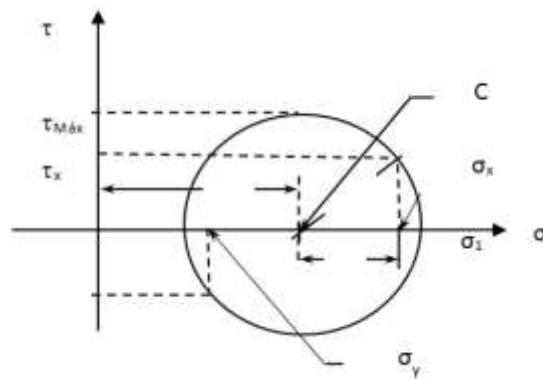


Figura 26: Diagrama del círculo de Mohr.

Fuente: Tassoni D. (2007).

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad \text{Ec. (35)}$$

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

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

Pero atención con τ_{\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 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z=0$ y $\tau_x = \tau_y$) tal y como se observa en la figura 26.

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

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 26, 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 26.

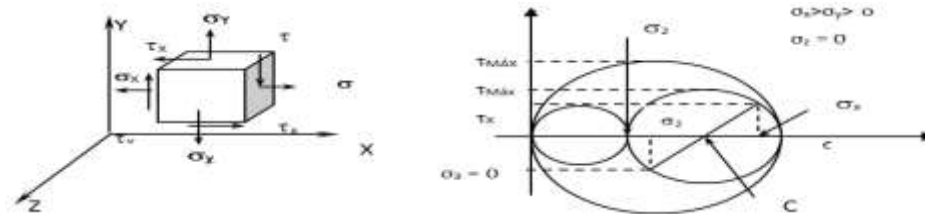


Figura 27: Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.

Fuente: Tassoni D. (2007).

3.2.10.5 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 $\sigma \leq S_Y$ y

$\tau \leq S_{ycorte}$, 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.

a) Tresca: Teoría de la tensión de Corte Máxima

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 obtuvo σ_1 y σ_2 para un estado bidimensional de tensiones, se puede obtener, para un estado más complejo de tensiones, tal como es el tridimensional, los siguientes valores:

$$\tau_1 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}, \quad \tau_2 = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}, \quad \tau_3 = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad \text{Ec. (38)}$$

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de τ_i (sea ésta $\tau_{i,MAX}$) representados en las expresiones indicadas en (38), se iguale 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, bronce, aluminio y aceros laminados y recocidos).

b) Von Mises – Henchy

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:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2S_y^2 \quad \text{Ec. (41)}$$

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:

$$\begin{aligned} 2S_y^2 &= (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2 \\ 2S_y^2 &= \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2 = 2\sigma_1^2 + 2\sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2 \\ S_y^2 &= \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 \end{aligned} \quad \text{Ec. (42)}$$

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 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.

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

3.2.10 Carriles

Son una serie de acoples soportados desde o dentro de un carril o pista superior y conectados por un medio a un propulsor sin fin, tal como una cadena, un cable u otro enlace, con cargas normalmente suspendidas de la carretilla. Este tipo de transportadores pueden estar diseñados para operaciones de un solo o múltiples planos dependiendo de la carga, el ciclo de trabajo, el entorno y el diseño del fabricante.

3.2.11.1 Rieles

Rieles Cerrados

Transportador de cadena compacto, de capacidad media, utiliza vigas cerradas que protegen la estructura y guían el recorrido del transportador, permiten la máxima flexibilidad de transporte en espacios pequeños. Diseñados para manejar cargas de hasta 55 libras (25 kg) por gancho cada 6 pulgadas. Su capacidad de carga puede aumentarse con el acoplamiento de barras de carga entre colgantes

- **Rieles Abiertos - Semi-Abiertos**

Este tipo de pistas utilizan perfiles abiertos o semi abiertos, para todas las configuraciones de carretillas. Los transportadores de Viga I han aportado un considerable aumento de eficiencia a las líneas de producción, siendo estos los más usados por las industrias automovilísticas. Este equipo proporciona “el costo por libra

en capacidad de carga” más bajo de entre todos los transportadores aéreos. (Ver figura 27).



Figura 28: Tipos de Rieles

Fuente: Catalogo Sdi Conveyors & Material Handling

3.2.11.2 Estructura de Soporte

Las instalaciones de los sistemas de transportadores aéreos suelen variar dependiendo de varios parámetros. Las cargas ligeras se pueden soportar desde el edificio y las cargas más pesadas con un tirón de cadena mayor pueden requerir un sistema soportado por con columnas estructurales y miembros de soporte.

Los elementos de cabecera y los conjuntos de suspensión pueden ser una conexión atornillada o soldada. Los miembros de soporte del transportador nunca deben ser soldados al acero del edificio. Se debe usar una abrazadera de capacidad suficiente para conectar los miembros de soporte al acero del edificio. El diseño del acero de soporte ya sea de construcción o de piso soportado, ha sido estandarizado para la mayoría de

las condiciones por la industria. Es importante recordar que la capacidad de carga del sistema transportador es tan fuerte como los miembros que soportan el transportador.

Al instalar un sistema transportador, es importante que el carril esté alineado en los planos horizontal y vertical. La pista debe ser lo más recta posible para reducir la fricción innecesaria causada por el roce de las ruedas del carro contra la banda de la viga. El refuerzo diagonal y de balanceo es importante para reducir cualquier movimiento no deseado en el sistema transportador mientras esté en funcionamiento.

3.2.11 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.

3.2.12.1 Potencia transmitida

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

$$Potencia = Fuerza * Velocidad \quad Ec. (45)$$

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

$$P = T \cdot \omega \quad Ec. (46)$$

Siendo ω 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,

$$P = \frac{T \cdot n}{60/2\pi} \cong \frac{T \cdot n}{9,55} \quad Ec. (47)$$

Donde:

P , es la potencia motora, en W ;

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

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

3.2.12.2 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.

3.2.12.3 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.

3.2.12.4 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.

3.2.12.5 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.

3.2.12.6 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:

$$W_t = \frac{T}{D/2} \quad \text{Ec. (48)}$$

Siendo:

T: Torque

D: Diámetro de la polea

3.2.12.7 Ruedas catalinas o poleas de cadena

La Figura 28 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 49.

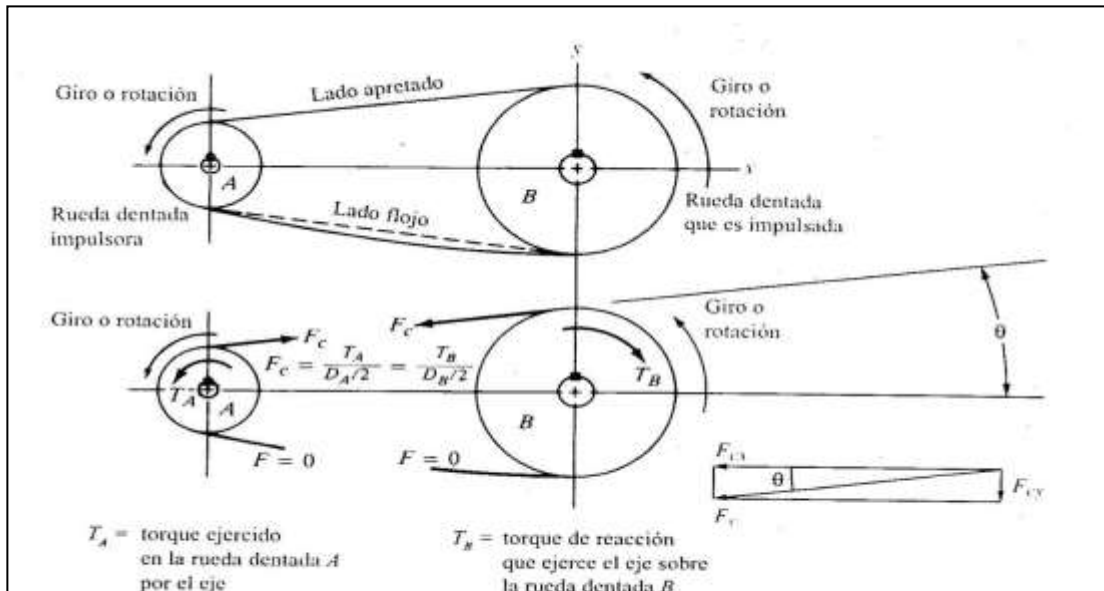


Figura 29: Fuerzas en ruedas dentadas de cadenas.

Fuente: Pizzella. Elementos II. (2017).

3.2.12.8 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 K_t**

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 31). 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:

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

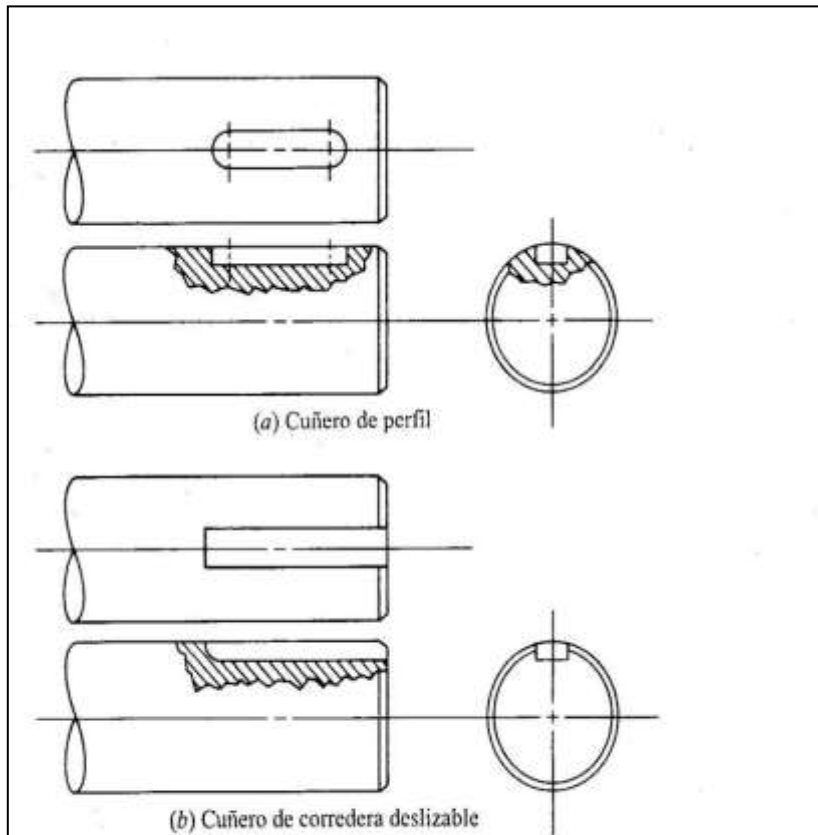


Figura 30: Tipos de cuñeros.
Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

- **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:

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

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

- **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 $Kt = 3,0$ 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.

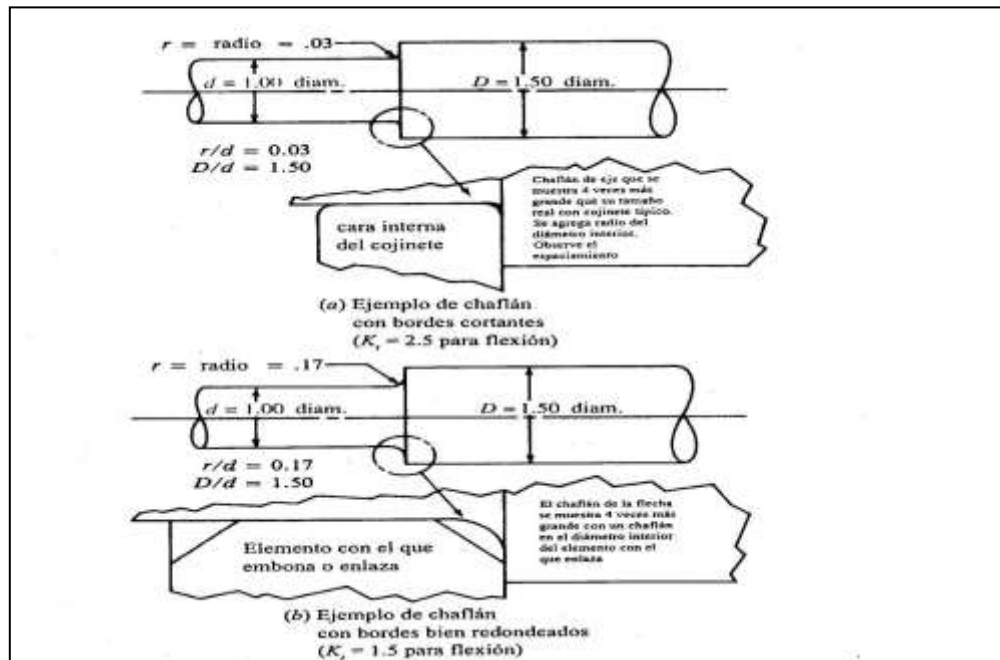


Figura 31: Tipos de chaflanes.

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

3.2.12.9 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:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 * S_y}{N} \quad \text{Ec. (49)}$$

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:

$$S_n = C_b * C_s * C_r * C_o * S'_n \quad \text{Ec. (50)}$$

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.

Cs: es el Factor de Corrección por Superficie y depende de cómo será fabricado el eje.
Ver Figura 31.

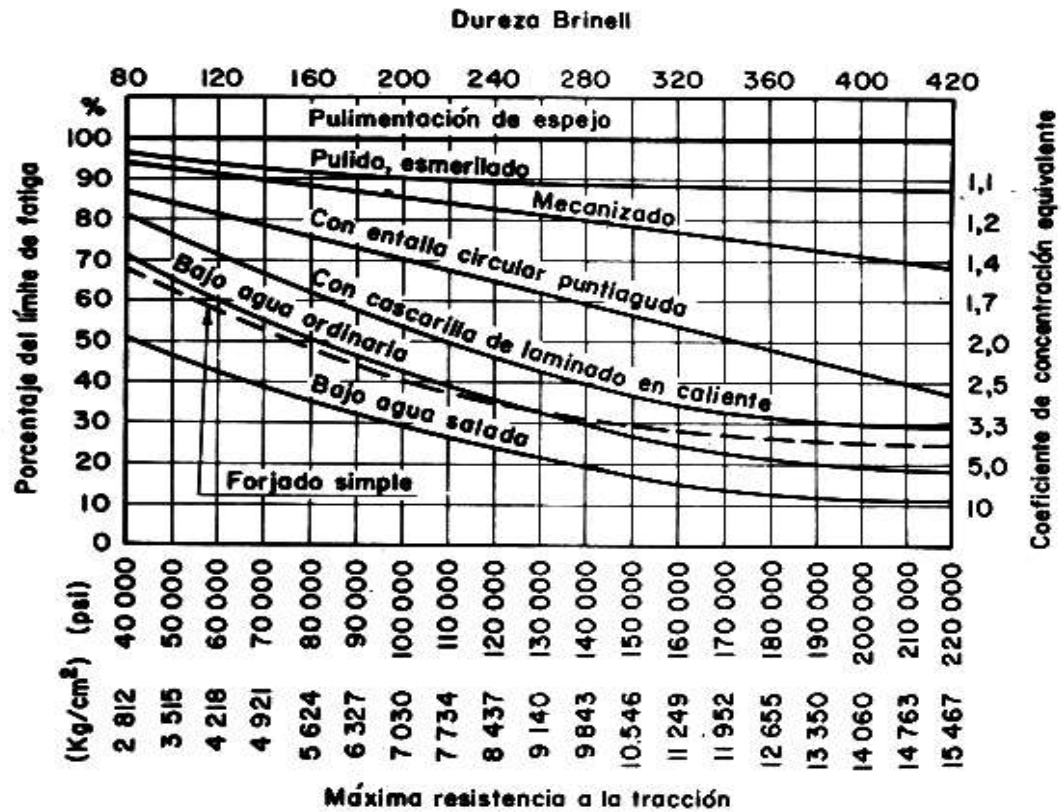


Figura 32: Gráfica para obtener Cs.

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:

$$C_r = 1 - A * B \quad \text{Ec. (51)}$$

Donde A: 0,076 para aceros y B (Rata de supervivencia) viene dado por la Tabla 10.

Tabla 10: Valores de B para el cálculo de C_r .

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.

3.2.12.10 Diámetro del eje

De lo anteriormente expuesto, se tiene que el diámetro del eje vendrá dado por la ecuación (52), 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).

$$D = \left[\left(\frac{32 * N}{\pi} \right) * \sqrt{\left(\frac{Kt * Mf}{Sn} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Mt}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (52)}$$

Donde:

Mf: Momento flector

Mt: Momento Torsor

3.2.12 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.

3.2.13.1 Clasificación de los 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:

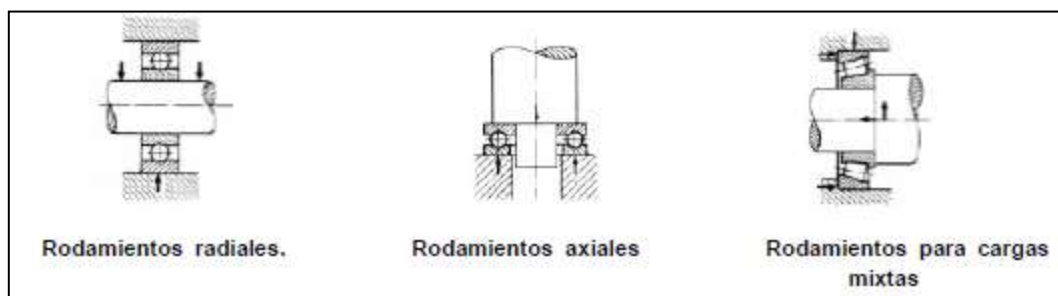


Figura 33: Tipos de rodamientos.
Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

- **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.

3.2.13.2 Vida útil de un rodamiento

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{Ld}{10^6} = \frac{C^a}{Fd} \quad \text{Ec. (53)}$$

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

$$C = Fd * \left(\frac{Ld}{10^6}\right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec. (54)}$$

Tabla 11: 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:

$$Ld = h * rpm * 60(\text{min/h}) \quad \text{Ec. (55)}$$

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 (55), encontrando la capacidad básica de carga, y con el diámetro del eje se puede hacer la escogencia del rodamiento.

Tabla 12: 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- Baumeister (1986)

3.2.13 Motores Eléctricos

3.2.14.1 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.

3.2.14.2 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.

3.2.14.3 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.

3.2.14.4 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.

3.2.14.5 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 con la secuencia de Trifases.
- Para motores de a.c. es necesario invertir los contactos del par de arranque.

3.2.14.6 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.

3.2.14.7 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.

- **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 una 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 $98^{(\#etapas)}$; 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 de 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.

- **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"

3.2.14 Procesos de control automáticos

El control automático de procesos es una de las disciplinas que se ha desarrollado a una velocidad vertiginosa, dando las bases a lo que hoy algunos autores llaman la segunda revolución industrial. El uso intensivo de las técnicas del control automático de procesos tiene como origen la evolución y tecnificación de las tecnologías de medición y control aplicadas al ambiente industrial. Su estudio y aplicación ha contribuido al reconocimiento universal de sus ventajas y beneficios asociados al

ámbito industrial, que es donde tiene una de sus mayores aplicaciones debido a la necesidad de controlar un gran número de variables, sumado esto a la creciente complejidad de los sistemas. El control automático de procesos se usa fundamentalmente porque reduce el costo asociado a la generación de bienes y servicios, incrementa la calidad y volúmenes de producción de una planta industrial entre otros beneficios asociados con su aplicación.

La eliminación de errores y un aumento en la seguridad de los procesos es otra contribución del uso y aplicación de esta técnica de control. En este punto es importante destacar que anterior a la aplicación masiva de las técnicas de control automático en la industria, era el hombre el que aplicaba sus capacidades de cálculo e incluso su fuerza física para la ejecución del control de un proceso o máquina asociada a la producción. En la actualidad, gracias al desarrollo y aplicación de las técnicas modernas de control, un gran número de tareas y cálculos asociados a la manipulación de las variables ha sido delegado a computadoras, controladores y accionamientos especializados para el logro de los requerimientos del sistema.

3.2.15.1 Principio de funcionamiento

El principio de todo sistema de control automático es la aplicación del concepto de realimentación o feedback (medición tomada desde el proceso que entrega información del estado actual de la variable que se desea controlar) cuya característica especial es la de mantener al controlador central informado del estado de las variables para generar acciones correctivas cuando así sea necesario.

3.2.15.2 PLC

Según lo define la Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos de los Estados Unidos un PLC – Programable Logic Controller (Controlador Lógico Programable) es un dispositivo digital electrónico con una memoria programable para el almacenamiento de instrucciones, permitiendo la implementación de funciones específicas como ser: lógicas, secuenciales, temporizadas, de conteo y aritméticas; con el objeto de controlar máquinas y procesos. También se puede definir como un equipo electrónico, el cual realiza la ejecución de un programa de forma cíclica. La ejecución

del programa puede ser interrumpida momentáneamente para realizar otras tareas consideradas más prioritarias, pero el aspecto más importante es la garantía de ejecución completa del programa principal. Estos controladores son utilizados en ambientes industriales donde la decisión y la acción deben ser tomadas en forma muy rápida, para responder en tiempo real. Los PLC son utilizados donde se requieran tanto controles lógicos como secuenciales o ambos a la vez.

- **Campos de aplicación**

El PLC por sus especiales características de diseño tiene un campo de aplicación muy extenso. La constante evolución del hardware y software amplía constantemente este campo, para poder satisfacer las necesidades que se detectan en el espectro de sus posibilidades reales.

Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario un proceso de maniobra, control y señalización. Por tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industriales de cualquier tipo a transformaciones industriales, o control de instalaciones, entre otras. Sus reducidas dimensiones, la extremada facilidad de su montaje, la posibilidad de almacenar los programas para su posterior y rápida utilización, la modificación o alteración de los mismos, hace que su eficacia se aprecie principalmente en procesos en que se producen necesidades tales como:

- ❖ Espacio reducido
- ❖ Procesos de producción periódicamente cambiantes
- ❖ Procesos secuenciales
- ❖ Maquinaria de procesos variables
- ❖ Instalaciones de procesos complejos y amplios
- ❖ Chequeo de programación centralizada de las partes del proceso

- **Ventajas e inconvenientes**

- ❖ **Ventajas**

- Menor tiempo empleado en la elaboración de proyectos, debido a que no es necesario dibujar previamente el esquema de contactos, es preciso simplificar las ecuaciones lógicas, ya que por lo general la capacidad de almacenamiento del módulo de memoria es lo suficientemente grande.
- La lista de materiales queda sensiblemente reducida, y al elaborar el presupuesto correspondiente eliminaremos parte del problema que supone el contar con diferentes proveedores, distintos plazos de entrega.
- Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
- Mínimo espacio del tablero donde se instala el autómata programable.
- Menor costo de mano de obra de la instalación.
- Economía de mantenimiento. Además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles, los mismos autómatas pueden indicar y detectar averías.

❖ **Inconvenientes**

Como inconvenientes podríamos hablar, en primer lugar, de que hace falta un programador, lo que obliga a adiestrar a uno de los técnicos en tal sentido. Esta capacitación puede ser tomada en distintos cursos, inclusive en universidades.

• **Definición y descripción de los componentes de la estructura básica de un PLC**

❖ **Procesador:** es el “cerebro” del PLC, el responsable de la ejecución del programa desarrollado por el usuario.

❖ **Tareas Principales:** Ejecutar el programa realizado por el usuario. • Administración de la comunicación entre el dispositivo de programación y la memoria, y entre el microprocesador y los bornes de entrada/ salida. • Ejecutar los programas de autodiagnósticos.

Memoria: Los PLC tienen que ser capaces de almacenar y retirar información, para ello cuentan con memorias. Las memorias son miles de cientos de localizaciones donde la información puede ser almacenada. Estas localizaciones están muy bien organizadas. En las memorias el PLC debe ser capaz de almacenar:

❖ **Datos del Proceso:** Señales de entradas y salidas, Variables internas, de bit y de palabra, Datos alfanuméricos y constantes.

❖ **Datos de Control:** Instrucciones de usuario, programa, Configuración del autómata. Tanto el sistema operativo como el programa de aplicación, las tablas o registros de entradas/ salidas y los registros de variables o bits internos están asociados a distintos tipos de memoria. La capacidad de almacenamiento de una memoria suele cuantificarse en bits, bytes (grupo de 8 bits), o words (grupo de 16 bits).

- **Funcionamiento**

En la mayoría de los PLC (Autómata Programable o Controladores Lógicos Programables) el funcionamiento es de tipo cíclico y secuencial, es decir, que las operaciones tienen lugar una tras otra, y se van repitiendo continuamente mientras el autómata está bajo tensión.

1. *Tiempo de Barrido o Scan Time:* Es el tiempo que demanda al PLC completar un ciclo. A cada ciclo de tareas se lo denomina Barrido o Scan. Una típica secuencia se detalla a continuación:

2. *Autodiagnóstico:* El autodiagnóstico se realiza cuando el PLC es conectado a tensión y es una verificación de todos sus circuitos. Si existiera algún problema el PLC emitiría alguna señal luminosa indicando el tipo de error que ha detectado.

3. *Lectura del registro de entradas y creación de una imagen de las entradas en la memoria:* El PLC revisa cada entrada para determinar si está encendida o apagada (entrada binaria o de dos estados) Revisa las entradas desde la primera a la última, graba estos estados en la memoria creando la imagen de las entradas para ser utilizada en el paso siguiente.

4. *Lectura y ejecución del programa:* Acudiendo a la imagen de las entradas y salidas en memoria, la CPU ejecuta el programa realizado por el usuario. La ejecución del programa se realiza instrucción por instrucción y en el orden en que se determinó. Como ya se ha revisado el estado de las entradas, el programa puede tomar decisiones basado en los valores que fueron guardados. Las decisiones que toma el programa, en

última instancia, corresponden a los valores que van a tomar cada una de las salidas, estos valores son almacenados en registros para ser utilizados en la etapa final.

Atención de las comunicaciones.

Actualización del registro de salidas: renovación de todas las salidas, en forma simultánea, en función de la imagen de las mismas, obtenidas al final de la ejecución del programa. (Ver figura 33).

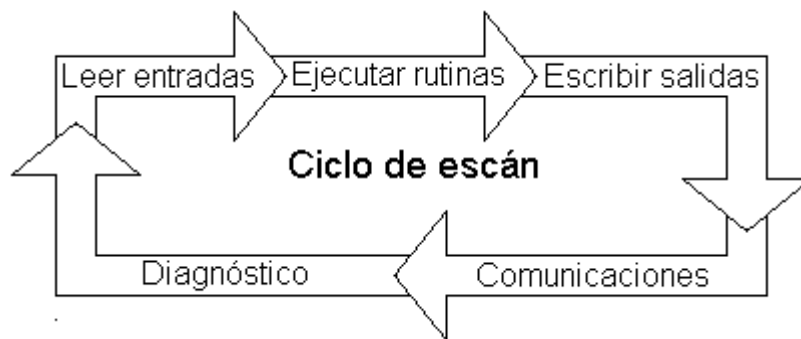


Figura 34: Ciclo de funcionamiento de un PLC.

Fuente: Control Real (2015)

- **Ciclo de funcionamiento**

Existen dos posibilidades en cuanto al ciclo de ejecución, que el autómata esté en 1. RUN o en STOP. En cada uno de estos casos el autómata se comporta de la siguiente manera:

2. Autómata en RUN: El procesador ejecuta el tratamiento interno, la confirmación de entradas, el tratamiento del programa y la actualización de las salidas.

3. Autómata en STOP: En este caso no se ejecuta el tratamiento del programa. En la mayoría de los PLC existe un indicador luminoso en la parte frontal con la leyenda de RUN, que nos muestra cuando el microprocesador está ejecutando el programa. Cuando este indicador se encuentra en apagado el controlador no está ejecutando el programa o bien se encuentra en modo Stop. Otro indicador luminoso, con la leyenda de ERROR, nos muestra cuando se ha encontrado una falla en la etapa de

autodiagnóstico. En la mayoría de los casos cuando se detecta un error se detiene automáticamente la ejecución del programa.

3.3 Definición de términos básicos

- **Árbol:** Elemento dinámico de sección circular que transmite un par motor mediante los órganos mecánicos que lleva montado solidariamente, girando apoyado en unos soportes
- **Cadenas de transmisión:** Una cadena de transmisión es aquella que se utiliza para transmitir el movimiento de un mecanismo a otro o de un pedal a las ruedas. Por eso mismo, las cadenas de transmisión se utilizan en distintos vehículos.
- **Cadenas:** El término cadena proviene del latín *catēna* y hace mención a una serie de diversos eslabones que se encuentran enlazados entre sí. Estos eslabones pueden ser de distintos materiales, como la plata, el hierro y otros.
- **Diseño:** es formular un plan para la satisfacción de una necesidad específica o resolver un problema.
- **Ejes:** un [eje](#) es un elemento con geometría fundamentalmente [axisimétrica](#), que se emplea como soporte de piezas giratorias pero no transmite ningún esfuerzo de [torsión](#), a diferencia del [árbol de transmisión](#).
- **Lubricación:** es la acción de colocarle algún tipo de lubricante a un elemento en la mayoría de los casos mecánico.
- **Motor:** Un motor es la parte de una máquina capaz de transformar algún tipo de energía ([eléctrica](#), de [combustibles](#) fósiles, etc.), en [energía mecánica](#) capaz de realizar un [trabajo](#).
- **Optimización:** consiste en mejorar el rendimiento de algo.
- **Paletas:** son dispositivos de madera utilizados para almacenar productos.
- **Paletizador:** es un equipo mecánico-electrónico utilizado para armar o llenar las paletas de cualquier producto.
- **Piñón:** se denomina piñón a la rueda de un mecanismo de [cremallera](#) o a la rueda más pequeña de un par de ruedas dentadas, ya sea en una [transmisión](#) por [engranaje](#),

[cadena de transmisión](#) o [correa de transmisión](#). También se denomina piñón tensor a la rueda dentada destinada a tensar una cadena o una correa dentada de una transmisión.

- **Potencia:** Es la cantidad de trabajo efectuado por unidad de tiempo.
- **Procesos:** son un conjunto de actividades o eventos que se realizan o suceden para llegar a un fin específico.
- **Reductor de Velocidades:** es un dispositivo mecánico que se encarga de reducir la velocidad de giro producida por el motor.
- **Rodamientos o cojinetes:** son elementos mecánicos encargados de disminuir la fricción entre el eje y los elementos que lo acompañan.
- **Rueda dentada:** Se denomina engranaje o ruedas dentadas al [mecanismo](#) utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una [máquina](#).
- **Torque:** es la cantidad de fuerza que producen los cuerpos en rotación.

CAPÍTULO IV

FASES METODOLOGICAS

4.1 Fases metodológicas.

Fase I: Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Chrysler de Venezuela para el suministro de motores a la estación de ensamble 00.

Haciendo uso de los instrumentos definidos anteriormente, se recolectará y definirá la forma de presentación de la información. Los datos obtenidos por observación directa serán presentados en un informe, el cual se limitará, únicamente, a establecer las características físicas, funcionales. Tomando en cuenta la definición o la regla dada por UPEL. (1992:7), “El proyecto factible consiste en la elaboración de un modelo operativo viable, o una solución posible a un problema de tipo práctico para satisfacer las necesidades de una institución o grupo social”, Se realizó un recorrido por la línea 00 de ensamble de motores.

Fase II: Establecer consideraciones y parámetros para la elaboración de la propuesta de optimización del sistema de automatización del proceso.

Para la propuesta de soluciones se realizará una reunión con el departamento de procesos de manufactura en conjunto con el departamento de ingeniería de procesos con el fin de delimitar las características que debe cumplir el diseño, también se dio a entender las posibles soluciones reflejadas resaltando las más viables con el fin de tener una base fundamental generando una lluvia de ideas ampliando el proceso creativo para formar la mejor solución.

Criterio de evaluación y escogencia de la propuesta:

A) Diseño: Como resultado de la aplicación de esta fase se obtendrá el conocimiento necesario para diagnosticar las necesidades y deficiencias existentes en el proceso

productivo en la línea de producción, permitiendo al autor cumplir con los objetivos planteados y así buscar mejores alternativas para la mejora del desempeño de esta área de producción. El diseño debe tener una posición de operación tal que el operador no sufra lesiones físicas producidas por el peso de dicha unidad y por la fuerza ejercida sobre ella al transportarla hacia la otra línea de producción.

B) Materiales: Los materiales a utilizar para su fabricación deben ser los más apropiados para que puedan soportar las cargas que exige la operación. Y que en su mayoría se puedan encontrar dentro de la empresa para minimizar los gastos de fabricación.

Diseño estructural de la propuesta:

El diseño, las partes y piezas que en su principio conforman la automatización, así como también su funcionamiento. Se debe mencionar que en este capítulo no se diseñaron las dimensiones espaciales de algunas piezas que tiene dicha herramienta debido a que estas son sumamente importantes y dependerán de los cálculos de los esfuerzos presentes.

Cálculo de los elementos constitutivos del diseño:

Se utilizarán herramientas matemáticas como las de diseño de elementos de máquinas para hacer un estudio de los esfuerzos que debe soportar, donde también juega un papel importante la resistencia de materiales. Y haciendo el uso de las herramientas tecnológicas que brindan una gran ventaja a la hora de diseñar como son los programas de diseño asistido por computadora se logró a la mejor solución.

FASE III: Elaborar una propuesta para la reconfiguración de la línea de ensamble 00.

Al realizar la evaluación del área es evidente para el autor que la realización de un diseño de un sistema de suministro de motores que solucione la problemática encontrada en la Fase I se realizó con la elaboración de la posible solución para la automatización de la estación en el área ya estudiada, las cuales posteriormente fueron evaluadas mediante el análisis cuantitativo y cualitativo de los criterios de diseño

escogidos producto de la evaluación del área en la Fase I. Esta propuesta es para la reconfiguración y automatización del área para el mejoramiento del sistema de suministro diseñado.

FASE IV: Diseñar la propuesta.

Partiendo con base en la propuesta de reconfiguración y automatización realizada en la Fase III, se dispone a realizar los cálculos necesarios, elección de los materiales y diseño de cada uno de los elementos de máquinas que componen el transportador. Estos elementos deben ser de fácil obtención y sustitución y cumplir con los altos estándares de calidad, que la empresa FCA L.L.C. demanda.

FASE V: Realizar un estudio de factibilidad técnico-económica de la propuesta.

A todo proyecto se debe realizar un análisis de factibilidad para conocer los costos, beneficios y el grado de aceptación que la propuesta genera a la empresa. Este análisis permite determinar qué posibilidades se tienen para su fabricación y su puesta en marcha. Con esto, nos aseguramos de que la empresa tenga la disponibilidad de financiamiento necesario para invertir en el desarrollo del proyecto. Para que un proyecto sea factible, debe probar que sus costos son menores a los beneficios obtenidos y el tiempo necesario para recuperar el capital invertido en el mis

CAPITULO V

RESULTADOS

5.1 Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Chrysler de Venezuela para el suministro de motores a la estación de ensamble 00.

Para evaluar correctamente el procedimiento antes descrito, se realizaron una serie de inspecciones al área afectada en plena producción de vehículos, la cual, permitió la sinterización de cada una de las fases de transporte que se realizaban en el suministro estudiado.

5.1.1 La Recepción

Los materiales necesarios para las operaciones en la estación MT-00 Son suministradas a las áreas antes descritas mediante los sistemas JIT4 Y JIS2 a los dispositivos de suministro ubicados en línea ver Figura 34.



Figura 35: Layout área de recepción y depósito de materiales en la estación MT-00.

Fuente: Velazquez A (2018)

5.1.2 Sub-Ensamble (Estación 00)

Los motores son previamente subensamblados en la estación MT-00, contienen los materiales descritos a continuación en la tabla 12:

Tabla13: Bill de materiales utilizados en la estación MT- OO

Numero de Pieza	Descripción	Modelo	Uso por unidad	Línea de alimentación
68162552AB	Bandeja del alternador y compresor	VB4/VB2	1	MT-00
68162586AA	Soporte base de motor izquierdo	VB4/VB2	1	MT-00
68162597AA	Guardapolvo de transmisión (superior)	VB4/VB2	1	MT-00
68162741AA	Tubería de purga del canister	VB4/VB2	1	MT-00
52108722AA	Aislante del transfer	W2	1	MT-00
52104344AA	Guardapolvo de la transmisión	W2	1	MT-00
68193933AD	Tubería del cilindro maestro de freno	W2	1	MT-00
A	Motor 1.4L	VB2/VB4	1	MT-00
68162569AA	Caja de 5 velocidades manual	VB2/VB4	1	MT-00
53022324RA	Motor 5.7 L	W6/W8	1	MT-00
52853664AH	Caja de transferencia	W6/W8	1	MT-00
68271031AA	Transmisión automática 4x4	W6/W8	1	MT-00
68239112AA	Transmisión automática 4x2	W6/W8	1	MT-00

Fuente: Flores H, Supervisor (2017)

Las operaciones realizadas en esta estación se dividen, a su vez, en dos subestaciones de trabajo, con tres operadores a cargo y tienen una duración máxima de veinte minutos. Primero Con ayuda de un polipasto se ubica el bloque del motor en el carro de secuencia y luego se procede a ensamblar a este las partes descritas anteriormente.

5.1.3 Secuenciado de motores

Al culminar el subensamble se debe llamar a un operario el cual debe enganchar de los carros de secuencia a un carro eléctrico y transportarlo hasta la estación MT-01. Es un trayecto corto y estrecho, donde el operario debe ingeniárselas para maniobrar el carro y lograr un transporte efectivo. (Ver figura 36).

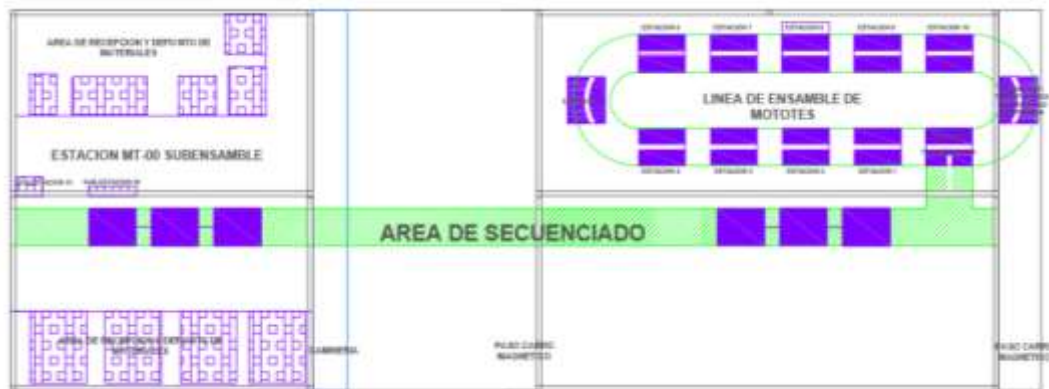


Figura 36: Layout área de secuenciado de motores.

Fuente: Velazquez A. (2017)

5.1.4 Recepción de motores en la línea de Ensamble.

Se ubican los carros de secuencia debajo de una grúa de polipasto con la cual un operario está encargado de mover los motores hasta una mesa de transferencia hidráulica de altura regulable (estación MT-01). . (Ver figura 37).



Figura 37: Layout área de entrega y transferencia de línea.

Fuente: Velazquez A. (2017)

5.2 Establecer Consideraciones y Parámetros para la elaboración de la propuesta de optimización del sistema de automatización del proceso.

5.2.1 Estudio de Tiempo y Perdidas.

Se realizó un estudio de tiempo al operador encargado de manejar el carro eléctrico de secuencia de motores, con esto se evidencia como el cambio de método de transporte puede afectar en costos a la empresa F.C.A L.L.C. (Ver tabla 14)

A partir de la Figura 38 se pudo concluir, que el mantener el sistema de transporte por secuenciado a través de carro eléctrico genera pérdidas por ocio en el conductor.

Tabla 14: Consideraciones necesarias para la realización del estudio del tiempo

Consideraciones	Tiempo	Porcentaje de utilización (8h)
Duración Jornada laboral	8h	100%
Descanso	1h	12,50%
Duración real de la jornada laboral	7h	88%
Número de viajes por hora	4	-
Número de viajes por jornada laboral	28	-
Tiempo de espera entre viajes	10min	2,13%
Tiempo de trabajo del operador por viaje	5min	1,04%
Tiempo de trabajo del operador por jornada laboral	140 min	29,13%
Tiempo de Ocio	280 min	58,38%

Fuente: Velazquez A. (2018)

Tabla 15: Estudio de tiempo a operador de carro eléctrico.

Estudio de tiempo a operador por jornada laboral		
Operaciones diarias	Tiempo	Porcentaje Representativo

Tiempo de trabajo del operador por jornada laboral	2,33h	33,28%
Tiempo de Ocio	4,67h	66,72%
Duración real de la jornada laboral	7h	100%

Fuente: Velazquez A. (2018)

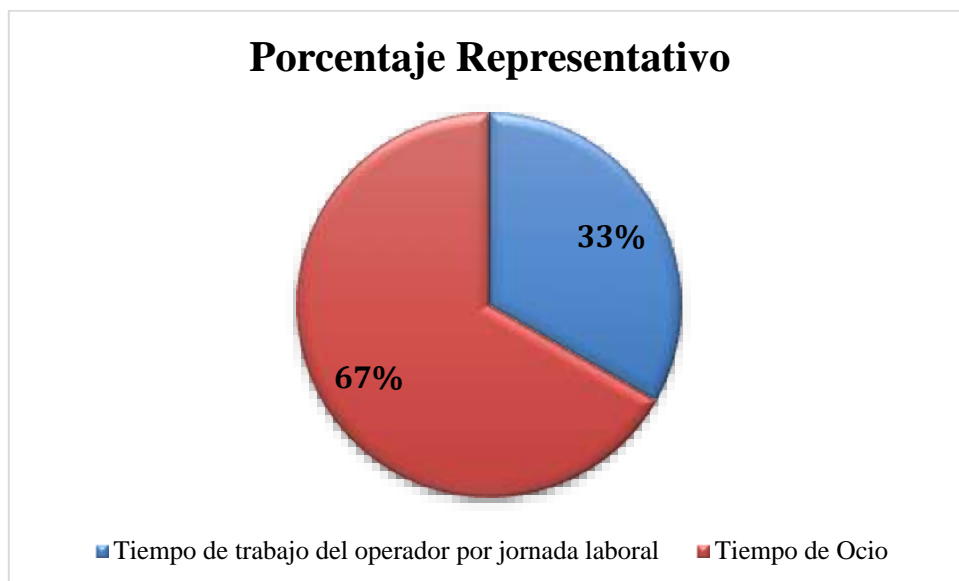


Figura 38: Grafico del porcentaje representativo de la jornada diaria.

Fuente: Velazquez A. (2018)

5.2.2 Efectividad de transporte

Para analizar mejor la efectividad de transporte del motor se supuso un valor de la velocidad de un transportador automático en 0,2m/s a una distancia de transporte de 30m, ya que con estos datos podemos calcular cuánto tiempo tardaría el transportador en llevar los motores desde $X_0=0$ a $X_f=30m$

$$t = \frac{Xf}{V}$$

Ec. 56

$$t = \frac{30m}{0,2 m/s} = 150s = 2 \text{ min } 30\text{segundos}$$

El transportador tarda 2min 30segundos en transportar los motores a una distancia de 30m, ahora bien, en la Tabla 14, se observó que el operario tarda 5minutos en recorrer los 30m para transportar los motores. Esto quiere decir que el transportador es 2 veces más rápido que el secuenciado por carro eléctrico.

5.2.3 Seguridad de transporte

Se pudo observar el colapso de la línea al no existir un sistema de respuesta al suministro de motores, embotellamiento en el área de la subestación e incorrecta manipulación de los operadores sobre el motor subensamblado.

5.3 Elaborar una propuesta para la reconfiguración de la línea de ensamble 00.

Conociendo las condiciones y parámetros que afectan el sistema de transporte actual de los motores en la empresa F.C.A L.L.C se elaboró una propuesta de transporte orientada a la mejora total del problema tratado. Para esto, debemos conocer la carga a transportar y la manera en cómo puede ser transportada, según sus descripciones.

5.3.1 Especificaciones básicas de la carga

- **Número de Piezas por transportar:** 3 motores por viaje.
- **Datos técnicos de la carga:**

Tabla 16: Ficha técnica de la carga.

Ficha técnica de medidas máximas de carga	
Tipo de medida	Longitud (cm)
Ancho	51
Largo	74.7
Alto	59.9

Fuente: Velazquez A. (2018)

- **Cargas Suspendidas**

Las cargas suspendidas se refieren al peso muerto total de la carga a transportar y que se obtiene sumando los pesos de todos los componentes que conforman la carga o bloque motor, en la tabla 17 se o puede apreciar una lista con los componentes subensamblados al motor y sus pesos correspondientes.

Tabla 17: Pesos estimados de los componentes que conforman la carga

Descripción	Modelo	Uso por unidad	Line Feed	PESOS (Kg)
MOTOR 1.4L	VB2/VB4	1	MT-00	90
CAJA DE 5 VELOCIDADES MANUAL	VB2/VB4	1	MT-00	30
CARGA MINIMA SUSPENDIDA TOTAL				120
MOTOR 5.7 LTS	W6/W8	1	MT-00	196
CAJA DE TRANSFERENCIA	W6/W8	1	MT-00	40
TRANSMISION AUTOMATICA 4X4 0 4X2	W6/W8	1	MT-00	20
CARGA MAXIMA SUSPENDIDA TOTAL				256

Fuente: Velazquez A. (2018)

5.3.2 Determinar la tasa de producción del sistema

- **Capacidad del Carrier:** 1 Componente motor
- **Requerimientos de producción**

Según la capacidad de producción de la planta se requiere producir 84 motores diarios, se debe conocer cuántos motores se transportarán por hora, tomando en cuenta que la duración de una jornada laboral es de 8h con un descanso de 1h, entonces la

duración real de la jornada laboral es de 7h. Se calculó el requerimiento de producción como:

$$\text{Req. de Produccion} = \frac{\text{Cantidad de motores diarios}}{\text{Horas laborables}} \quad \text{Ec. 57}$$

$$\text{Req. de Produccion} = \frac{84}{7h} = 12\text{motores/h}$$

El sistema debe tener la capacidad de transportar 12 motores por hora durante 7h al día por 5 días a la semana.

- **Requerimientos de número de viajes por hora**

Para conocer el número de viajes por hora dividimos los requerimientos de producción entre la cantidad de motores a transportar, se obtuvo un valor de:

$$\text{Req. Numero viajes/hr} = \frac{\text{Requerimientos de Produccion}}{\text{Numero de motores por viaje}} \quad \text{Ec. 58}$$

$$\text{Req. Numero viajes/hr} = \frac{12\text{motores/hr}}{3} = 4\text{viajes/hr}$$

El sistema necesita realizar 4 viajes en una hora para cumplir con los requerimientos de producción indicados.

5.3.3 Velocidad del Transportador

Para la elección de un sistema de transporte adecuado se debe conocer la velocidad mínima a la que se debe transportar la carga para cumplir con los requerimientos de producción, esta se calcula como:

- Numero de carros por minuto=0,0033carros/min
- Espacio entre carros=0,813m

$$V_{\text{transportador}} = \frac{\text{Numero de carros por minuto} * \text{Espacio entre carros}}{\text{carros}} \quad \text{Ec. 59}$$

$$V_{\text{transportador}} = (0,0033/\text{seg}) (0,813\text{m}) = 0,0027\text{m/s}$$

La velocidad recomendada para transportadores comerciales se encuentra entre 0,1m/s y 0,5m/s, por lo tanto, se utilizó una velocidad intermedia de 0,2m/s.

5.3.4 Layout

Se debe conocer el área de trabajo y ruta que realiza la secuencia de transporte, en la Figura 39 se puede observar la configuración actual del área de motores.

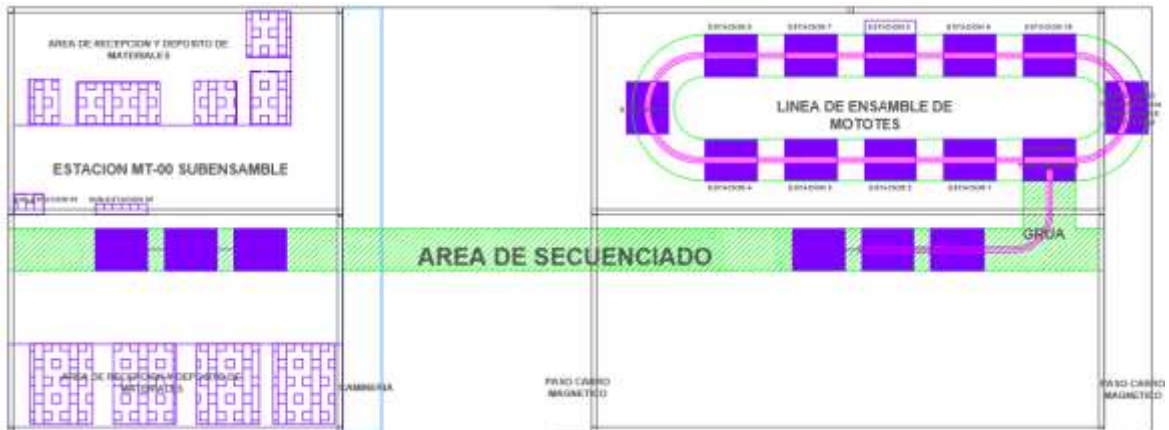


Figura 39.: Layout área de secuenciado de motores

Fuente. Velazquez A. (2018)

Se pudo observar que existe un paso de carro por un sendero magnético que lo guía a través de su recorrido, esto limita el utilizar un sistema de transporte continuo terrestre, ya que la superficie del sendero no debe ser alterada con irregularidades debido a la condición de contacto que se debe mantener entre las superficies que generan la atracción magnética.

Otra limitante observada en la figura 38, es el paso peatonal y de vehículos industriales que se encuentra entre el área de secuenciado establecido. El paso de vehículos y peatones implica una medida de seguridad mayor que se debe tener en cuenta a la hora de seleccionar el transportador para evitar accidentes.

5.3.5 Propuesta de transporte

Ya analizadas las condiciones de trabajo y requerimientos de producción se escogió un sistema de transporte de cadena de arrastre como solución a la problemática planteada anteriormente.

5.4 Diseñar la propuesta de transporte e introducción de los motores a línea de ensamble.

A continuación, se presentan los cálculos realizados necesarios para el diseño de un transportador de cadena de arrastre. Se tomo en cuenta las consideraciones realizadas previamente y se implementaron soluciones a estas situaciones.

5.4.1 Elección del tipo de transportador

Existen 3 tipos de transportadores de cadena de arrastre los tipos A y B, en los que la carga descansa sobre el medio de transporte y el tipo C si la carga será arrastrada. Según las consideraciones anteriores se utilizó una cadena de arrastre (Grupo C).

Transportador Grupo C: El material es arrastrado Para el diseño guías o canal por la cadena que a su vez se desliza sobre guías.

Como no debe haber medio de soporte al suelo, se escogió un transportador aéreo de cadena de arrastre, que cumple con las características de transportadores del grupo C.

5.4.2 Calculo de la Cadena transportadora.

El elemento principal para este tipo de transportadores es la cadena, Su cálculo se basó en la elección de la misma a través de su fuerza de rotura. Se considera $\mu_c = \mu_d$, para transportadores horizontales del Grupo “C”.

5.4.2.1 Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena

El sistema trabajara 7 horas diario en ambiente algo polvoriento, cargado uniformemente y sin choques.

Para transportadores del grupo C, $W = 0,005 \cdot Q$, entonces la fuerza se calcula mediante la Ecuación 8, como:

$$F = 65[(2 \cdot 0,30 \cdot 75,439 \text{ N/m}) + (0,50 \cdot 232,12 \text{ N/m})] = 10.486,021 \text{ N}$$

d=longitud del sistema transportador= 65m

$\mu_c=0,30$ Para acero duro sin lubricar (Ver figura 27)

$\mu_m=0,50$ Para acero sin lubricar (Ver figura 29)

Q: Peso total del material a transportar apoyado sobre el transportador incluyendo accesorios.

$$Q = Q_{motor} + Q_{accesorio} \quad \text{Ec. 60}$$

$$Q = 1536\text{Kg} + 2\text{Kg} = 1538\text{Kg}$$

W: peso de la cadena más accesorios móviles por metro lineal en Kilogramos y se calcula como:

$$W = 0,005(1538\text{Kg}) = 7,69 \text{Kg}/m = 75,439 \text{N}/m$$

q: peso del material transportado por metro lineal de transportador en Kilogramos y se calcula como:

$$q = \frac{Q}{H} \quad \text{Ec. 61}$$

$$q = \frac{1538\text{Kg}}{65\text{m}} = 23,662 \text{Kg}/m = 232,12 \text{N}/m$$

5.4.2.2 Cálculo de la tracción de trabajo de la cadena

La tracción de trabajo dio un valor a la tracción real a la que estará sometida la cadena en funcionamiento, esto gracias a los factores de corrección. Esta se calcula según la Ecuación 11, como:

$$F_{cor} = (10.486,021\text{N})(1,20)(1) = 12.583,225\text{N}$$

$f_1=1,20$ Coeficiente f_1 tipo de engrase y horas de utilización diaria. (Ver tabla 7)

$f_2=1$ Coeficiente f_2 numero de dientes de la rueda y velocidad de la cadena. (Ver tabla 8)

5.4.2.3 Coeficiente de corrección f_{3m}

La corrección por el coeficiente f_{3m} supone el comportamiento de cada cadena individual. Su cálculo se realizó a través de la Ecuación 12

- n (número de cadenas) = 1

$$F_{cor}(\text{por cadena}) = (11.794,8\text{N})(1,2) = 15.099,87\text{N}$$

5.4.2.4 Consideración de otras fuerzas que actúan sobre la cadena

- Fuerza centrífuga

No se considera ya que la velocidad lineal de la cadena no supera los 8 m/s .

- **Fuerza producida por la curva catenaria**

Se desprecia ya que la cadena en toda su trayectoria ira guiada y por ende la catenaria que ésta formará producto de la gravedad es muy pequeña.

5.4.2.5 Factor de seguridad y carga rotura de la cadena

Para determinar la carga de rotura de la cadena a emplear, a fin de conseguir una duración aceptable de la misma, así como poder soportar sobrecargas anormales, se aplicó un factor de seguridad adecuado.

Se calculo mediante la siguiente expresión:

$$Fr = F_{cor}(\text{por cadena}) * fs \quad \text{Ec. (62)}$$

$$Fr = 15.099,87N(8) = 120.798,96N = 12.079,89 \text{ daN}$$

S= 8 factor de seguridad sugerido, para ambientes semilimpios y lubricados. (Ver Tabla 9)

5.4.2.6 Selección de la cadena adecuada

Con la fuerza calculada anteriormente se buscó distintos tipos de cadenas (distintos fabricantes) que cumplan con la condición de operación. (Ver figura 40)

Nº Cadena	Tipo cadena	P Paso	A	C	E	F	G	K	T	Carga de rotura da N	Peso Kg/m
A-248	Standard A	50,8	6,5	29	12	19	7	8	6,4	2.850	1,40
B-248	Standard B	50,8	6,5	29	12	19	7	8	6,4	2.850	1,60
NF-248	Tipo NF	50,8	5	25	12	22	6	7	3	1.800	1,25
A-348	Standard A	76,2	12,5	46	18	28	13	13	6,4	10.900	3,20
B-348	Standard B	76,2	12,5	46	18	28	13	13	10,5	10.900	3,30
X-348	Tipo X	76,2	12,5	46	18	28	13	13	10,5	10.900	3,30
Especial	Tipo Fredeuhagen	100	12,5	46	18	28	13	15	10,5	10.900	2,75
A-458	Standard A	101,6	16	60	25	37	16	17	8,5	21.800	4,05
B-458	Standard B	101,6	16	60	25	37	16	17	12	21.800	4,50
X-458	Tipo X	101,6	16	60	25	37	16	17	12	21.800	4,50
MR-458	Tipo MR	101,6	16	50	25	35	16	17	8	21.800	5,50
NF-458	Tipo NF	101,6	16	55	25	35	16	18	8	18.500	4,05
A-678	Standard A	152,4	22,5	77	33	51	20,6	25,4	12,7	38.500	8,75
B-678	Standard B	152,4	22,5	77	33	51	20,6	25,4	18,3	38.500	9,5
X-678	Tipo X	152,4	22,5	77	33	51	20,6	25,4	18,3	38.500	9

Figura 40: Cadenas para transporte aéreo, fabricación en calidad normal reforzada con aleación.

Fuente: Cadensa S.A, Catalogo de cadenas y derivados

Se seleccionó el modelo de cadena X-458 de 101,6mm de paso, peso lineal de 4,50Kg/m y una carga a la rotura de 21.800daN.

5.4.2.7 Cálculo del Peso real

Se recalculo el valor de W ya que éste se obtuvo dada una recomendación del fabricante y por ende debe corregirse aplicando este mismo procedimiento de selección desde el paso 2.

$$W * = 9.81 \text{m/s}^2 \left(\frac{4,50 \text{Kg}}{\text{m}} \right) = 44,14 \text{ N/m}$$

$$F = d (2 \cdot \mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q)$$

$$F * = 65 \left[(2 \cdot 0,30 \cdot 44,14 \text{ N/m}) + (0,50 \cdot 232,124 \text{ N/m}) \right] = 9.265,49 \text{ N}$$

$$F_{cor} * = F * \cdot f1 \cdot f2$$

$$F_{cor} * = (9.265,49 \text{ N})(1,20)(1) = 11.118,59 \text{ N}$$

$$F_{cor} (\text{por cadena}) * = (11.118,59 \text{ N})(1,2) = 13.342,30 \text{ N}$$

$$Fr * = F_{cor} * S$$

$$Fr * = 13.342,30 \text{ N} (8) = 106.738,45 \text{ N} = 10.673,85 \text{ daN}$$

Se consulto de nuevo la figura 38, para cadenas para transporte aéreo y fabricación en calidad normal reforzada con aleación se constato que la cadena preseleccionada, es la más adecuada para este sistema.

5.4.3 Características del Transportador

A continuación, se presentan las características de un sistema de transporte de cadena de arrastre aéreo que utiliza carros con ruedas que siguen una trayectoria impuesta por una pista y son arrastrados por una cadena. Estas características pretenden definir el tipo de transporte diseñado.

5.4.3.1 Selección de pistas y carros

Para la selección de los carros se debe tomar en cuenta el tipo de cadena utilizada, ya que determina la manera en cómo se configurará el sistema de transporte. Para las cadenas tipo X y sistemas impulsados por motor se utilizan carros que son dispositivos de sujeción y soporte de la carga del sistema. (Ver Figura 40).

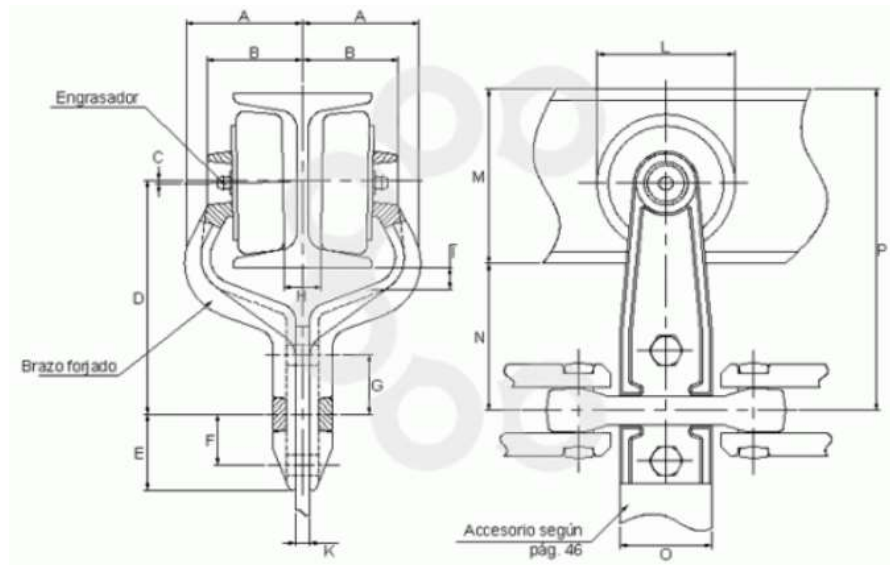


Figura 41: Carros para transporte aéreo

Fuente: Cadarsa S.A, Catalogo de cadenas y derivados

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N	O	P
X-348	51.308	40.132	1 1/2"	100.076	31.75	22.352	25.4	14.732	11.684	6.35	59.537	76.2	63.5	39.878	139.7
X-458	68.326	43.942	1 1/2"	128.524	31.75	20.574	32.274	17.272	15.24	9.652	80.949	101.6	80.949	54.356	182.549
X-678	81.026	68.58	1 1/2"	170.61	-	28.7	41.40	19.05	20.06	12.7	-	152.4	101.6	85.725	254

Figura 42: Selección de trolleys según el tipo de cadena transportadora.

Fuente: Cadarsa S.A, Catalogo de cadenas y derivados

Según el tipo de cadena X 458 se seleccionó un carro de 4". Este tipo de carro está conformado por los Brackets que son los brazos de sujeción que unen la pista y el accesorio de carga, los rodamientos que son los encargados de deslizar la carga a través de la pista, el accesorio de carga y los medios de unión (tornillos, espárragos y remaches). Los componentes del carro recomendados para este diseño se presentan a continuación:

- **Bracket**

Es el encargado de unir la pista y la carga, se utiliza como soporte de peso para el transporte, el material de construcción recomendado es el acero al carbono, ya que este elemento está sometido a gran esfuerzo por la carga muerta. También se considera un recubrimiento para este y todos los componentes del carro debido al ambiente industrial contaminante que se presenta en F.C.A L.L.C. Las dimensiones se pueden observar en la figura 43, a continuación:

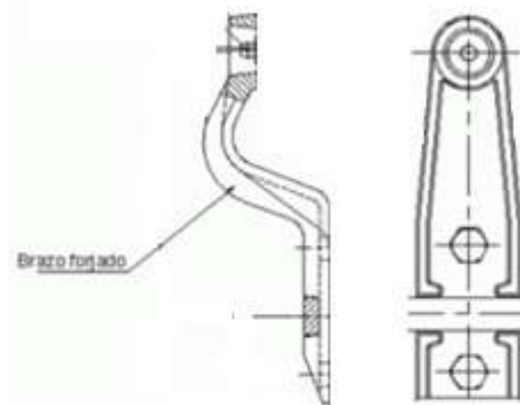


Figura 43: Braket de carro

Fuente: Cadensa S.A, Catalogo de cadenas y derivados

- **Rodamiento**

Como su nombre lo indica, es el encargado de mover la carga a través de la pista para transportarla, su selección se centró en la forma del perfil que se utilizó como pista debido a la inclinación que este presenta, especialmente en vigas IPN. El mejor tipo de rodamiento para este uso es el convexo, su diámetro mayor es de 80,949mm según las especificaciones del carro, esto evita un exceso de fricción que puede alterar la fuerza de empuje de la cadena.

Del catálogo WEBB para transportadores de cadena, se seleccionó un rodamiento tipo cara convexa con todos los complementos de 82.6mm de diámetro externo,

25,4mm de diámetro interno, sellos de laberinto un peso de 0,58Kg y una esbeltez de 29,4mm. (Ver Figura 44).

Convex Face Trolley Wheels								
Wheel Size	Wheel Type	Part No.	A	B	C	Wt.	Labyrinth Seals	Plain Inner Cap
3"	Retainer	6800	3/8	2-21/64"	53/64"	.60	Yes	5189
3"	Full Comp.	16011	3/8			.56		
3"	Retainer	6802	5/8	.60				
3"	Full Comp.	16015	1/2"	1.41				
4"	Retainer	15908	1/2"	3-1/4"	1-5/32	1.31	No	15574
4"	Retainer	15907	1"			1.28		
4"	Full Comp.	15911	1"			1.22		
4"	Full Comp.	15917	1"	4-15/16"	1-27/64"	5.06		
6"	Retainer	15954	1"			Yes		
6"	Full Comp.	15957	1"					
6"	Full Comp.	15964	1"					
METRIC								
3"	Retainer	6800	9.5	59.13	21.1	0.27	Yes	5189
3"	Full Comp.	16011	9.5			0.26		
3"	Retainer	6802	16.9	0.27				
3"	Full Comp.	16015	12.7	0.64				
4"	Retainer	15908	12.7	82.6	29.4	0.59	No	15574
4"	Retainer	15907	25.4			0.58		
4"	Full Comp.	15911	25.4			0.55		
4"	Full Comp.	15917	25.4	125.4	36.1	2.30		
6"	Retainer	15954	25.4			Yes		
6"	Full Comp.	15957	25.4					
6"	Full Comp.	15964	25.4					

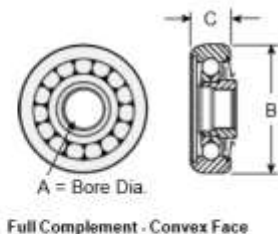
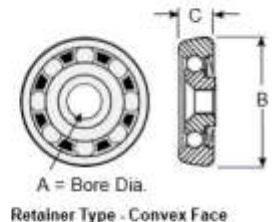


Figura 44: Rodamientos de cara convexa para carros de transportadores.

Fuente: WEBB, Catalogo de diseño para transportadores de cadena.

Los rodamientos con todos los complementos tienen sellos laberínticos triples con razas de acero aleado 52100 endurecido y rodamientos de bolas, su principal ventaja frente a los de retenedores es una capacidad de carga de carga 41% mayor, lo que representa una vida útil más larga.

• **Accesorios**

Ya que este debe soportar la carga del motor directamente se recomienda utilizar un acero al carbono resistente, también se considera utilizar un recubrimiento para la protección contra la corrosión en el ambiente.

Para el enganche de los motores se recomienda utilizar una barra de carga, la cual utiliza dos trolleys para acoplarse, la carga máxima soportada por el carro es de 181Kg

entonces, para utilizar motores de 256Kg se debe utilizar este accesorio que dobla la capacidad de carga a 363Kg e insertar un gancho universal que unirá la barra de carga con el accesorio para subir los motores. Para utilizar la barra de carga se deben utilizar otros accesorios adicionales. (Ver Figura 45).

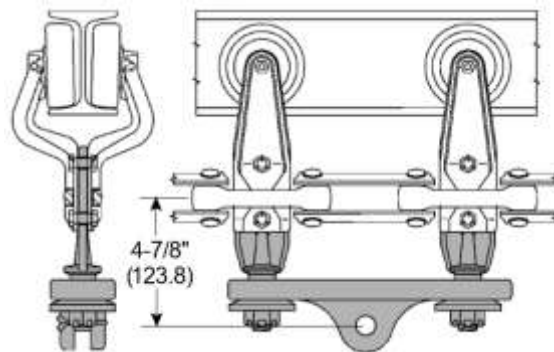


Figura 45: Ensamble barra de carga.

Fuente: WEBB, Catalogo de diseño para transportadores de cadena

Para el ensamble de la barra de carga se utilizaron dos tuercas de 5/8" según medida de acople y dos arandelas tipo V de la misma medida, ambas de acero galvanizado. Y un acople en B (Ver Figura 45) que será la que se enganche a los carros.

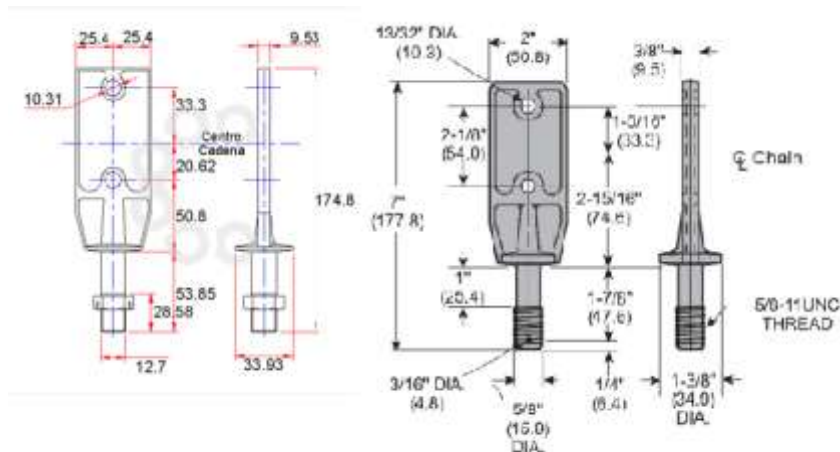


Figura 46: Acople para barras de carga.

Fuente: WEBB, Catalogo de diseño para transportadores de cadena

La barra de carga cuenta con dos partes, el brazo de unión donde van acoplados los carros y la solapa de enganche en la parte inferior donde ira el gancho para motores. (Ver Figura 47).

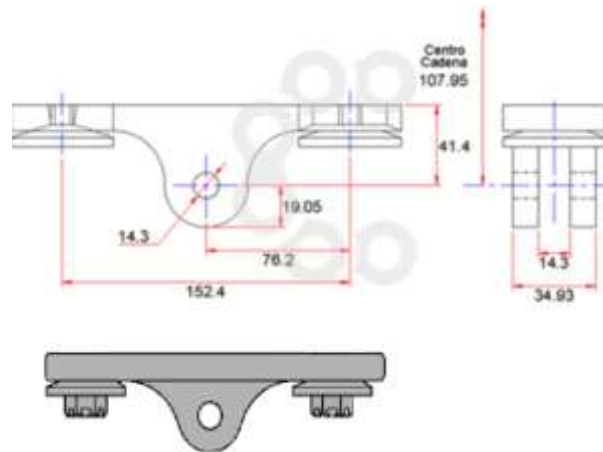


Figura 47: Barra de carga.

Fuente: WEBB, Catalogo de diseño para transportadores de cadena

- **Tornillos y tuercas**

Se utilizaron dos tornillos y tuercas galvanizados de 3/8" según las siguientes especificaciones (ver figura 48).

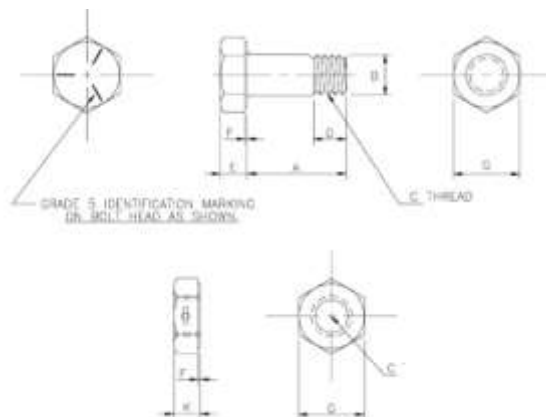


Figura 48: Medios de Unión de carros

Fuente: Hsc Conveyors, Guía de Diseño

Part Number	A	B	C	D	E	F	G	K	Type of Trolley Bracket
0031175	3/4"	5/16"	18 NC	1/4"	13/64"	1/64"	1/2"	3/16"	3" Forged & Stamped Zinc
0041115	1-1/2"	3/8"	16 NC	3/8"	15/64"	1/64"	9/16"	7/32"	4" Forged Horizontal
0041193	15/16"	3/8"	16 NC	5/16"	15/64"	1/64"	9/16"	7/32"	4" Forged Vertical
0061115	1-1/2"	1/2"	13 NC	1/2"	5/16"	1/64"	3/4"	5/16"	6" Forged Vertical 10" Drop
0061117	1-3/4"	1/2"	13 NC	1/2"	5/16"	1/64"	3/4"	5/16"	6" Forged 6" x 4" 10" Drop

Figura 49: Tabla para la selección del tipo de tornillo según el carro y el accesorio.

Fuente: Hsc Conveyors, Guía de Diseño

A continuación, presentamos un resumen de los componentes presentados anteriormente y que conforman el carro:

Tabla 18: Componentes de un carro

Componente	Numero de partes por unidad	Material	Recubrimiento	Características
Bracket	2	Acero al Carbono	Dicromato de Zinc Zinc – Níquel Galvanizado	Según figura XX
Rodamiento	2	Acero SKF		D=58mm Ver Anexo.
Acople B	2	Acero al Carbono	Dicromato de Zinc Zinc – Níquel Galvanizado	Según figura XX
Barra de carga	1	Acero al Carbono	Dicromato de Zinc	Según figura XX

			Zinc – Níquel Galvanizado	
tuerca Hexagonal y arandela	2	Acero forjado	Galvanizado	Según figura XX
Tornillo y tuerca Hexagonal	2	Acero forjado	Galvanizado	Según figura XX

Fuente: Velazquez A. (2018)

La Pista es el componente que resiste toda la carga transportada en un transportador de carro elevado. La viga en I generalmente limita la capacidad de carga del carro, por si mismos los carros tienen la capacidad de soportar cargas más pesadas, pero pueden perforar o causar un desgaste indebido en la viga y reducir su tiempo de vida.

Se ha escogido una viga IPN 100 siguiendo las especificaciones del carro y la cadena, para satisfacer las especificaciones de su diseño y asegurar su correcto funcionamiento. (Ver figura 50).

IPN
Perfiles IPN



Designación	Dimensiones						A cm ²	B kg/m	C m ² /m
	h mm	b mm	a mm	e mm	f ₁ mm	f ₂ mm			
IPN 80	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	7,6	5,9	0,301
IPN 100	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,6	8,3	0,379
IPN 120	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,2	11,2	0,431
IPN 140	140	66	5,7	8,6	5,7	3,4	18,3	14,4	0,512
IPN 160	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,8	17,9	0,575
IPN 180	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	27,9	21,9	0,640
IPN 200	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	33,4	26,2	0,709
IPN 220	220	98	8,1	12,2	8,1	4,9	39,5	31,1	0,775
IPN 240	240	106	8,7	13,1	8,7	5,2	46,1	36,2	0,844
IPN 260	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	53,3	41,9	0,906
IPN 280	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	61,0	47,9	0,966
IPN 300	300	125	10,8	16,2	10,8	6,5	69,0	54,2	1,03
IPN 320	320	134	11,5	17,3	11,5	6,9	77,7	61,0	1,09
IPN 340	340	137	12,2	18,3	12,2	7,3	86,7	68,0	1,15
IPN 360	360	143	13,0	19,5	13,0	7,8	97,0	76,1	1,21
IPN 380	380	149	13,7	20,5	13,7	8,2	107	84,0	1,27
IPN 400	400	155	14,4	21,6	14,4	8,6	118	92,4	1,33
IPN 450	450	170	16,2	24,3	16,2	9,7	147	115	1,46
IPN 500	500	185	18,0	27,0	18,0	10,8	179	141	1,63
IPN 550	550	200	19,0	30,0	19,0	11,9	212	166	1,80

Figura 50: Tabla de Perfiles IPN

Fuente: Cadersa S.A, Catalogo de cadenas y derivados

La viga escogida es una IPN 100 laminada en caliente, por medio de SIDOR obtuvimos las especificaciones de este tipo de vigas producidas en Venezuela. A continuación, se presentan en la tabla 19 las especificaciones de las vigas:

Tabla 19: Especificaciones de Viga IPN 100

IPN 100 (ASTM A36)			
	H	100mm	Material

Medidas Principales	B	50mm		Acero al Carbono (0,25%C,0,04%P, 0,05%S, entre otros).
	$L_{comercial}$	12m/6m		
	Peso	8,3Kg/m		
Propiedades Mecánicas	Sy	250MPa	Recubrimiento	Pintura Epoxica
	Su	400.500MPa		
	% elongación	21mm		

Fuente: Sidor, Catalogo online

Para determinar si la viga seleccionada es la correcta, se calculó el Limite de carga por viga según la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 \text{Limite de Carga} &= \text{Carga en el carro} + \# \text{ de carros en la viga} \\
 &+ W + \text{peso carro}
 \end{aligned}
 \quad \text{Ec. (63)}$$

$$\text{Limite de Carga} = 256Kg * 3 + \frac{4,50Kg}{m} * 12m + (30carros * 2Kg) = 882Kg/1.944,48lb$$

Se tomo como referencia la figura 51 para conocer si el valor obtenido anteriormente cumple con los requerimientos de carga de la viga.

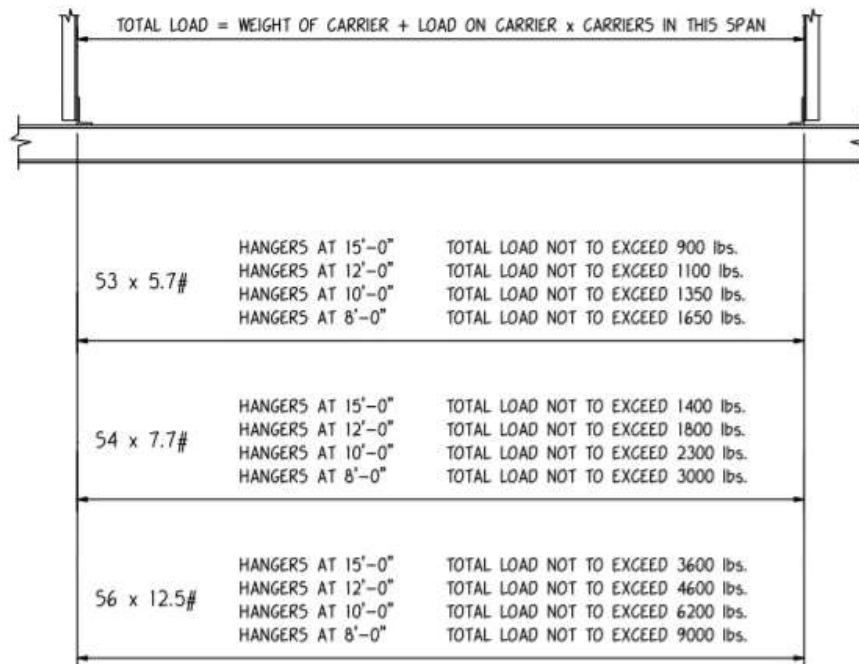


Figura 51: Cargas totales en una viga

Fuente: HSC Inc., Conveyors design guide

- **Medios de Unión entre vigas**

Para conformar las pistas por donde se guía y apoya el transportador, se eligió como método de unión la soldadura. La soldadura a tope (Ver Figura 48) es el método indicado para este diseño debido a la continuidad necesaria en la pista que favorece al rodamiento de los carros a través de la unión, su desventaja es que es un medio de unión permanente y no permite su fácil desmontaje, sin embargo, asegura el soporte de las cargas manejadas por el sistema de transporte.

Se calculo el material de aporte para cargas a tracción en la unión soldada con la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{P}{Le * \text{espesor}} \quad \text{Ec. (63)}$$

$$\tau = \frac{9.629,5N}{346mm * 6,8mm} = 4,092 N/mm^2$$

Donde:

P: Carga total que soporta la viga

Le: Longitud efectiva

Espesor: espesor mínimo de soldadura.

Para realizar el cálculo de la tensión de corte fue necesario determinar el área, el cual estará determinado por el espesor de garganta que tomaremos (el espesor más delgado) multiplicado por la longitud efectiva, en la figura x se observa la preparación de doble bisel a 60° para aumentar la penetración y la cantidad de cordones de soldadura a realizar. La longitud efectiva viene expresada por:

$$Le = L_1 + L_2 + L_n \dots - (n * \text{espesor}) \quad \text{Ec. (64)}$$

$$Le = (2 * b) + (2 * (h - t)) + (4 * (b - s)) - 8 * (t)$$

$$Le = (2 * 50\text{mm}) + (2 * (100\text{mm} - 2 * 6,8\text{mm})) + (4 * (50\text{mm} - 4.5\text{mm})) - 16 * (6,8\text{mm}) = 346\text{mm}$$

La carga que soporta el área de la soldadura viene dada por la carga total soportada por la viga y el peso de la misma en toda su longitud y se expresa con la siguiente ecuación:

$$P = \text{Límite de Carga} + \text{Peso de la viga} \quad \text{Ec. (65)}$$

$$P = (882\text{Kg} * 9,81 \text{ m/s}^2) + 8.3 \text{ Kg/m} * 12\text{m} = 9.629,5\text{N}$$

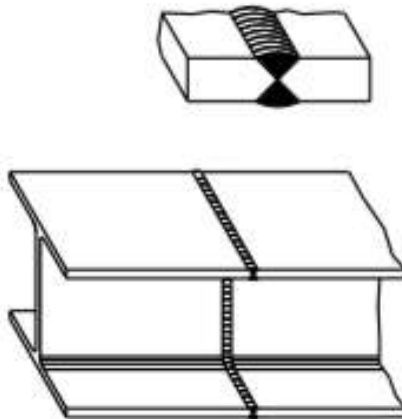


Figura 52: Unión a tope en vigas estructurales

Fuente: Instituto técnico de la estructura de acero, Diseño de Uniones

El material de las vigas es un acero ASTM A36, se recomienda utilizar un proceso SMAW (Ver Figura 53) con un electrodo de revestimiento rutifico E6013 de *resistencia a la traccion de $(510 - 560) N/mm^2$* . El E6013 fue escogido por su soldabilidad en todas las posiciones, la alta penetración y dureza que brinda a la estructura. (Ver Anexo B).

Acero		Límite de Fluencia mínimo MPa	Resist. a la Tracción MPa	Especificación de proceso y material de aporte según AWS
ASTM A36		250	400-550	SMAW AWS A5.1 E60XX E70XX AWS A5.5 E70XX-X SAW AWS A5.17 F6XX-EXXX, F6XX-ECXXX F7XX-EXXX, F7XX-ECXXX AWS-A5.23 F7XX-EXX-XX, F7XX-ECXXX-XX
ASTM A53	Grado B	250	415 min	
ASTM A106	Grado B	240	415 min	
ASTM A131	Grado A, B, CS, D, DS, E	235	400-490	
ASTM A139	Grado B	241	414 min	
ASTM A381	Grado Y35	240	415 min	
ASTM A500	Grado A	228	310 min	
	Grado B	290	400 min	
ASTM A501		250	400 min	
ASTM A516	Grado 55	205	380-515	
	Grado 60	220	415-550	
ASTM A524	Grado I	240	415-586	
	Grado II	205	380-550	
ASTM A529		290	415-586	

Figura 53: Procesos de soldadura para aceros estructurales según la AWS.

Fuente: Introducción a la soldadura de estructuras de acero, Ing, Eduardo Asta.

- **Determinar espaciado entre trolleys**

El espaciado de carros es de suma importancia para conocer qué tan separados están uno de otro, en nuestro caso el espaciado entre carros debe ser mayor Al largo del motor (74,7mm) y debe tener entre si cierta distancia para evitar choques entre motores

producto de las vibraciones y la trayectoria de transporte. Para ello, se recomiendan a continuación según el tipo de cadena utilizada ciertos parámetros a utilizar.

Tabla 20: Espaciado recomendado de carros según el tipo de cadena.

Tipo de Cadena	Espaciado de Carros
X 348	$\geq 18'', 24'', 30''$
X 458	$\geq 24'', 32''$
X 678	$12'', 24'', 36''$

Fuente: Hsc, Conveyors design (2018)

Se escogió de la tabla 8, para el tipo de cadena X 458 un espaciado de carros de 32'' o 812mm (0,812m).

5.4.3.2 Selección de Curva Vertical

El sistema de transporte se diseñó a dos alturas, la altura de trabajo, que será la altura que permita colgar los motores y trabajar en ellos en las diferentes estaciones de sub ensamble y entrega a la línea y la altura de paso que genera mayor seguridad. Ambas alturas están consideradas según la configuración de la estructura de soporte indicada anteriormente.

- **Elevación del Transportador**

Se diseñó un sistema a doble altura que contara con 4 curvas verticales que le darán dicha variación al sistema. La altura de trabajo considerada es de 1,60m y la altura de recorrido es de 2.30m. (Ver figura 52)

Chain Size	X-348		X-458		X-678	
	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.
Trolley Spacing						
8"			5'-0"	6'-6"		
12"	5'-0"	6'-6"			8'-0"	12'-0"
16"			6'-6"	8'-0"		
18"	6'-6"	8'-0"				
24"	8'-0"	10'-0"	8'-0"	10'-0"	12'-0"	15'-0"
30"	10'-0"	12'-0"				
32"			10'-0"	12'-0"		
36"					15'-0"	20'-0"

Figura 54: Radios mínimos para curva vertical con cadena forjada sin remaches
Fuente: HSC Inc., Conveyors design guide

Se diseño dos tipos de curvas para este diseño, se han escogido con un radio máximo de 12" (0,3048m). Se eligieron 3 curvas simples y una curva compuesta, se pueden ubicar en la figura 55 con el color azul cielo y su distribución se observa en el diseño.

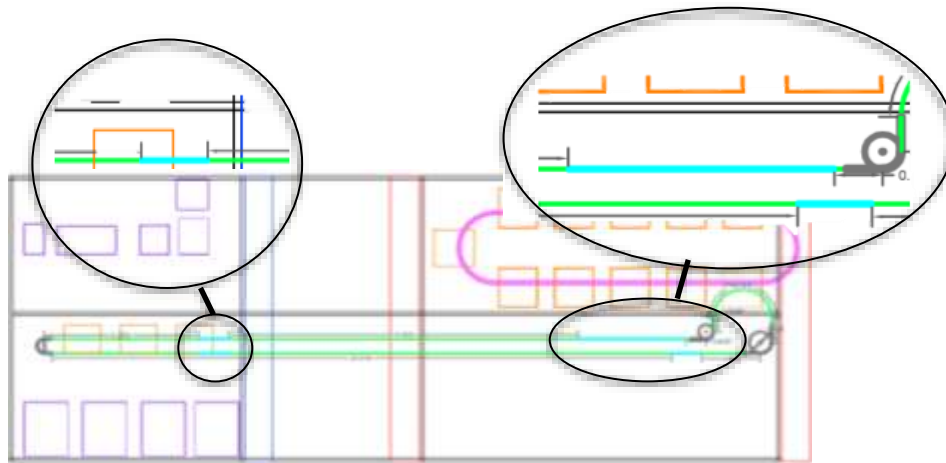


Figura 55: Diseño y distribución de curvas verticales.

Fuente: Velazquez A. (2018)

- **Curva Simple:** Se escogió con un ángulo de 30° y un radio de 12". En la figura 54 se detallan las características geométricas de los cambios de elevación del sistema.

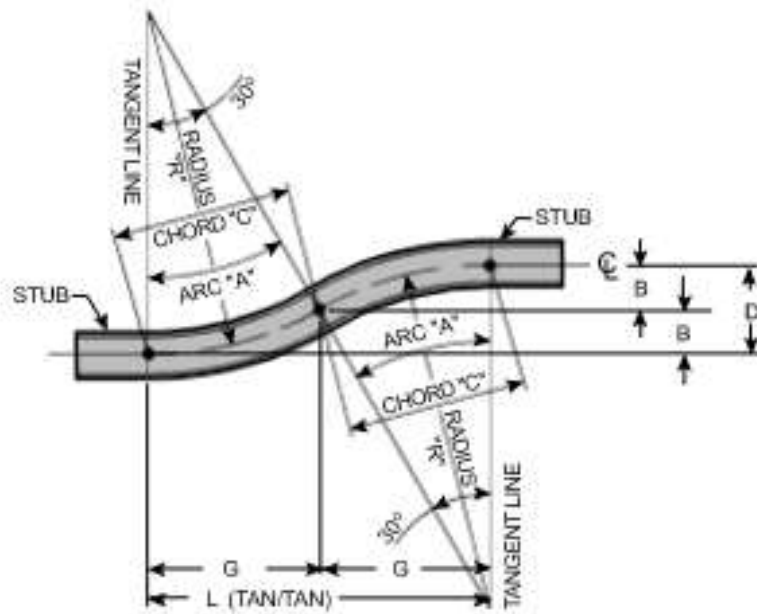


Figura 56: Especificaciones Curvas verticales Simples

Fuente: Webb Chain conveyors, Technical Selection Guide for Conveyor Components

$$D = 0,70m$$

$$B = \frac{D}{2}$$

$$B = \frac{0,70m}{2} = 0,35m$$

$$\text{Angulo} = 30^\circ$$

$$C = 2 * r * \sin\left(\frac{\text{angulo}}{2}\right)$$

$$C = 2 * (0,304m) * \sin\left(\frac{30^\circ}{2}\right) = 0,157m$$

$$G = r * \sin 30^\circ$$

$$G = (0,304m) * \sin 30^\circ = 0,152m$$

$$L = 2 * G$$

$$L = 2 * (0,152m) = 0,304m$$

- **Curva Compuesta:**

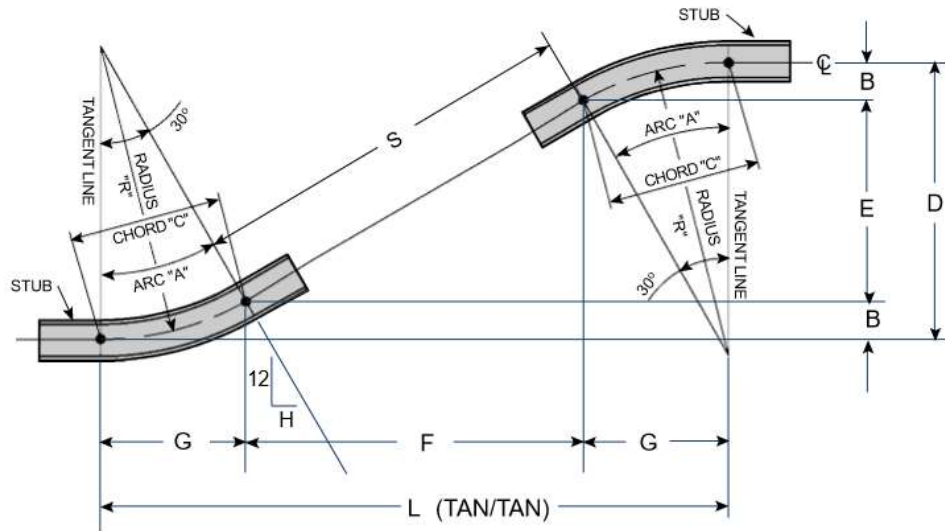


Figura 57: Especificaciones Curvas verticales Compuestas

Fuente: Webb Chain conveyors, Technical Selection Guide for Conveyor Components

$$D = 0,70m$$

$$B = 2 * r * (1 - \cos 30^\circ)$$

$$B = 2 * (0,304m) * (1 - \cos 30^\circ) = 0,0817m$$

$$E = D - (2 * B)$$

$$E = (0,70m) - (2 * 0,0817m) = 0,5366m$$

$$S = \frac{E}{\sin 30^\circ}$$

$$S = \frac{0,5366m}{\sin 30^\circ} = 1,073m$$

$$F = \frac{E}{\tan 30^\circ}$$

$$F = \frac{0,5366m}{\tan 30^\circ} = 0,929m$$

$$G = r * \sin 30^\circ$$

$$G = (0,304m) * \sin 30^\circ = 0,1596m$$

$$L = F + 2 * G = 0,929m + 2 * 0,1596m = 1,2482m$$

5.4.3.3 Selección de giros horizontales

Los giros horizontales están diseñados para orientar el transportador a través de su trayectoria. Existen dos tipos de giros horizontales, los realizados por ruedas de tracción y por giro de rodillos, ambos son utilizados para alinear los carros y mantener la cadena alimentada. La diferencia entre ellos es el medio de giro que, en el caso de las ruedas de tracción la guía de la cadena se realiza mediante una rueda de tracción y en el caso de los giros de rodillo se utilizan rodillos. (Ver Figura58)

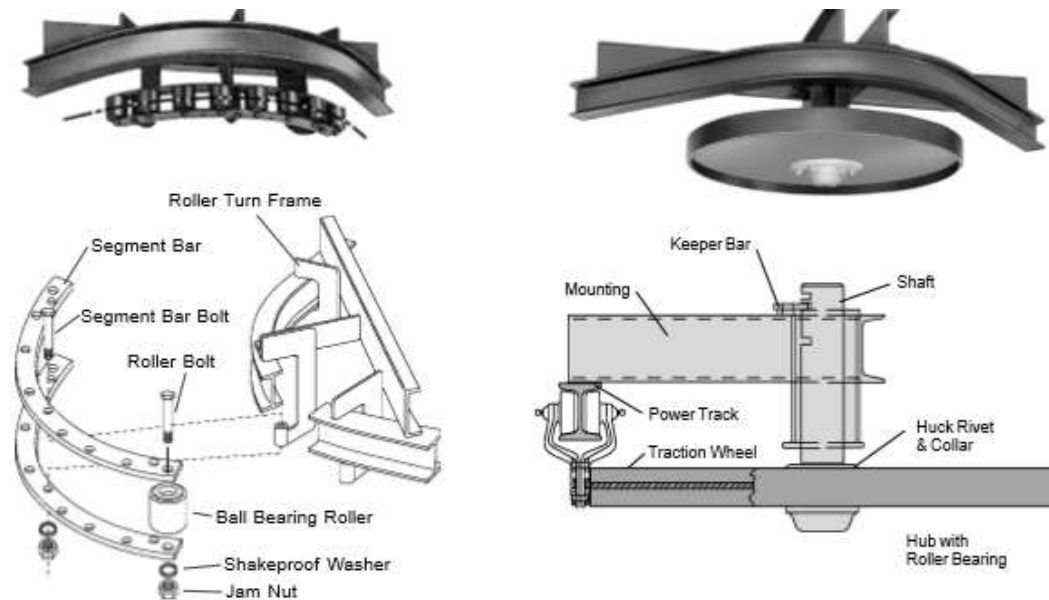


Figura 58: Tipos de giros horizontales

Fuente: Webb Chain conveyors, Technical Selection Guide for Conveyor Components.

Chain Size	Trolley Spacing	Roller Turn Radius	Traction Wheel Diameter
X-348	Up to 18"	18"	24"
	24"		30"
	30"		36"
X-458	Up to 24"	24"	30"
	32"		36"
	12"		36"
X-678	24"	36"	42"
	36"		48"

Figura 59: Radio y Diámetro de vueltas mínimo recomendado para diferentes espacios de carro.

Fuente: HSC Inc., Conveyors design guide

Para este sistema se diseñaron dos ruedas de tracción de 24" (609,6mm) de radio. El tipo de ángulo de arrojado requerido de 90° y 180° respectivamente.

Para ruedas de tracción de 24" (609,6mm) y ángulo de giro 90° se seleccionaron del catálogo WEBB conveyors (Anexo D) con un peso de 175Kg y longitud "A" de 612,8mm. Para ruedas de 24" (609,6mm) y ángulo de giro 180° con un peso de 181Kg y longitud "A" de 287,3mm.

5.4.3.4 Longitud de la Cadena Transportadora

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.

- **Longitudes rectas(L_r)**

Representa la suma de todas las longitudes rectas que se ubican en el transportador, se señalan a continuación en la figura 60 y se pueden identificar por su trazado verde.

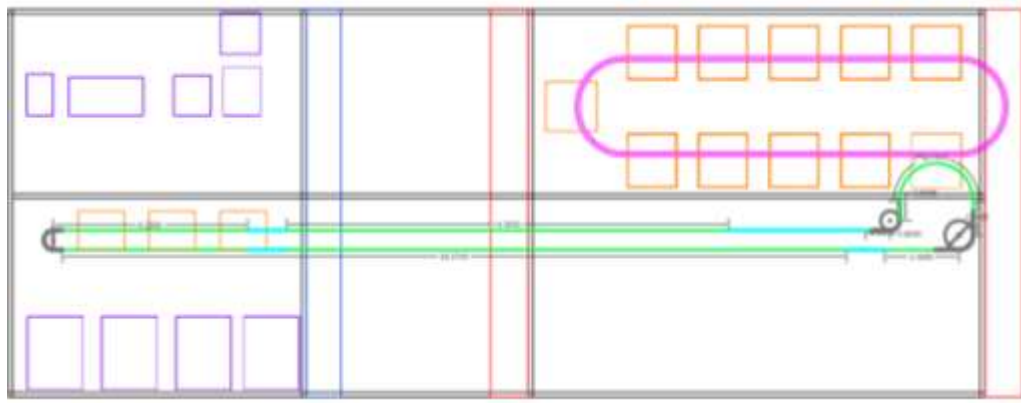


Figura 60: Diseño de transportador y distribución de secciones rectas.

Fuente: Velazquez A. (2018)

$$L_r = 2,4063 + 1,1605m + 3,7416m + 0,6955 + 0,8030 + 14,3m + 25,3745m + 6,2955m = 54,7769m$$

• **Longitudes de arcos de los giros horizontales (L_{gh})**

Representa la sección de arco de giro realizado por la cadena e incluye la longitud “A” de acople del giro anteriormente seleccionado.

$$L_{gh} = (\text{Longitud de arco giro } 24''180^\circ + A) + (\text{longitud de arco giro } 90^\circ 24'' + A) + (\text{longitud de arco giro } 90^\circ 36'' + A) + (\text{Longitud de arco roller } 180^\circ + A)$$

$$L_{gh} = \left(2\pi(0,914m) \frac{90}{360} + (2 * 0,768m) \right) + \left(2\pi(0,609m) \frac{180}{360} + (2 * 0,287m) \right) + \left(2\pi(0,609m) \frac{90}{360} + (2 * 0,613m) \right) + 3,74m = 11,38m$$

• **Longitudes de los tramos con curvas verticales (L_{gv})**

Representa la suma de las longitudes de las 4 curvas verticales presentes en el sistema. Cada longitud de curva vertical se compone en dos partes, dos arcos de curvas y una zona recta, (en curvas simples solo son dos zonas curvas).

$$L_{gv} = 3 * L_{corta} + L_{larga}$$

$$L_{gv} = 3 * 0,3192m + 1,392m = 2,35m$$

$$L_{corta} = 2 * L_{arco\ 30^\circ} = 2 * 2\pi r * \frac{30}{360} = 2 * 2\pi(0,3048m) * \frac{30}{360} = 0,3192m$$

$$L_{larga} = S + (2 * L_{arco 30^\circ}) = S + \left(2 * 2\pi r * \frac{30}{360}\right)$$

$$= 1,073 + (2 * 2\pi(0,3048mm) * \frac{30}{360}) = 1,392m$$

- **La longitud total de la cadena va a ser igual a**

Se calcula como la sumatoria de todos los tramos del transportador anteriormente calculados.

$$L_T = L_r + L_{gh} + L_{gv}$$

$$L_T = 51,02m + 11,48m + 1,392mm = 63,89m$$

- **Selección de tramos y cantidad de vigas necesarias**

Se realizo un desglose de los tramos estudiados y sus longitudes para el cálculo de vigas necesarias para su construcción y se reflejó en la tabla 21 presentada a continuación:

Tabla 21: Desglose de vigas a utilizar.

Tramos de Vigas	Cantidad	medida	Total
Curvas verticales Simples	3	0,32	0,96
Curvas verticales Compuestas	1	1,39	1,39
Curvas horizontales 90° (24"/32")	2	2,18+2,97	5,15
Curvas Horizontales 180° 3m	1	3,74	3,74
Curvas Horizontales 180° drive	1	3,14	3,14
Vigas rectas	1	6,29	6,29
	1	25,37	25,37
	1	14,3	14,3
	1	2,41	2,41
	1	1,16	1,16
	1	0,69	0,69
	1	0,8	0,8
TOTAL			63,89m

Fuente: Velazquez A. (2018)

Con un total de 63,89m entre 12 metros de cada viga comercial se tienen, 5,32 vigas o 5 vigas de 12m y una de 6m IPN 100 para la construcción de este transportador.

- **Estructura de Soporte**

- **Unión en cruz:** Para los tramos de mayor elevación se utilizará la unión directa por medio de tornillos de sujeción entre la viga de apoyo y la viga transportadora o pista, para ello se considera el diseño incluyendo cuatro tornillos que unirán las dos vigas (Ver figura x). Para calcular el diámetro del tornillo requerido se tomó como punto de inicio un acero AISI 1040 templado y recocido @1200°F con $S_y=634MPa$ y se realizó el cálculo con la siguiente expresión:

- $$\tau_{tornillo} = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. (66)}$$

$$\tau_{tornillo} = \frac{P}{n\pi r l} \quad \text{Ec. (67)}$$

Para darle mayor seguridad al diseño se utilizó el esfuerzo de corte entre el factor de seguridad y así garantizar al máximo la unión a realizar.

$$\tau_{tornillo} < \frac{S_{yc}}{N} \quad \text{Ec. (68)}$$

$$\tau_{tornillo} < \frac{365,82MPa}{3} = 121,94MPa$$

El esfuerzo de corte viene dado por la siguiente expresión:

$$S_{yc} = 0,577 * S_y \quad \text{Ec. (69)}$$

$$S_{yc} = 0,577 * 634MPa = 365,82MPa$$

Para obtener el valor del diámetro del tornillo se despejo de la ecuación x, quedando de la siguiente manera:

$$r = \frac{P}{n\pi l \tau_{tornillo}} \quad \text{Ec. (70)}$$

$$r = \frac{9.629,5N}{4\pi * 136mm * 365,82MPa} = 0,0154mm = 1,54cm$$

$$D=3,08mm$$

Se selecciono un tamaño estándar para los tornillos de la figura 57, de 1 ¼, serie basta UNC. Se recomienda utilizar una tuerca del mismo material para obtener mejores resultados. (Ver figura 59).

Designación del tamaño	Diámetro Nominal		Series Bastas UNC			Series Finas UNF		
	Pulg	Cm	Hilos por pulgada N	Área para la tensión de tracción At, cm ²	Área del núcleo Ar, cm ²	Hilos por pulgada N	Área para la tensión de tracción At, cm ²	Área del núcleo Ar, cm ²
0	0,0600	0,1524	---	---	---	80	0,01161	0,00974
1	0,0730	0,1854	64	0,01697	0,01406	72	0,01794	0,01529
2	0,0860	0,2184	56	0,02387	0,02000	64	0,02542	0,02187
3	0,0990	0,2515	48	0,03142	0,02619	56	0,03374	0,02910
4	0,1120	0,2845	40	0,03897	0,03200	48	0,04265	0,03652
5	0,1250	0,3175	40	0,05135	0,04335	44	0,05355	0,04619
6	0,1380	0,3505	32	0,05864	0,04806	40	0,06548	0,05639
8	0,1640	0,4166	32	0,09032	0,07716	36	0,09510	0,08290
10	0,1900	0,4826	24	0,1129	0,09355	32	0,1290	0,1129
12	0,2160	0,5486	24	0,1561	0,1329	28	0,1665	0,1458
1/4	0,2500	0,6350	20	0,2051	0,1735	28	0,2348	0,2103
5/16	0,3125	0,7937	18	0,3380	0,2929	24	0,3742	0,3380
3/8	0,3750	0,9525	16	0,5000	0,4374	24	0,5665	0,5219
7/16	0,4375	1,1112	14	0,6858	0,6019	20	0,7658	0,7032
1/2	0,5000	1,2700	13	0,9155	0,8110	20	1,032	0,9587
9/16	0,5625	1,4287	12	1,174	1,045	18	1,310	1,219
5/8	0,6250	1,5875	11	1,458	1,303	18	1,652	1,548
3/4	0,7500	1,9050	10	2,155	1,948	16	2,406	2,265
7/8	0,8750	2,2225	9	2,980	2,703	14	3,284	3,097
1	1,0000	2,5400	8	3,910	3,555	12	4,277	4,032
1 ¼	1,2500	3,1750	7	6,252	5,742	12	6,923	6,606
1 ½	1,5000	3,8100	6	9,064	8,348	12	8,484	8,129

Figura 61: Diámetro y áreas de tornillos de rosca unificados, UNC y UNF

Fuente: Elementos de Maquinas. (2013)

5.4.4 Selección del Sistema Motriz

El sistema motriz es el componente más importante en un sistema transportador por cadena de arrastre, se seleccionó un sistema de rueda catalina que encaja con la cadena y que esta acoplada a un motor reductor que es el encargado de energizar el sistema (Ver figura 62).

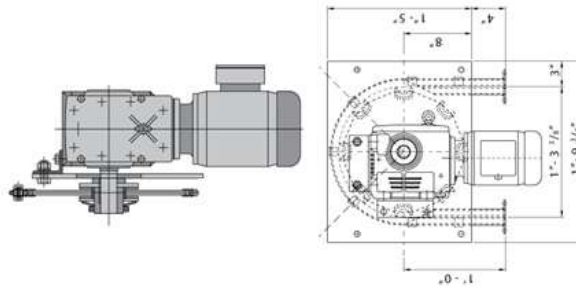


Figura 62: Sistema Motriz de Engranaje Transmisor.

Fuente: SRS Conveyors, Catalogo de cadenas y derivados

La unidad motriz de engranaje transmisor es la unidad más simple y económica del mercado, consta de la cantidad mínima de componentes que repercute en un menor costo de mantenimiento del transportador.

5.4.4.1 Cálculo de Rueda Catarina (Drivexeddex Sprocket)

Se seleccionan las características de la rueda Catarina considerando las especificaciones técnicas de la cadena [X-458 de 101,6mm de paso, peso lineal de 4,50Kg/m y una carga a la rotura de 21.800daN]. (Ver figura 63)

Chain Size	# Teeth & Pitch Diameter						
	3	4	5	6	7	8	9
X-348	6.00"	7.83"	9.71"	11.59"	-	-	17.28"
458/X458	8.00"	10.45"	12.94"	15.45"	17.57"	20.50"	23.03"
468	-	10.45"	12.94"	15.45"	17.57"	20.50"	23.03"
658	-	15.68"	19.41"	23.18"	26.96"	30.75"	34.56"
678/X678	-	15.68"	19.41"	23.18"	26.96"	30.75"	34.56"
698	-	15.68"	19.41"	23.18"	26.96"	30.75"	34.56"
998	-	23.52"	29.12"	34.77"	40.45"	46.13"	-
9118	-	23.52"	29.12"	34.77"	40.45"	-	-
9148	-	23.52"	29.12"	34.77"	40.45"	-	-

Figura 63: Ruedas dentadas para cadena transportadora ISO y DIN-8167

Fuente: Cadensa S.A, Catalogo de cadenas y derivados

Con Paso Diametral de 76,2mm elegimos la rueda dentada para usos especiales Chain x458 cuyas especificaciones son: Paso=11,6mm, numero de dientes=9, Diámetro primitivo=404,51mm, Diámetro externo=423mm, Longitud total=70mm.

5.4.4.2 Calculo de la Potencia

Para calcular la potencia se debe tener en cuenta la fuerza de carga de la cadena (fuerza de tangente). La tracción de la cadena se desarrolla a partir de las pérdidas por fricción en los carros causadas por el desplazamiento de la carga total en movimiento, las curvas verticales y las pérdidas por fricción en las vueltas horizontales, se calcula con la siguiente expresión:

$$F_t = F_{r*} * \text{factores de fricción} \quad \text{Ec. (71)}$$

El factor de fricción es la representación en porcentaje de las perdidas por fricción que ocurren en el sistema por curvas verticales, vueltas horizontales y que dependen de la temperatura ambiente durante el funcionamiento. (Ver figura 64)

Table 4
Approximate Friction Factors
For Various Trolleys

Chain Size	Trolley and Track Size	Friction Factor
X-348	3"	3%
X-458	4"	2 ½%
X-678	6"	2%

Figura 64: Factores de fricción aproximados para transportadores estándar.

Fuente: HSC Inc., Conveyors design guide

Procedemos a calcular la tracción de la cadena mediante la expresión 71:

$$F_t = (106.738,45N) * (0.03) = 3.202,15N$$

Debemos tomar en cuenta la carga de elevación producida por las curvas verticales. Esta carga se calcula según la siguiente expresión:

$$W_e = \frac{H * W_{cargaporcarro}}{\text{espaciado entre carros}} \quad \text{Ec. (72)}$$

$$W_e = \frac{(0,70m) * (256Kg)}{0,762m} = 235,17Kg * 9,81 \text{ m/s}^2 = 2.307,024N$$

La tracción total a la cual estará sometida la cadena o fuerza tangencial a la catalina se representa a continuación:

$$F_{tT} = F_t + 2 * W_e \quad \text{Ec. (73)}$$

Se multiplica la carga de elevación por dos ya que se tienen dos curvas verticales en toda la longitud del transportador.

$$F_{tT} = 3.202,15N + (2 * 2.307,024N) = 7.816,2N$$

Para calcular la potencia necesaria para mover el sistema utilizamos la fuerza tangencial en la rueda y la velocidad de avance del transportador, con la Ecuación 45:

$$P = 7.816,2N * \frac{0,2m}{s} = 1.63,24W = 2,09hp \cong 2,1hp$$

Calculamos con el 10% de factor de seguridad con la Ecuación 25:

$$P * = 2,1hp + 0,21hp = 2,31hp$$

Se realizo el cálculo de la velocidad en RPM para seleccionar un motor con la potencia adecuada a estas necesidades, con la siguiente expresión:

$$RPM = \frac{\left(\frac{0,2m}{s}\right) * 60}{\pi(0.423m)} = rpm = 9rpm$$

Se escogió un motorreductor del catálogo de WEG con una potencia de 2,2KW o 2,95hp con 1750RPM de entrada y una salida de 8,99RPM.

Potencia de entrada

2,20 kW - 1750 rpm

rpm	Hz	fs	Fz (N)	código	página
65,2	26,8	4,81	7800	C58229	116 a 118
59,0	29,7	4,35	9400	C58230	116 a 118
72,5	24,2	5,35	15000	C58327	116 a 118
69,6	25,2	5,13	16000	C58328	116 a 118
57,6	30,4	4,25	16000	C58329	116 a 118
52,7	33,2	3,89	16000	C58330	116 a 118
46,8	37,4	3,45	16000	C58331	116 a 118
42,7	41,0	3,15	13000	C58332	116 a 118
37,0	47,3	2,73	15000	C58333	116 a 118
32,2	54,3	2,38	15000	C58335	116 a 118
29,5	59,3	2,18	16000	C58336	116 a 118
26,2	66,8	1,93	16000	C58337	116 a 118
23,9	73,2	1,66	16000	C58338	116 a 118
20,7	84,5	1,53	16000	C58339	116 a 118
18,1	96,6	1,34	16000	C58340	116 a 118
15,4	113	1,14	16000	C58341	116 a 118
13,9	126	1,02	16000	C58342	116 a 118
11,8	149	0,87	16000	C58343	116 a 118
11,0	159	0,81	16000	C58344	116 a 118
34,2	51,2	4,88	19000	C60334	119 a 121
31,3	55,9	4,47	19000	C60335	119 a 121
27,0	64,9	3,85	19000	C60336	119 a 121
22,9	76,3	3,27	19000	C60337	119 a 121
20,9	83,7	2,99	19000	C60338	119 a 121
18,8	92,9	2,89	19000	C60339	119 a 121
17,4	100	2,49	19000	C60340	119 a 121
15,3	114	2,18	19000	C60341	119 a 121
13,6	128	1,95	19000	C60342	119 a 121
11,7	149	1,67	19000	C60343	119 a 121
10,9	155	1,54	19000	C60344	119 a 121
8,99	195	1,28	19000	C60345	119 a 121
8,16	200	1,21	19000	C60346	119 a 121
22,6	77,5	4,83	29000	C62337	122 a 124
20,9	83,8	4,47	29000	C62338	122 a 124
18,2	98,0	3,90	29000	C62339	122 a 124
15,7	111	3,36	29000	C62340	122 a 124
14,4	122	3,08	29000	C62341	122 a 124
12,9	136	2,77	28000	C62342	122 a 124
12,0	145	2,58	26000	C62343	122 a 124
10,8	162	2,31	25000	C62344	122 a 124
9,58	189	2,05	23000	C62345	122 a 124
8,31	210	1,78	22000	C62346	122 a 124
7,50	233	1,61	20000	C62347	122 a 124
12,7	138	4,83	53000	C64343	125 a 127
11,4	154	4,32	53000	C64344	125 a 127
10,1	174	3,84	53000	C64345	125 a 127
8,78	200	3,34	53000	C64346	125 a 127
7,90	221	3,01	53000	C64347	125 a 127
7,71	227	4,77	62000	C66347	128 a 130

Figura 65: Datos técnicos motorreductor estándar

Fuente: WEG, Catalogo motores

La velocidad de giro del motor del motorreductor seleccionado es de 1750rpm y la velocidad de giro requerida por la rueda dentada es de 9rpm; por lo que la reducción necesaria se calcula con la siguiente expresión:

$$mv = \frac{1750 \text{ rpm}}{9 \text{ rpm}} = 194,44$$

Con el motor reductor axial marca WEG se obtiene una relación de transmisión:

$$mv = \frac{1750 \text{ rpm}}{8,99 \text{ rpm}} = 194,66$$

Se pudo observar que el motorreductor es apto para utilizarse en este transportador, debido a que cumple con los requerimientos impuestos por el sistema.

5.4.5 Diseño del eje

Para el cálculo del eje se determinan los diámetros y posteriormente se seleccionan los rodamientos.

En la figura 66 se observa el diseño propuesto y las dimensiones a consideración del eje. En el punto A se encuentra el acople al reductor – motor, en los puntos B y C se encuentran los apoyos de los rodamientos, el punto C será donde se ubique la rueda catalina y finalmente el punto D quedará en voladizo.

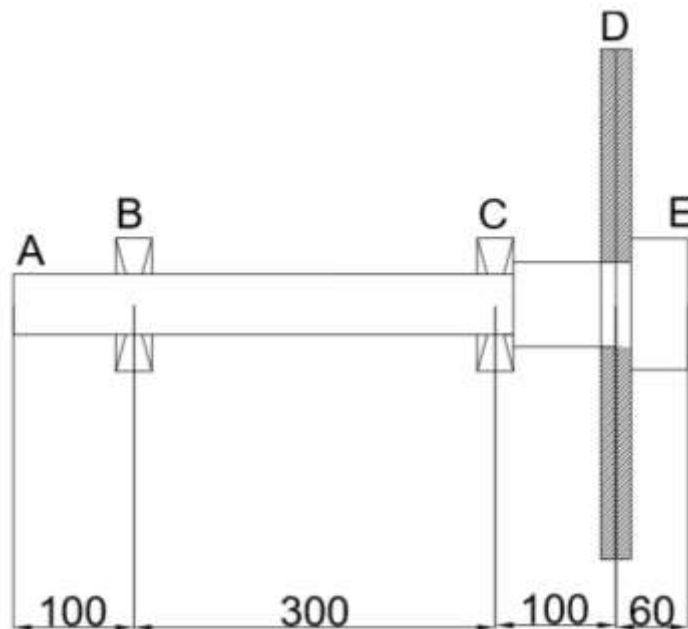


Figura 66: Diseño de eje transmisor de potencia

Fuente: Velazquez A (2018)

5.4.5.1 Cálculo de las Reacciones

A continuación, se realizó un diagrama de cuerpo libre del eje para el cálculo de las reacciones en el soporte. (Ver figura 67).

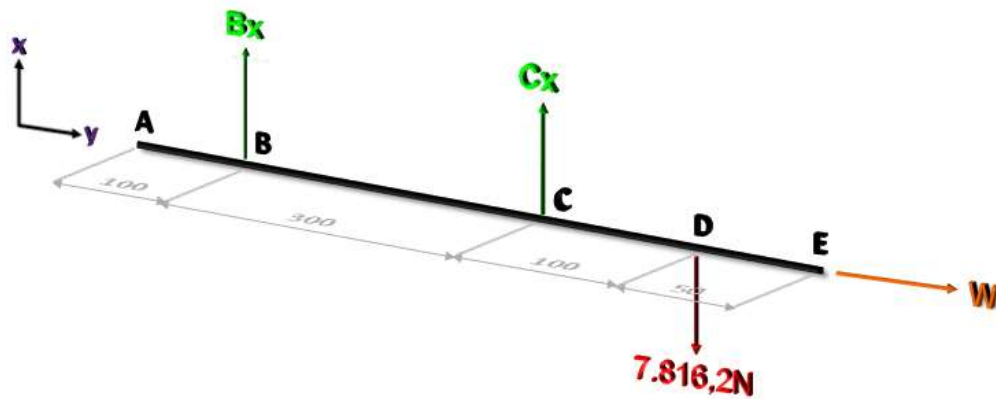


Figura 67: Diagrama de Cuerpo libre en el eje

Fuente: Velazquez A. (2018)

Para el cálculo de las reacciones en el plano xy se tiene

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 7.816,2N - C_x - B_x = 0$$

$$C_x = 7.816,2N - B_x$$

$$C_x = 7.816,2N - 2.605,4N = 5.210,8N$$

$$\sum M_{Cx} = 0 \rightarrow -(7.816,2N * 0,1m) + (0,3m * B_x) = 0$$

$$B_x = \frac{7.816,2N * 0,1m}{0,3m} = 2.605,4N$$

Se debe considerar el torque transmitido al eje a través de la ecuación 48:

$$T = \frac{F_{tT} * D}{2} = \frac{7.816,2(0,423m)}{(8,99rpm)} = 367,77Nm$$

Con las reacciones calculadas se obtuvieron todos los datos necesarios para elaborar mediante el programa MD Solids los diagramas de corte y momento. (Ver figura 68)

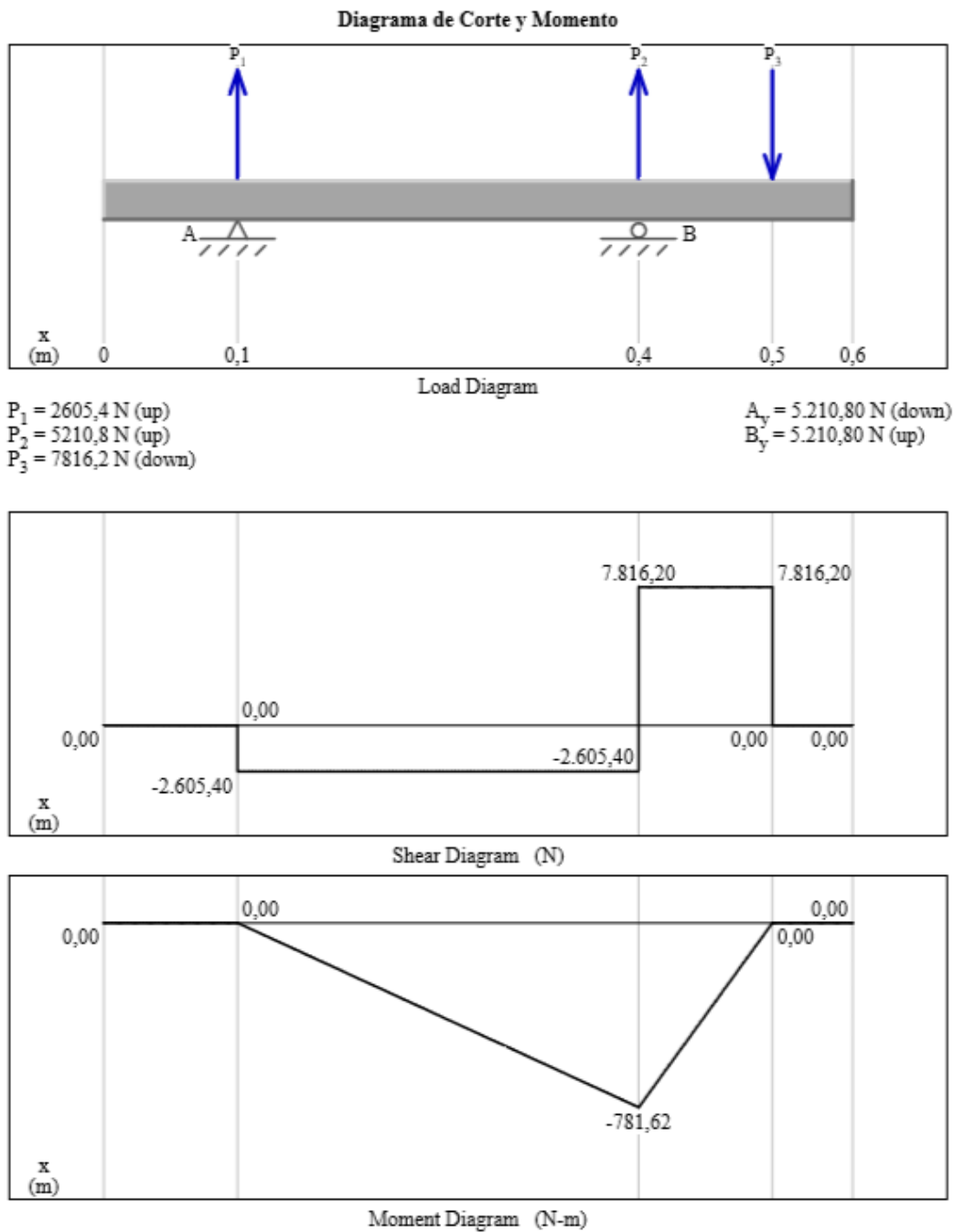


Figura 68: Diagrama de Corte y Momento flector

Fuente: Velazquez A. (2018)

5.4.5.2 Elección del material

Tomando en cuenta las cargas que actúan en el eje, se escogió un material de construcción el acero al carbono AISI 1040 para el eje. Este acero es laminado en caliente y fabricado mediante un mecanizado. Sus propiedades mecánicas son $S_y=414\text{MPa}$ y $S_u=621\text{MPa}$. (Ver anexo X)

5.4.5.3 Valores para concentradores de tensiones

Se tomaron en cuenta las discontinuidades geométricas que se encuentran en el eje, ya que, estas afectan el diseño concentrando tensiones. Ahora se presentan los valores tomados para este diseño:

- Cuñera de perfil $K_t=1$
- Hombros de bordes cortantes $K_t=2,5$
- Anillo de sujeción: $K_t=3$

5.4.5.4 Tensiones

El eje se diseñará a resistencia por fatiga ya que, va a estar sometido a esfuerzos combinados y a cargas repetidas, por ende, se utilizará la tensión normal de diseño que 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 se tomarán en cuenta bajo los factores que modifican la resistencia a la fatiga presentados a continuación:

- **Factor de temperatura $C_b= 1$** , ya que, el transportador no estará sometido a altas temperaturas.
- **Factor de fabricación $C_s= 0,88$** Con S_u y el tipo de fabricación del eje (mecanizado) se obtuvo de la figura 31.
- **Factor de confiabilidad $C_r= 0,7188$** . El diseño del eje se hará para una confiabilidad del 99,9%, con este valor se obtuvo de la Tabla 10 el coeficiente B.
- **Factor de corrección por esfuerzos residuales $C_o= 1,3$ (acero laminado).**
- Se calculo $S'_n = 0,5 * S_u = 0,5 * 621\text{MPa} = 310,5\text{MPa}$

Ya con los factores que modifican a la resistencia a la fatiga determinados, se procede al cálculo de S_n .

$$S_n = 1 * 0,88 * 0,7188 * 1,3 * 310,5MPa = 255,326 MPa$$

Para calcular el Esfuerzo de corte admisible según la ecuación 49:

$$\frac{0,577*414MPa}{3} = 79,626 MPa$$

Como se trabaja con momento flector fluctuante, se utilizó la expresión:

$$M_f = \frac{1}{2}(M_{fmax} - M_{fmin})$$

$$M_f = \frac{1}{2}(781,62Nm - 0Nm) = 390,81Nm$$

5.4.5.5 Cálculo de los diámetros

Procedemos al cálculo de los diámetros a través del eje, estos dependen de las cargas que actúen sobre la sección y los concentradores de esfuerzos.

- **Diámetro en el punto D**

En este punto se tiene momento flector y torsor, ya que por el lado izquierdo y derecho se tienen distintos concentradores de tensión se calcula:

Por la Izquierda: Se evaluó el diámetro mínimo que debe tener la sección según los concentradores y cargas ubicados a la izquierda del elemento, se calcula mediante la expresión 52:

Tabla 22: Cargas y concentradores en la sección izquierda del punto D.

Datos	
N=3	Mf= 390, 81Nm
Kt=3	Sn=255,33MPa
T=367,77Nm	Sy=414MPa

Fuente: Velazquez A. (2018)

$$D_D = \left[\left(\frac{32 * 3}{\pi} \right) * \sqrt{\left(\frac{3 * 390,81Nm}{255,326MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{367,77Nm}{414MPa} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 5,220cm$$

$$= 52,20mm$$

Por la Derecha: Se evaluó el diámetro mínimo que debe tener la sección según los concentradores y cargas ubicados a la derecha del elemento, se calcula mediante la expresión 52:

Tabla 22: Cargas y concentradores en la sección derecha del punto D.

Datos	
N=3	Mf=390,81Nm
Kt=2,5	Sn=255,33MPa
T=367,77Nm	Sy=414MPa

Fuente: Velazquez A. (2018)

$$D_D = \left[\left(\frac{32 * 3}{\pi} \right) * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 390,81Nm}{255,326MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{367,77Nm}{414MPa} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 4,922cm$$

$$= 49,22mm$$

• **Diámetro en el punto B**

El asiento del cojinete en B se encuentra sometido a torque, pero no a momento flector, por lo tanto:

Si $\tau = \tau_{adm}$, se tendrá entonces que la inercia polar $I_p = \frac{T}{\tau_{adm}} = \frac{\pi D^3}{16}$; despejando la ecuación queda de la siguiente manera:

Tabla 24: Cargas en la sección del punto B.

Datos
τ_{adm} = 79,626MPa
T=367,77Nm

Fuente: Velazquez A. (2018)

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi * \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 367,77Nm}{\pi * 79,626MPa}} = 2,865cm = 28,65m$$

5.4.5.6 Selección de los cojinetes

Para la selección de los cojinetes ubicados en B y C se tomó en cuenta la carga radial recibida por las reacciones en el eje, para el diseño de rodamientos con cargas radiales se obtiene la carga radial con la ecuación 54.

Con $V=1$ para rodamientos internos y calculando la carga radial para cada cojinete, se calculó:

- **Cojinete en B con $R=2.605,4N$**

$$P_B = 1 * 2.605,4N = 2.605,4N = 2,6KN = 265,586Kg$$

Se utilizará un rodamiento radial de bola con una hilera, para su selección de catálogo se utilizan los siguientes parámetros:

El número de revoluciones de diseño calcula la vida útil del cojinete a una velocidad específica, para calcularla utilizamos la Ecuación 53:

La vida útil de diseño recomendada utilizada según la tabla 12 es de $h=10.000$.

$$L_d = 10.000 * 8,99rpm * 60 = 5.394.000$$

La Capacidad de carga se calcula con la ecuación 54

$$C_{Bx} = 265,586Kg * \left(\frac{5.394.000}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 216,193Kg = 2,12KN$$

Con el valor de la capacidad de carga y el diámetro interno del eje que es $28,65mm$ que limitara con el cojinete se seleccionó un rodamiento 62/28 de 28mm de diámetro, $C=16,8KN$, Velocidad limite 16.000rpm y una masa de 0,17Kg. del catálogo SKF, pagina 326 (Ver Anexo A.1).

Cojinete en C con $R=5.210,8N$: Ahora, se calcula la capacidad de carga en el punto C, se utiliza el mismo valor de L_d .

$$P_C = 1 * 5.210,8N = 5.210,8N = 5,21KN = 531,172Kg$$

$$C_{Cx} = 531,172Kg * \left(\frac{5.394.000}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 432,387Kg = 4,24KN$$

Con el valor de la capacidad de carga y el diámetro interno del eje que es 52,2mm que limitara con el cojinete se seleccionó un rodamiento 61810 de 50mm de diámetro, C=6,76KN, Velocidad limite 13.000rpm y una masa de 0,052Kg. del catálogo SKF (Ver Anexo A.3).

- **Lubricación**

En los rodamientos montados en ejes verticales es indispensable usar un sello, una placa de protección o un deflector eficaces para evitar que la grasa se fugue de la disposición de rodamientos, los intervalos obtenidos del Diagrama de factor de velocidad vs horas de funcionamiento (Figura 67) se deben reducir a la mitad.

Tabla 5

Factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A				
Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_y	Límites recomendados para el factor de velocidad A para la relación de carga		
		C/P ≥ 15	C/P = 8	C/P = 4
		mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos Y	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas de contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
– rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
– rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
– rodamiento fijo con carga axial ligera en constante movimiento	4	200 000	120 000	60 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos de agujas				
– con jaula	3	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos	Comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.			
Rodamientos de rodillos cónicos	2	350 000	300 000	200 000
Rodamientos de rodillos a rótula				
– si la relación de carga $F_r/F_t \leq e$ y $d_m \leq 800$ mm				
series 213, 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
series 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
serie 241	2	150 000	80 000 ⁴⁾	50 000 ⁴⁾
– si la relación de carga $F_r/F_t \leq e$ y $d_m > 800$ mm				
series 238, 239	2	230 000	130 000	65 000
series 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
serie 241	2	100 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
– si la relación de carga $F_r/F_t > e$ todas las series	6	150 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
Rodamientos de rodillos toroidales CARB				
– con jaula	2	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos axiales de bolas	2	200 000	150 000	100 000
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de agujas	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de rodillos a rótula				
– arandela de eje giratoria	4	200 000	120 000	60 000
Roldanas	Comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.			

¹⁾ Los factores del rodamiento y los límites recomendados del factor de velocidad A se aplican a los rodamientos con una geometría interna y una ejecución de la jaula estándares. Para diseños internos alternativos del rodamiento y ejecuciones especiales de la jaula, comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

²⁾ El valor t_f obtenido en el **diagrama 4** debe ser dividido por un factor de 10.

³⁾ No corresponde, ya que se recomienda utilizar un rodamiento con jaula para estos valores de C/P.

⁴⁾ Para velocidades más altas, se recomienda utilizar lubricación con aceite.

Figura 69: Valores de factor de velocidad

Fuente: Catalogo SKF, Rodamientos

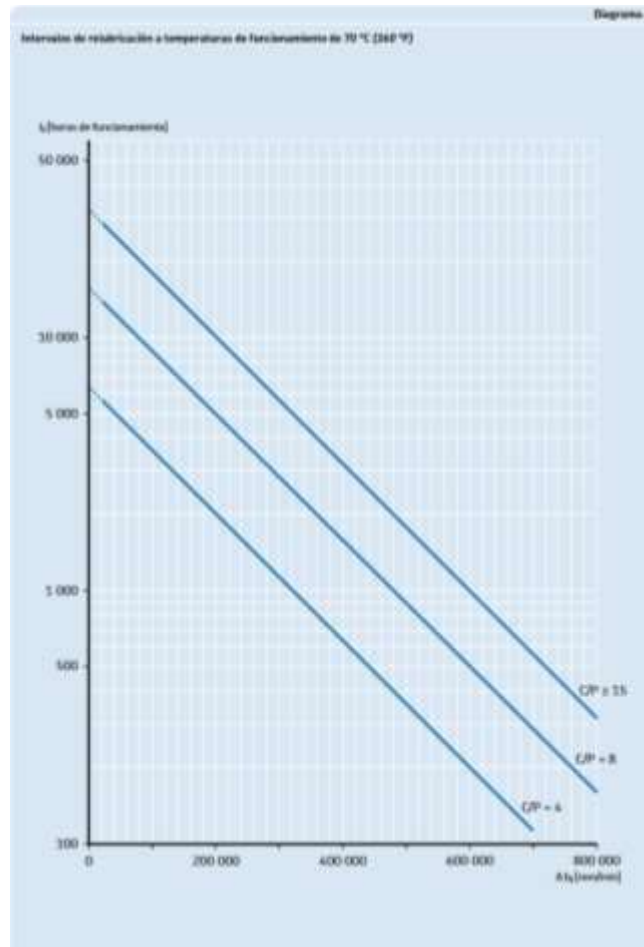


Figura 70: Diagrama para selección de horas de funcionamiento

Fuente: Catalogo SKF, Rodamientos

Con los valores para rodamientos rígidos de bola de $C/P < 4$ $bf=1$ a $300.000\text{mm}/\text{min}$ se obtienen las horas de funcionamiento a través del diagrama para la selección de horas de funcionamiento del rodamiento (Ver figura 70), esto con el propósito de conocer cada cuanto tiempo debe realizársele mantenimiento de lubricación. El valor obtenido $t_f=1000\text{hrs}$ es para ejes horizontales, para ejes verticales el valor es $t_f=1000\text{hrs}/2=500\text{hrs}$.

Se utiliza como lubricante la grasa, que consisten en un aceite mineral o sintético combinado con un espesante. Las grasas también incluyen aditivos que mejoran

algunas de sus propiedades, como por ejemplo brindar protección contra la corrosión. Por lo tanto, no se debe enjuagar de la disposición de rodamientos con agua. (Ver Anexo A.5).

5.4.5.7 Diseño de concentradores de Esfuerzo

Cumplen la función de transmitir torque o solo ubicar axialmente los elementos en el eje, ambos responsables del diseño del transportador, si la ubicación no es precisa crea vibraciones parasitas en el sistema y produce fallas por fatiga a largo plazo, son considerados los elementos más importantes del eje.

- **Cuñas**

Se diseñará una cuña que se coloca en la interfase entre el eje y la rueda catalina de una pieza que transmite potencia con el fin de transmitir torque a la cadena.

En el diseño de cuñas las variables principales son: el diámetro del eje, la longitud de la cuña, la altura y el material de la cuña. A continuación, se presenta la tabla 24 donde se encuentran los datos obtenidos anteriormente y se recomienda utilizar un material para la elaboración de la cuña.

Tabla 24: Datos para la selección de cuñas.

Datos			
Eje		Catalina	
Material	AISI 1040	Diámetro	16,65”
Sy	60.045psi	Espesor	2,756”
Su	90.068psi	Cuña	
T	3248,22lbin	Material	AISI 1020
D	2,055	Sy	51.000psi

Fuente: Velazquez A. (2018)

Se Selecciono el tamaño de la cuña según la ANSI Estándar B17.1-1967 con los datos presentados de la Figura 69:

Tabla 10-1 Tamaño de cuña contra tamaño de flecha

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, <i>W</i>	Altura, <i>H</i>	
			Cuadrada	Rectangular
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/4
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	3/16	3/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	3/8	3/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	3/4
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York)

Figura 71: Tamaño de cuña según el tamaño del eje

Fuente: Elementos de Maquinas II

Para diámetros entre 1 1/4" y 2 1/4" tenemos un espesor de 1/2" y una altura de 1/2", con estos datos calculamos el largo de la cuña con la siguiente expresión:

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * S_y}$$

$$L = \frac{4 * (3.248,22Lbin) * 3}{(2,055") * (0,5") * (51.000psi)} = 0,744" = 18,89mm$$

Como la distancia no es ni la mitad del espesor de la rueda catalina se recomienda utilizar una longitud más reservada de agarre de 60mm.

- **Anillos de sujeción**

Los anillos de sujeción que se colocan en este eje se utilizan para evitar el movimiento axial de los rodamientos ubicados en los puntos B y C, a continuación, se presentan los tipos de anillos seleccionados:

- **Separador**

Utilizamos un separador para mantener la distancia de 100mm entre el rodamiento ubicado en el punto C y la Catalina ubicada en el punto D, este elemento controlara la posición relativa entre ellos.

5.5 Automatización del sistema de transporte.

Con la automatización industrial lo que se busca es generar la mayor cantidad de productos en el menor tiempo posible, con el fin de reducir los costos y garantizar una uniformidad en la calidad. Esto es posible gracias a la unión de distintas tecnologías como lo son la instrumentación, nos permite medir las variables de la materia en sus diferentes estados, gases, sólidos y líquidos, los servos y los motores que son los encargados del movimiento, los sensores que indican lo que está sucediendo con el proceso, donde se encuentra en un momento determinado y dar la señal para que siga el siguiente paso, los sistemas de comunicación enlazan todas las partes y los Controladores Lógicos Programables o por sus siglas PLC se encargan de controlar que todo tenga una secuencia, toma de decisiones de acuerdo a una programación pre establecida.

Para esto se implementó un sistema automatizado, utilizando componentes como pulsadores, relés, contactores, luces indicadoras para permitir un mejor trabajo.

En primera instancia se desea diseñar un sistema que permita a los operadores mediante pulsadores realizar operaciones en el transporte de los motores y que presente una indicación luminosa cuando este en movimiento el transportador, además de accionar elementos de seguridad para evitar accidentes.

Con el soporte del programa LogixPro se pudo simular el funcionamiento del diseño como lo sería en un PLC. (Ver Figura 70)

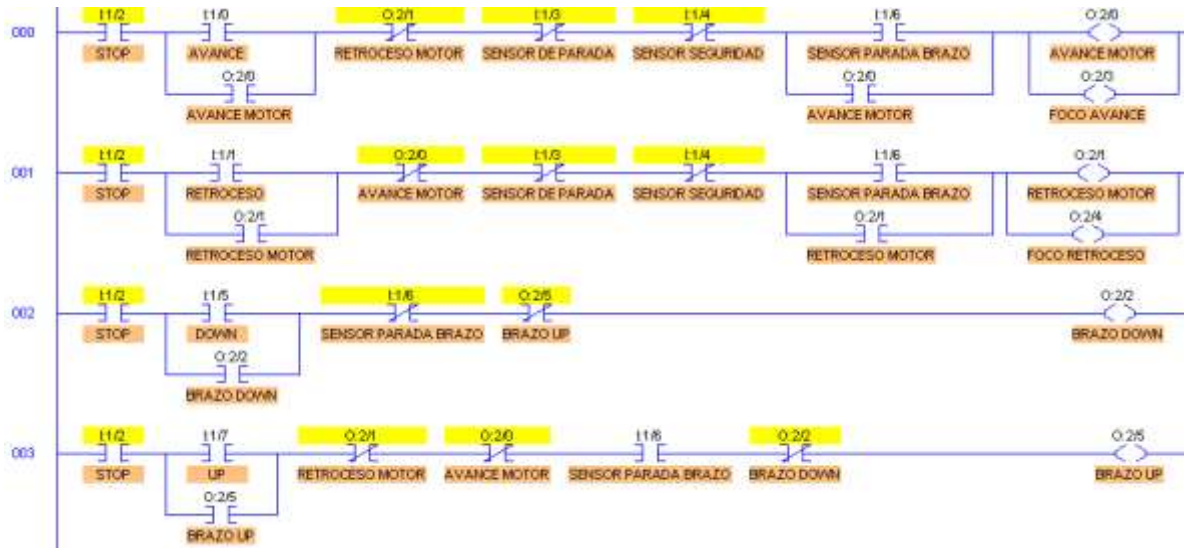


Figura 72: Circuito del PLC

Fuente: Velazquez A. (2018).

En la figura 70 se puede apreciar la construcción del circuito base de la automatización en el PLC donde se encuentran conectados todos sus componentes indicando de color amarillos los elementos activos, sus entradas y salidas. Habrá 5 pulsadores que manejarán las entradas, entre ellos se encuentra un pulsador NC de stop o parada que detiene el transporte completo, dos pulsadores NO correspondientes al motor que moverá el sistema y dos pulsadores restantes NO que accionan la barra de seguridad. En la figura 71 se aprecia la línea 002 del PLC activa, ocurre ya que se presionó el pulsador I:1/5 activando el movimiento de la barra de seguridad, el circuito está diseñado de tal manera que no se pueda activar el motor del sistema si la barra está levantada.

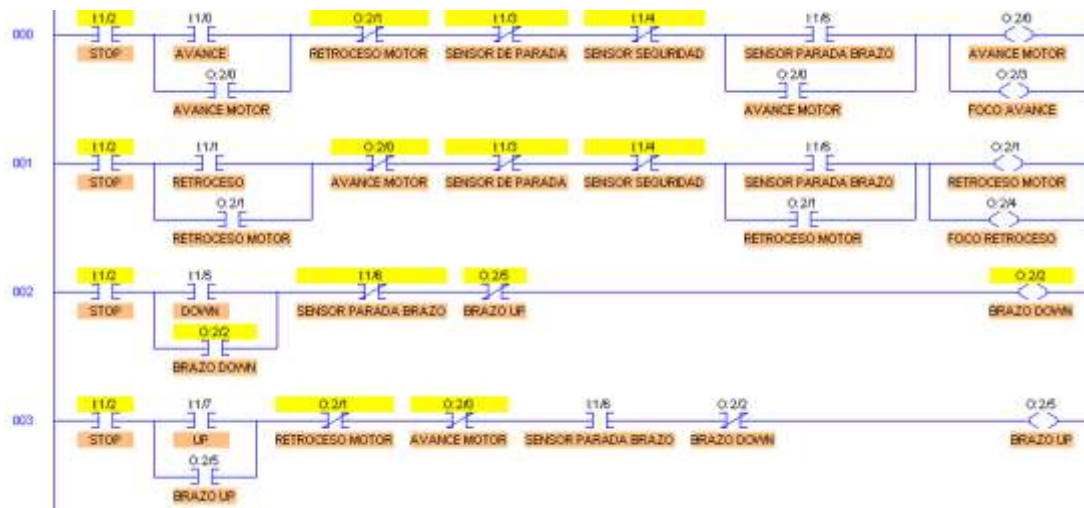


Figura 73: Circuito del PLC con pulsador para barra de seguridad activo.

Fuente: Velazquez A. (2018).

Una vez la barra llega a su posición final activa un sensor (I:1/6) que manda una señal al motor para que este deje de trabajar y a su vez cierra unos contactores en las líneas 000 y 001, esto con la función de que el sistema no pueda ser activado si dicha barra no se posicionó anteriormente. (Ver figura 73). Ya con la barra de seguridad en posición el operador procede a activar mediante otro pulsador el avance o el retroceso del sistema activándose una luz que indica que se inició el proceso. (ver figura 74, figura 75).

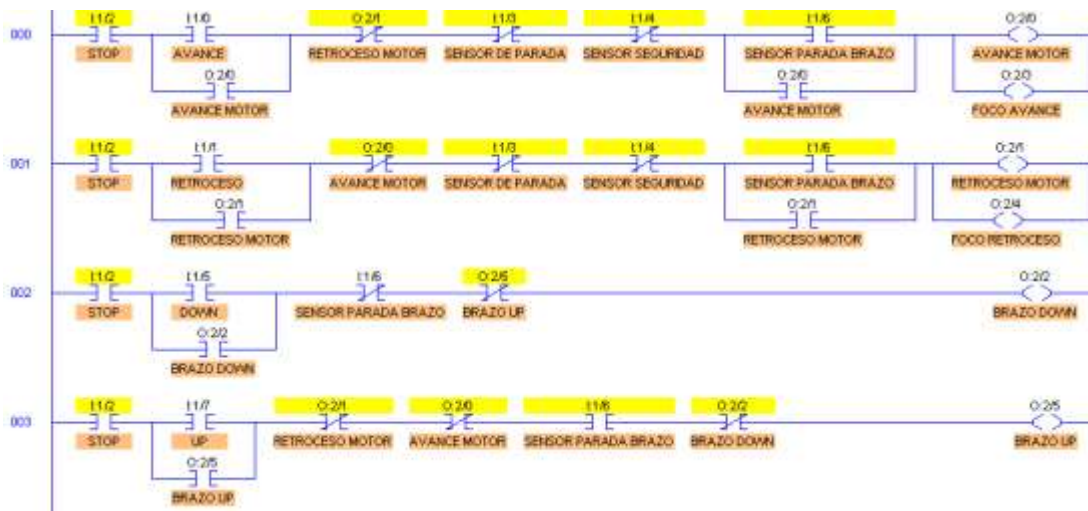


Figura 74: Circuito del PLC con contactores cerrados debido al sensor de posición de la barra de seguridad.

Fuente: Velazquez A- (2018).

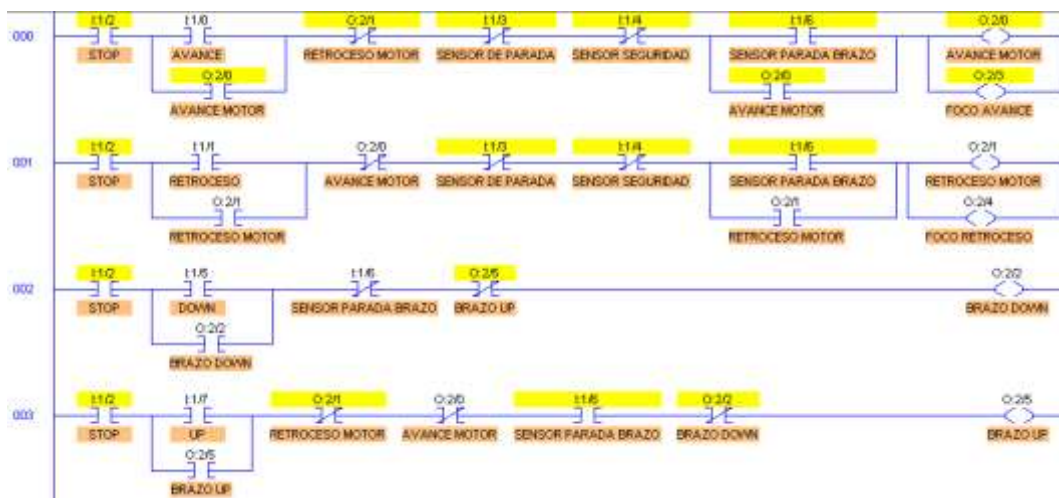


Figura 75: Circuito del PLC con el sistema en marcha (avance) y luz indicadora activada.

Fuente: Velazquez A. (2018).

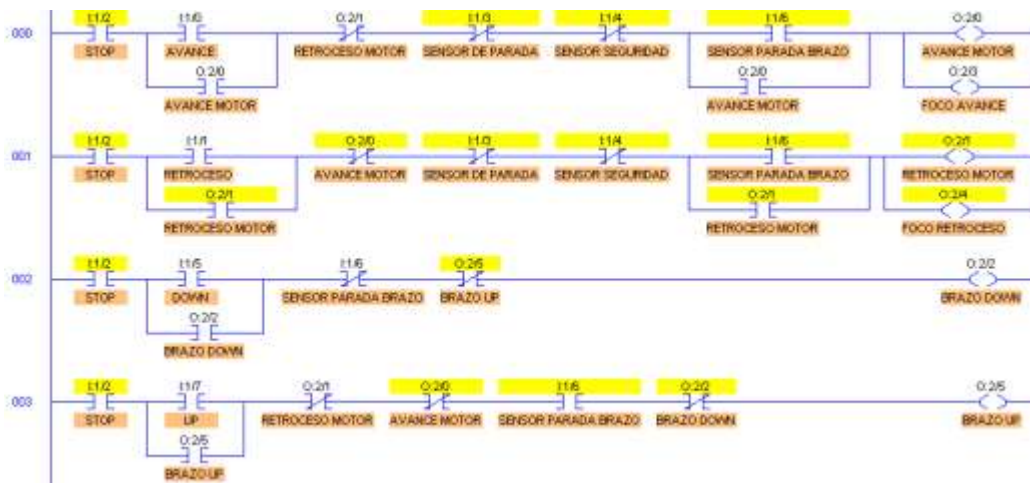


Figura 76: Circuito del PLC con el sistema en marcha (retroceso) y luz indicadora activada.

Fuente: Velazquez A. (2018).

Una vez se haya terminado todo el recorrido el operador mediante otro pulsador (I:1/7) podrá subir la barra de seguridad permitiendo el paso nuevamente por la zona, esta barra solo se puede activar si el motor del sistema está parado, de lo contrario al presionar dicho pulsador no se activará, esto como método de seguridad y evitar cualquier posible accidente como se muestra en la figura 75:

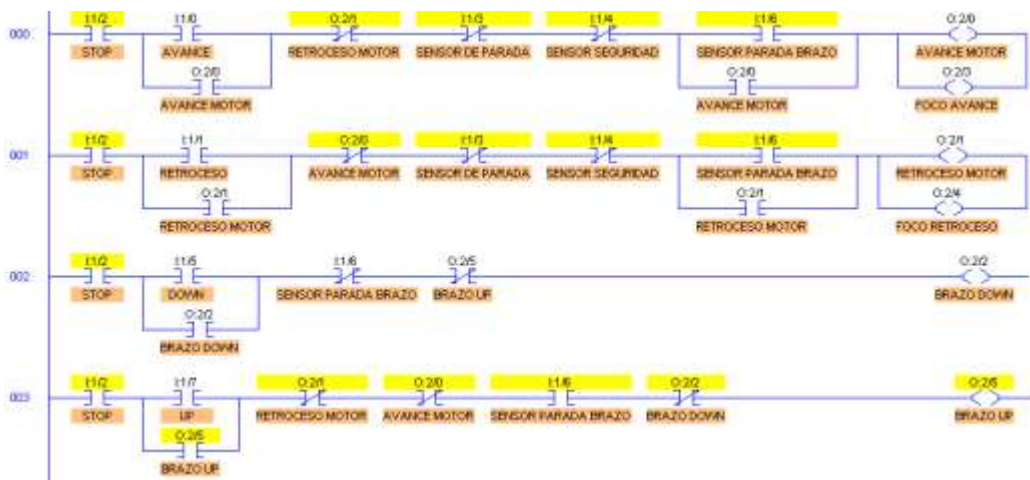


Figura77: Circuito del PLC con la barra de seguridad activada una vez terminado el recorrido.

Fuente: Velazquez A. (2018).

El circuito en el PLC se programó con distintos métodos de seguridad tanto como para las personas en la zona como para evitar fallas en el sistema de transporte, como son los sensores que cierran o abren distintos contactores para que así al presionar por equivocación un pulsador que no se debía el sistema siga su curso sin inconvenientes ya que energizan o des energizan las distintas líneas en el PLC.

5.6 Evaluar la factibilidad económica del proyecto.

Se desea determinar la rentabilidad del sistema implementar, tanto en el ámbito técnico como económico.

Como se mencionó anteriormente, la línea produce 68 motores por jornada laboral. Con la implementación del sistema semiautomatizado se aumentaría la producción a la eficiencia objetiva propuesta 84 motores, lo que se traduce en una mejora de la producción actual, ya que el sistema trabajaría constantemente a lo largo de la jornada de trabajo. Su implementación reducirá los accidentes laborales otorgando mejores condiciones de trabajo para los operadores. 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:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(1+i)^{-1}$$

Dónde:

Ft: flujos monetarios netos

n: número de períodos de interés que abarca el estudio

i: valor de interés en %

y, alternativamente:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(P/Si, t)$$

Dónde:

P/Si, t: factor de actualización de una cantidad de dinero futura, vendrá dado por n períodos a una tasa de interés i.

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 corporación.

- La construcción del sistema transportador 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 automatizado requerirá de 2 operarios. Además, en funcionamiento puede operar 20 días al mes un solo turno, dependiendo de la programación del departamento de planificación.
- El sueldo de un trabajador mensual de FCA Venezuela LLC, incluyendo bono de alimentación y descuentos es de Bs. 1.307.546,00
- El costo de personal por construcción del sistema será= sueldo del trabajador al mes * 2 = Bs. 1.307.546,00* 2 = Bs.2.615.092,00.
- Los costos totales de personal durante la construcción = Bs. 2.615.092,00* 2 = Bs. 5.230.184,00
- El costo de los elementos para la construcción del sistema viene dado por la Tabla 24. Existen elementos pertenecientes al sistema que no se tomaron en cuenta porque estos ya se encontraban en stock o inventario.

Incluyendo Bs. 10.000.000 por gastos de traslado y transporte, el costo total de inversión será = costos de elementos + costos por construcción + costos por traslado y transporte= Bs. 1.920.000+ Bs. 30.184.000 + Bs. 10.000.000 = Bs 33.104.000.

- Además de la inversión inicial se determina los ingresos brutos (IB) que son los que representan el producto de los bienes producidos, tal que:

$$IB=Pv*Q$$

Donde:

Pv: precio de venta del bien producido

Q: volumen de ventas producidos en el año

Tabla 26: Materiales para la construcción del transportador

Materiales para construcción de transportador		
Equipo	Cantidad	Precio Total (Bs)

Material para construcción	N/A	20.000.000
Cable #10	1 rollo	12.500.000
Cadena X358	210ft	190.670.000
Bornera para cable 10	1rollo	4.000.000
Viga IPN100	14m	154.000.000
Accesorio B		27.140.000
Accesorio barra de carga	59	35.400.000
Carros	118pza	118.000.000
Montajes especiales de giros horizontales	4	300.000.000
Eje macizo	1	46.800.000
TOTAL		908.510.000

Fuente: Velazquez A. (2018)

Debido a la variación del costo de importación y el aumento del dólar, así como la producción inconstante de la planta por la situación del país, se toma como precio de venta el del ultimo lote producido que es de 317.400.000.000Bs.

Como el sistema está diseñado para trabajar a la eficiencia efectiva sin parada de 84 motores por turno, y suponiendo que el sistema solo trabaja un turno durante 20 días al mes, por los 12 meses del año, el valor Q será:

Q:84motores*1 turno*20dias/mes*12 meses

Q:20.160 motores producidos / año

Por lo que IB queda:

IB=10.580.000.000 Bs/camioneta*20.160 camionetas/año

IB=213.292.800.000Bs/año

Este IB obtenido es en un supuesto de que la producción fuera constante, colocando como referencia que la producción del año se estima sea de 172 camionetas se tiene:

IB=10.580.000.000 Bs/camioneta*172 camionetas/año

IB=1.819.760.000.000Bs/año

Debido a la baja producción la empresa solo convoca al personal necesario, por lo que la implementación de este proyecto reduciría los tiempos de producción llevando a un ahorro de 5 días de producción, aumentando la efectividad permitiendo así un ahorro en los gastos referentes a nómina de aproximadamente 10.000.000 Bs

La empresa obtiene una ganancia del 11% por cada camioneta producida, por lo que los costos operacionales (Cop) donde se incluye el pago de nómina, de servicios (electricidad, agua, internet), ya que el costo de la materia por camioneta será: Bs.9.416.200.000, y en el año serán iguales a:

$$\text{Cop}=9.416.200.000\text{Bs/camioneta} * 172 \text{ camioneta/año}$$

$$\text{Cop}=1.619.586.000.000\text{Bs/año}$$

A estos costos operacionales se le debe agregar los costos por mantenimiento al año, que serán:

- Lubricación de componentes
- Reemplazo de cadena transportadora
- Repuestos

Total, de gastos en mantenimiento y suministros = Bs. 200.000.000/año.

Por lo que los costos operacionales incluyendo los costos de mantenimiento son: 1.619.786.000.000Bs/año

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. 45.425.500

La tasa mínima de interés se establece en i : 20%.

Debido a la inestabilidad económica del país, se establece una tasa de inflación: 58%. Por lo que la tasa de interés combinada será:

i : 20%

f : 58%

$$i_c = i + f + (i * f)$$

$$i_c = 0,2 + 0,58 + (0,2 * 0,58)$$

$$i_c \cong 0,9 = 90\%$$

Por lo que los flujos netos a una tasa de interés combinada de 90% se aprecian en la Tabla 25 y Tabla 26.

Tabla 27: Flujos Monetarios del proyecto.

Año	Inversión Inicial (II)	Ingresos Brutos en Bs (IB)	Costos Operacionales (Cop)	Valor Residual
0	- 908.510.000	1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
1		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
2		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
3		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
4		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
5		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
6		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
7		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
8		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
9		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	
10		1.819.760.000.000	1.619.786.000.000	45.425.500

Fuente: Velazquez A. (2018)

Tabla 28: Flujos Monetarios netos del proyecto.

Año	Flujos netos (Bs)	P @90%	VA (90%)
0	908.510.000	0	908.510.000
1	199.974.000.000	0,52632	1,0525E+11
2	199.974.000.000	0,27701	55394797740
3	199.974.000.000	0,14579	29154209460
4	199.974.000.000	0,07673	15344005020

5	199.974.000.000	0,04039	8076949860
6	199.974.000.000	0,02126	4251447240
7	199.974.000.000	0,01119	2237709060
8	199.974.000.000	0,00589	1177846860
9	199.974.000.000	0,0031	619919400
10	200.019.425.000	0,00163	326031662,8
TOTAL (VA 90%)			222.741.741.983

Fuente: Velazquez A. (2018)

Como VA (90%) > 0, la propuesta del sistema automatizado es económicamente factible.

CONCLUSIONES

Se puede concluir mediante el estudio de la situación problemática, que los objetivos planteados fueron cumplidos satisfactoriamente en su totalidad.

La implementación del sistema automatizado cumplió con las expectativas y faces planteadas durante el desarrollo de este proyecto, que 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.

El proyecto busca el desarrollo de nuevos elementos constitutivos 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, en cuanto a factibilidad a través del estudio realizado en este trabajo se comprueba que este proyecto es totalmente factible e incluso se diseñó para disminuir riesgos operacionales y ergonómicos, estos riesgos representan dinero a la corporación. 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 AutoCAD e Inventor, con los que se logró facilitar el cálculo y dimensiones de los componentes.

Durante el desarrollo de este proyecto de diseño, se superaron barreras gracias a los principios y métodos muy bien fundamentados por la ingeniería mecánica que se han aprendido durante toda la carrera y que se han puesto en práctica con la realización de este trabajo.

RECOMENDACIONES

En busca de obtener un buen funcionamiento del sistema, a continuación, se muestran una serie de recomendaciones.

La construcción y puesta en marcha del sistema analizado como propuesta para sustituir el sistema actual manual transporte de motores a la línea de ensamblado.

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 los rodamientos y los piñones. También se recomienda mantener lubricadas las cadenas de arrastre.

Es recomendable el chequeo esporádico del eje de transmisión del motor, así como los ejes de los piñones locos, para determinar si estos se encuentran desbalanceados o desalineados.

Es imperativo utilizar protección contra la corrosión en todos los elementos constitutivos del sistema, debido a la atmosfera contaminante producida por los gases tóxicos industriales, que ponen en peligro todos los componentes metálicos del sistema de transporte.

BIBLIOGRAFÍA

- Alexandrov M. (1.976). **Aparatos de elevación y transporte**. Ed. Mir. Moscú.
- Arias F. (2006): **El proyecto de investigación. Introducción a la Metodología Científica**, Caracas; Episteme.
- Avallone Eugene A. y Baumeister Theodore III **Manual del Ingeniero Mecánico: 9na. Edición**. Editorial Mcgraw Hill Interamericana S.A.
- Ernst. (1.970). **Aparatos de elevación y transporte**. Tomo II. Ed. Blume.
- Budynas Richard G. y Nisbett J. Keith. (2.008). **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**. Octava edición. Editorial Mcgraw Hill Interamericana S.A.
- Gómez P. Dani F. y Fava G. Sergio J. (2008). “**Diseño, Construcción y Automatización de una Cinta Transportadora para la Simulación Mecánica de un Proceso Industrial**”
http://saber.ucv.ve/jspui/bitstream/123456789/6910/1/TEG_GOMEZ_FAV_A.pdf
- ROKATEC (2007) **¿Qué es automatización industrial?**
http://www.rocatek.com/forum_automatizacion_industrial.php

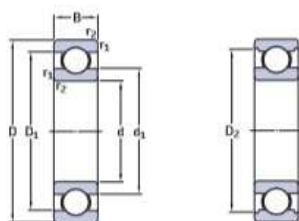
Tassoni M. Danilo y Pizzella P. Giovanni. (2007): **Elementos de Maquina**,
Universidad de Carabobo Venezuela.

ANEXOS

Anexo A.1

Rodamientos SKF con diámetros entre 25mm – 35mm

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25 – 35 mm



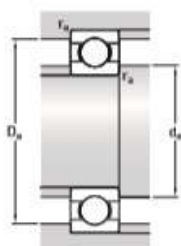
Dimensiones principales		Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales	Masa	Designación		
d	D	B	C	C_0	P_0	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN	kN	kN	r. p. m.	kg		
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	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 A.2

Dimensiones de rodamientos SKF con diámetros entre 25mm-35mm.

1.1



Dimensiones					Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _e	f ₀
mm									
25	28,5	33,2	-	0,3	27	35	0,3	0,015	14
	30,2	36,8	37,7	0,3	27	40	0,3	0,02	15
	33,3	40,7	-	0,3	27	45	0,3	0,02	15
	32	40	42,2	0,6	28,2	43,8	0,6	0,025	14
34,3	44	46,3	1	30,6	46,4	1	0,025	14	
	33,3	44,5	-	1	30,6	46,4	1	0,025	13
	36,6	50,4	52,7	1,1	32	55	1	0,03	12
	36,3	51,7	-	1,1	32	55	1	0,03	12
	45,4	62,9	-	1,5	34	71	1,5	0,035	12
	28	37	49	51,5	1	33,6	52,4	1	0,025
41,7		55,5	57,8	1,1	35	61	1	0,03	13
30	33,7	38,4	-	0,3	32	40	0,3	0,015	14
	35,2	41,7	42,7	0,3	32	45	0,3	0,02	14
	37,7	47,3	-	0,3	32	53	0,3	0,02	15
	38,2	46,8	49	1	34,6	50,4	1	0,025	15
40,3	51,6	54,1	1	35,6	56,4	1	0,025	14	
	39,5	52,9	-	1	35,6	56,4	1	0,025	13
	44,6	59,1	61,9	1,1	37	65	1	0,03	13
	42,3	59,6	-	1,1	37	65	1	0,03	12
	50,3	69,7	-	1,5	41	79	1,5	0,035	12
	35	38,2	42,8	-	0,3	37	45	0,3	0,015
42,2		50,1	52,2	0,6	38,2	51,8	0,6	0,02	16
44		53	-	0,3	37	60	0,3	0,02	14
43,7		53,3	55,7	1	39,6	57,4	1	0,025	15
46,9		60	62,7	1,1	42	65	1	0,025	14
46,1		61,7	-	1,1	42	65	1	0,025	13
49,5		65,4	69,2	1,5	44	71	1,5	0,03	13
57,4	79,6	-	1,5	46	89	1,5	0,035	12	

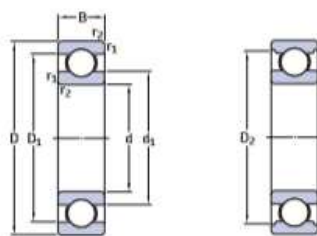
SKF

327

Anexo A.3

Rodamientos SKF con diámetros entre 40mm – 55mm

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 40–55 mm



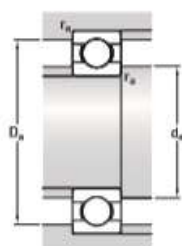
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D	B	C	C ₀	P _H	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808	
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908	
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008	
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008	
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208	
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETW	
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308	
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	
	45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
		68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
75		10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009	
75		16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009	
85		19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209	
100		25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309	
120		29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409	
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810	
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910	
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010	
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010	
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210	
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310	
55	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410	
	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	61811	
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	61911	
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011	
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39	* 6011	
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211	
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	* 6311	
140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	6411		

* Rodamiento SKF Explorer

Anexo A.4

Dimensiones de rodamientos SKF con diámetros entre 40mm – 55mm

1.1



Dimensiones	Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo						Factores de cálculo		
	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _c	f ₀
mm	mm						-		
40	43,2	48,1	=	0,3	42	50	0,3	0,015	15
	46,9	55,1	=	0,6	43,2	58,8	0,6	0,02	16
	49,4	58,6	=	0,3	42	66	0,3	0,02	16
	49,2	58,8	61,1	1	44,6	63,4	1	0,025	15
	52,6	67,4	69,8	1,1	47	73	1	0,025	14
	52	68,8	=	1,1	47	73	1	0,025	13
45	56,1	73,8	77,7	1,5	49	81	1,5	0,03	13
	62,8	87	=	2	53	97	2	0,035	12
	49,1	53,9	=	0,3	47	56	0,3	0,015	17
	52,4	60,6	=	0,6	48,2	64,8	0,6	0,02	16
	55	65	=	0,6	48,2	71,8	0,6	0,02	14
	54,7	65,3	67,8	1	50,8	69,2	1	0,025	15
50	57,6	72,4	75,2	1,1	52	78	1	0,025	14
	62,1	82,7	86,7	1,5	54	91	1,5	0,03	13
	68,9	95,9	=	2	58	107	2	0,035	12
	55,1	59,9	=	0,3	52	63	0,3	0,015	17
	56,9	65,1	=	0,6	53,2	68,8	0,6	0,02	16
	60	70	=	0,6	53,2	76,8	0,6	0,02	14
55	59,7	70,3	72,8	1	54,6	75,4	1	0,025	15
	62,5	77,4	81,7	1,1	57	83	1	0,025	14
	68,7	91,1	95,2	2	61	99	2	0,03	13
	75,4	105	=	2,1	64	116	2	0,035	12
	60,6	66,4	=	0,3	57	70	0,3	0,015	17
	63,2	71,8	=	1	59,6	75,4	1	0,02	16
60	67	78,1	=	0,6	58,2	86,8	0,6	0,02	14
	66,3	78,7	81,5	1,1	61	84	1	0,025	15
	69	85,8	89,4	1,5	64	91	1,5	0,025	14
	75,3	99,5	104	2	66	109	2	0,03	13
	81,5	114	=	2,1	69	126	2	0,035	12

SKF

329

Anexo A.5

Grasas SKF para rodamientos, especificaciones técnicas y características.

Lubricación

Grasas SKF: especificaciones técnicas y características

Designación	Descripción	Temperatura	Velocidad	Carga	Clase NLGI	Rango de temperaturas ¹⁾		Viscosidad del aceite base a	
						LTL	HTPL	40 °C (105 °F)	100 °C (210 °F)
						°C/°F		mm ² /s	
LGMT 2	Uso general industrial y automatización	M	M	La M	2	-30 -20	120 250	110	11
LGMT 3	Uso general industrial y automatización	M	M	La M	3	-30 -20	120 250	120	12
LGEP 2	Presión extrema, cargas elevadas	M	La M	H	2	-20 -5	110 230	200	16
LGWA 2	Amplio rango de temperaturas ²⁾ , presión extrema	Ma H	La M	La H	2	-30 -20	140 285	185	15
LGFP 2	Compatible con alimentos	M	M	La M	2	-20 -5	110 230	130	7,3
LGGB 2	Ecológica, biodegradable, baja toxicidad	La M	La M	Ma H	2	-40 -40	90 ³⁾ 195	110	13
LGGB 2	Grasa para rodamientos de orientación y de palas de turbinas eólicas	La M	VL	Ma H	2	-40 -40	120 250	68	10
LGLT 2	Bajas temperaturas, velocidades extremadamente altas	La M	Ma EH	L	2	-50 -60	110 230	18	4,5
LGWM 1	Presión extrema, bajas temperaturas	La M	La M	H	1	-30 -20	110 230	200	16
LGWM 2	Cargas elevadas, amplio rango de temperaturas	La M	La M	Ma H	2	-40 -40	110 230	80	8,6
LGEM 2	Viscosidad alta, lubricantes sólidos	M	VL	Ha VH	2	-20 -5	120 250	500	32
LGEV 2	Viscosidad extremadamente alta, lubricantes sólidos	M	VL	Ha VH	2	-10 -15	120 250	1 020	58
LGHB 2	Alta viscosidad de los aditivos EP, temperatura alta ⁴⁾	Ma H	VL a M	La VH	2	-20 -5	150 300	400	26,5
LGHP 2	Grasa de polímero de alto rendimiento	Ma H	Ma H	La M	2	-40 -40	150 300	96	10,5
LGET 2	Temperaturas extremas	VH	La M	Ha VH	2	-40 -40	260 500	400	38

¹⁾ LTL: Límite inferior de temperatura. HTPL: Límite superior de temperatura para un rendimiento eficaz.

²⁾ LGWB 2 puede soportar picos de temperatura de 120 °C (250 °F).

³⁾ LGWA 2 puede soportar picos de temperatura de 220 °C (430 °F).

⁴⁾ LGHB 2 puede soportar picos de temperatura de 200 °C (390 °F).

Anexo B

Electrodos revestidos, LINCOLN

ELECTRODOS REVESTIDOS

GRICON 33

NORMA		CLASIFICACIÓN
AWS/ ASME:	SFA - 5.1	E6013
COVENIN:	No. 1477 - 2001	E41413
POSICIONES:	Todas	
CORRIENTE:	Alterna o Continua, Polo Negativo (-)	

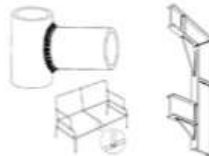
Descripción: Electrodo de revestimiento rutilico que presenta arco estable de muy fácil encendido y reencendido. Penetración mediana con cordones convexos de muy buena apariencia, con muy baja salpicadura y escoria autodesprendible.

Aplicaciones: Electrodo de amplia aplicación en soldadura de aceros de bajo carbono no aleados, de uso corriente en carpintería metálica: fabricación de muebles, ductos de ventilación, rejas, puertas. Ensamblaje de carrocerías, construcción de vagones, tanques. Soldadura de estructuras livianas en perfiles angulares y rectangulares, cerchas para techos, construcciones navales y reparación de equipos agrícolas.

Operación: Permite la ejecución de soldadura en todas las posiciones, destacándose su desempeño en posición vertical descendente. Se recomienda utilizar los amperajes indicados para cada diámetro, en posiciones plana y horizontal usar amperajes medios, en posición vertical ascendente disminúyase el amperaje y en vertical descendente pueden usarse amperajes altos. Límpiase bien la escoria entre pases.

Valores Típicos:

Composición química: C: 0,10% Mn: (0,50 - 0,80) % Si: 0,30 %
 Resistencia a la tracción: (510 - 560) N/mm² (72,86 - 81,45) ksi
 Límite elástico: (420 - 480) N/mm² (58,60 - 66,98) ksi
 Alargamiento (L = 5d): (23 - 27) %
 Resistencia al impacto: No requerida por AWS



Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	Longitud (mm)	Intensidad (amp)	Peso Paq. (kg)
2,50	3/32	350	60-90	10
3,25	1/8	350	90-130	10
4,00	5/32	350	120-170	10
5,00	3/16	350	170-240	10

Anexo C

Tamaños de cuña según el tamaño de la flecha.

Tabla 10-1 Tamaño de cuña contra tamaño de flecha

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, <i>W</i>	Altura, <i>H</i>	
			Cuadrada	Rectangular
$\frac{3}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	$\frac{3}{4}$
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8}$
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York)

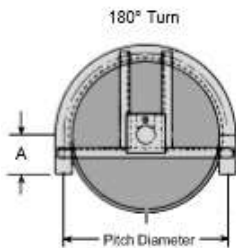
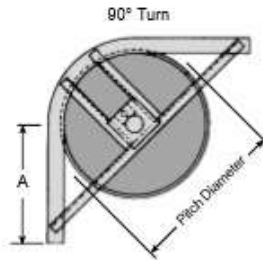
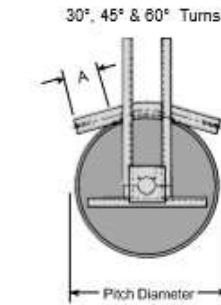
Anexo D

Giros horizontales.

X458 Chain

4" I-beam (101.6mm)

4" Drop (101.6mm)



Pitch Diameter	Degree	Part No. Roller	Part No. Carbon	Part No. Dodge	Weight		*A - Stub Length	
					Lb	Kg		
18"	30	100740	100741	100742	350	159	7-9/16"	192.1
	45	100743	100744	100745	360	163	11-3/8"	288.9
	60	100746	100747	100748	365	166	10-1/4"	260.4
	90	100749	100750	100997	370	168	22"	565.2
	180	100751	100752	100998	375	170	18"	412.8
24"	30	100753	100754	100755	375	170	11-3/4"	298.5
	45	100756	100757	100758	380	172	10-1/4"	260.4
	60	100759	100760	100761	395	175	8-11/16"	220.7
	90	14901	100762	100763	385	175	24-1/8"	612.8
	180	14902	100764	100765	400	181	11-5/16"	287.3
30"	30	100766	100767	100768	440	200	11"	279.4
	45	100769	100770	100771	440	200	8-1/16"	230.2
	60	100772	100773	100774	445	202	12-1/8"	308.0
	90	14965	100775	100776	450	204	28-1/4"	717.6
	180	14966	100777	100778	465	211	18-5/8"	412.8
36"	30	100779	100780	100781	520	236	5-1/4"	133.4
	45	100598	100782	100783	525	238	7-7/8"	200.0
	60	100784	100785	100786	530	240	5-9/16"	141.3
	90	14603	100597	100787	535	243	30-1/4"	768.4
	180	14199	100788	100789	555	252	11-7/8"	301.6
42"	30	100790	100791	100792	615	279	9-7/16"	239.7
	45	100793	100794	100795	620	281	11-11/16"	296.9
	60	100796	100797	100798	625	283	8-15/16"	227.0
	90	100799	100800	100801	630	286	33-1/4"	844.6
	180	100802	100803	100804	650	295	10-3/8"	263.5
48"	30	100805	100806	100807	720	327	8-5/8"	219.1
	45	100808	100809	100810	725	329	5-9/16"	141.3
	60	100811	100812	100813	730	331	7-7/16"	188.9
	90	100393	100814	100815	735	333	36-1/4"	920.8
	180	14967	100816	100817	760	345	10-1/2"	266.7

* The stub lengths given are for reference only. They are meant to be used as a design guide.