

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
SEDE – LATACUNGA**



CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO PARA LA LÍNEA DE
CORTE Y TRANSPORTE E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMADE
CORTE DE MADERA EN LA INDUSTRIA BOSQUES TROPICALES
BOTROSA S.A. EN LA PROVINCIA DE ESMERALDAS**

ELABORADO POR:

**SEGOVIA CORRALES EDISON JAVIER
MISE COFRE HIPOLITO**

Tesis presentada como requisito parcial para la obtención del grado de:

INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

2007

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por Hipólito Mise Cofre y Edison Javier Segovia Corrales bajo nuestra supervisión.

Latacunga, 15 de Noviembre del 2007

.....

Ing. Wilson Sanchez
(DIRECTOR)

.....

Ing. Faustus Acuña
(CODIRECTOR)

Dedicatoria

El presente trabajo esta dedicado a mi padre, abuelo que con su ejemplo y apoyo me llevaron a formarme como un ser humano y profesional con valores que me impartieron desde la infancia se que desde el cielo ellos comparten este logro, que es un escalón mas en el largo camino que falta por recorrer a Jesús mi salvador que me dio el don más grande ser su hijo, a mi Madre que supo con su esfuerzo sacar adelante a una familia completa siendo padre y madre a la vez, a mi abuela que es como una madre para mi un ejemplo y un orgullo incomparable. A Sonia mi novia por su sabiduría y amor.

Segovia Corrales Edison Javier

Agradecimiento

A Jesús tuya es la gloria y la honra mi señor, a mi Madre por ser un apoyo incondicional, a Sonia mi novia por ser complemento de mi vida demostrando que los sueños se hacen realidad, a mi abuela por ser apoyo en mis momentos de tristeza, a mis hermanas por ser parte de mi vida a Luís por ser mas que mi tío en realidad un hermano que me ayudo en los momentos difíciles. A mis amigos de promoción ya que en realidad fuimos una familia que paso por muchos momentos buenos y malos pero seguimos adelante a todos y cada uno de ellos gracias por su amistad y comprensión.

Porque de tal manera amó Dios al mundo, que ha dado a su Hijo unigénito, para que todo aquel que en él crea, no se pierda, más tenga vida eterna.

Juan 3:16

Segovia Corrales Edison Javier

Dedicatoria

A mis padres Vicente Mise y Rosita Cofre, quienes me dieron la luz de la existencia que han sido sostén y apoyo en mis esfuerzos de superación profesional.

A mis hermanos:

Gloria

Héctor

Rodrigo

Dolores

Martha

Guadalupe

Franklin

Por ser la fuente de mi inspiración y motivación para superarme cada día más y así poder luchar para que la vida nos depare un futuro mejor.

A mis abuelitos quienes fueron los pilares de enseñanza moral que reflejan en los corazones de sus descendientes.

Hipólito Mise

Agradecimiento

A Dios, por enseñarme el camino correcto de la vida, guiándome y fortaleciéndome cada día con su Santo Espíritu.

A mis hermanos, por creer y confiar siempre en mí apoyándome en todas las dediciones que he tomado en la vida.

Y mis padres Vicente y Rosita, que con su amor, paciencia, comprensión y motivación me encaminaron a cumplir mi anhelado sueño de ser un Ing. Electromecánico.

A la empresa Bosques Tropicales S. A. BOFRUSA, por la oportunidad de realizar el presente proyecto, al Ing. Walter Cazares y quienes conforman el Departamento de Mantenimiento, por compartir desinteresadamente sus amplios conocimientos y experiencias.

A mis profesores de la Facultad de Ingeniería Electromecánica en especial al Ing. Washintong Freire, Ing. Wilson Sánchez, Ing. Fausto Acuña y amigos, por el apoyo y motivación que de ellos he recibido.

Hipólito Mise

	Pág.		
CAPITULO I			
ANTECEDENTES.....		1.8.2 Sierra de cinta	
.....1		horizontal.....	
Introducción.....	16	
.....1		1.8.3 Sierra	
11.2 INDUSTRIA		tronzadora.....	
MADERERA.....	17	
.....2		1.9. Mecanismos de	
1.3. Obtención de la		transmisión.....	
madera.....	18	
.....4		1.9.1. Sistema de poleas y	
1.3.1 Industria		correas.....	
maderera.....		.18	
.....4		1.9.2 Mecanismo multiplicador y reductor de	
1.4.		velocidad.....	
Reforestación.....	19	
.....5		1.9.3 Transmisión Compuesta	
1.5 Descripción de la	21	
planta.....		1.9.5. Sistema de cadenas y	
.....6		piñones.....	
1.5.1		1	
Historia.....		1.9.5. Sistema de ruedas de	
.....6		fricción.....	
1.6 Ubicación		2	
Geográfica.....		1.9.6. Sistema de	
.....8		engranajes.....	vii
1.6.2 Proceso de	23	
Elaboración.....		1.9.7 Ruedas	
.....8		dentadas.....	
1.7 Importancia del transporte y corte de trozas en la	24	
industria maderera Bosques tropicales Botrosa		1.9.8 Engranajes rectos	
S.A.....	25	
.....13		1.9.9 Engranajes helicoidales	
1.8	25	
Sierras:.....		1.9.10 Engranajes cónicos.	
.....15		
1.8.1 Sierra de cinta		25	
vertical.....		1.10 Ruedas dentadas.	
.....15		
	25	
		1.11 Engranajes rectos	
		
	26	

1.12 Engranajes helicoidales	26
1.13 Engranajes cónicos	27
1.14 Ruedas dentadas	27
1.15 Transmisión simple	29
1.16 Transmisión Compuesta.	30
1.17 Mecanismo de husillo y tuerca	31
1.18 Tipos de Rosca	32
1.19 Pasos de Rosca	33
1.20 Impulsores de cadena	34
1.21. Diseño de impulsores de cadena	35
1.22 Parámetros de diseño para impulsores de cadena	36

CAPITULO II

LINEA DE CORTE Y

TRANSPORTE	39
2.1 Sierra transversal	39
2.1.1 Diseño del sistema mecánico	39

2.1.1.1 Diseño de la estructura mecánica del mecanismo de arrastre de troncos	40
2.1.1.2 Diseño de las columnas	47
2.1.1.3 Flechas o ejes coordenadas en x	49
2.1.1.4 Cálculo del torque estructuras horizontales	52
2.1.1.5 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena	54
2.1.1.7 Selección	56
2.1.1.8 Sistema de transmisión mediante cadena	56
2.1.1.8 Ruedas de desplazamiento, Tuercas, Bocinas y Acoples	60
2.1.1.9 Chumacera	61
2.1.1.10 Construcción de las bases del motor	62
2.1.1.11 Cálculo estructural de sierra	62
2.1.1.12 Dimensionamiento de la estructura	63
2.1.1.13 Cálculo de la longitud efectiva	64
2.1.1.14 Dimensionamiento del eje soporte transversal del brazo sujeción	65
2.1.1.15 Determinación de la potencia de corte	66
2.1.1.16 Selección de soldadura	71
2.1.1.16.1 Procesos	71
2.1.1.16.2 Selección de la máquina	72

2.1.1.16.3 Selección del tipo de junta.....	72
2.1.1.16.4. Selección del electrodo.....	73
2.1.1.16.5. Selección de la corriente.....	73
2.1.1.16.6 técnica de soldar.....	74
2.1.1.16.7. Pruebas.....	75
2.1.1.16.8. Normas de seguridad.....	75
2.1.2. Diseño sistema hidráulico.....	77
2.1.2.1. Principio de la Oleohidráulica.....	77
2.1.2.2. Fluidos hidráulicos.....	77
2.1.2.3. Depósitos de Aceite.....	78
2.1.2.4. Intercambiadores de calor.....	8
1	
2.1.2.5. Filtración.....	82
2.1.2.6. Bombas hidráulicas.....	84
2.1.2.7. Cilindros.....	86

2.1.2.8. Tuberías y Acoples.....	90
2.1.2.9. Válvulas.....	92
2.1.2.10. Parámetros de Selección.....	97
2.1.2.11. Descripción de la Simultaneidad de todo el Sistema.....	101
2.1.2.12. Sierra Transversal para el Corte de Trozas.....	103
2.1.2.13. Diagramas Hidráulicos Anexo B.....	105
2.1.2.14. Cálculos.....	107
2.1.2.14.1. Brazos Superiores.....	107
2.1.2.14.1.1. Cálculo de los Cilindros.....	107
2.1.2.14.1.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías.....	110
2.1.2.14.1.3. Cálculo del Tipo de Régimen.....	101
2.1.2.14.1.4. Cálculo del Depósito.....	112
2.1.2.14.1.5. Cálculo de Pérdidas.....	112
2.1.2.14.2. Sierra de Corte Transversal.....	116
2.1.2.14.2.1. Cálculo del Cilindro.....	116
2.1.2.14.2.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías.....	117

2.1.2.14.2.3. Cálculo de Pérdidas.....	117
2.1.2.14.2.4. Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt).....	118
2.1.2.14.3. Brazos Inferiores.....	119
2.1.2.14.3.1 Cálculo del Cilindro.....	119
2.1.2.14.3.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías.....	120
2.1.2.14.3.3. Cálculo de pérdidas.....	120
2.1.2.14.2.4. Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt).....	121
2.1.2.14.4. Tope Trozas de 4 Pies.....	121
2.1.2.14.4.1 Cálculo del Cilindro.....	121
2.1.2.14.3.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías.....	122
2.1.2.14.3.3. Cálculo de pérdidas.....	122
2.1.2.15. Selección.....	124
2.1.2.16. Selección de los Elementos Línea de Presión.....	127
2.1.3 Diseño sistema eléctrico.....	132
2.1.3.1 Sistemas eléctricos.....	132
2.1.3.3 Equipo de conversión de energía.....	132
2.1.3.4 Equipos de Control de Proceso.....	133
2.1.3.5 Relevadores, contactores, interruptores y controladores de motores.....	133
2.1.3.6 Automatización de Plantas y Maquinaria.....	134
2.1.3.7 Relés.....	134
2.1.3.8 Tipos de relés.....	134
2.1.3.9 Relés de tipo armadura.....	136
2.1.3.11 Relé tipo Reed o de Lengüeta.....	137
2.1.3.12 Relés Polarizados.....	138
2.1.3.13 Relés de estado sólido.....	138
2.1.3.14 Estructura del SSR.....	138
2.1.3.16 Circuito de Conmutación o de salida.....	138
2.1.3.17 Auto transformado.....	138
2.1.3.18 Transformador de corriente tt/cc.....	140
2.1.3.19 Transformador de potencial tt/pp.....	140
2.1.4.20. Otros transformadores.....	141
2.1.4.21. Transformadores de corriente constante.....	141

2.1.3.22.		2.1.4.11.	
DISEÑO.....	141	Periféricos.....	158
.....		
2.1.3.23. Diseño de control y potencia		2.1.4.12.	
eléctrico.....	142	Programación.....	158
.....		
2.1.3.24. Condiciones de funcionamiento del		2.1.4.13. Selección del	
sistema eléctrico.....	142	Autómata.....	159
.....		
2.1.3.25		2.1.4.14. Factores	
Cálculo.....	143	cuantitativos.....	160
.....		
2.1.4. Diseño del Sistema		2.1.4.15. Descripción del PLC y elementos	
Electrónico.....	153	seleccionados.....	161
.....		
2.1.4.1.		2.1.4.16.	
Introducción.....	153	Introducción.....	161
.....		
2.1.4.2. Partes de un Autómata		2.1.4.17. Familia SLC	
Programable.....	153	500.....	162
.....		
2.1.4.3. Fuente de		2.1.4.18.	
Alimentación.....	153	Chasis.....	164
.....		
2.1.4.4.		2.1.4.19. Fuente Sistema	
CPU.....	154	1746.....	166
.....		
2.1.4.5. Modulo de		2.1.4.20. Módulos de Entradas/Salidas de la serie	
entradas.....	154	1746.....	169
.....		
2.1.4.6. Modulo de		2.1.4.21.	
salida.....	155	Beneficios.....	173
.....		
2.1.4.7. Módulos de salidas a		2.1.4.22. Variador de	
relés.....	156	velocidad.....	173
.....		
2.1.4.8. Módulos de salidas a		2.1.4.23. Motivos para emplear variadores de	
Triacs.....	156	velocidad.....	176
.....		
2.1.4.9. Módulos de salidas a Transistores a colector		2.1.4.24.	
abierto.....	156	Selección.....	176
.....		
2.1.4.10. Terminal de			
programación.....	157		
.....			
		2.2 TRANSFERENCIA DE	
		90°.....	181

2.2.1 Diseño del Sistema Mecánico.....	183
2.2.1.1 Diseño de la estructura mecánica.....	183
2.2.1.2 Diseño de las columnas.....	184
2.2.1.3 Flechas o ejes coordenadas en x.....	185
2.2.1.5 Cálculo del torque transferencia de 90°.....	185
2.2.1.6 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena.....	187
2.2.1.7 Selección.....	189
2.2.1.8 Sistema de transmisión mediante cadena.....	189
2.2.1.10 Chumacera.....	194
2.2.1.11. Construcción de las bases del motor.....	194
2.2.1.12. Selección del proceso de soldadura.....	194
2.2.2. Diseño del Sistema Hidráulico.....	195
2.2.2.1. Funcionamiento.....	195
2.2.2.2. Circuito Hidráulico.....	196
2.2.2.3. Cálculos.....	196
2.2.2.4. Cálculo de los Cilindros.....	196

XI

2.2.2.5. Cálculo del Diámetro de las Tuberías.....	198
2.2.2.6. Cálculo de Pérdidas.....	198
2.2.2.7 Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt).....	199
2.2.2.8 Selección.....	199
2.1.3.25 Cálculo sistema eléctrico.....	200
3. TRANSPORTE UNÍ - DIRECCIONAL.....	206
2.3.1 Diseño del sistema mecánico.....	206
2.3.1.1 Diseño de la estructura mecánica del mecanismo unidireccional.....	207
2.3.1.2 Diseño de las columnas.....	211
2.3.1.3 Flechas o ejes coordenadas en x.....	211
2.3.1.4 Cálculo del torque estructuras horizontales.....	214
2.3.1.5 Cálculo del sistema de transmisión mediante Banda.....	216
2.3.1.6 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena.....	219
2.3.1.7 Selección.....	220
2.3.1.8 Sistema de transmisión mediante cadena.....	220
2.3.1.9 Ruedas de desplazamiento, Tuercas, Bocinas y Acoples.....	223
2.3.1.10 Chumacera.....	224

2.3.1.11 Construcción de las bases del motor.....	224
2.3.1.12. Selección del proceso de soldadura.....	224
2.3.1.13. Cálculo eléctrico del motor Transporte unidireccional.....	225
2.4 Transporte de Salida.....	229
2.4.1 Diseño sistema mecánico.....	229
2.4.1.1 Selección del sistema mecánico para el movimiento de arrastre de troncos....	229
2.4.1.2 Cálculo del torqué estructuras horizontales.....	230
2.4.1.3 Cálculo del sistema de transmisión mediante Banda.....	232
2.4.1.4 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena.....	235
2.4.1.5 Selección.....	236
2.4.1.6 Sistema de transmisión mediante cadena.....	236
2.4.1.5 Ruedas de desplazamiento, Tuercas, Bocinas y Acoples.....	240
2.4.1.6 Chumacera.....	240
2.4.1.7 Construcción de las bases del motor.....	241
2.4.2. Diseño del Sistema Hidráulico.....	242
2.4.2.1. Funcionamiento.....	242
2.1.3.25 Cálculo sistema eléctrico.....	243

xii

Diseño del Sistema Electrónico.....	246
2.5. PATEADOR/ACUMULADOR.....	247
2.5.1 PATEADOR.....	247
2.5.1.1. diseño sistema mecánico.....	248
2.5.1.2. Diseño de la estructura mecánica de salida de troncos.....	248
2.5.1.3 Flechas o ejes.....	249
2.5.1.4. Chumacera.....	250
2.5.1.5. Construcción de las bases del pivote.....	251
2.5.1.2 Diseño del Sistema Hidráulico.....	52
2.5.1.2.1. Funcionamiento.....	252
2.5.1.2.2. Circuito Hidráulico.....	252
2.5.1.2.3. Cálculos.....	253
2.5.1.2.4. Cálculo del cilindro.....	253
2.5.1.2.5. Cálculo del Diámetro de las Tuberías.....	254
2.5.1.2.6. Cálculo de pérdidas.....	254

2.5.1.2.8.
 Selección.....
255

2.5.2
ACUMULADOR.....
256

2.5.2.1 diseño sistema
 mecánico.....
257

2.5.2.2 Diseño de las
 guías.....
261

2.5.2.3 Diseño de los
 anclajes.....
262

CAPITULO III

ANÁLISIS DE LA LÍNEA DE CORTE Y
 TRANSPORTE.....263

3.1 PRUEBAS DEL SISTEMA DE
 CORTE.....263

3.2 Pruebas individuales de dispositivos y o
 elementos.....263

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y
 RECOMENDACIONES.....
270

4.1
 Conclusiones.....
270

4.2
 Recomendaciones.....
270

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO PARA LA LÍNEA DE CORTE Y TRANSPORTE E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CORTE DE MADERA EN LA INDUSTRIA BOSQUES TROPICALES BOTROSA S.A. EN LA PROVINCIA DE ESMERALDAS

**Segovia, E.
Mise, H.**

Escuela Politécnica del Ejército sede – Latacunga, Departamento de Eléctrica y Electrónica, carrera de Ingeniería Electromecánica

Resumen

La modalidad maderera de producción de tableros contra chapados requiere para su proceso industrial la preparación de trozas en las etapas de corte y transporte que son constituidos expresamente para el alcance de las medidas adecuadas que posteriormente ingresa al torno Fezer a través del cual se laminará la troza, para luego trasladarse hacia el secadero que eliminará la humedad mediante la transferencia de calor por radiación del aceite térmico, que luego pasa por la etapa de juntado, clasificación y prearmado, la cual determina los diferentes espesores requeridos, en la siguiente etapa el proceso pasa por la encoladora que une la chapa y la cara por medio de un pegamento, dichos espesores serán uniformemente unidos mediante prensas donde éstas cumplen las normas de calidad para posteriormente ser cortadas por medio de una escuadradora que determina las dimensiones requeridas por la producción para dar lugar a un acabado superficial por medio de una lijadora, que posteriormente pasa a una etapa de empaque y etiquetado.

En el proceso brevemente descrito, se puede apreciar que es imprescindible el transporte y corte de la materia prima en dimensiones que cumplan normas estandarizadas para la elaboración de tableros contra chapados que no entorpezca ni disminuya la productividad de la empresa.

El proyecto pretende mejorar la línea corte, transporte y acumulación mediante el proyecto de sistemas mecánico, eléctrico, electrónico, hidráulico eliminando la participación humana que puede dificultar la realización del mencionado proceso.

Para el transporte y corte de materia prima se utilizara mecanismos de transporte de rodillo que será transmitido por medio de cadenas, piñones, ruedas dentadas, ruedas locas, catalinas, poleas, bandas trapezoidales, los cuales son impulsados por motoreductor de alta potencia que serán controlados por variadores de velocidad para un posicionamiento y corte eficiente, se utilizarán sensores fotoeléctricos, finales de carrera, pistones, electro válvulas, unidad hidráulica, PLC etc.

Para prevenir paradas del área de producción, ante posibles daños o mantenimiento de la descortezadora 1 o 2, se propone un estudio de transporte de transferencia que servirá como alimentador uní-direccional de trozas.

Con la automatización del proceso se corregirá la posibilidad de un accidente de trabajo originado por las condiciones dadas en la ejecución del mismo, mejorando las condiciones y seguridades del empleado. Con esta nueva línea se logra la alimentación constante de materia prima, durante los tres turnos laborables de la empresa así mejorando en forma eficaz la productividad del torno Fezer.

La organización y optimización del espacio físico.

La transmisión de las señales adquiridos por los sensores se realiza de una forma rápida y sencilla, hacia el PLC utilizado en aplicaciones industriales.

El diseño contará de las siguientes partes:

- Sierra de corte transversal
- Transferencia de 90°
- Transporte de transferencia entre descortezadora 1 y 2.
- Transporte de salida de la troza
- Tres acumuladores de trozas con sus respectivos sistemas de empuje hidráulicos.

Abstract

The form maderera of production of boards against plated needs for his industrial process the preparation of trozas in the stages of court and transport that are constituted expressly for the scope of the suitable measurements that later enters to the winch Fezer across which the troza will be laminated, then to move towards the drying room that

will eliminate the moisture by means of the heat transference for radiation of the thermal oil, which then happens for the stage of joined, classification and prearmed, which determines the different required thicknesses, in the following stage the process happens for the splicer that joins the sheet and the face by means of a glue, the above mentioned thicknesses will be uniformly joined by means of presses where these fulfill the quality norms later to be cut by means of an escuadradora that determines the dimensions needed by the production to lead to the finished superficial one by means of one sander, which later goes on to a stage of packing and labelled.

In the process briefly described, it is possible to appreciate that there is essential the transport and court of the raw material in dimensions that it fulfill norms standardized for the making of boards against plated that it neither obstructs nor diminishes the productiveness of the company.

he project tries to improve the line cut, transport and accumulation by means of the mechanical, electrical, electronic, hydraulic project of systems eliminating the human participation that can make difficult the achievement of the mentioned process

For the transport and court of raw material there will be used mechanisms of transport of roller that will be transmitted by means of chains, pine nut kernels, toothed wheels, crazy wheels, catalinas, pulleys, trapezoidal bands, which are impelled for motoreductor of high potency that they will be controlled for variadores of speed for a position and efficient court, PLC will use photoelectric, final sensors of career, pistons, electro valves, hydraulic unit, etc.

To prepare stops of the area of production, before possible damages or maintenance of the descortezadora 1 or 2, there is proposed a study of transport of transference that will serve as feeder I joined directionally of trozas.

With the automation of the process there will be corrected the possibility of an industrial accident caused by the conditions happened in the execution of the same one, improving the conditions and safeties of the employee. With this new line the constant feeding of raw material is achieved, during three working turns of the company like that improving in effective form the productiveness of the winch Fezer.

The organization and optimization of the physical space.

The transmission of the signs acquired by the sensors is realized of a rapid and simple form, towards the PLC used in industrial applications.

The design will count of the following parts:

1. Saw of cross section
2. Transference of 90 °
3. Transport of transference between descortezadora 1 and 2.
4. Transport of exit of the troza.
5. Three batteries of trozas with his respective hydraulic systems of propulsion.

Introducción

Debido a la demanda del mercado nacional e internacional, se determinó la creación de una nueva línea de producción para la elaboración de tableros contra chapados.

En la producción industrial existen procesos que requieren la participación de materia prima lo cual implica la transferencia de los mismos, por medio de montacargas, que involucra la participación de posibles errores humanos y / o la presencia del hombre incrementando el costo de producción. Por otro lado la preparación de la materia prima se lo realiza de forma manual determinando un potencial riesgo de accidentes laborales, como en el caso de la medición y corte de las trozas de madera que se utiliza para la fabricación de tableros contrachapados. Cuando existen paradas de producción, ante posibles daños o mantenimiento no existía la posibilidad de una retro alimentación de madera.

Aprovechando del avance tecnológico ha permitido la innovación de procesos, semiautomáticos para el control de las variables físicas como velocidad, posicionamiento, presión, potencia y otros logrando centralizar en un solo sitio de control para precautelar la integridad del trabajador y mejorar la preparación de la materia prima para la producción industrial.

Dado a que el proceso se lo realiza en forma manual éste se lo ejecuta en una jornada esto es de 07H00 a 15H00.

Materiales y métodos

Pruebas individuales de dispositivos y o elementos

Las pruebas individuales de los elementos que componen nuestro proyecto serán de gran ayuda ya que certificará que cada uno de estos están aptos para trabajar en conjunto y poder calibrar ya en el terreno los tiempos que gobernarán todo el proceso.

PRUEBAS ELECTRONICAS

Nos referiremos especialmente a dos dispositivos electrónicos principales de la automatización:

El PLC que es parte central de la automatización, disminuyendo un sinnúmero de elementos eléctricos como relés, temporizadores, etc.

Variador de velocidad que nos permitirá fijar la velocidad que se requiera en las diferentes etapas de la Línea de Corte #2.

PRUEBAS HIDRAULICAS

Es uno de los parámetros que debemos tener muy presente debido a que se presentan una serie de elementos hidráulicos, que son accionados por la presión que se crea en el sistema y la resistencia de estos elementos. Por lo que el diseño hidráulico y sus conexiones deben estar en óptimas condiciones de funcionamiento para evitar riesgos personales y pérdidas económicas que influyan en la producción de la Empresa.

Resultados y discusión

El proyecto desarrollado está orientado a los campos de mayor empleo como la mecánica, hidráulica, eléctrica y electrónica que ha influenciado para el diseño, implementación y selección de los diferentes elementos de la Línea de Corte y Transporte # 2, adquiriendo una visión de enriquecimiento de nuestra capacidad intelectual para desenvolvernos en el campo industrial como excelentes profesionales.

El corte y transporte adecuado de materia prima es un servicio que no aporta mejoras a la calidad del producto, sin embargo incide en los costos de producción del mismo, por ello se hace necesario tener en cuenta la conservación, la entrega a tiempo, métodos de trabajo que permitan la reducción de costos, el aumento de la capacidad e incluso mejorar las condiciones de trabajo.

La elaboración de planos bajo normalizaciones para las diferentes áreas técnicas, permite tener eficiencia y planificación de las etapas requeridas para la construcción de la maquinaria, además tener un estadístico técnico que servirá para identificar fallas de los elementos en general replazándolos en forma rápida, disminuyendo tiempos improductivos excesivos y costosos e incrementando la producción.

Conclusiones

El proyecto desarrollado esta orientado a los campos de mayor empleo como la mecánica, hidráulica, eléctrica y electrónica que ha influenciado para el diseño, implementación y selección de lo diferentes elementos de la Línea de Corte y Transporte # 2, adquiriendo una visión de enriquecimiento de nuestra capacidad intelectual para desenvolvemos en el campo industrial como excelentes profesionales.

El corte y transporte adecuado de materia prima es un servicio que no aporta mejoras a la calidad del producto, sin embargo incide en los costos de producción del mismo, por ello se hace necesario tener en cuenta la conservación, la entrega a tiempo, métodos de trabajo que permitan la reducción de costos, el aumento de la capacidad e incluso mejorar las condiciones de trabajo.

La elaboración de planos bajo normalizaciones para las diferentes áreas técnicas, permite tener eficiencia y planificación de las etapas requeridas para la construcción de la maquinaria, además tener un estadístico técnico que servirá para identificar fallas de los elementos en general replazándolos en forma rápida, disminuyendo tiempos improductivos excesivos y costosos e incrementado la producción.

Los elementos y dispositivos mecánicos pueden ser mecanizados y adquiridos dentro del entorno laboral, ya que se estableció la tecnología de maquinado, aplicando las normas recomendadas, después de realizadas todas las operaciones de calculo tanto manual mediante ecuaciones matemáticas y sometiéndolos dichos resultados a una comprobación mediante software para el diseño de los elementos en estudio vemos que es factible su producción y selección.

Agradecimientos

A la empresa Bosques Tropicales S. A. BOTROSA, por la oportunidad de realizar el presente proyecto, al Ing. Walter Cazares y quienes conforman el Departamento de Mantenimiento, por compartir desinteresadamente sus amplios conocimientos y experiencias.

Referencias

- ROBERT L. MOOTT.: Diseño Elementos de máquinas, 2^{da} ed.
- JOSEPH E. SHIGLEY CHARLES R. MISCHKE.: Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} ed.
- SUMITOMO.: "Quadelta" program 6000 catalogo.
- ENRÍQUEZ JARPER.: Protección de Instalaciones eléctricas industriales y Comerciales
- JOSÉ ROLDÁN VILORIA.: Prontuario de Hidráulica Industrial.
- E CARNICER ROYO, C. MAINAR HASTA.: Oleohidráulica, 2da ed.
- JOSÉ ROLDÁN VILORIA JOSÉ.: Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada.
- DODGE.: Catalogo de selección 2da ed.
- Motovario G0100.: Catalogo Motovario G0100.
- MECHANICAL.: Manual del programa.
- [http:// www.prisma.com](http://www.prisma.com).
- [http:// www.prismacursosoldaduraGMAW.com](http://www.prismacursosoldaduraGMAW.com)

CAPITULO I

ANTECEDENTES

En el presente capítulo se describe la situación actual, así como también las mejoras a ser implementadas.

Introducción

Debido a la demanda del mercado nacional e internacional, se determinó la creación de una nueva línea de producción para la elaboración de tableros contra chapados.

En la producción industrial existen procesos que requieren la participación de materia prima lo cual implica la transferencia de los mismos, por medio de montacargas, que involucra la participación de posibles errores humanos y / o la presencia del hombre incrementando el costo de producción. Por otro lado la preparación de la materia prima se lo realiza de forma manual determinando un potencial riesgo de accidentes laborales, como en el caso de la medición y corte de las trozas de madera que se utiliza para la fabricación de tableros contrachapados. Cuando existen paradas de producción, ante posibles daños o mantenimiento no existía la posibilidad de una retro alimentación de madera.

Aprovechando del avance tecnológico ha permitido la innovación de procesos, semiautomáticos para el control de las variables físicas como velocidad, posicionamiento, presión, potencia y otros logrando centralizar en un solo sitio de control para precautelar la integridad del trabajador y mejorar la preparación de la materia prima para la producción industrial.

Dado a que el proceso se lo realiza en forma manual éste se lo ejecuta en una jornada esto es de 07H00 a 15H00.

1.2 INDUSTRIA MADERERA

La industria maderera es una de las más importantes en todo el mundo dentro del ámbito del aprovechamiento de los recursos naturales. En la mayoría de los países se cortan árboles para diversos fines. Este capítulo se centra en la transformación de la madera para la producción de tableros.

Se denominan tableros los compuestos por elementos de madera de varios tamaños, desde chapas hasta fibras, que se mantienen unidos por medio de adhesivos químicos añadidos o por enlaces químicos “naturales”.

Sobre la base de las diferencias entre los procesos aplicados y los riesgos asociados, se distinguen en los tableros manufacturados tres grandes categorías: tableros de contrachapado, tableros de partículas y tableros de fibra.

Se agrupan bajo el término tableros de partículas los materiales laminares fabricados a partir de pequeños trozos de madera, como astillas, escamas, hebras o tiras, y bajo el término tableros de fibra los paneles fabricados con fibras de madera, incluidos los tableros duros, los tableros de fibras de densidad media (FDM) y los tableros aislantes. Aparte de la producción de tableros, el otro uso industrial importante de la madera es la fabricación de papel y productos relacionados, que se expone en el capítulo Industria del papel y pasta de papel.

La industria del aserrado ha existido en formas sencillas desde hace siglos, aunque ha sido estas últimas décadas cuando se han producido importantes avances tecnológicos con la introducción de la electricidad, la mejora en el diseño de las sierras y, más recientemente, la automatización de la clasificación y otras operaciones.

También las técnicas básicas de fabricación de contrachapado se conocen desde hace muchos siglos, aunque el término contrachapado no vino a ser de uso común hasta el decenio de 1920 y su fabricación no adquirió importancia comercial hasta este siglo.

Las industrias de fabricación de tableros manufacturados, incluidos los tableros de partículas, los de obleas, los de hebras orientadas, los tableros aislantes, los de fibras de

densidad media y los tableros duros, son todas ellas relativamente nuevas y sólo comenzaron a ser importantes desde el punto de vista comercial después de la segunda Guerra Mundial. Los tableros manufacturados y de madera maciza pueden elaborarse a partir de una gran variedad de especies arbóreas. La elección se hace según la forma y el tamaño del árbol, las características físicas de la madera en sí, como su solidez o resistencia al deterioro y sus propiedades estéticas.

Se denomina madera dura la procedente de especies frondosas o de hojas anchas, clasificadas botánicamente como angiospermas, mientras que se conoce como madera blanda la que se obtiene de las coníferas o árboles de hojas aciculares, clasificados botánicamente como gimnospermas. Muchas maderas duras y algunas blandas que crecen en las regiones tropicales suelen recibir el nombre de maderas tropicales o exóticas. Aunque la mayoría de la madera cortada en todo el mundo (el 58 % del volumen) se obtiene de árboles no integrados en el grupo de las coníferas, gran parte de ella se consume como combustible, de modo que la mayoría de la que se destina a usos industriales (el 69 %) procede de coníferas.

Esto puede reflejar en parte la distribución de los bosques en relación con el desarrollo industrial. Los mayores bosques de coníferas están emplazados en las regiones septentrionales de Norteamérica, Europa y Asia, mientras que los principales bosques de frondosas están situados tanto en regiones tropicales como templadas. Un comercio transparente de maderas tropicales y una industria forestal responsable Fig. 1.1 pueden contribuir al desarrollo sostenible y a la conservación en los países tropicales.



Fig. 1.1 Industria responsable

1.3. Obtención de la madera

1.3.1 Industria maderera

La industria maderera comprende la tala, el aserrado y el panelado. La tala incluye derivar los árboles, limpiarlos de hojas y cortarlos en troncos de longitud apropiada que constituyen la materia prima de las serrerías o aserraderos. En las serrerías se fabrican diversos tipos de vigas, tablones, planchas y listones. La industria del panelado emplea chapa de madera y conglomerado para producir contrachapado, productos más modernos como el cartón madera y otros materiales empleados en la construcción de edificios. En la actualidad se están desarrollando nuevos productos que emplean tiras de madera laminada para fabricar vigas.

Las modernas operaciones de tala están a menudo tan mecanizadas y automatizadas como las de una fábrica. Una vez derivados los árboles, se limpian y transportan los troncos hasta la carretera con tractores o se arrastran con cables hasta un punto donde se cargan en camiones para llevarlos a la serrería. También se pueden utilizar tractores para empujar los troncos hasta una vía de ferrocarril o un punto donde puedan ser recogidos por camiones para trasladarlos hasta la vía del tren. Antes de que se emplearan vehículos de motor, las operaciones de tala solían realizarse en invierno: la nieve y el hielo hacían que fuera más fácil arrastrar los troncos hasta trineos tirados por caballos, que se utilizaban para llevar la madera hasta un río o un lago. Cuando llegaba el deshielo primaveral los troncos se transportaban flotando hasta aserraderos situados a las orillas de los ríos o lagos como se puede observar en la Fig. 1.2.



Fig. 1.2 Troncos flotando cerca de una fábrica de chapa de madera en Nigeria.

Los avances tecnológicos, como las recolectoras de árboles enteros o las trituradoras de campo, han permitido que la tala mecanizada y los aserraderos modernos aprovechen hasta el 99% de los árboles cortados.

Incluso los propios residuos, como cortezas, virutas y aserrín, son empleados como combustible para producción de energía eléctrica; es el caso de los residuos de las grandes explotaciones.

1.4. Reforestación.

Como los árboles son un recurso renovable, después de la tala se procede a una reforestación en la que se plantan nuevos árboles y se ayuda a que el terreno se regenere de forma natural.

En los países desarrollados los árboles cultivados en los bosques de explotación comercial superan a los que se talan o mueren por el ataque de insectos y enfermedades.

Por ejemplo, el American Forest Council, un organismo industrial estadounidense, afirma que en la actualidad hay más árboles en los bosques de su país que en la década de 1970, y que casi el 70% de los bosques existentes cuando llegaron los primeros colonos europeos a principios del siglo XVII permanecen todavía. Sin embargo, no ocurre lo mismo en todas las zonas de recolección de madera, por lo que existe una preocupación generalizada por los efectos de la tala indiscriminada, en particular en los bosques tropicales la reforestación es necesaria como se puede observar en la Fig. 1.3



Fig. 1.3 Reforestación de bosques tropicales

1.5 Descripción de la planta BOTROSA.

1.5.1 Historia.

Fue fundada en el año de 1989 por un grupo de visionarios madereros liderados por el Sr. Juan Manuel Durini Palacios, quien había incursionado en la industria forestal-maderera 30 años antes.



Fig. 1.4. Fabrica Botrosa S.A

En el año 1989, BOTROSA S.A. (Fig. 1.4.) inicia su producción introduciendo en el Ecuador el tablero de madera con una moderna línea de producción, de tecnología de punta, importada desde Alemania.

La comercialización de su producto fue enfocada al mercado nacional y a países vecinos del área andina, vendiendo desde el inicio el total de su producción a precios muy competitivos y calidad superior a la existente en el mercado.

En menos de 10 años BOTROSA logra comercializar su producto en cuatro continentes y llegar con el mismo a países tan lejanos como Japón, Corea y a mercados tan exigentes como Estados Unidos.

Cabe destacar que todo el desperdicio de las líneas de producción es utilizado como materia prima para otros productos o para la generación de energía térmica para consumo interno de la planta.

Todo este conglomerado industrial no sería útil sin la materia prima madera.

Desde ahí en adelante el patrimonio forestal de la empresa ha crecido constantemente y constituye la prioridad número uno de inversión para potenciar nuestro crecimiento futuro.

Es así como Unidades Forestales, manejadas sustentablemente, garantizan la continuidad de la operación industrial y la competitividad de estas productos gracias a estrictos controles de calidad, mejoramiento genético y un adecuado manejo forestal amigable con el medio ambiente nativo y las comunidades aledañas a las plantaciones. Dentro de este patrimonio forestal se mantienen grandes extensiones, equivalentes a un 25% del total del área forestal, destinadas a caminos, brechas contra incendios y áreas protegidas para la conservación del ecosistema propio de la zona.

Las áreas protegidas sirven como bancos de biodiversidad, hábitat de insectos y especies nativas, protección de las cuencas hídricas y mantienen el equilibrio natural de nuestras plantaciones. El resto de tierra se encuentra totalmente cubierta por árboles de diferentes edades y tamaños, lo que da como resultado un ciclo de corte de 20 años y una constante renovación del recurso forestal Fig. 1.5.

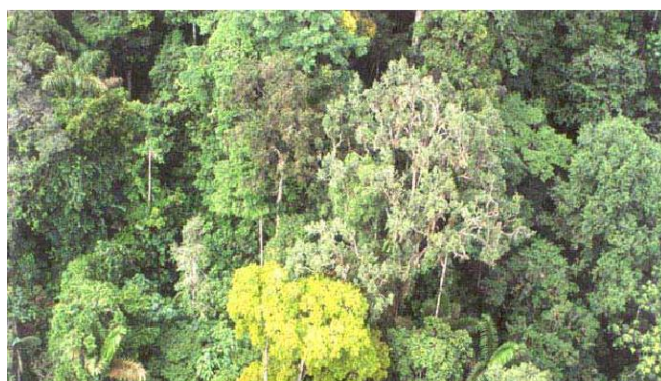


Fig. 1.5 Reserva forestal Juan Manuel Durini.

Bajo este marco operacional, que engloba no solo la industria sino también al recurso maderero, Endesa y la Fundación Forestal Juan Manuel Durini, forman uno de los grupos industriales madereros más importantes de América.

1.6 UBICACIÓN GEOGRÁFICA.

Provincia: Esmeraldas.

Cantón : Quininde.

Parroquia: Rosa Zarate, Recinto Simón Bolívar la Sexta.



Fig. 1.6. Mapa de ubicación de la planta.

1.6.2 PROCESO DE ELABORACIÓN

La fabricación de los tableros inicia desde el proceso de selección y corte de los árboles, previendo que estos reúnan los requisitos necesarios en cuanto a diámetro, longitud y edad según la especie, con el fin de obtener las trozas necesarias para su transformación, Fig. 1.7.



Fig. 1.7. Selección de madera.

Una vez que se tiene la madera en forma de trozas, esta descortezada a través de un anillo mecánico giratorio, provisto de cuchillas que ejercen presión sobre la corteza del árbol desprendiéndola y proporcionándole cierta simetría a la troza, posteriormente es seccionada en un serrucho mecánico de acuerdo a las condiciones de calidad y las dimensiones de las láminas que se deseen, Fig. 1.8 se muestran los distintos tipos de madera a tratarse.



Native logs.



Native logs.



Native logs.



Plantation logs.

Fig. 1.8 Materia prima

Cada troza seccionada se coloca en un torno de alta velocidad (Fig. 1.9) que corta la superficie con una cuchilla, desenrollándola en forma de tela de madera, de forma continua, en calibres o espesores que varían de acuerdo a las necesidades de producción.

Dicha tela es enrollada en carretes para ser llevados a las guillotinas, donde son cortadas en dimensiones estándares, obteniendo las diferentes chapas de madera que conformarán la lámina de tableros.



Fig. 1.9 Transporte vertical al torno

Debido a la humedad natural de la madera y al hecho que las trozas han permaneciendo dentro del agua, las chapas deben someterse a un cuidadoso y estricto proceso de secado en máquinas con base de vapor o gas, con porcentajes que oscilan entre el 3 y 5 por ciento de humedad. Aspiración aire saturado.



Fig. 1.10 Entrada al secadero de chapa.

Una vez secas son clasificadas para determinar cuales serán utilizadas como chapas, es decir la cara de la lámina y cuales como contrachapas, el reverso de la misma y de esta forma ordenar el material que se pasará a la prensa.



Fig. 1.11 Salida del secadero de chapa.

En las encoladuras se impregnan los centros y hojas que conforman las láminas, con resina a base de urea-formaldehído para los productos de uso interior o resina fenol-

formaldehído para los productos de uso exterior. Al momento de encolar las chapas se realiza simultáneamente la inmunización del producto contra hongos e insectos tropicales.



Fig. 1.12 Encoladora

Una vez están encolados los centros y las hojas de las láminas, con las chapas y contrachapas clasificadas, se procede al armado de éstas para luego montarlas en la prensa Fig. 1.11, donde la resina fragua -por medio de procesos de presión y alta temperatura-, garantiza la adherencia de las distintas capas de madera que conforman la lámina de tableros.



Fig. 1.13 Prensado del tablero.

Después de ser prensadas, son recortadas en sierras múltiples con el fin de garantizar el escuadrado de las mismas Fig. 1.14, luego son sometidas a un proceso de lijado para darles el espesor y acabado adecuado y posteriormente ser clasificadas en las diferentes referencias de producto o calidades dentro del mercado.



Fig. 1.14 Sierras Múltiples

Todos los procesos que involucran la fabricación de las láminas de contrachapado deben ser cuidadosamente controlados con el fin de obtener un producto con madera técnicamente seca, inmunizada y bajo el uso de resinas que garanticen el pegue de las chapas entre sí, para poder brindar un producto de excelente calidad Fig. 1.14.



Fig. 1.15 Etiquetado

1.7 Importancia del transporte y corte de trozas en la industria maderera Bosques tropicales Botrosa S.A.

La modalidad maderera de producción de tableros contra chapados requiere para su proceso industrial la preparación de trozas en las etapas de corte y transporte que son constituidos expresamente para el alcance de las medidas adecuadas que posteriormente ingresa al torno Fezer a través del cual se laminará la troza, para luego trasladarse hacia el secadero que eliminará la humedad mediante la transferencia de calor por radiación del aceite térmico, que luego pasa por la etapa de juntado, clasificación y prearmado, la cual determina los diferentes espesores requeridos, en la siguiente etapa el proceso pasa por la encoladora que une la chapa y la cara por medio de un pegamento, dichos espesores serán uniformemente unidos mediante prensas donde éstas cumplen las normas de calidad para posteriormente ser cortadas por medio de una escuadradora que determina las dimensiones requeridas por la producción para dar lugar a un acabado superficial por medio de una lijadora, que posteriormente pasa a una etapa de empaque y etiquetado.

En el proceso brevemente descrito, se puede apreciar que es imprescindible el transporte y corte de la materia prima en dimensiones que cumplan normas estandarizadas para la elaboración de tableros contra chapados que no entorpezca ni disminuya la productividad de la empresa.

El proyecto pretende mejorar la línea corte, transporte y acumulación mediante el proyecto de sistemas mecánico, eléctrico, electrónico, hidráulico eliminando la participación humana que puede dificultar la realización del mencionado proceso. Para el transporte y corte de materia prima se utilizará mecanismos de transporte de rodillo que será transmitido por medio de cadenas, piñones, ruedas dentadas, ruedas locas, catalinas, poleas, bandas trapezoidales, los cuales son impulsados por motoreductor de alta potencia que serán controlados por variadores de velocidad para un posicionamiento y corte eficiente, se utilizarán sensores fotoeléctricos, finales de carrera, pistones, electro válvulas, unidad hidráulica, PLC etc.

Para prevenir paradas del área de producción, ante posibles daños o mantenimiento de la descortezadora 1 o 2, se propone un estudio de transporte de transferencia que servirá como alimentador uní-direccional de trozas.

Con la automatización del proceso se corregirá la posibilidad de un accidente de trabajo originado por las condiciones dadas en la ejecución del mismo, mejorando las condiciones y seguridades del empleado. Con esta nueva línea se logra la alimentación constante de materia prima, durante los tres turnos laborables de la empresa así mejorando en forma eficaz la productividad del torno Fezer.

La organización y optimización del espacio físico.

La transmisión de las señales adquiridos por los sensores se realiza de una forma rápida y sencilla, hacia el PLC utilizado en aplicaciones industriales.

El diseño contará de las siguientes partes:

- Sierra de corte transversal
- Transferencia de 90°
- Transporte de transferencia entre descortezadora 1 y 2.
- Transporte de salida de la troza
- Tres acumuladores de trozas con sus respectivos sistemas de empuje hidráulicos.

1.8 Sierras:

La sierra es una **herramienta** que sirve para cortar **madera** u otros materiales. Consiste en una hoja con el **filo** dentado y se maneja a **mano** o por otras fuentes de **energía**, como **vapor**, **agua** o **electricidad**. Según el material a cortar se utilizan diferentes tipos de hojas de sierra.

En el corte de **madera** existen tres tipos básicos de dentado:

- **El dentado americano, en el cual se alternan tres dientes rectos con uno terminado en curva cóncava y que tiene la función de desalojar mejor el aserrín producido en el corte**
- **El dentado universal, el cual consta de dientes terminados en punta que, con ángulo positivo o negativo, van triscados de forma alterna y en diferentes números. Lo habitual es encontrar el triscado uno a uno, esto es, un diente a izquierdas y otro a derechas y así sucesivamente, aunque también existen en el mercado triscados a dos y tres dientes.**

- Otro tipo de sierra o diente es el conocido como japonés, el cual sustituye el triscado anteriormente dicho, por un afilado interno del diente unido a un vaciado de las caras exteriores de la hoja de sierra y una terminación progresiva, esto es, de menor grueso a mayor que va desde el lomo de la sierra hasta los dientes.

Existen diferentes tipos de sierras:

1. Sierra de cinta vertical.
2. Sierra de cinta horizontal.
3. Sierra tronadora.

1.8.1 Sierra de cinta vertical.

Las sierras de cinta verticales, con mesa, utilizan una cinta sinfín dispuesta sobre dos o tres volantes equilibrados superpuestos en un mismo plano vertical y que están soportados por un bastidor generalmente en forma de cuello de cisne. Realizan cortes rectilíneos o curvilíneos de piezas metálicas colocadas sobre una mesa generalmente puesta perpendicularmente a la hoja.

La progresión de la cinta de corte en la pieza se realiza manualmente guiando y empujando ésta en contacto permanente con la cinta.

El puesto de trabajo está situado delante de la zona de corte, el operario reposa generalmente los antebrazos en la mesa, las manos sujetan la pieza a cortar.



Fig. 1.16 Sierra de cinta vertical.

El operario interviene por la tanto durante toda la operación de corte en la zona de trabajo.

También existen sistemas automatizados de alimentación que se pueden incorporar eliminando gran parte del riesgo existente en la máquina.

1.8.2 Sierra de cinta horizontal:

Las sierras de cinta horizontales son máquinas que emplean cinta para cortar trozos en barras macizas o huecas de cualquier tipo de sección.

La progresión de la cinta de corte en la pieza y su elevación puede ser automática o manual. Un sistema automático de avance de barra puede también equipar la máquina.

El conjunto que soporta la cinta esta guiado por dos columnas o un sistema de balancín.

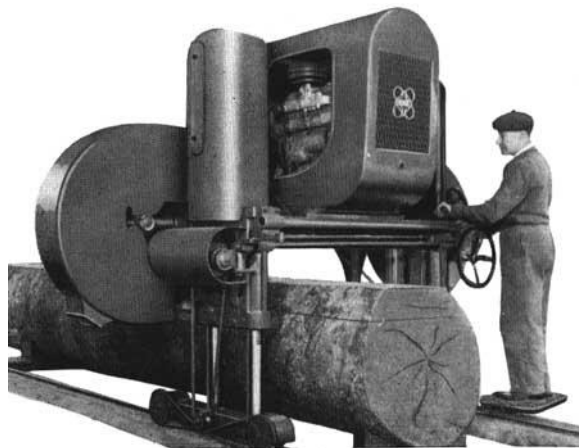


Fig. 1.17 Sierra de cinta horizontal

1.8.3 Sierra tronzadora:

La tronzadora de disco es una máquina utilizada para el corte de materiales metálicos o madera a un ángulo determinado entre 45° a derecha e izquierda del

plano normal de contacto del disco con el material, pudiendo cortar asimismo a bisel. Para efectuar los cortes, el operario deposita la pieza sobre la mesa contra guía-tope posterior, selecciona el ángulo de corte y aproxima el disco a la pieza accionando el brazo destinado al efecto.

Existen también máquinas automatizadas que realizan mediante un sistema neumático o hidráulico el movimiento del disco de corte. Estas máquinas poseen un carenado que protege toda la zona de corte y deja únicamente espacio para introducir el material a cortar.



Fig. 1.18 Sierra tronzoadora.

1.9. Mecanismos de transmisión

Un mecanismo es un dispositivo que transforma el movimiento producido por un elemento motriz en un movimiento deseado en la salida. La transformación de la fuerza y el movimiento producido, generalmente por un motor, se suele realizar mediante cadenas cinemáticas, que son sistemas de elementos mecánicos convenientemente conectados entre sí para transmitir potencia mecánica del elemento motriz a la carga propiamente dicha.

Estos elementos mecánicos, a su vez, suelen ir montados sobre los llamados ejes de transmisión, que son piezas cilíndricas sobre las cuales se colocan los mecanismos de transmisión correspondientes y que serán los encargados de transmitir el movimiento de una parte a otra del sistema.

Entre los mecanismos de transmisión más importantes empleados en la transmisión de potencia mecánica a través de cadenas cinemáticas, podemos

destacar: sistemas de poleas y correas, sistemas de ruedas de fricción, sistemas de engranajes, sistemas de ruedas dentadas y cadenas, sistemas de tornillo sinfín y rueda helicoidal, sistemas de rueda dentada y cremallera, etc.

1.9.1. Sistema de poleas y correas.

Mecanismo multiplicador y reductor de velocidad

Transmisión Simple

Relación de transmisión (i)

Transmisión Compuesta

Los sistemas de transmisión de poleas y correas se emplean para transmitir la potencia mecánica proporcionada por el eje del motor entre dos ejes separados entre sí por una cierta distancia. La transmisión del movimiento por correas se debe al rozamiento éstas sobre las poleas, de manera que ello sólo será posible cuando el movimiento rotórico y de torsión que se ha de transmitir entre ejes sea inferior a la fuerza de rozamiento. El valor del rozamiento depende, sobre todo, de la tensión de la correa y de la resistencia de ésta a la tracción; es decir, del tipo de material con el que está construida (cuero, fibras, hilos metálicos recubiertos de goma, etc.) y de sus dimensiones.

Las poleas son ruedas con una o varias hendiduras en la llanta, sobre las cuales se apoyan las correas.

Las correas son cintas cerradas de cuero y otros materiales que se emplean para transmitir movimiento de rotación entres dos ejes generalmente paralelos. Pueden ser de forma plana, redonda, trapezoidal o dentada.

Este sistema se emplea cuando no se quiere transmitir grandes potencias de un eje a otro. Su principal inconveniente se debe a que el resbalamiento de la correa sobre la polea produce pérdidas considerables de potencia; sobre todo en el arranque. Para evitar esto parcialmente se puede utilizar una correa dentada, que aumenta la sujeción.

Para evitar que las correas se salgan de las poleas, será necesario que las primeras se mantengan lo suficientemente tensas como para que sean capaces de transmitir la máxima potencia entre ejes sin llegar a salirse ni romperse. Para evitar este problema se emplean a veces rodillos tensores, los cuales ejercen sobre las correas la presión necesaria para mantenerlas en tensión.

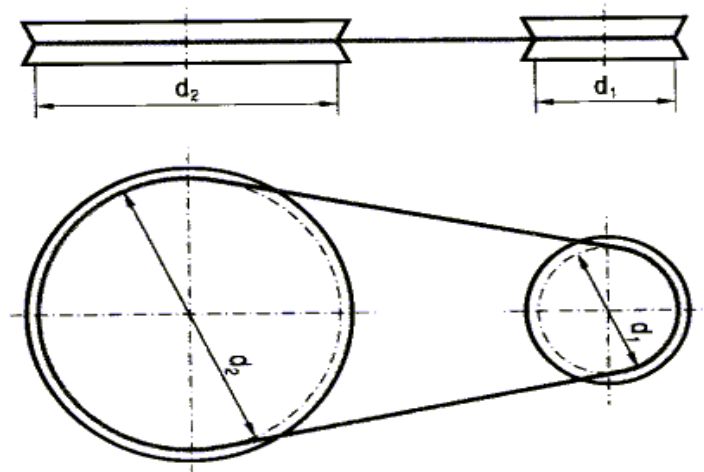


Fig. 1.19 Sistema poleas y Correas.

1.9.2 Mecanismo multiplicador y reductor de velocidad.

Se denomina mecanismo multiplicador de velocidad a aquél que transforma la velocidad recibida de un elemento motor (velocidad de entrada) en otra velocidad mayor (velocidad de salida).

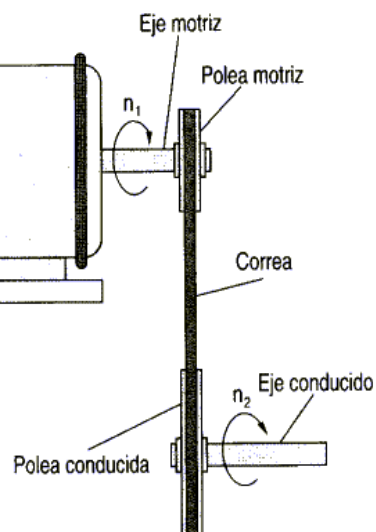


Fig. 1.20 Mecanismo multiplicador y reductor de velocidad

Se denomina mecanismo reductor de velocidad a aquél que transforma la velocidad de entrada en una velocidad de salida menor.

En todo mecanismo de transmisión existen como mínimo dos eje, llamados eje motriz y eje conducido o arrastrado. El eje motriz es el que genera el movimiento y puede estar acoplado a un motor o ser accionado manualmente por medio de una manivela. El eje conducido es el que recibe el movimiento generado por el eje motriz.

La velocidad de giro de los ejes se puede medir de dos formas:

Velocidad circular (n) en revoluciones o vueltas por minuto (r.p.m.).

• Velocidad angular (w) en radianes por segundo (Rad. /seg.).

La expresión matemática que hace pasar de r.p.m. a Rad. /seg. es: $w = (2 * \pi * n) / 60$

Relación de transmisión (i)

$i = \text{velocidad de salida} / \text{velocidad de entrada}$

$$i = n_2 / n_1 = d_1 / d_2$$

Cuando i es mayor que 1 es un sistema multiplicador.

Cuando i es menor que 1 es un sistema reductor.

1.9.3 Transmisión Compuesta

Cuando un movimiento se transmite entre más de dos árboles o ejes de transmisión se dice que se trata de un sistema de transmisión compuesta.

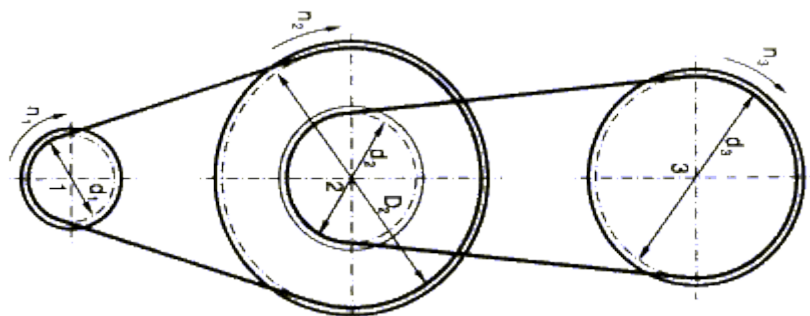


Fig. 1.21 Transmisión compuesta

Consideremos el siguiente ejemplo de la figura.

$$n_1 * d_1 = n_2 * D_2$$

$$n_2 * d_2 = n_3 * d_3$$

$$i = n_3 / n_1 = (d_1 / D_2) * (d_2 / d_3)$$

$$i = i_{1,2} * i_{2,3} = (d_1/D_2) * (d_2/d_3) = (n_2/n_1) * (n_3/n_2)$$

1.9.4. Sistema de cadenas y piñones

Mediante este sistema se consiguen transmitir potencias relativamente altas entre dos ejes distantes entre sí, sin que exista apenas resbalamiento o desprendimiento entre las dos ruedas de piñones y la cadena, que es el elemento de enlace que une ambas ruedas.

Quizás entre las muchas aplicaciones que usan este tipo de sistemas de transmisión, las primeras que nos vienen a la mente son la de la bicicleta y la de la motocicleta, aunque también se utilizan en otros muchos campos, sobre todo en el sector de la maquinaria agrícola.

Este sistema consta de dos ruedas dentadas (piñones) montados sobre dos ejes paralelos y sobre las cuales se adentran los eslabones flojamente articulados que componen la cadena, de manera que al hacer girar una de ellas (rueda motriz) arrastra a la otra (rueda conducida). El movimiento rotatorio y el movimiento de torsión se trasmite entre ejes por la tracción entre la cadena y las ruedas dentadas.

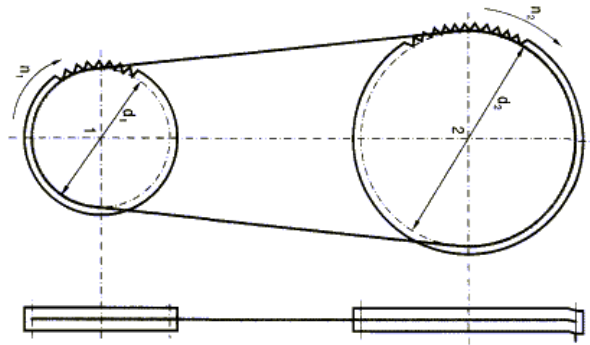


Fig. 1.22 Sistema Cadena y piñón

Para evitar problemas de pérdida de velocidad por el resbalamiento de la cadena será necesario que ésta se mantenga suficientemente tensa, lo cual se consigue a base de ruedas tensoras dentadas. Además, un sistema de este tipo necesita de un mantenimiento continuo de lubricación para reducir el deterioro y el desajuste entre la cadena y los piñones, así como el funcionamiento ruidoso de éste.

Para este sistema se cumplen las mismas expresiones que en un sistema de poleas de transmisión simple.

1.9.5. Sistema de ruedas de fricción

Este sistema de transmisión consiste en hacer resbalar dos o más ruedas que se tocan entre sí y montadas sobre ejes paralelos mediante la fuerza que produce el rozamiento entre ambas. Para poder transmitir movimiento de un eje a otro será necesario que ambas ruedas estén en contacto, ejerciendo una cierta presión la una sobre la otra.

Al contrario de lo que sucedía en el sistema de poleas y en el de cadenas, en este tipo de mecanismo el sentido de giro del eje motriz será contrario al del eje conducido.

Generalmente este tipo de sistema solamente se usa cuando se pretenden transmitir pequeñas potencias, que al estar en contacto una rueda con otra se produce, por resbalamiento, una pérdida de velocidad.

Otro inconveniente del uso de estas ruedas es su continuo desgaste debido a que funcionan por rozamiento y por presión.

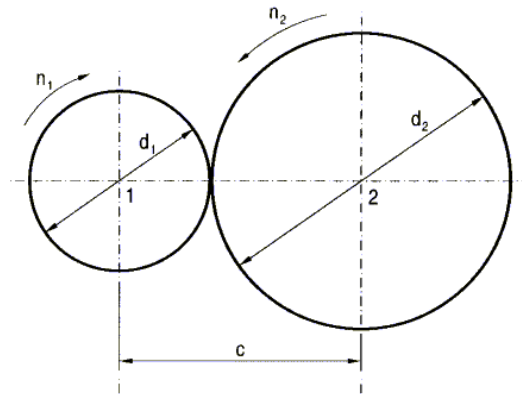


Fig. 1.23 Sistema rueda de fricción

Sus principales aplicaciones se encuentran en el campo de la electrónica y en el de la informática: equipos de sonido, vídeo, impresoras, etc.

Al igual que con los dos mecanismos anteriores, para este tipo de sistema también se cumplen las mismas expresiones matemáticas que en el caso de las poleas, siendo la distancia entre ejes "c" igual a:

$$n_1 * d_1 = n_2 * d_2$$

$$c = (d_1 + d_2) / 2$$

1.9.6. Sistema de engranajes

- [RUEDAS DENTADAS](#)
- [Engranajes rectos](#)
- [Engranajes helicoidales](#)
- [Engranajes cónicos](#)
- [Parámetros y características de los engranajes con dientes rectos](#)
- [Transmisión simple](#)

➤ [Transmisión Compuesta](#)

1.9.7 Ruedas dentadas

Se trata de uno de los mecanismos de transmisión, conjuntamente con las poleas, más antiguos que se conocen. Los engranajes son mecanismos utilizados en la transmisión de movimiento rotatorio y movimiento de torsión entre ejes.

Este sistema posee grandes ventaja con respecto a las correas y poleas: reducción del espacio ocupado, relación de transmisión más estable (no existe posibilidad de resbalamiento), posibilidad de cambios de velocidad automáticos y, sobre todo, mayor capacidad de transmisión de potencia. Sus aplicaciones son muy numerosas, y son de vital importancia en el mundo de la mecánica en general y del sector del automóvil en particular.

Se trata de un sistema reversible capaz de transmitir potencia en ambos sentidos, en el que no son necesarios elementos intermedios como correas y cadenas para transmitir el movimiento de un eje a otro.

En un sistema de este tipo se le suele llamar rueda al engranaje de mayor diámetro y piñón al más pequeño. Cuando el piñón mueve la rueda se tiene un sistema reductor de velocidad, mientras que cuando la rueda mueve el piñón se trata de un sistema multiplicador de velocidad.

Obviamente, el hecho de que una rueda tenga que endentar con otra para poder transmitir potencia entre dos ejes hace que el sentido de giro de éstos sea distinto. En función de la forma de sus dientes y de la del propio engranaje, éstos pueden ser:

- Engranajes rectos.
- Engranajes helicoidales.
- Engranajes cónicos.

1.9.8 Engranajes rectos

Son engranajes cilíndricos de dientes rectos y van colíndales con el propio eje de la rueda dentada. Se utilizan en transmisiones de ejes paralelos formando así lo que se conoce con el nombre de trenes de engranajes. Este hecho hace que sean unos de los más utilizados, pues no en vano se pueden encontrar en cualquier tipo de máquina: relojes, juguetes, máquinas herramientas, etc.

1.9.9 Engranajes helicoidales

Son aquellos cuyos dientes están dispuestos siguiendo la trayectoria de hélices paralelas alrededor de un cilindro. Estos engranajes pueden transmitir movimiento (potencia) entre ejes paralelos o entre ejes que se cruzan en cualquier dirección (incluso perpendiculares). Debido a su forma geométrica, su construcción resulta más cara que los anteriores y se utiliza en aplicaciones específicas tales como: cajas de cambios, cadenas cinemáticas, máquinas herramientas, etc.

En este caso, el sistema de engrane de sus dientes proporciona una marcha más suave que la de los engranajes rectos, lo cual hace que se trate de un sistema más silencioso, con una transmisión de fuerza y de movimiento más uniforme y segura.

1.9.10 Engranajes cónicos.

Se utilizan para transmitir movimiento entre ejes perpendiculares, aunque también se fabrican formando ángulos diferentes a 90 grados.

Se trata de ruedas dentadas en forma de troncos de cono, con dientes tallados en una de sus superficies laterales. Dichos dientes pueden ser rectos o curvos (lipoides), siendo estos últimos muy utilizados en sistemas de transmisión para automóviles.

1.10 Ruedas dentadas.

Se trata de uno de los mecanismos de transmisión, conjuntamente con las poleas, más antiguos que se conocen. Los engranajes son mecanismos utilizados en la transmisión de movimiento rotatorio y movimiento de torsión entre ejes.

Este sistema posee grandes ventaja con respecto a las correas y poleas: reducción del espacio ocupado, relación de transmisión más estable (no existe posibilidad de resbalamiento), posibilidad de cambios de velocidad automáticos y, sobre todo,

mayor capacidad de transmisión de potencia. Sus aplicaciones son muy numerosas, y son de vital importancia en el mundo de la mecánica en general y del sector del automóvil en particular. Se trata de un sistema reversible capaz de transmitir potencia en ambos sentidos, en el que no son necesarios elementos intermedios como correas y cadenas para transmitir el movimiento de un eje a otro. En un sistema de este tipo se le suele llamar rueda al engranaje de mayor diámetro y piñón al más pequeño. Cuando el piñón mueve la rueda se tiene un sistema reductor de velocidad, mientras que cuando la rueda mueve el piñón se trata de un sistema multiplicador de velocidad. Obviamente, el hecho de que una rueda tenga que engranar con otra para poder transmitir potencia entre dos ejes hace que el sentido de giro de éstos sea distinto.

En función de la forma de sus dientes y de la del propio engranaje, éstos pueden ser:

- Engranajes rectos.
- Engranajes helicoidales.
- Engranajes cónicos.

1.11 Engranajes rectos

Son engranajes cilíndricos de dientes rectos y van colindales con el propio eje de la rueda dentada. Se utilizan en transmisiones de ejes paralelos formando así lo que se conoce con el nombre de trenes de engranajes.

Este hecho hace que sean unos de los más utilizados, pues no en vano se pueden encontrar en cualquier tipo de máquina: relojes, juguetes, máquinas herramientas, etc.

1.12 Engranajes helicoidales

Son aquellos cuyos dientes están dispuestos siguiendo la trayectoria de hélices paralelas alrededor de un cilindro.

Estos engranajes pueden transmitir movimiento (potencia) entre ejes paralelos o entre ejes que se cruzan en cualquier dirección (incluso perpendiculares).

Debido a su forma geométrica, su construcción resulta más cara que los anteriores y se utiliza en aplicaciones específicas tales como: cajas de cambios, cadenas cinemáticas, máquinas herramientas, etc.

En este caso, el sistema de engrane de sus dientes proporciona una marcha más suave que la de los engranajes rectos, lo cual hace que se trate de un sistema más silencioso, con una transmisión de fuerza y de movimiento más uniforme y segura.

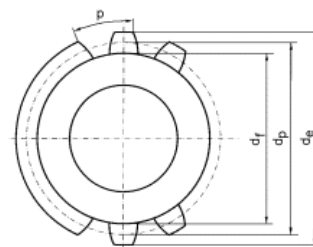
1.13 Engranajes cónicos

Se utilizan para transmitir movimiento entre ejes perpendiculares, aunque también se fabrican formando ángulos diferentes a 90 grados.

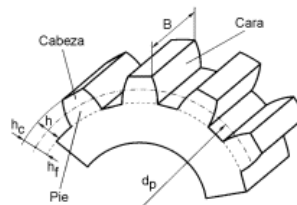
Se trata de ruedas dentadas en forma de troncos de cono, con dientes tallados en una de sus superficies laterales. Dichos dientes pueden ser rectos o curvos (lipoides), siendo estos últimos muy utilizados en sistemas de transmisión para automóviles.

1.14 Ruedas dentadas

Parámetros y características de los engranajes con dientes rectos.



a) Diámetros de una rueda dentada



b) Parámetros característicos

Fig. 1.24 Rueda dentada.

Número de dientes: es el número de dientes que tiene el engranaje. Se abrevia como Z . Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes equivale a $Z = D_p / M$.

Módulo: el módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. $M = (D_p / Z)$.

Circunferencia primitiva: Es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. El valor de la circunferencia primitiva es $D_p = Z * M$. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

Paso circular: es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos. El valor del paso circular es $P_c = \pi * M$.

Espesor del diente su valor equivale a $E = \frac{P_c}{2}$.

Diámetro exterior: es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje. Se abrevia como (De) Su cálculo es: $De = (Z + 2) * M$.

Diámetro interior: es el [diámetro](#) de la circunferencia que limita el pie del diente. Su valor es. $Di = D_p - 2,5M$.

Pie del diente: también se conoce con el nombre de "dedendum". Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva. En dientes normales equivale al valor del módulo (1,25M).

Cabeza del diente. También se conoce con el nombre de "adendum". Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo. En dientes normales equivale al valor del módulo (M).

Flanco: es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.

Espesor del diente: es la parte más gruesa medida sobre el diámetro primitivo.

Altura del diente: Es la suma de la altura de la cabeza (adendum) más la altura del pie (dedendum). En los dientes normales la altura del diente vale $(2.25M)$,

Angulo de presión: Es el que forma la tangente a los dos perfiles con la recta que une los centros de los engranajes

Largo del diente es la longitud que tiene el diente del engranaje

Distancia entre centro de dos engranajes: $(Dp + dp)/2$.

Relación de transmisión: $(Rt = NxZ = n * z)$.

Hay dos tipos de engranajes, los llamados de diente normal y los de diente corto cuya altura es más pequeña que el considerado como diente normal. En los engranajes de diente corto, la cabeza del diente vale $(0.75M)$, y la altura del pie del diente vale (M) siendo el valor de la altura total del diente $(1,75M)$.

1.15 Transmisión simple.

Cuando el movimiento se transmite directamente entre dos ejes se trata de un sistema de transmisión simple.

$m=dp1/Z1$ $m=dp2/Z2$ igualando ambas expresiones.

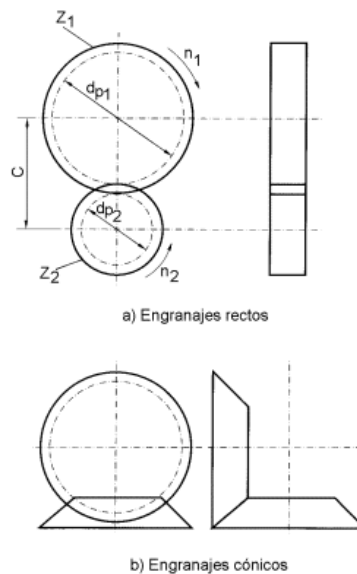


Fig. 1.25 Transmisión simple.

Donde Z_1 y Z_2 es el número de dientes de la rueda conductora y conducida respectivamente y, n_1 y n_2 la velocidad de giro en ambos ejes en r.p.m. Por su parte, la relación de transmisión "i" del sistema así como la distancia "c" entre ejes, será igual a:

$$i = \text{velocidad de salida} / \text{velocidad de entrada} = n_2 / n_1 = Z_1 / Z_2.$$

$$c = (dp_1 + dp_2) / 2.$$

1.16 Transmisión Compuesta.

En este caso la transmisión se realiza entre más de dos ejes simultáneamente, para lo cual será necesario que en cada uno de los ejes intermedios vayan montadas obligatoriamente dos ruedas dentadas (Z_2 y z_2). Una de ellas engrana con la rueda motriz, que es la que proporciona el movimiento, mientras que la otra conecta con el eje siguiente al que arrastra.

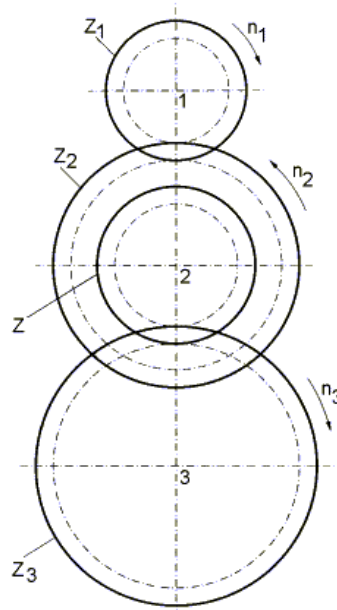


Fig. 1.26 Transmisión compuesta.

$$n_1 * z_1 = n_2 * z_2$$

$$n_2 * Z_2 = n_3 * z_3$$

$$i = i_{1,2} * i_{2,3} = (z_1 / Z_2) * (z_2 / z_3) = (n_2 / n_1) * (n_3 / n_2)$$

$$i = n_3 / n_1 = (z_1 / Z_2) * (z_2 / z_3)$$

1.17 Mecanismo de husillo y tuerca

Tipos de Rosca.

Pasos de Rosca.

El mecanismo de husillo y tuerca está constituido por un tornillo (husillo) y una tuerca. Su funcionamiento es tal que si se mantiene fija la tuerca, el movimiento giratorio del tornillo produce su desplazamiento longitudinalmente y viceversa.

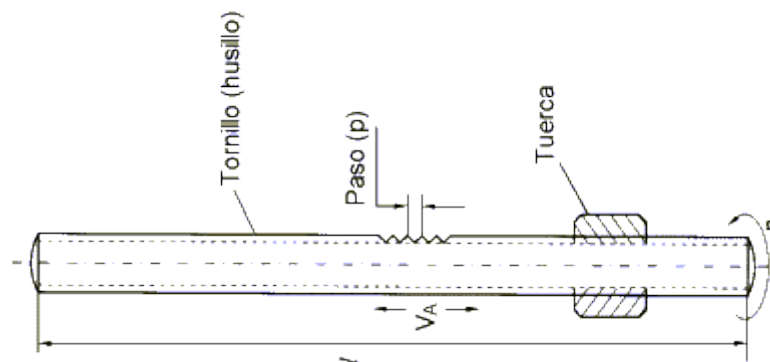


Fig. 1.27 Mecanismo de husillo y tuercas.

Mediante este sistema se consigue convertir el movimiento circular del tornillo en movimiento rectilíneo de la tuerca.

En este caso el movimiento circular no tiene por qué estar proporcionado por un elemento motor, sino que se puede producir manualmente mediante una manivela como sucede en el tornillo de banco.

El husillo, al igual que cualquier otro tornillo, se caracteriza por el número de entradas (e) y por el paso de la rosca (p). Así, por ejemplo, un tornillo de 2 mm de paso y una entrada, al girar una vuelta completa sobre una tuerca produce un avance de ésta de 2mm. Sin embargo, en un tornillo con el mismo paso y dos entradas, avanza la tuerca en el mismo tiempo 4 mm.

El avance será: $A = p * e$

La velocidad de avance será: $V_a = A * n = p * e * n$; donde (n) es la velocidad circular de giro.

El tiempo que tarda la tuerca en recorrer la distancia (l) será: $V_a = l / t$ donde $t = l / V_a$

1.18 Tipos de Rosca.

Existen diferentes tipos de roca en función de la forma del perfil del filete, del número de filetes que tenga, del paso de la propia rosca, y del sentido de giro de avance del tornillo.

Generalmente el perfil de una rosca suele ser de forma triangular, si bien también existen roscar de perfil cuadrado, trapecial, y en diente de sierra o redondo.

En cuanto al sentido de giro de la rosca, normalmente el avance se produce girando la rosca a la derecha, mientras que el retorno se produce girando la rosca a la izquierda.

También existen tornillos y tuercas que funcionan en sentido inverso.

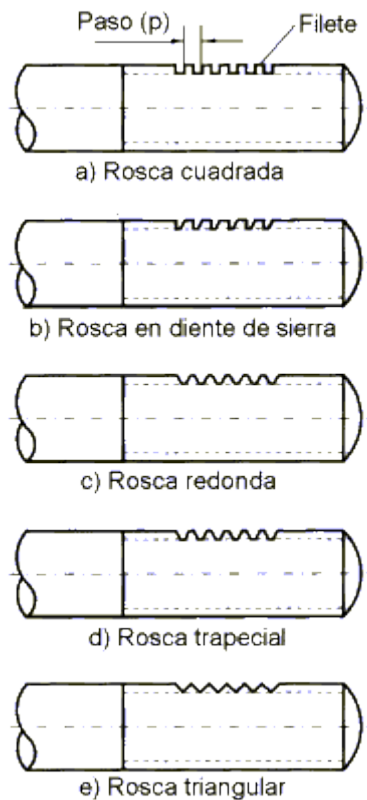


Fig. 1.28 Tipos de roscas.

1.19 Pasos de Rosca.

Una rosca puede estar constituida por uno o más filetes, enrollados paralelamente alrededor del núcleo del tornillo.

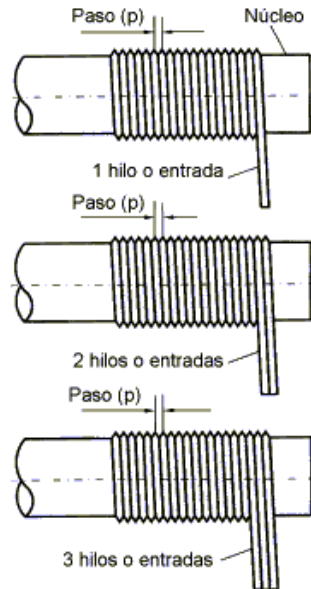


Fig. 1.29 Tipos de roscas.

Al número de filetes de una rosca se le denomina número de entradas (e). Se denomina paso (p) a la distancia entre dos filetes consecutivos. Para la construcción de roscas interiores (tuercas) se utilizan los machos de roscar, que son unos tornillos de acero muy duro (templado) provistos de unas ranuras longitudinales que permiten desalojar la viruta que se genera en el tallado de la rosca. Para la fabricación de roscas exteriores (tornillos) se utilizan las terrajas de roscar que están formadas por una tuerca de acero templado provisto de unas ranuras o paletas longitudinales que permiten desalojar la viruta que se genera en el tallado de la rosca.

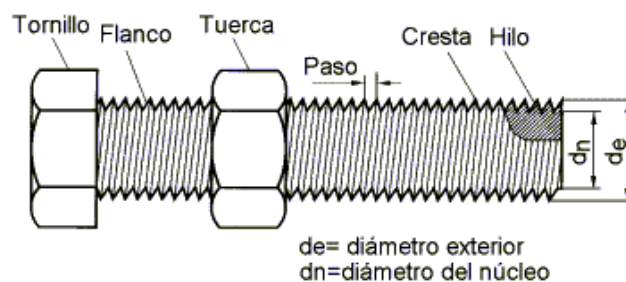


Fig. 1.30 Paso de la rosca.

1.20 Impulsores de cadena

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrica como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción cuya magnitud es considerable. Cuando transmite potencia entre flechas o ejes que giran, la cadena activa ruedas dentadas que se enlazan, se conocen como ruedas dentadas. La figura 1.2.2 ilustra un impulsor de cadena común. El tipo más común de cadena es la cadena de rodamientos, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas.

La cadena de rodamientos se clasifica con base en su paso, la distancia entre partes i correspondientes de eslabones adyacentes. El paso se ejemplifica, por lo regular, como la distancia entre pernos adyacentes. Una cadena de rodamientos estándar lleva una designación j de tamaño entre 40 y 240, como se enumera en la tabla 13-3. Los dígitos, distintos al cero final rodamientos estándar, el paso casi siempre es del doble, y las placas de los eslabones pesadas. Los tamaños más grandes tienen placas de eslabón soldadas.

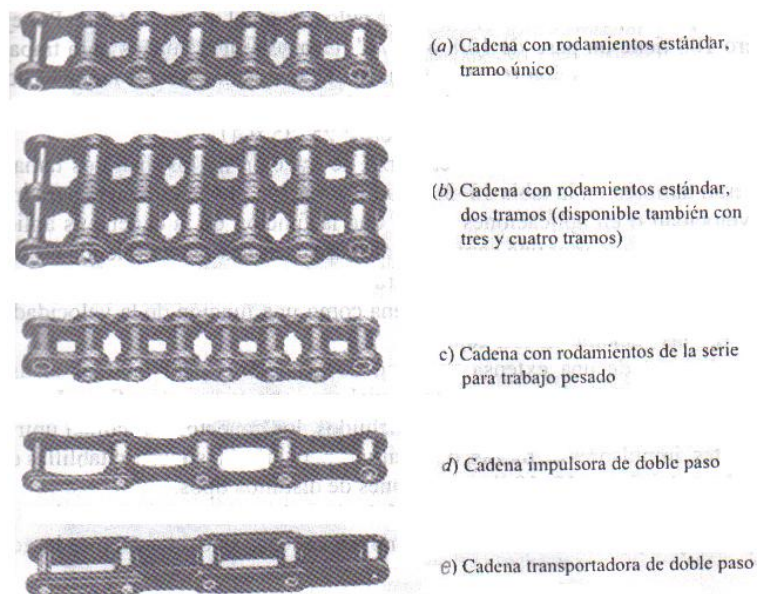


Fig. 1.31 Algunos tipos de cadena con rodamientos (Rexnord, Inc., Wis.)

<i>Número de cadena</i>	<i>Paso (pulg)</i>	<i>Resistencia promedio al esfuerzo de tracción (lb)</i>
25	1/4	925
35	3/8	2 100
41	1/2	2 000
40	1/2	3 700
50	5/8	6 100
60	3/4	8 500
80	1	14 500
100	1 1/4	24 000
120	1 1/2	34 000
140	1 3/4	46 000
160	2	58 000
180	2 1/4	80 000
200	2 1/2	95 000
240	3	130 000

Fig. 1.32 Tamaño de cadenas con rodamientos.

1.21. DISEÑO DE IMPULSORES DE CADENA.

La especificación de la cadena en relación a su capacidad para transmitir potencia tres modos de falla: fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de la en el lado flojo de la cadena, impacto en los rodamientos conforme se enlazan con los de la rueda dentada y raspaduras entre los pernos de cada eslabón y los bujes.

Las especificaciones se basan en datos empíricos con un impulsor suave y una ca (factor de servicio = 1.0) y una vida útil especificada de 15,000 horas aproximadame variables importantes son el paso de la cadena y el tamaño y la velocidad de giro de dentada más pequeña.

La lubricación es de fundamental importancia para la operación: tona de un impulsor de cadena. Los fabricantes recomiendan el tipo de método de lub para combinaciones particulares de tamaño de cadena, tamaño de rueda dentada y velocid detalles se examinan más adelante.

Las tablas 13-4, 13-5 y 13-6 enumeran la potencia especificada para tres tamaños estándar: número 40 (1/2"), número 60 (3/4") y número 80 (1.00"). Estos son comunes de información disponible para todos los tamaños de cadenas en los catálogos de Observe estas características de los datos:

1. Las especificaciones se basan en la velocidad de la rueda dentada más pequeña.
2. Para una velocidad en particular, la capacidad de potencia se incrementa con el número de dientes en la rueda dentada. Desde luego, cuanto mayor sea el número de, grande será el diámetro de la rueda dentada. Debe observarse que el uso de un paso pequeño en una rueda dentada de gran tamaño genera un impacto silencioso.
3. Para un tamaño particular de rueda dentada, un número específico de dientes, la capacidad de potencia se incrementa en función del incremento de la velocidad hasta un punto después, disminuye. La fatiga que se debe a la tensión en la cadena rige a velocidades bajas y moderadas; el impacto sobre las ruedas dentadas predomina a velocidades más altas. A cada tamaño de rueda dentada corresponde un límite superior de velocidad que se debe a la presencia de raspaduras entre los pernos y los eslabones de la cadena. Esto explica la caída súbita de capacidad de potencia hasta velocidad límite.
4. Las especificaciones corresponden a un solo tramo de cadena. Si bien los tramos incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo de la capacidad de un solo tramo. Multiplique la capacidad en las tablas por los factores siguientes: Dos tramos: factor = 1.7 Tres tramos: factor = 2.5 Cuatro tramos: factor = 3.3
5. Las especificaciones son para un factor de servicio de 1.0. Especifique un factor de servicio para un uso en particular de conformidad con la tabla 13-7.

1.22 Parámetros de diseño para impulsores de cadena

Las siguientes son recomendaciones generales para diseñar impulsores de cadena.

1. El número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser 17 a menos i esté trabajando a una velocidad muy baja, menor de 100 hp.
2. La relación de velocidad máxima debe ser 7.0 aunque son factibles relac Se pueden utilizar dos o más fases de reducción para obtener relaciones
3. La distancia central entre los ejes de la rueda dentada debe ser de entre aproximadamente (30 a 50 veces el paso de la cadena).
4. El arco de contacto de la cadena en la rueda dentada más pequeña no de 120°.
5. En condiciones normales, la rueda dentada más grande no debe tener menos .
6. La disposición más favorecida para un impulsor de cadena es con la lineal, ruedas dentadas horizontal y con el lado tensado en la parte superior.
7. La longitud de la cadena debe ser un múltiplo completo del paso, y se rofcr número par de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adapiqr de la cadena y compensar tolerancias y desgaste. Un juego excesivo en el b)li evitarse, sobre todo en impulsores no horizontales. Una relación conveniente distancia central (C), la longitud de la cadena (L), número de dientes en la. pequeña (Ni) y número de dientes en la rueda dentada grande (N2), expresada en pasos, es.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 + N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

La distancia central teóricamente exacta para una longitud particular de cadena, de nuevo en pasos, es

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 - N_1}{2} + \sqrt{L - \left[\frac{N_2 - N_1}{2} \right] - \frac{8(N_2 - N_1)}{4\pi^2}} \right]$$

La distancia central teórica no supone juego ni en el lado tensado ni en el lado flojo de la cadena y por consiguiente es un *máximo*. Se deben prever tolerancias o ajustes negativos.

8. El diámetro de paso de una que está rueda dentada con N dientes para una cadena con un paso p es.

$$D = \frac{P}{\text{sen}(180^\circ / N)}$$

9. El diámetro mínimo de rueda dentada y por tanto el número mínimo de dientes en una rueda dentada está, con frecuencia, limitado por el tamaño de la flecha en la que se monta. ñ Verifique el catálogo de ruedas dentadas.

Los fabricantes de cadenas recomiendan tres métodos distintos para aplicar lubricación,

dependiendo de la velocidad lineal de la cadena. Un suministro constante de aceite limpio es

fundamental para una operación suave y una vida útil satisfactoria del impulsor de cadena. Si bien pueden existir diferencias mínimas entre fabricantes, los siguientes son

los parámetros generales que corresponden a límites de velocidad. Véase la figura 13-20 para ejemplos de

estos métodos.

Tipo I (170 a 650 pies/minuto). Lubricación manual o por goteo. Para lubricación manual el aceite se aplica con una brocha o un pitón surtidor, de preferencia cuando menos cada 8 horas de operación. Para alimentación por goteo de la lubricación, el aceite es alimentado directamente hacia las placas de los eslabones de cada tramo de cadena.V.

Tipo II (650 a 1,500 pies/minuto). Lubricación por baño o disco: la cubierta de la cadena proporciona un colector de aceite en el que la cadena se sumerge en forma constante. Como alternativa, un disco o eslinga puede conectarse a uno de los ejes para levantar aceite hacia un conducto arriba del tramo inferior de la cadena. Después la cadena transporta una corriente de aceite hacia la cadena, por consecuencia, la propia cadena no necesita sumergirse en el aceite.

CAPITULO II

LINEA DE CORTE Y TRANSPORTE

2.1 SIERRA TRANSVERSAL

2.1.1 DISEÑO DEL SISTEMA MECANICO

Para el sistemas de transporte utilizaremos el mecanismos de la figura 2.1 los cuales son muy aplicables por su alta precisión, gran duración por concepto de choque al arrastre con una total confiabilidad, ya que los troncos para ser llevados de una posición a otra deben tener dimensiones adecuadas a su estructura de sujeción y arrastre, impidiendo el montaje de troncos con dimensiones mayores a las establecidas en el cálculo como se lo demuestra en el ítem 2.1.1.1.



Fig. 2.1 Mesa de arrastre longitudinal de gran precisión

2.1.1.1 Diseño de la estructura mecánica del mecanismo de arrastre de troncos.

Se empezara por diseñar la estructura de la plataforma considerando el tamaño y la necesidad de desplazamiento en el eje x tomando en cuenta que el tronco que se desea preparar para entrar al torno tiene una longitud de 1,2m por un diámetro del tronco promedio de 0.80m por lo tanto tendremos:

Se calcula el peso ejercido por el tronco para eso contemplamos sus dimensiones:

Donde:

d = diámetro de la troza.

L = longitud de la troza.

V = Volumen.

ρ = Densidad.

m = Masa.

g = Gravedad.

W = Peso.

Desarrollo:

$$d = 1.20m.$$

$$L = 1.20m$$

$$V = \frac{\pi * D^2 * L}{4}$$

$$V = 1.3571m^3$$

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$\rho = 800 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = V * \rho$$

$$m = 1.3571m^3 * 800 \frac{kg}{m^3} = 522.76kg(masa)$$

$$w = m * g$$

$$w = 1085.736kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 10651.05467 \frac{kgm}{s^2}$$

$$W = 10.65 \text{ KN} + 139.778 \text{ KN} = 188.035 \text{ KN}$$

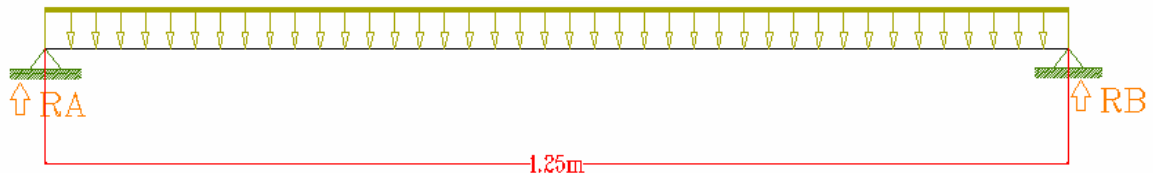
El peso de rodillos biconicos, piñones, motores, así como elementos de sujeción que representan el peso en la estructura en valor de 139.778KN a esto se suma el peso de la troza y se obtendrá el valor 188.03KN que es el peso requerido para el diseño.

Procedemos a calcular el momento flector máximo del sistema mediante el diagrama de fuerza cortante y momentos flectores que se indica en la figura 2.2 la fuerza a la cual está sometida la viga es 188.035KN. El cálculo se lo comprobará con el programa MD SOLIDS 2.6 como se indica en la figura 2.3.

De acuerdo al resultado del diagrama de momentos, el momento flector máximo es 33.85KN-m.

El perfil con el cual vamos a realizar el análisis es UPN con sus respectivas medidas que se muestran en la figura 2.5 y en la figura 2.6 con estas medidas procedemos a calcular, el centro de gravedad y la inercia con respecto al eje x del perfil por el teorema de STEINER

DIAGRAMA CUERPO LIBRE



$$P^1 = 2350.4 \text{ KN}$$

$$L = 1.25 \text{ m}$$

$$P^1 = 1.25 \text{ m} * 188.035 \text{ KN} = 2350.4$$

$$\sum MA = 0$$

$$2350.4 \text{ KN}(0.625) \text{ m} - RB(1.25) \text{ m} = 0$$

$$R_B = \frac{(2350.4 \times 0.625) \text{KNm}}{1.25 \text{m}} = 117.52 \text{KN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - P^1 + R_B = 0$$

$$R_A = P^1 - R_B$$

$$R_A = (2350.4 - 117.53) \text{kg}$$

$$R_A = 117.52 \text{KN}$$

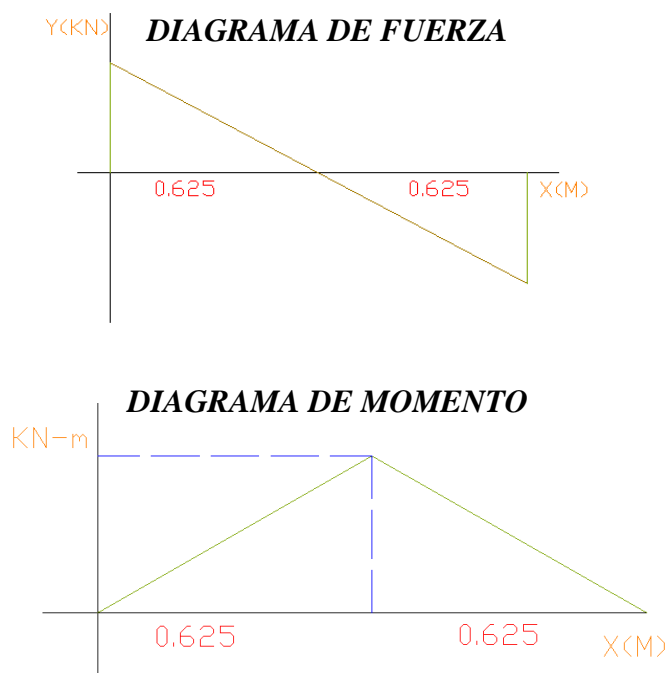


Fig. 2.2 Diagrama de fuerzas cortante y momento flector.

$$M = \frac{117.53 \text{KN} \times 0.625 \text{m}}{2} = 36.72 \text{KNm}$$

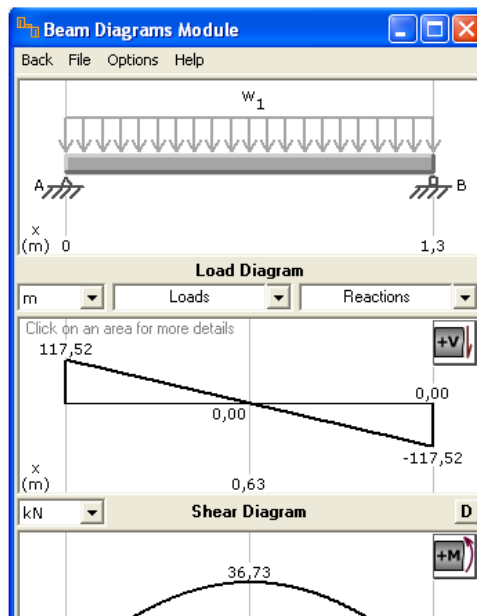


Fig. 2.3 Diagrama de fuerzas cortante y momento flector.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSolids 2.6

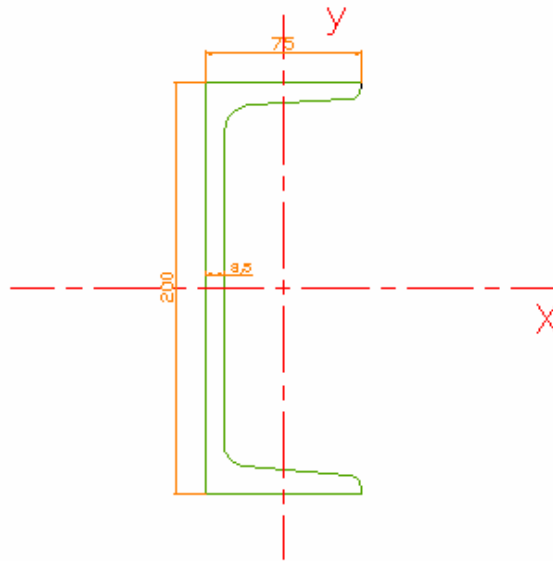


Fig. 2.4 Perfil de la viga.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

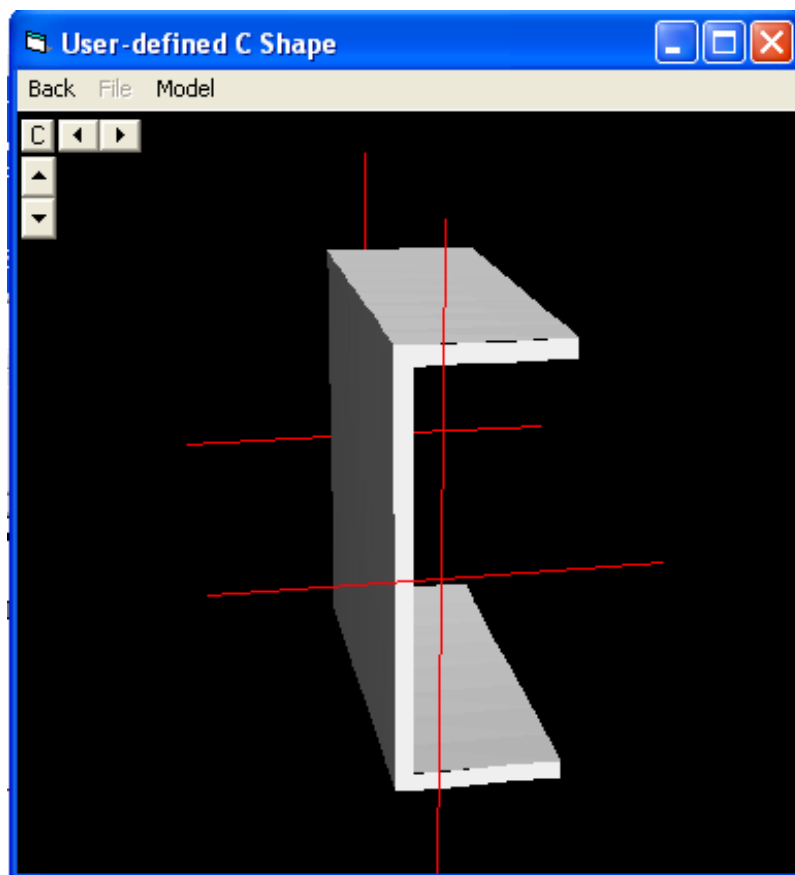


Fig. 2.5 Perfil 3 Solid Rendering.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

Donde:

I_x = Momento de inercia con respecto al centro de gravedad.

M = Momento flector.

\bar{y} = Distancia del eje neutro hasta el punto de análisis.

A = Área.

I = momento de inercia de una sección rectangular.

n = factor de seguridad (1.5-2)

σ_f = Esfuerzo normal por flexión.

I_{Cg} = Momento de inercia del sistema respecto de un eje que pasa por el centro de masa.

$A\bar{y}$ = Momento estático

S_y = Resistencia a la tracción.

Desarrollo:

El centro de gravedad con respecto al eje x. es y por lo cual procedemos al calcular con la siguiente expresión:

$$\bar{y} = \frac{\sum A\bar{y}}{\sum A} = \frac{(75 \times 8.5 \times 4.25) + (183 \times 8.5 \times 95.75) + (75 \times 8.5 \times 195.75)}{(75 \times 8.5) + (183 \times 8.5) + (75 \times 8.5)} = 57.9853 \text{ mm}$$

En la figura 2.6 se muestra la ubicación del centro de gravedad \bar{y} y comprobamos el resultado del programa con los cálculos.

Aplicando el teorema de STEINER calculamos la inercia con respecto al eje x.

$$I_x = I_{cg} + \sum Ay^2$$

1

Robert L. Moott, Diseño Elementos de máquinas, 2^{da} ed, pag, 83.

$$^2 I = \frac{bh^3}{12}$$

$$^3 I_{cg} = \frac{75 \times 8,5^3}{12} + \frac{183 \times 8,5^3}{12} + \frac{75 \times 8,5^3}{12}$$

$$I_{cg} = 120061,4375 \text{ mm}^4$$

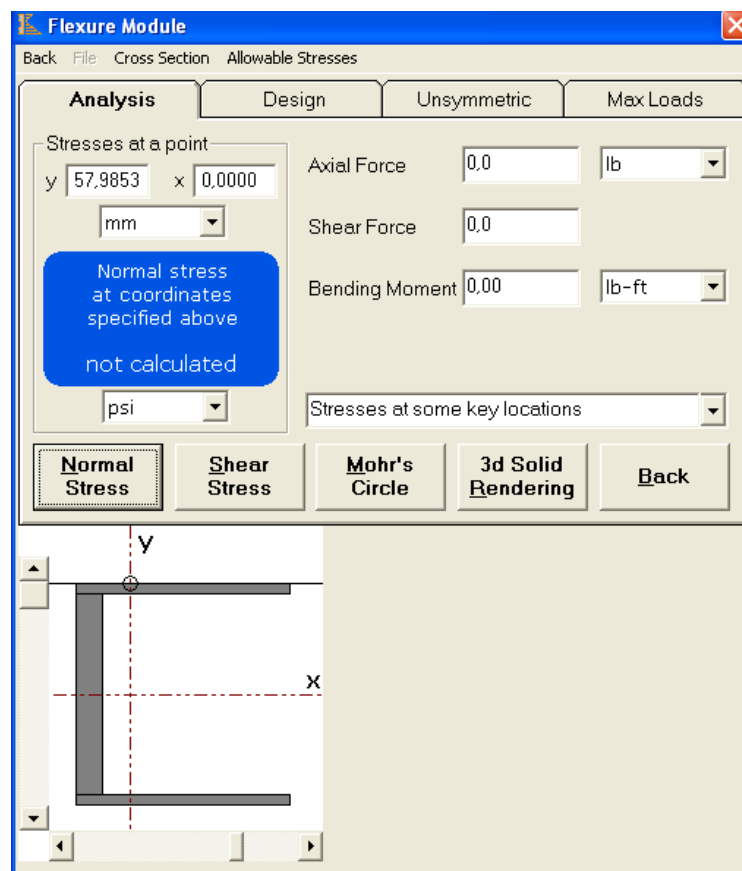


Fig. 2.6 Ubicación del centro de gravedad.

Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

$$\sum Ay^2 = (75 \times 8.5) \times 53.73^2 + (183 \times 8.5) \times 37.76^2 + (75 \times 8.5) \times 137.76^2$$

$$\sum Ay^2 = 16156624.97 \text{ mm}^4$$

$$I_x = I_{cg} + \sum Ay^2$$

$$I_x = 120061.4375 \text{ mm}^4 + 16156624.97 \text{ mm}^4$$

$$I_x = 16276686.41 \text{ mm}^4$$

Comprobación del cálculo de Inercia y centro de gravedad mediante el programa de diseño de Robert L. Mook, MDSOLID 2.6. Ingresamos las medidas del perfil como se muestra en la figura 2.7 y comprobamos los resultados en el cuadro de dialogo que se despliega en la figura 2.8.

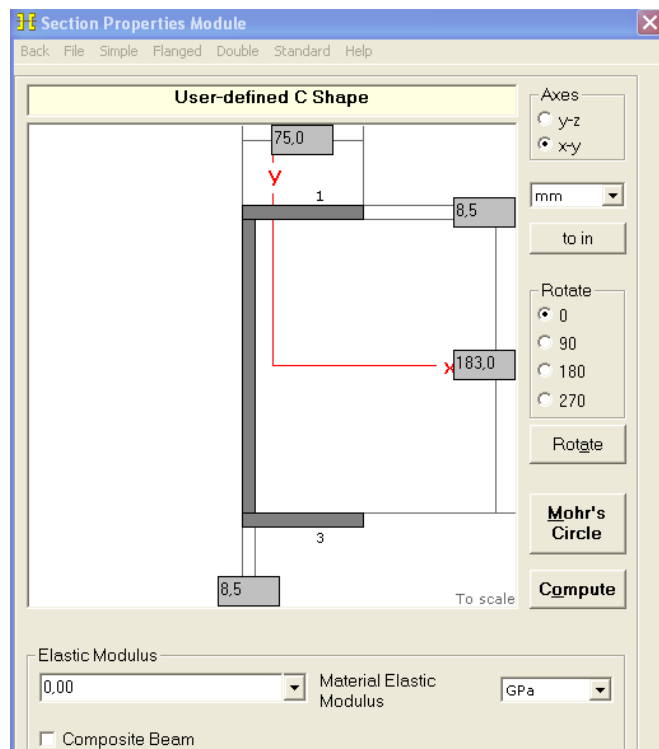


Fig. 2.7 Selección del perfil y sus dimensiones.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

X Axis Properties			
Elastic Modulus	E	1,0000	GPa
From bottom to centroid	y (bot)	100,0000	mm
From centroid to top	y (top)	100,0000	mm
Area of shape	A	2,830,5000	mm ²
Moment of Inertia	I _x	16,0380E+06	mm ⁴
Section Modulus	S _x	160,379,6788	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	160,379,6788	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	160,379,6788	mm ³
Radius of Gyration	r _x	75,2737	mm
Plastic Modulus	Z _x	193,245,3750	mm ³
Shape Factor		1,2049	
From bottom to plastic n.a.	y _p (bot)	100,0000	mm
From plastic n.a. to top	y _p (top)	100,0000	mm

Fig. 2.8 Resultado del cálculo.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

Dado a que el cálculo de I_x por medio del teorema de Steiner coincide con el valor dado por medio de Programa de diseño mecánico MD Solid 2.6. Se concluye que los datos obtenidos son correctos, el armado Sierra Transversal N° 2 se lo detalla en el Anexo A-1.

Con el valor de la inercia procedemos a calcular el esfuerzo normal.

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \frac{Mfxy}{I_x} \\ \sigma_f &= \frac{33.85KN - mx0.05798m}{1.6276686x10^{-5}m^4} \\ \sigma_f &= 120391.6141KPas \end{aligned}$$

El cálculo del coeficiente de seguridad (n) Con un material común A36 que dispone de una resistencia de $235358.73KPas$.

$$n = \frac{Sy}{\sigma_f} = \frac{235358.73KPas}{120391.6141KPas} = 1.9549 \approx 2$$

El perfil cumple satisfactoriamente con los requerimientos de diseño, ya que el factor de seguridad esta entre (1.5-2) siendo 2 un factor óptimo para la fabricación.

2.1.1.2 Diseño de las columnas.

Datos correspondientes a la selección del material de la viga Columna Modulo de elasticidad del acero A36 utilizado en la fabricación de perfiles la carga se reproduce como se puede visualizar en la Fig. 2.9.

Donde:

$\sigma_{L/2}$ = Esfuerzo máximo de Compresión.

P = Carga axial Excéntrica de compresión.

A = Área transversal del miembro de compresión.

e = Excentricidad de la Carga.

c = distancia centroide a la fibra externa donde actúa $\sigma_{L/2}$.

r = Radio de Giro.

Le = Longitud efectiva.

N = Factor de diseño.

C_c = Constante de columna.

⁵ Robert L. Moott, Diseño Elementos de máquinas, 2^{da} ed, pag, 78.

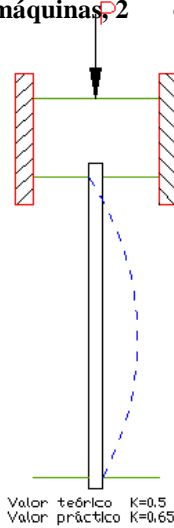


Fig. 2.9 Distribución de fuerzas en la columna.

$${}^6 C_c = \sqrt{\frac{2\Pi^2 E}{S_y}}$$

⁷ Si $\frac{KL}{r \min} > C_c$ Columna larga (Formula de Euler)

⁸ Si $\frac{KL}{r \min} < C_c$ Columna Corta (Formula de JB Jhonson)

$${}^9 r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{16.03800 \times 10^6 \text{ mm}^4}{2.430.500 \text{ mm}^2}}$$

$$r = 2568.78 \text{ mm}$$

$$I_x = 16.03800 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$L = 106.5 \text{ mm}$$

$$A = 2.430.500 \text{ mm}^2$$

Razón de delgadez.

$$\frac{KL}{r \min} = \frac{0.625 * 106.5 \text{ mm}}{2568.78 \text{ mm}} = 0.025912$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 207 \times 10^3 \text{ MPas}}{248 \text{ MPas}}} = 128.35 \approx 128$$

6.7.8.9

Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 2^{da} ed. pp. 179, 182, 183, 185.

Para este caso $0.02912 < 128$ es una columna corta.

Cálculo de flexión en el punto medio.

Datos:

A = Área del perfil.

C = Centro del perfil UPN.

E = 207×10^3 MPa.

e = La excentricidad de la carga = 0.

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A} = \sigma_{l/2}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{N}$$

$S_y = 248 \text{ MPa}$ (Ver anexo A-6)

N = 12

$$\sigma_{l/2} \leq \alpha d$$

$$\alpha d = 20.6667 \text{ MPas}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{31.3383 \times 10^3 \text{ kg}}{28305 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 1.107164 \text{ Pas}$$

$$1.107164 \text{ Pas} \leq 20.6667 \text{ MPas}$$

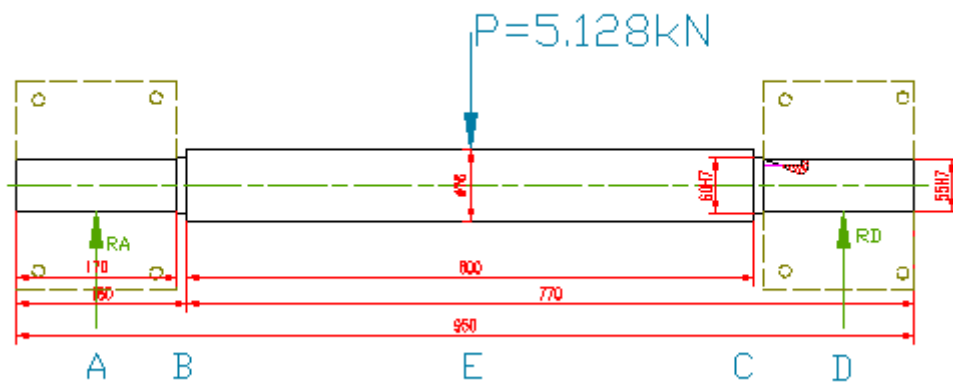
El elemento cumple satisfactoriamente.

2.1.1.3 Flechas o ejes coordenadas en x

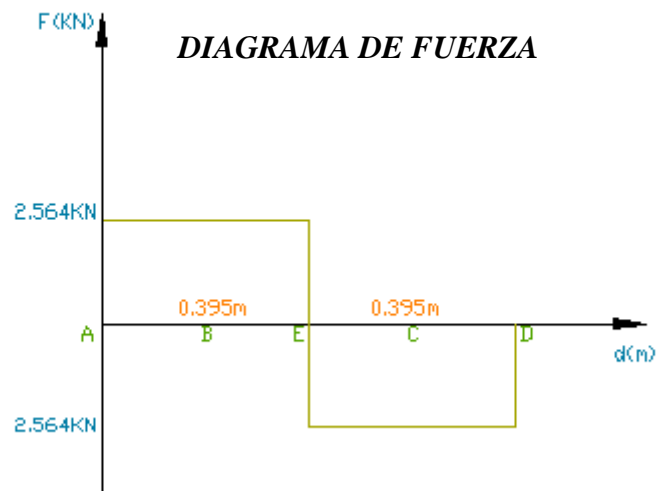
Se escogerá para el diseño los ejes guías, el momento flector máximo de la estructura correspondiente al movimiento vertical del tronco dirección x. Se analiza la situación del eje así como los parámetros correspondientes a la durabilidad del mismo.

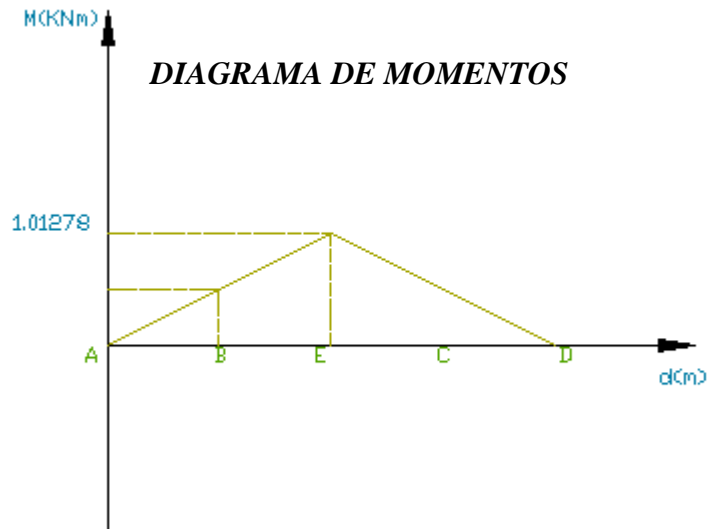
10

Roy R Graing Jr., Diseño de Elementos de Máquinas, 2^a ed, pag 194.



$$\begin{aligned} \sum MA &= 0 \\ (5.128)kN(0.395)m - RD(0.79)m &= 0 \\ RD &= 2.564kN \\ \sum Fy &= 0 \\ RA - 5.128KN + 2.564KN &= 0 \\ RA &= 2.564KN \end{aligned}$$





$$\frac{1.01278 \text{ kNm}}{0.395 \text{ m}} = \frac{MB}{0.095 \text{ m}}$$

$$MB = 0.24358 \text{ kNm}$$

Cálculo del esfuerzo en las flechas.

$${}^{11} \sigma = \frac{M}{S}$$

$${}^{12} S = \frac{\pi d^3}{32}$$

$${}^{13} n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

Donde:

σ_{\max} = Esfuerzo máximo.

M = Momento flector máximo.

S = modulo de resistencia para una sección transversal cilíndrica.

n = Factor de seguridad ($n > 1$, valor entre 1.5- 2.5)

S_y = Resistencia a la fluencia del material.

Si se considera un factor de seguridad $n = 2$ y una resistencia a la fluencia del acero

S_y = 30 KPSI (210 N/mm²)

El esfuerzo normal máximo que soporta el material será:

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{n} = \frac{210}{2} = 105 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Con el análisis de fuerza y el diagrama de momentos realizado de la figura 2.5 tenemos

M = 1.01278 KNm, por lo tanto el módulo de resistencia esta dado por:

$$S = \frac{M}{\sigma_{\max}} = \frac{1012.78 Nm}{105000 \times 10^3 Nm} = 9.64 \times 10^{-6}$$

El diámetro de la flecha o eje deberá ser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32(9.64 \times 10^{-6})}{3.141516}} = 0.046m$$

$$d = 0.046m = 46.14mm$$

Considerando la facilidad en el mercado se escoge un eje de 75 mm se especifica el tipo y el cual es de gran comercialización en nuestro país, y este esta por demás sobre dimensionado asegurando así la estructura de la máquina.

Robert L. Moott, Diseño. Elementos de máquinas, 2^{da} ed, pag, 300.

2.1.1.4 CÁLCULO DEL TORQUE ESTRUCTURAS HORIZONTALES

El Sistema de Transmisión de la Sierra Transversal N° 2 se puede apreciar en el Anexo A-4 en el cual el movimiento se lo identifica gráficamente.



Fig. 2.10 Sistema de transmisión por medio de piñones y cadenas

El torque requerido por el motor para mover el sistema depende de los siguientes factores:

- Inercia dada por el peso de la plataforma o la carga en si.
- Inercia creada por el husillo.
- Inercia del rotor del motor que acciona el sistema.
- Fuerza requerida para vencer la fricción.
- Rendimiento del sistema.

Por lo tanto se designa los factores para el cálculo:

Se especifica que el tronco en el diseño está dado por un diámetro de 0.80m y una longitud de corte igual a 2.60m estandarizado para que este siga en el proceso.

Donde:

d = Diámetro de al troza.

L = Longitud de la troza.

V = Volumen.

ρ = Densidad.

m = Masa.

g = Gravedad.

W = Peso.

M_t = Masa total.

F = Fuerza.

Hp = Potencia.

Desarrollo:

Datos :

Diametro 0.80m

Longitud : 2.6m

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4}$$

$$V = \frac{\pi \cdot (0.80)^2 \cdot (2.6)m}{4}$$

$$V = 1.30690254m^3$$

$$\partial = \frac{m}{v}$$

$$m = \partial \cdot V$$

$$m = 800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 130690254 \text{m}^3 = 104552204 \text{kg}(\text{masa})$$

$$M_T = M_{\text{unit}} \times \# \text{trozas}$$

$$M_T = 1045.52204 \text{kg} \times 1 = 1045.52204 \text{Kg}(\text{masa})$$

$$W = m \cdot g$$

$$W = 1045.52204 \text{kg}(\text{masa}) \times 9.81 \text{m/s}^2$$

$$W = 10256.5712 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

$$F = \frac{10256.57 \text{Kgms}^2}{9.81 \text{ms}^2}$$

$$F = 1046.58889 \text{kg}(\text{fuerza})$$

$$F = 230772851 \text{lb}(\text{fuerza})$$

$$Hp = \frac{\text{Fuerza} \times \text{FPM}}{33000}$$

$$Hp = \frac{2307,7285 \text{lb}(f) \times 65.6165826 \text{Ft}/\text{min}}{33000}$$

$$Hp = 4.5 \text{Hp}$$

La potencia necesaria para el motor esta dada según el cálculo por 4.5 Hp, dado a que este valor se relaciona con el rendimiento de la máquina para el caso se toma un rendimiento del 88%.

$$n = \frac{P_{\text{salida}}}{P_{\text{entrada}}}$$

$$P_{\text{entrada}} = \frac{P_{\text{salida}}}{n}$$

$$P_{\text{entrada}} = \frac{4.5 \text{Hp}}{0.88} = 5.1 \text{Hp}$$

Selección

Se elige una potencia de 5 Hp con lo cual se encuentra un valor estándar dentro de los catálogos existentes y se cubre los parámetros calculados en el ítem 2.1.1.4.

2.1.1.5 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena.

Con el cálculo de la potencia del motor, se queda en dimensionar tanto la cadena la relación de transmisión así como los factores requeridos para el dimensionamiento de los demás componentes necesarios para el sistema de transmisión.

Para esto se a escogido una velocidad inicial de 1400 rpm necesarias para el cálculo a la par que este motor será de 5 Hp, y se requiere que el transporte se mueva con una velocidad lineal de 10 m /min.

Donde:

V l = Velocidad lineal.

d(m) = Diámetro de la troza.

w = Velocidad angular.

i = Relación de transmisión.

Desarrollo:

$$V l = 10 \text{ m/min}$$

$$d(m) = 0,13$$

$$w = \frac{V_{lineal}}{\pi d_{(m)}}$$

$$w = \frac{10 \text{ m / min}}{\pi \times 0.13 \text{ m}}$$

$$w = 24.48 \text{ rpm}$$

La velocidad es rectificada por un valor que cumpla con la función y además está éste dentro del catalogo para la selección de los parámetros necesarios para su selección la velocidad será 24.8rpm que esta dentro de rango de funcionamiento además cumple con

las especificaciones del catálogo se calcula entonces la relación de transmisión este valor esta dado por la relación de $i = \frac{N1}{N2}$ será.

$$i = \frac{1400}{24.8} = 56.5$$

Los moto reductores seleccionados para mover las trozas en coordenada x se determina en base a los torques calculados en los ítems anteriores y se detalla a continuación en la tabla 1.1.

P1 (KW)	n2 (1/min)	M2 (Nm)	f.s	i	Grandezza,size,	Fr2
4	24,8	1450	1,1	56,5	H083	18000

Tabla 1.1 Datos técnicos Motovario
Fuente Catálogo de MOTOVARIO GO100

2.1.1.7 Selección:

Junto con el torque calculado más la relación se a escogido un moto reductor marca MOTOVARIO Tipo H083.

2.1.1.8 Sistema de transmisión mediante cadena.

Donde:

P = Potencia.

T = Torque.

n1 = Número de revoluciones de la rueda motriz.

n2 = Número de revoluciones de la rueda conducida.

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

Ks = Factorde servicio Tabla17 -14

i = Relación de transmisión.

Z2 = Número de dientes del piñón motriz.

Z1 = Número de dientes del piñón conducido.

Hr' = potencia especificada corregida

K1 = Factor de corrección de la catalina motriz.

K2 = Factor de corrección número de torones.

Hr = Potencia nominal corregida.

c = Distancia de centros.

D1 = Diámetro primitivo del piñón motriz.

D2 = Diámetro primitivo del piñón conductor.

P = Paso del piñón.

L = Longitud de paso.

Datos:

Motoreductor

Tipo H083

P = 4Kw

T = 1450Nm

n1 = 1450 rpm

n2 = 24.8 rpm

Tipo de lubricación "A"

Potencia de diseño

$$^{14}P = H * K_s$$

$$P = 5 * 1.5$$

$$= 7.5 \text{ hp}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{24.8}{24.48} = 1.013 \text{ rpm}$$

Dado a que el valor Z_1 es un valor en el cual debe llegar a cumplir la relación descrita se puede tomar varios valores como 13/15 o 30/28 respectivamente estas dos relaciones cumplen con la condición antes descrita entonces tomaremos en cuenta el factor económico y la disponibilidad del mercado por lo tanto se escoge una transmisión de 13 a 15 siendo esta relación la mas económica, de fácil adquisición.

¹⁴ Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke. Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} ed, pag, 1095.

Para un cálculo estimado se considera un piñón de 15 dientes.

Potencia especificada corregida.

$$^{15}H_r' = K_1 * K_2 * H_r$$

$$H_r' = 1.35 * 1.7 * 9.33$$

$$= 21.41$$

si $H_r' > P$ i es correcto.

ANSI 120-2 Tipo de lubricacion manual o goteo (A) paso = 1.5"

$$^{16} 30p \leq c \leq 50p$$

$$30 * 1.5 \leq c \leq 50 * 1.5$$

$$45'' \leq c \leq 75''$$

$$C = 50'' \text{ Asumir}$$

Se escoge un valor de 50'' que esta dentro del rango calculado y cumple con los requerimientos para el diseño.

Cálculo del número de eslabones :

$$^{17} \frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p} \right)}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * 50}{1.5} + \frac{19 + 22}{2} + \frac{(29 - 19)^2}{4\pi^2 \left(\frac{50}{1.5} \right)}$$

$$\frac{L}{p} = 66.66 + 20.5 + 0.07599$$

$$= 87.17 \text{ pasos}$$

Distancia central real

^{15,16,17} Joseph E. Shigley Charles R. Mischke. **Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} ed, pag, 1093,1095,**

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p} \right)}$$

$$87.17 = \frac{2 * C}{1.5} + \frac{19 + 22}{2} + \frac{(22 - 19)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{1.5} \right)}$$

$$87.17 = 1.33C + 20.5 + 0.07599$$

$$C = 50.07''$$

$$45 \leq 50.07'' \leq 75'' \quad \text{si cumple}$$

Dado que el valor tanto asumido como calculado coincide se puede concluir que el diseño se encuentra en óptimas condiciones.

$$\frac{L}{1.5} = 87.17$$

$$L = 131.565''$$

$$^{18}D1 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/13)} = \frac{1}{\text{sen}(180^\circ/13)} = 4.17''$$

$$D1 = 10.54$$

$$^{19}D2 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/15)} = \frac{1}{\text{sen}(180^\circ/15)} = 4.80''$$

$$v = \frac{N2pn2}{12}$$

$$v = \frac{15 \times 1 \times 24.8}{12} = 31 \frac{Ft}{\text{min}} \times \frac{12''}{Ft} \times \frac{2.54 \text{cm}}{1''} \times \frac{1m}{100 \text{cm}} = 9.45 \approx 10 \frac{m}{\text{min}}$$

Se establece que el cálculo del número de diente para el eje del moto reductor es de 13 dientes con un paso de 1'', el engrane que esta colocado en la parte lateral del rodillo es de 15 dientes.

Selección. Robert L. Moott, Diseño Elementos de máquinas, 2^{da} ed, pag, 561

La cadena que se utiliza en el cálculo es:

Número de cadena.	Paso(pulg)	Resistencia a la tracción
120	11/2	34000

2.1.1.8 Ruedas de desplazamiento, Tuercas, Bocinas y Acoples

Las ruedas de desplazamiento, la tuerca de la estructura bocines de toda la estructura, los acoples de tuercas están construidos de material según especificaciones dadas por el fabricante.

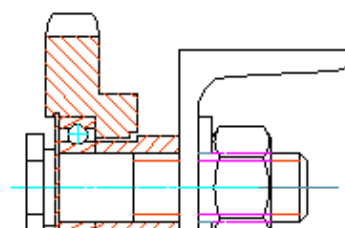


Fig. 2.11 Fijación de los piñones a la estructura

Fig. 2.12 Vista en corte
Programa de diseño MECHANICAL

Los bocines tiene por objeto, acoplar la rueda a la estructura por medio de un tornillo M30 para su fijación en la parte externa con un bosin construida con acero de transmisión a fin de hacer un tope el cual garantice el acople y firmeza.

2.1.1.9 Chumacera

La finalidad principal de estos elementos es servir de apoyo a los externos de los rodillos binómicos que transmiten movimiento de manera que el movimiento se la mesa sea suave y segura.

Dentro de las chumaceras sean montadas rodamientos de bolas seleccionados para soportar cargas axiales generadas por el cambio de giro en las operaciones del rodillo.

En la figura se muestra como rediseño de sistema.



Fig. 2.13 Fijación del rodillo por chumacera.

En el acoplamiento de las chumaceras a la estructura de soporte se realizo mediante pernos y tuercas M16, logrando con esto una excelente firmeza y seguridad. Las dimensiones y características del mecanizado, tanto de las tuercas, bocinas, acoples, piñones y chumaceras se encuentran detallados dentro del plano mecánico y general, que se encuentra en el anexo A.

2.1.1.10 Construcción de las bases del motor

Para la fijación del motor de corriente alterna que hará la función del movimiento de arrastre del tronco.

La finalidad de estos elementos es servir de base para sujetar el motor a la estructura principal, así como también facilitar el matrimonio entre la rueda motriz y la conducida del rodillo binómico.

2.1.1.11 Cálculo estructural de sierra

En el cálculo de la estructura de la espada, se tendrá en cuenta los siguientes parámetros:

- **Peso de la estructura.**
- **Peso de la espada.**
- **Peso de los motores**

- **Peso de los cilindros hidráulicos.**
- **Rendimiento del sistema.**



Fig. 2.14 Estructura de la espada y brazo sujetador

2.1.1.12 Dimensionamiento de la estructura.

Cálculo de la centroide de la columna.

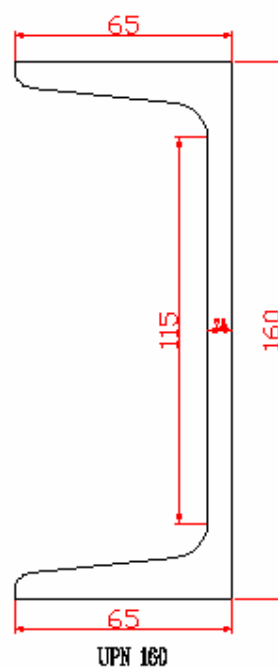


Fig. 2.15 Perfil de la viga.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

X Axis Properties			
Elastic Modulus	E	1,0000	GPa
From bottom to centroid	y (bot)	87,5400	mm
From centroid to top	y (top)	87,5400	mm
Area of shape	A	2,186,6000	mm ²
Moment of Inertia	Ix	9,4568E+06	mm ⁴
Section Modulus	Sx	108,027,9334	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	108,027,9334	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	108,027,9334	mm ³
Radius of Gyration	rx	65,7638	mm
Plastic Modulus	Zx	130,367,3540	mm ³
Shape Factor		1,2068	
From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	87,5400	mm
From plastic n.a. to top	yp (top)	87,5400	mm
Polar Moment of Inertia	J	10,2540E+06	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0,0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	9,4568E+06	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	Imin	797,210,8605	mm ⁴
Angle from x axis to Imax axis	B	0,0000	degrees
		Counterclockwise	

Fig. 2.16 Resultado del cálculo.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

El elemento cumple satisfactoriamente.

2.1.1.13 Cálculo de la longitud efectiva.

- Todas las variables se han detallado en el ítem 2.1.1.2.

Datos:

$$L = 2979$$

$$k = 2.1$$

$$L_e = L \times K.$$

$$L_e = 2979 \text{ mm} \times 2.1.$$

$$L_e = 6255.9 \text{ mm.}$$

2.1.1.14 Cálculo del radio de giro.

Datos:

$$A = 2186.6000 \text{ mm}^2$$

$$c = 80 \text{ mm}$$

$$E = 207 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$e = 90 \text{ mm}$$

$$P = 13734 \text{ N}$$

$$L_e = 6255.9 \text{ mm}$$

$$I_x = 9.4568 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{9.4568 \times 10^6 \text{ mm}^4}{2186.6000 \text{ mm}^2}}$$

$$r = 2079.63 \text{ mm}$$

$$\sigma_{L/2} = \frac{p}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{L_e}{2r} \sqrt{\frac{p}{AE}} \right) \right]$$

$$\sigma_{L/2} = \frac{13734 \text{ N}}{2186.6000 \text{ mm}^2} \left[1 + \frac{90 \times 80}{2079.63^2} \sec \left(\frac{6255.9}{2(2079.63)} \sqrt{\frac{13734 \text{ N}}{21866000 (207 \times 10^3)}} \right) \right]$$

$$\sigma_{L/2} = 2.50649 \times 10^{-11} \text{ MPa}$$

Cálculo de la deflexión máxima.

Usando la ecuación.

$$Y_{\max} = e \left[\sec \left(\frac{L_e}{2r} \sqrt{\frac{p}{AE}} \right) - 1 \right]$$

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$S_y = 248 \text{ MPa.}$$

$$N = 12$$

$$\sigma_d = \frac{248 \text{ MPa}}{12}$$

$$\sigma_d = 20.6667 \text{ MPa}$$

Por lo tanto.

$$\sigma_{L/2} \leq \sigma_d$$

$$2.50649 \times 10^{-11} \leq 20.6667 \text{ MPa}$$

El elemento cumple satisfactoriamente

2.1.1.15 Dimensionamiento del eje soporte transversal del brazo sujeción.

El eje está sometido a una fuerza de 15000N y dispone de una longitud de 244 mm en la figura 2.5 se indica como están distribuidas las fuerzas

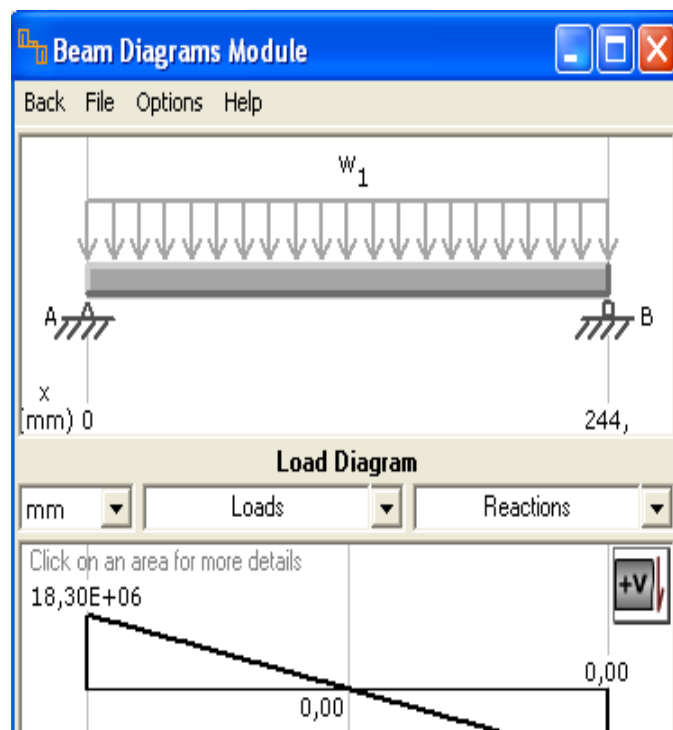


Fig. 2.17 Diagrama de fuerzas cortante y momento flector.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSolids 2.6

De acuerdo al diagrama de momentos de la figura el momento de flexión máximo es 1.12×10^9 N-mm el eje está sometido a una flexión y a un esfuerzo cortante, el diámetro para el pasador del brazo hidráulico es de 80 mm que se lo toma de acuerdo a la orquilla del pistón seleccionamos con este diámetro el material para que resista los esfuerzos sometidos aplicaremos la siguiente expresión para el diseño.

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot xC}{Ix} \text{ Esfuerzo - normal.}$$

$$Ix = \frac{\pi x r^4}{4} \text{ - Inercia - de - una - seccion - circular}$$

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \text{ - Esfuerzo - cortante}$$

$$n \leq \frac{Sy}{\sigma_t} \text{ Factor - de - seguridad}$$

Donde:

σ_f = Esfuerzo normal por presión

M_f = Momento Flector

C = Distancia desde el eje neutro hasta el punto de aplicación de la carga

I_x = Momento de inercia de la sección transversal

r = Radio del eje

σ_t = Esfuerzo normal combinado

τ = Esfuerzo constante

F = Fuerza cortante

A = Sección transversal del eje

S_y = Resistencia a la fluencia

n = Factor de seguridad

En la tabla 5.6 calculamos los esfuerzos por flexión, cortante y combinado para un diámetro de 80mm y el momento flector calculado anteriormente.

Diámetro del eje (m)	M_f N-m	I_x (m)	σ_f (pa)	σ_t
0.08	1120000	3.2169×10^{-5}	30	0.1395

Tabla 1.2 Calculo de esfuerzo del eje cilíndrico hidráulico.

2.1.1.15 Determinación de la potencia de corte.

Se debe analizar para esto los esfuerzos de corte para mecanizar material como en este caso la madera, el despiece de la Sierra Transversal N° 2 se lo detalla en el Anexo A-A2.

A continuación se calcula la potencia necesaria del motor tronizador para cortar madera.

Resistencia a la tracción de la madera

$$T_i = 109.76 \frac{Kg}{mm^2}$$

El esfuerzo cortante será:

$$T_c = 0.0129 \frac{Kg}{mm^2}$$

El valor de 0.0129 Kg/mm^2 se lo tomo del estudio de resistencia a la tracción de la madera adjunto en los Anexo E.

El esfuerzo cortante también es igual.

$$T_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{\text{Fuerza Cortante}}{\text{Área de corte}}$$

Para el corte el área será iguala:

$$A_c = \frac{S \times d}{2} = \frac{\text{Avance} \times \text{Diámetro de la troza}}{2}$$

El avance mínimo de la herramienta está definido por el paso del tornillo y del ángulo de avance del motor del material de la pieza y de la herramienta.

$$S = (\text{min}) = 0.01 \text{ m / rev}$$

$$S = (\text{max}) = 2 \text{ mm / rev}$$

$$S = 0.1 \text{ mm / rev.}$$

Entonces el área de corte para un diámetro de tronco 0.8 m será:

$$A_c = \frac{0.1 \text{ mm} \times 800 \text{ mm}}{2} = 40 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto:

$$F_c = T_c \times A_c = 0.012995 \frac{Kg}{mm^2} \times 40 \text{ mm}^2$$

$$F_c = 0.51805562 \text{ 5kg}$$

La velocidad de corte de la máquina está en función del diámetro de la troza, número de revoluciones para el caso del estudio.

$$V_c = 4800m / \text{min}$$

$$V_c = \phi \times \pi \times n$$

Donde:

ϕ = diámetro del tronco.

$$\pi = 3.1416$$

n = número de revoluciones.

$$n = \frac{V_c}{\phi \times \pi} = \text{que debe girar la sierra}$$

$$n = \frac{4800m / \text{min}}{0.80m \times 3.141516} = 1909.856rpm$$

La potencia de corte será:

$$P_c = F_c \times V_c$$

Fuerza de corte x Velocidad de corte será:

$$P_c = 0.518055625kg \times 4800m / \text{min} = 2486.667Watt.$$

Si consideramos un rendimiento del motor del 80% la potencia necesaria para el corte deberá ser de:

$$\eta = \frac{P_c}{P_m}$$

$$P_m = \frac{P_c}{\eta} = \frac{2486.664KWatt}{0.8} = 3.1075Kw$$

Considerando un factor de seguridad de 1.2 la potencia necesaria para el mecanizado será:

$$P_m = 1.2 \times 3108.33 = 3730 \text{ Watt.}$$

Entonces el motor necesario para el mecanizado de material deberá ser de:

$$P_m = 3.7 \text{ Kw}$$

$$n = 0.8$$

El motor de corriente alterna que se selecciono para que haga la función de medio de accionamiento para el corte se detalla la siguiente tabla.

Hp	Voltios	AMPS	SFAMPS
5	230/460	12/40	15

Tabla 1.3 Selección del motor de la espada.

2.1.1.16 Selección de soldadura.

2.1.1.16.1 Procesos.

Para poder seleccionar un proceso adecuado citaremos algunos de los más empleados en la construcción de maquinaria:

- **Soldadura por arco metálico protegido con gas.....
GMAW**
- **Soldadura por arco de tungsteno protegido con
gas.....GTAW**
- **Soldadura por arco de plasma.....
PAW**
- **Soldadura por arco metálico protegido con electrodo recubierto.....
SMAW**

De los procesos antes descritos se selecciona el proceso SMAW dado que la soldadura por arco revestido es ampliamente utilizada en la fabricación de numerosos productos como barcos, locomotoras, automotores, con la ventaja de que la empresa cuenta con este proceso y no traerá un costo adicional para la ejecución del proyecto.

En cuanto a la clasificación de procesos estos se pueden visualizar en la figura 2.18.



Carta maestra de los Procesos de Soldadura (de acuerdo con la Norma ANSI/AWS A3.0-94, "Términos y Definiciones Estándar de Soldadura")

Figura 2.18. Carta maestro de Procesos de soldadura
Fuente AWS

2.1.1.16.2 Selección de la máquina.

Seleccionamos una máquina soldadora de Clase II porque el trabajo a realizar no es continuo y tampoco intermitente, solamente requiere la utilización de la maquina un determinado tiempo, ya que el armado requiere un tiempo para el posicionamiento de piezas y en ese tiempo la maquina tiene un reposo. La máquina es a 150 A y un 40% de ciclo de trabajo evaluado.

Se tomo en cuenta el lugar donde se va a soldar, el sistema eléctrico que se dispone, el tiempo que se va a soldar.

Máquina disponible en el mercado

LINCOLN

FRECUENCIA 60 Hz , 50 Hz

OUTPUT RANGE 110 V/115V INPUT.

OUTPUT RANGE 220V/230V INPUT

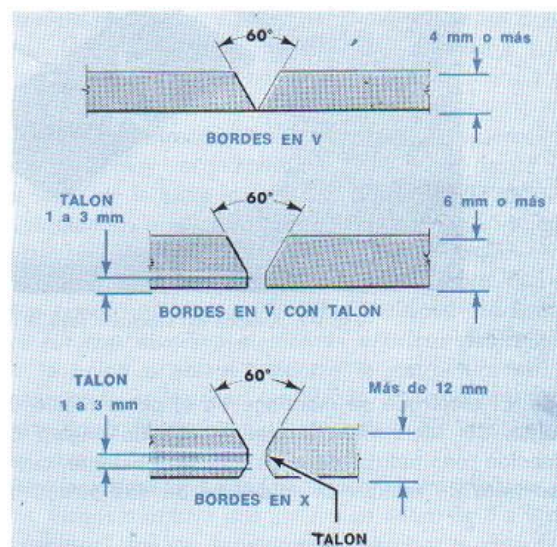
AC 225 GLM

ARC Welter

La máquina satisface las necesidades requeridas para la fabricación del proyecto en si los parámetros establecidos por el proveedor llenan las expectativas además. Cuenta con cable de una longitud de 6m con su respectiva pinza para la masa o puesta a tierra y la pinza porta electrodos.

2.1.1.16.3 Selección del tipo de junta

Las juntas a ser utilizado en este proceso son de dos tipos la junta a tope y la junta a traslape respectivamente. Dentro de la junta a tope existen varios ejemplos para escoger el tipo de junta a tope adecuada nos regiremos a la figura 2.19.



Fuente AWS

Selección.

De acuerdo a la figura 2.19 podemos darnos cuenta fácilmente que requerimos una junta Borne en V con talón ya que el material a soldar tiene un espesor de 6mm.

Se requiere una unión de chapas a traslape ya que la maquinaria en algunas partes necesita enlazar chapas entre si, además requerimos reforzar diversos elementos estructurales.

2.1.1.16.4. Selección del electrodo.

Seleccionamos un electrodo E7018 que nos da una resistencia al estiramiento de 70.000 psi mínimo, capaz de poderse utilizar en todas las posiciones de soldadura, teniendo una cobertura compuesta de polvo de hierro y bajo hidrógeno.

TABLA 2.1 Especificaciones AWS A5.1-69 y A5.5-69	
a.	La letra E antepuesta a las cuatro o cinco cifras identifica a los electrodos aptos para soldadura por arco.
b.	Los primeros dos números de los cuatro o los tres números de los cinco indican la resistencia mínima a la tracción. <i>E60XX</i> 60.000 psi mínimo. <i>E70XX</i> 70.000 psi mínimo. <i>E110XX</i> 70.000 psi mínimo.
c.	El próximo dígito indica las posiciones posibles de soldadura. <i>EXX1X</i> Todas las posiciones. <i>EXX2X</i> Plana y horizontal solamente.
d.	La letra con un número final (por ejemplo EXXX-A1) indica la aleación aproximada del metal depositado por soldadura. <ul style="list-style-type: none"> • A1 0,5% Mo • B1 0,5% Cr; 0,5% Mo • B2 1,25% Cr; 0,5% Mo • B3 2,25% Cr; 1% Mo • B4 2% Cr; 0,5% Mo • B5 0,5% Cr; 1% Mo • C1 2,5% Ni • C2 3,25 Ni • C3 1% Ni; 0,35% Mo; 0,15% Cr • D1 y D2 0,25-0,45% Mo; 1,75% Mn • G 0,5% ≤ Ni; 0,3% ≤ Cr; 0,2% ≤ Mo; 0,1% ≤ V; 1% ≤ Mn (sólo un elemento de la lista)

Tabla 1.4 Tabla Características del tipo de electrodo
Fuente AWS 5.1-69y A5.5-69

2.1.1.16.5. Selección de la corriente.

La máquina es a 150 A y un 40% de ciclo de trabajo evaluado.

En este aspecto se puede recalcar que entraríamos con el electrodo y su tamaño se tendrá como resultado la corriente requerida. como se representa en la tabla. 5.8.

Rango de Amperaje para Soldar					
Electrodo	Clasificación				
Tamaño	E6010	E6011	E6012	E6013	E7018
3/32" 2.4mm	40-80	50-70	40-90	40-85	70-110
1/8" 3.2mm	70-130	85-125	75-130	70-120	90-165
5/32" 4mm	110-165	130-160	120-200	130-160	125-220

Tabla 1.5 Tabla selección de la corriente

El Arco es el encargado de derretir el material de aporte o electrodo durante la soldadura, se crea por la separación del electrodo con la pieza base gracias a la corriente eléctrica que suministra la fuente de potencia.

De la tabla 5.9 se selecciona el tipo de corriente que es necesaria para el proceso.

TABLA 2.2 Especificaciones AWS A5.1-69		
Código	Corriente	Cobertura
EXX10	CC (-) solamente	Orgánica
EXX11	CA ó CC (+)	Orgánica
EXX12	CA ó CC (-)	Rutílica
EXX13	CA ó CC (±)	Rutílica
EXX14	CA ó CC (±)	Rutilo-Hierro 30%
EXX15	CC (-) solamente	Bajo hidrógeno
EXX16	CA ó CC (+)	Bajo hidrógeno
EXX18	CA ó CC (+)	Bajo H ₂ -Hierro 25%
EXX20	CA ó CC (±)	Alto óxido férrico
EXX24	CA ó CC (±)	Rutilo-Hierro 50%
EXX27	CA ó CC (±)	Mineral-Hierro 50%
EXX28	CA ó CC (+)	Bajo H ₂ -Hierro 50%

Tabla 1.6 Tabla selección del tipo de corriente
Fuente AWS A5.1-69

Como el electrodo seleccionado es un tipo E7018 como podemos observar el tipo de corriente esta dado tanto para CA o CC(+).

2.1.1.16.6 Técnica de soldar.

Para poder aplicar los parámetros seleccionados en los indicados en los índices anteriores seguiremos los siguientes pasos.

1. Ubicar firmemente las piezas a soldar en la posición correcta.
2. Tener a mano varios electrodos para soldar. Colocar uno en el porta electrodo.
3. Colocarse la ropa y el equipo de protección.
4. Regular el amperaje correcto en el equipo de soldadura y encenderlo.
5. Ubicarse en la posición de soldadura correcta e inicie el arco.

6. Mover el electrodo en una dirección manteniendo el ángulo y la distancia a la pieza.

7. Se notará que conforme avance la soldadura, el electrodo se irá consumiendo, acortándose su longitud. Para compensarlo, se deberá ir bajando en forma paulatina la mano que sostenga la porta electrodo, manteniendo la distancia a la pieza.

8. Tratar de mantener una velocidad de traslación uniforme. Si se avanza muy rápido, se tendrá una soldadura estrecha.

Si se avanza muy lento, se depositará demasiado material.

2.1.1.16.7. PRUEBAS

Inspección visual.- Esta prueba nos ayudara a detectar defectos superficiales tales como grietas, mordeduras, faltas de fusión, etc.

Inspección radiográfica.- Nos servirá para determinar la calidad de la soldadura por medio de radiaciones capaces de penetrar a través de los materiales.

Pruebas de tensión.- Estas pruebas determinaran la máxima resistencia a la tensión, el límite de elasticidad, el momento de flexión y el alargamiento del material.

Pruebas de doblado.- Determina la resistencia del material.

2.1.1.16.8. Normas de seguridad.

Las siguientes reglas, "Precauciones de seguridad para soldadura por arco" deben practicarse en el taller de soldadura.

- 1. Asegúrese que su equipo de soldadura por arco esté adecuadamente instalado y conectado a tierra y que esté en buenas condiciones de trabajo.**
- 2. Revisar los aislamientos de los cables eléctricos al comenzar cada tarea desechando todos aquellos que no están en perfecto estado o que no tengan una capacidad suficiente.**
- 3. Se evitara que los cables descansen sobre objetos calientes, charcos, bordes afilados o cualquier otro lugar que pudieran dañarlos.**
- 4. Se evitara que pasen vehículos por encima o que sean golpeados o que las chispas de soldadura caigan sobre los cables.**

- 5. Cuando los cables de soldar opongan resistencia al manejarlos, no se tirara de ellos.**
- 6. El cable de masa se conectara sobre la pieza a soldar o lo más cerca que sea posible.**
- 7. Antes de realizar cualquier modificación en la maquina de soldar se cortará la corriente, incluso cuando la movemos.**
- 8. No dejar conectadas las maquinas de soldar en los momentos de suspender momentáneamente las tareas.**
- 9. Use siempre ropas de protección apropiadas para la soldadura que vaya a realizar.**
- 10. Lleve siempre protección ocular adecuada cuando vaya a soldar, rociar, cortar o pulir.**
- 11. Evite respirar el aire con humo directamente sobre el arco.**

Selección.

Los procesos de soldadura deben regirse a los parámetros establecidos en el ítem 2.1.1.16. para lo cual se adjunta un PQR Anexo A-4, el cual detalla paso a paso el proceso a seguirse para la unión de la estructura, las uniones se someten a las pruebas estipuladas en el ítem 2.1.1.16.7, las cuales estarán registradas mediante un WPS Anexo A-5.

El plano de soldadura estructural correspondiente a la Sierra Transversal N ° 2 se lo detalla Anexo A-A3 el cual nos guiara a realizar un ensamblaje rápido y efectivo.

2.1.2. DISEÑO SISTEMA HIDRÁULICO

2.1.2.1. Principio de la Oleohidráulica

La oleohidráulica nos otorga la facultad de transmitir energía mediante un líquido a presión. La diferencia con la neumática es que en ésta se usa aire comprimido a una presión de 7 bar, limitado por la presión máxima servida por el compresor, y, en la oleohidráulica, se logran presiones superiores de trabajo que pueden alcanzar los 100/600 bar, aunque ambas se basan en los mismos principios fundamentales de la mecánica de fluidos e hidráulica.

El funcionamiento del sistema oleohidráulico es bien sencillo: una bomba se encarga de producir presión continuamente en el líquido, que recorre una red de tuberías que forman un circuito y que conectan con los cilindros (de simple y doble efecto) que ejecutan el trabajo hacia el exterior del sistema y por tanto son los que consumen la energía del fluido, provocando con ello una disminución de la presión del líquido, el cual retorna a la central hidráulica y vuelve a comenzar el ciclo.

En el intermedio, se utilizan válvulas que gobiernan la dirección del líquido en cada momento, existiendo en el mercado distintas modalidades de válvulas y artilugios de control. La selección y el cuidado que se tenga con el fluido hidráulico tienen un efecto importante sobre el funcionamiento de una máquina y sobre la duración de sus componentes mecánicos.

2.1.2.2. Fluidos hidráulicos

El fluido hidráulico es un producto básico en el funcionamiento y rendimiento de las instalaciones oleohidráulicas, por lo que es necesario que reúna una serie de propiedades y características, algunas de las cuales se citan a continuación.

Principales Cualidades de los Líquidos Hidráulicos

Respecto al funcionamiento del circuito

- **Transmisión de la energía con el máximo rendimiento posible.**
- **Mantener el conjunto del circuito a niveles razonables de temperatura.**
- **Evitar alteraciones bruscas en las maniobras que efectúen los aparatos, con repercusión en el propio fluido hidráulico.**
- **Respecto a la conservación de los aparatos y los circuitos**
- **Que tenga buenas cualidades lubricantes.**
- **Que esté protegido contra la oxidación.**
- **Que no se altere con el tiempo.**
- **Que no ataque a las juntas y elementos de los aparatos y tuberías.**
- **Respecto a la seguridad de la instalación y de las personas**
- **Que no sea tóxico.**
- **Que no sea inflamable.**

Tipos de Líquidos Hidráulicos

Entre los líquidos-hidráulicos se distinguen tres grandes grupos, a saber:

- **Líquidos de base acuosa.**
- **Líquidos sintéticos.**
- **Líquidos minerales y vegetales.**

Líquidos Minerales

Por regla general, los fluidos de transmisión de potencia están constituidos por aceite derivado del petróleo, siendo el más clásico y el más usado el aceite mineral. Éste posee un gran poder lubricante que es un factor esencial para la buena conservación de los órganos mecánicos, especialmente cuando trabajan a fricción. Además tiene, en mayor o menor medida, ciertas características cuya importancia examinaremos a continuación.

La viscosidad es una propiedad de las sustancias fluidas definiéndola como la resistencia que ofrecen las moléculas que configuran el fluido (aceite) al deslizarse unas sobre otras, siendo ésta la cualidad más importante de un aceite.

2.1.2.3. Depósitos de Aceite

El depósito en sí mismo es uno de los elementos principales del circuito oleohidráulico, ya que almacena y trata el líquido hidráulico mediante el cual se

transmite la energía a los diferentes aparatos de mando y control y a los receptores actuadores.

Los depósitos deben reunir una serie de condiciones como las que se relacionan a continuación:

- Los materiales en que están contruidos serán adecuados al líquido hidráulico a contener, de manera que no pueda ser atacado por las sustancias químicas contenidas en el líquido, ni se puedan desprender partículas que lo ensucien o degraden.
- La capacidad del depósito será capaz de almacenar todo el líquido del circuito en situación de parada, con un excedente que podría llegar hasta el 30%.
- Otras veces, el volumen del depósito se determina en función del caudal de la bomba.
- El volumen total del depósito será igual a 3 o 4 veces el caudal de la bomba.
- Respecto al llenado total del depósito se aconseja dejar libre (vacío) entre un 10 y 15% de su capacidad total para compensar dilataciones térmicas, almacenado de gases y otros.

Elementos Principales del Depósito Hidráulico

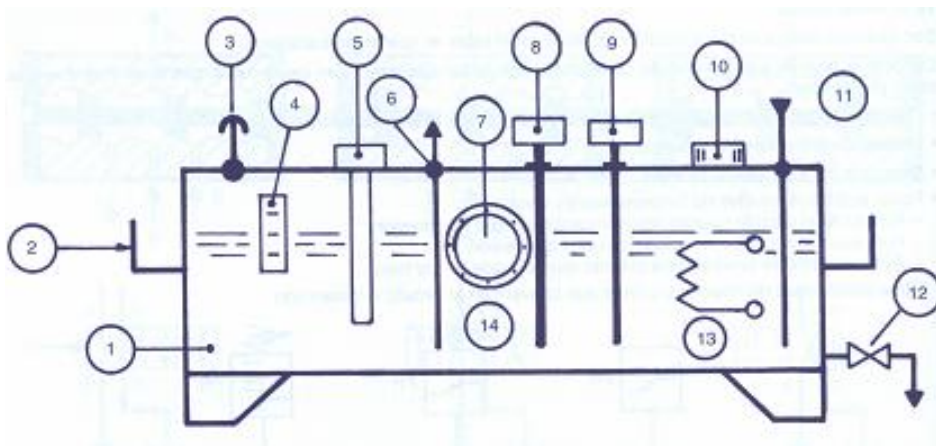


Fig. 2.1.2.1. Depósito de Aceite

Elementos principales que acompañan al depósito de una central hidráulica:

1. Depósito.
2. Bandeja de recogida de fugas de aceite.
3. Respiradero o aireación natural del depósito.

4. Nivel visual del aceite almacenado en el depósito (nivel mínimo, nivel normal y nivel máximo).
5. Resistencia calefactora.
6. Toma de aceite (aspiración).
7. Tapa de registro lateral.
8. Sonda eléctrica de nivel.
9. Sonda eléctrica de temperatura.
10. Tapón de la boca de llenado que podrá disponer de filtro.
11. Llegada del retorno de aceite.
12. Refrigeración del aceite por intercambiador agua/aceite.
13. Grifo por donde vaciar el depósito.
14. Líquido hidráulico.

Construcción de Depósitos

Son construidos con placas de acero soldadas, el interior esta recubierto con una pintura que reduce la oxidación y debe ser compatible con el fluido utilizado.

El fondo del estanque esta inclinado y tiene un tapón de drenaje en su punto mas bajo para que el estanque pueda ser completamente vaciado.

El orificio de llenado dispone de una fina malla para eliminar los contaminantes al llenar de fluido el depósito.

En un deposito presurizado no se usa respiradero se sustituye por una válvula de aire para regular la presión en el estanque entre límites pre determinados. Los depósitos llevan una placa desviadora que se extiende a lo largo del centro del estanque que tiene generalmente e tercios la altura del nivel del aceite y se usa para separar la línea de entrada da la bomba de la línea de retorno. La función de esta placa es la de impedir que se originen turbulencias en el estanque, también permiten que las sustancias extrañas se sedimenten en el fondo, ayuda a separar el aire del fluido además, colabora a disipar el calor a través de las paredes del tanque.

Todo depósito tiene en un lugar visible y protegido un indicador de nivel de aceite el cual indica el mínimo y máximo nivel de fluido dentro del depósito. También en el indicador de nivel puede tener incluido un marcador de temperatura. Muchas veces los filtros de retorno y drenaje se instalan en el depósito.

En la figura 2.1.2.2. se muestra una central hidráulica completa montada sobre depósito.

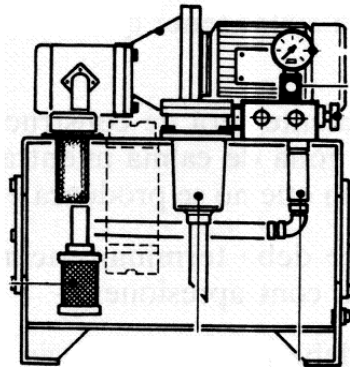


Fig. 2.1.2.2. Grupo Hidráulico Sobre Depósito

2.1.2.4. Intercambiadores de calor

Como ningún sistema tiene un rendimiento del 100% el calor constituye un problema general. Por esta razón, hay que refrigerar cuando el fluido esta en un rango de temperatura de 60 ° C a 70 ° C como máximo para obtener una temperatura optima de empleo en el sistema de 50 ° C a 55 ° C, la cual es importante el empleo de intercambiadores de calor destinados principalmente a enfriar el fluido. Se determinan calentadores los intercambiadores destinados principalmente a calentar el fluido.

Intercambiadores de Calor Aceite -Aire

Se utiliza un intercambiador de aire cuando el agua de refrigeración no es fácil de obtener. El fluido se obliga a pasar a través de tubos con aletas. Las aletas son de aluminio o de algún otro metal que conduzca el calor con facilidad desde el tubo de aire exterior. El enfriador puede llevar incorporado un ventilador para aumentar la transferencia de calor.

La instalación de este modelo de intercambiador se muestra en la figura 2.1.2.3. será siempre vertical, de esta forma trabajarán llenos.



Fig. 2.1.2.3. Intercambiador Aceite-Aire

Se construyen para caudales medios-bajos y altos, y con motores eléctricos y ventiladores con un nivel sonoro particularmente bajo cuando funciona al cien por cien. El aire se tomará lo más fresco posible y se ubicará en aquel lugar que sea fácilmente accesible para permitir las operaciones de desmontaje para su mantenimiento.

Para evitar daños a la instalación y en particular durante la puesta en marcha en frío, se aconseja separar el intercambiador del circuito mediante un by-pass pasando a la presión de 4-5 bares.

Una sonda termostática colocada a la entrada del aceite se encargará de conectar el termostato, haciendo que funcione el ventilador a la temperatura indicada. El termostato va de una escala de 0 ° C a 120 ° C originando con ello que el ventilador sólo se conecte cuando el aceite alcance la temperatura programada.

2.1.2.5. Filtración

Los fluidos hidráulicos se mantienen limpios en el sistema debido principalmente, a elementos tales como filtros y coladores. En algunos casos se utilizan también filtros magnéticos para captar las partículas de hierro o acero que lleva el fluido. muchos casos.

Tipos de Filtros

- Filtros de aspiración

- **Filtros de presión**
- **Filtros de retorno**
- **Filtros de aire o respiraderos**

Filtros de Aspiración

Los filtros de aspiración figura 2.1.2.4. instalados en la línea de aspiración de la bomba dentro del depósito, protegen a las bombas hidráulicas de las partículas contaminantes que podrían ocasionar fallos adversos. Por lo general, tienen una capacidad de filtrado de 125 mieras nominales y el mercado los ofrece en varios tamaños, con capacidades de caudal de 5 a 500 litros/ min.



Fig. 2.1.2.4. Filtros de Aspiración

Hay que resaltar que el caudal nominal del filtro de aspiración no debe ser inferior al caudal nominal de la bomba. El medio filtrante es, comúnmente, una malla plegada de latón fosforoso, soportado por un tubo de chapa perforada de acero galvanizado.

El área de filtrado es grande en relación con el tamaño global del conjunto y la caída de presión a través del filtro es inferior a 0,02 bar al caudal nominal. Sobre demanda se fabrican otras capacidades y medidas con telas inoxidables de 40-60 y 100 Mieras. Para temperaturas máximas en ejercicio de 90 ° C. Algunos fabricantes dotan a sus filtros de válvulas by-pass tarada a 0,25 bares para quitar el filtro cuando esté obturado por suciedad.

Filtro de Retorno.

El filtro de retorno figura 2.1.2.5. es el más utilizado. Se instala en la línea de retorno, que implica que el fluido del sistema sea filtrado antes de ser devuelto al depósito, impidiendo que las impurezas retornen al depósito, evitando así que vuelvan a penetrar en el circuito. Existe la versión para ser conectado en línea o para ser montado sobre el depósito.

Tiene la ventaja de poder soportar ciertas contrapresiones sin grandes dificultades en el funcionamiento de los órganos ni en la instalación; por otra parte, una presión tan modesta no requiere una construcción muy resistente y robusta.

La elección de un filtro de estas características no debe determinarse teniendo presente sólo el mero caudal de la bomba, sino que habrá que añadir el caudal de retorno de los diferentes componentes.

Estos filtros van provistos de un by-pass que puede regularse en función del circuito que deben proteger.



Fig. 2.1.2.5. Filtro de Retorno

Para evitar una parada en la instalación por un filtro obturado se suelen usar filtros dobles, aunque no son muy frecuentes. Se trata de dos filtros dispuestos en paralelo. Al obturarse un filtro se desvía el flujo hacía el otro, si se desmonta el primero para su limpieza, sin tener que parar el conjunto de la instalación.

2.1.2.6. Bombas hidráulicas

Las bombas hidráulicas son máquinas hidrostáticas cuya misión es la de alimentar los aparatos bajo una presión y caudal determinados.

En las aplicaciones industriales se encuentran diversos procedimientos y modelos de bombas, siendo las principales las que se relacionan y estudian a continuación:

- **Bombas de engranajes.**
- **Bombas de paletas.**
- **Bombas de pistones (radiales y axiales).**

Las bombas son accionadas por motores que les imprimen una velocidad a partir de la cual pueden desarrollar su función de poner el líquido en movimiento a una determinada presión. Los procedimientos de motorización más importantes son:

- **Motores eléctricos [de corriente alterna (CA), o de corriente continua (CC)].**
- **Motores de gasolina y de gas-oil.**

Representación Simbólica de las Principales Bombas Hidráulicas.

El símbolo no tiene en cuenta el procedimiento de bombeo y presurización (engranajes, paletas, pistones, helicoidales y otras).

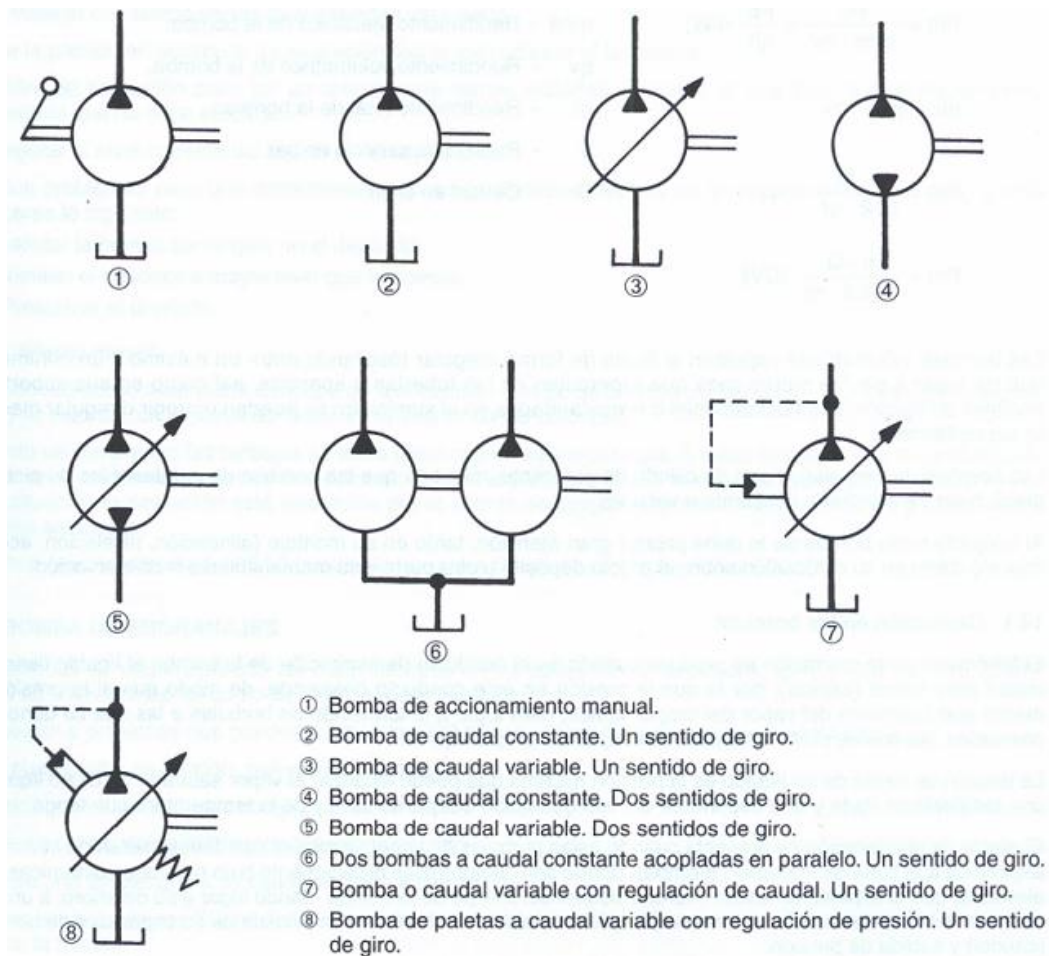


Fig. 2.1.2.6. Representación de Bombas Hidráulicas

Bombas de Paletas.

Se utilizan para bajas presiones, pudiendo ser la cilindrada fija o variable.

Estas bombas pueden trabajar en los dos sentidos de rotación y pueden ser:

De construcción equilibrada. **Los empujes hidráulicos se equilibran entre sí, compensando las holguras.**

De caudal variable autorreguladora. **Buen rendimiento en circuitos simplificados.**

Limita en cada instante el caudal necesario según sea el trabajo a realizar.

El caudal de estas bombas está comprendido entre 2,5 y 300 l/min.

Se utilizan para trabajar a baja presión, hasta 150 o 200 bar.

Las velocidades de rotación para estas bombas varía entre 500 y 2.000 rpm.

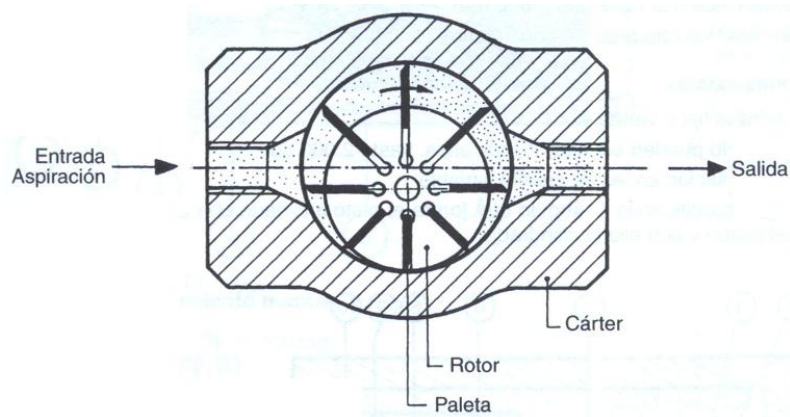


Fig. 2.1.2.7. Bombas de Paletas

Funcionamiento de las Bombas a Paletas.

Una bomba de paletas consta básicamente de:

Una carcasa de forma cilíndrica dentro de la cual y excéntrica a la misma gira un rotor sobre el cual van dispuestas radialmente las paletas, que están alojadas en unas guías.

Al girar el rotor, las paletas son despedidas por la fuerza centrífuga contra las paredes de la carcasa en su parte interior, formando cámaras entre paletas que al avanzar y aumentar volumen durante el giro crean una depresión que aspirará del líquido que viene detrás para llenarlas. Una vez rebasado el punto de máxima excentricidad, el volumen de la cámara se va reduciendo y el líquido es expulsado al circuito a una presión elevada.

2.1.2.7. Cilindros

Los cilindros oleohidráulicos o actuadores lineales, transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de éste es directamente proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro (carrera), entendiéndose por actuador lineal a la salida en línea recta del vástago del cilindro para dar movimiento o fuerza. Se construyen, según fabricante, en Normas ISO, CETOP, DIN y análogas.

Un cilindro está compuesto fundamentalmente por un émbolo de sección circular y un vástago que se mueven dentro de la camisa tubular del cilindro. El vástago de

un cilindro figura 2.1.2.8. está concebido para efectuar dos movimientos: avance o extender (compresión) y otro retroceder o recoger (tracción) y debe hacerse todo lo imprescindible para atacar las fuerzas laterales, empleando como procedimientos: el tipo de soporte o de fijación adecuado, las rótulas, etc, yendo el esfuerzo de acuerdo con la sección del cilindro y la presión de trabajo.

El tubo es de acero, frecuentemente, estirado o barra perforada, siendo su superficie interna pulimentada con un acabado extremadamente fino, lapeado. El vástago y el émbolo son de acero laminado sacado fino, rectificado. La estanqueidad se consigue mediante juntas que reducen las fugas entre el émbolo y las paredes de la camisa.

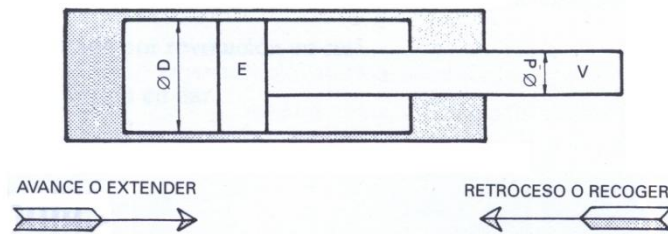


Fig. 2.1.2.8. Movimiento del Cilindro

E. Émbolo. V. Vástago

Entre las juntas de estanqueidad destacan los retenes y los limpiadores que están instalados en el cabezal del lado del vástago para mantenerlo limpio y evitar las fugas externas a su alrededor. Opcionalmente deberá atenderse a la purga del aire para ventilar el cilindro, operación necesaria para eliminar las bolsas de aire existentes en él, al poner en marcha la instalación por primera vez, teniendo la precaución de que la purga se encuentre en la posición más alta.

A fin de determinar la capacidad de un cilindro debe especificarse su tamaño y la presión a la que puede operar. El tamaño del cilindro es el diámetro del émbolo y la longitud de la carrera. Tanto la velocidad del cilindro como la fuerza de salida disponible y la presión requerida para una carga determinada, son factores todos que dependen del área del émbolo. En la carrera de retroceso del pistón, se debe restar el área del vástago.

Tipos de Cilindros

La tabla 2.1.2.9. vincula los cilindros más utilizados que se clasifican según la acción que desarrollan y su disposición.

CILINDROS	Simple efecto	- sin recuperación interna - con recuperación interna	
	Doble efecto	- vástago simple - vástago doble - diferencial	Con o sin amortiguación trasera y delantera
	Telescópicos	simple y doble efecto	

Tabla. 2.1.2.9. Clasificación de los Cilindros

Como complemento de la tabla 2.1.2.9. para una mejor comprensión del tema propuesto se incluye la figura 2.1.2.10. referente a la simbología de los cilindros, en representación normal y simplificada.

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO SIN RECUPERACIÓN INTERNA	
CILINDRO DE SIMPLE EFECTO CON RECUPERACIÓN INTERNA	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO VÁSTAGO SIMPLE	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO VÁSTAGO DOBLE	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO - DIFERENCIAL	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO CON AMORTIGUACIÓN FIJA EN UN SENTIDO	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO CON AMORTIGUACIÓN FIJA EN LOS DOS SENTIDOS	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO CON AMORTIGUACIÓN REGULABLE EN LOS DOS SENTIDOS	
CILINDRO DE DOBLE EFECTO CON AMORTIGUACIÓN REGULABLE EN UN SOLO SENTIDO	
CILINDRO TELESCÓPICO DE SIMPLE EFECTO	
CILINDRO TELESCÓPICO DE DOBLE EFECTO	

Fig. 2.1.2.10. Simbología

Fijación y Anclaje

El anclaje de un cilindro depende de la mecánica que tenga su aplicación. La tortillería de fijación, así como los soportes, serán consistentes y seguros, tanto si el anclaje es fijo como articulado, para resistir las cargas y esfuerzos a soportar. A continuación se presentan algunas de las posibles formas de anclaje, dado que pueden darse otras formas que habrá que estudiar para cada caso concreto.

Respecto a la unión del vástago con la mecánica a mover, también se presentan tres formas correctas.

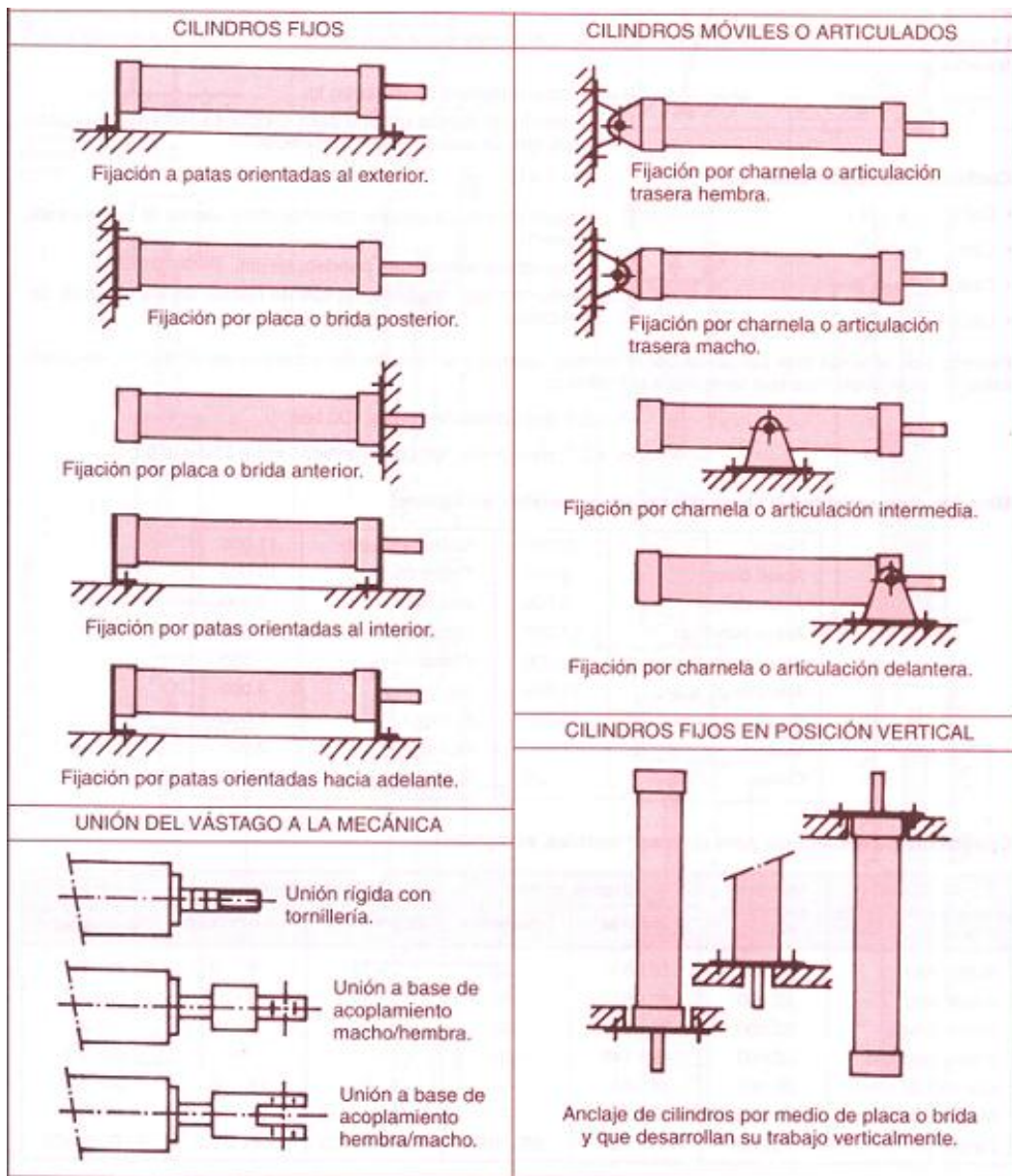


Fig. 2.1.2.11. Simbología

2.1.2.8. Tuberías y Acoples

Las mangueras que son usadas para conducir líquidos y/o gases bajo presión, son fabricadas por capas, y cada capa esta diseñada para cumplir una necesidad particular de los requerimientos de comportamiento general. La mayoría de las mangueras tienen al menos tres capas, las que incluyen el tubo o forro interno, una o más capas de refuerzo (Mallas) y la cubierta.

Tuberías Flexibles

Cuando el uso de tuberías rígidas no resulta aconsejable por la presencia de vibraciones, o cuando desde un punto fijo a otro móvil se ha de transportar el fluido, se recurre a un tipo de tuberías que además de soportar valores elevados de presión, pueda flexarse fácilmente, siendo conocida como tubería flexible. La estructura de estas tuberías consiste en una disposición alternada de capas de tejido de caucho sintético y como refuerzo trenzas de acero tratado superpuestas. Según la gama de presiones a la que se destina, se fabrican tipos con una o mas capas como se muestra en la figura 2.1.2.12.

Para la unión de racores y demás órganos, los tubos flexibles llevan en sus extremos manguitos terminales roscados o lisos, dependiendo la elección de una manguera del caudal de fluido que pasa y su sección de los terminales de sus extremos. La instalación de las mangueras requiere un complicado estudio, apropiado a cada caso debiendo prestar atención a las recomendaciones del fabricante o de un experto. Por considerarlo de utilidad, presentamos en la figura 2.1.2.13. las condiciones imprescindibles para el correcto montaje de mangueras.



Fig. 2.1.2.12. Tuberías Flexibles (mangueras)

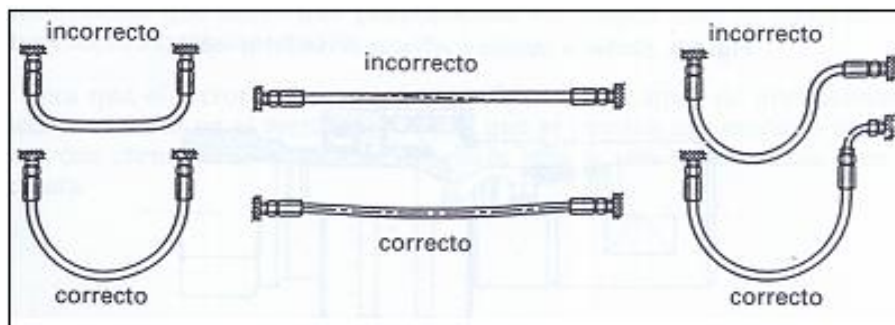


Fig. 2.1.2.13. Indicaciones para el Montaje de Tuberías Flexibles

9.5. Accesorios

Seguidamente reseñaremos aquellos más usuales.

Racores

Es tal la cantidad de modelos existentes en el mercado del accesorio, tanto para la unión entre tuberías o entre tuberías y componentes, que sería exhaustivo hacer, aunque sea una simple relación, pues se dan tai número de fabricantes que cada uno de ellos adopta una fabricación distinta que lleva rosca métrica, gas, y demás sistemas estandarizados.

Para obtener uniones de fácil maniobra, existen juntas rápidas especiales que permiten enlazar un tubo flexible a un aparato o a otra tubería. La figura 2.1.2.14. hace alusión a la pluralidad de enchufes rápidos y válvulas de conexión rápida que puede encontrarse en el mercado, y, la figura a una sección de enchufe rápido, en el cual la conexión y la desconexión se efectúa con una simple acción manual desplazando hacia atrás la anilla de la parte hembra cuando el circuito se halla sin presión. El cierre por válvula con sus correspondientes juntas especialmente diseñadas, asegura la máxima estanqueidad incluso a bajas presiones.

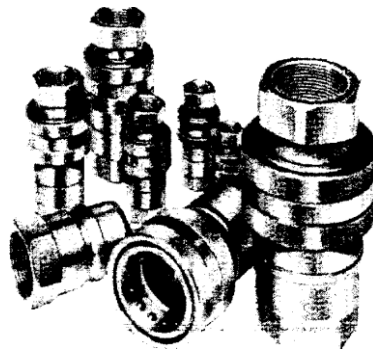


Fig. 2.1.2.14. Enchufe Rápido y Válvulas de Conexión Rápida

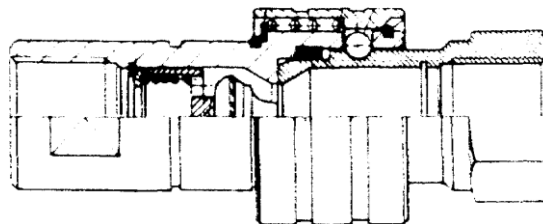


Fig. 2.1.2.14. Enchufe Rápido

2.1.2.9. Válvulas

La variedad de válvulas para un circuito hidráulico es muy amplia, pero tienen por finalidad dirigir y controlar el comportamiento de flujo hidráulico, dirigido a los actuadores hidráulicos. Con ellas los actuadores, pueden ser controlados independientemente su funcionamiento, velocidad, fuerza, secuencia y cualquier otro control requerido para el correcto funcionamiento.

Válvulas Direccionales

Las válvulas direccionales pueden ser de dos, tres o más vías y de dos, tres, cuatro o más conexiones o vías de comunicación internas. Las posiciones de las válvulas se representan mediante cuadros, cada cuadro simboliza una vía.

Las vías conexiones o conductos internos de las válvulas se representan por líneas de flujo trazadas en el interior de los cuadros que representan las posiciones.

Las flechas indican el sentido conveniente del flujo, pero en muchas aplicaciones el sentido puede ser opuesto al indicado en el símbolo

La función Principal de estas válvulas es dar paso al fluido hidráulico por un conducto, impedir dicho paso o cambiar la dirección y sentido del mismo en un circuito.

Estas válvulas al igual que las utilizadas en neumática se pueden accionar de forma manual, mecánicamente, por acción de un fluido, de forma eléctrica. En todo tipo de válvula distribuidora, existirá una caída de presión máxima del 4 %.

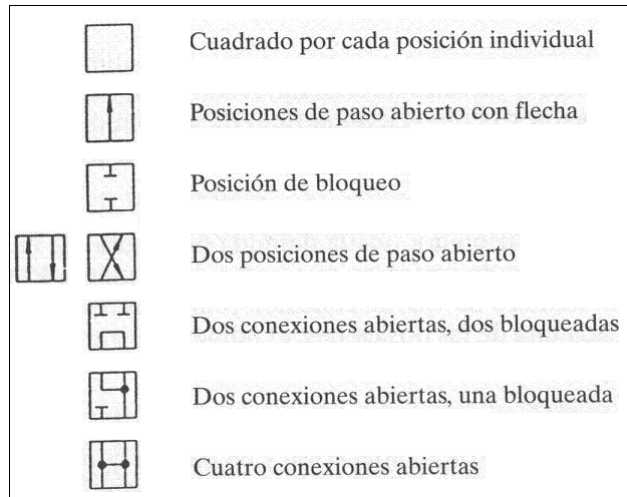


Fig. 2.1.2.15. Posiciones de Conmutación

Válvulas de Control de Caudal

Válvulas Antiretorno

Son las que permiten el paso del fluido en un sentido, pero lo impiden en sentido contrario. Existen tres tipos de válvulas antiretorno, que utilizan elementos esféricos, cónicos o planos para impedir el paso del fluido. Estas válvulas normalmente llevan un resorte antagonista que obliga al aceite a llevar una presión mínima para lograr pasar en el sentido libre. Un tipo de válvula antiretorno muy utilizada es la válvula antiretorno con desbloqueo hidráulico, estas válvulas cuando reciben una señal voluntaria a presión, a través de un pilotaje, dejan que el fluido circule en el sentido del bloqueo.

Válvula Reguladora de Caudal

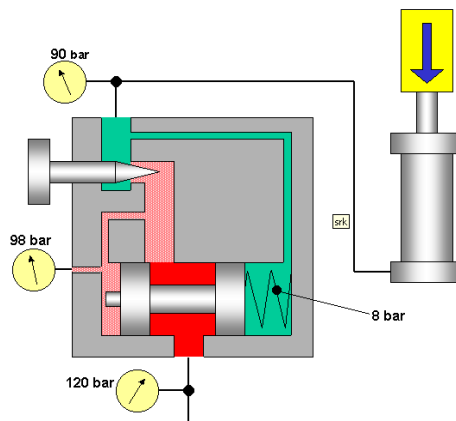


Fig. 2.1.2.16. Válvula Estranguladora Simple

Control de la velocidad de un cilindro hidráulico controlando el flujo de aceite con una válvula reguladora de caudal de 2 vías. Para controlar la velocidad de un motor ó cilindro, se tiene que controlar el flujo de aceite hacia estos componentes. Esto se puede obtener con una válvula estranguladora simple.

Reguladoras de Caudal Unidireccional

El empleo de este tipo de válvulas y en combinación con una válvula limitadora de presión y con una bomba regulable, sirve para obtener una reducción de la velocidad del flujo.

La válvula de estrangulación con antiretorno va a regular el caudal en función de la carga o lo dejará pasar sin presión dependiendo de la dirección de la corriente.

Así, en un sentido la válvula de estrangulación limitará el caudal del líquido, y en el sentido contrario el caudal del líquido abrirá la sección de paso de la válvula antiretorno.

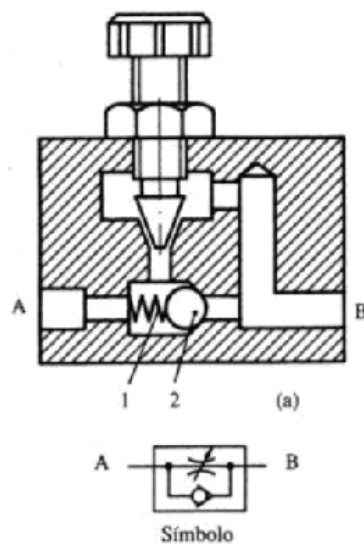


Fig. 2.1.2.17. Válvula Reguladora de Caudal

Válvulas Controladoras de Presión

Las válvulas controladoras de presión son las encargadas de controlar y regular la presión en las diversas partes de un sistema hidráulico.

Se usan para mantener una presión constante en la descarga, aunque en la entrada varíe el flujo o la presión.

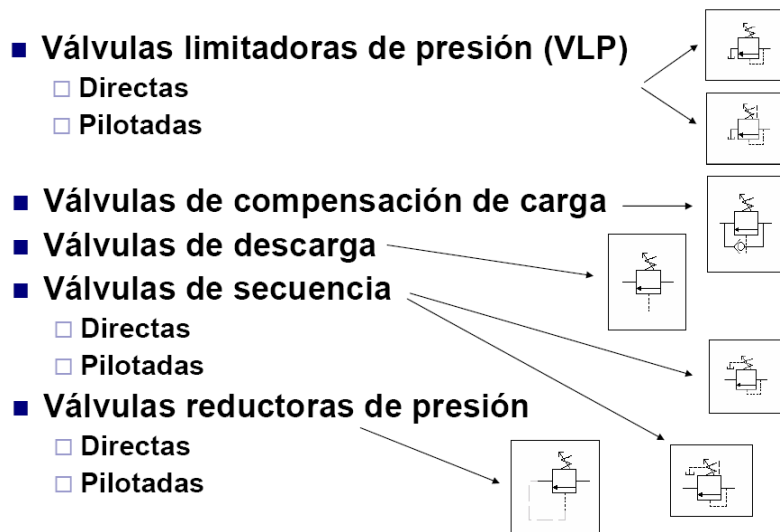


Fig. 2.1.2.18. Clasificación Válvulas de Control de Presión

Válvulas Compensación de Carga

Impiden el envaramiento de la carga. Pueden conectarse en serie o paralelo.

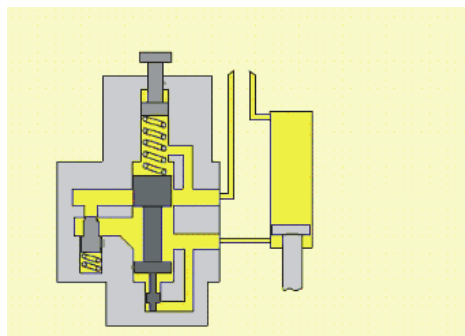


Fig. 2.1.2.19. Válvula Compensadora de Carga

Válvulas de Descarga

Desvían el caudal de la bomba al tanque cuando RECIBEN una señal de apertura. Normalmente pilotadas por la presión en otro punto del circuito. Puede conectarse al sistema en paralelo.

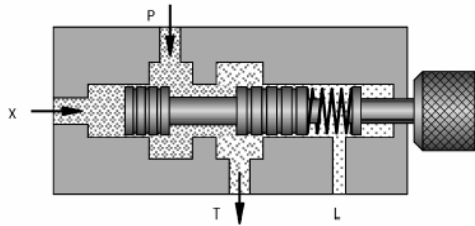


Fig. 2.1.2.20. Válvula de Descarga

Válvulas de Secuencia

Son válvulas que se abren al alcanzar una determinada presión (en un circuito primario) y que permiten, en principio, la alimentación de un circuito secundario, es decir, dejar pasar el caudal a otro sistema hidráulico. Por lo tanto, es una válvula limitadora de presión, cuyo empleo o salida en vez de ir al depósito, va a otra parte del circuito, permitiendo la alimentación de un circuito secundario. Son “normalmente cerradas”.

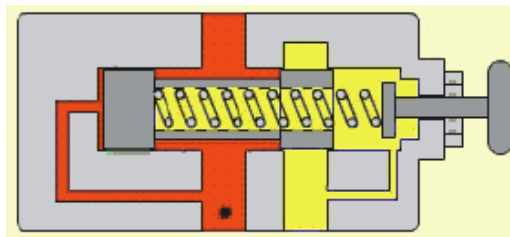


Fig. 2.1.2.21. Válvula de Secuencia

Reguladoras de Presión

Llamadas también válvulas reductoras de presión, son válvulas que controlan o reducen la presión en un circuito secundario en relación con un circuito primario, cuya presión es siempre elevada.

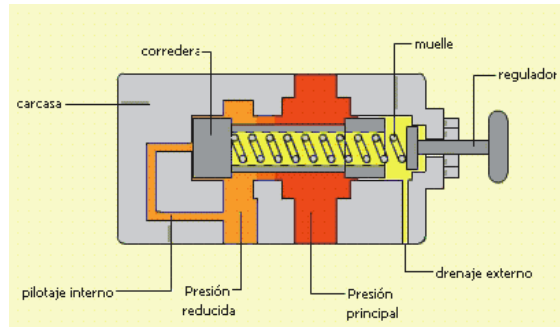


Fig. 2.1.2.22. Válvula de Presión

2.1.2.10. Parámetros de Selección.

a. Selección del Sistema Hidráulico.

El diseño de un circuito hidráulico, es el resultado de la utilización de una serie de elementos, con sus respectivas características, que son importantes para la selección del sistema hidráulico, por lo tanto, se hace en función de los siguientes parámetros principales que son la presión y el caudal que circula en el sistema. Otro parámetro a ser analizado es el montaje que se va a realizar, ya sea este modular, o por simple conexión en línea, por lo tanto deberá analizarse las ventajas y desventajas que representa cada una de las alternativas.

La selección de los cilindros, válvulas hidráulicas están en función de las norma europea CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas), y cada casa comercial, está dedicada a la construcción de las mismas, la cual están obligadas a cubrir con los requerimientos de esta norma, y la selección mediante esta norma está en función del caudal y la presión.

Una vez que se a establecido los alcances del circuito, es necesario, determinar si estos objetivos son realizables a través del análisis de los elementos existentes en el mercado, requiriendo a catálogos de las casas comerciales encargadas de la construcción y distribución de estos elementos, dándose el caso de encontrar

elementos no existentes en stock, se deberá buscar una serie de posibilidades a fin de lograr la conformación del circuito hidráulico diseñado.

b. Selección de las Bombas Oleohidráulicas.

Las bombas nunca deben ser seleccionadas de forma empírica. Existen numerosos factores que se deben considerar:

Presión máxima de presión máxima requerida para producir suficiente fuerza de salida de los Actuadores.

Rendimiento de la bomba, Precisión y seguridad de operación. Fácil Mantenimiento.

Máximo flujo o normal requerido, para los Actuadores usados en el circuito.

Control requerido durante los periodos de no-operación del sistema, desplazamiento fijo o variable.

c. Selección del Motor Eléctrico.

Para el seleccionamiento hay que distinguir ciertas características como son:

Mecánicas: Altura del eje desde su base

- a. **Diámetro del eje y chavetero**
- b. **Forma de sujeción del motor. A patas, a bridas y otras.**
- c. **Acoplamiento motor bomba**

Eléctricas: Potencia Eléctrica en Kw.

- a. **Tensión**
- b. **Velocidad**
- c. **Y otros datos correspondientes al motor.**

d. Selección de Válvulas Direccionales.

- a. **Presión máxima del sistema.**
- b. **Caudal máximo del sistema.**
- c. **Tipo de mando (manual, eléctrico).**
- d. **Tipo de montaje.**

e. Número de vías y posiciones requeridas para el mando del actuador.

e. Selección de Válvulas Reguladoras Presión.

a. Presión máxima del sistema.

b. Presión máximo del sistema.

c. Precisión de regulación.

d. Rango de regulación de la presión.

e. Regulación de la presión requerida en uno o ambos sentidos.

f. Tipo de montaje.

f. Selección de Válvulas Reguladoras Caudal.

a. Presión máxima del sistema.

b. Caudal máximo del sistema.

c. Caudal de regulación.

d. Rango de regulación del caudal.

e. Regulación del caudal requerido en uno o ambos sentidos.

f. Tipo de montaje.

g. Selección de Válvulas Antiretorno.

a. Presión máxima del sistema.

b. Caudal máximo del sistema.

c. Presión de regulación.

d. Rango de regulación de la presión.

e. Regulación de la presión en uno o ambos sentidos.

f. Tipo de montaje.

g. Función del regulador (válvula de alivio, reductora de presión, limitadora, etc.) desempeñar en el circuito.

h. Tamaño del Tanque de Almacenamiento.

Se establece como norma general que el deposito tenga un volumen de 3 veces el caudal suministrado por la bomba en un minuto.

$$V = 3 \cdot Q_c$$

V - Volumen, en litros

Q_c - Caudal de la bomba por minutos.

La forma del tanque estará aplicable a la disponibilidad del espacio existente para el equipo, no tiene una forma predeterminada pero deberá ser capaz de alojar los elementos de mantenimiento del aceite, tales como filtros, intercambiadores de calor, etc.

9. Filtros.

Garantizar un aceite libre de partículas extrañas, que podría causar el deterioro de los elementos del circuito oleohidráulico, tales como bomba, válvulas, etc. El dimensionamiento del filtro se lo hace en función del máximo caudal que circula por el circuito, con un incremento del 20%, la selección del filtro apropiado se remitirá a los catálogos existentes en el mercado, estará en función del caudal.

La selección del filtro adecuado deberá ser mayor o igual al caudal calculado.

$$Filtro \geq 1,2 \cdot Q$$

Q - Caudal generado por la bomba.

i. Tuberías y Acoples.

Existen tres puntos importantes a fin de realizar una correcta selección, el material, espesor y el diámetro interior más conveniente para el circuito. Esto se basa en la presión y caudal máximo existente en el circuito. Es recomendable la utilización de tuberías dentro de los circuitos hidráulicos, sin embargo, la utilización de mangueras de alta presión son una buena alternativa, generalmente son utilizadas para la alimentación de actuadores y su elección se basa en los siguientes parámetros:

- a. Presión máxima del sistema.**
- b. Caudal máximo del sistema.**
- c. Presión de trabajo.**
- d. Diámetro interior y diámetro exterior de la manguera.**

j. Selección del Sistema de Mando.

Los sistemas hidráulicos requieren de un mando, dirigido a las señales que determinan las secuencias de movimiento de sus actuadores (cilindros, motores)

por medio de los cuales se pueda controlar a voluntad el funcionamiento de la máquina, los sistemas de mando pueden ser:

- a. Mando manual.
- b. Mando sostenido.
- c. Mando programado.

k. Cilindros.

La elección de un cilindro no es aleatoria, sino fruto de un análisis que comprende:

- a. Sistema de fijación del cilindro y fijación del extremo del vástago en la aplicación.
- b. Dimensiones del cilindro:
- c. Diámetro del pistón, carrera y otras medidas.
- d. Presión nominal de servicio.
- e. Características particulares del cilindro.
- f. Frenado, purgado, bloqueado y otras prestaciones.
- g. Rosca de orificios de alimentación.

2.1.2.11. Descripción de la Simultaneidad de todo el Sistema.

Trozas de 4 Pies.

SIMULTANEIDAD DE MOVIMIENTOS									
TROZAS DE 4 PIES									
ETAPAS	1	2	3	4	5	6	7	8	9
CILINDROS	5C6	5C9	4C4-4C5	2C1-2C2	3C3	5C6	3C3-4C4-4C5-2C1-2C2	6C7-6C8	7C10
SALIR BAST.	+	+	+	+	+			REPOSO	+
RETOR. BAST						-	-		
CILINDROS C3-C4-C5-C1-C2 CASO CRÍTICO RETORNO DEL VASTAGO									

Tabla 2.1.2.23. Secuencia de los Cilindros que Actúan para el Corte Trozas de 4 pies.

Pasos:

- a. Antes del corte.
- b. Ingresa la troza.

- c. Sale el vástago del tope para trozas de 4 pies, cilindro C6+.
- d. Activo el cilindro C9+ del acumulador # 1, permanece activado.
- e. Nivelada la troza con los cilindros inferiores, C4+, C5+.
- f. Presiona brazos superiores cilindros, C1+, C2+.
- g. Baja la sierra para cortar, cilindro C3+.
- h. Entra el vástago del tope para trozas de 4 pies, cilindro C6-.
- i. Después del corte.
- j. Retorno de los vástagos de los cilindros:

Caso Crítico

- a. Sube la sierra actúa cilindro C3-.
- b. Suben los brazos superiores, cilindros C1-, C2-.
- c. Bajan los brazos inferiores, cilindros C4-, C5-.
- d. Pasa la troza.
- e. Activa el pateador # 10 (Salida-Retorno).

Nota:

Los cilindros de los acumuladores de trozas #1, #2, #3, funcionaran una a la vez

Trozas de 8 Pies

SIMULTANEIDAD DE MOVIMIENTOS									
TROZAS DE 8 PIES									
ETAPAS	1	2	3	4	5	6	7	8	9
CILINDROS	5C6	5C9	4C4-4C5	2C1-2C2	3C3	5C6	3C3-4C4-4C5-2C1-2C2	6C7-6C8	7C10
SALIR BAST.	REPOSO	REPOSO	+	+	+	REPOSO			REPOSO
ENTRAR BAST							-	-	
CILINDROS 3C3-4C4-4C5-2C1-2C2 CASO CRÍTICO RETORNO DEL VASTAGO (POSIBLEMENTE 6C7-6C8)									

Tabla 2.1.2.24. Secuencia de los Cilindros que Actúan para el Corte Trozas de 8 Pies

Cuando, pasen trozas de 8 pies hacia la línea del torno C&C, Dejarán de funcionar los cilindros de los acumuladores (#1, #2, #3) y el tope para trozas de 4 pies, dando lugar a que se activen los cilindros de la transferencia de 90°.

Pasos:

- a. **Ingresa la troza la troza.**
- b. **Nivela la troza con los cilindros inferiores, C4+, C5+.**
- c. **Presiona brazo superiores cilindros, C1+, C2+.**
- d. **Baja la sierra para despuntar la troza, cilindro C3+.**
- e. **Después del corte.**
- f. **Retorno de los vástagos de los cilindros:**

Caso Crítico

- a. **Sube la sierra actúa cilindro C3-.**
- b. **Suben los brazos superiores, cilindros C1-, C2-.**
- c. **Bajan los brazos inferiores, cilindros C4-, C5-.**

Posiblemente:

Bajan los cilindros de la transferencia de 90° C7-, C8-.

Salida de la troza hacia la línea torno C&C.

2.1.2.12. Sierra Transversal para el Corte de Trozas

Las funciones principales de la sierra transversal son las siguientes:

- **Despuntar los extremos en caso de presentarse regularidades en las trozas de 8 pies de longitud para luego suministrar al torno COLOMBO & CREMONA.**
- **Cortar trozas de 8 pies en 4 pies de longitud para enviarlo exclusivamente al torno FEZER.**
- **Esta es una alternativa para suministrar trozas a los dos tornos mencionados en caso de mantenimiento de la Sierra Transversal # 1.**

Esta constituida por diferentes sistemas, con una serie de elementos hidráulicos los cuales son indispensables para su funcionamiento.

Estos sistemas son los siguientes:

- **Brazos Superiores.**
- **Sierra.**
- **Brazos Inferiores.**
- **Tope Trozas de 4 Pies.**

Funcionamiento:

Despuntado de Trozas de 8 Pies de Longitud:

Para despuntar las trozas que tengan superficies circulares irregulares en los dos extremos como se representa en la figura 2.1.2.25 se procederá a seleccionar los parámetros del selector ubicados en el tablero de control como son:

- **Sistema manual o automático.**
- **Selección de trozas de 8 o 4 pies.**



Fig. 2.1.2.25. Troza Extremos Circulares Irregulares

Las trozas son transportadas mediante rodillos bi cónicos en forma manual hasta el transporte de entrada la cual, se detendrán y se accionarán los dispositivos que abarquen en la secuencia del funcionamiento, además los diferentes sistemas que involucren en la línea de corte y transporte. Se transportará la troza hasta la línea de referencia de corte.

Para realizar el despuntado, se deberá desplazar la troza fuera de la referencia de corte con una tolerancia adecuada que garantice obtener una superficie regular que acepte los requerimientos de los tornos para su laminamiento. El desplazamiento se adaptara de acuerdo a las necesidades y a la irregularidad del extremo de la troza.

Para realizar el corte de uno de los extremos con irregularidad, primero accionamos los brazos inferiores manteniendo a la troza en una posición de corte, posteriormente sujetamos mediante la activación de los brazos superiores, realizadas estas actividades procedemos al corte mediante una espada que será ejercida mediante un cilindro.

Corte de Trozas de 8 Pies en 4 Pies de Longitud:

De igual manera que en el caso anterior se deberá seguir las instrucciones mencionadas, de no existir regularidades en los extremos y tengamos las medidas exactas requeridas por el departamento de producción procederemos el corte en forma automática de la siguiente manera:

En el momento de que ingrese la troza de 8 pies y pase la referencia de corte deberá activarse un sensor para detener el sistema de transmisión, además por la inercia que recorre la troza y seguridad de obtener una mediada exacta el tope deberá activarse antes de que la troza llegue a la referencia de corte.

De igual forma que en el caso anterior se deberá seguir los pasos establecidos en el ítem 2.1.2.11. para corte de trozas de 8 pies en trozas de 4 pies que posteriormente se apilaran en los acumuladores.

Solo si se presentan trozas de diferente tamaño, irregularidades en los extremos se deberá realizar el corte en forma manual.

2.1.2.13. Diagramas Hidráulicos Anexo B

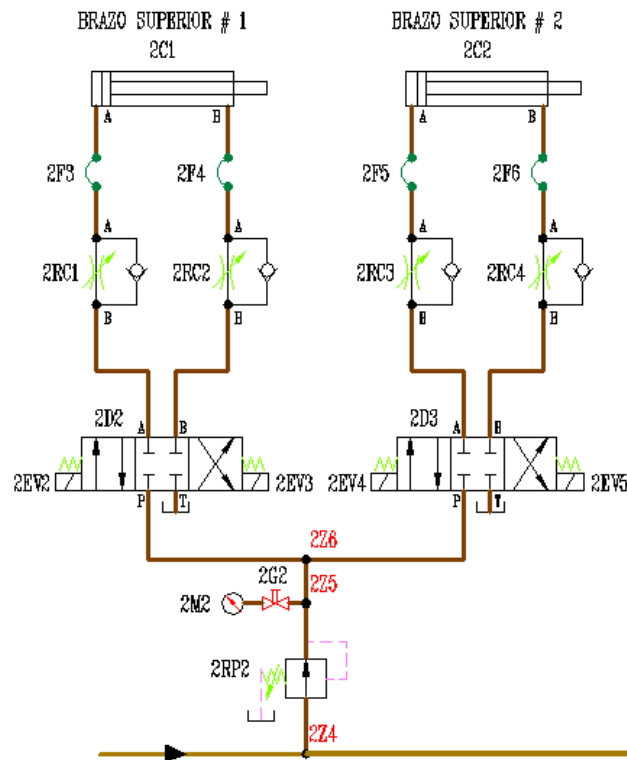


Fig. 2.1.2.26. Brazos Superiores.

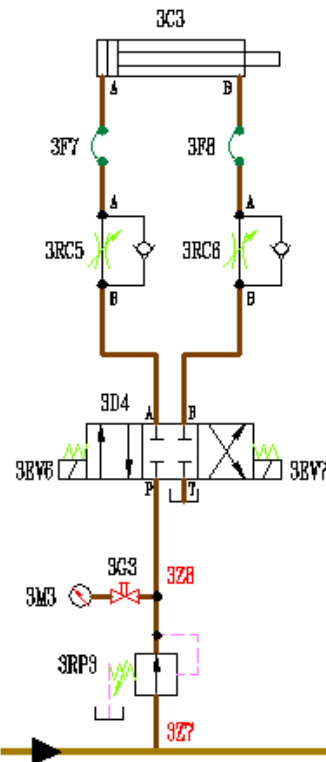


Fig. 2.1.2.27. Sierra Corte Transversal.

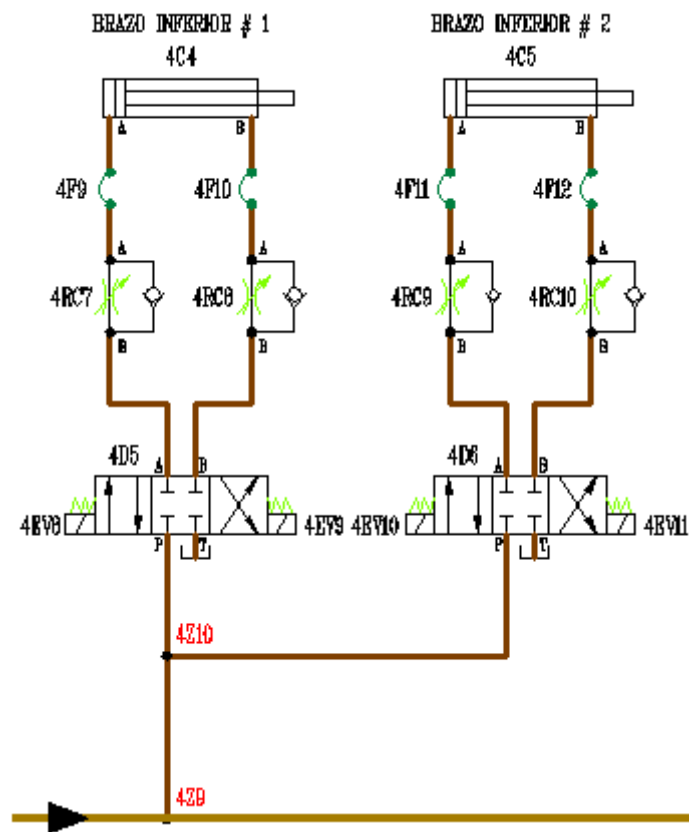


Fig. 2.1.2.28. Brazos Inferiores.

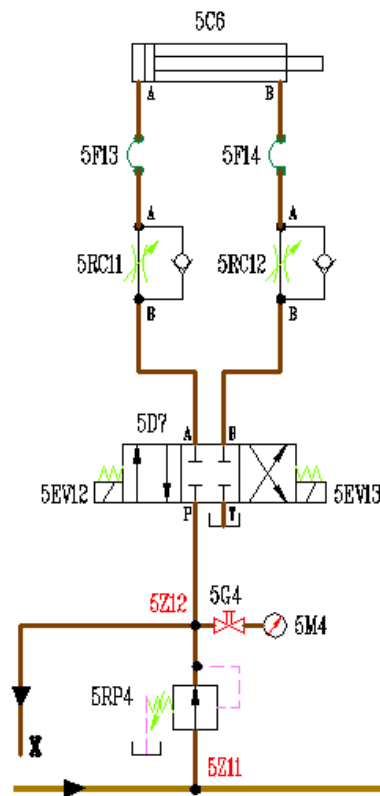


Fig. 2.1.2.29. Tope Troza de 4 Pies.

2.1.2.14. Cálculos

Para poder calcular y seleccionar los elementos hidráulicos se necesita conocer una serie de datos que a continuación mencionaremos; sin embargo se debe recurrir a medidas normalizadas para su desarrollo tanto para encontrar los elementos constructivos como para asegurar su reemplazo. Para determinar las características de los actuadores es necesario determinar el trabajo que se va a efectuar y la energía que se requiere para hacerlo funcionar.

Los siguientes parámetros conocidos, nos permitirán llevar acabo las etapas del cálculo para todos los sistemas que se requiere para obtener un sistema hidráulico en perfectas condiciones de funcionamiento como son:

w = Peso total de la carga (F).

v = Velocidad del cilindro.

L = Carrera del cilindro.

t = Tiempo de salida del vástago.

2.1.2.14.1. Brazos Superiores

2.1.2.14.1.1. Cálculo de los Cilindros: **Como este movimiento es accionado por dos cilindros 2C1 y 2C2 la fuerza que deberá realizar cada uno de ellos es de 1000 lb figura 2.1.2.26 brazos superiores, mas un factor de seguridad del 50% de la fuerza debido al peso del brazo con sus respectivos elementos en un tiempo de salida de 5 s a una distancia de 350 mm.**

$$\begin{aligned} Ft &= F + 0,5.(F) && Ft - \text{Fuerza total} \\ &= 1000 + (0,5).(1000) \\ &= 1500 \text{ lb} \\ Ft &= 680,388 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pueden actuar los dos a la vez o en forma independiente de acuerdo a la regularidad cilíndrica de la troza y a sus necesidades para obtener una sujeción correcta.

Nota: La velocidad del cilindro C1 y C2 es 7 cm/s donde:

$$v = \frac{L}{t}$$

$$= \frac{35}{5} = 7 \text{ cm/s}$$

v- Velocidad de desplazamiento, en cm/s

L - Carrera del émbolo, en cm

t Tiempo en efectuarla maniobra, en s

Conocidos los datos de la fuerza total y velocidad a aplicar, miramos en el ábaco para el determinar el diámetro del cilindro oleohidráulicos, con o sin amortiguaciones Figura 2.1.2.30.

Diámetro del pistón aproximadamente 40 mm. Por facilidad de adquirir en el mercado optaremos por realizar los diferentes cálculos con dimensiones estándares establecidas por normas como ISO, CETOP etc.

Para un mejor manejo de los cálculos de cilindros, independientemente de las formulas precedentes, y realizar un calculo mas censillo, se incluye el la figura 2.1.2.30. representativa de un ábaco para la elección del cilindro y que se relaciona los elementos que integran su cálculo. Trazando diversas líneas rectas que pasen por dos valores conocidos se puede obtener el tercero.

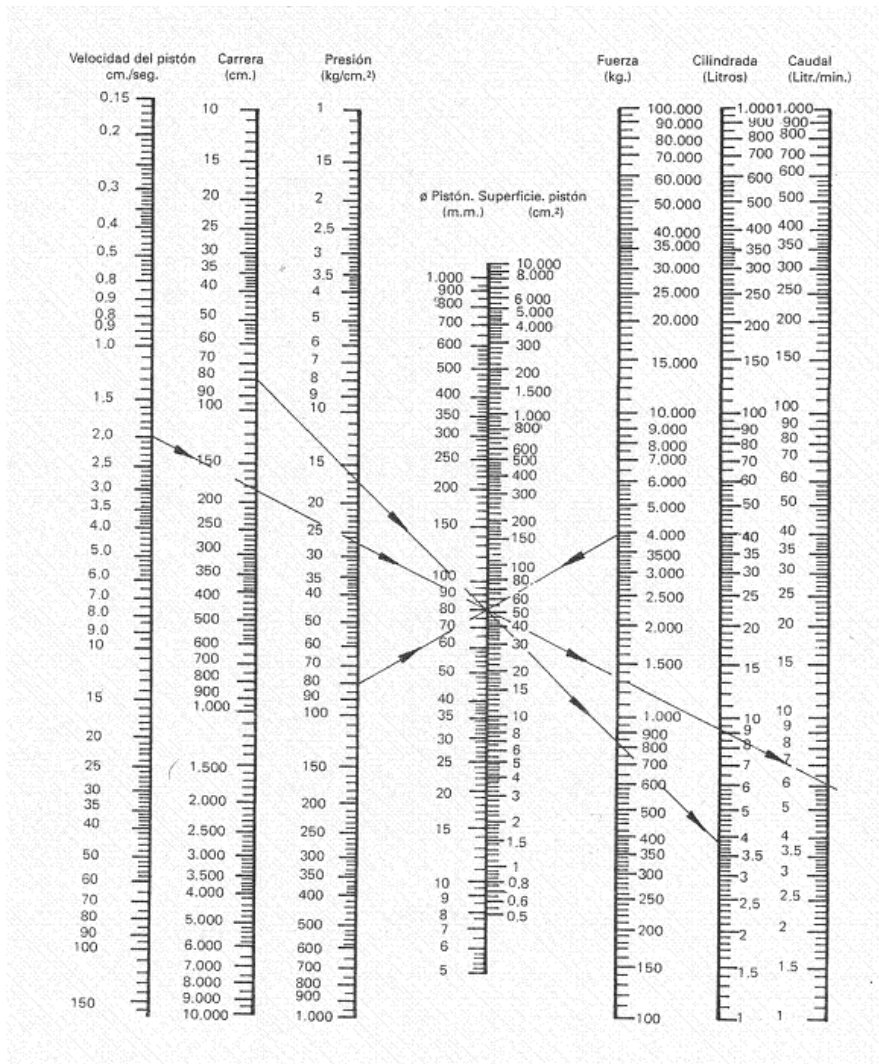


Fig. 2.1.2.30. Ábaco para el Cálculo de Cilindros Oleohidráulicos, con y sin Amortiguación

Fuente José Roldán Vilorio, Prontuario de Hidráulica Industrial, Pág. 92

En tabla 2.1.2.1. podemos comprobar los cálculos que se realizara para determinar la sección, fuerza y caudal de los cilindros que posteriormente seleccionaremos.

Superficies, fuerzas, caudal												
Pistón	Vástago	Relación de superf.	Superficies			Fuerza para 250 bar ¹⁾			Caudal para 0,1 m/s ²⁾			
			Pistón	Vástago	Anular	Compresión	Diferenc.	Tracción	Avance	Diferenc.	Retracción	
AL Ø mm	MM Ø mm	φ A_1/A_3	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN	q_{V1} L/min	q_{V2} L/min	q_{V3} L/min	
40	22	1,43	12,56	3,80	8,76	31,40	9,50	21,90	7,5	2,3	5,3	
	28	1,96		6,16								6,40
50	28	1,46	19,63	6,16	13,47	49,10	15,40	33,70	11,8	3,7	8,1	
	36	2,08		10,18								9,45
63	36	1,48	31,17	10,18	20,99	77,90	25,45	52,45	18,7	6,1	12,6	
	45	2,04		15,90								15,27
80	45	1,46	50,26	15,90	34,36	125,65	39,75	85,90	30,2	9,5	20,7	
	56	1,96		24,63								25,63
100	56	1,46	78,54	24,63	53,91	196,35	61,55	134,80	47,1	14,8	32,3	
	70	1,96		38,48								40,06
125	70	1,46	122,72	38,48	84,24	306,75	96,20	210,55	73,6	23,1	50,5	
	90	2,08		63,62								59,10
140	90	1,70	153,94	63,62	90,32	384,75	159,05	225,70	92,4	38,2	54,2	
	100	2,04		78,54								75,40
160	100	1,64	201,06	78,54	122,50	502,50	196,35	306,15	120,6	47,1	73,5	
	110	1,90		95,06								106,00
180	110	1,60	254,47	95,06	159,43	636,17	237,65	398,52	152,7	57,0	95,7	
	125	1,93		122,72								131,75
200	125	1,64	314,16	122,72	191,44	785,25	306,80	478,45	188,5	73,6	114,9	
	140	1,96		153,96								160,20
220	140	1,68	380,1	153,9	226,2	950,3	384,8	565,5	228,1	92,4	135,7	
	160	2,12		201,0								179,1
250	160	1,69	490,8	201,0	289,8	1227,2	502,7	724,5	294,5	120,7	173,8	
	180	2,08		254,4								236,4
280	180	1,70	615,7	254,4	361,3	1539,4	636,2	903,2	369,4	152,7	216,7	
	200	2,04		314,1								301,6
320	200	1,64	804,2	314,1	490,1	2010,6	785,4	1225,2	482,5	188,5	294,0	
	220	1,90		380,1								424,2

¹⁾ Fuerza teórica
(sin considerar el rendimiento)

²⁾ Velocidad de carrera

Tabla 2.1.2.1. Seleccionamiento de Diámetros de Cilindros

Por seguridad y tomando en cuenta un factor de seguridad seleccionaremos el cilindro con sus diferentes características tabla 2.1.2.1.

Diámetro del embolo = 50 mm

Diámetro del vástago = 36 mm

Superficie o sección del émbolo libre (S1).

$${}^2 S1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S1 - \text{Área del émbolo, en cm}^2$$

$$= \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,634 \text{ cm}^2 \quad D - \text{Diámetro, en cm}$$

Si la velocidad está predeterminada, para calcular el caudal de alimentación se utiliza la siguiente formula:

$${}^3 Q = \frac{v \cdot 60 \cdot S}{1000} \quad Q - \text{Caudal de alimentación, en l/min}$$

$$= \frac{7 \cdot 60 \cdot 19,634}{1000} \quad v - \text{Velocidad cilindro, en cm/s}$$

$$= 8,246 \text{ l/min} \quad S - \text{Sección de que se trate, en cm}^2$$

Para compensar fugas en válvulas y compresibilidad del aceite se incrementa el caudal de la bomba en un 25 %. Para comprobar el Qr utilizamos tabla 2.1.2.1.

$${}^4 Qr = Q + 0.25Q \quad Qr - \text{Caudal requerido, en l/min}$$

$$= 10,719 \text{ l/min}$$

$$Qt = \# \text{Tramos} \cdot Qr \quad Qt - \text{Caudal del sistema.}$$

$$= (2) \cdot 10,719$$

$$= 21,438 \text{ l/min}$$

Cálculo de la presión necesaria en el émbolo del cilindro para que el vástago se extienda.

$${}^5 p = \frac{Ft}{S1} \quad p - \text{Presión necesaria, en PSI}$$

$$= \frac{1500}{3,043} \quad Ft - \text{Fuerza total requerida para sujetar la trosa, en lb}$$

$$= 492,934 \text{ PSI} \quad S1 - \text{Sección del émbolo libre en in}^2$$

2.1.2.14.1.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías:

En función del caudal y de la velocidad del aceite deseado se puede calcularse la sección S de la tubería, aplicando la formula:

$${}^6 S = \frac{Q}{6 \cdot v} \quad S - \text{Sección de la tubería, en cm}^2$$

$$Q - \text{Caudal total del sistema, en l/min}$$

$$v - \text{Velocidad de circulación del aceite, en m/s}$$

Las velocidades son las recomendadas:

Tubería de presión $v = 4 \text{ m/s}$

Tubería de retorno $v = 2 \text{ m/s}$

Tubería de aspiración $v = 2 \text{ m/s}$

Tubería de presión

$$\begin{aligned} S &= \frac{11,8}{(6) \cdot (4)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 0,491 \text{cm}^2 \\ &= 0,491 \text{cm}^2 & d &= 0,791 \text{cm} \\ & & d &= 7,91 \text{mm} \end{aligned}$$

Tubería de retorno

$$\begin{aligned} S &= \frac{11,8}{(6) \cdot (2)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 0,893 \text{cm}^2 \\ &= 0,983 \text{cm}^2 & d &= 1,118 \text{cm} \\ & & d &= 11,18 \text{mm} \end{aligned}$$

Tubería de Aspiración

La tubería de aspiración esta en función de todo el caudal del sistema, por lo que se va a utilizar una solo central hidráulica que será determinado por la suma total de caudal que circulara por el circuito hidráulico.

Con el ábaco de la figura 2.1.2.31. se puede comprobar el calcular del diámetro de la tubería en función del caudal y la velocidad de flujo, trazando una diagonal que una ambos datos.

2.1.2.14.1.3. Cálculo del Tipo de Régimen:

Para obtener en qué tipo de régimen nos encontramos, se debe elegir un lubricante. Se toma un aceite especialmente recomendado para sistemas hidráulicos de uso universal. Es un lubricante de la casa CEPSA, HIDRAULICO HM 68. Las principales características que posee son:

Viscosidad a 40° C = 68 Cts

Densidad a 15° C = 0,882 kg/dm³

Nota: Este tipo de lubricante se tomara como referencia con sus características que presenta para nuestro diseño.

2.1.2.14.1.4. Cálculo del Depósito:

La capacidad del depósito se toma de 2 a 3 veces el caudal máximo que circule por el sistema, por lo que posteriormente determinaremos este valor, una vez calculado el caudal y la presión requerida de todo el sistema.

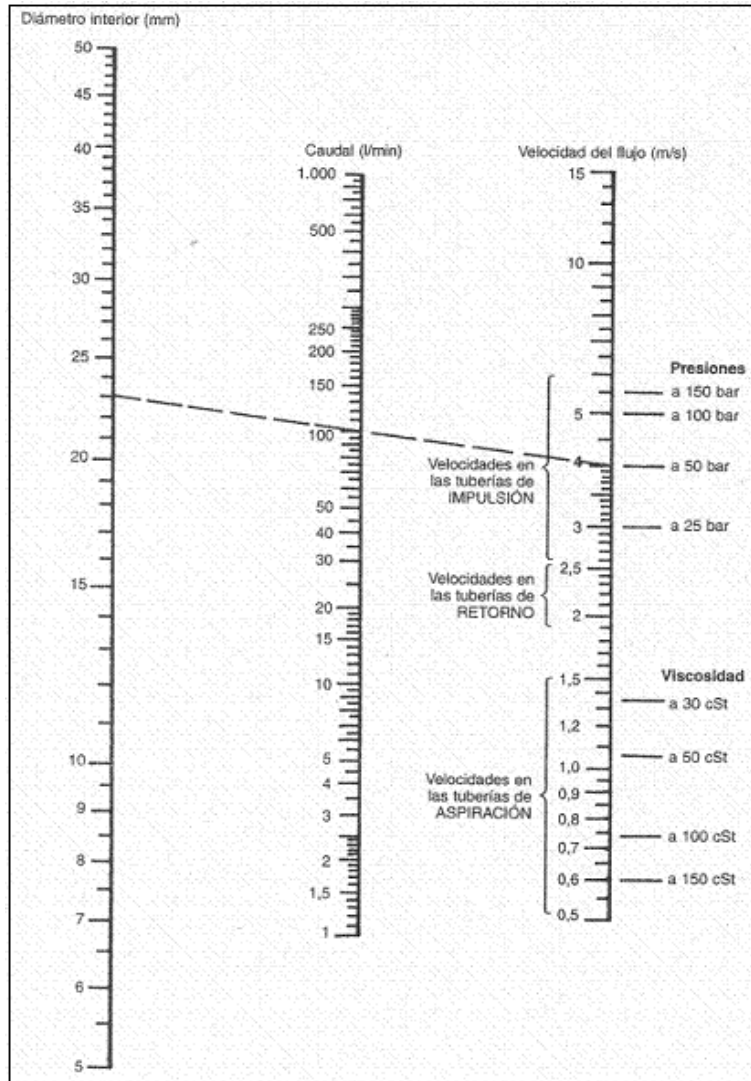


Fig. 2.1.2.31. Ábaco para el Cálculo de Tuberías

Fuente José Roldán Vilorio, Prontuario de Hidráulica Industrial, Pág. 95

2.1.2.14.1.5. Cálculo de Pérdidas:

Todo fluido al circular por un conducto encuentra dos tipos de dificultades o resistencias. Estas resistencias son:

Resistencia distribuida que originan pérdidas de carga locales, y tienen su origen en el frotamiento.

Resistencias localizadas que producen pérdidas de carga locales, tales como curvas, codos, tubos, válvulas uniones etc.

Cálculo de Pérdidas Primarias

Para determinar un valor aproximado de las perdidas en tuberías emplearemos el ábaco de perdidas de carga por metro de tubería figura 2.1.2.32.

El manejo del ábaco es el siguiente: trazar una línea desde la escala de viscosidad a la densidad. Desde el punto obtenido de la columna auxiliar 1, trazar otra línea hasta la escala de caudal. Desde este segundo punto obtenido en la columna auxiliar 2, trazar otra recta hasta el valor del diámetro interior del tubo mostrándose la pérdida de carga obtenida.

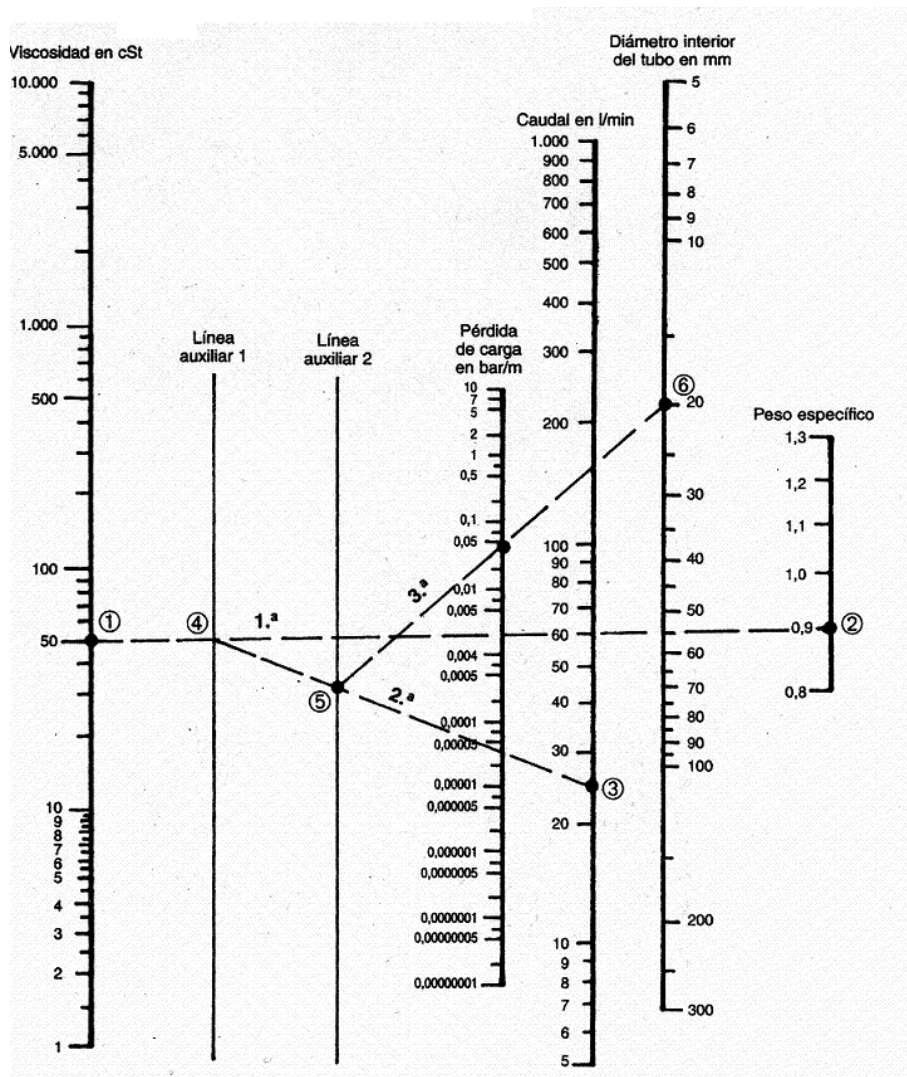


Fig. 2.1.2.32. Pérdida de Carga por Metro de Tubería

Cálculo de las pérdidas de carga en las tuberías de diámetro 7,91 y 11,18 mm con sus respectivas longitudes de 10 m que debe transportar fluido líquido de las siguientes características.

Viscosidad: 68 Cts

δ Densidad: 0,882 kg/dm³

Caudal: 8,658 l/min

Valores obtenidos sobre el ábaco figura 2.1.2.32.

Siguiendo el orden que se indica sobre el ábaco se obtienen los valores de las perdidas de carga.

Pérdidas de carga en 10 m tubería presión = (10) . (1) = 10 bar

Pérdidas de carga en 10 m tubería retorno = (10) . (0,5) = 5 bar

Cálculo de las Pérdidas Secundarias:

Para el cálculo de estas pérdidas se hace el estudio de las diferentes válvulas que componen el circuito, a la vez que también se tienen en cuenta los diferentes cambios de forma en el circuito, ya sean codos, etc.

Perdidas en las Válvulas Reguladoras de Caudal Unidireccional:

Según la figura 2.1.2.33. podemos observar la curva característica de esta válvula que está en función del caudal que circula por la tubería por lo que es igual al número de válvulas (2RC1, 2RC2, 2RC3, 2RC4) por las pérdidas calculadas.

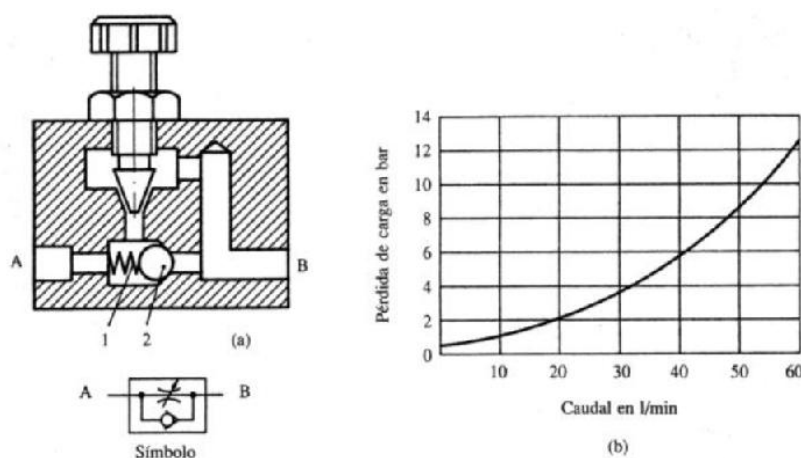


Fig. 2.1.2.33. Pérdida de Carga en una Válvula de Control de Flujo Uni-direccional.

$$\Delta p = \# \text{Válvulas} \cdot \text{Perdida} = 4 \cdot 1 = 4 \text{ bar}$$

Perdidas en Distribuidores:

Se pueden citar dos tipos de pérdidas como son las de carga y fuga.

Las de carga están subordinadas, para un distribuidor en concreto, al caudal de fluido que lo cruce, figurando en los catálogos la pérdida de carga.

Por otro lado, las de fuga que se producen en los distribuidores son debidas al caudal que se va perdiendo entre la entrada y la salida del fluido a causa de los huelgos o espacios interiores del distribuidor. En todo tipo de válvula distribuidora, existirá una caída de presión máxima del 4 %.

$$\begin{aligned} \Delta p &= (0,04) \cdot (p) \cdot (\#D) && p - \text{Presión necesaria del sistema} \\ &= (0,04) \cdot (492,934) \cdot (2) && \#D - \text{Número de distribuidores} \\ &= 39,434 \text{ PSI} \\ \Delta p &= 2,718 \text{ bar} \end{aligned}$$

Con la fórmula siguiente determinamos las pérdidas de carga en codos, tes y secciones variable en este caso existe dos acoples en forma de te.

$${}^7 \Delta p = \frac{k \cdot \delta \cdot v^2}{200} \quad \Delta p - \text{Pérdidas de carga, en bar}$$

k - Coeficiente que depende de la forma del tubo, en kg/cm^3
 δ - Densidad del fluido, en kg/dm^3
 v - velocidad del fluido, en m/s .

$$\Delta p = \left(\frac{(1,2) \cdot (0,882) \cdot (4)^2}{200} \right) 2 = 0,168 \text{ bar}$$

Las pérdidas totales serán la suma de todos estos factores dándonos un total de:

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_t &= 10 + 5 + 4 + 2,718 + 0,168 \\ &= 21,886 \text{ bar} \\ \Delta p_t &= 317,429 \text{ PSI} \end{aligned}$$

2.1.2.14.1.6. Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt):

$$\begin{aligned} p_r &= p + \Delta p_t && p - \text{Presión necesaria del sistema} \\ &= 492,934 + 317,429 && \Delta p_t - \text{Pérdidas totales} \\ &= 810,363 \text{ PSI} \end{aligned}$$

La presión total del sistema será multiplicado por un factor de seguridad de 0,5 la cual garantizaremos su funcionamiento que será comprobado con el software FluidSIM Festo.

determinado que la longitud de arco y la carrera del pistón o la distancia sean aproximadamente equivalentes a 200 mm.

Nota: La velocidad del cilindro 3C3 es 5 cm/s donde:

$${}^1v = \frac{L}{t}$$

$$= \frac{20}{4} = 5 \text{ cm/s}$$

Dimensiones del cilindro mediante la figura 2.1.2.30.

Diámetro del pistón aproximadamente = 54 mm.

Dimensiones estándares según la tabla 2.1.2.1

SUPERFICIES, FUEZAS, CAUDAL				
Pistón	Vástago	Superficie	Fuerza	Caudal
AL Ømm	MM Ømm	A1 cm ²	bar.	Q _{v1} L/min
63	45	31,170	250	18,7

Cálculo de la presión necesaria:

$${}^5p = \frac{Ft}{S1}$$

$$= \frac{2408,736}{4,831}$$

$$= 498,562 \text{ PSI}$$

2.1.2.14.2.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías:

$${}^6S = \frac{Q}{6 \cdot v}$$

Tubería de presión **v = 4 m/s**

Tubería de retorno **v = 2 m/s**

Tubería de presión

$$S = \frac{18,7}{(6) \cdot (4)} \qquad \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,779 \text{ cm}^2$$

$$= 0,779 \text{ cm}^2 \qquad d = 0,995 \text{ cm}$$

$$\qquad \qquad \qquad d = 9,959 \text{ mm}$$

Tubería de retorno

$$S = \frac{18,7}{(6) \cdot (2)} \qquad \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1,558 \text{ cm}^2$$

$$= 1,558 \text{ cm}^2 \qquad d = 1,408 \text{ cm}$$

$$\qquad \qquad \qquad d = 14,08 \text{ mm}$$

2.1.2.14.2.3. Cálculo de Pérdidas:

Cálculo de Pérdidas Primarias:

Cálculo de las pérdidas de carga en las tuberías de diámetro 9,959 y 14,08 mm con sus respectivas longitudes de 8 m que debe transportar fluido líquido de las siguientes características.

Valores obtenidos sobre el ábaco perdido en tuberías.

Pérdidas de carga en 8 m tubería presión = (8) . (0,75) = 6 bar

Pérdidas de carga en 8 m tubería retorno = (8) . (0,25) = 2 bar

Cálculo de las Pérdidas Secundarias:

Pérdidas en las válvulas (3RC5 y 3RC6).

$$\begin{aligned}\Delta p &= \# \text{Válvulas} \cdot \text{Pérdida} \\ &= (2) \cdot (1,75) \\ &= 3,5 \text{ bar}\end{aligned}$$

Pérdida en Distribuidor

$$\begin{aligned}\Delta p &= (0,04) \cdot (p) \cdot (\#D) \\ &= (0,04) \cdot (492,934) \cdot (1) \\ &= 19,942 \text{ PSI} \\ \Delta p &= 1,374 \text{ bar}\end{aligned}$$

Pérdidas de carga en codos, tes y secciones variable en este caso existe una sola te.

$$\begin{aligned}{}^7\Delta p &= \frac{k \cdot \delta \cdot v^2}{200} \\ \Delta p &= \left(\frac{(1,2) \cdot (0,882) \cdot (4)^2}{200} \right) = 0,084 \text{ bar}\end{aligned}$$

Pérdidas totales

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_t &= 6 + 2 + 3,5 + 1,374 + 0,084 \\ &= 21,958 \text{ bar} \\ \Delta p_t &= 180,688 \text{ PSI}\end{aligned}$$

2.1.2.14.2.4. Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt):

Presión Requerida (pr)

$$\begin{aligned}
 p_r &= p + \Delta p_t \\
 &= 498,562 + 180,688 \\
 &= 679,25 \text{ PSI}
 \end{aligned}$$

Presión Total del Sistema (Pt)

$$\begin{aligned}
 P_t &= p_r + 0,5p_r \\
 P_t &= 1018,875 \text{ PSI}
 \end{aligned}$$

2.1.2.14.3. Brazos Inferiores

2.1.2.14.3.1 Cálculo del Cilindro: Este movimiento es accionado por dos cilindros independientes 4C4 y 4C5 figura 2.1.2.28. que funcionarán con toda la presión del sistema, la fuerza que deberá realizar cada uno de ellos son 1802,912 lb. mas el 50% de la fuerza debido al peso del nivelador con sus respectivos elementos incluido un factor de seguridad en un tiempo de salida de 5 s a una distancia de 250 mm.

$$\begin{aligned}
 F_t &= F + 0,5F \\
 &= 2704,368 \text{ lb} \\
 F_t &= 1226,681 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Pueden actuar los dos a la vez o en forma independiente de acuerdo a la regularidad cilíndrica de la troza y a sus necesidades, para obtener una nivelación correcta para un corte seguro libre de lesiones a la espada de corte.

Nota: La velocidad del cilindro 4C4 y 4C5 es 5 cm/s donde:

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{L}{t} \\
 &= \frac{25}{5} \\
 &= 5 \text{ cm/s}
 \end{aligned}$$

Dimensiones del cilindro mediante la figura 2.1.2.30.

Diámetro del pistón aproximadamente = 56 mm.

Dimensiones estándares según la Tabla 2.1.2.1.

SUPERFICIES, FUEZAS, CAUDAL				
Pistón	Vástago	Superficie	Fuerza	Caudal
AL	MM	A1	bar.	Q _{v1}

Ømm	Ømm	cm ²		L/min
63	45	31,170	250	18,7

Cálculo de la presión necesaria

$$\begin{aligned}
 {}^5 p &= \frac{Ft}{S1} \\
 &= \frac{2704,368}{4,831} \\
 &= 559,794 \text{ PSI}
 \end{aligned}$$

2.1.2.14.3.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías:

$${}^6 S = \frac{Q}{6 \cdot v}$$

Tubería de presión **v = 4 m/s**

Tubería de retorno **v = 2 m/s**

Tubería de presión

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{18,7}{(6) \cdot (4)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 0,779 \text{ cm}^2 \\
 &= 0,779 \text{ cm}^2 & d &= 0,995 \text{ cm} \\
 & & d &= 9,959 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Tubería de retorno

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{18,7}{(6) \cdot (2)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 1,558 \text{ cm}^2 \\
 &= 1,558 \text{ cm}^2 & d &= 1,408 \text{ cm} \\
 & & d &= 14,08 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

2.1.2.14.3.3. Cálculo de pérdidas:

Cálculo de pérdidas primarias

Cálculo de las pérdidas de carga en las tubería de diámetro 9,959 y 14,08 mm y 10 m de longitud respectivamente, tanto para presión como retorno que debe transportar fluido líquido.

Valores obtenidos sobre en el ábaco pérdidas en tuberías.

Pérdidas de carga en 8 m tubería presión = (10) . (0,75) = 7,5 bar.

Pérdidas de carga en 8 m tubería retorno = (10) . (0,25) = 2,5 bar.

Cálculo de las Pérdidas Secundarias

Perdidas en las válvulas (4RC7, 4RC8, RC9 y 4RC10).

$$\begin{aligned}\Delta p &= \# \text{ Válvulas} \cdot \text{Perdida} \\ &= (4) \cdot (1,75) \\ &= 7 \text{ bar}\end{aligned}$$

Perdida en Distribuidor

$$\begin{aligned}\Delta p &= (0,04) \cdot (p) \cdot (\#D) \\ &= (0,04) \cdot (559,794) \cdot (2) \\ &= 44.783 \text{ PSI} \\ \Delta p &= 3,087 \text{ bar}\end{aligned}$$

Perdidas de carga en codos, tes y secciones variable en este caso existe una sola te.

$$\begin{aligned}{}^7\Delta p &= \frac{k \cdot \delta \cdot v^2}{200} \\ \Delta p &= \left(\frac{(1,2) \cdot (0,882) \cdot (4)^2}{200} \right) = 0,084 \text{ bar}\end{aligned}$$

Perdidas totales

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_t &= 7,5 + 2,5 + 7 + 3,087 + 0,084 \\ &= 20,171 \text{ bar} \\ \Delta p_t &= 292,555 \text{ PSI}\end{aligned}$$

2.1.2.14.2.4. Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt):

Presión Requerida (pr)

$$\begin{aligned}pr &= p + \Delta p_t \\ &= 559,794 + 292,555 \\ &= 852,349 \text{ PSI}\end{aligned}$$

Presión Total del Sistema (Pt)

$$\begin{aligned}Pt &= pr + 0,5pr \\ Pt &= 1278,523 \text{ PSI}\end{aligned}$$

2.1.2.14.4. Tope Trozas de 4 Pies

2.1.2.14.4.1 Cálculo del Cilindro: **Este movimiento es accionado por un solo cilindro figura 2.1.2.29. la fuerza máxima que deberá realizar es de 800 lb. aproximadamente.**

La velocidad de salida del tope estará determinada por la carrera o longitud de 200 mm y el tiempo que tarde en salir de 4 s.

$$\begin{aligned}
 Ft &= F + 0,5F \\
 &= 1200 \text{ lb} \\
 Ft &= 544.310 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Nota: La velocidad del cilindro 5C6 es 5 cm/s donde:

$$\begin{aligned}
 {}^1v &= \frac{L}{t} \\
 &= \frac{20}{4} = 5 \text{ cm/s}
 \end{aligned}$$

Dimensiones del cilindro mediante la figura 2.1.2.30.

Diámetro del pistón aproximadamente = 35 mm.

Dimensiones estándares según la tabla 2.1.2.1.

SUPERFICIES, FUEZAS, CAUDAL				
Pistón	Vástago	Superficie	Fuerza	Caudal
AL Ømm	MM Ømm	A1 cm ²	bar.	Q _{v1} L/min
50	36	19,63	250	11,8

Cálculo de la presión necesaria

$$\begin{aligned}
 {}^5p &= \frac{Ft}{S1} \\
 &= \frac{1200}{3,042} \\
 &= 394,477 \text{ PSI}
 \end{aligned}$$

2.1.2.14.3.2. Cálculo del Diámetro de las Tuberías:

$${}^6S = \frac{Q}{6 \cdot v}$$

Tubería de presión **v = 4 m/s**

Tubería de retorno **v = 2 m/s**

Tubería de presión

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{11,8}{(6) \cdot (4)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 0,779 \text{ cm}^2 \\
 &= 0,491 \text{ cm}^2 & d &= 0,791 \text{ cm} \\
 & & d &= 7,91 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Tubería de retorno

$$S = \frac{11,8}{(6) \cdot (2)} = 0,983 \text{ cm}^2$$

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1,558 \text{ cm}^2$$

$$d = 1,118 \text{ cm}$$

$$d = 11,18 \text{ mm}$$

2.1.2.14.3.3. Cálculo de pérdidas:

Cálculo de pérdidas primarias

Cálculo de las pérdidas de carga en las tuberías de diámetro 7,91 y 11,18 mm y su longitud es de 8 m de longitud respectivamente, tanto para presión como retorno que debe transportar fluido líquido.

Valores obtenidos sobre el ábaco perdido en tuberías.

Pérdidas de carga en 8 m tubería presión = (8) . (0,75) = 6 bar.

Pérdidas de carga en 8 m tubería retorno = (8) . (0,25) = 2 bar.

Cálculo de las Pérdidas Secundarias

Pérdidas en las válvulas (5RC11, 5RC12, 5RC17, 5RC18, 5RC19, 5RC20, 5RC25, 5RC26).

$$\Delta p = \# \text{ Válvulas} \cdot \text{Perdida}$$

$$= (8) \cdot (1,75)$$

$$= 14 \text{ bar}$$

Pérdidas en Distribuidores

$$\Delta p = (0,04) \cdot (p) \cdot (\#D)$$

$$= (0,04) \cdot (394,477) \cdot (4)$$

$$= 63,116 \text{ PSI}$$

$$\Delta p = 4,351 \text{ bar}$$

Pérdidas de carga en codos, tes y secciones variable en este caso existe tres tes.

$${}^7\Delta p = \frac{k \cdot \delta \cdot v^2}{200}$$

$$\Delta p = \left(\frac{(1,2) \cdot (0,882) \cdot (4)^2}{200} \right) 3 = 0,252 \text{ bar}$$

Pérdidas totales

$$\sum \Delta p_t = 6 + 2 + 14 + 4,351 + 0,252$$

$$= 26,603 \text{ bar}$$

$$\Delta p_t = 385,843 \text{ PSI}$$

2.1.2.14.2.4. Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt):

Presión Requerida (pr)

$$\begin{aligned} pr &= p + \Delta p_t \\ &= 394,477 + 385,843 \\ &= 780,32 \text{ PSI} \end{aligned}$$

Presión Total del Sistema (Pt)

$$\begin{aligned} Pt &= pr + 0,5pr \\ Pt &= 1170,48 \text{ PSI} \end{aligned}$$

2.1.2.15. Selección

Se deberá tener en cuenta el ítem 2.1.2.10. Parámetros de Selección que nos permitirá poder seleccionar de acuerdo a sus características técnicas de cada elemento.

Diámetro de las Tuberías Anexo B – 1

Se elige un tubo flexible de un trenzado metálico para mediana y alta presión a emplear para cualquier tipo de instalación, SAE 100R1. Los diámetros interiores normalizados y demás características podemos observar en el anexo mencionado y la distribución de todos los elementos plano hidráulico Anexo B

MANGUERAS HIDRÁULICAS SAE 100R1					
Descripción	Nº Producto	Diámetro Int.	P. Trabajo	P. Ruptura	Tubería
		I.D.	PSI	PSI	
		in			
BRAZOS SUPERIORES					
5G1	4657-0031	5/16 "	3125	12500	PRESIÓN
8G1	4657-0623	1/2 "	2325	9300	RETORNO
SIERRA DE CORTE TRANSVERSAL					
6G1	4657-0622	3/8 "	2600	10400	PRESIÓN
10G1	4657-0633	5/8 "	1900	7600	RETORNO
BRAZOS INFERIORES					
6G1	4657-0622	3/8 "	2600	10400	PRESIÓN
10G1	4657-0633	5/8 "	1900	7600	RETORNO
TOPE TROZA 4 PIES					
5G1	4657-0031	5/16 "	3125	12500	PRESIÓN
8G1	4657-0623	1/2 "	2325	9300	RETORNO

Cilindros Hidráulicos Anexo B – 2

De acuerdo a las especificaciones del fabricante hemos seleccionado los siguientes cilindros con sus respectivas características técnicas.

Cilindro de doble efecto con amortiguación fija en los dos sentidos.

Nº DE MODELO	EMBOLO	VASTAGO	CARRERA	CARGA	PRESIÓN	MARCA
	Ø in	Ø mm	in	lb.	PSI	
BRAZOS SUPERIORES C1 Y C2						
B200140ABAAA07B	2	28-36	14	9425	3000	Prince
SIERRA DE CORTE TRANSVERSAL						
A250080ABAAA07B	2 1/2	36-45	8	14730	3000	Prince
BRAZOS INFERIORES C4 Y C5						
A250080ABAAA07B	2 1/2	36-45	10	14730	3000	Prince
TOPE TROZA 4 PIES C6						
A200080ABAAA07B	2	28-36	8	9425	3000	Prince

Entradas de 1/2 pulgada.

Fijación de los cilindros con brida posterior con rótula excepto para el tope que será su fijación mediante una brida posterior.

La fijación del extremo del vástago en la aplicación será articulada.

Válvulas Reductoras de Caudal Unidireccional Anexo B – 3

- Brazos Superiores 2RC1, 2RC2, 2RC3, 2RC4
- Sierra 3RC5, 3RC6
- Brazos Inferiores 4RC7, 4RC8, 4RC9, 4RC10
- Tope Trozas de 4 Pies 5RC11, 5RC12

VÁLVULA ANTIRRETORNO ESTRANGULADORA					
Marca	Tipo	Tamaño Nominal	Serie	Presión bar	Caudal L/min
Rexroth	Z2FS4	TN 4	1 X	315	20

Las válvulas tipo Z2FS 4 son válvulas antirretorno estranguladoras dobles, en construcción de placa intermedia. Se utilizan para la limitación del caudal principal o de mando de una o dos conexiones de usuario.

Dos válvulas antirretorno estranguladoras, dispuestas en forma simétrica entre sí, limitan el flujo en un sentido y permiten un flujo libre en sentido contrario.

Este tipo de válvula se empleará en los diferentes circuitos hidráulicos mencionados (ver Diagrama General Hidráulico) ya que cumple con los parámetros establecidos para el diseño.

Válvulas Distribuidoras Anexo B – 4

- **Brazos Superiores** **2D2, 2D3**
- **Sierra** **3D4**
- **Brazos Inferiores** **4D5, 4D6**
- **Tope Trozas de 4 Pies** **5D7**

VÁLVULA DIRECCIONAL 4/3					
Marca	Tipo	Tamaño Nominal	Serie	Presión bar	Caudal L/min
Rexroth	WE4	TN 4	1 X	250	25

Las válvulas del tipo WE son válvulas direccionales de corredera accionadas por solenoide. Comandan el arranque, parada y sentido de circulación de un fluido.

Válvulas de Mando Manual Anexo B – 5

- **Brazos Superiores** **2G2**
- **Sierra** **3G3**
- **Tope Trozas de 4 Pies** **5G4**

VÁLVULA DE BLOQUEO PARA MANÓMETRO					
Marca	Tipo	Tamaño Nominal	Serie	Presión bar	Caudal L/min
Rexroth	AF 6	TN 6	3 X	300	-

Válvula de Bloqueo para Manómetro tipo AF 6, serie 3X

El manómetro-válvula de bloqueo AF 6 es una válvula de 3 vías de accionamiento manual.

Se emplea para la verificación de la presión de servicio existente.

Manómetros Anexo B – 6

- **Brazos Superiores** **2M2**
- **Sierra** **3M3**
- **Tope Trozas de 4 Pies** **5M4**

MANÓMETROS DE GLICERINA DE DIÁMETRO 63 MM

REFERENCIA	Salida	Diámetro	Rosca	Escala	CÓDIGO
263-P-1/4-0-250	Posterior	1/4 "	248	0-250	MN224

Los manómetros de glicerina están especialmente indicados para instalaciones donde existan vibraciones y variaciones bruscas y continuas en la presión.

Los manómetros de glicerina se fabrican en los tamaños estándar de esfera de 100mm y 63mm y hasta 1000kg/cm² de presión.

Válvulas Reductoras de Presión Anexo B – 7

- Brazos Superiores **2RP2**
- Sierra **3RP3**
- Tope Trozas de 4 Pies **5RP4**

VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN DE MANDO DIRECTO					
Marca	Tipo	Tamaño Nominal	Serie	Presión bar	Caudal L/min
Rexroth	ZDR4D	TN 4	1X	210	20

Las válvulas tipo ZDR 4 D... son válvulas reductoras de presión de mando directo, construcción de placa intermedia y versión de 3 vías, es decir, con protección de presión del circuito secundario.

Se utiliza para reducir la presión del sistema.

2.1.2.16. Selección de los Elementos Línea de Presión

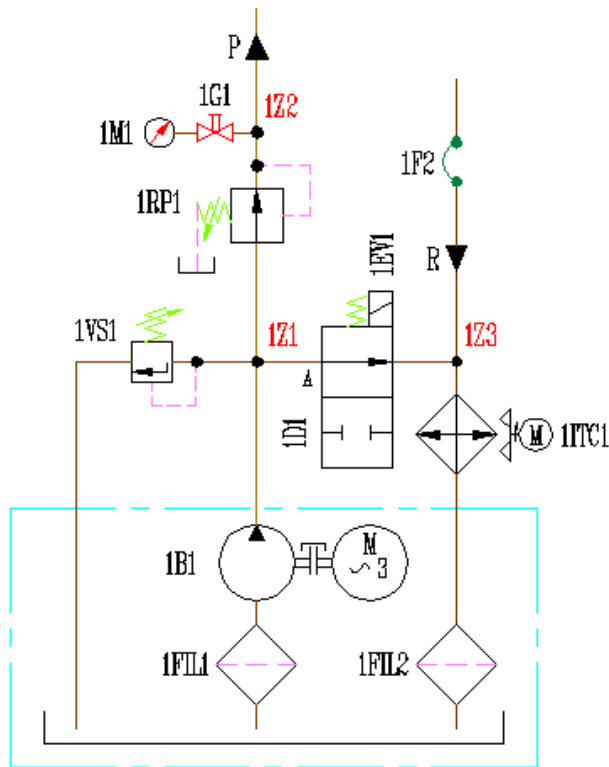


Figura 2.1.2.35. Línea de Presión
Anexo B

Bomba Hidráulica 1B1 Anexo B – 8

Establecido los diagramas: hidráulico, fase-estado y la simultaneidad se procede a realizar la sumatoria del caudal total que se requiere para los actuadores obtenidos mediante cálculos durante el desarrollo de cada sistema.

Se deberá tener en cuenta todas las posibilidades en que los actuadores se encuentren en funcionamiento caso crítico ítem 2.1.2.11 Trozas de 8 Pies.

CILINDROS 3C3-4C4-4C5-2C1-2C2 CASO CRÍTICO RETORNO DEL VASTAGO (POSIBLEMENTE 6C7-6C8)

$$\begin{aligned}
 \sum Q_{\text{Actuadores}} &= Q_{\text{Bomba}} \\
 Q_{\text{Bomba}} &= Q_{3C3} + Q_{4C4} + Q_{4C5} + Q_{2C1} + Q_{2C2} + Q_{6C7} + Q_{6C8} \\
 &= 18,7 + 18,7 + 18,7 + 11,8 + 11,8 + 18,7 + 18,7 \\
 &= 117,1 \text{ l/min} \\
 Q_{\text{Bomba}} &= 117,1 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot (0,2641721) \frac{\text{G}}{1} \\
 &= 30,934 \text{ GPM}
 \end{aligned}$$

Selección

TN 82 Las bombas hidráulicas de los tipos PVV son bombas de paletas con cilindrada constante.

Volumen Del Depósito

El caudal de la bomba es de 30 GPM determinados mediante la simultaneidad y el diagrama de Fase-Estado Anexo B

$$\begin{aligned} {}^8 V &= 3 \cdot Q_c & V &- \text{Volumen del depósito} \\ &= (3) \cdot (136,382) & Q_c &- \text{Caudal de la bomba por minuto} \\ &= 409,146 \text{ litros} \\ &= 108,084 \text{ Galones} \end{aligned}$$

El diseño y forma del depósito quedará en función del Departamento de Mantenimiento que puede ser construido o adquirido a empresas relacionadas en el diseño hidráulico previo a un estudio que se realiza para un mejor beneficio.

Potencia del Motor

$$p = 1300 \text{ PSI}$$

$$Q_c = 30 \text{ GPM}$$

$$\begin{aligned} {}^9 P &= \frac{p \cdot Q_c}{450 \cdot \eta} & P &- \text{Potencia del motor CV} \\ &= \frac{(89,631) \cdot (113,562)}{(450) \cdot (0,8)} & p &- \text{Presión en bar} \\ &= 28,274 \text{ CV} & Q_c &- \text{Caudal en l/min} \\ &= 27,894 \text{ HP} & \eta &- \text{Rendimiento motor - bomba 0.8} \end{aligned}$$

⁸⁻⁹ José Roldán Vilorio José, Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada, Pág. 147

Diámetro de las Tuberías Anexo B – 1

Para determinar el diámetro interior de la tubería de presión del circuito y succión de la bomba se deberá tener presente todo el caudal que suministrara durante el funcionamiento.

Las velocidades son las recomendadas:

$$\text{Tubería de presión} \quad v = 4 \text{ m/s}$$

$$\text{Tubería de aspiración} \quad v = 2 \text{ m/s}$$

Seleccionamos de acuerdo a la figura 2.1.2.31 trazando una línea y uniendo los puntos de velocidad y caudal y determinamos los diámetros equivalentes o utilizamos la formula del ítem 2.1.2.14.1.2.

$$^6S = \frac{Q}{6 \cdot v}$$

Tubería de presión **1 Pulg.**

Tubería de aspiración **1 ½ Pulg.**

MANGUERAS HIDRÁULICAS SAE 100R1					
Descripción	Nº Producto	Diámetro I.D.	P. Trabajo	P. Ruptura	Tubería
		in	PSI	PSI	
16G1	4657-0628	1 "	1275	5100	PRESIÓN
24G1	4657-2489	1 1/2 "	725	2900	SUCCIÓN

Filtro de Salida (aspiración) Anexo B – 9

– **1FIL1**

PRINCIPALES DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS						
REFERENCIA TYPE	Caudal Flow	A Rosca	B Altura Tot.	C Diam. Tapa	D Diam. Tuerca	CÓDIGO CODE
STM-130-1 1/2-125-50	130 litros	1 1/2 "	200	86	60	FL 1006F

Los filtros de aspiración sumergidos STM están diseñados para montar en tuberías de aspiración de las bombas protegiéndolas de partículas gruesas e impurezas residuales de las tuberías y depósitos.

Filtro de Retorno Anexo B – 10

– **2FIL2**

TAMAÑOS Y DIMENSIONES						
REFERENCIA TYPE	Caudal Flow	A B.S.P.	B Altura Tot.	C Diam. Tapa	D Diam. Tuerca	CÓDIGO CODE
STM S 175	175	1"	248	129	175	FL 3004U

Los filtros tipo STM semi sumergidos están especialmente diseñados para instalas sobre los depósitos de los grupos hidráulicos de los circuitos y preservar de partículas contaminantes de suciedad e impurezas a los mismos, tienen la ventaja de permitir el cambio de cartucho filtrante de forma fácil y rápida.

Válvula de seguridad Anexo B – 11

– **1VS1**

VÁLVULA DE SEGURIDAD					
Marca	Tipo	Tamaño Nominal	Serie	Presión bar	Caudal L/min
Rexroth	ZDB4	TN 4	1X	315	20

Las válvulas de tipo ZDB y Z2DB son válvulas limitadoras de presión de mando directo en construcción de placa intermedia.

Se utiliza para limitar la presión del sistema.

Válvula Reductora de Presión Anexo B – 7

– **1RP1**

VÁLVULA DE REDUCTORA DE PRESIÓN DIRECTA					
Marca	Tipo	Tamaño Nominal	Serie	Presión bar	Caudal L/min
Rexroth	ZDR10D	TN 10	5X	210	80

La válvula tipo ZDR 10 D... es una válvula reductora de presión de acción directa de 3 vías y construcción como placa intermedia, con protección de la presión del circuito secundario. Se utiliza para reducir la presión de un sistema.

Válvula Direccional Anexo B – 13

– **1D1**

VÁLVULA DE REDUCTORA DE PRESIÓN DIRECTA					
Marca	Tipo	Tamaño Nominal	Serie	Presión bar	Caudal L/min
Rexroth	ZDR10D	TN 10	5X	210	80

Intercambiador de Calor 1ITC1 Anexo B – 14

En los sistemas hidráulicos la energía se transforma y se transporta originándose pérdidas durante este proceso. La energía mecánica e hidráulica se convierte en calor. La función del intercambiador aceite-aire es eliminar este calor.

Características:

Los intercambiadores de calor aceite-aire de los tipos OK-R, se caracterizan por:

- **No afectan el medio ambiente: debido a su construcción, no es posible el contacto agua-fluido hidráulico**
- **Para la puesta en servicio sólo se requiere energía eléctrica**
- **Enfriador de retorno OK-R con protección del elemento refrigerante mediante válvula antirretorno**
- **Construcción compacta**
- **Debido a la construcción modular es posible un equipamiento posterior con bomba y filtro sin modificación del módulo básico**
- **Perforaciones de la brida de motor IM B5 según DIN 42 677**

Construcción

Los intercambiadores aceite-aire se componen de carcasa, motor de accionamiento, ventilador radial y enfriador así como, según el tipo de una bomba especial de bajo ruido con buen comportamiento de aspiración y filtro. Ambas conexiones hidráulicas se orientan hacia afuera. Una limpieza del elemento filtrante o el reemplazo del mismo se realiza desde afuera. Los filtros están equipados en forma estándar con indicador de ensuciamiento.

2.1.3 DISEÑO SISTEMA ELÉCTRICO.

2.1.3.1 Sistemas eléctricos

La extensión del uso de electricidad, teléfono, equipos de transmisión por fax, circuitos cerrados de televisión, intercomunicaciones, alarmas y sistemas de seguridad, ha supuesto un aumento en la cantidad de cableado que se instala en los edificios. Los cables principales se tienden verticalmente en conductos abiertos que se ramifican por cada planta a través de los techos de las mismas o debajo de las baldosas.

Transporte vertical. Los ascensores por cable, de control automático y alta velocidad, son el tipo de transporte vertical más utilizado en edificaciones de altura. Los edificios bajos y las plantas inferiores de los edificios comerciales suelen tener Escaleras mecánicas.

2.1.3.2 Tableros de control industrial.

Los tableros de control industrial son conjuntos de dispositivos e instrumentos cableados en planta, tales como controladores, interruptores, relevadores y dispositivos auxiliares. Los tableros pueden incluir dispositivos de desconexión así como dispositivos de protección de los circuitos que alimentan a los motores. Los tableros de control pueden también incluir gabinetes para alojar tableros de control industrial de tipo abierto o equipos individuales de control industrial.

2.1.3.3 Equipo de conversión de energía

Equipo que suministra energía para controlar un motor o motores funcionando a frecuencias o voltajes diferentes de los valores de alimentación. Esta categoría también incluye módulos de suministro de energía, módulos de entrada y salida, módulos de salida con SCR (Rectificadores Controlados de Silicio) o transistores, módulos de frenado dinámico y paquetes de accesorios de entrada / salida para equipo de conversión de energía. Los equipos de conversión de energía pueden ser abiertos o confinados en un tablero o gabinete. Estos equipos están diseñados para uso en área general.

2.1.3.4 Equipos de Control de Proceso

Aquellos instrumentos para medir, registrar y/o controlar variables de proceso (como temperatura, presión, caudal, etc.) y dispositivos auxiliares, como sensores, transductores y válvulas de control. La investigación de los equipos de control de proceso no incluye la investigación de la función del equipo que es controlado. El equipo de control de proceso puede ser diseñado para ser enviado, ensamblado totalmente, o en forma de módulos. Los equipos modulares están diseñados para ser armados en campo o en la planta con el propósito de formar un sistema completo de acuerdo con las instrucciones de instalación proporcionadas.

Finalmente, se puede definir a un equipo del “tipo abierto” como un equipo que no cuenta con un gabinete completo. Este tipo de equipo debe ser instalado en un tablero de control o en algún gabinete similar.

2.1.3.5 Relevadores, contactores, interruptores y controladores de motores

En esta sección se incluyen los siguientes dispositivos:

Interruptores operados mecánicamente, interruptores de control operados magnéticamente, diversos interruptores operados manualmente, bancos de interruptores (incluyendo partes como luces piloto y llaves selectoras), relevadores de sobrecarga térmicos y magnéticos, y relevadores temporizadores.

Controladores combinados de motores, los cuales proporcionan al circuito del motor las funciones de control, desconexión y protección contra sobrecargas, corto circuito y falla de tierra. Las funciones pueden ser provistas por componentes discretos individuales o estar combinadas en una unidad controladora única.

Interruptores operados por nivel de flotación, presión, peso y vacío. Estos dispositivos han sido diseñados para control directo de motores; para uso en circuitos de control de motores magnéticos y similares, así como también para control de otros tipos de carga. Salvo que esté especialmente indicado, estos dispositivos son para uso con aire, agua y otros fluidos no peligrosos.

Arrancadores de línea (across-the-line) y arrancadores de línea con interruptor para el circuito del motor; arrancadores a voltaje reducido como los de tipo autotransformador, arrancadores delta-estrella con base en reactancias y

elementos resistivos; reguladores de velocidad y arrancadores y reguladores de velocidad combinados.

Arrancadores magnéticos manuales y combinados; interruptores de proximidad; arrancadores semimagnéticos; arrancadores a voltaje reducido de estado sólido e interruptores contra sobrecarga térmica. Estos dispositivos son para el control directo de motores.

Interruptores operados magnéticamente, interruptores operados manualmente, interruptores para medidores, interruptores fotoeléctricos e interruptores de estado sólido.

2.1.3.6 Automatización de Plantas y Maquinaria

La Automatización de plantas se refiere a equipo de gran tamaño, generalmente controlados por un Tablero de Control Industrial.

2.1.3.7 Relés

Un relé es un sistema mediante el cuál se puede controlar una potencia mucho mayor con un consumo en potencia muy reducido.

2.1.3.8 Tipos de relés:

Relés electromecánicos:

- a. Convencionales.
- b. Polarizados.
- c. Reed inversores.

Relés híbridos.

Relés de estado sólido.

Estructura de un relé

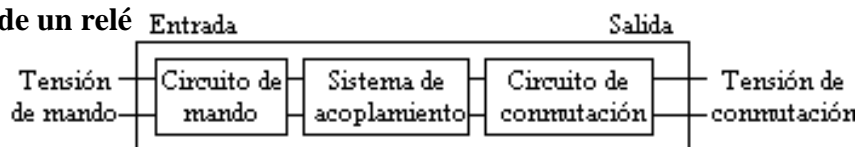


Fig. 4.1 Esquema General de un relé.

En general, podemos distinguir en el esquema general de un relé los siguientes como en la figura bloques:

Circuito de entrada, control o excitación.

Circuito de acoplamiento.

Circuito de salida, carga o maniobra, constituido por:

- **Circuito excitador.**
- **Dispositivo conmutador de frecuencia.**
- **Protecciones.**

Características generales

Las características generales de cualquier relé son:

El aislamiento entre los terminales de entrada y de salida.

Adaptación sencilla a la fuente de control.

Posibilidad de soportar sobrecargas, tanto en el circuito de entrada como en el de salida.

Las dos posiciones de trabajo en los bornes de salida de un relé se caracterizan por:

- **En estado abierto, alta impedancia.**
- **En estado cerrado, baja impedancia.**

Para los relés de estado sólido se pueden añadir:

Gran número de conmutaciones y larga vida útil.

Conexión en el paso de tensión por cero, desconexión en el paso de intensidad por cero.

Ausencia de ruido mecánico de conmutación.

Escasa potencia de mando, compatible con TTL y MOS. Insensibilidad a las sacudidas y a los golpes.

Cerrado a las influencias exteriores por un recubrimiento plástico.

Relés electromecánicos

Están formados por una bobina y unos contactos los cuales pueden conmutar corriente continua o bien corriente alterna. Vamos a ver los diferentes tipos de relés electromecánicos.

2.1.3.9 Relés de tipo armadura

Son los más antiguos y también los más utilizados. El esquema siguiente nos explica prácticamente su constitución y funcionamiento Fig. 2.1.3.2. El electroimán hace vascular la armadura al ser excitada, cerrando los contactos dependiendo de si es N.O ó N.C (normalmente abierto o normalmente cerrado).

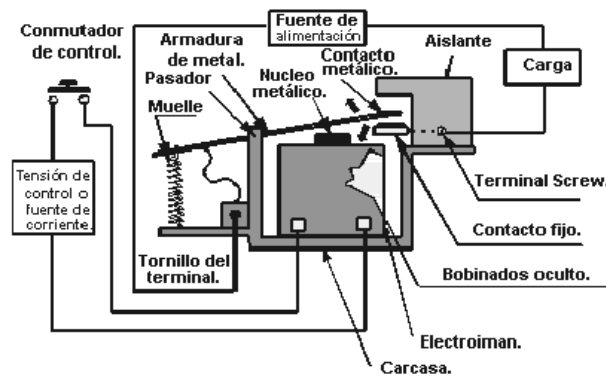


Fig. 4.2 Esquema y funcionamiento de relés tipo armadura.

2.1.3.10 Relés de Núcleo Móvil

Estos tienen un émbolo en lugar de la armadura anterior. Se utiliza un solenoide para cerrar sus contactos, debido a su mayor fuerza atractiva (por ello es útil para manejar altas corrientes) su esquema se presenta en la figura Fig. 2.1.3.3.

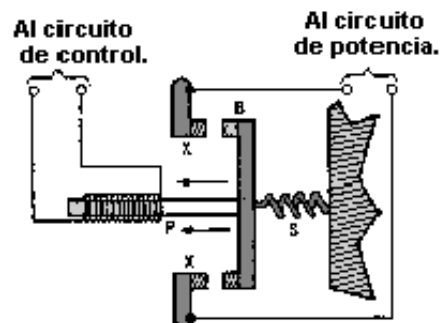


Fig. 4.3 Esquema relés del núcleo móvil.

2.1.3.11 Relé tipo Reed o de Lengüeta

Formados por una ampolla de vidrio, en cuyo interior están situados los contactos (pueden ser múltiples) montados sobre delgadas láminas metálicas. Dichos contactos se cierran por medio de la excitación de una bobina, que está situada alrededor de dicha ampolla.

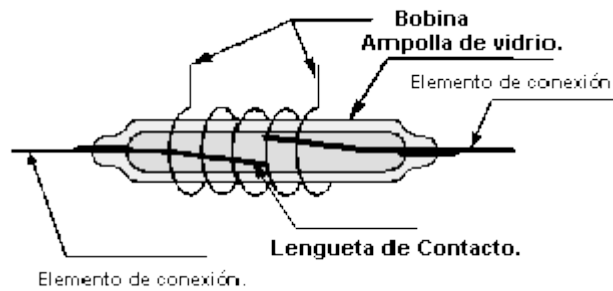


Fig. 4.4 Relé tipo Reed o de Lengüeta.

2.1.3.12 Relés Polarizados

Llevan una pequeña armadura, solidaria a un imán permanente. El extremo inferior puede girar dentro de los polos de un electroimán y el otro lleva una cabeza de contacto.

Si se excita al electroimán, se mueve la armadura y cierra los contactos. Si la polaridad es la opuesta girará en sentido contrario, abriendo los contactos ó cerrando otro circuito(ó varios).



Fig. 2.4.5 Relés Polarizados.

2.1.3.13 Relés de estado sólido

Un relé de estado sólido SSR (Solid State Relay), es un circuito electrónico que contiene en su interior un circuito disparado por nivel, acoplado a un interruptor semiconductor, un transistor o un tiristor. Por SSR se entenderá un producto construido y comprobado en una fábrica, no un dispositivo formado por componentes independientes que se han montado sobre una placa de circuito impreso.

2.1.3.14 Estructura del SSR:

Circuito de Entrada o de Control:

Control por tensión continua: el circuito de entrada suele ser un LED (Fotodiodo), solo o con una resistencia en serie, también podemos encontrarlo con un diodo en antiparalelo para evitar la inversión de la polaridad por accidente. Los niveles de entrada son compatibles con TTL, CMOS, y otros valores normalizados (12V, 24V, etc.).

Control por tensión Alterna: El circuito de entrada suele ser como el anterior incorporando un puente rectificador integrado y una fuente de corriente continua para polarizar el diodo LED.

2.1.3.15 Acoplamiento.

El acoplamiento con el circuito se realiza por medio de un optoacoplador o por medio de un transformador que se encuentra acoplado de forma magnética con el circuito de disparo del Triac.

2.1.3.16 Circuito de Conmutación o de salida.

El circuito de salida contiene los dispositivos semiconductores de potencia con su correspondiente circuito excitador. Este circuito será diferente según queramos conmutar CC, CA.

2.1.3.17 Auto transformador

Los auto transformadores se usan normalmente para conectar dos sistemas de transmisión de tensiones diferentes, frecuentemente con un devanado terciario en triángulo. De manera parecida, los auto transformadores son adecuados como transformadores elevadores de centrales cuando se desea alimentar dos sistemas de transporte diferentes. En este caso el devanado terciario en triángulo es un devanado de plena capacidad conectado al generador y los dos sistemas de transporte se conectan al devanado, auto transformador. El auto transformador no sólo presenta menores pérdidas que el transformador normal, sino que su menor tamaño y peso permiten el transporte de potencias superiores.



Fig. 4.6 Auto transformador.

2.1.3.18 Transformador de corriente tt/cc

Los transformadores de corriente se utilizan para tomar muestras de corriente de la línea y reducirla a un nivel seguro y medible, para las gamas normalizadas de instrumentos, aparatos de medida, u otros dispositivos de medida y control. Ciertos tipos de transformadores de corriente protegen a los instrumentos al ocurrir cortocircuitos.

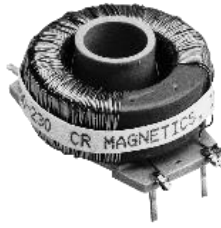


Fig. 4.7 Transformador de corriente tt/cc.

Los valores de los transformadores de corriente son:

Carga nominal: 2.5 a 200 VA, dependiendo su función.

Corriente nominal: 5 y 1A en su lado secundario. se definen como relaciones de corriente primaria a corriente secundaria. Unas relaciones típicas de un transformador de corriente podrían ser: 600/5, 800/5, 1000/5.

Usualmente estos dispositivos vienen con un amperímetro adecuado con la razón de transformación de los transformadores de corriente, por ejemplo: un transformador de 600/5 está disponible con un amperímetro graduado de 0 - 600A.

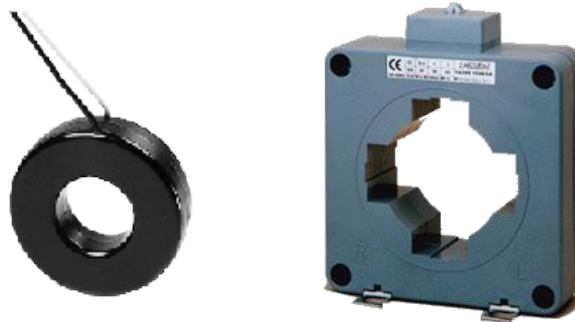


Fig. 4.8 Transformador de corriente tt/cc.

2.1.3.19 Transformador de potencial tt/pp

Es un transformador devanado especialmente, con un primario de alto voltaje y un secundario de baja tensión. Tiene una potencia nominal muy baja y su único objetivo es suministrar una muestra de voltaje del sistema de potencia, para que se mida con instrumentos incorporados.

Además, puesto que el objetivo principal es el muestreo de voltaje deberá ser particularmente preciso como para no distorsionar los valores verdaderos. Se pueden conseguir transformadores de potencial de varios niveles de precisión, dependiendo de que tan precisas deban ser sus lecturas, para cada aplicación especial.



Fig. 4.9 Transformador de corriente tt/pp.

2.1.4.20. Otros transformadores

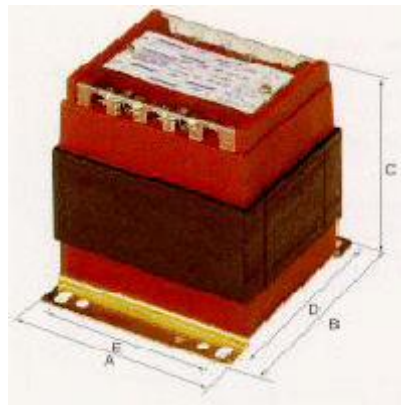


Fig. 4.10 Transformador de corriente tt/pp.

2.1.4.21. Transformadores de corriente constante

Un transformador de corriente constante es un transformador que automáticamente mantiene una corriente aproximadamente constante en su circuito secundario, bajo condiciones variables de impedancia de carga, cuando su

primario se alimenta de una fuente de tensión aproximadamente constante. El tipo más usual, la disposición de «bobina móvil», tiene separadas las bobinas del primario y secundario, que tienen libertad para moverse entre sí, variando por tanto la reactancia de dispersión magnética del transformador.

Existen disponibles tipos para subestación que proporcionan unos modelos compactos integrales, que llevan incluidas los accesorios necesarios para el control y protección del transformador. Los accesorios normales comprenden un interruptor a solenoide primario, una protección. contra apertura del circuito, fusibles o cortacircuitos con fusibles en el primario y descargadores de sobretensiones en el primario y en el secundario.

2.1.3.22. DISEÑO

Para realizar el diseño del sistema en general se requiere de condiciones de funcionamiento, además por condiciones exigidas por el operador de la maquinaria.

Es importante dentro del proceso de adquisición de los equipos definir con claridad ciertas condiciones que influyen directamente en el funcionamiento, así que es básico definir todos los parámetros estándares del trabajo entre las cuales podemos citar voltaje y frecuencia de la red, situación geográfica de la fabrica, grados permisibles de la contaminación y otras de acuerdo al tipo específico del Equipo que se este cotizando.

2.1.3.23. Diseño de control y potencia eléctrico.

Para el diseño de control y potencia eléctrico en general se debe tener en cuenta las condiciones exigidas por el personal que va ha operar el sistema.

Este sistema debe ser de fácil operación y garantizar un ambiente de trabajo seguro y agradable al operador para que este se familiarice rápidamente con el equipo.

2.1.3.24. Condiciones de funcionamiento del sistema eléctrico.

Para el diseño general de la parte eléctrica se debe tomar en cuenta condiciones de funcionamiento del sistema que vamos a citar en este capítulo, estas condiciones son las siguientes:

- a.- Para el funcionamiento de elementos variadores y PLC se requieren de una tensión adicional de 440 V, además de una tensión continua de 24 VDC.**
- b.- La tensión general de alimentación disponible será de 440 V.**
- c.- Debe tenerse dos modos de funcionamiento, automático y manual.**
- d.- Los elementos deben ser robustos para soportar condiciones que se presenten en el medio ambiente; así: humedad trabajo continuo y vibración.**
- e.- Se necesita de un encendido total general.**
- f.- Para apagar el sistema se podrá hacerlo de una forma total o solamente parcial (circuito de mando).**
- g.- Al funcionar en manual cada grupo puede funcionar independientemente uno del otro.**
- h.- El motor será controlado por medio de un contactor y protegido con un Relé térmico y un breaker para brindar una protección contra cortocircuitos y sobre intensidad.**
- i.- Si no existe presencia de material a cortarse debe tener una protección para el ciclo no continúe, así se garantizara un perfecto funcionamiento del sistema, así como también la protección del personal que esta trabajando.**

Con el fin de satisfacer las condiciones requeridas por el sistema se procede al cálculo de las corrientes que rigen el sistema.

2.1.3.25 Cálculo.

El cálculo potencia del motor, se demostró en el índice 2.1.1.4. El cual arrojó los siguientes resultados que se detallan en el catalogo MOTOVARIO Tipo H083 Pág.65 Anexo C – 1.

Datos:

Potencia = 5HP.

Voltaje = 440 V.

Protección IP = 55.

Temperatura de funcionamiento = -10° a 40°C.

Donde:

In = Corriente nominal.

Ipc = Corriente a plena carga.

Irb = Corriente de rotor bobinado.

Iarr = Corriente de arranque.

P = Potencia.

V = Voltaje.

COS Ø = Factor de potencia.

$$^{24} In = \frac{P}{1,73 * V * COS \theta}$$

$$^{25} Iarr = 4 * In$$

$$^{26} Irb = 2 * In$$

$$^{27} Isb = 1,25 * In$$

$$P = 1,732 * V * I * COS \theta$$

$$In = \frac{P}{1,73 * V * COS \theta}$$

$$In = \frac{5Hp * 746W}{1,73 * 440 * 0.75}$$

$$In = \frac{3730}{570.9} = 6.53354A$$

Con la In seleccionamos el calibre del conductor # 8 según la tabla AWG del de la capacidad máxima de conductores aislados para uso subterráneo. Al no conocer la corriente de carga de un sistema a instalarse el valor que se elige para el cálculo es la In que es la corriente a la cual la máquina va a funcionar.

$$Iarr = 4 * 6.53354$$

Protección de Instalaciones eléctricas industriales y Comerciales Enríquez Jarper pag,124.

$$Iarr = 39.20124 A$$

$$Irb = 2 * 6.53354$$

$$Irb = 13.06708 A$$

$$Isb = 1,25 * 6.53354$$

Isb= 8.166925 A

Condiciones de trabajo

Temperatura ambiente Esmeraldas = 23°C

Temperatura del lugar de trabajo = 40°C.

Total= 23°C + 40°C = 63°C.

De acuerdo a esta condición de temperatura en el trabajo el conductor mas adecuado que resiste es el tipo H resistente al calor hasta 75°C.

De acuerdo al ambiente de trabajo

La instalación eléctrica se realizara en forma subterránea por las mangueras de tubería para proteger y así evitar el deterioro de los conductores por lo cual de acuerdo a la tabla dada en el apéndice C se selecciono un UF que es para uso subterráneo.

Tipo de aislante del conductor

Por sus buenas condiciones químicas internas y de manera especial para uso subterráneo donde se requiere que sea resistente a la humedad y al calor, retardante de la llama selecciono el Tipo T.

Selección

Con los datos obtenidos el conductor seleccionado es el #8AWG THUF.

Conexión del motor transporte.

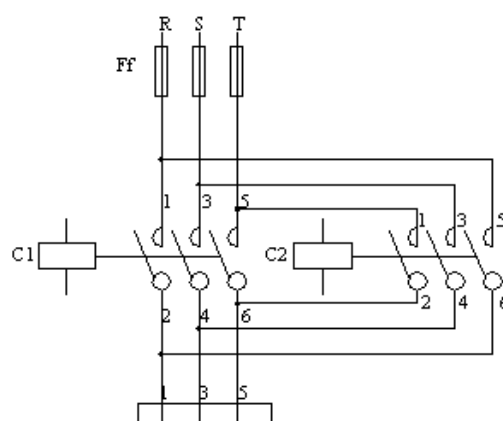


Fig. 4.11 Diagrama de conexión del motor

Para cumplir con los requerimientos del sistema a implementarse se procese a la selección respectiva de cada elemento los cuales se detallan en el Anexo D (Planos Eléctricos).

- Tira Fusibles

La longitud y sección determinan la corriente y tiempo de cooperación.

Parámetro:

I conducción debe ser 110% In

Ico = Corriente de conducción.

$$^{28} I_{co} = \frac{110 \times 6.53354}{100}$$

Ico = 7.186894 A

El valor de la Ico será el nuevo valor corriente nominal que opera en el circuito este se aproxima a su inmediato superior dando un valor de 7A.

Debido a las características del motor del transporte, el seccionador fusible Protección de Instalaciones eléctricas industriales y Comerciales Enríquez Jarper pag,125. requerido es un dispositivo que debe cumplir con los siguientes valores:

Tripolar

- **V : 440 V.**
- **n. : 7 A.**

➤ **f : 60 Hz.**

De la tabla siguiente se selecciona al dispositivo adecuado.

TABLA 3.1 SECCIONADOR FUSIBLE TRIPOLAR UTILIZADO EN MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V.

Voltaje	Amperaje	Ejecución	Base	Tipo
V	A			
440	10	rápido	bakelita	3NA3 807
440	15	rápido	bakelita	3NA3810
440	20	rápido	bakelita	3NA3 312
440	25	rápido	bakelita	3NA3817
440	30	rápido	bakelita	3NA3 820

El seccionador fusible recomendado es el 3NA3 807, en el ANEXO C-2. se presenta en detalle sus características.

➤ **Relé térmico:**

Actúa ante la presencia de sobrecargas cuando el elemento bimetálico alcanza la temperatura de reacción, abriendo el contacto cerrado del rele y haciendo que éste desconecte el circuito de control para desactivar la bobina del contactor que comanda al motor eléctrico.

El relé adecuado para el motor es seleccionado en la tabla 3.2, en la que el proveedor del equipo eléctrico presenta las diferentes alternativas.

TABLA 3.2 RELÉS BIMETÁLICOS UTILIZADOS EN PROTECCIÓN DE MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V.

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Relé bimetálico	Margen de ajuste
HP	KW	A.	Tipo	
1/2	0,37	1,10	T3CDM 1,3	0,9 - 1,3
3/4	0,55	1,5	T3CDM 1,7	1,2 - 1,7

1	0,75	1,9	T3CDM 2,4	1,6 - 2,4
1.5	1,1	2,80	T3CDM 3,3	2,3 - 3.3
3	2.2	14,60	T3CDM 6,2	4,2 - 6,2
4	3	23,20	T3CDM 8,5	6,0 - 8,5
5	3.7	28,80	T3CDM 10,5	7,5 - 10,5
7.5	5.5	31,80	T3CDM 15	10,0 - 15,0
10	7.5	47,00	T3CDM 19	13,0 - 19,0
15	20	64,00	T3CDM 25	18,0 - 25

El elemento seleccionado es el T3CDM10,5, en el ANEXO C-3 se presentan detalladamente todas sus características.

Por otra parte, en las maniobras que debe ejecutar el transporte de la sierra intervienen dos contactores (ver figura 2.1.3.12), uno de los cuales permiten la inversión del sentido de giro (cambiando dos de las tres fases).y el par restante conmuta las bobinas para el cambio de la velocidad.

➤ Contactores:

Son dispositivos interruptores operados a distancia por un circuito de control. Para el caso del motor del diagrama de la figura 2.1.3.12 se requieren contactores con las siguientes características:

Contactador tripolar.

Clase de I que operan los contactos principales: AC

V_n : 440 V.

P: 3,7 Kw.

f : 60 Hz.

V_{Bobinado}: 120 vac.

La tabla siguiente permite identificar el modelo de contactor aconsejado por el distribuidor.

TABLA 3.3 CONTACTORES UTILIZADOS PARA MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Potencia nominal		l nom. aprox.	Contactador
HP	KW	A.	Tipo

1,5	1,1	4	3RT10 15-1AV0
2	1,5	3	3RT10 15-1AV0
3	2,2	5	3RT10 15-1AV0
4	3	5,8	3RT10 15-1AV0
5,0	3,70	7	3RT10 15-1AV0
7,5	5,60	12	3RT10 17-1AV0
10,0	7,50	16	3RT10 25-1AV0
12,0	9,95	16	3RT10 25-1AV0
20	15	27	3RT10 34-1AV0
25,0	18,70	32	3RT10 34-1AV0

Con el dato obtenido de la tabla anterior 3RT10 15-1AV0, en el ANEXO C-4 se presentan otras características del contactor seleccionado.

En resumen:

Se requiere para implementar el sistema los siguientes dispositivos:

N	Tipo	Designación
-	Cable	#8AWG THUF
1	Tira fusibles	3NA3 807
1	Relés térmicos	T3CDM10,5,
2	Contactores	3RT10 15-1AV0
1	Motor	5Hp

Cálculo eléctrico del motor de la espada.

El cálculo potencia del motor, se lo demostró en el índice 2.1.1.15 El cual arroja los siguientes resultados que se detallan.

Datos:

Potencia = 5HP

Voltaje = 440 V.

Protección IP = 55

Temperatura de funcionamiento = -10° a 40°C

Dado que las condiciones de trabajo de este motor son las mismas que en el índice 2.1.3.19 se empleará el cable #8AWG THUF ya que los dos motores forman parte de la sierra.

Conexión del motor espada.

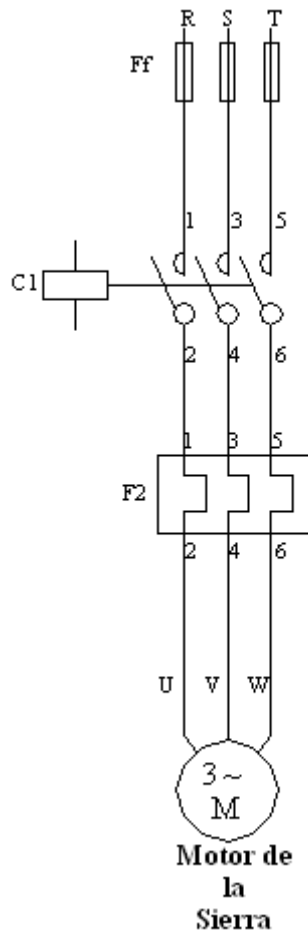


Fig. 4.12 Diagrama de conexión motor de la espada

Para cumplir con los requerimientos del sistema a implementarse se procese a la selección respectiva de cada elemento que conforma el circuito.

➤ Tira Fusibles

La longitud y sección determinan la corriente y tiempo de cooperación.

Parámetro:

I conducción debe ser 110% In

Ico = Corriente de conducción.

$$I_{co} = \frac{110 \times 6.53354}{100}$$

Ico = 7.186894 A.

²⁸

El valor de la Ico será el nuevo valor de corriente nominal que opera el circuito este se aproxima a su inmediato superior dando un valor de 7A.

Debido a las características del motor del transporte, el seccionador fusible requerido es un dispositivo que debe cumplir con los siguientes valores:

- Tripolar
- V : 440 V.
- In. : 7 A.
- f : 60Hz.

De la tabla 3.1 se selecciona al dispositivo adecuado.

TABLA 3.1 SECCIONADOR FUSIBLE TRIPOLAR UTILIZADO EN MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Voltaje	Amperaje	Ejecución	Base	Tipo
V	A			
440	10	rápido	bakelita	3NA3 807

El seccionador fusible recomendado es el 3NA3 807, en el Anexo C-1.se presenta en detalle sus características.

Relé térmico:

El relé adecuado para el motor es seleccionado en la tabla 3.2, en el índice 2.1.3.19.

El cual arrojo los siguientes resultados.

TABLA 3.2 RELÉS BIMETÁLICOS UTILIZADOS EN PROTECCIÓN DE MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Relé bimetálico	Margen de ajuste
HP	KW	A.	Tipo	
5	3.7	28,80	T3CDM 10,5	7,5 - 10,5

El elemento seleccionado es el T3CDM 10,5, en el ANEXO C-3 se presentan detalladamente todas sus características.

Por otra parte, en las maniobras que debe ejecutar el motor de la sierra intervienen un contactor (ver figura 2.1.3.13) el Anexo D (Planos Eléctricos) se detalla su conexión.

➤ Contactor:

Contactador tripolar.

Clase de I que operan los contactos principales: AC

V_n : 440 V.

P: 3,7 Kw.

f : 60 Hz.

V_{Bobinado}: 120 vac.

La tabla siguiente permite identificar el modelo de contactor aconsejado en el índice 2.1.3.19.

TABLA 3.3 CONTACTORES UTILIZADOS PARA MOTORES TRIFÁSICOS DE 220 V

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Contactador
HP	KW	A.	Tipo
5,0	3,70	7	3RT10 15-1AV0

Con el dato obtenido de la tabla anterior 3RT10 15-1AV0, en el Anexo C-4 se presentan otras características del contactor seleccionado.

En resumen:

Se requiere para implementar el sistema los siguientes dispositivos.

N	Tipo	Designación
-	Cable	#8AWG THUF THUF
1	Tira fusibles	3NA3 807
1	Relés térmicos	T3CDM10,5,
1	Contactores	3RT10 15-1AV0
1	Motor	5Hp

Memoria técnica

En el sistema se tomara las siguientes acciones que se detallan a continuación:

a.- Se instalara en el sitio una alimentación 440 Vac. Mas el neutro del cual se alimentara el motor de la sierra así como también el circuito de control y fuerza de todo el sistema.

b.- Como la tensión general de alimentación es de 440 y 220 tanto para el circuito de fuerza como para el circuito de control respectivamente se requiere alimentación de 24 Vcc para alimentar las entradas del PLC independiente a la marca del PLC.

c.- Para seleccionar los modos automático y manual no se requiere de ningún selector ya que este parámetro se seleccionara directamente del panel operador independientemente de la marca de PLC seleccionada.

d.- Los elementos para el manejo del control son pulsadores que soportaran un trabajo pesado.

e.- Mediante un breaker se podrá encender todo el conjunto pero no se podrá encender el sistema si no se selecciona con el jostin el modo manual o automático.

f.- Los pulsantes que se necesitan para todo el control son los siguientes:

Paro total general un pulsador de tipo Hongo normalmente cerrado y normalmente abierto que estará controlado por el PLC.

Se necesita un pulsador NA para que accione al motor hacia adelante en modo manual.

También necesitamos un pulsador NA para accionar el motor en sentido contrario si se requiere.

Para poder identificar en que modo este trabajando se necesita tres luces piloto que señalaran: modo manual, modo automático y si esta activado el paro de emergencia.

2.1.4. Diseño del Sistema Electrónico

2.1.4.1. Introducción

Un autómatas programable industrial (API) o Programmable logic controller (PLC), es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambiente de tipo industrial, procesos secuenciales.

Un PLC figura 2.1.4.1. trabaja en base a la información recibida por los captadores y el programa lógico interno, actuando sobre los accionadores de la instalación.



Fig. 2.1.4.1. PLC

2.1.4.2. Partes de un Autómata Programable

La estructura básica de cualquier autómatas es la siguiente:

- **Fuente de alimentación**
- **CPU**
- **Módulo de entrada**
- **Módulo de salida**
- **Terminal de programación**
- **Periféricos**

Respecto a su disposición externa, los autómatas pueden contener varias de estas secciones en un mismo módulo o cada una de ellas separadas por diferentes módulos. Así se pueden distinguir autómatas Compactos y Modulares.

2.1.4.3. Fuente de Alimentación

Es la encargada de convertir la tensión de la red, 220v c.a., a baja tensión de c.c, normalmente 24 v. Siendo esta la tensión de trabajo en los circuitos electrónicos que forma el Automata.

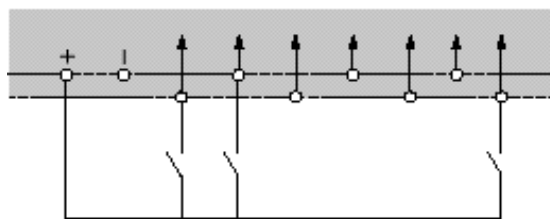
2.1.4.4. CPU

La Unidad Central de Procesos es el auténtico cerebro del sistema. Se encarga de recibir las ordenes, del operario por medio de la consola de programación y el modulo de entradas. Posteriormente las procesa para enviar respuestas al módulo de salidas. En su memoria se encuentra residente el programa destinado a controlar el proceso.

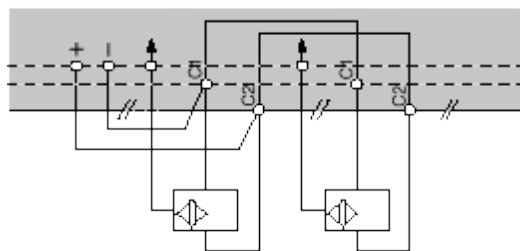
2.1.4.5. Modulo de entradas

A este módulo se unen eléctricamente los captadores (interruptores, finales de carrera, pulsadores,...). La información recibida en él, es enviada a la CPU para ser procesada de acuerdo la programación residente.

Captadores pasivos



Captadores Activos



• Fig. 2.1.4.2. Captadores Activos y Pasivos

Se pueden diferenciar dos tipos de captadores conectables al módulo de entradas: los Pasivos y los Activos figura 2.1.4.2.

Los Captadores Pasivos son aquellos que cambian su estado lógico, activado - no activado, por medio de una acción mecánica. Estos son los Interruptores, pulsadores, finales de carrera, etc.

Los Captadores Activos son dispositivos electrónicos que necesitan ser alimentados por una tensión para que varíen su estado lógico. Este es el caso de los diferentes tipos de detectores (Inductivos, Capacitivos, Fotoeléctricos). Muchos de estos aparatos pueden ser alimentados por la propia fuente de alimentación del autómeta.

El que conoce circuitos de automatismos industriales realizados por contactores, sabrá que puede utilizar, como captadores, contactos eléctricamente abiertos o eléctricamente cerrados dependiendo de su función en el circuito. Como ejemplo podemos ver un simple [arrancador paro/marcha](#) Fig. 2.1.4.3. En él se distingue el contacto usado como pulsador de marcha que es normalmente abierto y el usado como pulsador de parada que es normalmente cerrado.

Sin embargo en circuitos automatizados por autómetas, los captadores son generalmente abiertos.

El mismo arrancador paro/marcha realizado con un autómeta es. En él se ve que ambos pulsadores y en el relé térmico auxiliar son abiertos.

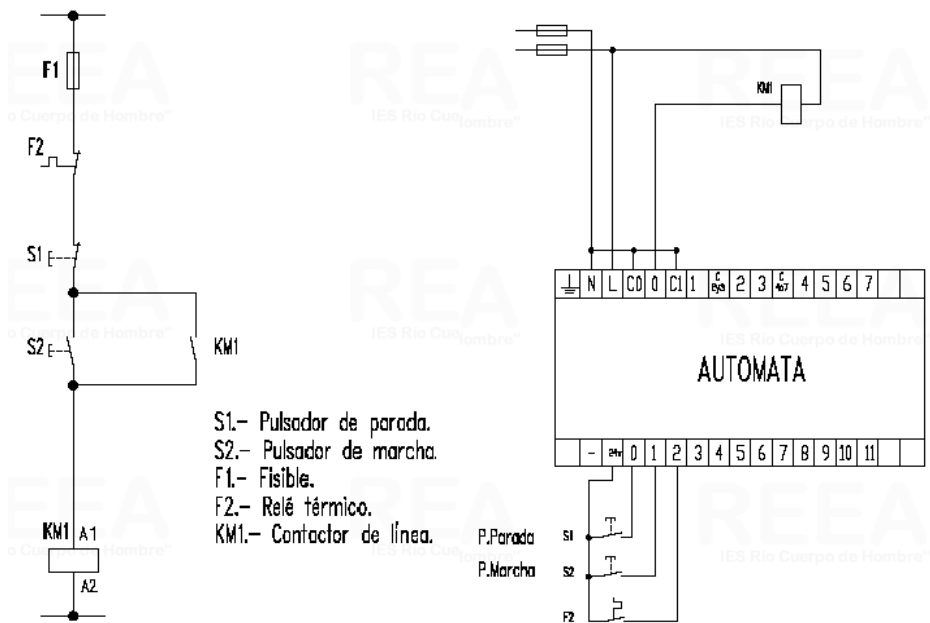


Fig. 2.1.4.3. Arrancador simple encendido y apagado.

2.1.4.6. Módulo de salidas

El módulo de salidas del autómata es el encargado de activar y desactivar los actuadores (bobinas de contactores, lámparas, motores pequeños, etc.).

La información enviada por las entradas a la CPU, una vez procesada, se envía al módulo de salidas para que estas sean activadas y a la vez los actuadores que en ellas están conectados.

Según el tipo de proceso a controlar por el autómata, podemos utilizar diferentes módulos de salidas. Existen tres tipos bien diferenciados:

- A relés.
- A triac.
- A transistores.

2.1.4.7. Módulos de salidas a relés.

Son usados en circuitos de corriente continua y alterna. Están basados en la conmutación mecánica, por la bobina del relé, de un contacto eléctrico normalmente abierto.

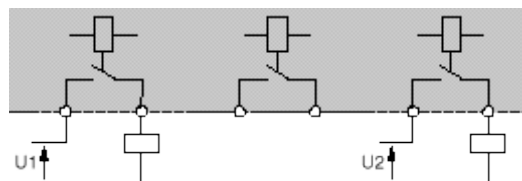


Fig. 2.1.4.4. Módulos de Salida a Relés

2.1.4.8. Módulos de salidas a Triacs

Se utilizan en circuitos de corriente continua y corriente alterna que necesiten maniobras de conmutación muy rápidas.

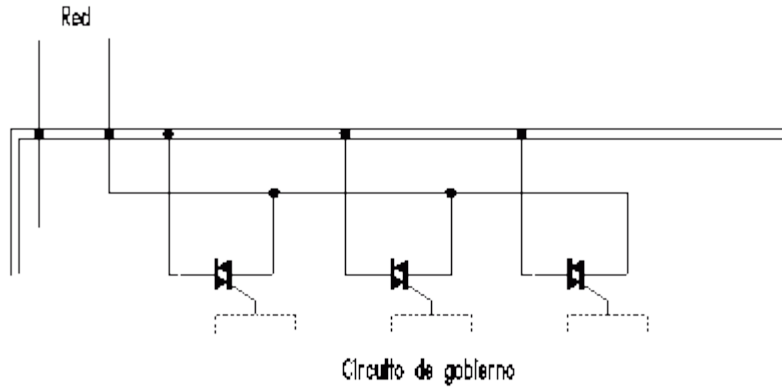


Fig. 2.1.4.5. Módulos de Salida a Triacs

2.1.4.9. Módulos de salidas a Transistores a colector abierto.

El uso del este tipo de módulos es exclusivo de los circuitos de c.c. Igualmente que en los de Triacs, es utilizado en circuitos que necesiten maniobras de conexión/desconexión muy rápidas.

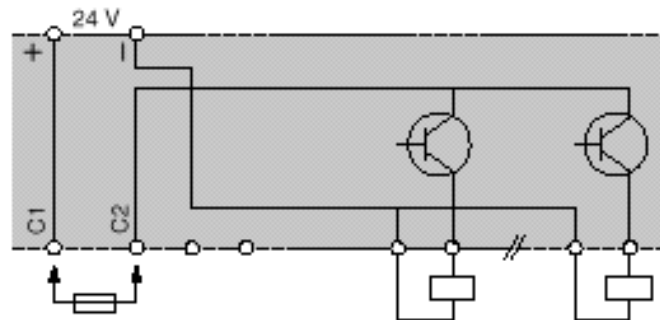
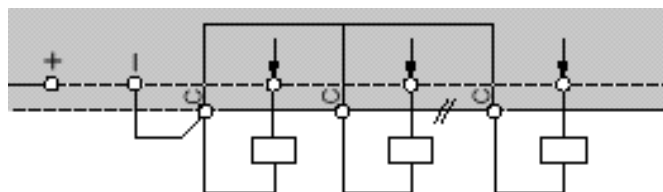


Fig. 2.1.4.6. Módulos de Salida a Transistor a Colector Abierto

La forma de conectar los actuadores a los módulos de salidas, dependerá del tipo de módulo utilizado. Estos son algunos ejemplos:

..



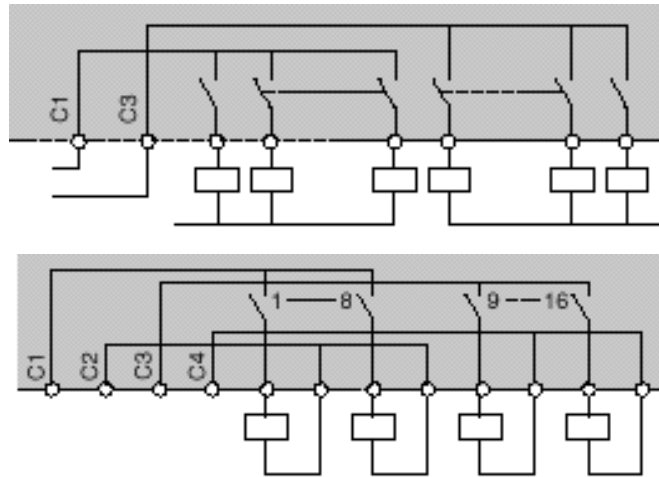


Fig. 2.1.4.7. Módulos de Salida

2.1.4.10. Terminal de programación

El terminal o consola de programación figura 2.1.4.8. es el que permite comunicar al operario con el sistema.

Las funciones básicas de éste son las siguientes:

- **Transferencia y modificación de programas.**
- **Verificación de la programación.**
- **Información del funcionamiento de los procesos.**

Como consolas de programación pueden ser utilizadas las construidas específicamente para el autómata, tipo calculadora o bien un ordenador personal, PC, que soporte un software especialmente diseñado para resolver los problemas de programación y control.



Fig. 2.1.4.8. Terminal de Programación

2.1.4.11. Periféricos

Los periféricos no intervienen directamente en el funcionamiento del autómata, pero sin embargo facilitan la labor del operario.

Los más utilizados son:

- Grabadoras a cassettes.
- Impresoras.
- Cartuchos de memoria EEPROM.
- Visualizadores y paneles de operación OP



Fig. 2.1.4.9. Ejemplos de Conexión a Periféricos

2.1.4.12. Programación

Introducción

El sistema de programación permite, mediante las instrucciones del autómata, confeccionar el programa de usuario. Posteriormente el programa realizado, se trasfiere a la memoria de programa de usuario.

Lenguajes de programación

- Lenguaje a contactos. (LD)

Es el que más similitudes tiene con el utilizado por un electricista al elaborar cuadros de automatismos. Muchos autómatas incluyen módulos especiales de software para poder programar gráficamente de esta forma.

- Lenguaje por Lista de Instrucciones. (IL)
- GRAFCET. (SFC)
- PLANO DE FUNCIONES. (FBD)

Una memoria típica permite almacenar como mínimo hasta mil instrucciones con datos de bit, y es del tipo lectura/escritura, permitiendo la modificación del programa cuantas veces sea necesario.

Tiene una batería tampón para mantener el programa si falla la tensión de alimentación.

La programación del autómata consiste en el establecimiento de una sucesión ordenada de instrucciones, escritas en un lenguaje de programación concreto.

Estas instrucciones están disponibles en el sistema de programación y resuelven el control de un proceso determinado.

2.1.4.13. Selección del Autómata

En el supuesto de que se adopte la solución autómata para implementar el algoritmo de control de determinada aplicación, se plantea ahora la necesidad de seleccionar, de entre la amplia oferta del mercado, el equipo más adecuado.

Como en otros casos, la decisión debe basarse en análisis sistemático de una serie de factores, pero considerando no solo las características actuales de la tarea de control, sino también las necesidades futuras en función de los objetivos de la empresa.

Por ser una empresa que tiene varios procesos y que requiere de un producto de alta calidad la mayoría de estos están controlados mediante productos Allen-Bradley que tienen una alta aplicación en todas las áreas de control industrial, además se ve la necesidad de generalizar el empleo de los PLC's y su programación que es dable.

2.1.4.14. Factores cuantitativos

Se refieren a la capacidad del equipo para soportar todas aquellas especificadas para el sistema de control y se pueden agrupar en las siguientes categorías:

- **Entradas/ Salidas (E/S):** cantidad, tipo, prestaciones, ubicación, etc.
- **Tipo de control:** control de una o varias máquinas, proceso, etc.
- **Memoria:** cantidad, tecnología, expansibilidad, etc.
- **Software:** conjunto de instrucciones, módulos de programa, etc.
- **Periféricos:** equipos de programación, dialogo hombre - maquina, etc.
- **Físicos y ambientales:** características constructivas, banda de temperatura

En la siguiente figura 2.1.4.10. se puede observar los diferentes pasos a seguir para la selección de todos los módulos que se empleará.

Paso	Seleccione	En
1	E/S	<ul style="list-style-type: none"> • Módulos de E/S 1771 • Módulos de E/S 1746 • Módulos 1794 FLEX I/O • Módulos 1797 FLEX Ex I/O • Módulos 1791D CompactBlock I/O • Módulos de E/S de programa Encompass Partner
2	Redes	<ul style="list-style-type: none"> • Protocolo EtherNet/IP • Red ControlNet • Red DeviceNet • Red en serie • Data Highway Plus • E/S remotas universales
3	Controladores	<ul style="list-style-type: none"> • Controladores PLC-5 con características mejoradas • Controladores PLC-5 Ethernet • Controladores PLC-5 ControlNet • Controladores PLC-5 protegidos • Módulos de memoria EEPROM • Baterías de reemplazo
4	Chasis	<ul style="list-style-type: none"> • Chasis con el número de ranuras que necesite • Chasis que cumpla los requisitos de fuente de alimentación eléctrica • Chasis que cumpla el tamaño de panel y las limitaciones de espacio
5	Fuentes de alimentación eléctrica	<ul style="list-style-type: none"> • Una fuente de alimentación eléctrica para cada chasis
6	Software	<ul style="list-style-type: none"> • Software de programación RSLogix 5 • Software RSLinx • Software de configuración de red RSNetWorx • Software de emulación RSLogix Emulate 5 • Software de capacitación y controlador PLC-5 • Productos ViewAnyWare

Fig. 2.1.4.10. Pasos para la Selección

De acuerdo a los factores mencionados enfocaremos los parámetros que tengan más relevancia y que influyan dentro del contorno de la selección del PLC que describiremos a continuación:

2.1.4.15. Descripción del PLC y elementos seleccionados

2.1.4.16. Introducción

Las soluciones que presenta Allen-Bradley para implementar sistemas de control con PLC's son diversas y cuenta con familias de controladores lógicos programables, tales como:

- **Familia MicroLogix 1000**
- **Familia SLC 500**
- **Familia PLC-5**

Estas familias son la parte central de las arquitecturas y sistemas de automatización, fundamentalmente el sistema de automatización 1746 (basado en la familia SLC 500) y el sistema de automatización 1771 (basado en los procesadores de la familia PLC-5).

Cabe indicar que estos sistemas y arquitecturas no son rígidos, ya que permiten integrarse a través de las redes (de información, de control, de dispositivos, serial, etc.) y enlaces (universal remote I/O). Seleccionamos el autómatas de la Familia SLC 500.

2.1.4.17. Familia SLC 500

La Familia SLC 500 son ideales para aplicaciones de control dedicado. Esta línea ofrece un amplio rango de elecciones en memoria, capacidad de E/S, conjunto de instrucciones puertos de comunicación para permitirte diseñar un sistema de control y para requerimientos exigentes

La Familia SLC 500 tiene dos tipos de Controladores Programables (PLC's):

- **PLC's Compactos SLC 500**
- **PLC's Modulares SLC 500**

Los *PLC's Compactos SLC 500* ofrecen **20, 30, o 40 E/S digitales fijas en 24 diferentes versiones para soportar entradas de 24V dc o 120/240V ac y salidas tipo relay, triac o transistor. Adicionando un chasis de expansión, tu puede adicionar 2 módulos de E/S para un máximo de 64 E/S adicionales.**

Seleccionamos los *PLC's Modulares SLC 500* ofrecen **flexibilidad en las E/S digitales en diferentes configuraciones para soportar entradas de 24V dc o 120/240V ac y salidas tipo relay, triac o transistor.**



Fig. 2.1.4.11. PLC Modular SLC 500.

Estos **PLC's Modulares** se diferencian en los procesadores por su capacidad de procesamiento dentro de los cuales tenemos:

- **Procesador SLC 5/01**
- **Procesador SLC 5/02**
- **Procesador SLC 5/03 Anexo D – 1**
- **Procesador SLC 5/04**
- **Procesador SLC 5/05**



Fig. 2.1.4.12. Procesadores SLC 500.

Seleccionamos los *Procesadores SLC 5/03* tienen una memoria de programa de 8 K o 16 K palabras.

Soportan hasta 1024 entradas mas 1024 salidas y tiempo de ejecución de bit de 0.44 us. Estos procesadores cuentan con un puerto DH-485 y un puerto RS-232(DF1 o ASCII) configurable para una red Data Highway 485 (DH-485).



Fig. 2.1.4.13. Procesador SLC 5/03.

Estos procesadores cuentan con las siguientes características:

- Son procesadores simples y económicos con grandes capacidades para direccional aplicaciones tales como manipuleo de materiales, control HVC, operaciones de ensamblaje, control de proceso pequeño y aplicaciones SCADA RTU.
- Conjunto de instrucciones avanzados basados procesadores PLC-5.
- Amplia línea de módulos de E/S digitales y analógicas, incluyendo módulos de E/S inteligentes e incluyendo módulos E/S utilizables desde otros fabricantes.
- Cada procesador SLC 500 y SLC 5/01 tiene un puerto DH-485 para programación y comunicación procesador a procesador iniciado desde el otro nodo.
- Los procesadores SLC 5/02, SLC 5/03, y SLC 5/04 tienen puertos de comunicación (DH+, DH-485, o RS-232) que pueden iniciar la comunicación.
- Adiciona universal Remote I/O con un modulo scanner 1747-SN.

- **Adicionan conectividad con E/S DeviceNet con un modulo scanner 1747-SDN.**
- **Adicionan capacidad de programación BASIC o C con un modulo 1747-BAS.**

2.1.4.18. Chasis

Permite albergar al CPU, fuente de alimentación y módulos de comunicación y de Entrada/Salida diversos, asegurándolos mecánica y eléctricamente, y permitiendo la comunicación los diversos módulos con el CPU a través de su bus. El chasis puede ser local o remoto. El chasis es importante por lo siguiente:

- **El tamaño y montaje uniformes proporcionan la configuración “universal”**
- **Puede dejar ranuras vacías para expansión futura**
- **Brazos de cableado extraíbles**

Los módulos SLC-500 requieren un chasis 1746. Estos chasis también son locales cuando contienen un CPU de la familia SLC (ejemplo: SLC5/03, SLC5/04, etc.).



Fig. 2.1.4.14. Chasis tipo 1746.

El tamaño y montaje uniformes de los chasis 1746 disponibles proporcionan una configuración “universal” para el diseño de sistemas y las configuraciones de montaje en chasis. Seleccione el tamaño de chasis que satisface mejor su aplicación:

Tabla 2.1.4.1. Modelos de chasis 1746.

Chasis	Numero de ranuras
1746 - A4	4
1746 - A7	7
1746 - A10	10
1746 - A13	13

Seleccionamos el chasis 1746 – A7 requerido para nuestro diseño.

Se debe tener especial consideración a la hora de realizar la conexión a tierra desde el chasis hasta el bus de tierra. En la figura se muestra dos métodos de conexión a tierra aceptados, se recomienda el uso de un bus a tierra porque este reduce la resistencia eléctrica en la conexión.

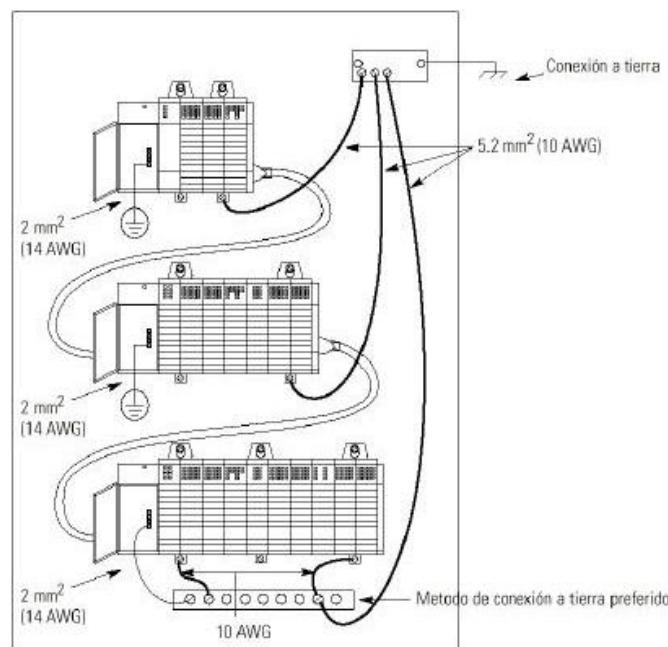


Fig. 2.1.4.15. Conexión a tierra del chasis 1746.

Cada tablero debe tener un bus de tierra central. El bus de tierra es la conexión común para todos los chasis dentro del tablero y el tablero mismo.

El sistema de electrodos de tierra esta en potencia de tierra y es la tierra central para todo el equipo eléctrico y potencia de CA dentro de cualquier local (planta). Se utiliza un conductor de electrodos de tierra para conectar el bus de tierra al sistema de electrodos de tierra. Se recomienda usar un cable de cobre de 8.3 mm² (8 AWG) para el conductor de electrodos de tierra.

Las principales especificaciones del chasis utilizado son los siguientes:

Tabla 2.1.4.2. Especificaciones del chasis 1746 instalado en CB 5.

Número de catalogo	1746-A10
Corriente máxima de backplane	5.1V dc @ 10 A 24V dc @ 2.88 A
Ranuras	10
Tipo de montaje	En Panel
Condiciones de operación: Temperatura de operación Temperatura de almacen. Humedad relativa	0 a 60 Grad. C (32 a 140 Grad. F) -40 a 85 Grad. C (-40 a 185 Grad. F) 5 a 95% (sin condensación)

2.1.4.19. Fuente Sistema 1746: **Los sistemas 1746 requieren fuentes de alimentación rectificadas que asegure su funcionamiento normal y seguro. Cuando se configura un sistema modular, debería tenerse una fuente de alimentación para cada chasis. Estas fuentes de alimentación proveen poder al procesador y a cada tarjeta de E/S. Excesiva carga de la fuente de alimentación puede provocar la reducción de la vida útil de la fuente de alimentación o una caída de la misma.**



Fig. 2.1.4.16. Fuente de alimentación 1746.

La fuente de alimentación va ubicada en el lado izquierdo del chasis de E/S 1746 (vista de frente).

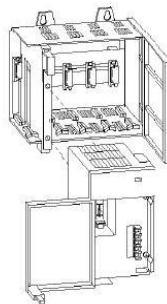


Fig. 2.1.4.17. Instalación de fuente de alimentación en chasis 1746.

En los sistemas de control de estado sólido, el aterramiento ayuda a limitar los efectos de ruido debido a interferencia electromagnética (EMI). Conexiones a tierra deberían ir desde el chasis y fuente de alimentación en cada controlador y unidad de expansión al bus de tierra. En la figura mostrada a continuación apreciamos como van las conexiones de tierra desde el chasis al bus de tierra. Se aprecian dos métodos de aterramiento, ambos son aceptables pero se recomienda utilizar el bus de tierra porque reduce la resistencia eléctrica en la conexión.

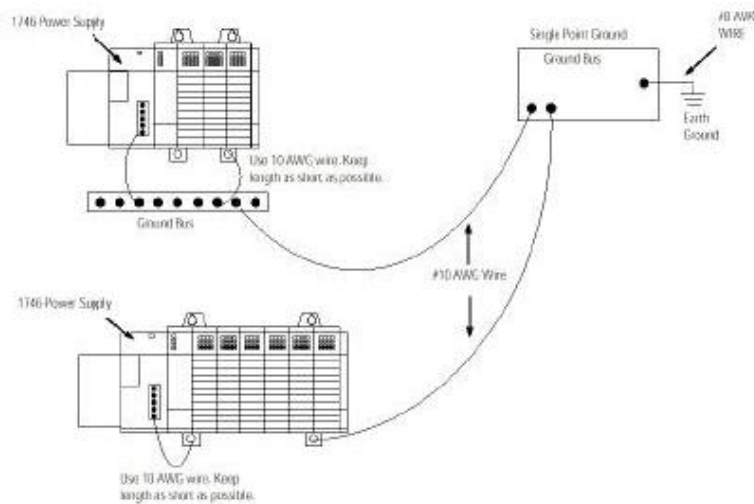


Fig. 2.1.4.18. Aterramiento de 2 chasis 1746.

A continuación se muestra la diversidad de modelos de fuentes de alimentación que pueden ser utilizados:

Tabla 2.1.4.3. Modelos de fuentes de alimentación 1746.

Número de catalogo	Voltaje de línea
1746-P1	85 – 132V ac 170- 265V ac 47 – 63 Hz
1746-P2	85 – 132V ac 170- 265V ac 47 – 63 Hz
1746-P3	19.2 – 28.8V dc
1746-P4	85 – 132V ac 170- 265V ac 47 – 63 Hz
1746-P5	90 – 146V dc
1746-P6	30 – 60V dc
1746-P7	10 – 30V dc

Fuente de alimentación seleccionada 1746-P2, el cual tiene el aspecto mostrado en la siguiente figura:

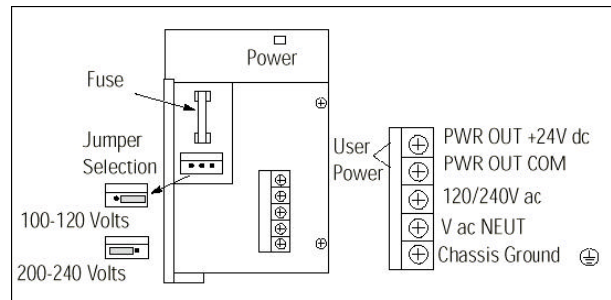


Fig. 2.1.4.19. Fuente de alimentación 1746-P2

Las principales especificaciones de esta fuente son las siguientes:

Tabla 2.1.4.4. Especificaciones de fuente de alimentación.

Número de catalogo	1746-P2
Voltaje de línea	85 – 132V ac 170- 265V ac 47 – 63 Hz
Requerimiento de potencia de línea típico	180 VA
Corriente de ruptura máxima	20 A
Capacidad de corriente interna	5 A @ 5V dc 0.96 @ 24V dc
Fusible	1746-F2 o equivalente
Capacidad de corriente de usuario 24V dc	200 mA
Rango de voltaje de salida de 24V dc	18 – 30V dc
Temperatura de operación	0 a 60 Grad. C (32 a 140 Grad. F)
Aislamiento	1 800V ac RMS para 1s

2.1.4.20. Módulos de Entradas/Salidas de la serie 1746

Una E/S discreta es una entrada o salida. Tiene un circuito individual en el módulo de E/S que corresponde directamente al bit o palabra de la tabla de datos que almacena el valor de la señal en ese circuito de E/S.

Es compatible con controladores programables pequeños SLC 500 e incluye una gran variedad de módulos para sacar tus necesidades de aplicación. Se usa un modulo adaptador Remote I/O SLC 500 (1747-ASB), para interconectar una variedad de módulos E/S 1746 vía enlace Remote I/O para ser acezados por procesadores SLC y PLC (en nuestro caso). Pueden ser de tipo: Digital, analógico e inteligentes.



Fig. 2.1.4.20. Módulos de entradas/salidas 1746.

Los módulos de E/S 1746 presentan las siguientes características generales:

- **Plataforma de hardware compartida hace conveniente la utilización de diversos módulos y permitir la expansión futura.**
- **Combinación de entradas y salidas en el mismo modulo digital y analógico provee capacidad de expansión sin sacrificar espacio o incrementar el costo.**
- **No es necesario desconectar el cableado par reemplazar módulos de 16 o mas E/S; removable terminal block es incorporado con modulo E/S.**
- **Los leds indicadores visualizan el estado de entradas/salidas para facilitar la detección de fallas.**
- **Los módulos E/S 1746 incluyen acoplamiento óptico y circuitos filtros para la reducción de la señal de ruido.**
- **Los módulos son utilizados en diferentes densidades (máximo de 32 E/S por módulo), para mayor flexibilidad y resguardar los costos.**
- **Variedad de rangos de interfaces de señal para sensores/actuadores en ac y dc para una amplia variedad de aplicaciones.**

Módulos Entradas/Salidas Digitales

Una E/S digital es un circuito conmutable que tiene solo dos estados: activado y desactivado (lógica 1 y 0, verdadero y falso, presencia de señal o ausencia de la misma).

Así podemos tener:

- **Entradas Digitales.- Distingue estados ON/OFF, 1/0, abierto/cerrado. Soporta niveles de señal de: 5 VDC, 24 VDC, 110 VAC, 220 VAC.**



Fig. 2.1.4.21. Módulos de entradas digitales tipo 1746.

- **Salidas Digitales.- Tipo ON/OFF, 0/1, abierto/cerrado. Las salidas son de tipo: Triacs, Transistor, Relay (DC, AC).**



Fig. 2.1.4.22. Módulos de salidas digitales tipo 1746.

A continuación se presentan las especificaciones generales para todos los modelos de módulos de E/S digitales:

Tabla 2.1.4.5. Especificaciones de módulos de E/S digitales.

Temperatura de operación	0 a 60 Grad. C (32 a 140 Grad. F)
Temperatura de almacenamiento	-40 a 85 Grad. C (-40 a 185 Grad. F)
Humedad de operación	5 a 95 % (sin condensación)
Inmunidad al ruido	Estándar NEMA ICS 2-230
Vibración (operación)	Desplazamiento 0.015 pico en 5 a 57 Hz Aceleración 2.5 Gs en 57 a 2000 Hz
Choque (operación)	30 Gs (todos los módulos excepto tipo relay) 10 Gs (módulos tipo relay: -OW, -OX, y combinación de módulos E/S)
Aislamiento	1500 V

Módulo Entradas Digitales –dc (Sink)

Son módulos de entrada configurada eléctricamente con corriente directa (24V dc).

Estos módulos son de 8 (1746-IB8), 16 (1746-IB16) puntos actualmente hasta 32.

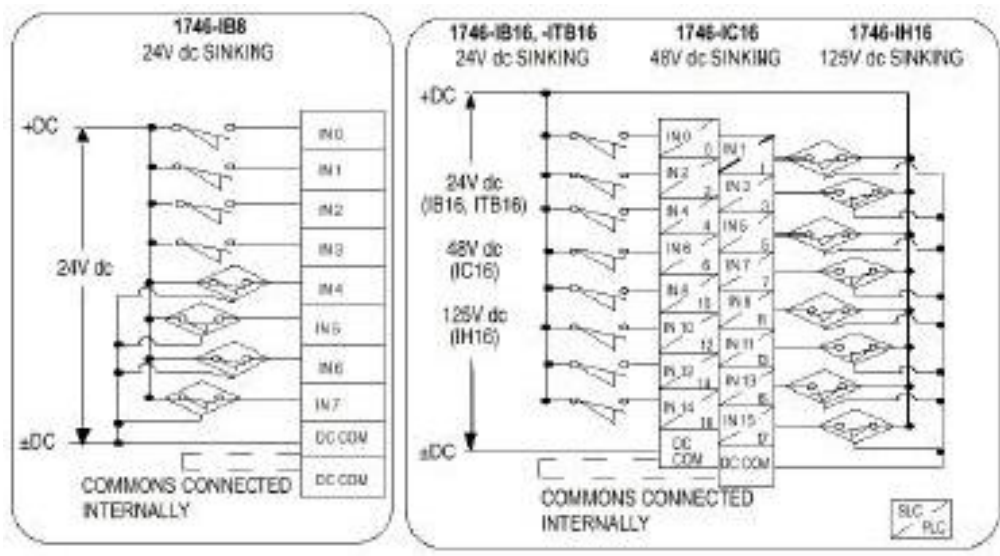


Fig. 2.1.4.23. Conexionado de modulo de entradas digitales -dc (Sink).

Las características principales de estos módulos son los siguientes:

Tabla 2.1.4.6. Especificaciones de modulo 1746-IB16.

Especificación	Numero de Catalogo 1746-			
	IB8	IB16	ITB16	IC16
Categoría de Voltaje	24V dc Señal de entrada (Sink)			48V dc Señal de Entrada (Sink)
Numero de Entradas	8	16	16	16
Puntos por Común	8	16	16	16
Voltaje de Operación	10 a 30V dc (Sink)			30 a 60V dc en 55C 30 a 55V dc en 60C (Sink)
Consumo corriente del backplane	5V dc	0.050A		
	24V dc	0.0A		
Corriente entrada nominal	8 mA a 24V dc			4.1 mA a 48V dc
Retardo de señal (max.)	On=8 ms Off=8 ms	On=8 ms Off=8 ms	On=.3m s Off=.5m s	On=4 ms Off=4 ms
Voltaje estado Off (max.)	5.0V dc			10.0V dc
Corriente estado Off (max.)	1 mA	1 mA	1.5 mA	1.5 mA

Seleccionamos el modulo 1746 – IB32

Módulo Salidas Digitales tipo Contacto Relay

Son módulos de salida de tipo de contacto relay configurada eléctricamente para operar con corriente directa (por ejemplo 24V dc) y con corriente alterna (por ejemplo: 120V ac, 220V ac). Estos módulos son de 4 (1746-OW4), 8 (1746-OW8) y 16 (1746-OW16) puntos.

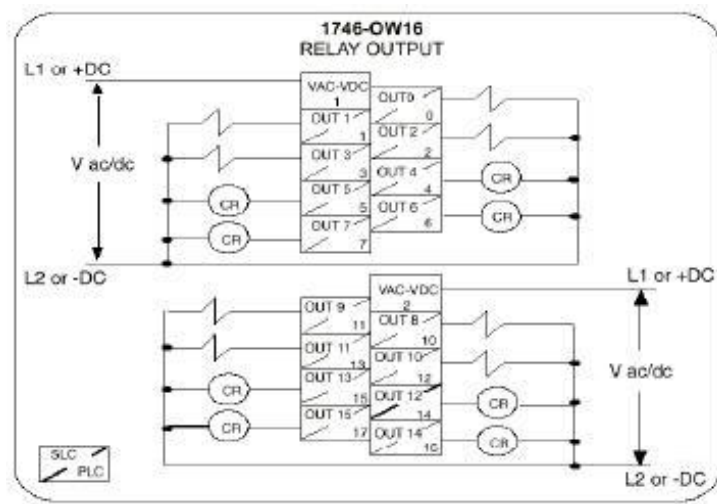


Fig. 2.1.4.24. Conexión de módulo de salidas digitales tipo relay.

Las características principales de estos módulos son los siguientes:

Tabla 2.1.4.7. Especificaciones de módulo 1746-OW16.

Especificación		Número de catálogo 1746-		
		OW4	OW8	OW16
Número de entradas		4	8	16
Puntos por común		4	4	8
Categoría de voltaje		Relay ac/dc		
Voltaje de operación	5V dc	5 a 125		
	24V ac	5 a 265		
Consumo de corriente del backplane	5V dc	0.045 A	0.085 A	0.170 A
	24V dc	0.045 A	0.090 A	0.180 A
Retardo de señal (max.), Carga resistiva		On = 10 ms Off = 10 ms		
Consumo estado Off		0 mA		
Corriente de carga (min.)		10 mA en 5V dc		
Corriente continua por punto		Referido a la carga conectada		
Corriente continua por módulo		8.0 A ac 8.0 A/común	16.0 A ac 8.0 A/común	16.0 A ac 8.0 A/común

Seleccionamos el módulo 1746 – OW16

2.1.4.21. Beneficios

- **Procesadores Modulares, suministros de poder, I/O, opciones de memoria, e interface de comunicación permiten un configurable y el sistema extensible. Usted configura su sistema para el número de I/O, la cantidad de memoria, y la comunicación conecta una red de computadoras que usted necesita. Después, cuando usted quiere extender el sistema, usted puede agregar I/O o interface de comunicación.**
- **La entrega rápida de mensajes entre las redes, entre los eslabones dentro de las redes, y entre los módulos por detrás del plano.**

- **El diseño del producto industrialmente endurecido para resistir las vibraciones, extremas termales, y el ruido eléctrico asociadas con los ambientes industriales ásperos.**
- **Muchos conectan una red de computadoras que las opciones toman son ventajoso para el proceso distribuido conectando los procesadores por Ethernet, Control Net, DeviceNet, DH+, y redes de DH-485.**
- **Seleccionar más I/O, distribución de I/O a las situaciones remoto del procesador puede conectarse por Control Net, DeviceNet, y los eslabones de I/O Remotos Universales.**

En el Anexo D, se muestra toda la programación correspondiente a la Línea de corte y Transporte # 2.

2.1.4.22. Variador de velocidad

Los variadores de velocidad, también llamados convertidores de frecuencia, son dispositivos utilizados para regular los procesos industriales. Se trata de equipos utilizados, hoy en día, en múltiples aplicaciones, existiendo un buen número de fabricantes y suministradores de los mismos.

Sin embargo, existe aún cierto desconocimiento sobre cómo localizar las averías relacionadas con los variadores de velocidad, incluyendo los motores, qué tipos de herramientas de medida hay que utilizar y cómo realizar las medidas, empezando por las más sencillas hasta llegar a aquéllas que requiere herramientas de visualización de la forma de onda, todo ello encaminado a reducir el tiempo de localización de la avería y, por tanto, el tiempo de paro de la máquina.

Correlacionados con los variadores de velocidad (ASD) se encuentran una amplia variedad de motores controlados mecánicas, neumática y electrónicamente, de velocidad variable. Para los motores de inducción de CA controlados electrónicamente se suele utilizar otro término: el de accionamiento de frecuencia variable, ya que, en este caso, se varía la frecuencia de la tensión aplicada al motor para cambiar su velocidad. En la figura 2.1.2.25. se muestra el diagrama de bloques de un variador de velocidad.

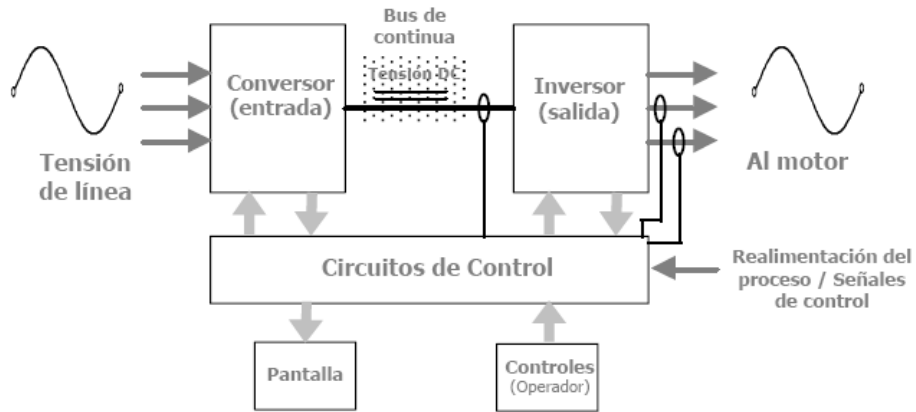


Fig. 2.1.2.25. Diagrama de Bloques de un Variador de Velocidad

El convertidor de entrada **transforma corriente alterna sinusoidal en CC, necesaria para los transistores de potencia, controlados electrónicamente, del inversor de salida.**

El enlace de continua **es la fuente de potencia del inversor de salida. Los variadores de velocidad de gran potencia tienen un gran banco de condensadores para almacenar carga eléctrica procedente de la entrada sinusoidal.**

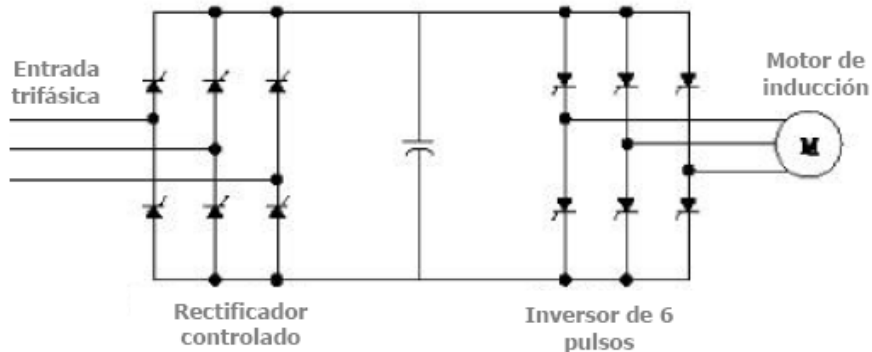


Fig. 2.1.2.26. Esquema simplificado de un inversor de la fuente de tensión

El inversor de salida **proporciona una tensión y una frecuencia variables en CA. La tensión y la frecuencia (V/Hz) se varían a la vez para obtener un par constante de velocidad variable, o se varían en distinta proporción para obtener un par variable a distintas velocidades.**

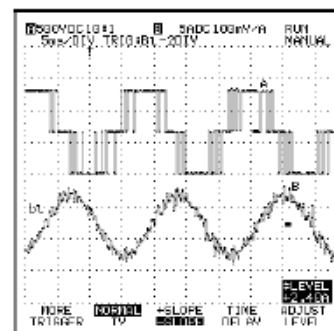
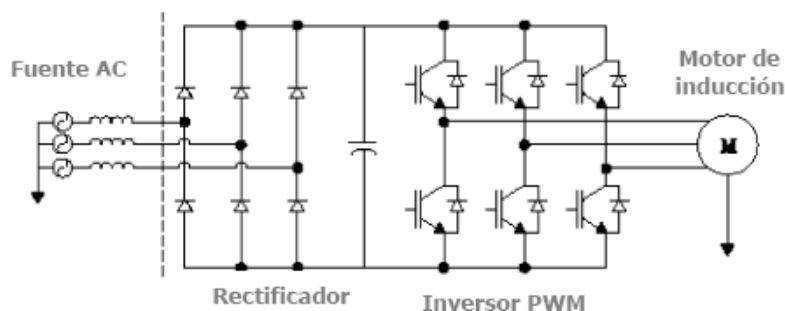


Fig. 2.1.2.27. Esquema simplificado de un variador de velocidad PWM con la forma de onda de la tensión y corriente tomada en los terminales de un motor. Gráfica tomada con un Scopemeter de Fluke.

Los circuitos de control **temporizan la conmutación de los circuitos de E/S y transportan comandos desde el panel de control del operador. También monitorizan la aparición de fallos de funcionamiento y la existencia de condiciones de funcionamiento incorrectas, informando al operador ó en su caso al técnico. Si es necesario, los circuitos de control paran el variador de velocidad para proteger el motor o el inversor de salida.**

2.1.4.23. Motivos para emplear variadores de velocidad

El control de procesos y el ahorro de la energía son las dos de las principales razones para el empleo de variadores de velocidad. Históricamente, los variadores de velocidad fueron desarrollados originalmente para el **control de procesos**, pero el **ahorro energético** ha surgido como un objetivo tan importante como el primero.

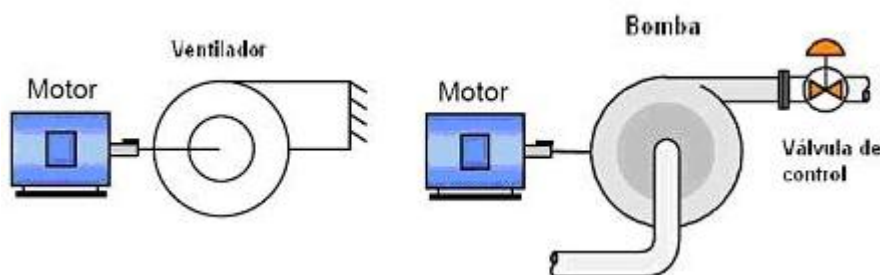


Fig. 2.1.2.28. Aplicaciones en Ventiladores y Bombas

El ajuste de la velocidad como una forma de controlar un proceso

Entre las diversas ventajas en el control del proceso proporcionadas por el empleo de variadores de velocidad destacan:

- Operaciones más suaves.
- Control de la aceleración.
- Distintas velocidades de operación para cada fase del proceso.
- Compensación de variables en procesos variables.
- Permitir operaciones lentas para fines de ajuste o prueba.
- Ajuste de la tasa de producción.
- Permitir el posicionamiento de alta precisión.
- Control del Par motor (torque)

Fomentar el ahorro de energía mediante el uso de variadores de velocidad

Un equipo accionado mediante un variador de velocidad emplea generalmente menor energía que si dicho equipo fuera activado a una velocidad fija constante

2.1.4.24. Selección

Los principales factores a considerar para el diseño de un sistema de regulación de velocidad son:

- a) Límites o gama de regulación.
- b) Progresividad o flexibilidad de regulación.
- c) Rentabilidad económica.
- d) Estabilidad de funcionamiento a una velocidad dada.
- e) Sentido de la regulación (aumento o disminución con respecto a la velocidad nominal).
- f) Carga admisible a las diferentes velocidades.
- g) Tipo de carga (par constante, potencia constante, etcétera).
- h) Condiciones de arranque y frenado.

El estudio de este fenómeno para cada caso particular tiene una gran importancia práctica, ya que la elección correcta de las características de los motores y variadores a instalar para un servicio determinado, requieren el conocimiento de las particularidades de éste proceso.

Lo más importante para determinar si es factible el empleo de un variador de frecuencia, es tener un profundo conocimiento del proceso a ser controlado; así como conocer las ventajas y limitaciones comparado con otros sistemas alternativos. Es por lo general un proceso multi disciplinario que debe involucrar

tanto a Ingenieros de Producción, de Proceso, Mantenimiento mecánico, eléctrico y electrónico, Instrumentistas, etc. iniciado por un deseo de obtener una ventaja de calidad y economía. Colocar un variador de frecuencia es hacer a un motor eléctrico "inteligente".

La selección del variador de velocidad estará determinado previo a un análisis de todos los parámetros mencionados la cual nos permitirá desarrollar una selección del dispositivo mas idóneo para el funcionamiento eficiente de la Línea de Corte # 2

Los parámetro principal para la seleccionar del catalogo Anexo D – 2 es contar con la potencia del motor y la corriente que consume, además se especifica en los planos eléctricos Anexo C. A continuación describiremos las características del variador PowerFlex™ de Allen-Bradley

Familia de variadores de velocidad de CA PowerFlex™ de Allen-Bradley



La familia de variadores de CA PowerFlex de Allen-Bradley incluye tres líneas de productos: PowerFlex 70, PowerFlex 700 y PowerFlex 7000.

PowerFlex La tecnología de uso universal del variador de CA del futuro
Estableciendo un nuevo estándar de potente rendimiento y control flexible para satisfacer las necesidades globales de prácticamente cualquier industria, el líder de automatización completa Rockwell Automation presenta a la familia de variadores de CA PowerFlex de Allen-Bradley. Con una potencia en kilovatios desde 0.37 kW

(0.5 hp) hasta 3,000 kW (4,000 hp), los variadores PowerFlex ofrecen a los usuarios soluciones de control de motores de uso universal.

La familia de variadores de CA PowerFlex de Allen-Bradley incluye tres líneas de productos:

- Variador de velocidad de CA PowerFlex 70
(0.37 a 15 kW; 0.5 a 20 hp)
- Variador de velocidad de CA PowerFlex 700
(0.37 a 30 kW; 0.5 a 40 hp – versión inicial)
- PowerFlex 7000

Media tensión (373 a 3,000 kW; 500 a 4,000 hp)

Los variadores PowerFlex comparten un diseño común entre plataformas múltiples, incluyendo redes, interface de operador, programación y hardware. Esto facilita la puesta en marcha, la operación y el mantenimiento del variador, reduciendo el coste total de adquisición.

Variador de CA PowerFlex 700

Flexibilidad optimizada

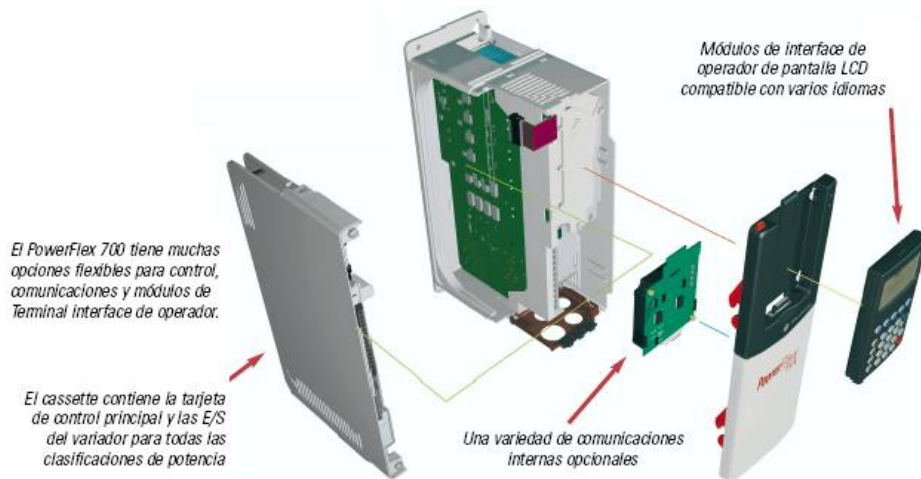


El innovador diseño vertical de formato de “libro” del PowerFlex 700 optimiza el espacio de panel permitiendo el montaje Zero Stacking™, o sin espaciado intermedio de los variadores.

El PowerFlex 700 ofrece un conjunto compacto de potencia, control e interface de operador diseñado para satisfacer los requisitos de espacio, simplicidad y rendimiento, y proporcionar a la vez una amplia gama de funciones, permitiendo que el usuario configure fácilmente el variador para la mayoría de aplicaciones. El

PowerFlex 700 ofrece capacidades de 0.37 kW a 30 kW (0.5 a 40 hp), 200 a 240, 400 a 480 y 600 voltios (versión inicial).

El PowerFlex 700 usa los mismos módulos Terminal HIM de pantalla LCD que el PowerFlex 70, los cuales proporcionan texto completo para los grupos de parámetros, las descripciones de parámetros, la programación, la resolución de problemas y la puesta en marcha.



Variador de CA PowerFlex 700

0.37 a 30 kW

0.5 a 40 hp

200 a 240, 400 a 480 y 600 voltios

El innovador diseño vertical de formato de “libro” del PowerFlex 700 optimiza el espacio de panel permitiendo el montaje Zero Stacking™, o sin espaciado intermedio de los variadores.

El variador ofrece flujo de aire orientable, bisagras de cubierta articulada que permiten un acceso total aun con el montaje sin espaciado intermedio, y placa de entrada de cable extraíble que permite desmontar todo el variador sin desconectar los variadores adyacentes. Todas estas características de diseño ofrecen al usuario gran flexibilidad respecto a la distribución y tamaño del panel.

El PowerFlex 700 cuenta con un cassette que aloja a la tarjeta de control principal y a otras tarjetas de control. Este cassette, desmontable separadamente de la estructura de alimentación eléctrica, es igual para los variadores de todas las capacidades nominales y simplifica significativamente la formación, la instalación y el mantenimiento de toda la línea de productos. El cassette también incluye la tarjeta de E/S del variador. Al permitir l usuario seleccionar las E/S requeridas, los variadores PowerFlex 00 pueden adecuarse para una aplicación específica.

La tarjeta de E/S estándar contiene 6 entradas digitales, 2 salidas de relé, 2 entradas analógicas y 1 salida analógica. Las E/S también se ofrecen en versiones de 115 VCA o de 24 VCC.

2.2 TRANSFERENCIA DE 90°

2.2.1 Diseño del Sistema Mecánico

2.2.1.1 Diseño de la estructura mecánica

Se empezara por diseñar la estructura de la plataforma considerando el tamaño y la necesidad de desplazamiento en el eje x tomando en cuenta que el tronco que se desea preparar, para entrar al tomo colombo cremona, tiene una longitud de 2.40 m por un diámetro del tronco promedio de 1.20m por lo tanto tendremos:

Se calcula el peso ejercido por el tronco para eso contemplamos sus dimensiones:

Donde:

d = diámetro de la troza.

L = longitud de la troza.

V = Volumen.

ρ = Densidad.

m = Masa.

g = Gravedad.

W = Peso.

Desarrollo:

d = 1.20m.

L = 1.20m

$$V = \frac{\pi * D^2 * L}{4}$$

$$V = 1.3571m^3$$

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$\rho = 800 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = V * \rho$$

$$m = 2.7143m^3 * 800 \frac{kg}{m^3} = 2171.46kg(masa)$$

$$w = m * g$$

$$w = 2171.4688kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 21302.10934 \frac{kgm}{s^2}$$

$$W = 10.65 \text{ KN} + 60 \text{ KN} = 81.302 \text{ KN}$$

El peso de rodillos biconicos, piñones, motores, así como elementos de sujeción que representan el peso en la estructura en valor de 60KN a esto se suma el peso de la troza y se obtendrá el valor 188.03KN que es el peso requerido para el diseño.

Procedemos a calcular el momento flector máximo del sistema mediante el diagrama de fuerza cortante y momentos flectores que se indica en la figura 6.2 la fuerza a la cual está sometida la viga es 121.95 KN.

El cálculo se lo comprobará con el programa MD SOLIDS 2.6 como se indica en la figura 6.2.

El perfil con el cual vamos a realizar el análisis es UPN con sus respectivas medidas que se muestran en la figura 6.1 y en la figura 6.3 con estas medidas procedemos a calcular, el centro de gravedad y la inercia con respecto al eje x del perfil por el teorema de STEINER

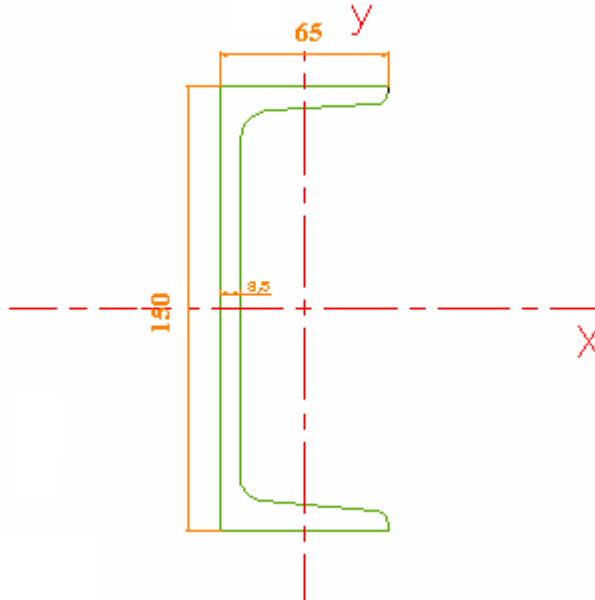


Fig. 6.1 Perfil de la viga.

Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

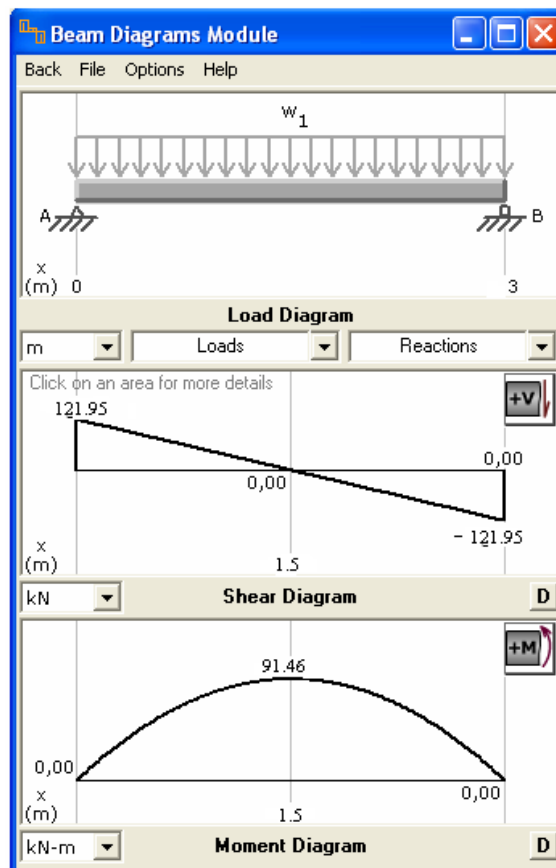


Fig. 6.2 Diagrama de fuerzas cortante y momento flector.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSolids 2.6

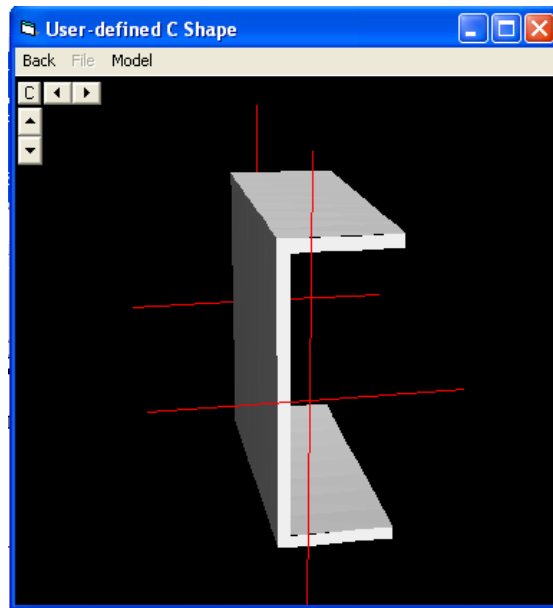


Fig. 6.3 Perfil 3 Solid Rendering.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

Cálculo de la inercia y el centro de gravedad mediante el programa de diseño mecánico MDSOLID 2.6 ingresamos las medidas del perfil como se muestra en la Figura 6.4 y comprobamos los resultados en el cuadro de dialogo que se despliega en la Figura 6.5.

Con el valor de la inercia procedemos a calcular el esfuerzo normal.

$$^4 \sigma_f = \frac{Mf_{xy}}{I_x}$$

$$\sigma_f = \frac{33.85KN - mx0.030502m}{1.68002x10^{-5}m^4}$$

$$\sigma_f = 165482.2735KPas$$

El cálculo del coeficiente de seguridad (n) Con un material común A36 que dispone de una resistencia de 235358.73KPas.

$$^5 n = \frac{S_y}{\sigma_f} = \frac{235358.73 \text{ KPas}}{165482.2735 \text{ KPas}} = 1.42225 \approx 1.5$$

2.2.1.2 Diseño de las columnas.

Datos correspondientes a la selección del material de la viga Columna Modulo de elasticidad del acero A36 utilizado en la fabricación de perfiles la carga se reproduce como se puede visualizar en la Fig. 6.1.

Se puede decir que tendremos los mismos datos que en el índice 2.1.1.2.

Con lo cual la selección se repite.

En el Anexo A-7 se puede observar el plano armado correspondiente a la Transferencia de 90°, sus componentes se detallan en el Anexo A-8 que forma parte de la línea de corte y transporte.

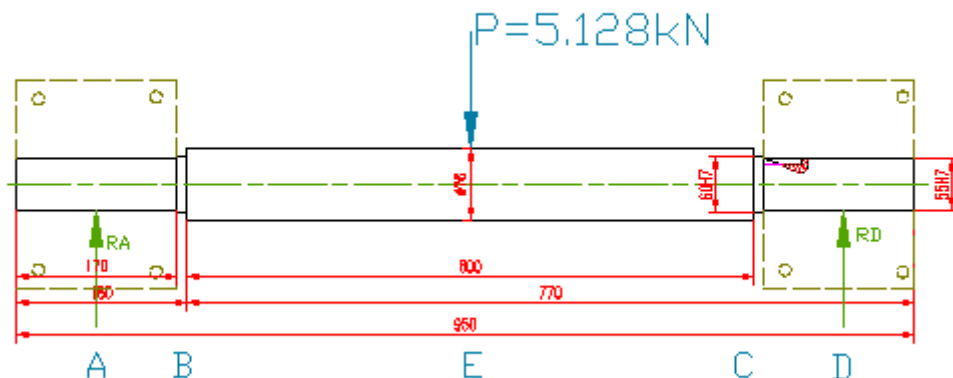
^{4,5}

Robert L. Moott. Diseño Elementos de máquinas. 2^{da} ed. pag. 78.

2.2.1.3 Flechas o ejes coordenadas en x

Se escogerá para el diseño los ejes guías, el momento flector máximo de la estructura correspondiente al movimiento vertical del tronco dirección x. Se analiza la situación del eje así como los parámetros correspondientes a la durabilidad del mismo.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



Como podemos observar en el diagrama de cuerpo libre el caso de los rodillos se repite dado en el mecanismo de la sierra se considero todo tipo de variantes y el resultado arrojado supero todas las expectativas en las pruebas consideradas, se determina que el mismo diseño se contempla tanto para la transferencia de 90° como para el transporte de salida con eso se consigue una optimización para que la fabricación del las placas y preparación del eje sea la misma de tal manera que la fabricación de los rodillos sean un trabajo en serie con eso se consigue abaratar costos optimizar tiempos y homogenizar el diseño consiguiendo con eso una línea de preparación de materia prima además de efectiva con una simetría uniforme.

2.2.1.5 Cálculo del torqué transferencia de 90°

Para el sistema de transmisión se considera los datos planteados a continuación:

Donde:

d = Diámetro de al troza.

L = Longitud de la troza.

V = Volumen.

ρ = Densidad.

m = Masa.

g = Gravedad.

W = Peso.

M_t = Masa total.

F = Fuerza.

Hp = Potencia.

Desarrollo:

Datos :

Diametro 0.80m

Longitud : 2.6m

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4}$$

$$V = \frac{\pi \cdot (0.80)^2 \cdot (2.6)m}{4}$$

$$V = 1.30690254m^3$$

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$m = \rho \cdot V$$

$$m = 800 \frac{Kg}{m^3} \times 1.30690254m^3 = 1045.52204kg(masa)$$

$$M_T = M_{unit} \times \#trozas$$

$$M_T = 1045.52204kg \times 1 = 1045.52204Kg(masa)$$

$$W = m \cdot g$$

$$W = 1045.52204kg(masa) \times 9.81m/s^2$$

$$W = 10256.5712 \frac{kgm}{s^2}$$

$$F = \frac{10256.57 Kgms^2}{9.81ms^2}$$

$$F = 1046.58889 kg(fuerza)$$

$$F = 230772851 lb(fuerza)$$

$$Hp = \frac{Fuerza \times FPM}{33000}$$

$$Hp = \frac{2307,72851lb(f) \times 65.6165826Ft/min}{33000}$$

$$Hp = 4.5Hp$$

La potencia necesaria para el motor esta dada según el cálculo por 4.5 Hp, dado a que este valor se relaciona con el rendimiento de la máquina para el caso se toma un rendimiento del 88%.

$$n = \frac{Psalida}{Pentrada}$$

$$P_{entrada} = \frac{P_{salida}}{n}$$

$$P_{entrada} = \frac{4.5Hp}{0.88} = 5.1Hp$$

Selección

Se elige una potencia de 5 Hp con lo cual se encuentra un valor estándar dentro de los catálogos existentes y se cubre los parámetros de la elección.

2.2.1.6 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena.

Con el cálculo de la potencia del motor, se queda en dimensionar tanto la cadena la relación de transmisión así como los factores requeridos para el dimensionamiento de los demás componentes necesarios para el sistema de transmisión.

Para esto se a escogido una velocidad inicial de 1400 rpm necesarias para el cálculo a la par que este motor será de 5 Hp, y se requiere que el transporte se mueva con una velocidad lineal de 10 m /min.

Donde:

V l = Velocidad lineal.

d(m) = diámetro de la troza.

w = Velocidad angular.

i = relación de transmisión.

Desarrollo:

V l = 10 m/min

d(m) = 0,13

$$w = \frac{V_{lineal}}{\pi \times d_{(m)}}$$

$$w = \frac{10m / \text{min}}{\pi \times 0.13m}$$

$$w = 24.48rpm$$

La velocidad es rectificada por un valor que cumpla con la función y además está éste dentro del catalogo para la selección de los parámetros necesarios para su selección la velocidad será 24.8rpm que esta dentro de rango de funcionamiento además cumple con las especificaciones del catálogo se calcula entonces la relación de transmisión este valor esta dado por la relación de $i = \frac{N1}{N2}$ será.

$$i = \frac{1400}{24.8} = 56.5$$

Los moto reductores seleccionados para mover las trozas en coordenada x se determina en base a los torques calculados en los ítems anteriores y se detalla a continuación en la tabla 1.1.

P1 (KW)	n2 (1/min)	M2 (Nm)	f.s	i	Grandezza,size,	Fr2
4	24,8	1450	1,1	56,5	H083	18000

Tabla 4.1 Datos técnicos Motovario
Fuente Catálogo de MOTOVARIO GO100

2.2.1.7 Selección:

Junto con el torque calculado más la relación se a escogido un moto reductor marca MOTOVARIO Tipo H083.

2.2.1.8 Sistema de transmisión mediante cadena.

Donde:

P = Potencia.

T = Torque.

n1 = Número de revoluciones de la rueda motriz.

n2 = Número de revoluciones de la rueda conducida.

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

Ks = Factor de servicio

i = Relación de transmisión.

Z2 = Número de dientes del piñón motriz.

Z1 = Número de dientes del piñón conducido.

Hr' = potencia especificada corregida

K1 = Factor de corrección de la catalina motriz.

K2 = Factor de corrección número de torones.

Hr = Potencia nominal corregida.

c = Distancia de centros.

D1 = Diámetro primitivo del piñón motriz.

D2 = Diámetro primitivo del piñón conductor.

P = Paso del piñón.

L = Longitud de paso.

Datos:

Motoreductor

Tipo H083

$P = 4Kw$

$T = 1450Nm$

$n_1 = 1450rpm$

$n_2 = 24.8rpm$

Tipo de lubricación "A"

Potencia de diseño

$^{14}P = H * K_s$

$P = 5 * 1.5$

$= 7.5hp$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{24.8}{24.48} = 1.013rpm$$

Dado a que el valor Z_1 es un valor en el cual debe llegar a cumplir la relación descrita se puede tomar varios valores como 13/15 o 30/28 respectivamente estas dos relaciones cumplen con la condición antes descrita entonces tomaremos en cuenta el factor económico y la disponibilidad del mercado por lo tanto se escoge una transmisión de 13 a 15 siendo esta relación la mas económica, de fácil adquisición.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = 15$$

Para un cálculo estimado se considera un piñón de 15 dientes

¹⁴ Potencia específica corregida.
Joseph E. Shigley Charles R. Mischke. Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} ed, pag,

$$^{15}Hr' = K1 * K2 * Hr$$

$$Hr' = 1.35 * 1.7 * 9.33$$

$$= 21.41$$

si $Hr' > P$ i es correcto.

ANSI 120-2 Tipo de lubricacion manual o goteo (A) paso = 1.5"

$$^{16}30p \leq c \leq 50p$$

$$30 * 1.5 \leq c \leq 50 * 1.5$$

$$45" \leq c \leq 75"$$

$$C = 50" \text{ Asumir}$$

Se escoge un valor de 50" que esta dentro del rango calculado y cumple con los requerimientos para el diseño.

Cálculo del número de eslabones :

$$^{17} \frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p} \right)}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * 50}{1.5} + \frac{19 + 22}{2} + \frac{(29 - 19)^2}{4\pi^2 \left(\frac{50}{1.5} \right)}$$

$$\frac{L}{p} = 66.66 + 20.5 + 0.07599$$

$$= 87.17 \text{ pasos}$$

Distancia centralreal

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1+N2}{2} + \frac{(N2-N1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)}$$

$$87.17 = \frac{2 * C}{1.5} + \frac{19+22}{2} + \frac{(22-19)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{1.5}\right)}$$

$$87.17 = 1.33C + 20.5 + 0.07599$$

$$C = 50.07''$$

$$45 \leq 50.07'' \leq 75'' \quad \text{si cumple}$$

Dado que el valor tanto asumido como calculado coincide se puede concluir que el diseño se encuentra en óptimas condiciones.

$$\frac{L}{1.5} = 87.17$$

$$L = 131.565''$$

$$^{18}D1 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/13)} = \frac{1}{\text{sen}(180^\circ/13)} = 4.17''$$

$$D1 = 10.54$$

$$^{19}D2 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/15)} = \frac{1}{\text{sen}(180^\circ/15)} = 4.80''$$

$$v = \frac{N2pn2}{12}$$

$$v = \frac{15 \times 1 \times 24.8}{12} = 31 \frac{Ft}{\text{min}} \times \frac{12''}{Ft} \times \frac{2.54\text{cm}}{1''} \times \frac{1m}{100\text{cm}} = 9.45 \approx 10 \frac{m}{\text{min}}$$

Se establece que el cálculo del número de diente para el eje del moto reductor es de 13 dientes con un paso de 1'', el engrane que esta colocado en la parte lateral del rodillo es de 15 dientes.

Selección.

La cadena que se utiliza en el cálculo es:

Número de cadena.	Paso(pulg)	Resistencia a la tracción
120	11/2	34000

2.2.1.9 Ruedas de desplazamiento, Tuercas, Bocinas y Acoles

Las ruedas de desplazamiento, la tuerca de la estructura bocines de toda la estructura, los acoples de tuercas están contruidos de material según especificaciones dadas por el fabricante.

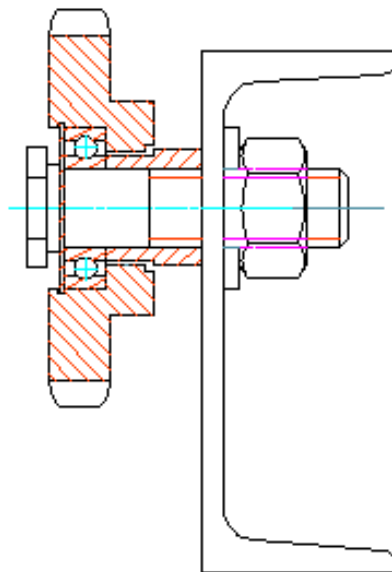


Fig. 2.12 Vista en corte
Programa de diseño MECHANICAL

Los bocines tiene por objeto, acoplar la rueda a la estructura por medio de un tornillo M30 para su fijación en la parte externa con un bosin construida con acero de transmisión a fin de hacer un tope el cual garantice el acople y firmeza.

2.2.1.10 Chumacera

La finalidad principal de estos elementos es servir de apoyo a los externos de los rodillos binómicos que transmiten movimiento de manera que el movimiento de la mesa sea suave y segura.

Dentro de las chumaceras sean montadas rodamientos de bolas seleccionados para soportar cargas axiales generadas por el cambio de giro en las operaciones del rodillo.

En el acoplamiento de las chumaceras a la estructura de soporte se realizó mediante pernos y tuercas M16, logrando con esto una excelente firmeza y seguridad. Las dimensiones y características del mecanizado, tanto de las tuercas, bocinas, acoples, piñones y chumaceras se encuentran detallados dentro del plano mecánico y general, que se encuentra en el anexo A.

2.2.1.11. Construcción de las bases del motor

Para la fijación del motor de corriente alterna que hará la función del movimiento de arrastre del tronco.

La finalidad de estos elementos es servir de base para sujetar el motor a la estructura principal, así como también facilitar el matrimonio entre la rueda motriz y la conducida del rodillo binómico.

2.2.1.12. Selección del proceso de soldadura.

Selección.

Los procesos de soldadura deben regirse a los parámetros establecidos en el ítem 2.1.1.16. para lo cual se adjunta un PQR Anexo A-4, el cual detalla paso a paso el proceso a seguirse para la unión de la estructura, las uniones se someten a las pruebas estipuladas en el ítem 2.1.1.16.7, las cuales estarán registradas mediante un WPS Anexo A-5.

El plano de soldadura estructural correspondiente a la Transferencia de 90 ° se lo detalla Anexo A-A9 el cual nos guiara a realizar un ensamblaje rápido y efectivo.

2.2.2. Diseño del Sistema Hidráulico

La transferencia de 90° es un transporte que nos permite realizar dos funciones principales que serán comandados mediante un selector de posiciones:

- **Permite la transferencia y alimentación de trozas exclusivamente de 8 pies hacia el Transporte Uni-direccional ítem 2.3 para posteriormente alimentar al torno COLOMBO & CREMONA**
- **Como unión con el transporte de salida ítem 2.4 para transportar trozas de 4 pies hacia los acumuladores.**

Mediante la utilización de dos cilindros hidráulicos ubicados en la parte inferior de la estructura el donde se alojan los rodillos bi cónicos se establecerá el sistema de desplazamiento para la traslación de la troza hacia el transporte uni-direccional Plano General Transferencia de 90° Anexo E.

2.2.2.1. Funcionamiento

En el momento de cortar trozas de 4 pies los vástagos de los cilindros de la transferencia de 90° se encuentran en la posición final de salida, lo cual no realizara ningún movimiento de la estructura, permanecerá estático y este servirá como unión con el transporte de salida para transportar trozas a los diferentes acumuladores.

Al inicio y al final de la transferencia de 90° se han colocado dos sensores que permitirá determinar la localización de la troza y activación de algún elemento eléctrico que conforme parte de esta secuencia.

El sensor ubicado al final de la transferencia de 90° dará la señal para que retornen los vástagos de los cilindros que se encontraban en la posición final a la posición inicial dando lugar a un movimiento en forma de un brazo.

El movimiento de la estructura forma un determinado arco y un ángulo que esta en función de la carrera del pistón y su estructura, por lo que las piezas en forma

de levas Anexo E al llegar a su posición original siempre forma un ángulo de 90° con respecto a la estructura en donde se encuentran los rodillos bi cónicos.

2.2.2.2. Circuito Hidráulico

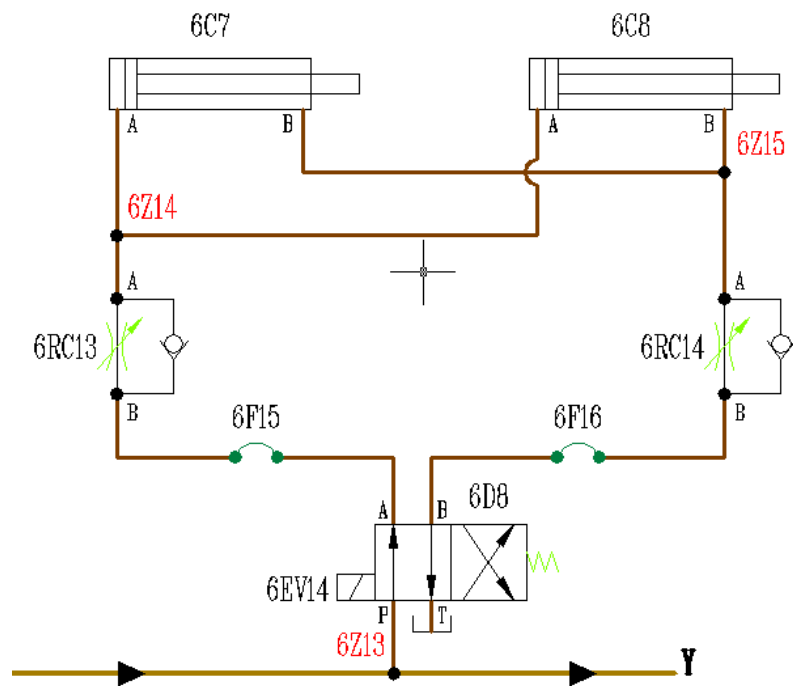


Fig. 2.2.2.1. Circuito Hidráulico Transferencia de 90°
Anexo B

2.2.2.3. Cálculos

Para determinar los diferentes parámetros de los cálculos a realizarse para una selección adecuada de los elementos que conforma el sistema hidráulico seguiremos los pasos establecidos por el apartado 2.1.2.14. CÁLCULOS SIERRA TRANSVERSAL.

2.2.2.4. Cálculo de los Cilindros

Este movimiento es accionado por dos cilindros que funcionará para mantener y transferir las trozas.

El peso total a emplearse será la suma total del peso máximo de la troza mas el peso de la estructura multiplicado por un factor de seguridad de 0,5 para asegurar que el funcionamiento del mecanismo.

Peso máximo de la troza de 8 pies = 3605,824 lb.

$$\begin{aligned}
 Ft &= F + 0,5 \cdot F \\
 &= 3605,824 + 0,5 \cdot (3605,824) \\
 &= 5408,736 \text{ lb} \\
 Ft &= 2453,361 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

La fuerza que deberá realizar cada uno de ellos va a ser igual al peso total dividido para dos. La fuerza a emplearse es de 1226,680 kg.

La velocidad con la que debe salir el vástago estará en función del espacio (carrera) y el tiempo para realizar una maniobra.

El cilindro funciona en tres posiciones: mantener la troza, transferirla la troza al transporte uni direccional y retornar a su posición original. Para la determinación del cilindro emplearemos la primera posición que es la más crítica.

Donde:

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

$$t = 4 \text{ s}$$

Nota: La velocidad del cilindro 6C7 y 6C8 es 5 cm/s donde:

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{L}{t} \\
 &= \frac{200}{4} \\
 &= 50 \text{ mm/s} \\
 &= 5 \text{ cm/s}
 \end{aligned}$$

Dimensiones del cilindro mediante la figura 2.1.2.30.

Diámetro del pistón aproximadamente = 60 mm.

Dimensiones estándares según la tabla 2.1.2.1.

SUPERFICIES, FUEZAS, CAUDAL				
Pistón	Vástago	Superficie	Fuerza	Caudal
AL Ømm	MM Ømm	A1 cm ²	bar	Q _{v1} L/min
63	45	31,170	250	18,7

Cálculo de la Presión Necesaria

$$\begin{aligned}
 {}^5 p &= \frac{Ft}{S1} \\
 &= \frac{2704,368}{4,831} \\
 &= 559,794 \text{ PSI}
 \end{aligned}$$

2.2.2.5. Cálculo del Diámetro de las Tuberías:

$${}^6 S = \frac{Q}{6 \cdot v}$$

Tubería de presión **v = 4 m/s**

Tubería de retorno **v = 2 m/s**

Tubería de Presión

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{18,7}{(6) \cdot (4)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 0,779 \text{ cm}^2 \\
 &= 0,779 \text{ cm}^2 & d &= 0,995 \text{ cm} \\
 & & d &= 9,959 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Tubería de Retorno

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{18,7}{(6) \cdot (2)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 1,558 \text{ cm}^2 \\
 &= 1,558 \text{ cm}^2 & d &= 1,408 \text{ cm} \\
 & & d &= 14,08 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

2.2.2.6. Cálculo de Pérdidas:

Cálculo de Pérdidas Primarias

Cálculo de las pérdidas de carga en las tubería de diámetro 9,959 y 14,08 mm y 15 y 10 m de longitud respectivamente, tanto para presión como retorno que debe transportar fluido líquido.

Valores obtenidos sobre el ábaco.

Pérdidas de carga en 8 m tubería presión = (15) . (0,75) = 11,25 bar.

Pérdidas de carga en 8 m tubería retorno = (10) . (0,25) = 2,5 bar.

Cálculo de las Pérdidas Secundarias

Perdidas en las válvulas (6RC13 y 6RC14).

$$\begin{aligned}\Delta p &= \# \text{Válvulas} \cdot \text{Pérdida} \\ &= (2) \cdot (1,75) \\ &= 3,5 \text{ bar}\end{aligned}$$

Pérdida en Distribuidor

$$\begin{aligned}\Delta p &= (0,04) \cdot (p) \cdot (\#D) \\ &= (0,04) \cdot (559,794) \cdot (2) \\ &= 44,783 \text{ PSI} \\ \Delta p &= 3,087 \text{ bar}\end{aligned}$$

Perdidas de carga en codos, tes y secciones variable en este caso existe una sola te.

$$\begin{aligned}{}^7\Delta p &= \frac{k \cdot \delta \cdot v^2}{200} \\ \Delta p &= \left(\frac{(1,2) \cdot (0,882) \cdot (4)^2}{200} \right) \cdot 2 = 0,168 \text{ bar}\end{aligned}$$

Perdidas Totales

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_t &= 11,25 + 2,5 + 3,5 + 3,087 + 0,168 \\ &= 20,755 \text{ bar} \\ \Delta p_t &= 301,025 \text{ PSI}\end{aligned}$$

2.2.2.7 Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt):

Presión Requerida (pr)

$$\begin{aligned}pr &= p + \Delta p_t \\ &= 559,794 + 301,025 \\ &= 860,819 \text{ PSI}\end{aligned}$$

Presión Total del Sistema (Pt)

$$\begin{aligned}Pt &= pr + 0,5pr \\ Pt &= 1291,228 \text{ PSI}\end{aligned}$$

2.2.2.8 Selección

De acuerdo a los parámetros calculados y selección de los elementos hidráulicos tienen bastante similitud con el apartado 2.1.2.14.3. Brazos Inferiores, por lo que es necesaria seleccionar el tipo de cilindro de acuerdo al catalogo Prisma Anexo B – 2, la válvula distribuidora 6D8 4/2 catalogo Rexroth de la misma serie Anexo B – 4 y las mangueras, válvulas de control de flujo que son los mismo del apartado mencionado.

Seleccionamos: Cilindro A250080ABAAA07B

Válvula 4/2 Tipo WE 4

2.1.3.25 Cálculo sistema eléctrico.

El cálculo potencia del motor, se demostró en el índice 2.1.1.4. El cual arrojo los siguientes resultados que se detallan en el catalogo MOTOVARIO Tipo H083 Pág.65 Anexo C – 1.

Datos:

Potencia = 5HP.

Voltaje = 440 V.

Protección IP = 55.

Temperatura de funcionamiento = -10° a 40°C.

Donde:

I_n = Corriente nominal.

I_{pc} = Corriente a plena carga.

I_{rb} = Corriente de rotor bobinado.

I_{arr} = Corriente de arranque.

P = Potencia.

V = Voltaje.

$\text{COS } \emptyset$ = Factor de potencia.

$$^{24} I_n = \frac{P}{1,73 * V * \text{COS } \theta}$$

$$^{25} I_{arr} = 4 * I_n$$

$$^{26} I_{rb} = 2 * I_n$$

$$^{27} I_{sb} = 1,25 * I_n$$

$$P = 1,732 * V * I * \text{COS } \emptyset$$

$$I_n = \frac{P}{1,73 * V * \text{COS } \theta}$$

$$I_n = \frac{5Hp * 746W}{1,73 * 440 * 0.75}$$

$$I_n = \frac{3730}{570.9} = 6.53354A$$

Con la I_n seleccionamos el calibre del conductor # 8 según la tabla AWG del de la capacidad máxima de conductores aislados para uso subterráneo. Al no conocer la corriente de carga de un sistema a instalarse el valor que se elige para el cálculo es la I_n que es la corriente a la cual la máquina va a funcionar.

$$I_{arr} = 2.46 * 6.53354$$

Protección de Instalaciones eléctricas industriales y Comerciales Enríquez Jarper pag,124.

$$I_{arr} = 39.20124 \text{ A}$$

$$I_{rb} = 2 * 6.53354$$

$$I_{rb} = 13.06708 \text{ A}$$

$$I_{sb} = 1,25 * 6.53354$$

$$I_{sb} = 8.166925 \text{ A}$$

Condiciones de trabajo

Temperatura ambiente Esmeraldas = 23°C

Temperatura del lugar de trabajo = 40°C.

Total= 23°C + 40°C = 63°C.

De acuerdo a esta condición de temperatura en el trabajo el conductor mas adecuado que resiste es el tipo H resistente al calor hasta 75°C.

De acuerdo al ambiente de trabajo

La instalación eléctrica se realizara en forma subterránea por las mangueras de tubería para proteger y así evitar el deterioro de los conductores por lo cual de acuerdo a la tabla dada en el apéndice C se selecciono un UF que es para uso subterráneo.

Tipo de aislante del conductor

Por sus buenas condiciones químicas internas y de manera especial para uso subterráneo donde se requiere que sea resistente a la humedad y al calor, retardante de la llama selecciono el Tipo T.

Selección

Con los datos obtenidos el conductor seleccionado es el #8AWG THUF.

Conexión del motor transporte.

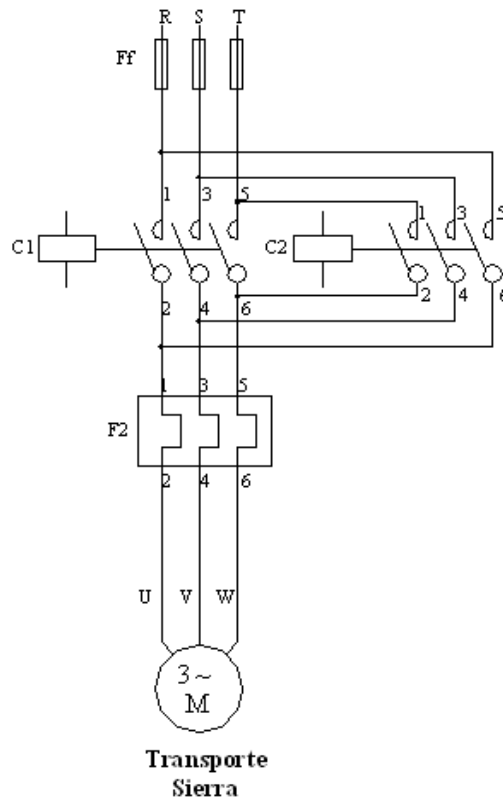


Fig. 4.11 Diagrama de conexión del motor

Para cumplir con los requerimientos del sistema a implementarse se procese a la selección respectiva de cada elemento los cuales se detallan en el Anexo D (Planos Eléctricos).

- Tira Fusibles

La longitud y sección determinan la corriente y tiempo de cooperación.

Parámetro:

I conducción debe ser 110% In

Ico = Corriente de conducción.

$$I_{co} = \frac{110 \times 6.53354}{100}$$

Ico = 7.186894 A

El valor de la Ico será el nuevo valor corriente nominal que opera en el circuito este se aproxima a su inmediato superior dando un valor de 7A.

Debido a las características del motor del transporte, el seccionador fusible Protección de Instalaciones eléctricas industriales y Comerciales Enríquez Jarper pag,125. requerido es un dispositivo que debe cumplir con los siguientes valores:

Tripolar

- **V : 440 V.**
- **n. : 7 A.**
- **f : 60 Hz.**

De la tabla siguiente se selecciona al dispositivo adecuado.

TABLA 3.1 SECCIONADOR FUSIBLE TRIPOLAR UTILIZADO EN MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V.

Voltaje	Amperaje	Ejecución	Base	Tipo
V	A			
440	10	rápido	bakelita	3NA3 807
440	15	rápido	bakelita	3NA3810
440	20	rápido	bakelita	3NA3 312
440	25	rápido	bakelita	3NA3817
440	30	rápido	bakelita	3NA3 820

El seccionador fusible recomendado es el 3NA3 807, en el ANEXO C-2. se presenta en detalle sus características.

➤ Relé térmico:

Actúa ante la presencia de sobrecargas cuando el elemento bimetálico alcanza la temperatura de reacción, abriendo el contacto cerrado del rele y haciendo que éste desconecte el circuito de control para desactivar la bobina del contactor que comanda al motor eléctrico.

El relé adecuado para el motor es seleccionado en la tabla 3.2, en la que el proveedor del equipo eléctrico presenta las diferentes alternativas.

TABLA 3.2 RELÉS BIMETÁLICOS UTILIZADOS EN PROTECCIÓN DE MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V.

Potencia nominal		l nom. aprox.	Relé bimetálico	Margen de ajuste
HP	KW	A.	Tipo	
1/2	0,37	1,10	T3CDM 1,3	0,9 - 1,3
3/4	0,55	1,5	T3CDM 1,7	1,2 - 1,7
1	0,75	1,9	T3CDM 2,4	1,6 - 2,4
1.5	1,1	2,80	T3CDM 3,3	2,3 - 3,3
3	2.2	14,60	T3CDM 6,2	4,2 - 6,2
4	3	23,20	T3CDM 8,5	6,0 - 8,5
5	3.7	28,80	T3CDM 10,5	7,5 - 10,5
7.5	5.5	31,80	T3CDM 15	10,0 - 15,0
10	7.5	47,00	T3CDM 19	13,0 - 19,0
15	20	64,00	T3CDM 25	18,0 - 25

El elemento seleccionado es el T3CDM10,5, en el ANEXO C-3 se presentan detalladamente todas sus características.

Por otra parte, en las maniobras que debe ejecutar el transporte de la sierra intervienen dos contactores (ver figura 2.1.3.12), uno de los cuales permiten la inversión del sentido de giro (cambiando dos de las tres fases).y el par restante conmuta las bobinas para el cambio de la velocidad.

➤ Contactores:

Son dispositivos interruptores operados a distancia por un circuito de control. Para el caso del motor del diagrama de la figura 2.1.3.12 se requieren contactores con las siguientes características:

Contactor tripolar.

Clase de I que operan los contactos principales: AC

V_n : 440 V.

P: 3,7 Kw.

f: 60 Hz.

V_{Bobinado}: 120 vac.

La tabla siguiente permite identificar el modelo de contactor aconsejado por el distribuidor.

TABLA 3.3 CONTACTORES UTILIZADOS PARA MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Contactor
HP	KW	A.	Tipo
1,5	1,1	4	3RT10 15-1AV0
2	1,5	3	3RT10 15-1AV0
3	2,2	5	3RT10 15-1AV0
4	3	5,8	3RT10 15-1AV0
5,0	3,70	7	3RT10 15-1AV0
7,5	5,60	12	3RT10 17-1AV0
10,0	7,50	16	3RT10 25-1AV0
12,0	9,95	16	3RT10 25-1AV0
20	15	27	3RT10 34-1AV0
25,0	18,70	32	3RT10 34-1AV0

Con el dato obtenido de la tabla anterior 3RT10 15-1AV0, en el ANEXO C-4 se presentan otras características del contactor seleccionado.

En resumen:

Se requiere para implementar el sistema los siguientes dispositivos:

N	Tipo	Designación
-	Cable	#8AWG THUF
1	Tira fusibles	3NA3 807
1	Relés térmicos	T3CDM10,5,

2	Contactores	3RT10 15-1AV0
1	Motor	5Hp

Se expone el cálculo para ratificar en forma teórica que los valores expuestos, son valores efectivos para el análisis complementario, solo se expondrá la tabla correspondiente al circuito a ser armado y su diagrama eléctrico.

3. TRANSPORTE UNÍ - DIRECCIONAL.

2.3.1 Diseño del sistema mecánico

La principal diferencia del sistema radica en la posición de transportación del tronco, dicha operación se realizará mediante un sistema de cadena que es impulsado por un motor eléctrico conectado por bandas a un reductor

Sistema mecánico a implementarse es un arrastrador de cadena como se observa en la figura 10.1

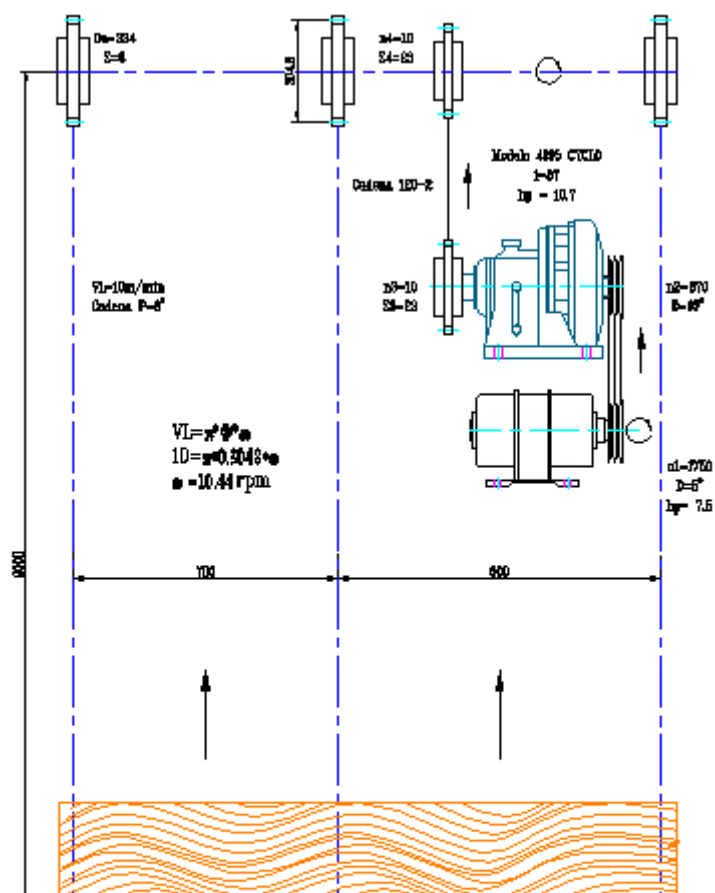


Fig. 10.1 Transporte unidireccional.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

Las especificaciones de los diferentes dispositivos y elementos para la construcción se expresan en el Anexo A – 10, A - 11 tanto en su armado como despiece respectivamente.

2.3.1.1 Diseño de la estructura mecánica del mecanismo unidireccional.

Se empezara por diseñar la estructura de la plataforma considerando el tamaño y la necesidad de desplazamiento en el eje x tomando en cuenta que el tronco que se desea preparar para entrar al torno tiene una longitud de 2,40m por un diámetro del tronco promedio de 1,20 m por lo tanto tendremos:

Se calcula el peso ejercido por el tronco para eso contemplamos sus dimensiones:

Donde:

d = diámetro de la troza.

L = longitud de la troza.

V = Volumen.

ρ = Densidad.

m = Masa.

g = Gravedad.

W = Peso.

Desarrollo:

$$d = 1.20m.$$

$$L = 2.40m$$

$$V = \frac{\Pi * D^2 * L}{4}$$

$$V = 2.7143m^3$$

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$\rho = 800 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = V * \rho \quad m = 2.7143m^3 * 800 \frac{kg}{m^3} = 2171.46kg(masa)$$

$$w = m * g$$

$$W = 10.65 \text{ KN} + 60 \text{ KN} = 70.65 \text{ KN} \quad w = 2171.4688kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 21302.10934 \frac{kgm}{s^2}$$

El peso de los piñones, motores, así como elementos de sujeción que representan el peso en la estructura en valor de 60 KN a esto se suma el peso de la troza y se obtendrá el valor 81.302 KN que es el peso requerido para el diseño.

Procedemos a calcular el momento flector máximo del sistema mediante el diagrama de fuerza cortante y momentos flectores que se indica en la figura 10.2 la fuerza a la cual está sometida la viga es 81.302 KN.

El cálculo se lo comprobará con el programa MD SOLIDS 2.6 como se indica en la figura 10.3.

De acuerdo al resultado del diagrama de momentos, el momento flector máximo es 91.46 KN-m.

El perfil con el cual vamos a realizar el análisis es UPN con sus respectivas medidas que se muestran en la figura 2.5 y en la figura 2.6 con estas medidas procedemos a calcular, el centro de gravedad y la inercia con respecto al eje x del perfil por el teorema de STEINE.

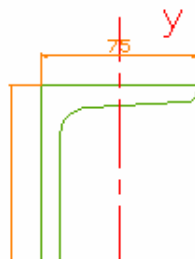


Fig. 10.2 Perfil de la viga.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

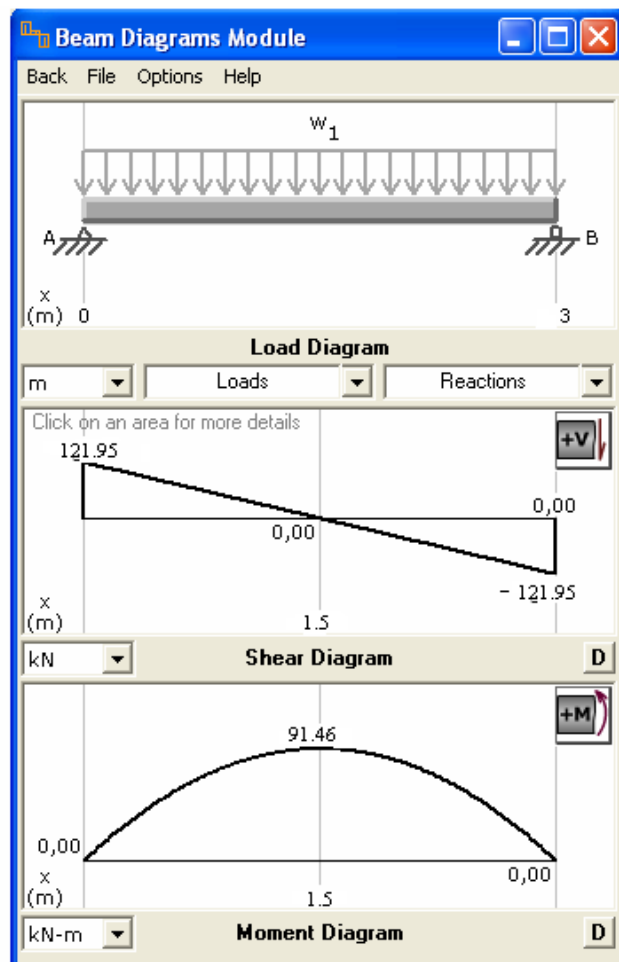


Fig. 10.3 Diagrama de fuerzas cortante y momento flector.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSolids 2.6

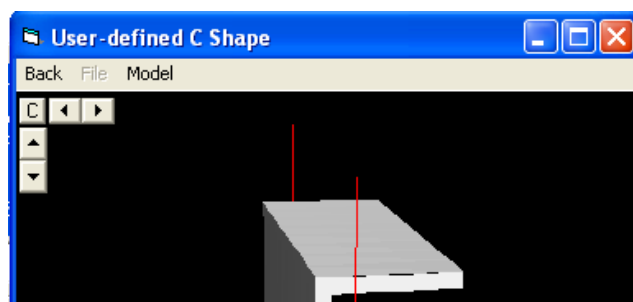


Fig. 10.4 Perfil 3 Solid Rendering.
 Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

Comprobación del cálculo de Inercia y centro de gravedad mediante el programa de diseño Mecánico MDSOLID 2.6. Ingresamos las medidas del perfil como se muestra en la figura 2.7 y comprobamos los resultados en el cuadro de dialogo que se despliega en la figura

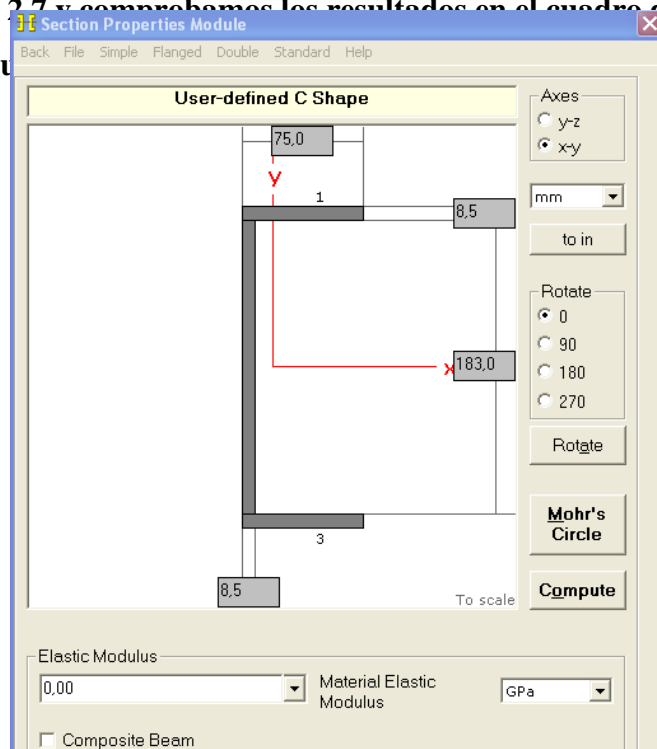


Fig.10.5 Selección del perfil y sus dimensiones.
 Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

X Axis Properties			
Elastic Modulus	E	1,0000	GPa
From bottom to centroid	y (bot)	100,0000	mm
From centroid to top	y (top)	100,0000	mm
Area of shape	A	2.830,5000	mm²
Moment of Inertia	Ix	16,0380E+06	mm⁴

Fig. 10.6 Resultado del cálculo.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

Con el valor de la inercia procedemos a calcular el esfuerzo normal.

$$4 \sigma_f = \frac{Mfxy}{I_x}$$

$$\sigma_f = \frac{91.146KN - mx0.05798m}{1.6276686x10^{-5} m^4}$$

$$\sigma_f = 165482.2735KPas$$

El cálculo del coeficiente de seguridad (n) Con un material común A36 que dispone de una resistencia de 235358.73KPas.

$$5 n = \frac{Sy}{\sigma_f} = \frac{235358.73KPas}{165482.2731KPas} = 1.42225 \approx 1.5$$

El perfil cumple satisfactoriamente con los requerimientos de diseño, ya que el factor de seguridad esta entre (1.5-2) siendo 1.5 un factor óptimo para la fabricación.

2.2.1.2 Diseño de las columnas.

Datos correspondientes a la selección del material de la viga Columna Modulo de elasticidad del acero A36 utilizado en la fabricación de perfiles la carga se reproduce como se puede visualizar en la Fig. 2.9. se puede decir que tendremos los mismos datos que en el índice 2.1.1.2.

Con lo cual la selección se repite.

2.2.1.3 Flechas o ejes coordenadas en x

Se escogerá para el diseño los ejes guías, el momento flector máximo de la estructura correspondiente al movimiento vertical del tronco dirección x. Se analiza la situación del eje así como los parámetros correspondientes a la durabilidad del mismo.

^{4,5}

Robert L. Mooff. **Diseño Elementos de máquinas. 2^{da} ed. pag. 78.**
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

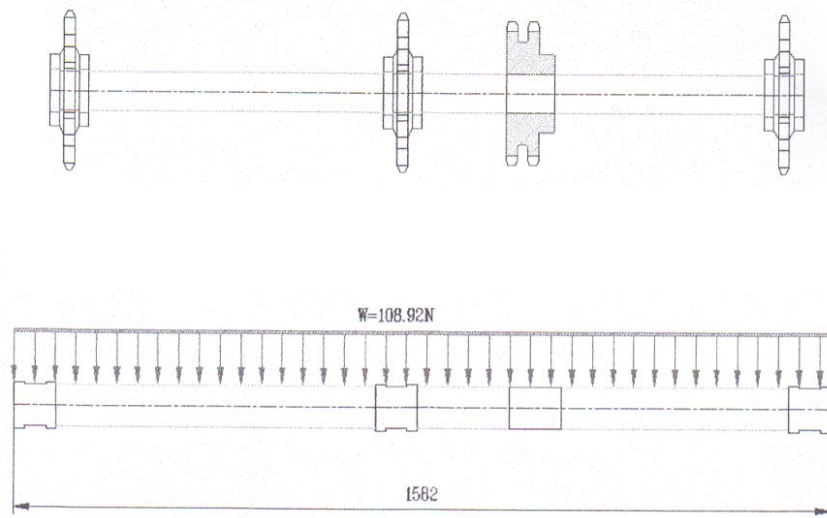


Fig. 10.7 Perfil de la viga.

Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

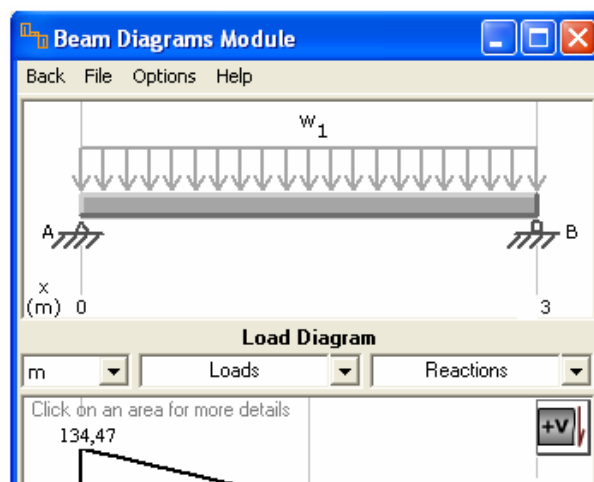


Fig. 10.8 Diagrama de fuerzas cortante y momento flector.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSolids 2.6

Cálculo del esfuerzo en las flechas.

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

$$S = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

Donde:

σ_{\max} = **Esfuerzo máximo.**

M = Momento flector máximo.

S = modulo de resistencia para una sección transversal cilíndrica.

n = Factor de seguridad (n > 1, valor entre 1.5- 2.5)

Sy = Resistencia a la fluencia del material.

Si se considera un factor de seguridad n = 2 y una resistencia a la fluencia del acero

Sy = 30 KPSI (210 N/mm²)

El esfuerzo normal máximo que soporta el material será:

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{n} = \frac{210}{2} = 105 \frac{N}{mm^2}$$

Con el análisis de fuerza y el diagrama de momentos realizado de la figura 10.8 tenemos $M = 53.1825 \text{ KNm}$, por lo tanto el módulo de resistencia esta dado por:

$$S = \frac{M}{\sigma_{\max}} = \frac{53.1825 \text{ Nm}}{105000 \times 10^3 \text{ Nm}} = 50.65 \times 10^{-6}$$

El diámetro de la flecha o eje deberá ser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32(50.65 \times 10^{-6})}{3.141516}} = 0.080203 \text{ m}$$

$$d = 0.046 \text{ m} = 80.20 \text{ mm}$$

Considerando la facilidad en el mercado se escoge un eje de 80 mm se especifica el tipo y el cual es de gran comercialización en nuestro país; y este está por demás sobre dimensionado asegurando así la estructura de la máquina.

2.1.1.4 Cálculo del torqué estructuras horizontales

El sistema de transmisión de movimiento es el de la figura en el cual el movimiento de la carga horizontal.

El torque requerido por el motor para mover el sistema depende de los siguientes factores:

- Inercia dada por el peso de la plataforma o la carga en si.
- Inercia creada por el husillo.
- Inercia del rotor del motor que acciona el sistema.
- Fuerza requerida para vencer la fricción.
- Rendimiento del sistema.

Por lo tanto se designa los factores para el cálculo:

Se especifica que el tronco en el diseño está dado por un diámetro de 0.80m y una longitud de corte igual a 2.60m estandarizado para que este siga en el proceso.

Donde:

d = Diámetro de al troza.

L = Longitud de la troza.

V = Volumen.

∂ = Densidad.

m = Masa.

g = Gravedad.

W = Peso.

M_t = Masa total.

F = Fuerza.

Hp = Potencia.

Desarrollo:

Datos:

Diametro 0.80m

Longitud : 1.2 m

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4}$$

$$V = \frac{\pi \cdot (0.80)^2 \cdot (1.2)m}{4}$$

$$V = 0.6031m^3$$

$$\partial = \frac{m}{v}$$

$$m = \partial \cdot V$$

$$m = 800 \frac{Kg}{m^3} \times 0.6031m^3 = 482.5486kg(masa)$$

$$M_T = M_{uni} \times \#trozas$$

$$M_T = 482.5486kg \times 3 = 1447.64Kg(masa)$$

$$W = m \cdot g$$

$$W = 1045.52204kg(masa) \times 9.81m/s^2$$

$$W = 10256.5712 \frac{kgm}{s^2}$$

$$F = \frac{1447.64Kgms^2}{9.81ms^2}$$

$$F = 1447 \text{ kg(fuerza)}$$

$$F = 3192.059198 \text{ lb(fuerza)}$$

$$Hp = \frac{\text{Fuerza} \times \text{FPM}}{33000}$$

$$Hp = \frac{3192.05 \text{ Kg(f)} \times 65.6165826 \text{ Ft/min}}{33000}$$

$$Hp = 6.3470 \text{ Hp}$$

La potencia necesaria para el motor esta dada según el cálculo por 6.3470 Hp, dado a que este valor se relaciona con el rendimiento de la máquina para el caso se toma un rendimiento del 84%.

$$n = \frac{P_{\text{salida}}}{P_{\text{entrada}}}$$

$$P_{\text{entrada}} = \frac{P_{\text{salida}}}{n}$$

$$P_{\text{entrada}} = \frac{6.34 \text{ Hp}}{0.84} = 7.5 \text{ Hp}$$

Selección

Se elige una potencia de 7.5 Hp con lo cual se encuentra un valor estándar dentro de los catálogos existentes y se cubre los parámetros de la elección.

2.3.1.5 Cálculo del sistema de transmisión mediante Banda.

Para la transferencia de movimiento del motor hacia el reductor se especifica los datos obtenidos en el cálculo del motor y por consiguiente se procede al cálculo de todo lo referente a poleas tipo de bandas y elementos complementarios para la impulsar el movimiento del transporte de salida.

Datos:

Impulsor.

Motor : 1750 rpm

H = 7.5Hp

Impulsado

Transporte de trozas

24h

DISEÑO:

1. - Potencia de diseño

$$P = H * f_s$$

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

f_s = Factor de servicio Tabla 13-1

$$P = 7.5 * 1.4$$

$$= 10.5 \text{ hp}$$

2. - Selecciona la sección de la banda

A partir de la Fig. 13.9, se sugiere utilizar una banda 3V para 10.5 hp a una velocidad de entrada de 1750 rpm

3. - Relación nominal de velocidad.

$$i = \frac{1750}{870} = 2.01 \approx 2$$

4. - Tamaño de la polea acanalada impulsora que generará una velocidad de vanda de 2500 pies/min, como parámetro para seleccionar una polea acanalada estandar.

$$V = \frac{\pi * D1 * n1}{12}$$

$$D1 = \frac{12 * 2500 \text{ ft}}{\pi * 1750} = 5.4'' \approx 5''$$

5. - Tamaño de la polea acanalada impulsada.

$$i = \frac{D2}{D1}$$

$$2 = \frac{D2}{5} = 10''$$

6. - Determine la potencia específica.

Hr = potencia específica

Pb = potencia básica

Pa = potencia agregada.

Hr = Pb + Pa

Pb = 5.5Hp Fig 13-10, 13-11, 13-12

Pa = 1.9Hp Fig 13-13

Hr = 5.5 + 1.9 = 7.4Hp

7. - Especifique una distancia central para realizar pruebas.

$$D2 < C < 3(D2 + D1)$$

$$10" < C < (10" + 5")$$

$$10" < C < 45"$$

Con la intención de conservar espacio se hará la prueba con C = 20"

8. - Cálculo de la longitud de la banda que se necesita.

$$9. - \text{Distancia central real } L = 2C + 1.57(D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4C}$$

$$L = 2C + 1.57(D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4C}$$

$$= 2 * 20 + 1.57(10 + 5) + \frac{(10 - 5)^2}{4 * 20}$$

$$60 = 20 + 15.35 + 0.3125$$

$$= 35.6625$$

Normalizada 60 = 2C + 23.55 + $\frac{6.25}{C}$

$$60C = 2C^2 + 23.55C + 6.25$$

$$0 = 2C^2 - 36.45C + 6.25 = 0$$

$$C1 = 18.051$$

10. - Cálculo del ángulo envolvente de la banda en la polea mas pequeña.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \text{sen}^{-1} \left[\frac{D2 - D1}{2C} \right]$$

$$= 180^\circ - 2 \text{sen}^{-1} \left[\frac{10 - 5}{2 * 18.051} \right]$$

$$= 164.078^\circ$$

11. - Factor de corrección a partir de las figuras 13 - 14 y 13 - 15. Para

$$\theta = 164^\circ \quad C_\theta = 0.96$$

$$L = 60" \quad C_L = 0.97$$

C_θ = factor de corrección por contacto (θ D1)

C_L = factor de corrección por polea (longitud)

12.- Potencia especificada corregida por banda y el número de bandas que se necesitan para transmitir la potencia de diseño.

$$Hr' = Hr * C_{\theta} * C_L$$

Hr' = potencia especificada corregida

$$\begin{aligned} Hr' &= Hr * C_{\theta} * C_L \\ &= 7.4 * 0.96 * 0.97 \\ &= 6.89 \text{ hp} \end{aligned}$$

$$\# \text{ Bandas} = \frac{P}{Hr'} = \frac{10.5}{6.89} = 1.523$$

Aproximadamente 2 bandas.

2.2.1.6 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena.

Con el cálculo de la potencia del motor, se queda en dimensionar tanto la cadena la relación de transmisión así como los factores requeridos para el dimensionamiento de los demás componentes necesarios para el sistema de transmisión.

Para esto se a escogido una velocidad inicial de 1750 rpm necesarias para el cálculo a la par que este motor será de 7.5 Hp, y se requiere que el transporte se mueva con una velocidad lineal de 20 m /min El .

Donde:

V l = Velocidad lineal.

d(m) = diámetro de la troza.

w = Velocidad angular.

i = relación de transmisión.

Desarrollo:

$$V l = 10 \text{ m/min}$$

$$d(m) = 0,13$$

$$w = \frac{V_{lineal}}{2000 \text{ mm/min}}$$

$$w = \frac{\pi \times 0.13 \text{ m}}{\pi \times 0.13 \text{ m}}$$

$$w = 10.61 \text{ rpm}$$

La velocidad es rectificada por un valor que cumpla con la función y además está éste dentro del catalogo para la selección de los parámetros necesarios para su selección la velocidad será 24.48 prm que esta dentro de rango de funcionamiento además cumple con las especificaciones del catálogo se calcula entonces la relación de transmisión este valor esta dado por la relación de $i = \frac{N1}{N2}$ será. $i = \frac{870}{87} = 10$.

El moto reductor seleccionado para mover las trozas en coordenada x se determina en base a los torques calculados en los ítems anteriores y se detalla a continuación en la tabla 4.1.

P1 (KW)	n2 (1/min)	M2 (Nm)	f.s	i	Grandeza,size,	Fr2
7.9	10	56200	1,1	87	4195	18000

Tabla 4.1 Datos técnicos Motovario
Fuente Catálogo de MOTOVARIO GO100

2.2.1.7 Selección:

Junto con el torque calculado más la relación se a escogido un moto reductor marca MOTOVARIO Tipo 4195.

2.2.1.8 Sistema de transmisión mediante cadena.

Donde:

P = Potencia.

T = Torque.

n1 = Número de revoluciones de la rueda motriz.

n2 = Número de revoluciones de la rueda conducida.

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

Ks = Factor de servicio Tabla 17-14

i = Relación de transmisión.

Z2 = Número de dientes del piñón motriz.

Z1 = Número de dientes del piñón conducido.

Hr' = potencia especificada corregida

K1 = Factor de corrección de la catalina motriz.

K2 = Factor de corrección número de torones.

Hr = Potencia nominal corregida.

c = Distancia de centros.

D1 = Diámetro primitivo del piñón motriz.

D2 = Diámetro primitivo del piñón conductor.

P = Paso del piñón.

L = Longitud de paso.

$$V_L = \pi * D * n$$

$$n = \frac{10}{\pi * 0.3} = 10.61 \text{ rpm} \approx 10 \text{ rpm}$$

Datos:

Reductor SM CYCLO CHH

Modelo 4195

H : 10.5 hp

T = 62500 lb * in

OHL = 13250 lb

n1 = 10 rpm

n2 = 10 rpm

Tipo de lubricación "A"

1. - Potencia de diseño

$$P = H * K_s$$

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

K_s = Factor de servicio Tabla 17-14

$$P = 10.7 * 1.5$$

$$= 16.05 \text{ hp}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{10}{10} = 1$$

Asumo Z₁ = 23

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = 23$$

Dado a que el valor Z₁ es un valor en el cual debe llegar a cumplir la relación descrita se puede tomar varios valores como 23/23 o 28/28 respectivamente estas dos relaciones cumplen con la condición antes descrita entonces tomaremos en cuenta el factor económico y la disponibilidad del mercado por lo tanto se escoge una transmisión de 23 a 23 siendo esta relación la mas económica, de fácil adquisición

12. - Potencia especificada corregida.

$$Hr' = K1 * K2 * Hr$$

Hr' = potencia especificada corregida

K1 = factor de corrección de la catalina motriz.

K2 = factor de corrección número de torones.

Hr = potencia nominal corregida.

$$Hr' = 1.35 * 1.7 * 9.33$$

$$= 21.41$$

si $Hr' > P$ es correcto.

ANSI 120-2 Tipo de lubricacion manual o goteo (A) paso = 1.5"

$$30p \leq c \leq 50p$$

$$30 * 1.5 \leq c \leq 50 * 1.5$$

$$45" \leq c \leq 75"$$

$$C = 50" \text{ Asumir}$$

Cálculo del número de eslabones

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 (C/p)}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * 50}{1.5} + \frac{23 + 23}{2} + \frac{(23 - 23)^2}{4\pi^2 (50/1.5)}$$

$$\frac{L}{p} = 66.66 + 23 + 0$$

$$= 89.66 \text{ pasos}$$

Distancia central real

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 (C/p)}$$

$$89.66 = \frac{2 * C}{1.5} + \frac{23 + 23}{2} + \frac{(23 - 23)^2}{4\pi^2 (C/1.5)}$$

$$89.66 = 1.33C + 23$$

$$C = 50.12"$$

$$45 \leq 50.12" \leq 75" \text{ si cumple}$$

$$\frac{L}{1.5} = 89.66$$

$$L = 134.66"$$

$$D1 = \frac{p}{\sin(180^\circ/23)} = \frac{1.5}{\sin(180^\circ/23)} = 11.01''$$

$$D1 = D2$$

$$v = \frac{N2pn2}{12}$$

$$v = \frac{23 * 1.5 * 10.61}{12} = 30.50 \frac{Ft}{min} * \frac{12''}{Ft} * \frac{2.54cm}{1''} * \frac{1m}{100cm} = 9.29 \approx 10 \frac{m}{min}$$

Se establece que el cálculo del número de diente para el eje del moto reductor es de 13 dientes con un paso de 1”, el engrane que esta colocado en la parte lateral del rodillo es de 15 dientes.

Selección.

La cadena que se utiliza en el cálculo es:

Número de cadena.	Paso(pulg)	Resistencia a la tracción
120	11/2	34000

2.3.1.9 Ruedas de desplazamiento, Tuercas, Bocinas y Acoples

Las ruedas de desplazamiento, la tuerca de la estructura bocines de toda la estructura, los acoples de tuercas están contruidos de material según especificaciones dadas por el fabricante.

Los bocines tiene por objeto, acoplar la rueda a la estructura por medio de un tornillo M30 para su fijación en la parte externa con un bosin construida con acero de transmisión a fin de hacer un tope el cual garantice el acople y firmeza.

2.3.1.10 Chumacera

La finalidad principal de estos elementos es servir de apoyo a los externos de los rodillos binómicos que transmiten movimiento de manera que el movimiento se la mesa sea suave y segura.

Dentro de las chumaceras sean montadas rodamientos de bolas seleccionados para

soportar cargas axiales generadas por el cambio de giro en las operaciones del rodillo. En la figura se muestra como rediseño de sistema. En el acoplamiento de las chumaceras a la estructura de soporte se realizó mediante pernos y tuercas M16, logrando con esto una excelente firmeza y seguridad. Las dimensiones y características del mecanizado, tanto de las tuercas, bocinas, acoples, piñones y chumaceras se encuentran detallados dentro del plano mecánico y general, que se encuentra en el anexo A.

2.3.1.11 Construcción de las bases del motor

Para la fijación del motor de corriente alterna que hará la función del movimiento de arrastre del tronco. La finalidad de estos elementos es servir de base para sujetar el motor a la estructura principal, así como también facilitar el matrimonio entre la rueda motriz y la conducida del rodillo binómico.

2.3.1.12. Selección del proceso de soldadura.

Selección.

Los procesos de soldadura deben regirse a los parámetros establecidos en el ítem 2.1.1.16. para lo cual se adjunta un PQR Anexo A-4, el cual detalla paso a paso el proceso a seguirse para la unión de la estructura, las uniones se someten a las pruebas estipuladas en el ítem 2.1.1.16.7, las cuales estarán registradas mediante un WPS Anexo A-5.

El plano de soldadura estructural correspondiente a la Transferencia de 90 ° se lo detalla Anexo A-A9 el cual nos guiara a realizar un ensamblaje rápido y efectivo.

2.3.1.13. Cálculo eléctrico del motor Transporte unidireccional..

El cálculo potencia del motor, se lo demostró en el índice 2.1.1.4 El cual arrojó los siguientes resultados que se detallan.

Datos:

Potencia = 7.5HP

Voltaje = 440 V.

Protección IP = 55

Temperatura de funcionamiento = -10° a 40°C

Dado que las condiciones de trabajo de este motor son las mismas que en el índice

2.1.3.19 se empleará el cable # 14 AWG THUF.

Conexión del motor espada.

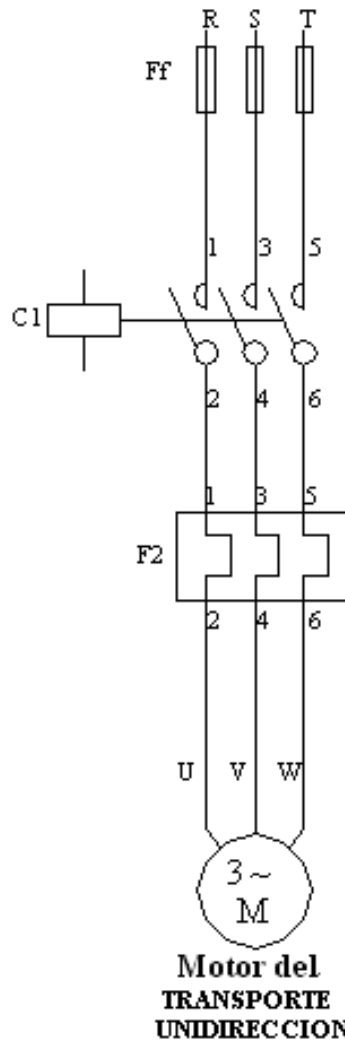


Fig. 4.12 Diagrama de conexión motor transporte unidireccional

Para cumplir con los requerimientos del sistema a implementarse se procese a la selección respectiva de cada elemento que conforma el circuito.

➤ Tira Fusibles

La longitud y sección determinan la corriente y tiempo de cooperación.

Parámetro:

I conducción debe ser 110% In

Ico = Corriente de conducción.

$${}^{28}I_{co} = \frac{110 \times 10}{100}$$

Ico =11 A.

El valor de la Ico será el nuevo valor corriente nominal que opera en el circuito este se aproxima a su inmediato superior dando un valor de 7A.

Debido a las características del motor del transporte, el seccionador fusible requerido es un dispositivo que debe cumplir con los siguientes valores:

- Tripolar
- V : 440 V.
- In. : 10 A.
- f : 60Hz.

De la tabla 3.1 se selecciona al dispositivo adecuado.

TABLA 3.1 SECCIONADOR FUSIBLE TRIPOLAR UTILIZADO EN MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Voltaje	Amperaje	Ejecución	Base	Tipo
V	A			
440	10	rápido	bakelita	3NA3 807

El seccionador fusible recomendado es el 3NA3 807, en el Anexo C-1.se presenta en detalle sus características.

²⁸Relé térmico.
 Protección de Instalaciones eléctricas industriales y Comerciales Enríquez Jarper pag.125.

El relé adecuado para el motor es seleccionado en la tabla 3.2, en el índice 2.1.3.19.

El cual arrojo los siguientes resultados.

TABLA 3.2 RELÉS BIMETÁLICOS UTILIZADOS EN PROTECCIÓN DE MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Relé bimetálico	Margen de ajuste
HP	KW	A.	Tipo	
7.5	5.5	31,80	T3CDM 15	10,0 - 15,0

El elemento seleccionado es el T3CDM 10,5, en el ANEXO C-3 se presentan detalladamente todas sus características.

Por otra parte, en las maniobras que debe ejecutar el motor de la sierra intervienen un contactor (ver figura 2.1.3.13) el Anexo D (Planos Eléctricos) se detalla su conexión.

➤ Contactor:

Contactor tripolar.

Clase de I que operan los contactos principales: AC

V_n : 440 V.

P: 3,7 Kw.

f: 60 Hz.

V_{Bobinado}: 120 vac.

La tabla siguiente permite identificar el modelo de contactor aconsejado en el índice 2.1.3.19.

TABLA 3.3 CONTACTORES UTILIZADOS PARA MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Contactor
HP	KW	A.	Tipo
7,5	5,60	12	3RT10 17-1AV0

Con el dato obtenido de la tabla anterior 3RT10 17-1AV0, en el Anexo C-4 se presentan otras características del contactor seleccionado.

En resumen:

Se requiere para implementar el sistema los siguientes dispositivos.

N	Tipo	Designación
-	Cable	#14 AWG THUF THUF
1	Tira fusibles	3NA3 807
1	Relés térmicos	T3CDM 15,
1	Contactores	3RT10 17-1AV0
1	Motor	7.5Hp

2.4 Transporte de Salida

2.4.1 Diseño sistema mecánico.

2.4.1.1 Selección del sistema mecánico para el movimiento de arrastre de troncos

Para el arrastre de troncos se utilizara el perfil especificado en el ítem 2.1.1.1 en el cual se considero un peso igual ya que debe llegar a la fase final un tronco de 1.20

metros de longitud con un diámetro máximo de 80 mm en esas condiciones se procederá a la acumulación de los mismos para la acumulación se prevé implementar tres recipientes en si la transportación de los troncos se llevara acabo tal como se diseño tanto en la sierra como en la transferencia de 90° se considerara para el diseño lo anteriormente probado como vigas y columnas las estructuras principales o armazón base las especificaciones y sus consideraciones se explican en los planos tanto armados como despiece Anexo A-13, A-14 respectivamente.

Fig. 13.1 Vista lateral del transporte de salida
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL.

2.4.1.2 Cálculo del torqué estructuras horizontales

El sistema de transmisión de movimiento es el de la figura en el cual el movimiento de la carga horizontal.

El torque requerido por el motor para mover el sistema depende de los siguientes factores:

- **Inercia dada por el peso de la plataforma o la carga en si.**

- Inercia creada por el husillo.
- Inercia del rotor del motor que acciona el sistema.
- Fuerza requerida para vencer la fricción.
- Rendimiento del sistema.

Por lo tanto se designa los factores para el cálculo:

Se especifica que el tronco en el diseño está dado por un diámetro de 0.80m y una longitud de corte igual a 2.60m estandarizado para que este siga en el proceso.

Donde:

d = Diámetro de al troza.

L = Longitud de la troza.

V = Volumen.

ρ = Densidad.

m = Masa.

g = Gravedad.

W = Peso.

M_t = Masa total.

F = Fuerza.

Hp = Potencia.

Desarrollo:

Datos:

Diámetro 0.80m

Longitud : 1.2 m

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4}$$

$$V = \frac{\pi \cdot (0.80)^2 \cdot (1.2)m}{4}$$

$$V = 0.6031m^3$$

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$m = \rho \cdot V$$

$$m = 800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.603 \text{ lm}^3 = 482.5486 \text{ kg (masa)}$$

$$M_T = M_{\text{uni}} \times \# \text{ trozas}$$

$$M_T = 482.5486 \text{ kg} \times 3 = 1447.64 \text{ Kg (masa)}$$

$$W = m \cdot g$$

$$W = 1045.52204 \text{ kg (masa)} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W = 10256.5712 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

$$F = \frac{1447.64 \text{ Kgms}^2}{9.81 \text{ ms}^2}$$

$$F = 1447 \text{ kg (fuerza)}$$

$$F = 3192.059198 \text{ lb (fuerza)}$$

$$Hp = \frac{\text{Fuerza} \times \text{FPM}}{33000}$$

$$Hp = \frac{3192.05 \text{ Kg (f)} \times 65.6165826 \text{ Ft/min}}{33000}$$

$$Hp = 6.3470 \text{ Hp}$$

La potencia necesaria para el motor esta dada según el cálculo por 6.3470 Hp, dado a que este valor se relaciona con el rendimiento de la máquina para el caso se toma un rendimiento del 84%.

$$n = \frac{P_{\text{salida}}}{P_{\text{entrada}}}$$

$$P_{\text{entrada}} = \frac{P_{\text{salida}}}{n}$$

$$P_{\text{entrada}} = \frac{6.34 \text{ Hp}}{0.84} = 7.5 \text{ Hp}$$

Selección

Se elige una potencia de 7.5 Hp con lo cual se encuentra un valor estándar dentro de los catálogos existentes y se cubre los parámetros de la elección con el catálogos existentes y se cubre los parámetros de la elección.

2.4.1.3 Cálculo del sistema de transmisión mediante Banda.

Para la transferencia de movimiento del motor hacia el reductor se especifica los datos obtenidos en el cálculo del motor y por consiguiente se procede al cálculo de todo lo referente a poleas tipo de bandas y elementos complementarios para la impulsar el movimiento del transporte de salida.

Datos :

Impulsor.

Motor : 1750 rpm

H = 7.5Hp

Impulsado

Transportede trozas

24h

DISEÑO:

1. - Potencia de diseño

$$P = H * fs$$

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

fs = Factorde servicio Tabla13-1

$$P = 7.5 * 1.4$$

$$= 10.5hp$$

2. - Selecciona la sección de la banda

A partir de la Fig. 13.9, se sugiere utilizar una banda 3V para 10.5 hp a una velocidad de entrada de 1750 rpm

3. - Relación nominal de velocidad.

$$i = \frac{1750}{870} = 2.01 \approx 2$$

4. - Tamaño de la polea acanalada impulsora que generará una velocidad de vanda de 2500 pies/min, como parámetro para seleccionar una polea acanalada estándar.

$$V = \frac{\pi * D1 * n1}{12}$$

$$D1 = \frac{12 * 2500 \text{ft}}{\pi * 1750} = 5.4'' \approx 5''$$

5. - Tamaño de la polea acanalada impulsada.

$$i = \frac{D2}{D1}$$

$$2 = \frac{D2}{5} = 10''$$

6. - Determina la potencia específica.

Hr = potencia específica

Pb = potencia básica

Pa = potencia agregada.

Hr = Pb + Pa

Pb = 5.5Hp Fig 13-10, 13-11, 13-12

Pa = 1.9Hp Fig 13-13

Hr = 5.5 + 1.9 = 7.4Hp

7. - Especifique una distancia central para realizar pruebas.

$$D2 < C < 3(D2 + D1)$$

$$10'' < C < (10'' + 5'')$$

$$10'' < C < 45''$$

Con la intención de conservar espacio se hará la prueba con C = 20''

8. - Cálculo de la longitud de la banda que se necesita.

$$\begin{aligned}L &= 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \\&= 2 * 20 + 1.57(10 + 5) + \frac{(10 - 5)^2}{4 * 20} \\&= 40 + 23.55 + 0.3125 \\&= 63.86''\end{aligned}$$

Normalizada 60''

9. - Distancia central real..

$$\begin{aligned}L &= 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \\60 &= 2C + 1.57(10 + 5) + \frac{(10 - 5)^2}{4C} \\60 &= 2C + 23.55 + \frac{6.25}{C} \\60C &= 2C^2 + 23.55C + 6.25 \\0 &= 2C^2 - 36.45C + 6.25 = 0 \\C_1 &= 18.051\end{aligned}$$

10. - Cálculo del ángulo envolvente de la banda en la polea mas pequeña.

$$\begin{aligned}\theta_1 &= 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \\&= 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{10 - 5}{2 * 18.051} \right] \\&= 164.078^\circ\end{aligned}$$

11. - Factor de corrección a partir de las figuras 13 - 14 y 13 - 15. Para

$$\theta = 164^\circ \quad C_\theta = 0.96$$

$$L = 60'' \quad C_L = 0.97$$

C_θ = factor de corrección por contacto (θD_1)

C_L = factor de corrección por polea (longitud)

12. - Potencia especificada corregida por banda y el número de bandas que se necesitan para transmitir la potencia de diseño.

$$Hr' = Hr * C_\theta * C_L$$

Hr' = potencia especificada corregida

$$Hr' = Hr * C_\theta * C_L$$

$$= 7.4 * 0.96 * 0.97$$

$$= 6.89 \text{ hp}$$

$$\# \text{Bandas} = \frac{P}{Hr'} = \frac{10.5}{6.89} = 1.523$$

Aproximadamente 2 bandas.

2.4.1.4 Cálculo del sistema de transmisión mediante cadena.

Con el cálculo de la potencia del motor, se queda en dimensionar tanto la cadena la relación de transmisión así como los factores requeridos para el dimensionamiento de los demás componentes necesarios para el sistema de transmisión.

Para esto se a escogido una velocidad inicial de 1750 rpm necesarias para el cálculo a la par que este motor será de 7.5 Hp, y se requiere que el transporte se mueva con una velocidad lineal de 20 m /min.

Donde:

V l = Velocidad lineal.

d(m) = diámetro de la troza.

w = Velocidad angular.

i = relación de transmisión.

Desarrollo:

$$V l = 10 \text{ m/min}$$

$$d(m) = 0,13$$

$$w = \frac{V_{lineal}}{\pi \times d_{(m)}}$$

$$w = \frac{8 \text{ m / min}}{\pi \times 0.13 \text{ m}}$$

$$w = 19.58 \text{ rpm}$$

La velocidad es rectificada por un valor que cumpla con la función y además está éste dentro del catalogo para la selección de los parámetros necesarios para su selección la velocidad será 19.58 rpm que esta dentro de rango de funcionamiento

además cumple con las especificaciones del catálogo se calcula entonces la relación de transmisión este valor esta dado por la relación de $i = \frac{N1}{N2}$ será.

$$i = \frac{875}{20.2} = 43.31$$

Los moto reductores seleccionados para mover las trozas en coordenada x se determina en base a los torques calculados en los ítems anteriores y se detalla a continuación en la tabla 2.4.1.

P1 (KW)	n2 (1/min)	M2 (Nm)	f.s	i	Grandeza,size,	Fr2
19.6	20.2	56200	1,1	43	4195	18000

Tabla 2.4.1 Datos técnicos Motovario
Fuente Catálogo de MOTOVARIO GO100

2.2.1.7 Selección:

Junto con el torque calculado más la relación se a escogido un moto reductor marca MOTOVARIO Tipo 4195.

2.4.1.5 Sistema de transmisión mediante cadena.

Donde:

P = Potencia.

T = Torque.

n1 = Número de revoluciones de la rueda motriz.

n2 = Número de revoluciones de la rueda conducida.

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

Ks = Factor de servicio Tabla 17 - 14

i = Relación de transmisión.

Z2 = Número de dientes del piñón motriz.

Z1 = Número de dientes del piñón conducido.

Hr' = potencia especificada corregida

K1 = Factor de corrección de la catalina motriz.

K2 = Factor de corrección número de torones.

Hr = Potencia nominal corregida.

c = Distancia de centros.

D1 = Diámetro primitivo del piñón motriz.

D2 = Diámetro primitivo del piñón conductor.

P = Paso del piñón.

L = Longitud de paso.

$$V_L = \pi * D * n$$

$$n = \frac{10}{\pi * 0.3} = 10.61 \text{ rpm} \approx 10 \text{ rpm}$$

Datos:

Reductor SM CYCLO CHH

Modelo 4195

H : 10.5 hp

T = 62500 lb * in

OHL = 13250 lb

n1 = 10 rpm

n2 = 10 rpm

Tipo de lubricación "A"

1. - Potencia de diseño

$$P = H * K_s$$

P = Potencia de diseño

H = Potencia dada

K_s = Factor de servicio Tabla 17-14

$$P = 5 * 1.5$$

$$= 7.5 \text{ hp}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{24.8}{24.48} = 1.013 \text{ rpm}$$

Asumo $Z_1 = 13$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = 15$$

Dado a que el valor Z_1 es un valor en el cual debe llegar a cumplir la relación descrita se puede tomar varios valores como 13/15 o 16/18 respectivamente estas dos relaciones cumplen con la condición antes descrita entonces tomaremos en cuenta el factor económico y la disponibilidad del mercado por lo tanto se escoge una transmisión de 15 a 15 siendo esta relación la mas económica, de fácil adquisición

12. - Potencia especificada corregida.

$$H_r' = K_1 * K_2 * H_r$$

H_r' = potencia especificada corregida

K_1 = factor de corrección de la catalina motriz.

K_2 = factor de corrección número de torones.

H_r = potencia nominal corregida.

$$H_r' = 1.35 * 1.7 * 9.33$$

$$= 21.41$$

si $H_r' > P$ es correcto.

ANSI 120-2 Tipo de lubricación manual o goteo (A) paso = 1.5"

$$30p \leq c \leq 50p$$

$$30 * 1.5 \leq c \leq 50 * 1.5$$

$$45" \leq c \leq 75"$$

$$C = 50" \text{ Asumir}$$

Cálculo del número de eslabones

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * 50}{1.5} + \frac{23 + 23}{2} + \frac{(23 - 23)^2}{4\pi^2 \left(\frac{50}{1.5}\right)}$$

$$\frac{L}{p} = 66.66 + 23 + 0$$

$$= 89.66 \text{ pasos}$$

Distancia central real

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)}$$

$$89.66 = \frac{2 * C}{1.5} + \frac{23 + 23}{2} + \frac{(23 - 23)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{1.5}\right)}$$

$$89.66 = 1.33C + 23$$

$$C = 50.12''$$

$$45 \leq 50.12'' \leq 75'' \quad \text{si cumple}$$

$$\frac{L}{1.5} = 89.66$$

$$L = 134.66''$$

$$D1 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ / 23)} = \frac{1.5}{\text{sen}(180^\circ / 23)} = 11.01''$$

$$D1 = D2$$

$$v = \frac{N2 p n^2}{12}$$

$$v = \frac{23 * 1.5 * 10.61}{12} = 30.50 \frac{Ft}{\text{min}} * \frac{12''}{Ft} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1''} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 9.29 \approx 10 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Se establece que el cálculo del número de diente para el eje del moto reductor es de 13 dientes con un paso de 1'', el engrane que esta colocado en la parte lateral del rodillo es de 15 dientes.

Selección.

La cadena que se utiliza en el cálculo es:

Número de cadena.	Paso(pulg)	Resistencia a la tracción
120	11/2	34000

2.4.1.5 Ruedas de desplazamiento, Tuercas, Bocinas y Acoples

Las ruedas de desplazamiento, la tuerca de la estructura bocines de toda la estructura, los acoples de tuercas están contruidos de material según especificaciones dadas por el fabricante.

Los bocines tiene por objeto, acoplar la rueda a la estructura por medio de un tornillo M30 para su fijación en la parte externa con un bosin construida con acero de transmisión a fin de hacer un tope el cual garantice el acople y firmeza.

2.4.1.6 Chumacera

La finalidad principal de estos elementos es servir de apoyo a los externos de los rodillos binómicos que transmiten movimiento de manera que el movimiento se la mesa sea suave y segura.

Dentro de las chumaceras sean montadas rodamientos de bolas seleccionados para soportar cargas axiales generadas por el cambio de giro en las operaciones del rodillo.

En la figura se muestra como rediseño de sistema.

En el acoplamiento de las chumaceras a la estructura de soporte se realizo mediante pernos y tuercas M16, logrando con esto una excelente firmeza y seguridad. Las dimensiones y características del mecanizado, tanto de las tuercas, bocinas, acoples, piñones y chumaceras se encuentran detallados dentro del plano mecánico y general, que se encuentra en el anexo A.

2.4.1.7 Construcción de las bases del motor

Para la fijación del motor de corriente alterna que hará la función del movimiento de arrastre del tronco.

La finalidad de estos elementos es servir de base para sujetar el motor a la estructura principal, así como también facilitar el matrimonio entre la rueda motriz y la conducida del rodillo binómico.

2.3.1.12. Selección del proceso de soldadura.

Selección.

Los procesos de soldadura deben regirse a los parámetros establecidos en el ítem 2.1.1.16. para lo cual se adjunta un PQR Anexo A-4, el cual detalla paso a paso el proceso a seguirse para la unión de la estructura, las uniones se someten a las pruebas estipuladas en el ítem 2.1.1.16.7, las cuales estarán registradas mediante un WPS Anexo A-5.

El plano de soldadura estructural correspondiente Altransporte Unidireccional se lo detalla Anexo A-A15 el cual nos guiara a realizar un ensamblaje rápido y efectivo

2.4.2. Diseño del Sistema Hidráulico

Estos topes tienen la función dos funciones principales:

- **Detener la troza debido a la inercia del sistema de transmisión que lo transporta.,**

- Que permanezca la troza en una posición adecuada para que los pateadores trasladen hacia los acumuladores.

2.4.2.1. Funcionamiento

Estos topes funcionarían mediante un selector de tres posiciones que activará en forma secuencial o indistintamente los cilindros de los topes.

Existen tres acumuladores de trozas, cada uno de ellos está constituido por un tope y un pateador que serán accionados mediante cilindros hidráulicos. Estos topes estarán formando un solo sistema hidráulico por lo que no es necesario realizar los cálculos y selección de sus elementos para los cuatro cilindros, con un solo cálculo de cualquier tope satisface los parámetros que se requiera para un funcionamiento eficiente de acuerdo al apartado 2.1.2.14.4. CÁLCULO DEL CILINDRO PARA EL TOPE TROZAS DE 4 PIES, su funcionamiento será en forma manual o automática.

2.4.2.2. Circuito Hidráulico

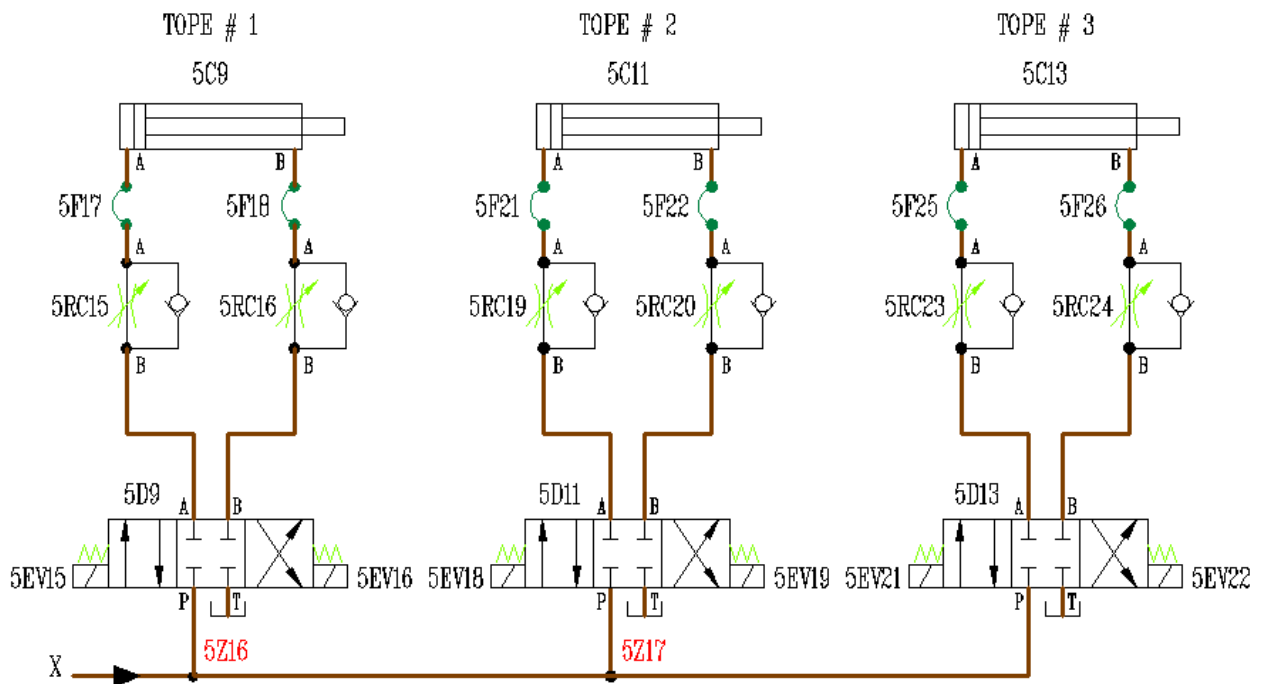


Fig. 2.4.2.1. Circuito Hidráulico Topes

Anexo B

2.1.3.25 Cálculo sistema eléctrico.

El cálculo potencia del motor, se lo demostró en el índice 2.1.1.4 El cual arrojó los siguientes resultados que se detallan.

Datos:

Potencia = 7.5HP

Voltaje = 440 V.

Protección IP = 55

Temperatura de funcionamiento = -10° a 40°C

Dado que las condiciones de trabajo de este motor son las mismas que en el índice 2.1.3.19 se empleará el cable # 14 AWG THUF.

Conexión del motor espada.

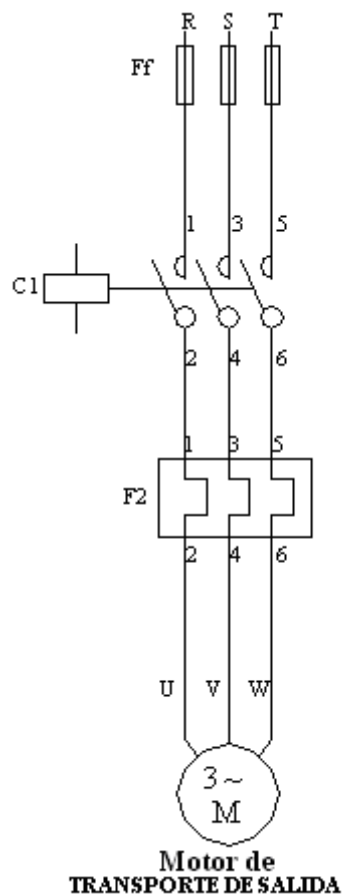


Fig. 4.12 Diagrama de conexión motor transporte de salida

Para cumplir con los requerimientos del sistema a implementarse se procese a la selección respectiva de cada elemento que conforma el circuito.

➤ Tira Fusibles

La longitud y sección determinan la corriente y tiempo de cooperación.

Parámetro:

I conducción debe ser 110% In

Ico = Corriente de conducción.

$$I_{co} = \frac{110 \times I_n}{100}$$

Ico = 11 A.

El valor de la Ico será el nuevo valor corriente nominal que opera en el circuito este se aproxima a su inmediato superior dando un valor de 7A.

Debido a las características del motor del transporte, el seccionador fusible requerido es un dispositivo que debe cumplir con los siguientes valores:

- Tripolar
- V : 440 V.
- In. : 10 A.
- f : 60Hz.

De la tabla 3.1 se selecciona al dispositivo adecuado.

TABLA 3.1 SECCIONADOR FUSIBLE TRIPOLAR UTILIZADO EN MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Voltaje	Amperaje	Ejecución	Base	Tipo
V	A			
440	10	rápido	bakelita	3NA3 807

El seccionador fusible recomendado es el 3NA3 807, en el Anexo C-1.se presenta en detalle sus características.

Relé térmico:

El relé adecuado para el motor es seleccionado en la tabla 3.2, en el índice 2.1.3.19.

El cual arrojo los siguientes resultados.

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Relé bimetálico	Margen de ajuste
HP	KW	A.	Tipo	
7.5	5.5	31,80	T3CDM 15	10,0 - 15,0

El elemento seleccionado es el T3CDM 10,5, en el ANEXO C-3 se presentan detalladamente todas sus características.

Por otra parte, en las maniobras que debe ejecutar el motor de la sierra intervienen un contactor (ver figura 2.1.3.13) el Anexo D (Planos Eléctricos) se detalla su conexión.

➤ Contactor:

Contactador tripolar.

Clase de I que operan los contactos principales: AC

V_n : 440 V.

P: 3,7 Kw.

f : 60 Hz.

V_{Bobinado}: 120 vac.

La tabla siguiente permite identificar el modelo de contactor aconsejado en el índice 2.1.3.19.

TABLA 3.3 CONTACTORES UTILIZADOS PARA MOTORES TRIFÁSICOS DE 440 V

Potencia nominal		1 nom. aprox.	Contactador
HP	KW	A.	Tipo
7,5	5,60	12	3RT10 17-1AV0

Con el dato obtenido de la tabla anterior 3RT10 17-1AV0, en el Anexo C-4 se presentan otras características del contactor seleccionado.

En resumen:

Se requiere para implementar el sistema los siguientes dispositivos.

N	Tipo	Designación
-	Cable	#14 AWG THUF THUF
1	Tira fusibles	3NA3 807
1	Relés térmicos	T3CDM 15,
1	Contactores	3RT10 17-1AV0
1	Motor	7.5Hp

2.1.3.26.Diseño del Sistema Electrónico

El funcionamiento de este transporte estará en función de las condiciones establecidas por el programa realizado en el PLC Anexo D

2.5. PATEADOR/ACUMULADOR.

2.5.1 PATEADOR.

El pateador es el dispositivo mecánico utilizado para evacuar el tronco o troza de su posición para que sea acumulada, la acción se inicia cuando el tronco llega a un tope mecánico previamente previsto en la secuencia del dispositivo electrónico, el pateador debe golpear la troza de forma suave para no excederse y arrojar la troza fuera del sistema de acumulación, es decir dentro del cajón de pateo y deberá concluir su turno, para seguir con la secuencia del transporte, este cumple con el papel de no dejar que el sistema se sature ya que puede suceder por el exceso de troncos no evacuados cuando se determino la colocación de un sistema de salida para trozas se eligió un sistema que cubra la periferia del tronco accionado hidráulicamente por el peso del tronco que no ocupe mucho espacio y que además represente un gasto bajo en comparación de sistemas colocados en la línea original, en si los detalles para la construcción de estos sistemas se detallan en el AnexoA -17 en el cual se encuentra un plano armado y despiese del dispositivo.

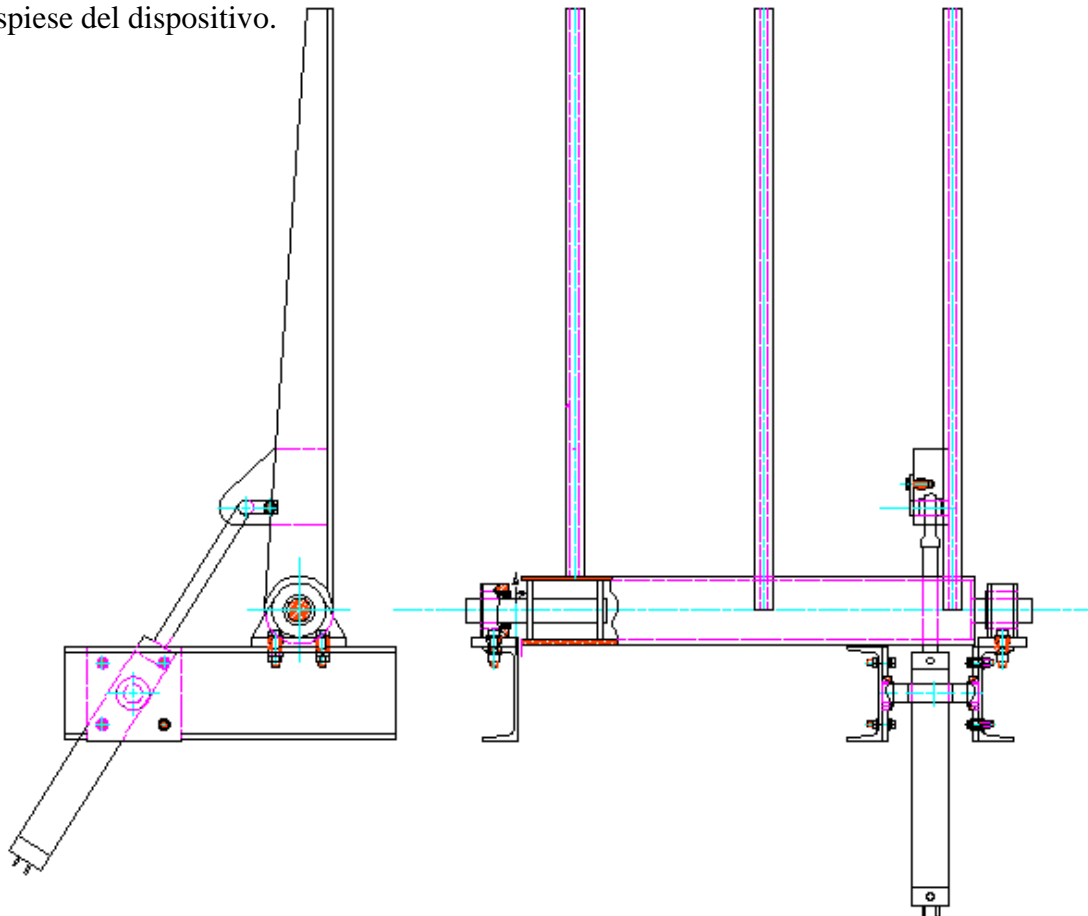


Fig. 18.1 Pateador vista frontal y lateral.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

Con los antecedentes presentados se procede a la consideración de los mecanismos utilizados sacando la mejor propuesta como se puede observar en la figura 2.5.1.

Un pateador con:

- Tres garras ubicadas dentro del transporte.
- Un tubo principal para ubicar los tres uñetas.
- Placas en las uñetas para dar una mayor superficie de contacto.
- Sistema hidráulico prevea alzar dicho peso.
- Colocación centrada y simétrica en cada estación.

Como se hablo el numero de estos dispositivos a ser colocados son tres ya que estos dispositivos serán colocados de acuerdo a las estaciones de acumulación con esto se optimizar la cantidad de materia prima preparada para la elaboración de tableros, con respecto al costo beneficio cumple satisfactoriamente con los requerimientos estipulados anteriormente.

El pateador se accionara con una sola troza por vez siempre cumpliendo con un orden específico.

Cuando los acumuladores estén llenos estos serán evacuados con un montacargas para luego ser llevados a la etapa de entrada del torno.

2.5.1.1. Diseño sistema mecánico.

2.5.1.2. Diseño de la estructura mecánica de salida de troncos.

Se empezara por diseñar la estructura considerando el tamaño y la necesidad de patear un tronco de las dimensiones de una longitud de 1,2m por un diámetro del tronco promedio de 0.80m por lo tanto tendremos:

Se calcula el peso ejercido por el tronco para eso contemplamos sus dimensiones, dado que el tronco es el mismo que se transporta desde la transferencia hasta su salida esta masa no cambia por tanto: $m = 522.76kg(masa)$

Dado que la masa que se tiene en cuenta es baja en comparación al calculado para la vigas en la sierra y se piensa colocar las mismas para no desperdiciar material y además

no incurrir a adquirir material fuera de la línea se sugiere que la viga apropiada es una UPN 200 cuyo material es A36, como se demuestra es el ítem **2.1.1.3**. Esta dentro de un factor de seguridad 2 con un peso de hasta cuatro veces más que el citado para el caso del pateador.

2.5.1.3 Flechas o ejes.

Para el diseño de los brazos se considera un sistema como se muestra en la figura 2.5.2 en el que se observa que existe un eje de 50 mm por 300 mm de longitud va acoplado mediante dos placas de 12 mm en el interior del tubo de 144 mm de diámetro exterior en el cual el eje va colocado con un espacio interior de 150mm para asegurar con esto una estabilidad y sujeción fiable.



Fig. 18.2 Pateador diseño.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

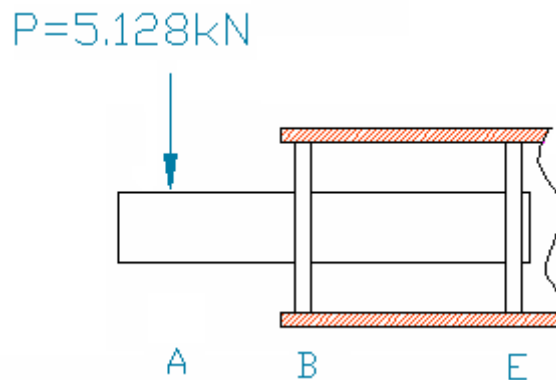


Fig. 18.3 Pateador soporte.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL.

Cálculo del esfuerzo en las flechas.

$$^{10} \quad \sigma = \frac{M}{S}$$

$$^{11} \quad S = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$^{12} \quad n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

Donde:

σ_{\max} = **Esfuerzo máximo.**

M = Momento flector máximo.

S = modulo de resistencia para una sección transversal cilíndrica.

n = Factor de seguridad (n > 1, valor entre 1.5- 2.5)

Sy = Resistencia a la fluencia del material.

Si se considera un factor de seguridad n = 2 y una resistencia a la fluencia del acero

Sy = 30 KPSI (210 N/mm²)

El esfuerzo normal máximo que soporta el material será:

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{n} = \frac{210}{2} = 105 \frac{N}{mm^2}$$

Con el análisis de fuerza y el diagrama de momentos realizado de la figura 2.5 tenemos

M = 1.01278 KNm, por lo tanto el módulo de resistencia esta dado por:

$$S = \frac{M}{\sigma_{\max}} = \frac{1012.78 Nm}{105000 \times 10^3 Nm} = 9.64 \times 10^{-6}$$

El diámetro de la flecha o eje deberá ser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32(9.64 \times 10^{-6})}{3.141516}} = 0.046m$$

$$d = 0.046m = 46.14mm$$

Considerando la facilidad en el mercado se escoge un eje de 50 mm se especifica el tipo y el cual es de gran comercialización en nuestro país, y este esta por demás sobre dimensionado asegurando así la estructura del pateador, el mismo procedimiento se realiza en su extremo con esto se procura un funcionamiento optimo del dispositivo.

2.5.1.4. Chumacera

La finalidad principal de estos elementos es servir de apoyo a los externos de los ejes que transmiten movimiento de manera que el movimiento sea suave y segura. Dentro de las chumaceras sean montadas rodamientos seleccionados para soportar

cargas axiales generadas por el cambio de movimiento de las uñetas. En la figura 2.5.1 se muestra como rediseño de sistema.

En el acoplamiento de las chumaceras a la estructura de soporte se realizo mediante pernos y tuercas M16, logrando con esto una excelente firmeza y seguridad. Las dimensiones y características del mecanizado, tanto de las tuercas, bocinas, acoples, piñones y chumaceras se encuentran detallados dentro del plano mecánico y general, que se encuentra en el anexo A.

2.5.1.5. Construcción de las bases del pivote.

Para la fijación del soporte del pistón se establece una placa 25.4 mm de espesor las cuales irán fijadas en la UPN 200 estructura del transporte de salida mediante 4 pernos M14, la finalidad de estos elementos es servir de base para sujetar el soporte del pistón.

2.5.1.2 Diseño del Sistema Hidráulico

Mediante la instalación de un sistema hidráulico, permitirá desarrollar un movimiento en forma de un brazo, la cual trasladara la troza del transporte de salida hacia el acumulador actuando diferentes elementos eléctricos, mecánicos, etc que impliquen en el funcionamiento de la misma.

2.5.1.2.1. Funcionamiento

Estos pateadores son accionados mediante cilindros hidráulicos, para confirmar el inicio y el final de la longitud de la troza se ha instalado sensores capacitivos que envíen una señal para asegurar la parada del Transporte de Salida ítem 2.4. a y el funcionamiento de las electro válvulas para accionar la salida y el retorno del vástago del cilindro.

El accionamiento de estos pateadores para el traslado de la troza estará determinado por un determinado tiempo para el retorno del vástago, además estos funcionan en forma independiente por lo que estarán instalados sensores en cada acumulador. Su funcionamiento será en forma manual o automática de acuerdo a las necesidades.

2.5.1.2.2. Circuito Hidráulico

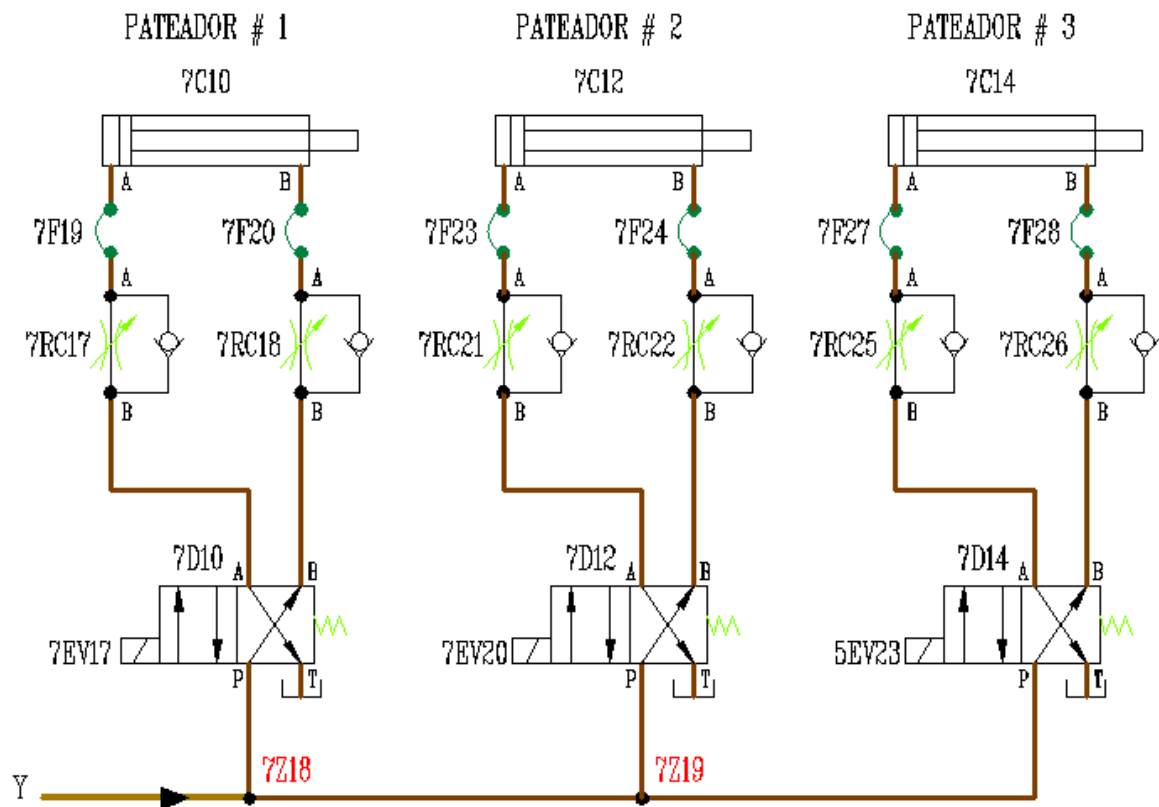


Fig. 2.5.1.2.1. Circuito Hidráulico Pateadores

Anexo B

2.5.1.2.3. Cálculos

2.5.1.2.4. Cálculo del cilindro

El peso a emplearse será el de la troza de 4 pies manteniendo sus características iniciales, la cual se obtendrá del peso máximo de la troza de 8 pies dividido para dos para obtener la medida correspondiente.

$$\begin{aligned}
 P &= \text{Peso troza de 8 pies} / 2 \\
 &= 3605,824 / 2 \text{ lb} \\
 &= 1802,912 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Hay que acotar que se debe multiplicar por un factor de seguridad para obtener el peso total requerido por el sistema.

$$\begin{aligned}
 Ft &= F + 0,5F \\
 &= 2128,137 \text{ lb} \\
 Ft &= 965.3067 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

La velocidad con la que debe salir el vástago estará en función del espacio (carrera) y el tiempo para realizar una maniobra donde:

$$L = 400\text{mm}$$

$$t = 5 \text{ s}$$

Nota: La velocidad del cilindro C7 y C8 es 8 cm/s donde:

$$\begin{aligned} {}^1v &= \frac{L}{t} \\ &= \frac{40}{8} \\ &= 5 \text{ cm/s} \end{aligned}$$

Dimensiones del cilindro mediante la figura 2.1.2.30.

Diámetro del pistón aproximadamente = 53 mm.

Dimensiones estándares según la tabla 1.2.14.1.

SUPERFICIES, FUEZAS, CAUDAL				
Pistón	Vástago	Superficie	Fuerza	Caudal
AL Ømm	MM Ømm	A1 cm ²	bar	Q _{v1} L/min
63	45	31,170	250	18,7

Cálculo de la presión necesaria

$$\begin{aligned} {}^5P &= \frac{Ft}{S1} \\ &= \frac{2128,137}{4,831} \\ &= 440,516\text{PSI} \end{aligned}$$

2.5.1.2.5. Cálculo del Diámetro de las Tuberías:

$${}^6S = \frac{Q}{6 \cdot v}$$

Tubería de presión $v = 4 \text{ m/s}$

Tubería de retorno $v = 2 \text{ m/s}$

Tubería de presión

$$\begin{aligned} S &= \frac{18,7}{(6) \cdot (4)} & \frac{\pi \cdot d^2}{4} &= 0,779\text{cm}^2 \\ &= 0,779\text{cm}^2 & d &= 0,995\text{cm} \\ & & d &= 9.959\text{mm} \end{aligned}$$

Tubería de retorno

$$S = \frac{18,7}{(6) \cdot (2)} = 1,558 \text{ cm}^2$$
$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1,558 \text{ cm}^2$$
$$d = 1,408 \text{ cm}$$
$$d = 14,08 \text{ mm}$$

2.5.1.2.6. Cálculo de pérdidas:

Cálculo de pérdidas primarias

Cálculo de las pérdidas de carga en las tuberías de diámetro 9,959 y 14,08 mm y 15 y 15 m de longitud respectivamente, tanto para presión como retorno que debe transportar fluido líquido.

Valores obtenidos sobre el ábaco.

Pérdidas de carga en 8 m tubería presión = (15) . (0,75) = 11,25 bar.

Pérdidas de carga en 8 m tubería retorno = (15) . (0,25) = 3,75 bar.

Cálculo de las Pérdidas Secundarias

Pérdidas en las válvulas (7RC17, 7RC18, 7RC21, 7RC22, 7RC25 y 7RC26).

$$\Delta p = \# \text{ Válvulas} \cdot \text{Pérdida}$$
$$= (6) \cdot (1,75)$$
$$= 10,5 \text{ bar}$$

Pérdida en Distribuidor

$$\Delta p = (0,04) \cdot (p) \cdot (\#D)$$
$$= (0,04) \cdot (440,516) \cdot (3)$$
$$= 52,861 \text{ PSI}$$
$$\Delta p = 3,644 \text{ bar}$$

Pérdidas de carga en codos, tes y secciones variable en este caso existe una sola te.

$${}^7\Delta p = \frac{k \cdot \delta \cdot v^2}{200}$$
$$\Delta p = \left(\frac{(1,2) \cdot (0,882) \cdot (4)^2}{200} \right) \cdot 2 = 0,168 \text{ bar}$$

Pérdidas totales

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_t &= 11,25 + 3,75 + 10,5 + 3,644 + 0,168 \\ &= 29,312 \text{ bar} \\ \Delta p_t &= 425.134 \text{ PSI}\end{aligned}$$

2.5.1.2.7. Presión Requerida (pr) y Presión Total del Sistema (Pt):

Presión Requerida (pr)

$$\begin{aligned}pr &= p + \Delta p_t \\ &= 440,516 + 425,134 \\ &= 865,65 \text{ PSI}\end{aligned}$$

Presión Total del Sistema (Pt)

$$\begin{aligned}Pt &= pr + 0,5pr \\ Pt &= 1298,475 \text{ PSI}\end{aligned}$$

2.5.1.2.8. Selección

Las mangueras presión, retorno, válvula de distribución 4/2 y reductoras de presión semejantes a las del sistema Transferencia de 90°.

El cilindro hidráulico de acuerdo al catalogo Prisma modelo A250160ABAAA07B.

2.5.2 Acumulador.

El acumulador en la línea de corte y transporte es la última fase de todo el sistema por cuanto este servirá para almacenar la materia prima que ingresara al torno la capacidad de esos depósitos varia dado a que los diámetros no son uniformes, ya que la madera en la naturaleza tiene diámetros irregulares. Por consiguiente se a tratado de contemplar un número promedio para saber el alcance de almacenamiento, el cual se determina para 30 troncos con un diámetro promedio de 80mm con una longitud de 120 mm eso corresponde a un acumulador, si esto lo multiplicamos por tres que tiene el sistema estamos hablando de 90 troncos acumulados terminando un ciclo lo que representa un valor favorable para el funcionamiento del mismo en el Anexo A- 18.

El acumulador debe cumplir con los siguientes requerimientos.

- **Resistente al choque.**
- **Robustes.**

El almacenamiento de los troncos debe darse de tal forma que el tronco se transporte suavemente para no dañar el contorno de la troza y procurar obtener una materia prima en condiciones favorables para su procesamiento

Para esto se considero que el almacenamiento se lleve acabo con un dispositivo de dos placas laterales de 38mm de espesor reforzado con columnas UPN de 100 entre sus caras para formar que un cuadro el cual da una estabilidad, robustez y no permite que los troncos se desborden esto asegura la vida útil del dispositivo como se puede observar en la figura 2.5.4.

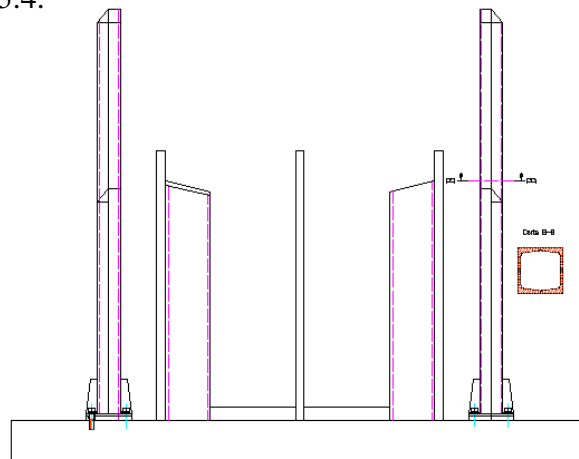


Fig. 19.1 Acumulador vista frontal.

Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

Como se observa en la figura además de las UPN 100, existen columnas laterales en las placas que darán una mayor robustez estas columnas están hechas de placas de 25.4 mm de espesor, se colocó una placa en el centro con el fin de poder ingresar las garras del montacargas para evacuar el material acumulado las UPN 100 como se observa en el corte B-B esta dado de tal manera que forme un solo cuerpo estas columnas estarán fijadas mediante pernos M20 con placas de 25.4 mm de espesor el anclaje se realizara mediante un perfil enterado para luego anclarlo por fundición. El mecanismo funcionara como un almacenamiento temporal para el sistema con lo cual se consiente un funcionamiento óptimo y eficaz para la elaboración de tableros.

2.5.2.1 DISEÑO SISTEMA MECÁNICO.

Para el diseño se establece el uso de una UPN 100 la cual se pondrá a consideración para el cálculo del mismo.

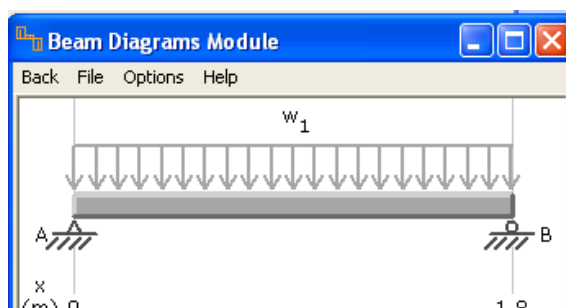


Fig. 19.2 Diagrama de fuerzas cortante y momento flector.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSolids 2.6

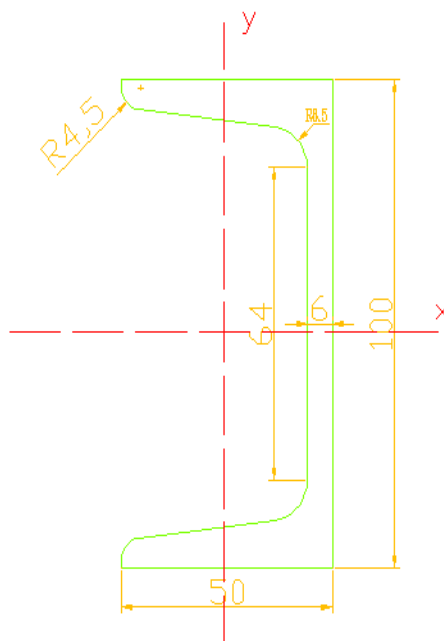


Fig. 19.3 Perfil de la viga.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

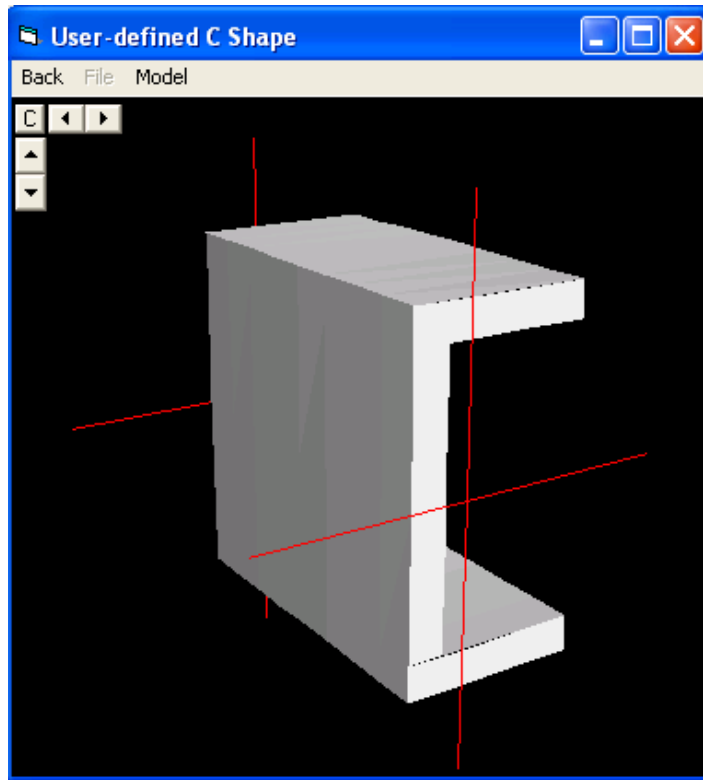


Fig. 19.4 Perfil 3 Solid Rendering.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

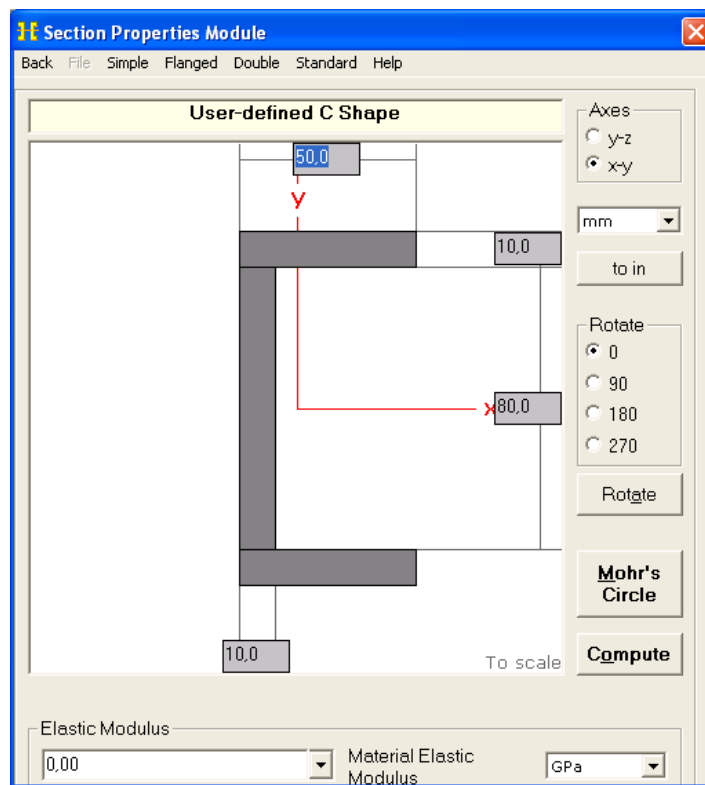


Fig. 19.5 Selección del perfil y sus dimensiones.

Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

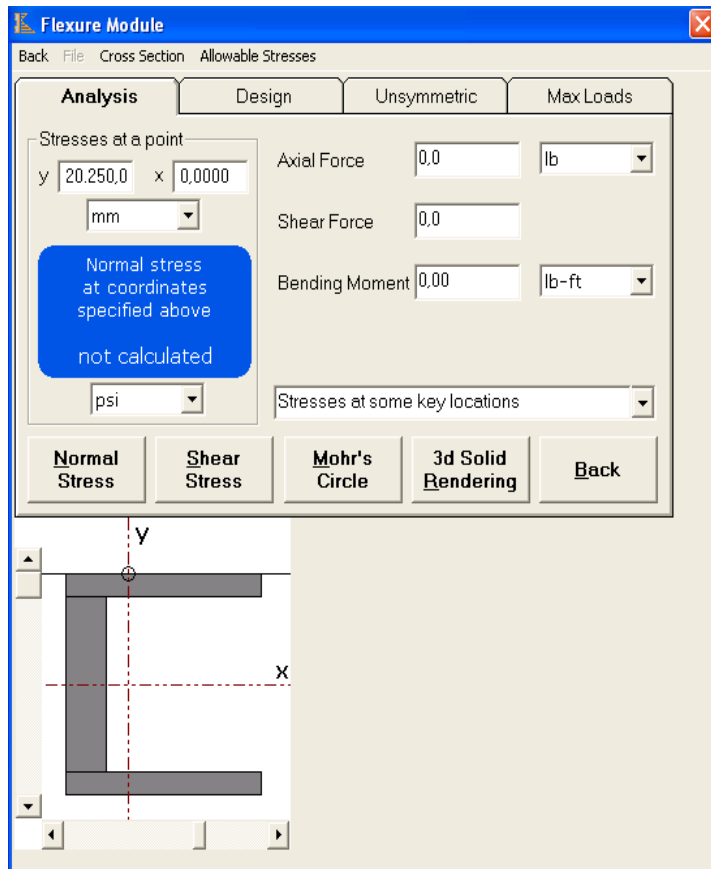


Fig. 19.6 Resultados del centro del perfil.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

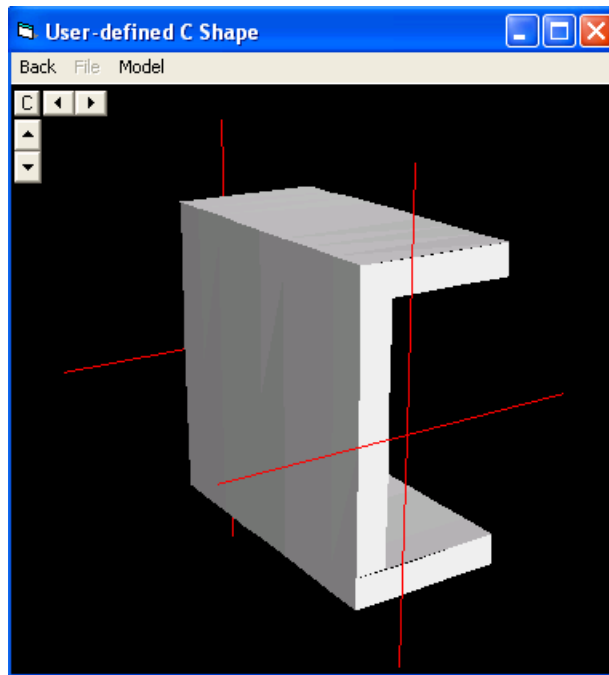


Fig. 19.7 Ubicación del centro de gravedad.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

X Axis Properties			
Elastic Modulus	E	1.0000	GPa
From bottom to centroid	y (bot)	50.0000	mm
From centroid to top	y (top)	50.0000	mm
Area of shape	A	1.800.0000	mm ²
Moment of Inertia	Ix	2.4600E+06	mm ⁴
Section Modulus	Sx	49.200.0000	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	49.200.0000	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	49.200.0000	mm ³
Radius of Gyration	rx	36.9685	mm
Plastic Modulus	Zx	61.000.0000	mm ³
Shape Factor		1.2398	
From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	50.0000	mm
From plastic n.a. to top	yp (top)	50.0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	2.8528E+06	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	2.4600E+06	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	Imin	392.777.7778	mm ⁴
Angle from x axis to Imax axis	B	0.0000	degrees
		Counterclockwise	

Fig. 19.8 Resultado del cálculo.
Fuente Programa de diseño mecánico MDSOLIDS 2.6

Dado a que el cálculo de I_x por medio del teorema de Steiner coincide con el valor dado por medio de Programa de diseño mecánico MD Solid 2.6. Se puede concluir que los datos obtenidos son correctos.

Con el valor de la inercia procedemos a calcular el esfuerzo normal.

$$\sigma_f = \frac{Mfy}{I_x}$$

$$\sigma_f = \frac{15.390KN - mx0.02025m}{1.6276686x10^{-5} m^4}$$

El cálculo del coeficiente de seguridad (n) Con un material común A36 que dispone de una resistencia de $235358.73KPas$.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_f} = \frac{235358.73KPas}{130754.85KPas} = 1.8$$

El perfil cumple satisfactoriamente con los requerimientos de diseño, ya que el factor de seguridad esta entre (1.5-2) siendo 1.8 un factor óptimo para la fabricación.

2.5.2.2 Diseño de las guías.

Para el diseño se considera una plancha de 38 mm de espesor por considerar estas placas como un material que rinde una robustez adecuada y excede las expectativas ya que este material se encuentra en desuso en la planta y se propuso el poder dar una finalidad para dicho material lo cual nos permitirá abaratar costos para la realización de la línea maquinaria.

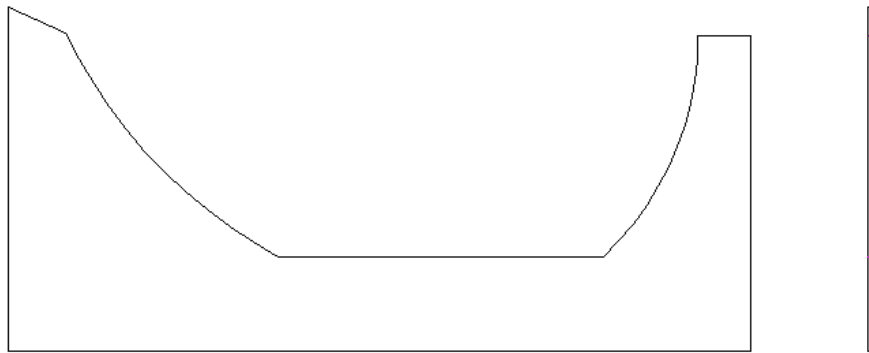


Fig. 19.9 Guía del acumulador .
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

La forma que se observa en la figura 2.5.10 esta dado de tal manera que me permita un deslizamiento de forma paulatina y provisoria, de tal forma que la periferia de la troza no sufra mayor daño.

En consecuencia se concluye en la construcción de la guía puesta en consideración las características técnicas y medidas de estos dispositivos se detallan en el anexo B-5.

2.5.2.3 Diseño de los anclajes.

El anclaje de las columnas se lo lleva acabo con placas de 25.4 mm de espesor y mediante 4 pernos M14 que me dan una estabilidad por cada columna como se observa en la figura 2.5.11.

Los pernos irán enterados y empernados con un perfil que se encuentra en el interior del concreto.



Fig. 19.10 Anclaje de la viga.
Fuente Programa de diseño mecánico MECHANICAL

Capitulo III

ANÁLISIS DE LA LÍNEA DE CORTE Y TRANSPORTE

3.1 PRUEBAS DEL SISTEMA DE CORTE.

Las pruebas en conjunto luego del montaje de este proyecto nos ayudara a sacaran conclusiones y estas conclusiones arrojarán resultados y así poder transmitir, recomendaciones que ayudarán a conservar este equipo en optimas condiciones.

3.2 Pruebas individuales de dispositivos y o elementos

Las pruebas individuales de los elementos que componen nuestro proyecto serán de gran ayuda ya que certificará que cada uno de estos están aptos para trabajar en conjunto y poder calibrar ya en el terreno los tiempos que gobernarán todo el proceso.

Cabe señalar que todo los tiempos que comandan el proceso podrán ser cambiados desde el panel del operador lo que facilitará cualquier permutación de los tiempos sin tener que ingresar al programa loader para luego ser descargado de la CPU.

Las pruebas individuales realizadas en el proyecto fueron del panel Operador, conectándolo a la CPU.

La comprobación de la velocidad de salida del transporte de la sierra se valió de un tacómetro el cual nos muestra la velocidad con la cual el transporte está funcionando

Dentro de las pruebas mecánicas que se realizaron, fundamentalmente fue en la mesa de transporte, el corte de la madera así como en el uso de de la calibración del tamaño del tronco.

Pruebas en conjunto de todos los elementos en el terreno luego de probar uno a uno los elementos involucrados en el proceso se procedió a realizar pruebas de todo el conjunto en donde comprobamos la efectividad del proyecto.

Cabe anotar que el panel del operador esta programado de una forma tal que cualquier variable en cuanto se refiera tiempos de ejecución del programa se pueda variar sin tener la necesidad de ingresar al computador y modificar las variables.

Se realiza el plano de la vista superior de todo el proceso mediante el cual se comprueba el funcionamiento lógico de la línea así se satisface las necesidades de los directivos estipulados en el planteamiento de dicha necesidad.

Con los planos tanto del armado como despiece de los diferentes elementos que forman la línea de corte y transporte de madera se consigue un estudio lógico, consecuente se genero la posibilidad de cambios para conseguir un optimo funcionamiento.

Para poder conseguir una apertura de los brazos sujetadores se coloco una troza con un diámetro de 1.20 m los brazos responden favorablemente lo cual nos da como resultado una sujeción satisfactoria para el corte.

Cabe recalcar que la sierra esta diseñada para un diámetro de 1.40 m máximo considerando que antes de entrar a la línea este diámetro es corregido, en el mercado no se consigue estos diámetros salvo casos extraordinarios.

En la colocación de una troza de un diámetro de 1.20 m se comprobó los brazos inferiores ala vez el sistema de corte, los resultados obtenidos se encuentran dentro de los rangos esperados.

Se comprueba el sistema de transmisión puesto que se coloca una troza con medidas superiores a las normales con las que la sierra funcionará.

Para la comprobación de las medidas del tronco se coloco un tope mecánico, previo su colocación se verifico su posicionamiento mediante el programa Mechanical para asegurar un funcionamiento óptimo.

En el análisis medurado del dispositivo de la transferencia de 90° con respecto a su funcionamiento, para lo cual se realiza un modelo de madera antes de la elaboración de los planos necesarios para su construcción.

Una vez contemplado todos los requerimientos se llevo acabo la elaboraci3n de los planos tanto armado como despiece.

En los planos se especifica el material, el acabado superficial as3 como el tipo de proceso de armado necesario para llevar acabo la elaboraci3n del mecanismo.

Se realizo un c3lculo de las principales fuerzas que entraran en contacto con el mecanismo para la selecci3n del material id3neo as3 como la simulaci3n de las cargas mediante el Sotware MD SOLID arrojando resultados comparativos, se concluye que el material seleccionado para la construcci3n del dispositivo esta en un rango de seguridad optimo para su construcci3n.

Con los datos obtenidos podemos asegurar que los c3lculos est3n comprobados, dando esto una certificaci3n para la construcci3n de los mismos.

Se comprob3 los planos necesarios complementados con un an3lisis posicional, estrat3gico por parte del Gerente de mantenimiento de la empresa, encargado del proyecto arrojando como resultado una satisfacci3n tanto log3stica como personal.

Con respecto al PLC se consigue un funcionamiento convincente del mecanismo a ser implementado al conocer que la transferencia de 90° actúa solo en caso de alimentar a la l3nea del torno Colombo Cremona con una troza de 2,40 m de longitud como es de conocimiento en el planteamiento de funcionamiento, este dispositivo colocara el tronco en el transporte Unidireccional para que este a su vez entre en funcionamiento caso contrario este funcionara como un transporte.

Se comprueba el posicionamiento de la fotoselda con la medici3n del tronco a ser transportado y en la colocaci3n de los soportes que se especifican en los planos necesarios para la construcci3n, se lleva acabo la comprobaci3n mediante el paquete computacional MECHANICAL STOP con respecto a la verificaci3n de medidas.

En el transporte Unidireccional se comprob3 la longitud que este debe lograr cubrir as3 como la altura para unir tanto la nueva l3nea como la l3nea existente en

el transporte de materia prima para el torno Fezercoma para el torno Colombo y Cremona esto se llevo acabo con una señalización del espacio físico que ocupara el mecanismo.

En la comprobación de la durabilidad del mecanismo a implementarse se baso en un sistema similar que posee la línea del torno colombo y Cremona esto se considero como exigencia para poder reutilizar ya en desuso que posee la planta.

La consecuencia de posibles cambios queda en manos de las decisiones que vendrán por parte de l dirección de la empresa.

El transporte de salida debe conseguir una distribución practica, aprovechar el espacio físico para que el proceso este dentro de la nave industrial para esto se partió de la medición del espacio físico disponible así como el comportamiento del mecanismo es decir la forma en la cual va a llevar su trabajo.

Con lo mencionado se lleva acabo una distribución satisfactoria que cada uno de los elementos que forman parte de la nueva línea tenga un espacio determinado, planeado de tal forma que sea mas sencillo en un futuro implementar todos los dispositivos de la línea.

El almacenamiento de los troncos se llevará acabo de tal forma que la materia prima se encuentre lo mas cerca posible de la entrada del torno Fezer con lo cual se asegura un funcionamiento total del proyecto.

Los pateadores llevarán acabo el pazo desde el transporte de salida hasta los acumuladores una vez que son detectados por las fotoseldas las cuales darán la señal al PLC para que este active el pistón y así de la salida del tronco.

El pateador se encuentra dentro del transporte de salida para un aprovechamiento optimo del espacio físico que es principal limitante, para llevar acabo el funcionamiento.

Con respecto a la secuencia de funcionamiento fue supervisada en cada uno de los pasos a llevarse a cabo de todo el proceso de la línea de corte y transporte por parte de los jefes departamentales asegurando en una forma tanto teórica como práctica un funcionamiento óptimo de la línea.

La comprobación de los torques necesarios se llevó a cabo mediante un cálculo tanto manual como mediante un software elaborado en Excel arrojando resultados favorables y convincentes asegurando un planteamiento lógico y comparativo.

El sistema de transmisión de la sierra fue considerado para llevar a cabo toda la línea alcanzando una preformada, uniformidad de la línea ya que el sistema de transmisión superó todas las expectativas planteadas.

PRUEBAS ELECTRONICAS

Nos referiremos especialmente a dos dispositivos electrónicos principales de la automatización:

El PLC que es parte central de la automatización, disminuyendo un sinnúmero de elementos eléctricos como relés, temporizadores, etc.

Variador de velocidad que nos permitirá fijar la velocidad que se requiera en las diferentes etapas de la Línea de Corte #2.

Las pruebas a realizarse en el programador Allen-Bradley de la serie SLC 500 resultan seguras y sencillas, ya que el PLC permite realizar la simulación mediante un software denominado *RSLogix 500* destinado para este fin. Para nuestro diseño utilizaremos el método de programación ladder que es el más empleado dentro de los autómatas la cual nos permitirá simular el accionamiento de entradas y salidas sin necesidad de utilizar transductores de señal y/o los equipos de ejecución directa del trabajo a desarrollar.

De esta forma se puede ir experimentando y mejorando el programa sin correr el riesgo de cometer errores en el desarrollo del mismo. Una vez que el programa ha

quedado totalmente probado, se corre con el sistema ya conectado casi con un 100% de seguridad.

Para el variador de velocidad Alley-Bradley de la serie PowerFlex 700 las pruebas a realizarse se las hará en un banco de pruebas conectando solo el motor para luego someterle a un análisis profundo que conllevará las características de funcionamiento de acuerdo a las ventajas y desventajas proporcionado por catálogos, seleccionando la mejor opción para un rendimiento eficaz del funcionamiento.

Estos variadores proporcionan un programa que podemos manipularlo de diferentes maneras dependiendo del alcance de estos con sus diferentes formas y tipos para la obtención de la velocidad requerida por los sistemas de transmisión.

PRUEBAS HIDRAULICAS

Es uno de los parámetros que debemos tener muy presente debido a que se presentan una serie de de elemento hidráulicos, que son accionados por la presión que se crea en el sistema y la resistencia de estos elementos. Por lo que el diseño hidráulico y sus conexiones deben estar en óptimas condiciones de funcionamiento para evitar riesgos personales y perdidas económicas que influyan en la producción de la Empresa.

Debido a los avances y estudios realizados por parte de la FESTO emplearemos uno de los programas denominado FluidSIM 4 FESTO Demo Versión 4.0f/1.001 que nos permitirá simular y realizar las diferentes pruebas en los diferentes circuitos que constituya parte de la Línea de Corte # 2.

Las pruebas a realizarse serán en forma individual de acuerdo al orden y la secuencia del proceso a realizarse el corte para la suministración de trozas hacia los tornos COLOMBO & CREMONA Y FESER (plano general hidráulico).

Los parámetros a comprobarse en cada de los tramos y mediante el empleo del software serán la presión y el caudal requerido en el sistema, por lo que, se comprobara los resultados realizados mediante ecuaciones matemáticas y los resultados obtenidos mediante la simulación del programa. De esta forma estaremos garantizando un porcentaje positivo del funcionamiento del sistema.

Una vez comprobado estos parámetros procedemos a realizar un diagrama total de todo el sistema hidráulico para una nueva simulación con todos los elemento para la selección de la bomba hidráulica y sus características. La cual se determinara cuando el mayor número de cilindros estén accionados por lo que es necesario desarrollar el diagrama de fase- estado que nos permitirá tener una mejor visión del funcionamiento.

También podemos realizar pruebas en los cilindros cambiando las características proporcionadas por el software como la fuerza, área, etc que conllevara a una selección correcta del actuador.

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- **El proyecto desarrollado esta orientado a los campos de mayor empleo como la mecánica, hidráulica, eléctrica y electrónica que ha influenciado para el diseño, implementación y selección de lo diferentes elementos de la Línea de Corte y Transporte # 2, adquiriendo una visión de enriquecimiento de nuestra capacidad intelectual para desenvolvemos en el campo industrial como excelentes profesionales.**

- **El corte y transporte adecuado de materia prima es un servicio que no aporta mejoras a la calidad del producto, sin embargo incide en los costos de producción del mismo, por ello se hace necesario tener en cuenta la conservación, la entrega a tiempo, métodos de trabajo que permitan la reducción de costos, el aumento de la capacidad e incluso mejorar las condiciones de trabajo.**

- **La elaboración de planos bajo normalizaciones para las diferentes áreas técnicas, permite tener eficiencia y planificación de las etapas requeridas para la construcción de la maquinaria, además tener un estadístico técnico que servirá para identificar fallas de los elementos en general replazándolos en forma rápida, disminuyendo tiempos improductivos excesivos y costosos e incrementado la producción.**

- **Los elementos y dispositivos mecánicos pueden ser mecanizados y adquiridos dentro del entorno laboral, ya que se estableció la tecnología de maquinado, aplicando las normas recomendadas, después de realizadas todas las operaciones de calculo tanto manual mediante ecuaciones matemáticas y sometiendo dichos resultados a una comprobación mediante software para el diseño de los elementos en estudio vemos que es factible su producción y selección.**
- **El diseño y construcción de este tipo de maquinaria, garantiza que con la tecnología e investigación desarrollada por personal técnico es posible abaratar los costos que involucra el adquirir maquinaria de origen internacional con la finalidad de estar acorde a los avances tecnológicos que la industria nos brinda.**
- **Estos dispositivos facilitan la transportación y corte de las trozas, además centraliza su control lo que permite el ahorro y la simplicidad de las operaciones cotidianas de transportación y corte.**

4.2 Recomendaciones

- **Para contar con un buen rendimiento de los equipos móviles y garantizar el traslado y corte de la materia prima, se considera tener presente las siguientes recomendaciones: Conocer los programas de Mantenimiento y ponerlos en práctica, es necesario inspeccionar los equipos antes de iniciar las operaciones, no sobrepasar los límites de carga, verificar la viabilidad, en caso de transportadores asegurarse del buen estado de las bandas, rodillos, y motores hacer el mantenimiento preventivo a los sistemas de transmisión para evitar los atascamientos o descarrilamiento del equipo.**
- **Establecer un ambiente de trabajo seguro, alrededor del equipo. La manera más sencilla y eficaz de evitar problemas es asegurarse de que los trabajadores conozcan el equipo, sepan cómo utilizarlo de manera segura y**

reconozcan los riesgos a los que se exponen si se opera de una manera inadecuada.

- Todos los diagramas deberán tener todas las especificaciones necesarias como identificación de terminales, Fuentes de alimentación, denominación de todos los elementos, etc., que involucren en el funcionamiento del sistema.
- Asegurar el correcto funcionamiento de todos los sistemas mediante modelaciones lo cuál permitirá que los dispositivos funcionen en un campo virtual antes de llevar su ejecución al campo industrial, garantizando el correcto funcionamiento.
- Para reducir al mínimo el tiempo “muerto” de los aparatos de control eléctrico se requiere un programa de mantenimiento en el que se consideren tres puntos importantes a saber: Planearse en forma debida, limpieza acompañado de revisiones periódicas y prever la preparación del personal.
- Para realizar un proyecto que involucre el uso de un autómatas, se debe definir en forma exacta la magnitud y el alcance que se tendrá, para determinar el número de entradas y salidas del PLC y dimensionarlo adecuadamente. Se debe dejar un número de entradas y salidas de reserva para eventuales conexiones o equipos a conectarse en un futuro para una determinada función.
- Para la construcción de tableros, verificar las dimensiones de todos los elementos que se ubicarán en el interior, para evitar errores en el dimensionamiento de los mismos, principalmente, se debe tener cuidado al definir la cantidad de borneras que se necesitarán y el sitio donde serán ubicadas, además se recomienda utilizar canaletas de mayor amplitud posible para que el cableado pueda ser realizado de una manera organizada.


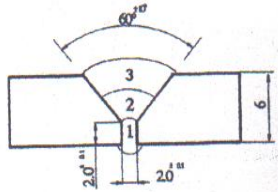
- **Realizar pruebas en lo referente a la implementación del programa, verificando el funcionamiento de cada una de las etapas del proceso para luego unificarlas debido a que es una manera de prevenir daños en los equipos por fallas en la programación.**


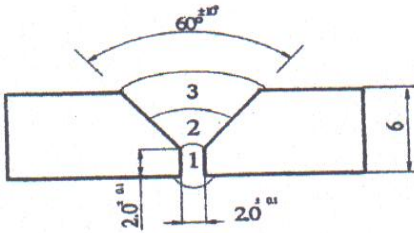
BIBLIOGRAFÍA

- ROBERT L. MOOTT.: Diseño Elementos de máquinas, 2^{da} ed.
- JOSEPH E. SHIGLEY CHARLES R. MISCHKE.: Diseño en ingeniería mecánica, 6^{ta} ed.
- SUMITOMO.: "Quadelta" program 6000 catalogo.
- ENRÍQUEZ JARPER.: Protección de Instalaciones eléctricas industriales y Comerciales
- JOSÉ ROLDÁN VILORIA.: Prontuario de Hidráulica Industrial.
- E CARNICER ROYO, C. MAINAR HASTA.: Oleohidráulica, 2da ed.
- JOSÉ ROLDÁN VILORIA JOSÉ.: Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada.
- DODGE.: Catalogo de selección 2da ed.
- Motovario G0100.: Catalogo Motovario G0100.
- MECHANICAL.: Manual del programa.
- [http:// www.prisma.com](http://www.prisma.com).
- [http:// www.primacursosoldaduraGMAW.com](http://www.primacursosoldaduraGMAW.com)

ANEXO

ESPECIFICACIONES DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA

							Diseño de la junta 	
Nombre de la compañía		ESPEL		WPS N°		ESPEL		
Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL		PQR de soporte N°		ESPEL		
Según norma		AWS D1.1:2004						
Junta Utilizada	Tipo de junta	TOPE		Posición	Tope 3G en placa			
	Tipo de soldadura	RANURA			Califica horizontal y vertical			
	Cordón de respaldo	si <input type="checkbox"/>	no <input checked="" type="checkbox"/>					
	Preparar Junta	si <input checked="" type="checkbox"/>	no <input type="checkbox"/>					
	Método	Oxicorte y Amolado						
	Angulo de ranura	60° ± 10						
	Cara de la Raíz	2.0 ± 0,1mm						
Metal Base	Abertura de raíz	2.0 ± 0,1mm		Característica eléctrica	Corriente: DC pase de raíz			
	Limpieza	Limpiar las Superficies antes de soldarlas			CA <input type="checkbox"/> DC <input checked="" type="checkbox"/>			
	Especificación	ASTM A36 (GRUPO I)			DC <input type="checkbox"/>			
	Califica	ACERO DEL GRUPO I			Técnica un pase <input type="checkbox"/>			
Electrodo	Espesor	6mm		varios pases <input type="checkbox"/>				
	Califica	Desde 3.2 a 12 mmm		Oscilación si <input checked="" type="checkbox"/> no				
	Diámetro	3.2 mm		Limpieza entre pases Pase de raíz con amoladora				
	Clasificación AWS	E6010 / 7018		Otros pases: Grata				
	Especificación	AWS 5.1		Método de ensamble Apuntalado				
Casa comercial		WEST ARCO /AGA		Técnica de Soldadura	Soldadura Un lado <input checked="" type="checkbox"/>			
Aplicación de Soldadura de estructuras					Dos lados <input type="checkbox"/>			
				Prealent.	Temperatura			Temperatura entre pases N/A
			N/A					
N° de pase	Metal de aporte						(Vel. De avance cm/min)	
	Denominación AWS	Denominación	Díametro	Pol	Voltaje(V)	Amperaje (A)		
1	E 6010	Zip - 10 T	3,2 mm	DC	26-30	70-80	13-14	
2	E 6010	Zip - 10 T	3,2 mm	DC	32-36	104-126	25-29	
3	E 7018	B -10	3,2 mm	DC	22-24	90-110	31-37	
NOTAS: Verificar alineación de la junta Asegurar la limpieza de las partes								
Realizado por: Segovia Edison Hipolito Mise				APROBADO POR: Ing. Fausto Acuña CODIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPEL				
FECHA: 10/06/07				FECHA: 24/07/07				

REGISTRO DE CALIFICACIONES DEL PROCESO DE SOLDADURA							
	Diseño de la junta						
							
	Nombre de la compañía	ESPEL					
	WPS N°	ESPEL					
	Proceso de soldadura	SMAW-MANUAL					
PQR de soporte N°	ESPEL						
Según norma	AWS D1.1:2004						
DATOS DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA				TECNICA			
N° de Soldadores	1	N° Pase	Amperaje (A)	Tensión de Trabajo.		Material de Aporte Denominación AWS	Vel de avance (cm/min)
Proceso	SMAW	1	75	DC ⁻	28	E 6010	12
Posición de soldadura.	3G	2	115	DC ⁺	34	E 6010	27
Número de pases	3	3	100	CD ⁺	23	E 7018	34
Tipo de junta	Tope						
Tipo de soldadura	Ranura V						
Angulo de ranura	60°						
Cara de raíz	1,9mm	Observaciones			Cumplimiento		
Material base	ASTM A36	No existen defectos			SI		
Espesor	6 mm	Inspección radiográfica					
Electrodo	E6010 / 7018	Placa N°	Observaciones		Cumplimiento		
Díametro	3,2 mm	VE 31-1	No existen defectos		SI		
		VE 31-1	1poro de 1.5mm		SI		
Aplicación de Soldadura de estructuras	Pruebas de Tensión						
	Probeta N°	Carga última a la tensión (Kg)	Esfuerzo último (Mpa)	Observaciones		Cumplimiento	
	T1 36	8387,7	383	Ruptura fuera del cordón		SI	
	T1 36	8278,2	378	Ruptura fuera del cordón		SI	
NOTAS: Verificar alineación de la junta Asegurar la limpieza de las partes	Pruebas de doblado						
	Probeta N°	Tipo de dobles	Observaciones			Cumplimiento	
	DC1 3G	Cara	Ausencia de defectos			SI	
	DR1 3G	Raíz	Ausencia de defectos			SI	
	DC2 3G	Cara	Ausencia de defectos			SI	
		DR2 3G	Raíz	Ausencia de defectos			SI
Realizado por: Segovia Edison Hipolito Mise	APROBADO POR:						
	Ing. Fausto Acuña CODIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPEL						
FECHA: 10/06/07	FECHA: 24/07/07						

Gates Hydraulics

Hose, Couplings & Equipment



Medium Pressure G1 1-Wire Braid Hose- SAE 100R1 Type AT

(Meets Flame Resistance Acceptance Designation "U.S. MSHA 2G")

Recommended For: Medium pressure hydraulic lines. Meets or exceeds the requirements of SAE 100R1 Type AT and SAE 100R1 Type S and performance requirements of EN 853 1SN.

Tube: Black, oil-resistant synthetic rubber (Nitrile – Type C)*.

Reinforcement: One braid of high-tensile steel wire.

Cover: Black, oil and abrasion-resistant synthetic rubber (Modified Nitrile – Type C)*.

Temperature Range: -40°F to +212°F (-40°C to +100°C). For water emulsions, etc., see page C8.

Couplings (see crimp manual for specifics):

MegaCrimp® Couplings (except -3, -24 and -32), pages E11-46.
Permanent PC Coupling (-3, -24 and -32), pages E48-65.
Field Attachable "Type T" Couplings, pages E66-72.

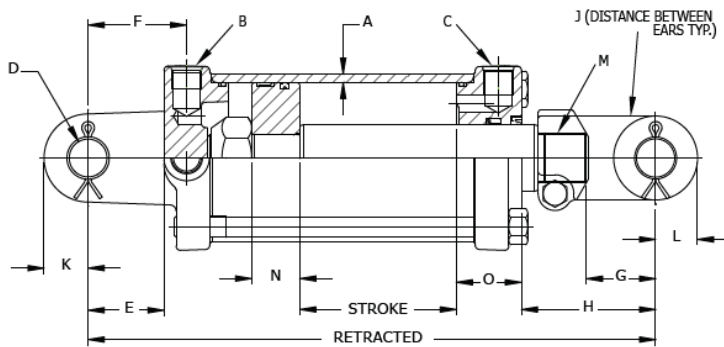


SPECIFICATIONS

Description	Part No. (50' Length)	Part No. (100' Length Reel®)	Part No. (Bulk Carton)	Part No. (Bulk Reel)	Product No. (Bulk Carton)	Hose I.D. (In.)	Hose O.D. (In.)	Working Pressure (psi)	Min. Burst Pressure (psi)	Min. Bend Radius (In.)	Approx. Bulk Carton Length (Ft.)	Bulk Reel Length (Ft.)
3G1	—	—	70200	70611	4657-0618	3/16	0.47	3,625	14,500	3.5	800	440
4G1	86611	—	70201	70600	4657-0619	1/4	0.53	3,275	13,100	4.0	700	440
5G1	—	—	70199	—	4657-0031	5/16	0.59	3,125	12,500	4.5	550	—
6G1	86612	86631	70202	70601	4657-0622	3/8	0.69	2,600	10,400	5.0	475	385
8G1	86613	86633	70203	70602	4657-0623	1/2	0.82	2,325	9,300	7.0	400	330
10G1	—	—	70275	70612	4657-0633	5/8	0.94	1,900	7,600	8.0	300	220
12G1	86614	—	70204	70603	4657-0624	3/4	1.10	1,525	6,100	9.5	200	220
16G1	86615	—	70205	70604	4657-0628	1	1.41	1,275	5,100	12.0	100	165
20G1	—	—	70271	—	4657-0646	1-1/4	1.71	925	3,700	16.0	100	—
24G1	—	—	70278	—	4657-2489	1-1/2	1.96	725	2,900	20.0	100	—
32G1	—	—	70279	—	4657-2490	2	2.52	600	2,700	25.0	100	—



Prince Manufacturing Corporation
P.O. Box 7000 • North Sioux City, South Dakota 57049-7000
URL: www.princehyd.com • E-mail: prince@princehyd.com
Phone (605) 235-1220 • Fax (605) 235-1082



- FEATURES:**
- Honed tubing
 - Heavy duty, high strength tie-rods
 - Induction hardened piston rods plated with RoyalPlate Plus® (piston rods on 2" bore not hardened)
 - Ductile iron piston, butt, gland & clevis
 - Urethane u-cup & metal encased wiper 2 1/2" bore & larger models
 - Crown seal on piston
 - Pins & cotter pins (Hardened pins on 4", 4 1/2" & 5" models)
 - Standard color is gloss black
 - Stroke control may be installed on 8" strokes (2" - 3.5" bore, A models only)
 - Side ports available on request
 - Nylon bearing ring on 4", 4 1/2" & 5" bore models
 - 3000 PSI continuous operating pressure

2 INCH BORE CYLINDERS									
New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	List Price	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)	Standard Dimensions of 2 Inch Bore Cylinders	
B200040ABAAA07B	none /SAE-32004	\$ 147.10	4"	17	9425 lbs	14 1/4	3 1/2	* 1 1/8" rod diameter	
B200060ABAAA07B	none /SAE-32006	\$ 149.50	6"	19	9425 lbs	16 1/4	3 1/2	A 3/16" cylinder tube wall thickness	
A200080ABAAA07B	none /SAE-32008	\$ 152.80	8"	21	9425 lbs	20 1/4	5 1/2	B, C SAE 3/4-16 extend & retract ports	
B200100ABAAA07B	none /SAE-32010	\$ 153.40	10"	22	9425 lbs	20 1/4	3 1/2	D 1.015" clevis pin hole size	
B200120ABAAA07B	SAE-9012 /SAE-32012	\$ 155.30	12"	23	9425 lbs	22 1/4	3 1/2	E, F 1 1/8" base clevis throat depth with 2 1/8" from pin center to port center	
B200140ABAAA07B	SAE-9014 /SAE-32014	\$ 158.50	14"	25	9425 lbs	24 1/4	3 1/2	G 1 1/8" rod clevis throat depth	
A200160ABAAA07B	SAE-9016 /SAE-32016	\$ 165.60	16"	28	7630 lbs	31 1/4	8 1/4	J 1.06" min. distance between ears at pin center line	
B200180ABAAA07B	SAE-9018 /SAE-32018	\$ 170.00	18"	28	9200 lbs	28 1/4	3 1/2	K 3/16" base clevis ear radius	
B200200ABAAA07B	SAE-9020 /SAE-32020	\$ 175.70	20"	30	7760 lbs	30 1/4	3 1/2	L 1 1/8" rod clevis ear radius	
B200240ABAAA07B	SAE-9024 /SAE-32024	\$ 187.20	24"	33	5730 lbs	34 1/4	3 1/2	M 1 1/8" - 12 UNF-3 piston rod clevis thread size	
B200300ABAAA07B	SAE-9030 /SAE-32030	\$ 204.30	30"	37	3910 lbs	40 1/4	3 1/2	N 7/8" piston width O 2 3/16" gland width	

2.5 INCH BORE CYLINDERS									
New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	List Price	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)	Standard Dimensions of 2.5 Inch Bore Cylinders	
B250060ABAAA07B	none /SAE-32506	\$ 152.10	6"	22	14730 lbs	16 1/4	3 1/8	* 1 1/4" rod diameter	
A250080ABAAA07B	SAE-9108 /SAE-32508	\$ 155.40	8"	25	14730 lbs	20 1/4	5 1/8	A 3/16" cylinder tube wall thickness	
B250100ABAAA07B	SAE-9110 /SAE-32510	\$ 161.40	10"	26	14730 lbs	20 1/4	3 1/8	B, C SAE 3/4-16 extend & retract ports	
B250120ABAAA07B	SAE-9112 /SAE-32512	\$ 168.50	12"	28	14730 lbs	22 1/4	3 1/8	D 1.015" clevis pin hole size	
B250140ABAAA07B	SAE-9114 /SAE-32514	\$ 175.70	14"	30	14730 lbs	24 1/4	3 1/8	E, F 1 1/4" base clevis throat depth with 2 1/8" from pin center to port center	
A250160ABAAA07B	SAE-9116 /SAE-32516	\$ 184.10	16"	34	11520 lbs	31 1/4	8 1/8	G 1 1/8" rod clevis throat depth	
B250180ABAAA07B	SAE-9118 /SAE-32518	\$ 190.00	18"	34	13880 lbs	28 1/4	3 1/8	J 1.06" min. distance between ears at pin center line	
B250200ABAAA07B	SAE-9120 /SAE-32520	\$ 197.20	20"	36	11720 lbs	30 1/4	3 1/8	K 3/16" base clevis ear radius	
B250240ABAAA07B	SAE-9124 /SAE-32524	\$ 211.70	24"	41	8670 lbs	34 1/4	3 1/8	L 1 1/8" rod clevis ear radius	
B250300ABAAA07B	SAE-9130 /SAE-32530	\$ 233.10	30"	47	5930 lbs	40 1/4	3 1/8	M 1 1/8" - 12 UNF-3 piston rod clevis thread size N 1" piston width O 2 3/8" gland width	

RS 27 498/08.97

Reemplaza a: 07.92



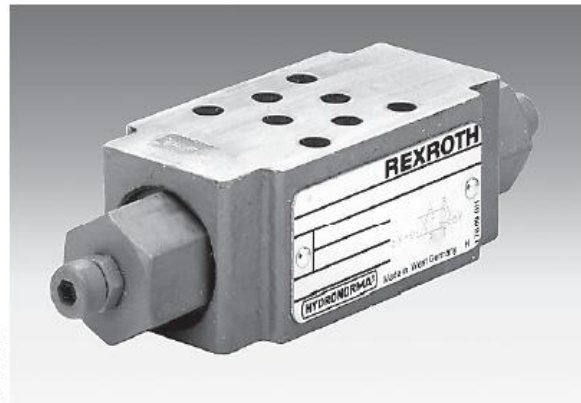
**Válvula antirretorno estranguladora
doble
Tipo Z2FS 4**

Tamaño nominal 4

Serie 1X

Presión máxima 315 bar

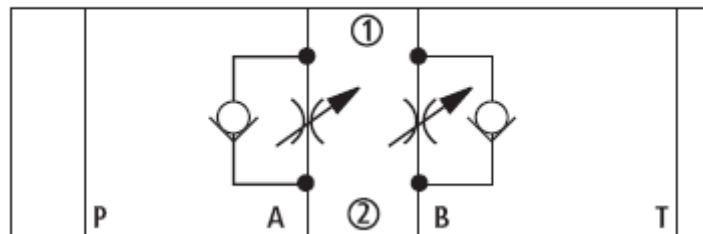
Caudal máximo 20 L/min



K 4942-14

Tipo Z2FS 4 –2–1X/...

Z2FS 4 –...-1X/.. (regulación de alimentación)



Datos técnicos (para utilización con valores distintos a los datos técnicos, consúltenos!)

fluido hidráulico		aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51 524; fluidos hidráulicos rápidamente degradables según VDMA 24 568 (ver también RS 90 221); HETG (aceite de colza); HEPG (poliglicoles); HEES (ésteres sintéticos); otros fluidos a pedido
rango de temperatura del fluido	°C	- 20 hasta + 80 (con juntas FPM)
rango de viscosidad	mm ² /s	10 hasta 800
grado de impurezas		grado máximo admisible de impurezas del fluido según NAS 1638 clase 9. Recomendamos para ello un filtro con un grado mínimo de retención de $\beta_{10} \geq 75$.
presión de servicio	bar	315
caudal, máx.	l/min	20
masa	kg	ca. 0,5

Características (medidas para $v = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ y $\vartheta = 50 \text{ }^\circ\text{C}$)**ANEXO B – 4**
LATACUNGA**ESPE -**

RS 23 160/08.97

Reemplaza a: 12.95



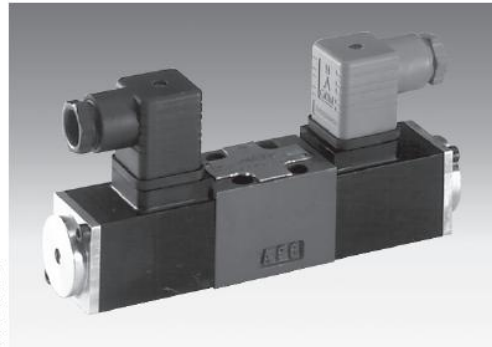
Válvulas direccionales 4/3, 4/2 y 3/2 con solenoides de continua en baño de aceite Tipo WE 4

Tamaño nominal 4

Serie 1X

Presión máxima 210 bar

Caudal máximo 25 L/min



H/A 3458/02

Tipo 4WE 4 ... 1X/A.N9K4 con conectores

Generales

Posición de montaje	a elección		
Masa	– válvula con 1 solenoide	kg	0,9
	– válvula con 2 solenoides	kg	1,3

Datos hidráulicos

Presión de servicio máxima	– conexiones A, B, P	bar	210	
	– conexión T	bar	100	Para símbolo A o B la conexión T debe emplearse como conexiones de fuga, cuando la presión de servicio supera la presión admisible en el tanque.
Caudal máximo		L/min	25	
Fluido hidráulico	aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51 524 ¹⁾ ; fluidos hidráulicos degradables rápidamente en forma biológica VDMA 24 568 (ver también RD 90 221); HETG (aceite de colza) ¹⁾ ; HEPG (poliglicoles) ²⁾ ; HEES (ésteres sintéticos) ²⁾ ; otros fluidos a pedido			
Rango de temperatura del fluido		°C	– 30 hasta + 80 (con juntas NBR)	
			– 20 hasta + 80 (con juntas FPM)	
Rango de viscosidad		mm ² /s	2,8 hasta 500	
Grado de impurezas	Grado máximo admisible de impurezas del fluido según NAS 1638 clase 9. Recomendamos para ello un filtro con un grado mínimo de retención de $\beta_{10} \geq 75$.			

Datos eléctricos

Tensiones suministrables ³⁾	V	12, 24, 96, 205	
Tolerancia de tensión (nominal)	%	±10	
Potencia absorbida	W	22	
Tiempo de conexión		DB	
Tiempo de conmut. según ISO 6403	SI	ms	20 hasta 30
	NO	ms	10 hasta 20
Temperatura ambiente máxima	°C	+ 50	
Frecuencia de conmutación	1/h	hasta 15 000	
Protección según DIN 40 050		IP 65	
Temperatura máxima de la bobina ⁴⁾	°C	+ 150	


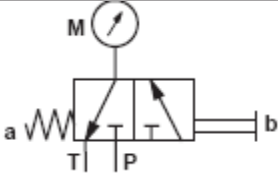
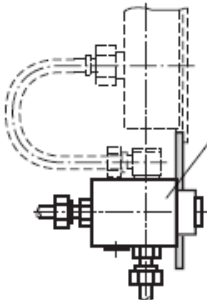
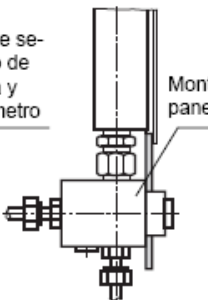
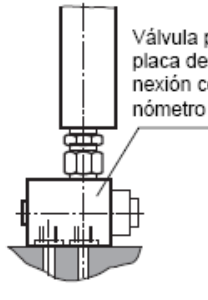
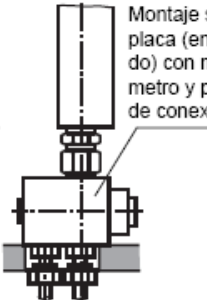
¹⁾ apropiado para juntas NBR y FPM

²⁾ apropiado **sólo** para juntas FPM

³⁾ Tensiones especiales a pedido

⁴⁾ Debido a las temperaturas resultantes en la superficie de bobina se deben tener en cuenta las normas europeas EN563 y EN982!

En la conexión eléctrica se debe conectar el conductor de protección (tierra \perp) de acuerdo a normas.

MANNESMANN REXROTH	Válvula de bloqueo para manómetro tipo AF 6, serie 3X		RS 50 030/12.95
	TN 6	hasta 300 bar	Reemplaza a: 30 060
<p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Válvula de 3 vías - Para montaje sobre placa - Para conexión roscada - Accionamiento por pulsador 			
		<p>K 5311/8 Tipo AF 6 EP3X/X.V</p>	
			
Ejemplos de montaje			
 <p>Montaje se- parado de válvula y manómetro</p> <p>Tipo AF 6 EA3X/X...V</p>	 <p>Montaje sobre panel con roseta</p> <p>Tipo AF 6 EA3X/Z...V</p>	 <p>Válvula para placa de co- nexión con ma- nómetro</p> <p>Tipo AF 6 EP3X/Y...V</p>	 <p>Montaje sobre placa (entuba- do) con manó- metro y pieza de conexión</p> <p>Tipo AF 6 EA3X/Y...V</p>

Datos técnicos (para utilización con valores distintos, consúltenos!)

Fluido hidráulico 1) adecuado para juntas NBR y juntas FPM 2) adecuado sólo para juntas FPM		aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51 524 ¹⁾ ; fluidos hidráulicos degradables rápidamente en forma biológica según VDMA 24 568 (ver también RS 90 221); HETG (aceite de colza) ¹⁾ ; HEPG (poliglicol) ²⁾ ; HEES (éster sintético) ²⁾ ; otros fluidos a pedido
Rango de temperatura del fluido	°C	- 20 hasta + 80
Rango de viscosidad	mm ² /s	2,8 hasta 500
Grado de impurezas		Grado máximo admisible de impurezas del fluido según NAS 1638 clase 9. Recomendamos para ello un filtro con un grado mínimo de retención de $\beta_{10} \geq 75$.
Presión de servicio, máx.	bar	hasta 300
Rango de indicación del manómetro	bar	hasta 60, hasta 100, hasta 160, hasta 250 y hasta 400 (el rango de medición debe ser aprox. 30 % superior a la presión máx. de servicio).

ANEXO B – 6
LATACUNGA

ESPE -

STM
COMPONENTES
HIDRÁULICOS

Catálogo de accesorios

Filtros de aspiración

Filtros de retorno

Tapones de llenado-Niveles y Mirillas

Manómetros y vacuómetros

Abrazaderas para tubos

Placas base para electroválvulas

Manómetros de glicerina.

Glycerine pressure gauges.

INDICACIONES.- Los manómetros de glicerina están especialmente indicados para instalaciones donde existan vibraciones y variaciones bruscas y continuas en la presión. Los manómetros de glicerina se fabrican en los tamaños estándar de esfera de 100 mm y 63 mm y hasta 1.000 Kg/cm² de presión.

Símbolo CETOP
CETOP Symbol

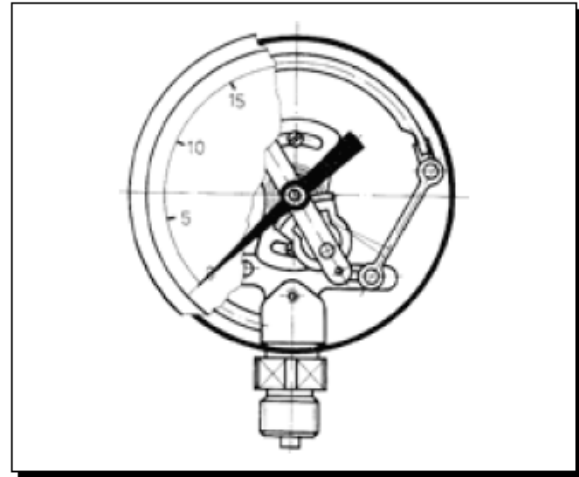


CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

PARTE	MATERIAL	CONCEPTO	VALOR
Caja y aro	Acero Inox AISI 304	Precisión	+/- 1,6% valor de la escala
Racord	Latón	Sobre	Hasta 60 bar 25%
Espiga	Latón	Presiones	De 100 a 600 bar 15%
Mecanismo	Latón		De 600 bar en adelante 10%
Aguja	Aluminio / Centro Latón	Protección	IP 55
Esfera	Latón blanco números en negro	Glicerina	100% Glicerina USP

Manómetros de glicerina de Diámetro 63 mm					
REFERENCIA	Salida	Diámetro	Rosca	Escala	CÓDIGO
263-P-1/4-0-2,5	P Posterior central sin brida	63 mm	1/4	0 a 2,5	MN1243
263-P-1/4-0-6				0 a 6	MN1216
263-P-1/4-0-10				0 a 10	MN1217
263-P-1/4-0-16				0 a 16	MN1218
263-P-1/4-0-25				0 a 25	MN1219
263-P-1/4-0-40				0 a 40	MN1220
263-P-1/4-0-60				0 a 60	MN1221
263-P-1/4-0-100				0 a 100	MN1222
263-P-1/4-0-160				0 a 160	MN1223
263-P-1/4-0-250				0 a 250	MN1224
263-P-1/4-0-315				0 a 315	MN1225
263-P-1/4-0-400				0 a 400	MN1226
263-P-1/4-0-600				0 a 600	MN1227
263-PB-1/4-0-2,5				PB Posterior central con brida	63 mm
263-PB-1/4-0-6	0 a 6	MN1016			
263-PB-1/4-0-10	0 a 10	MN1017			
263-PB-1/4-0-16	0 a 16	MN1018			
263-PB-1/4-0-25	0 a 25	MN1019			
263-PB-1/4-0-40	0 a 40	MN1020			
263-PB-1/4-0-60	0 a 60	MN1021			
263-PB-1/4-0-100	0 a 100	MN1022			
263-PB-1/4-0-160	0 a 160	MN1023			
263-PB-1/4-0-250	0 a 250	MN1024			
263-PB-1/4-0-315	0 a 315	MN1025			
263-PB-1/4-0-400	0 a 400	MN1026			
263-PB-1/4-0-600	0 a 600	MN1027			
263-PB-1/4-0-1000	0 a 1000	MN1028			

Manómetros de glicerina de Diámetro 100 mm					
REFERENCIA	Salida	Diámetro	Rosca	Escala	CÓDIGO
2.100-PBS-1/2-0-2,5	Posterior central con brida soporte PBS	100 mm	1/2	0 a 2,5	MN1120
2.100-PBS-1/2-0-4				0 a 4	MN1121
2.100-PBS-1/2-0-6				0 a 6	MN1122
2.100-PBS-1/2-0-10				0 a 10	MN1123
2.100-PBS-1/2-0-25				0 a 25	MN1124
2.100-PBS-1/2-0-40				0 a 40	MN1125
2.100-PBS-1/2-0-60				0 a 60	MN1042
2.100-PBS-1/2-0-100				0 a 100	MN1043
2.100-PBS-1/2-0-160				0 a 160	MN1044
2.100-PBS-1/2-0-250				0 a 250	MN1045
2.100-PBS-1/2-0-315				0 a 315	MN1046
2.100-PBS-1/2-0-400				0 a 400	MN1047
2.100-PBS-1/2-0-600				0 a 600	MN1048
2.100-PBS-1/2-0-1000				0 a 1000	MN1049

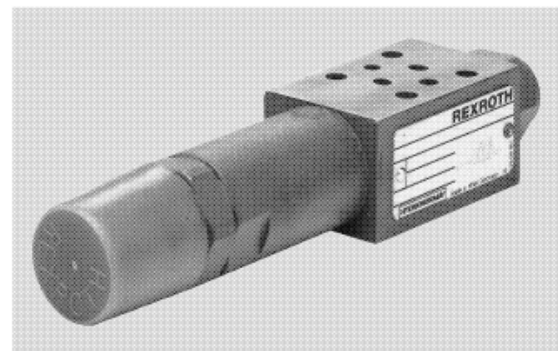


ANEXO B – 7 LATACUNGA

ESPE -

MANNESMANN REXROTH	Válvula reductora de presión de mando directo Tipo ZDR 4 D, Serie 1X			RS 26 545/07.92
	TN 4	hasta 210 bar	hasta 20 L/min	

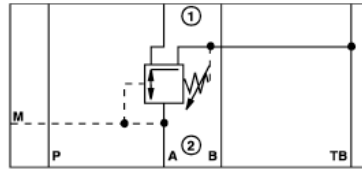
- perforaciones según DIN 24 340, forma A, ISO 4401 y CETOP–RP 121 H,
- construcción de placa intermedia,
- 4 niveles de presión,
- reducción de presión en canal A, B o canal P,
- válvula antirretorno, a elección
- elemento de ajuste:
 - husillo roscado con hexágono interno y capuchón protector



K 4943-9
ZDR 4 DP 2-1X/...

Símbolos (1) = lado equipo, (2) = lado placa)

ZDR 4 DA..-1X/..YM



Datos técnicos (para utilización con valores distintos a los datos técnicos, consúltenos)

fluido hidráulico		aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524; éster fosfórico (HFD-R)
rango de temperatura del fluido	°C	-30 hasta +80 (con juntas NBR) -20 hasta +80 (con juntas FPM)
rango de viscosidad	mm ² /s	10 hasta 800
grado de impurezas		grado máximo admisible de impurezas del fluido según NAS 1638 clase 9; recomendamos para ello un filtro con un grado mín. de retención de $\beta_{10} \geq 75$
presión de servicio, máx. (entrada)	bar	315
presión secundaria (salida)	bar	hasta 25; hasta 75; hasta 150; hasta 210
contrapresión conexión T(Y)	bar	hasta 100
caudal, máx.	L/min	hasta 20
masa	kg	aprox. 0,7

**ANEXO B – 8
LATACUNGA**

ESPE -

Bomba constante de paletas Tipo PVV y PVQ

Tamaño nominal 18 hasta 193
Serie 1X
Presión de servicio máxima 210 bar
Cilindrada máxima 18 hasta 193 cm³



Bomba simple tipo PVV2-1X/...A15D..

Características técnicas

Construcción	bomba de paletas, constante																			
Tipo	PVV y PVQ																			
Sujeción	mediante bridas según SAE J744																			
Conexión	versión de brida SAE: (rosca UNC)																			
Sentido de giro	derecha o izquierda																			
Sentido de flujo	la entrada y la salida son independientes del sentido de giro																			
Posición de montaje	a elección, las conexiones de entrada preferiblemente hacia arriba																			
Accionamiento	directo, coaxial; no se pueden transmitir fuerzas radiales ni axiales																			
Tamaño constructivo (conjunto de bombas) TC	1					2					4					5				
Tamaño nominal ($\approx V$ en cm ³) TN	18	27	36	40	46	40	45	55	60	68	69	82	98	113	122	139	154	162	183	193
Caudal máx. q_v L/min para $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p = 0,7 \text{ bar}$ y $v = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$	26	39	53	59	70	59	66	80	89	100	101	120	141	167	177	203	223	234	267	285
Presión de servicio, absoluta	al emplear fluidos hidráulicos con contenido acuoso y éster fosfórico mín. 0,9 bar																			
Entrada $p_{\text{min-máx}}$ bar	0,83 hasta 2,4 (recomendado: 1 ... 1,35)																			
Salida continua para PVV $p_{\text{máx}}$ bar	210	210	210	160	140	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175
continua para PVQ $p_{\text{máx}}$ bar	210	210	210	160	140	210	210	210	210	210	210	210	210	210	210	175	175	175	175	175
pico $p_{\text{máx}}$	máx. 10 % sobre la máxima presión continua de salida; no más de 0,5 segundos																			
Velocidad: $n_{\text{mín}}$ min ⁻¹	600					600					600					600				
^{*)} para 1 bar $n_{\text{máx}}$ para PVV min ⁻¹	2700		2000			1800					1800					1800				
$n_{\text{máx}}$ para PVQ min ⁻¹	2700					2700		2500			2500		2400			2200				
Fluido hidráulico para empleo con los datos anteriores	aceite mineral HLP según DIN 51524 parte 2																			
Sólo con juntas FPM ("V") éster fosfórico (HFD-R)	adm. $p_{\text{máx}}$ bar																			
adm. $n_{\text{máx}}$ min ⁻¹	210	210	210	160	140	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175
	1200																			
Rango de temperatura del fluido ϑ °C	- 10 hasta + 70, (recomendado: + 30 hasta + 60) tener en cuenta rango de viscosidad adm.																			
Rango de viscosidad v mm ² /s	13 hasta 860 (recomendado: 13 hasta 54)																			
Grado de impurezas	Grado máximo admisible de impurezas del fluido según NAS 1638 clase 10. Recomendamos para ello un filtro con un grado mín. de retención de $\beta_{20} \geq 100$. Para garantizar una prolongada vida útil recomendamos la clase 9 según NAS 1638. Se puede lograr con filtros con un grado de retención de $\beta_{10} \geq 100$.																			
Fluidos hidráulicos alternativos:	emulsiones de agua en aceite										fluidos agua-glicol									
Presión de servicio, máx. admisible bar	70										140									
	Sólo en combinación con filtro de retorno con un grado de retención de $\beta_{10} \geq 100$ o mejor. El rango admisible de temperaturas del fluido es de +15 °C hasta +50 °C. Velocidad máxima admisible: 1200 min ⁻¹																			

Filtros de aspiración

Suction filters

Tipo STM

Type STM

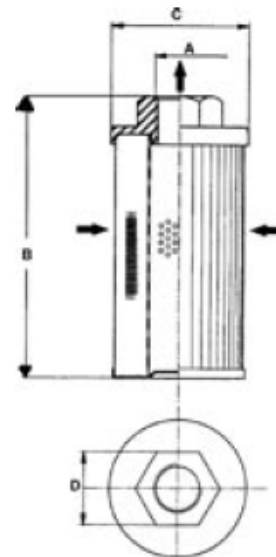
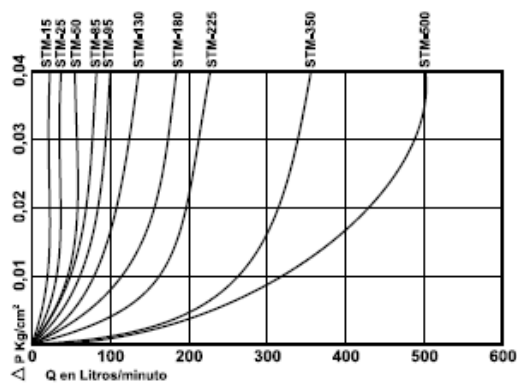


Principales dimensiones y características / Dimensions & operating characteristics

REFERENCIA TYPE	Caudal Flow	A Rosca	B Altura Tot.	C Diam. Tapa	D Diam. Tuerca	CÓDIGO CODE
STM-5-38-125-50	5 litros	3/8	44	46	24	FL 1000F
STM-10-38-125-50	10 litros	3/8	90	46	24	FL 10001FF
STM-15-12-125-50	15 litros	1/2	105	46	30	FL 1001F
STM-25-34-125-50	25 litros	3/4	109	64	35	FL 10021F
STM-50-1-125-50	50 litros	1"	139	64	46	FL 1003F
STM-80-1 1/4-125-50	80 litros	1 1/4	139	86	51	FL 1004F
STM-95-1 1/2-125-50	95 litros	1 1/2	168	86	60	FL 1005F
STM-130-11/2-125-50	130 litros	1 1/2	200	86	60	FL 1006F
STM-180-2-125-50	180 litros	2"	235	100	70	FL 1007F
STM-225-2-125-50	225 litros	2"	156	150	70	FL 1008
STM-350-2 1/2-125-50	350 litros	2 1/2	211	150	90	FL 1009F
STM-500-3-125-50	500 litros	3"	272	150	100	FL 1010F

Diagrama de caudales y pérdidas de carga

Flow and pressure drop curve



Catálogo técnico nº 1. Rogimar SA se reserva el derecho de hacer cualquier tipo de cambio y puesta al día sin aviso de ningún tipo.
 Technical catalogue nº 1. Any specification in this catalogue is not binding and can be modified without any notice.

HIDRAULICA ROGIMAR S.A. Tel. 93 473 57 70 - 93 372 18 03 Fax 93 473 71 23 comercial@hidraulicarogimar.com www.hidraulicarogimar.com
 HIDRAULICA ROGIMAR S.A. MADRID Tel. 91 457 15 11 Fax 91 457 60 50

Filtros de retorno semi sumergidos.
Tank-Top return filters.

Tipo STM-S
Type SIM-S

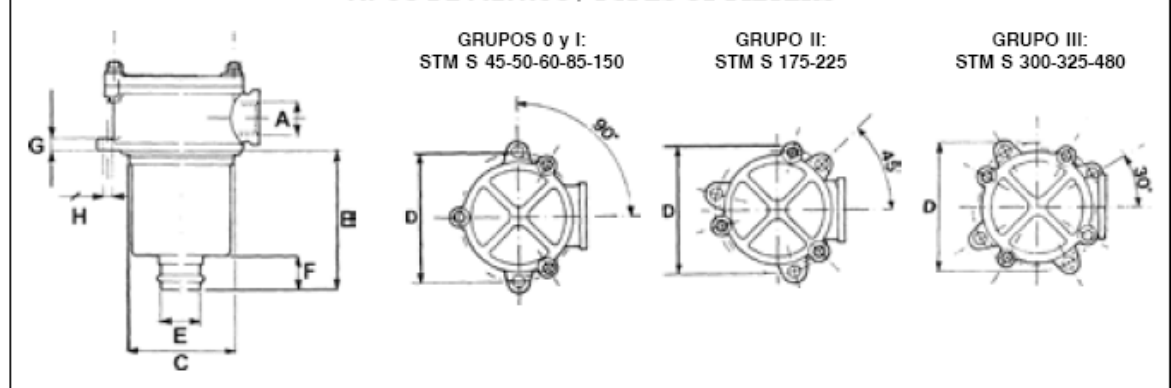
Símbolo CETOP
 CETOP Symbol



Principales características / Main characteristics

MATERIALES		MATERIALS	
Cabeza	Aleación de aluminio	Head	Aluminum alloy
Recipiente filtro	Poliamida	Bowl	Polyamide
Válvula Bypass	Poliamida	Bypass valve	Polyamide
Elemento filtrante	Papel parafinado / Celulosico	Filter element	Parafine paper / Celuloise
PRESIONES		PRESSURE	
Trabajo	300 kPa (3 bars)	Max working	300 kPa (3 bar)
Prueba	500 kPa (5 bars)	Test	500 kPa (5 bars)
Rotura	1.000 kPa (25 bars)	Bursting	1.000 kPa (25 bars)
Apertura Bypass	300 kPa (3 bars)	Bypass valve	300 kPa (3 bars)
TEMPERATURA		TEMPERATURE	
Con juntas de Buna	-10°C a +90°C	With Buna	-10°C to +90°C
Con juntas de Viton	-25°C a +110°C	With Viton	-25°C to +110°C

TIPOS DE FILTROS / TYPES OF FILTERS



Tamaños y dimensiones / Sizes and dimensions

TAMAÑO SIZE	REFERENCIA TYPE	A B.S.P.	B	C	D	E	F	G	H	Caudales Ap=1,5	CÓDIGO CODE
Grupo 0	STM S 45	3/8	59	49,5	80	12	16	9	6,5	45	FL 30000U
	STM S 50	1/2	80	66	90	24	25	9	6,5	50	FL 3000U
Grupo I	STM S 60	1/2	102	89	115	27	30	10	9	60	FL 3001U
	STM S 85	3/4	147	89	115	27	30	10	9	85	FL 3002U
	STM S 150	1"	223	89	115	40	30	10	9	115	FL 3003U
Grupo II	STM S 175	1"	248	129	175	40	30	13	9	175	FL 3004U
	STM S 225	1 1/4"	248	129	175	40	30	13	9	225	FL 3005U
Grupo III	STM S 300	1 1/4"	178	173,5	220	50	50	13	10,5	300	FL 3006U
	STM S 350	1 1/2"	240	173,5	220	63,5	50	13	10,5	350	FL 3006AU
	STM S 480	2"	285	173,5	220	63,5	50	13	10,5	480	FL 3009U

Catálogo técnico nº 1. Rogimar SA se reserva el derecho de hacer cualquier tipo de cambio y puesta al día sin aviso de ningún tipo.
 Technical catalogue nº 1. Any specification in this catalogue is not binding and can be modified without any notice.

HIDRAULICA ROGIMAR S.A. Tel. 93 473 57 70 - 93 372 18 03 Fax 93 473 71 23 comercial@hidraulicarogimar.com www.hidraulicarogimar.com
 HIDRAULICA ROGIMAR S.A. MADRID Tel. 91 457 15 11 Fax 91 457 60 50

MANNESMANN REXROTH	Válvula limitadora de presión de mando directo, tipo ZDB 4 y Z2DB 4, serie 1X		RS
	TN 4	hasta 315 bar	hasta 20 L/min
			25 720/12.95 Reemplaza a: 07.92

Características:

- Construcción de placa intermedia
- Perforaciones según ISO 4401 y CETOP-RP 121 H
- 5 niveles de presión
- 5 direcciones de trabajo, a elección
- Con 1 ó 2 válvulas de presión tipo cartucho
- Elemento de ajuste:
 - Husillo roscado con hexágono interno

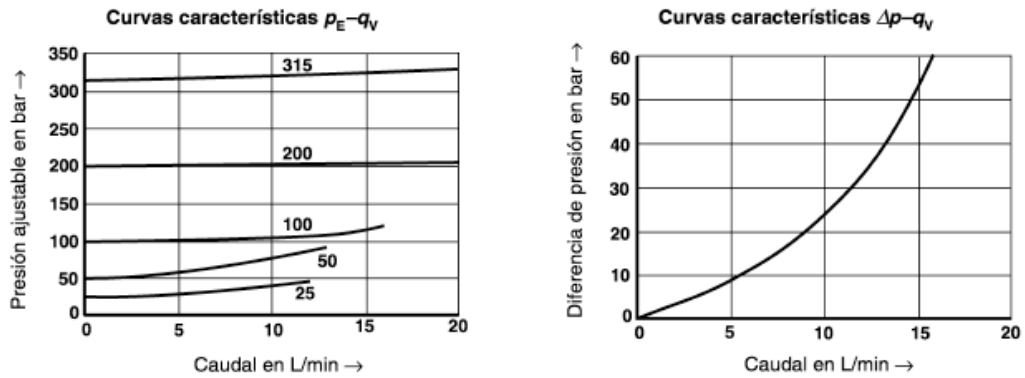


K 4943-7
Tipo ZDB 4 DA2-1X/...

Datos técnicos (para utilización con valores distintos, consúltenos!)

Fluido hidráulico		aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51 524; fluidos hidráulicos degradables rápidamente en forma biológica según VDMA 24 568 (ver también RS 90 221); HETG (aceite de colza); HEPG (poliglicol); HEES (éster sintético); otros fluidos a pedido
Rango de temperatura del fluido	°C	-20 hasta +80
Rango de viscosidad	mm ² /s	10 hasta 800
Grado de impurezas		Grado máximo admisible de impurezas del fluido según NAS 1638 clase 9. Recomendamos para ello un filtro con un grado mín. de retención de $\beta_{10} \geq 75$.
Presión de servicio, máx.	bar	hasta 315
Presión ajustable, máx.	bar	hasta 25; hasta 50; hasta 100; hasta 200; hasta 315
Caudal, máx.	L/min	hasta 20
Masa	tipo ZDB 4	kg aprox. 0,6
	tipo Z2DB 4	kg aprox. 0,8

Curvas características (medidas para $\nu = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ y $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$)



Las curvas características valen para una presión de salida = cero en todo el rango de caudal!

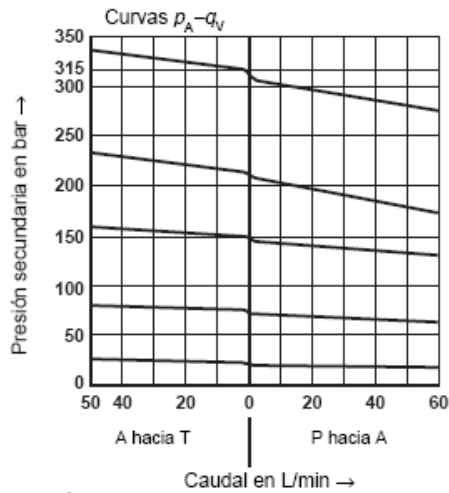
**ANEXO B – 12
LATACUNGA**

ESPE -

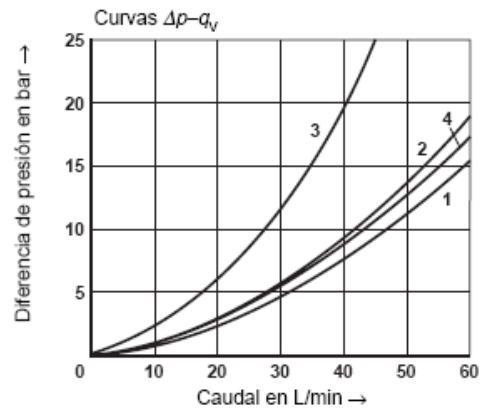
MANNESMANN REXROTH	Válvula reductora de presión de acción directa tipo DR 6 DP, serie 5X			RS 26 564/09.96
	TN 6	hasta 315 bar	hasta 60 L/min	Reemplaza: 11.94
<p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Conexión por placa base: cuadro de conexiones según DIN 24 340 forma A, ISO 4401 y CETOP-RP 121 H, placas base según catálogo RS 45 052 (pedido por separado) - 5 etapas de presión - 4 elementos de ajuste: <ul style="list-style-type: none"> • botón giratorio, • husillo con exágono y capuchón protector, • botón giratorio con cerradura y escala, • botón giratorio con escala - Válvula antiretorno, a elección 				
			 <p>K 4297-9 Tipo DR 6 DP2-5X/...YM...</p>	

Datos técnicos (para utilización con valores distintos a los datos técnicos, consúltenos)

Fluido de trabajo		aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51 524 ³⁾ ; fluidos rápidamente biodegradables según VDMA 24 568 (ver también RD 90 221); HETG (aceite de colza) ³⁾ ; HEPG (poliglicoles) ⁴⁾ ; HEES (éster sintético) ⁴⁾ ; otros fluidos sobre consulta
³⁾ apto para juntas NBR y FPM		
⁴⁾ apto sólo para juntas FPM		
Gama temperatura fluido	$^\circ\text{C}$	-30 hasta +80 (con juntas NBR)
		-20 hasta +80 (con juntas FPM)
Gama viscosidad	mm^2/s	10 hasta 800
Grado de filtrado		el grado máximo de impurezas admisible según NAS 1638, es clase 9. Para ello recomendamos un filtro con un grado mínimo de retención de $\beta_{10} \geq 75$.
Presión de trab. máx. conexión P	bar	hasta 315
Presión secund. máx. conexión A	bar	hasta 25; hasta 75; hasta 150; hasta 210; hasta 315
Contrapresión máx. conexión T (Y)	bar	hasta 160
Caudal máximo	L/min	hasta 60
Masa	kg	aprox. 1,2



Aclaración:
cuando la presión graduada es baja, la misma se mantiene de acuerdo a la etapa de presión.
Las curvas para la función limitación de presión valen sólo para la condición de presión de salida = 0.



- 1 P hacia A (diferencia de presión mínima)
- 2 A hacia T (Y) (diferencia de presión mínima)
- 3 Δp sólo por la válvula antirretorno
- 4 Δp por la válvula antirretorno y sección de pasaje totalmente abierta

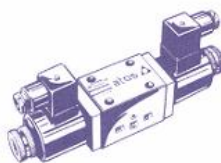
ANEXO B – 13
LATACUNGA

ESPE -

atos®

electrohidráulica

• ELECTROVALVULAS DIRECTAS



DK U - 1 63 1/2 / * - N 24DC / 20

modelo, dimensión y montaje con placa ISO/Cetop
 DH ... 0 = 03
 DK ... 1 = 05

configuración (2)

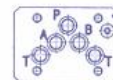
tipo de corredera (3)

opciones (6)

conector (7) datos eléctricos (8)

número de diseño (8)

U u O = solenoide *U u *O - alimentación DC
 I = solenoide *I - alimentación AC o DC



ISO/Cetop 03-NG 6

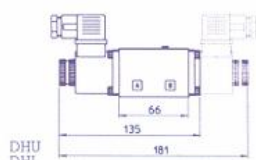
ISO/Cetop 05-NG 10

083

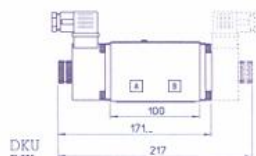
Modelo (1)

	DHI-0	DHU-0	DHO-0	DKI-1	DKU-1	DKO-1
Caudal nominal - l/min.	50	50	70	100	100	120
Pmáx boquillas P, A, B bar	320	350	350	320	320	320
boquilla T	100	160	210	100 (*)	160 (*)	210 (*)
Potencia absorbida DC	30 W	30 W	40 W	50 W	50 W	40 W
Pot. absorbida AC p. marcha nominal	150 VA 50 VA	-	-	250 VA 100 VA	-	-

(*) Pres. hasta 320 bar admitida si la boca Y está conectada al dep. (quitar la tapa de la boca Y ver las secc. 081-082)

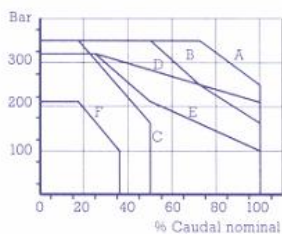


DHU
DHI

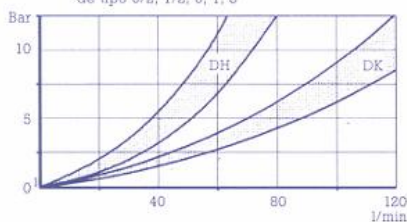


DKU
DKI

085 - Límites de uso para electroválvulas directas (4)



086 - Pérdidas de carga para cursores de tipo 0/2, 1/2, 0, 1, 3



084 - Modelos base DHI, DHU, DHO, DKI, DKU, DKO

Monosolenoides		Bisolenoides		Prestación para empleo de 4 vías (4)
Símbolo	Configuración y tipo de corr. (3)	Símbolo	Configuración y tipo de corr. (3)	Solenoides *U & *O *I
	- 631/2		- 751/2	ver la curva, diagrama 085 A D
	- 630/2 (5)		- 701/2	
	- 631/2/R		- 710	A D
	- 610		- 711	
	- 611		- 713	B E
	- 632/2		- 714	
	- 632/2			C F

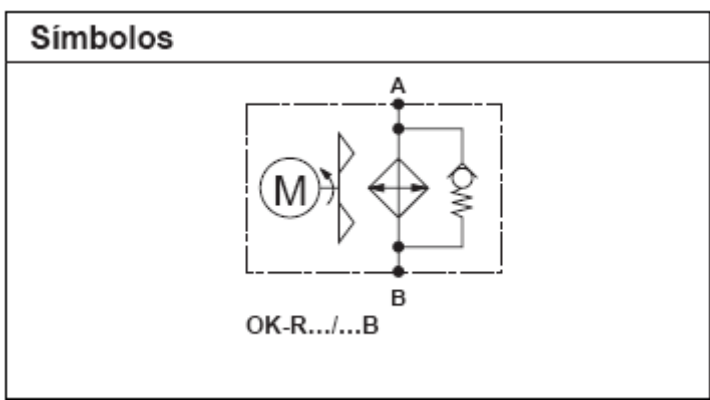
ANEXO B - 14
LATACUNGA

ESPE -

**MANNESMANN
REXROTH**

Intercambiador de calor
aceite - aire
tipo OK-R; OKA-R; OKAF-R

RS
50 110/12.95
Reemplaza a: 32 115



Datos técnicos (para utilización con valores distintos, consúltenos!)							
	OK-R1S	OK-R1H	OK-R2S	OK-R2H	OK-R3L	OK-R3S	OK-R4L
Sobrepresión, máx. bar	16						
Cilindrada de la bomba cm ³ /U (medida para $v = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$)							
Presión de aspiración de la bomba bar	máx. 0,4						
Posición de montaje	opcional, preferentemente horizontal						
Potencia eléctrica kW	0,18	0,37	0,37	0,75	1,1	0,37	0,37
Corriente para 380 V - 50 Hz A	0,7	1,12	1,12	1,9	3,2	1,12	1,35
Velocidad del motor eléctrico min ⁻¹	1500	3000	1500	3000	1000	1500	1000
Flujo de aire m ³ /h	340	700	760	1660	840	1230	1320
Rango de temperatura del fluido °C	máx. 130						
Rango de viscosidad mm ² /s	5 hasta 180						
Nivel de ruido dB(A) (OK-R para 50 Hz., medido a una distancia de 1 m)	65	75	67	80	66	73	67
Masa kg	12,5	12,5	22	23	30	30	40,5

**ANEXO D – 1
LATACUNGA**

ESPE -





Controladores programables SLC™ 500

La mejor selección hoy. La mejor selección para el futuro.

**Rockwell
Automation**

Especificaciones de los controladores SLC 500

Especificaciones	SLC 5/01		SLC 5/02	SLC 5/03		SLC 5/04			SLC 5/05		
Número de catálogo 1747-	L511	L514	L524	L531	L532	L541	L542	L543	L551	L552	L553
Tamaño de memoria (palabras)	1 K	4 K	4 K	8 K	16 K	16 K	32 K	64 K	16 K	32 K	64 K
Corriente de backplane (mA) a 5 V	350 mA			500 mA		1000 mA			1000 mA		
Corriente de backplane (mA) a 24 V	105 mA			175 mA		0 mA			0 mA		
E/S digitales, máx.	7880		8192								
Chasis / ranuras locales máx.	3/30										
Comunicaciones incorporadas	DH-485 Esclavo		DH-485		DH-485 y RS-232		DH+ y RS-232			Ethernet y RS-232	
Opción de módulo de memoria	EEPROM			Flash EEPROM							
Programación	RSLogix 500										
Instrucciones de programación	52		71		107						
Tiempo de escán típico*	8 ms/K		4.8 ms/K		1 ms/K		0.9 ms/K				
Tiempo de retención del escán del programa Después de corte de alim. eléc.	20 ms...3 s (depende de la carga de la fuente de alimentación eléctrica)										
Ejecución de bit (XIC)	4 µs		2.4 µs		0.44 µs		0.37 µs				
Precisión de reloj/calendario	N/A			±54 segundos/mes @ +25 °C (+77 °F), ±81 segundos/mes @ +60 °C (+140°F)							

*Los tiempos de escán son típicos para un programa de lógica de escalera de 1 K que consiste en la lógica de escalera simple y los servicios de comunicación. Los tiempos de escán reales dependen del tamaño del programa, de las instrucciones usadas y del protocolo de comunicación.



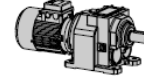
Product Selection Guide

PowerFlex® 700 Drives

380-480V AC, Three-Phase Drives



Output Amps						Nominal Power Ratings				IP20, NEMA Type 1	Frame Size
480V AC Input			380-400V AC Input			Normal Duty		Heavy Duty		Catalog Number	
Cont.	1 Min.	3 Sec.	Cont.	1 Min.	3 Sec.	KW	HP	KW	HP	20B . . .	
1.1	1.2	1.6	1.3	1.4	1.9	0.37	0.5	0.25	0.33	D1P1A0AYNANA0	0
2.1	2.4	3.2	2.1	2.4	3.2	0.75	1	0.55	0.75	D2P1A0AYNANA0	0
3.4	4.5	6	3.5	4.5	6	1.5	2	0.75	1.5	D3P4A0AYNANA0	0
5	5.5	7.5	5	5.5	7.5	2.2	3	1.5	2	D5P0A0AYNANA0	0
8	8.8	12	8.7	9.9	13.2	4	5	2.2	3	D8P0A0AYNANA0	0
11	12.1	16.5	11.5	13	17.4	5.5	7.5	4	5	D011A0AYNANA0	0
14	16.5	22	15.4	17.2	23.1	7.5	10	5.5	7.5	D014A0AYNANA0	1
22	24.2	33	22	24.2	33	11	15	7.5	10	D022A0AYNANA0	1
27	33	44	30	33	45	15	20	11	15	D027A0AYNANA0	2
34	40.5	54	37	45	60	18.5	25	15	20	D034A0AYNANA0	2
40	51	68	43	56	74	22	30	18.5	25	D040A0AYNANA0	3
52	60	80	56	64	86	30	40	22	30	D052A0AYNANA0	3
65	78	104	72	84	112	37	50	30	40	D065A0AYNANA0	3
77 (65)Ⓣ	85 (98)	116 (130)	85 (72) Ⓣ	94 (108)	128 (144)	45	60	37	50	D077A0ANNANA0	4
96 (77)Ⓣ	106 (116)	144 (154)	105 (85)	116 (128)	158 (170)	55	75	45	60	D096A0ANNANA0	5
125 (96)Ⓣ	138 (144)	163 (168)	125 (96)	138 (144)	163 (168)	75	100	55	75	D125A0ANNANA0	5
156 (125)Ⓣ	172 (188)	233 (250)	170 (140)	187 (210)	255 (280)	90	125	75	100	D156A0ANNANA0	6
180 (156)Ⓣ	198 (234)	270 (312)	205 (170) Ⓣ	220 (255)	289 (313)	110	150	90	125	D180A0ANNANA0	6

No.	Señal	V _e Pr de	Descripción	P _e R _e
1	Ent. anlg. 1 (-) ⁽¹⁾	(2)	Aislado ⁽³⁾ , bipolar, diferencial, ±10 V/4-20 mA, 11 bit y signo, impedancia de entrada de 88k ohm. El funcionamiento a 4-20 mA requiere hacer un puente entre los terminales 17 y 18 (o 19 y 20).	320 - 327
2	Ent. anlg. 1 (+) ⁽¹⁾			
3	Ent. anlg. 2 (-) ⁽¹⁾			
4	Ent. anlg. 2 (+) ⁽¹⁾			
5	Pot. Común	-	Para referencias de pot. de 10 V (+) y (-).	
6	Sal. anlg. 1 (-)	(2)	Bipolar (la salida de corriente no es bipolar), ±10 V/4-20 mA, 11 bit y signo, el modo Tensión – limita corriente a 5 mA. Modo intensidad – resistencia de carga máx. es 400 ohms.	340 - 347
7	Sal. anlg. 1 (+)			
8	Sal. anlg. 2 (-)			
9	Sal. anlg. 2 (+)			
10	Reservado para Uso Futuro			
11	Sal. Digit. 1 – N.C. ⁽⁴⁾	Fallo	Carga Resistiva Máxima: 240 V CA/30 V CC – 1200 VA, 150 W Corriente Máxima: Carga Mín. 5A: 10 mA Carga Inductiva Máxima: 240 V CA/30 V CC – 840 V A, 105 W Corriente Máxima: Carga Mín. 3.5A: 10 mA	380 - 391
12	Sal. Digit. Común 1			
13	Sal. Digit. 1 – N.A. ⁽⁴⁾	NO es fallo		
14	Sal. Digit. 2 – N.C. ⁽⁴⁾	NO se ejecutó		
15	Salida Digital 2/3 Com.			
16	Sal. Digit. 3 – N.A. ⁽⁴⁾	Marcha		
17	Corriente en Puente ⁽¹⁾		La instalación de un puente entre los terminales 17 y 18 (o 19 y 20) configurará dicha entrada analógica para corriente.	
18	– Ent. anlg. 1			
19	Corriente en Puente ⁽¹⁾			
20	– Ent. anlg. 2			
21	Ref. Pot. –10 V	-	Carga mínima de 2k ohm.	
22	Ref. Pot. +10 V	-		
23	Reservado para Uso Futuro			
24	+24 VCC ⁽⁵⁾	-	Potencia de entrada lógica suministrada por el variador. ⁽⁵⁾	
25	Ent. Digit. Común	-		
26	Común 24 V ⁽⁵⁾	-	Común para alimentación eléctrica interna.	
27	Ent. Digital 1	Paro-BF	115 V CA, 50/60 Hz - Opto aislado	361 - 366
28	Ent. Digital 2	Arranque	Estado Bajo: menor que 30 V CA	
29	Ent. Digital 3	Auto/ Manual	Estado Alto: mayor que 100 V CA 24 V CC - Opto aislado	
30	Ent. Digital 4	Sel veloc 1	Estado Bajo: menor que 5 V CC	
31	Ent. Digital 5	Sel veloc 2	Estado Alto: mayor que 20 V CC	
32	Entrada Digital 6/	Sel veloc 3	11.2 mA CC	



Prestazioni / Performance / Leistungen / Performances / Prestaciones

H

P1 (kW)	n2 (1/min)	M2 (Nm)	f.s.	i	Grandezza, Size, Größe, Taille, Tamaño		Fr2 (N)	
4	256,3	143	1,1	5,5	H042	112M4	4052	118-119
	194,8	188	0,85	7,2			4174	
	157,1	233	0,90	8,9			4221	
	135,7	270	0,89	10,3			4221	
1100,0	34	1,2	1,27	H051	112M4	1519	120-121	
986,4	38	1,60	1,42			1564		
658,8	56	1,07	2,13			1728		
544,4	68	1,03	2,57			1805		
244,4	150	1,7	5,7	H052	112M4	5579	122-123	
203,1	181	1,61	6,9			5790		
164,2	223	1,52	8,5			6013		
146,4	250	1,48	9,6			6121		
121,6	302	1,29	11,5			6272		
98,3	373	1,15	14,2			6397		
84,4	435	1,04	16,6			6445		
77,8	471	0,98	18,0			6453		
70,1	523	0,88	20,0			6444		
64,6	568	0,83	21,7			6418		
1041,9	36	2,2	1,34	H061	112M4	2469	124-125	
658,8	56	2,13	2,13			2788		
544,4	68	1,76	2,57			2922		
442,1	84	1,55	3,17			3068		
379,7	98	1,54	3,69			3173		
350,0	106	1,42	4,00			3227		
293,5	126	1,27	4,77			3340		
266,7	139	1,22	5,25			3399		
240,6	154	1,10	5,82			3458		
190,9	194	0,88	7,33			3574		
110,5	332	2,1	12,7			H062		112M4
94,9	386	1,81	14,8	12000				
86,0	427	1,88	16,3	12000				
79,2	463	1,79	17,7	12000				
69,0	531	1,60	20,3	12000				
60,2	610	1,39	23,3	12000				
54,5	673	1,26	25,7	12000				
47,7	768	1,04	29,3	12000				
43,8	838	1,01	32,0	12000				
186,7	199	1,8	7,50	H081	112M4	4000	128-129	
165,8	224	1,57	8,44			4000		
40,7	900	1,8	34,4	H082	112M4	18000	130-131	
36,2	1014	1,58	38,7			18000		
32,7	1120	1,43	42,8			18000		
29,1	1261	1,27	48,1			18000		
24,8	1450	1,1	56,5	H083	112M4	18000	130-131	
19,6	1833	0,98	71,5			18000		
40,9	896	3,6	34,2	H102	112M4	22000	134-135	
36,4	1007	2,78	38,5			22000		
33,9	1082	3,05	41,3			22000		
30,6	1200	2,75	45,8			22000		
27,2	1349	2,45	51,5			22000		



ANEXO C – 2

ESPE - LATACUNGA

Contatores de potência 3RT10, 3TF6 Relés de sobrecarga 3RU11, 3RB10, 3RB12

Contatores de potência	Motores trifásicos Potências máximas AC-2 / AC-3, 60 Hz em			Corrente nominal máxima (A)	Corrente nominal máxima AC-1 (A)	Contator ¹⁾ DIAZED, NH	Relé de sobrecarga ¹⁾	Fusível (A) (tipo)	
	220 V (cv / kW)	380 V (cv / kW)	440 V (cv / kW)						
3RT10 26	-	0,16 / 0,12	0,16 / 0,12	0,5	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0FB0	0,35 - 0,5	2 - 5SB2 11
	-	-	0,25 / 0,18	0,6	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0GB0	0,45 - 0,63	2 - 5SB2 11
3RT10 36	0,16 / 0,12	0,25 / 0,18	0,33 / 0,25	0,7	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0HB0	0,55 - 0,8	4 - 5SB2 21
	-	0,33 / 0,25	-	0,9	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0JB0	0,7 - 1	4 - 5SB2 21
3RT10 65	0,25 / 0,18	0,5 / 0,37	0,5 / 0,37	1,2	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0KB0	0,9 - 1,25	4 - 5SB2 21
	0,33 / 0,25	0,75 / 0,55	0,75 / 0,55	1,6	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1AB0	1,1 - 1,6	6 - 5SB2 31 ou 6 - 3NA3 801
3TF69	-	1 / 0,75	1 / 0,75	2	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1BB0	1,4 - 2	6 - 5SB2 31 ou 6 - 3NA3 801
	0,5 / 0,37	-	1,5 / 1,1	2,4	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1CB0	1,8 - 2,5	10 - 5SB2 51 ou 10 - 3NA3 803
3RU11 26	0,75 / 0,55	1,5 / 1,1	2 / 1,5	3	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1DB0	2,2 - 3,2	10 - 5SB2 51 ou 20 - 3NA3 803
	1 / 0,75	2 / 1,5	-	4	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1EB0	2,8 - 4	16 - 5SB2 61 ou 16 - 3NA3 805
3RU11 36	1,5 / 1,1	3 / 2,2	3 / 2,2	5	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1FB0	3,5 - 5	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
	-	-	4 / 3	5,8	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1GB0	4,5 - 6,3	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
3RU11 65	2 / 1,5	4 / 3	5 / 3,7	7	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1HB0	5,5 - 8	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
	3 / 2,2	5 / 3,7	6 / 4,5	9	22	3RT10 16-1A □□1	3RU11 16-1JB0	7 - 10	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
3RU11 126	4 / 3	6 / 4,5 7,5 / 5,5	7,5 / 5,5	12	22	3RT10 17-1A □□1	3RU11 16-1KB0	9 - 12	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
	5 / 3,7 6 / 4,5	10 / 7,5	10 / 7,5 12,5 / 9	16	40	3RT10 25-1A □□0	3RU11 26-4AB0	11 - 16	25 - 5SB2 81 ou 25 - 3NA3 810
3RU11 185	-	12,5 / 9	15 / 11	19	40	3RT10 26-1A □□0	3RU11 26-4BB0	14 - 20	35 - 5SB4 111 ou 32 - 3NA3 812
	7,5 / 5,5	-	-	21	40	3RT10 26-1A □□0	3RU11 26-4CB0	17 - 22	35 - 5SB4 111 ou 32 - 3NA3 812
3RU11 266	-	15 / 11	-	25	40	3RT10 26-1A □□0	3RU11 26-4DB0	20 - 25	35 - 5SB4 111 ou 32 - 3NA3 812
	10 / 7,5	-	20 / 15	27	50	3RT10 34-1A □□0	3RU11 36-4EB0	22 - 32	63 - 5SB4 311 ou 63 - 3NA3 822
3RU11 366	12,5 / 9	20 / 15	25 / 18,5	32	50	3RT10 34-1A □□0	3RU11 36-4EB0	22 - 32	63 - 5SB4 311 ou 63 - 3NA3 822
	15 / 11	25 / 18,5	30 / 22	40	60	3RT10 35-1A □□0	3RU11 36-4FB0	28 - 40	63 - 5SB4 311 ou 63 - 3NA3 822
3RU11 466	-	30 / 22	-	43	55	3RT10 36-1A □□0	3RU11 36-4GB0	36 - 45	80 - 3NA3 824
	20 / 15	-	40 / 30	50	55	3RT10 36-1A □□0	3RU11 36-4HB0	40 - 50	80 - 3NA3 824
3RU11 666	25 / 18,5	40 / 30	50 / 37	63	100	3RT10 44-1A □□0	3RU11 46-4JB0	45 - 63	125 - 3NA3 832
	30 / 22	50 / 37	60 / 45	75	120	3RT10 45-1A □□0	3RU11 46-4KB0	57 - 75	160 - 3NA3 836
3RU11 1100	-	60 / 45	-	85	120	3RT10 46-1A □□0	3RU11 46-4LB0	70 - 90	160 - 3NA3 836
	-	-	75 / 55	90	120	3RT10 46-1A □□0	3RU11 46-4MB0	80 - 100	160 - 3NA3 836
3RU11 1440	40 / 30 50 / 37	75 / 55	75 / 55	115	160	3RT10 54-1 □□36	3RB10 56-1FG0	50 - 200	200 - 3NA3 140
	50 / 37 60 / 45	100 / 75	100 / 75 125 / 90	150	185	3RT10 55-6 □□36	3RB10 56-1FG0	50 - 200	250 - 3NA3 144
3RB10 260	75 / 55	125 / 90	150 / 110	180	215	3RT10 56-6 □□36	3RB10 56-1FG0	50 - 200	315 - 3NA3 252
	75 / 55	150 / 110	175 / 132	220	275	3RT10 64-6 □□36	3RB10 66-1GG0	55 - 250	400 - 3NA3 260
3RB10 482	100 / 75	175 / 132	200 / 150	260	330	3RT10 65-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	400 - 3NA3 260
	125 / 90	200 / 150	250 / 185	300	330	3RT10 66-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	400 - 3NA3 260 ou 500 - 3NA3 365
3RB10 822	150 / 110	250 / 185 270 / 200	270 / 200 300 / 220	400	430	3RT10 75-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	400 - 3NA3 260 ou 630 - 3NA3 372
	175 / 132 200 / 150	300 / 220 350 / 250	350 / 250 400 / 300	500	610	3RT10 76-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	500 - 3NA3 365 ou 630 - 3NA3 372
3RB12 252	250 / 185 270 / 200	400 / 300 450 / 335	450 / 335 500 / 375	630	700	3TF69 44-0 □□7	3RB12 62-0 □□20	300 - 630	800 - 3NA3 365 ou 800 - 3NA3 475
	300 / 220	500 / 375	550 / 400	750	910	3TF69 44-0 □□7	3RB12 62-0 □□20	200 - 820	630 - 3NA3 372 ou 1250 - 3NA3 482
3RB12 482	350 / 250	550 / 400 600 / 450	600 / 450 750 / 550	820	910	3TF69 44-0 □□7	3RB12 62-0 □□20	200 - 820	630 - 3NA3 372 ou 1250 - 3NA3 482

IND/1828-CA/DS-01A

As informações aqui contidas correspondem ao estado atual da técnica, e estão sujeitas a alterações.

Contatores de potência 3RT10, 3TF6 Relés de sobrecarga 3RU11, 3RB10, 3RB12

Contatores de potência	Motores trifásicos			Corrente nominal máxima (A)	Corrente nominal máxima AC-1 (A)	Contator ¹⁾ DIAZED, NH	Relé de sobrecarga ¹⁾	Faixa de ajuste (A)	Fusível (A) (tipo)
	Potências máximas AC-2 / AC-3, 60 Hz em 220 V (cv / kW)	380 V (cv / kW)	440 V (cv / kW)						
3RT10 26	-	0,16 / 0,12	0,16 / 0,12	0,5	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0FB0	0,35 - 0,5	2 - 5SB2 11
	-	-	0,25 / 0,18	0,6	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0GB0	0,45 - 0,63	2 - 5SB2 11
3RT10 36	0,16 / 0,12	0,25 / 0,18	0,33 / 0,25	0,7	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0HB0	0,55 - 0,8	4 - 5SB2 21
	-	0,33 / 0,25	-	0,9	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0JB0	0,7 - 1	4 - 5SB2 21
	0,25 / 0,18	0,5 / 0,37	0,5 / 0,37	1,2	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-0KB0	0,9 - 1,25	4 - 5SB2 21
	0,33 / 0,25	0,75 / 0,55	0,75 / 0,55	1,6	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1AB0	1,1 - 1,6	6 - 5SB2 31 ou 6 - 3NA3 801
3RT10 65	-	1 / 0,75	1 / 0,75	2	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1BB0	1,4 - 2	6 - 5SB2 31 ou 6 - 3NA3 801
	0,5 / 0,37	-	1,5 / 1,1	2,4	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1CB0	1,8 - 2,5	10 - 5SB2 51 ou 10 - 3NA3 803
	0,75 / 0,55	1,5 / 1,1	2 / 1,5	3	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1DB0	2,2 - 3,2	10 - 5SB2 51 ou 10 - 3NA3 803
	1 / 0,75	2 / 1,5	-	4	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1EB0	2,8 - 4	16 - 5SB2 61 ou 16 - 3NA3 805
	1,5 / 1,1	3 / 2,2	3 / 2,2	5	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1FB0	3,5 - 5	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
	-	-	4 / 3	5,8	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1GB0	4,5 - 6,3	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
3TF69	2 / 1,5	4 / 3	5 / 3,7	7	18	3RT10 15-1A □□1	3RU11 16-1HB0	5,5 - 8	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
	3 / 2,2	5 / 3,7	6 / 4,5	9	22	3RT10 16-1A □□1	3RU11 16-1JB0	7 - 10	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
	4 / 3	6 / 4,5 7,5 / 5,5	7,5 / 5,5	12	22	3RT10 17-1A □□1	3RU11 16-1KB0	9 - 12	20 - 5SB2 71 ou 20 - 3NA3 807
	5 / 3,7 6 / 4,5	10 / 7,5	10 / 7,5 12,5 / 9	16	40	3RT10 25-1A □□0	3RU11 26-4AB0	11 - 16	25 - 5SB2 81 ou 25 - 3NA3 810
Relés de sobrecarga 3RU11 26	-	12,5 / 9	15 / 11	19	40	3RT10 26-1A □□0	3RU11 26-4BB0	14 - 20	35 - 5SB4 11 ou 32 - 3NA3 812
	7,5 / 5,5	-	-	21	40	3RT10 26-1A □□0	3RU11 26-4CB0	17 - 22	35 - 5SB4 11 ou 32 - 3NA3 812
	-	15 / 11	-	25	40	3RT10 26-1A □□0	3RU11 26-4DB0	20 - 25	35 - 5SB4 11 ou 32 - 3NA3 812
	10 / 7,5	-	20 / 15	27	50	3RT10 34-1A □□0	3RU11 36-4EB0	22 - 32	63 - 5SB4 31 ou 63 - 3NA3 822
	12,5 / 9	20 / 15	25 / 18,5	32	50	3RT10 34-1A □□0	3RU11 36-4EB0	22 - 32	63 - 5SB4 31 ou 63 - 3NA3 822
	15 / 11	25 / 18,5	30 / 22	40	60	3RT10 35-1A □□0	3RU11 36-4FB0	28 - 40	63 - 5SB4 31 ou 63 - 3NA3 822
	-	30 / 22	-	43	55	3RT10 36-1A □□0	3RU11 36-4GB0	36 - 45	80 - 3NA3 824
	20 / 15	-	40 / 30	50	55	3RT10 36-1A □□0	3RU11 36-4HB0	40 - 50	80 - 3NA3 824
	25 / 18,5	40 / 30	50 / 37	63	100	3RT10 44-1A □□0	3RU11 46-4JB0	45 - 63	125 - 3NA3 832
	30 / 22	50 / 37	60 / 45	75	120	3RT10 45-1A □□0	3RU11 46-4KB0	57 - 75	160 - 3NA3 836
3RU11 36	-	60 / 45	-	85	120	3RT10 46-1A □□0	3RU11 46-4LB0	70 - 90	160 - 3NA3 836
	-	-	75 / 55	90	120	3RT10 46-1A □□0	3RU11 46-4MB0	80 - 100	160 - 3NA3 836
	40 / 30 50 / 37 60 / 45	75 / 55	75 / 55	115	160	3RT10 54-1 □□36	3RB10 56-1FG0	50 - 200	200 - 3NA3 140
	50 / 37 60 / 45	100 / 75	100 / 75 125 / 90	150	185	3RT10 55-6 □□36	3RB10 56-1FG0	50 - 200	250 - 3NA3 144
3RB10 66	75 / 55	125 / 90	150 / 110	180	215	3RT10 56-6 □□36	3RB10 56-1FG0	50 - 200	315 - 3NA3 252
	75 / 55	150 / 110	175 / 132	220	275	3RT10 64-6 □□36	3RB10 66-1GG0	55 - 250	400 - 3NA3 260
	100 / 75	175 / 132	200 / 150	260	330	3RT10 65-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	400 - 3NA3 260
	125 / 90	200 / 150	250 / 185	300	330	3RT10 66-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	400 - 3NA3 260 ou 500 - 3NA3 365
	150 / 110	250 / 185 270 / 200	270 / 200 300 / 220	400	430	3RT10 75-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	400 - 3NA3 260 ou 630 - 3NA3 372
	175 / 132 200 / 150	300 / 220 350 / 250	350 / 250 400 / 300	500	610	3RT10 76-6 □□36	3RB10 66-1KG0	200 - 540	500 - 3NA3 365 ou 630 - 3NA3 372
3RB 12	250 / 185 270 / 200	400 / 300 450 / 335	450 / 335 500 / 375	630	700	3TF68 44-0 □□ 7	3RB10 66-1LG0	300 - 630	800 - 3NA3 475
	300 / 220	500 / 375	550 / 400	750	910	3TF69 44-0 □□ 7	3RB12 62-0 □□20	200 - 820	630 - 3NA3 372 ou 1250 - 3NA3 482
	350 / 250	550 / 400 600 / 450	600 / 450 750 / 550	820	910	3TF69 44-0 □□ 7	3RB12 62-0 □□20	200 - 820	630 - 3NA3 372 ou 1250 - 3NA3 482

INDY1828-CA/DS-01A

As informações aqui contidas correspondem ao estado atual da técnica, e estão sujeitas a alterações.

Contatores de potência 3RT10, 3TF6

Peças de Reposição / Acessórios

Contatores	Bobina Aclonamento em corrente alternada	Aclonamento em corrente contínua	Jogo de contato	Câmara de Extinção	Intertravamento mecânico ³⁾
3RT10 15 a 3RT10 17	-	-	-	-	3RA19 13-2A
3RT10 23 a 3RT10 26	3RT19 24-5A □□ 1	-	-	-	3RA19 24-2B 3RA19 24-1A ³⁾
3RT10 34	3RT19 34-5A □□ 1	3RT19 34-5B □□ 1	3RT19 34-6A	3RT19 36-7A	3RA19 24-2B
3RT10 35	3RT19 34-5A □□ 1	3RT19 34-5B □□ 1	3RT19 35-6A	3RT19 36-7A	3RA19 24-2B
3RT10 36	3RT19 34-5A □□ 1	3RT19 34-5B □□ 1	3RT19 36-6A	3RT19 36-7A	3RA19 24-2B
3RT10 44	3RT19 44-5A □□ 1	3RT19 44-5B □□ 1	3RT19 44-6A	3RT19 46-7A	3RA19 24-2B
3RT10 45	3RT19 45-5A □□ 1	3RT19 44-5B □□ 1	3RT19 45-6A	3RT19 46-7A	3RA19 24-2B
3RT10 46	3RT19 45-5A □□ 1	3RT19 44-5B □□ 1	3RT19 46-6A	3RT19 46-7A	3RA19 24-2B
3RT10 54	3RT19 55-5A □□ 1	3RT19 55-5A □□ 1	3RT19 54-6A	3RT19 54-7A	3RA19 54-2A
3RT10 55	3RT19 55-5A □□ 1	3RT19 55-5A □□ 1	3RT19 55-6A	3RT19 55-7A	3RA19 54-2A
3RT10 56	3RT19 55-5A □□ 1	3RT19 55-5A □□ 1	3RT19 56-6A	3RT19 56-7A	3RA19 54-2A
3RT10 64	3RT19 65-5A □□ 1	3RT19 65-5A □□ 1	3RT19 64-6A	3RT19 64-7A	3RA19 54-2A
3RT10 65	3RT19 65-5A □□ 1	3RT19 65-5A □□ 1	3RT19 65-6A	3RT19 65-7A	3RA19 54-2A
3RT10 66	3RT19 65-5A □□ 1	3RT19 65-5A □□ 1	3RT19 66-6A	3RT19 66-7A	3RA19 54-2A
3RT10 75	3RT19 75-5A □□ 1	3RT19 75-5A □□ 1	3RT19 75-6A	3RT19 75-7A	3RA19 54-2A
3RT10 76	3RT19 75-5A □□ 1	3RT19 75-5A □□ 1	3RT19 76-6A	3RT19 76-7A	3RA19 54-2A
3TF68	3TY 7683-0C □□	-	3TY7 680-0B	-	3TX7 686-1A
3TF69	3TY 7693-0C □□	-	3TY7 690-0B	-	3TX7 686-1A

1) Para completar o tipo □□, veja tabela a seguir. 2) Contatores do mesmo tamanho. 3) Para montagem frontal para contatores 3RT10 2 até 3RT10 4.

Tabela para complementar o tipo □□

Aclonamento em corrente alternada		Aclonamento em corrente alternada (50-60 Hz) e contínua		
Contatores	3RT10 1.-1A □□	3RT10 2.-1A □□0 3RT10 3.-1A □□0 3RT10 4.-1A □□0	3RT10 5/ 3RT10 6 / 3RT10 7 - 6A □□6 3TF68 / 3TF69 44-0C □□	
24 V / 60 Hz	□□1	□□1	23 - 26 VCA / VCC □□3 - -	
24 V / 50 - 60 Hz	□□2	□□2	42 - 48 VCA / VCC □□6 - -	
110 V / 60 Hz	□□1	□□1	110 - 127 VCA / VCC □□3 □□7	
110 V / 50 - 60 Hz	□□0	□□2	220 - 240 VCA / VCC □□3 □□7	
120 V / 60 Hz	□□6	□□6	380 - 420 VCA / VCC □□3 - -	
127 V / 60 Hz	□□1	□□1	440 - 480 VCA / VCC □□3 - -	
220 V / 60 Hz	□□1	□□1	380 - 460 VCA / VCC - - □□7	
220 V / 50 - 60 Hz	□□2	□□2	Aclonamento em corrente contínua	
230 V / 50 Hz	□□0	□□2	3RT10 1.-1B □□	3RT10 2 / 3RT10 3 / 3RT10 4.-1B □□0
240 V / 60 Hz	□□6	□□6	12 V □□4	- -
380 V / 60 Hz	□□1	□□1	24 V □□4	□□4
380 V / 50 - 60 Hz	□□6	□□6	48 V □□4	□□4
440 V / 60 Hz	□□0	□□0	110 V □□4	□□4
			125 V □□4	□□4
			220 V □□4	□□4

Latacunga, 29 de Noviembre del 2007

.....
Hipólito Mise C.

.....
Edison J. Segovia C.

**COORDINADOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

Ing. Washington Freire Llerena.

JEFE DE LA UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO

Dr. Eduardo Vásquez Alcázar