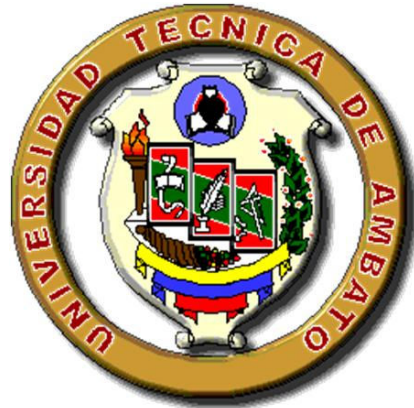


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA



SEMINARIO DE GRADUACIÓN 2011

TEMA:

ESTUDIO DEL PROCESO DE MÉTODOS MANUALES PARA EL MEJORAMIENTO EN LA TRANSPORTACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN PARA EL EMPAQUETADO DE BONCHES DE ROSAS EN LA MICROEMPRESA LOS GIRASOLES EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA.

AUTOR:

.....
CHICAIZA SILVA LUIS GONZALO

AMBATO - ECUADOR - 2011

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del trabajo de investigación sobre el tema: **“ESTUDIO DEL PROCESO DE MÉTODOS MANUALES PARA EL MEJORAMIENTO EN LA TRANSPORTACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN PARA EL EMPAQUETADO DE BONCHES DE ROSAS EN LA MICROEMPRESA LOS GIRASOLES EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”**, del Sr. CHICAIZA SILVA LUIS GONZALO, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica en la Carrera de Ingeniería Mecánica, considero que dicho informe investigativo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la evaluación del jurado examinador designado por el H. Consejo.

Ambato, Agosto 15 del 2011

EL TUTOR

.....
Ing. Luis Escobar.

AUTORIA DEL TRABAJO DE GRADO.

Los criterios emitidos en el trabajo de investigación:

“ESTUDIO DEL PROCESO DE MÉTODOS MANUALES PARA EL MEJORAMIENTO EN LA TRANSPORTACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN PARA EL EMPAQUETADO DE BONCHES DE ROSAS EN LA MICROEMPRESA LOS GIRASOLES EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”, como también los contenidos ,ideas, análisis, conclusiones y propuesta son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor de este trabajo de grado.

Ambato, Agosto 15 del 2011

AUTOR

.....

LUIS CHICAIZA SILVA

UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

Los miembros del Tribunal Examinador aprueban el informe de Investigación, sobre el tema: **“ESTUDIO DEL PROCESO DE MÉTODOS MANUALES PARA EL MEJORAMIENTO EN LA TRANSPORTACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN PARA EL EMPAQUETADO DE BONCHES DE ROSAS EN LA MICROEMPRESA LOS GIRASOLES EN LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”**, del Sr. CHICAIZA SILVA LUIS GONZALO egresado de de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, carrera de Ingeniería Mecánica.

Ambato, Agosto 15 del 2011

Para constancia firman

.....

DEDICATORIA

A Dios por darme la vida, salud y sabiduría y permitirme alcanzar un sueño más de mi vida.

A mis padres Luis Humberto y María Ernestina, por ser las personas que me apoyaron y me educaron desde niño para poder seguir con mi meta de ser profesional ya que sin ellos no se hubiera hecho realidad esta meta que me propuse.

A mi hija Joselyn porque ellas fueron el aire con el que respire para poder seguir adelante siempre me brindaron su apoyo en todo momento.

A mi hijo Sebastián quien vino a este mundo a brindarme felicidad, energías y ganas de seguir adelante en mi carrera el lleno un vacío muy importante en mi familia.

A la persona que siempre me brindo su cariño ya que ella siempre estuvo a mi lado apoyándome incondicionalmente a mi querida esposa Dioselyn.

A mis amigos y todas las personas que se preocuparon por verme superar y me dieron un sano consejo cuando lo necesite ya que ello me ha ayudado para alcanzar una meta más de mi vida.

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento de esta parte literaria escrita representa la alegría de un trabajo terminado al que se le ha dedicado tiempo, esfuerzo, dedicación y constancia para dejar plasmado los conocimientos adquiridos en toda una carrera universitaria permitiéndome colocar un punto final a un objetivo más de mi vida. Pero esta felicidad va acompañada de un sentimiento de gratitud hacia las personas que me han dado su cariño y apoyo durante mi vida universitaria.

Primeramente quiero agradecer a mis padres Luis Humberto Chicaiza y María Ernestina Castro por haberme dado la vida, siendo ellos mi sustento de apoyo, ya que sin su confianza, esfuerzo y amor no habría podido llegar hasta esta instancia; de igual manera agradecerles por aconsejarme, guiarme y educarme lo que me hace expresar desde el fondo de mi corazón que los adoro infinitamente tanto a ellos como a mis hijos y mi esposa y no me alcanzara la vida para agradecerse los por todo.

A mis maestros quienes nos inculcaron valores y conocimientos para nuestra formación profesional como ingenieros durante estos años.

RESUMEN EJECUTIVO

El presente trabajo surge de la necesidad de reemplazar la mayoría de tiempo de trabajadores por un sistema continuo de producción en una microempresa, esta máquina transportadora consta de cuatro sistemas principales de operación y son: La estructura donde soporta los sistemas, el sistema de transporte es el que permite desplazar el producto desde la zona de carga hasta la zona de descarga, el sistema de control permite el accionamiento de todo el conjunto el peso máximo de transporte es de 2 a 3.5 lbs, con una carrera de 1.0m. La velocidad de transporte es de 1.5 m/s y los motores fueron seleccionados a partir de las exigencias y requerimientos que se plantean en el transporte de productos, con el propósito de tener un despacho continuo y con alta calidad de desplazamiento.

Consta de un sistema neumático en el cual nos permite desplazar el producto horizontalmente mediante unos finales de carrera que están incluidos en el sistema de control a su vez este sistema nos ayuda a un mejoramiento de procesos actuales en lo cual se disminuye la mano de obra en su mayor parte.

Además como parte de trabajo se presenta una forma mejorada e innovadora de controlar y automatizar los actuadores respectivos, por medio de cajetín donde está incluido una botonera de accionamiento ONN- OFF para trabajar de forma continua y segura. El diseño de la banda transportadora es ergonómico, su mantenimiento es relativamente sencillo esta construido con materiales que se encuentran en el mercado local, su costo es de \$800 en comparación a otros tipos de transportadores que varían entre \$1500 a \$2000 por lo tanto puede ser adquirida por pequeñas microempresas.

EXECUTIVE SUMMARY

This work arises from the need to replace most of time workers for a continuous production system in a small business, this machine conveyor consists of four main operating systems are: The structure which supports the systems, the transport system is which allows moving the product from the loading area to the unloading area, the control system allows the operation of the whole transport the maximum weight is 2 to 3.5 lbs, with a stroke of 1.0m. The transport speed is 1.5 m / s engines were selected from the demands and requirements that arise in the transportation of products, in order to have an office with high quality and continuous displacement.

It consists of a pneumatic system which allows us to move product horizontally by the end of a career that included in the control system to turn this system helps us to improve current processes, which decreases the labor the most part.

Also as part of work presents an improved form and innovative control and automate the respective actuators through box which included a keypad ONN-OFF drive to work continuously and safely. The design of the conveyor is ergonomically designed, maintenance is relatively simple is made of materials that are in the local market, the cost is \$ 800 compared to other types of carriers ranging from \$ 1500 to \$ 2000 can therefore be acquired by small microenterprises.

CONTENIDO

CAPÍTULO I.....	I
1. EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	1
1.1.- TEMA DE INVESTIGACIÓN.....	1
1.2.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2.1.-CONTEXTUALIZACIÓN	1
1.2.2.-ANÁLISIS CRÍTICO	2
1.2.3.-PRÓGNOSIS	4
1.2.4.- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	4
1.2.5.- PREGUNTAS DIRECTRICES	4
1.2.6.- DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA.....	4
1.2.6.1.- DELIMITACIÓN DEL CONTENIDO	4
1.2.6.2.- DELIMITACIÓN ESPACIAL	5
1.2.6.3.- DELIMITACIÓN TEMPORAL.....	5
1.3.- JUSTIFICACIÓN	6
1.4.- OBJETIVOS:.....	6
1.4.1.- OBJETIVO GENERAL.....	6
1.4.2.- OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
CAPÍTULO II	7
2.- MARCO TEÓRICO	7
2.1.- ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS	7
2.2.- FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA.....	8

2.3.- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	8
2.3.1.-BANDA TRANSPORTADORA.....	8
2.3.2.-DESCRIPCIÓN Y TIPOS	9
2.3.2.1.-TEORÍA GENERAL	11
2.3.2.2.-ESFUERZO TANGENCIAL Y POTENCIA.....	11
2.3.2.3.-ARRASTRE EN EL TAMBOR	15
2.3.2.4.-ESTUDIO DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS	17
2.3.2.5.-CABEZA O ESTACIÓN MOTRIZ	17
2.3.2.6.- ESTACIONES TENSORAS DE CONTRAPESO.....	18
2.3.3.-BASTIDOR DE CINTA.....	18
2.3.3.1.-CÁLCULOS DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS	18
2.3.3.2.-SELECCIÓN DEL ANCHO DE BANDA Y VELOCIDAD.....	18
2.3.3.3.- CÁLCULO DE LA POTENCIA EN EL TAMBOR.....	20
2.3.3.4.- CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA.....	21
2.3.4.-BANDAS	24
2.3.4.1.- GENERALIDADES	24
2.3.4.2.- CÁLCULO Y ELECCIÓN DE LA BANDA	25
2.3.5.- DISEÑO DEL EJE DE RODILLO.....	25
2.3.5.1.- DISEÑO PARA CARGAS ESTÁTICAS.	27
2.3.6.- SELECCIÓN DE COJINETES DE BOLAS.....	29
2.3.6.1.- ANÁLISIS DE FUERZAS DE CARGAS SOBRE EL EJE	33
2.3.6.2.- CRITERIO DE RESISTENCIA A FATIGA.....	33
2.3.7.- PARTES DE MANDO	34
2.3.7.1.- TECNOLOGÍAS CABLEADAS.-	34

2.3.7.2.-TECNOLOGÍAS PROGRAMADAS.....	35
2.3.8.-MOTOR DE CORRIENTE CONTINUA	35
2.3.8.1.- FUNCIONAMIENTO DE RODILLO TRANSPORTADOR.....	36
2.3.9.-MÉTODOS DE DISEÑO	36
2.4.- CILINDROS NEUMÁTICOS	37
2.4.1.- VELOCIDAD DE UN CILINDRO.....	38
2.4.2TIPOS DE CILINDROS	38
2.4.2.1 CILINDROS TIPO ÉMBOLO.....	38
2.4.2.2.-ÉMBOLO DE SIMPLE EFECTO	39
2.4.2.3.-ÉMBOLO DE DOBLE EFECTO.....	40
2.4.2.4.-FUERZA DEL ÉMBOLO	40
2.4.2.5.-LONGITUD DE CARRERA.....	41
2.4.2.6.- VELOCIDAD DEL ÉMBOLO	42
2.4.2.7.- CONSUMO DE AIRE.....	42
2.5.- CATEGORIAS FUNDAMENTALES	43
2.6.-HIPÓTESIS	43
2.7.- SEÑALAMIENTO DE VARIABLES DE LA HIPÓTESIS.....	44
2.7.1.-Variable independiente	44
2.7.2.- Variable dependiente	44
CAPÍTULO III.....	45
METODOLOGÍA	45
3.1.- ENFOQUE INVESTIGATIVO.....	45

3.2.- MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN	45
3.2.1.- DE CAMPO	46
3.2.2.- BIBLIOGRÁFICA.....	46
3.3.- NIVELES DE INVESTIGACIÓN	46
3.3.1.- DESCRIPTIVO	46
3.3.2.- ASOCIACIÓN DE VARIABLES	46
3.3.3.- EXPLICATIVO	47
3.4.- POBLACIÓN Y MUESTRA	47
3.5.- OPERACIÓN DE VARIABLES	48
3.5.1.- VARIABLE INDEPENDIENTE.....	48
3.5.2.- VARIABLE DEPENDIENTE.....	49
3.6.- PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN	50
3.7.- PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	50
3.7.1.- REPRESENTACIÓN ESCRITA.....	50
3.7.2.- REPRESENTACIÓN GRÁFICA.....	50
CAPÍTULO IV	51
ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	51
4.1.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	51
CAPÍTULO V	61
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	61
5.1.- CONCLUSIONES	61
5.2.- RECOMENDACIONES.....	62

CAPÍTULO VI.....	63
6.-PROPUESTA	63
TEMA:	63
6.1. -DATOS INFORMATIVOS.....	63
6.2.- ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA.....	64
6.3.-JUSTIFICACIÓN	64
6.4.-OBJETIVOS	65
6.4.1.-OBJETIVO GENERAL.....	65
6.4.2.- OBJETIVOS ESPECÍFICOS	65
6.5.- ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD.....	65
6.6.- FUNDAMENTACIÓN.....	66
6.6.1.- FACTORES DE DISEÑO	66
6.6.1.1.- LA POTENCIA NECESARIA.....	67
6.6.1.2.- LAS CARGAS MECÁNICAS QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO.....	67
6.6.1.3.- LA CAPACIDAD TOTAL DE LA BANDA TRANSPORTADORA..	67
6.6.1.4.- EL TAMAÑO Y EL PESO DE LA BANDA TRANSPORTADORA..	67
6.6.1.5.- CARACTERISTICAS DEL MATERIAL A TRANSPORTAR.....	68
6.6.1.6.- LA VIDA ÚTIL DE SERVICIO	68
6.6.1.7.- EL MANTENIMIENTO, REPARACIÓN Y COSTO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	68
6.6.2.- SISTEMAS CONSTITUYENTES DE BANDA TRANSPORTADORA HORIZONTAL CON UN CILINDRO NEUMÁTICO.....	69
6.6.2.1.-SISTEMA ESTRUCTURAL.....	69

6.6.2.2.- SISTEMA DE TRANSPORTE	70
6.6.2.3.- SISTEMA NEUMÁTICO	70
6.6.2.4.- SISTEMA DE CONTROL	70
6.6.2.5.- DESCRIPCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA CON UN CILINDRO NEUMÁTICO.....	70
6.6.2.6.- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BANDA TRANSPORTADORA HORIZONTAL	72
6.6.3.-DISEÑO DE LA BANDA.....	72
CONSUMO DE AIRE	110
6.7.- METODOLOGÍA.....	112
6.7.1.- ESTRUCTURA DE SOPORTE	112
6.7.2.- CIRCUITO DE CONTROL	119
6.7.3.- CIRCUITO DE NEUMÁTICO	122
6.8.- ADMINISTRACIÓN.....	126
6.9.- MANTENIMIENTO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	130

ÍNDICE DE GRÁFICAS

GRÁFICA 2.1.- COEFICIENTE $C=\varphi*L$	15
GRÁFICO 4.1.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 1	52
GRÁFICO 4.2.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 2	53
GRÁFICO 4.3.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 3	54
GRÁFICO 4.4.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 5	56
GRAFICO 4.4.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 4	59

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2.1.- COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN K	16
TABLA 2.2.- ANCHO DE BANDA EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DEL MATERIAL	18
TABLA 2.3.- VELOCIDADES MÁXIMAS ACONSEJABLES	19
TABLA 2.4.- COEFICIENTE DE FRICCIÓN (f)	21
TABLA 2.5.-FACTORES DE CARGA RADIAL EQUIVALENTE	31
TABLA 2.6.- VIDAS DE COJINETES RECOMENDADAS PARA MAQUINARIA DIVERASAS	32
TABLA 3.1.- OPERACIÓN DE VARIABLES	48
TABLA 3.2.- VARIABLE INDEPENDIENTE	49
TABLA 4.1 RESULTADOS DE LA ENCUESTA.....	51
TABLA 4.2.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA	53
TABLA 4.3.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA	54
TABLA 4.5.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA	55
TABLA 4.6.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA	55
TABLA 4.8.-RESULTADOS DE LA ENCUESTA	58
TABLA 6.1.- VALORES C/P PARA VIDA DE RODAMIENTOS	91
TABLA 6.2.- FACTOR DE SERVICIO PARA BANDAS	94
TABLA 6.3.- CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN	95
TABLA 6.4.- OBTENCIÓN DE H_{tab} y ΔH	95
TABLA 6.5.- FACTORES DE CORRECCIÓN PARA BANDAS A, B, C	96
TABLA 6.6.- CÁLCULO DEL K_c	97

TABLA 6.7.- PARÁMETROS DEL FACTOR Kb.....	99
TABLA 6.8.- MATERIALES DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	112
TABLA 6.9.- MATERIALES DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	113
TABLA 6.10.- MATERIALES DE LOS RODILLOS	115
TABLA 6.11.- MATERIALES DE LOS TUBOS DESLIZANTES	116
TABLA 6.12.- POLEA Y CORREA	117
TABLA 6.13.- POLEA Y CORREA	118
TABLA 6.14.- POLEA Y CORREA	119
TABLA 6.14.- MATERIALES DEL CIRCUITO DE CONTROL.....	119
TABLA 6.15.- MATERIALES DEL SISTEMA NEUMÁTICO.....	122
TABLA 6.16.- COSTOS DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE	126
TABLA 6.17.- COSTOS DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE	126
TABLA 6.18.-COSTOS DE MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL.....	127
TABLA 6.19.-COSTO DEL MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA NEUMÁTICO.....	128
TABLA 6.20.- COSTO DE LA MANO DE OBRA.....	129
TABLA 6.21.- COSTO FINAL DEL ELEVADOR HORIZONTAL.....	129

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1. ESQUEMA DE UN SISTEMA DE BANDA TRANSPORTADORA	8
FIGURA 2. 2.-DISPOCIONES TÍPICAS DE SISTEMAS DE TENSADO Y TRAZADO.....	10
FIGURA 2.3.-ESFUERZOS CORRESPONDIENTE DE CARGA.....	12
FIGURA 2. 4. -TENSIONES PRODUCIDAS EN LA BANDA	15
FIGURA 2.5. –CABEZA O ESTACIÓN MOTRIZ.....	17
FIGURA 2.5.- DIMENSIONES RECOMENDADAS DE ANCHO DE BANDA	20
FIGURA 2.6.-DIAGRAMA DE TENSIONES DE UNA CINTA HORIZONTAL	22
FIGURA 2.7.- EJE DE TRANSMISIÓN	26
FIGURA 2.8.- FORMAS DE CONSTRUCCIÓN DE UN EJE DE TRANSMISIÓN	26
FIGURA 2.9.-NOMENCLATURA DE UN COJINETE DE BOLAS.....	30
FIGURA 2.10.-PLAN BASICO DE LA AFBMA PARA LAS DIMENSIONES LÍMITES	32
FIGURA. 2.11.- SECCIÓN VERTICAL DEL PISTÓN.....	38
FIGURA 2.12.- CILINDRO ACTUADOR TIPO ÉMBOLO DE SIMPLE EFECTO.....	40
FIGURA 6.1.- TENSIONES PRODUCIDAS EN EL RODILLO MOTRIZ	77
FIGURA 6.2.- CÁLCULO DEL T_f XV	78
FIGURA 6.3.- FUERZAS QUE ACTÚEN EN EL RODILLO	80
FIGURA 6.4.- FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTÚAN EN EL RODILLO	81
DISEÑO DEL EJE.....	84

FIGURA 6.5.- FUERZAS ACTUANTES EN EL PLANO (X, Y).....	84
FIGURA 6.6.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES.....	85
FIGURA 6.7.- DIAGRAMA DE MOMENTOS.....	86
FIGURA 6.8.- FUERZAS ACTUANTES EN EL PLANO (X, Z).....	86
FIGURA 6.9.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN EL PLANO XZ	87
FIGURA 6.10.- DIAGRAMA DE MOMENTOS.....	87
FIGURA 6.11.- DIÁMETROS DE POLEAS.....	97
FIGURA 6.12.- DISTRIBUCIÓN EN LA CARGA EN LA VIGA.....	102
FIGURA 6.13.- DISEÑO DE LA COLUMNA.....	105
FIGURA 6.14.- DIAGRAMA DE MOMENTO DEL PÓRTICO.....	105
FIGURA 6.15.- VIGA HORIZONTAL.....	107

ÍNDICE DE IMÁGENES

IMAGEN 6.1.- PERFIL ESTRUCTURAL CUADRADO.....	113
IMAGEN 6.2.- PERFIL ESTRUCTURAL T.....	114
IMAGEN 6.3.- CHUMACERAS.....	114
IMAGEN 6.4.- UBICACIÓN DE LOS PERNOS Y EL RODILLO.....	115
IMAGEN 6.5.- UBICACIÓN DE LOS RODILLOS.....	115
IMAGEN 6.6.- UBICACIÓN DE LOS PERNO TEMPLADOR EN LA CHUMACERA MÓVIL.....	116
IMAGEN 6.7.- UBICACIÓN DE LOS TUBOS EN LOS PERFILES T.....	116
IMAGEN 6.8.- UBICACIÓN DE LA POLEA MAYOR.....	117

IMAGEN 6.9.- UBICACIÓN DE LOS PERNOS PARA SUJETAR LA PLANCHA DE TOL.....	118
IMAGEN 6.10.- UBICACIÓN DEL MOTOR.....	118
IMAGEN 6.11.- PINTADO Y UBICACIÓN DE LA BANDA TEXTIL.....	119
IMAGEN 6.12.- COLOCACIÓN DE LOS RÉLES Y CABLEADOS	120
IMAGEN 6.13.- COLOCACIÓN DE LOS FINALES DE CARRERA.....	121
IMAGEN 6.14.- COLOCACIÓN DE LA BOTONERA.....	121
IMAGEN 6.15.- COLOCACIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO	122
IMAGEN 6.16- COLOCACIÓN DE LA ELECTROVÁLVULA NEUMÁTICA	123
IMAGEN 6.17.- MÁQUINA TRANSPORTADORA DE CAJAS.....	124

NOMENCLATURA

SÍMBOLOS

P_M = *Peso total sobre la longitud*

p_M = *peso del material*

H = *Desnivel*

DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO CORRESPONDIENTE A LA TRANSPORTACIÓN DE CARGA (F_e)

L = *Longitud de trabajo*

p_M = *Peso total sobre la longitud L*

p_M = *Peso del material en Kg/m*

H = *Desnivel en metros*

DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO CORRESPONDIENTE AL DESPLAZAMIENTO DE LA CARGA (F_f)

f = *Coefficiente de fricción*

Q_M = *Toneladas transportadas por hora*

v = *velocidad de transporte*

p_B = *Peso de la banda*

p_{Ri} = *Peso de los rodillos*

DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO TANGENCIAL CON PÉRDIDAS

P_m = *Suma de las partes móviles (peso: banda y rodillos)*

C = *Factor de longitud de banda*

CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL RODILLO Y DEL MOTOR

$H_T =$ Potencia requerida por el motor

$n_T =$ rendimiento mecánico del sistema

$n_E =$ rendimiento eléctrico

$n_{RV} =$ rendimiento del reductor de velocidad

CÁLCULO DE LAS TENSIONES

$T_1 =$ Tensión lado fuerte

$T_2 =$ Tensión lado floto

$F_T =$ Esfuerzo Tangencial

$K =$ Coeficiente de transmisión

$l =$ Distancia entre rodillos

$f =$ Flecha máxima permisible de l

DISEÑO DE LOS RODILLOS

$T_1 =$ Velocidad angular del motor a la salida del reductor

$P =$ Potencia del motor (hp)

$\varphi =$ Ángulo de presión

CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN EL RODILLO

$W_T =$ Peso del transporte + peso del rodillo

$\sigma_{eqm} =$ Esfuerzo equivalente medio

$\sigma_{eqa} =$ Esfuerzo equivalente de amplitud

$S_{ut} =$ Resistencia última a la tensión

$S_e =$ Límite de fatiga

$n =$ Factor de seguridad

$k_a =$ Factor de superficie

$k_b =$ Factor de tamaño

$k_c =$ Factor de confiabilidad

$k_d =$ Factor de temperatura

$k_e =$ Factor de modificación de esfuerzo

$k_f =$ Factor de efectos diversos

$S_e =$ Limite de fatiga del eje rotatorio

$\sigma_m =$ Esfuerzo medio

$\sigma_{max} =$ Esfuerzo máximo

$\sigma_{min} =$ Esfuerzo mínimo

SELECCIÓN DE COJINETES

$n =$ Velocidad angular del motor

$L_{10} =$ Vida de los rodillos

$P =$ Carga dinámica equivalente

$f_s =$ Factor de seguridad

$C =$ Capacidad de carga dinámica

$P_o =$ Carga estática equivalente

$F_r =$ Carga radial

$F_a =$ Carga axial

$C =$ Capacidad de carga estática

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

$C =$ Carga viva

$D =$ Carga muerta

$q =$ Carga distribuida

$l =$ Longitud de la viga

$W_v =$ Peso propio de la viga

$\varphi =$ Constante de la estructura

$I_{1-2} =$ Inercia de la columna 1 – 2

$I_{2-3} =$ Inercia de la columna 2 – 3

$h =$ Longitud de la columna

$P_{cr} =$ Carga crítica

$E =$ Módulo de elasticidad

SISTEMA NEUMÁTICO

$F_{teorica} = A * p$

$F_{teorica} =$ fuerza teórica del embolo (N)

$A =$ Superficie útil del embolo (cm²)

$P =$ presión de trabajo (kPa, 10⁵N/m², bar)

$V_{\square} =$ Cantidad de aire (l/min)

$S =$ longitud de carrera (cm)

$n =$ ciclos por minuto.

DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

CAPACIDAD.- Posibilidad de una cosa contenga otra u otras dentro de unos límites. Propiedad de poder contener cantidad de movimiento de alguna cosa dentro de un sistema cerrado y no puede ser cambiada y permanece constante en el tiempo, producto de la masa de un cuerpo por su velocidad para luego analizar su relación a través del teorema del impulso y la variación de la cantidad de movimiento.

FRICCIÓN.- Se define como fuerza de rozamiento o fuerza de fricción, entre dos superficies en contacto, a aquella que se opone al movimiento relativo entre ambas superficies (fuerza de fricción dinámica) o a la fuerza que se opone al movimiento (fuerza de fricción estática). Se genera debido a las imperfecciones, especialmente microscópicas, entre las superficie de contacto.

TENSIÓN.- Es la fuerza interna que actúa por unidad de superficie. También se llama tensión al efecto de aplicar una fuerza sobre una forma alargada aumentando su elongación.

COEFICIENTE DE FRICCIÓN.- Expresa la posición al movimiento que ofrecen las superficies de dos cuerpos en contacto. Donde se le representa con la nomenclatura f , μ donde sus los resultados son sin unidades debido a su simplificación.

ESFUERZO.- Los esfuerzos internos son magnitudes físicas con unidades de fuerza sobre áreas utilizadas en el cálculo de piezas prismáticas como vigas o pilares también en el cálculo de placas y láminas.

POTENCIA.- Cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo.

RIGIDEZ.- Es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

CAPÍTULO I

1. EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1.- TEMA DE INVESTIGACIÓN

“Estudio del proceso de métodos manuales para el mejoramiento en la transportación de cajas de cartón para el empaquetado de bonches de rosas en la microempresa Los Girasoles en la provincia de Tungurahua.”

1.2.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1.-CONTEXTUALIZACIÓN

En el campo de la industria en el Ecuador está en constante desarrollo debido a la necesidad de que la elaboración de materiales se realice de una manera de menor costo y más eficiente. Es así que surgen nuevos sistemas sofisticados con el fin de facilitar la tarea al usuario y el mejoramiento de la manufactura esta evolución involucra al campo de la ingeniería mecánica, y sin duda también a la parte de la automatización es por esto que la carrera de ingeniería mecánica en FICM debe estar siempre al día en cuanto a avances tecnológico se refiere.

Sin embargo el mantenerse actualizado significa realizar cambios, modernizaciones y renovaciones de equipo ya existente, y muchas veces también significa nuevas adquisiciones no solo en lo referente a material y equipos, sino también en ideas y conceptos que reemplacen a los anteriores, siempre con miras de mejorar y facilitar las tareas de modo que se conviertan en procesos eficientes y de alto rendimiento.

En el sector de la microempresa Los Girasoles de la provincia de Tungurahua no cuenta con maquinaria adecuada para su proceso de producción ya que actualmente se transporta los productos en cajas utilizando todavía procesos

manuales de parte de los operarios ya que para invertir en maquinaria resulta una necesidad que no se ve satisfecha por el mercado debido al aspecto económico.

En la transportación de productos de manera artesanal ha sido una forma de desarrollo micro empresarial en la Provincia Tungurahua que ha visto la necesidad de implementar métodos más sofisticados y mecánicos.

El desplazamiento de cajas de rosas de manera rudimentaria resulta un problema en la ciudad de Ambato ya que existe un contacto directo entre los operarios y el producto, lo que ocasiona un proceso antiguo presentando un problema de tiempo de producción para la microempresa.

Por el hecho de tratarse de empresas que se encuentra en sus inicios se convierte esta en una empresa artesanal debido a la falta de recursos económicos para adquirir maquinaria de punta y la no existencia de maquinaria barata y apta para producción de pequeñas cantidades.

El traslado de las cajas de cartón de rosas se lo realiza manualmente, esto resta el tiempo de producción y dificulta la uniformidad de desplazamiento de un tiempo a otro, ya que debido al esfuerzo físico realizado durante su jornada de trabajo merma su energía disminuyendo su capacidad de producción.

En donde puede causar enfermedades como el dolor de espalda que ocasiona el dolor leve y constante hasta punzadas agudas repentinas que dificulten el movimiento. El dolor puede surgir de repente, con una caída en caso de accidente o al levantar algo pesado. También puede empeorar poco a poco, donde puede causar algunos tipos de artritis y cáncer al cuerpo humano con el tiempo.

1.2.2.-ANÁLISIS CRÍTICO

Para el presente proyecto se requiere una investigación detenida a la aplicación de un sistema en el cual nos permita transportar cajas de cartón previo a un estudio de materiales para lograr una adquisición de implementos que nos permitan solucionar los problemas de la microempresa.

Con la utilización del método de transportación de cajas, los procesos se los realizará en menor tiempo que con el método artesanal, evitando así el contacto frecuente entre operarios y las cajas.

El número de personas necesarias para trasladar el producto disminuirá considerablemente al ser reemplazado por un operario, que no necesitará de mayor esfuerzo físico y realizará un control visual de cada proceso, bajando el costo de la mano de obra y ajustando el precio del producto.

Al transportar los productos de un lugar a otro por un tiempo establecido tendremos la seguridad de que el producto final va a tener siempre la misma trayectoria lo que le ayudará a la empresa a brindar un producto de estable, y ayudados por el aumento de producción abastecer a un mayor número de personas, pudiendo así ingresar a las redes de mercados más conocidos de la Provincia de Tungurahua.

La inestabilidad económica y laboral en las microempresas de la Provincia de Tungurahua es un efecto debido a la falta de innovación en los procesos de transportación de cajas, siendo una de las principales causas el recurso económico, ya que la implementación de una máquina con procesos automatizados para el traslado de producto.

Otra causa para la utilización de métodos manuales es la falta de innovación en dicho proceso que se ve reflejada con el ausentismo de personas capacitadas y con los conocimientos necesarios en las microempresas de la Provincia. Una forma de mejorar este proceso sería con el apoyo del estado para la investigación y el desarrollo tecnológico en cuanto a esta área compete.

La producción de bonches de rosas por parte de las microempresas de la provincia es mínima debido a su bajo y lento nivel de procesamiento provocado por sus rudimentarios métodos de desplazamiento.

Las microempresas pueden alcanzar grandes niveles de competitividad y estabilidad laboral y económica, si sus métodos de fabricación son renovados o en su mejor manera son suplantados por procesos netamente automatizados, garantizado así un rendimiento total de la microempresa

1.2.3.-PRÓGNOSIS

Visto los antecedentes previos a la presente investigación, la no realización del estudio provocara los mismos métodos en el que se empleaban utilizando la mano de obra que se tendrá como resultado un estancamiento en la producción y un desarrollo lento del sector de la microempresa, evitando tener un proceso de mejor calidad con lo que con lo que perdería el poder de competitividad frente a un mercado tan exigente.

1.2.4.- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Qué viable será realizar un estudio de investigación de una transportadora de cajas de cartón para mejorar el tiempo de operación dejando a un lado procesos manuales que se solían implementar en una línea de producción?

1.2.5.- PREGUNTAS DIRECTRICES

¿Es necesario un estudio viable para transportar cajas de cartón en un proceso de operaciones manuales que se efectúan en una línea de producción?

¿Cree usted que se mejoraran procesos de producción empleando un sistema en el cual nos permitan trasladar cajas de cartón en el sector de la microempresa?

¿Es factible la investigación del proceso de transportar cajas de cartón para sustituir métodos manuales en una línea de producción?

1.2.6.- DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.6.1.- DELIMITACIÓN DEL CONTENIDO

¿De qué manera contribuirá un estudio de un sistema para mejorar procesos y sustituir métodos manuales para una mejor productividad de la microempresa?

TEMA: Estudio en el proceso de métodos manuales para el mejoramiento en la transportación de cajas de cartón para el empaquetado de rosas en la microempresa los GIRASOLES en la provincia de Tungurahua.

ASPECTO:

Mejorar métodos de transportación

AREA:

Mecánica

CAMPO:

Ingeniería mecánica

1.2.6.2.- DELIMITACIÓN ESPACIAL

El presente estudio de investigación de campo se lo realiza en la microempresa Los Girasoles en la provincia de Tungurahua.

El estudio bibliográfico de investigación se lo realizara mediante la biblioteca de la facultad de FICM en donde se tendrá material investigativo en libros y navegación por internet.

Para el armado de un sistema neumático se lo realizara en lugares apropiados fuera o dentro de la universidad con los materiales apropiados para poder construirlos

1.2.6.3.- DELIMITACIÓN TEMPORAL

El análisis investigativo se realizará entre los meses de Abril del 2011 y Agosto del 2011.

1.3.- JUSTIFICACIÓN

La investigación se encuentra sustentada en los puntos detallados a continuación.

- Aprovechar las investigaciones previamente realizadas en biblioteca y por internet para desarrollar una aplicación satisfactoria para sustituir métodos manuales.
- Con referencia en la versatilidad de este sistema, específicamente en cuanto a la posibilidad de utilizarlo tanto en la microempresa como en otro lugar este sistema supera a los desarrollos e investigaciones realizados, obteniendo con ello mayores resultados de producción.
- Este estudio de investigación llevaría a niveles competitivos dentro de la zona centro del país e incrementara las posibilidades de desarrollo del sector de la microempresa en la sustitución de métodos manuales a nuevas tecnologías.

1.4.- OBJETIVOS:

1.4.1.- OBJETIVO GENERAL

- Realizar un estudio factible sobre una transportadora de cajas de cartón empleando un sistema que pueda sustituir métodos manuales aplicados a una línea de producción.

1.4.2.- OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Ofrecer una investigación detenida en la cual nos permita obtener un buen proceso de transportación.
- Identificar la problemática del sector de la microempresa en la transportación de cajas de cartón.

CAPÍTULO II

2.- MARCO TEÓRICO

2.1.- ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

Una vez recopilada la información sobre un estudio en donde se reemplace los métodos manuales por operaciones con nuevas tecnologías donde se baso parte de la investigación en un archivo de la Universidad Técnica de Ambato de la facultad de ingeniería Civil y Mecánica donde nos servirá como apoyo para una investigación.

Fuente: TESIS

Autor: CRISTIAN ORLANDO GUILCASO MOLINA

Año de publicación: 2009

Lugar: “AMBATO – ECUADOR.”

Tema y problema de investigación: “IMPLEMENTACIÓN DE UN ELEVADOR VERTICAL AUTOMATIZADO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO.”

Objetivo: Realizar un elevador vertical con una banda transportadora para productos a desplazarse de un lugar a otro.

2.2.- FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

Mediante la investigación obtenida se tiene parámetros que nos permite realizar un paradigma donde se toma en cuenta en todo el transcurso de la investigación enfocándonos a todos los pasos que le contiene, el momento de encontrarse con

dificultades es cuando actúa el paradigma seleccionado en lo cual nos permite dar una solución al problema.

2.3.- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.3.1.-BANDA TRANSPORTADORA

En este sistema la banda corre por debajo de los rodillos dándole tracción a los mismos. Su principal ventaja es la posibilidad de lograr diferentes niveles de acumulación en los materiales a ser transportados. Ajustando la presión que realiza la banda contra los rodillos se puede lograr desde sistemas con muy poca posibilidad de acumular hasta sistemas donde los materiales pueden ser frenados muy fácilmente. Es útil para cargas medianas o pequeñas transportadoras en cajas.¹

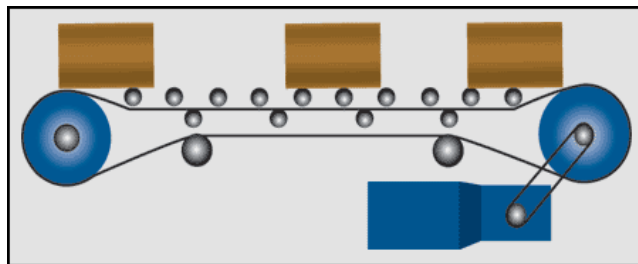


FIGURA 2.1. ESQUEMA DE UN SISTEMA DE BANDA TRANSPORTADORA

Una cinta transportadora es un sistema de transporte continuo formado básicamente por una banda continua que se mueve entre dos tambores.

La banda es arrastrada por fricción por uno de los tambores, que a su vez es accionado por un motor. El otro tambor suele girar libre, sin ningún tipo de

¹http://www.elprado.co.cr/rod_viv.html

accionamiento, y su función es servir de retorno a la banda. La banda es soportada por rodillos entre los dos tambores.

Debido al movimiento de la banda el material depositado sobre la banda es transportado hacia el tambor de accionamiento donde la banda gira y da la vuelta en sentido contrario. En esta zona el material depositado sobre la banda es vertido fuera de la misma debido a la acción de la gravedad.²

2.3.2.-DESCRIPCIÓN Y TIPOS

La cinta transportadora, en principio es sencilla constando de los siguientes elementos como son:

1-Grupo o cabezal motriz de accionamiento, cuyo tambor imprime el movimiento a la banda.

2-Cabeza o estación de retorno y tensado.

3-Rodillos superiores de soporte de la banda.

4-Rodillos inferiores.

5-Banda.

6-Bastidor de soporte de los rodillos.

7-Zona de descarga.

Como consecuencia del desplazamiento de la banda, el material situado sobre la misma es transportado hasta el punto de vertido que generalmente es la cabeza motriz; la carga se realiza en las proximidades de la cabeza de reenvío, aunque pueda haber otros puntos intermedios. Naturalmente en la práctica y dadas las condiciones muy diversas a que puedan adaptarse las cintas, existen muchos tipos pudiéndose hacer la siguiente clasificación.

²http://es.wiki.org/wiki/Cinta_transportadora

Por su sistema de tensado

- De tensor de husillo.....para longitudes de hasta 5/75m.
- De tensor de carro.....para longitudes mayores de 75m.
- De tensor de contrapeso.....para longitudes mayores de 75m

Por su trazado

- Horizontales
- Inclinadas (ascendentes o descendentes)
- De trazado mixto (horizontal e inclinado, con zonas de transición).

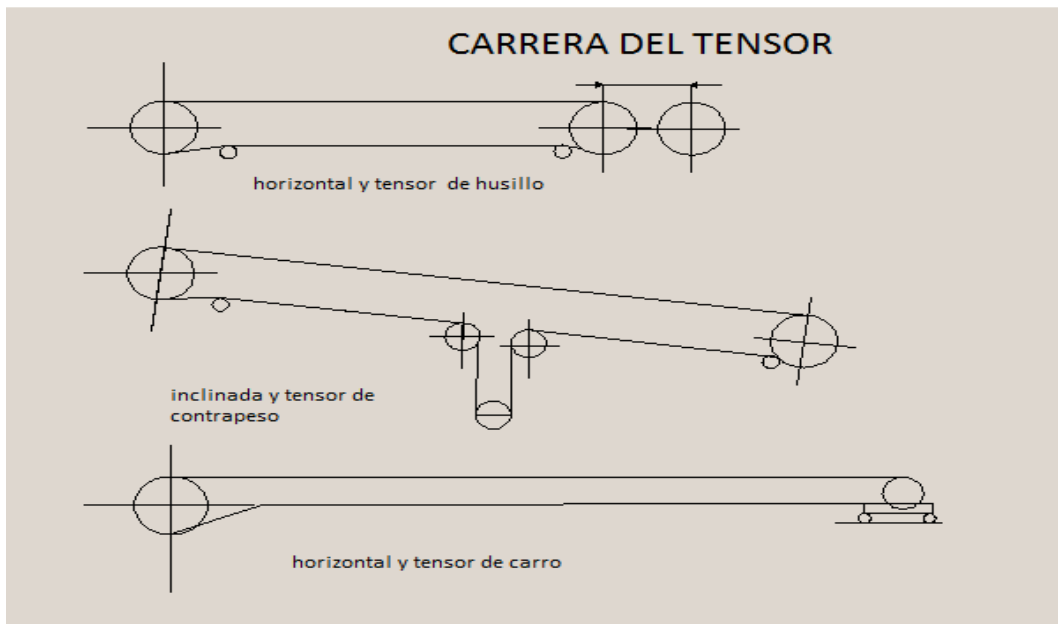


FIGURA 2. 2.-DISPOCIONES TÍPICAS DE SISTEMAS DE TENSADO Y TRAZADO

Con respecto al conjunto de rodillos de soporte de la banda (estaciones), atendiendo a la forma y número de los mismos pueden ser:

En ramal superior

-Planas

-En V (Bina)

-En artesa (Terna)

-Con otros perfiles

En el ramal inferior

-Planas

-En V

2.3.2.1.-TEORÍA GENERAL

Se plantea el estudio de fórmulas generales que dan como resultado el esfuerzo tangencial en el tambor, la potencia absorbida en el eje del mismo y las condiciones de arrastre en el tambor motriz, considerando para ello una cinta inclinada ascendente.

2.3.2.2.-ESFUERZO TANGENCIAL Y POTENCIA

Los esfuerzos y potencias se componen de dos sumandos:

1.- Los correspondientes a la elevación de las cargas

2.-Los correspondientes al desplazamiento de la misma

Los esfuerzos correspondientes a la elevación de cargas se pueden determinar fácilmente considerando la siguiente figura 2.3:

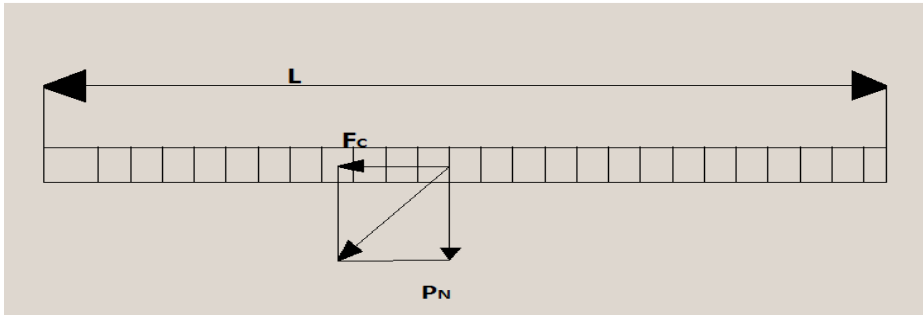


FIGURA 2.3.-ESFUERZOS CORRESPONDIENTE DE CARGA³

La componente a lo largo de la banda, es:

$$F_E = P_M * \text{Sen} \alpha = P_M \frac{H}{L} = P_M * H \text{ Ecuación(1)}$$

Donde:

$P_M = \text{Peso total sobre la longitud } L$

$$p_M = \text{peso del material} \left(\frac{kg}{m} \right)$$

$H = \text{Desnivel (m)}$

Para determinar los esfuerzos correspondientes a los desplazamientos de la carga, basta simplemente aplicar la ley de rozamiento:

$$F_F = \mu * P \text{ Ecuación(2)}$$

Donde:

$\mu = \text{Coeficiente de rozamiento o fricción}$

$P = \text{Peso total del mecanismo, en este caso se compone de:}$

³ MIRAVETE, Emilio Larrodé; (1998).Elevadores: Principios e Innovaciones

-Peso del material: $P_M = p_M * L$

-Peso del material: $P_B = 2p_B * L$

-Peso de las partes móviles: Rodillos superiores e inferiores, expresado en kg/m, o sea p_s y p_i respectivamente.

En los catálogos de los fabricantes, el coeficiente de fricción se designa por f en vez de μ ; por lo tanto:

$$F_F = f * P = f(P_M + P_B + p_s * L + p_i * L) \quad \text{Ecuación (3)}$$

El dato que se conoce no es P_M sino el número de toneladas transportadas por horas Q_M . Poniendo P_M en función de Q_M y de la velocidad (v) que es otro de los datos, se tiene:⁴

$$p_M = \frac{P_M}{L} = \frac{Q_M}{3.6 * v} \left(\frac{Kg}{m} \right) \quad \text{Ecuación(4)}$$

Viene expresando Q_M en T/h y la velocidad en m/s

Sustituyendo en 3, resulta:

$$F_F = f * P = f(p_M * L + p_B * 2L + p_s * L + p_i * L)$$

$$F_F = f * L \left(\frac{Q_M}{3.6 * v} + 2 * p_B + p_s + p_i \right) \quad \text{Ecuación(5)}$$

El esfuerzo tangencial F_T será la suma de F_E y F_F , o sea:

$$F_F = p_M * L \left(\frac{Q_M}{3.6 * v} + 2 * p_B + p_s + p_i \right)$$

El esfuerzo tangencial F_T será la suma de F_E y F_F , o sea

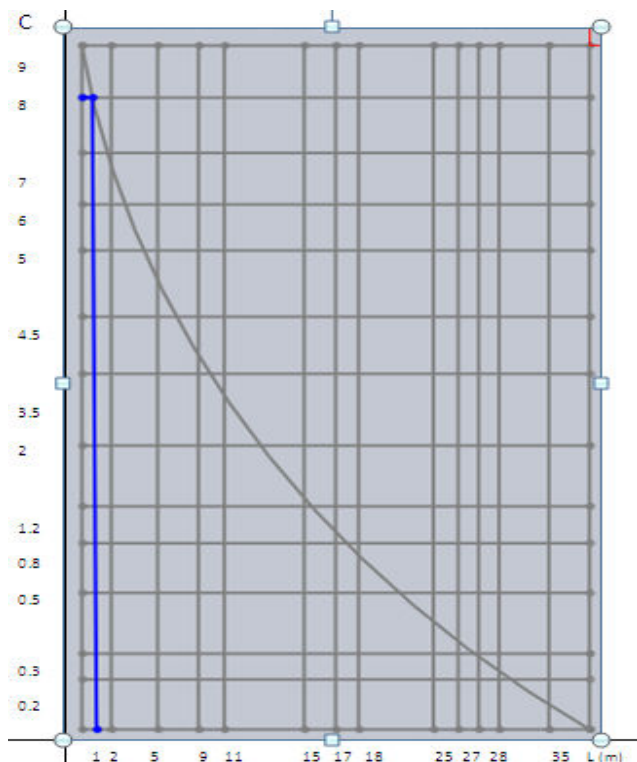
⁴ MIRAVETE, Emilio Larrodé; (1998).Elevadores, Principios e Innovaciones

$$F_T = \frac{Q_M}{3.6 * v} * H + f * L \left(\frac{Q_M}{3.6 * v} + 2 * p_B + p_s + p_i \right) \text{ Ecuación (6)}$$

$2 * p_B + p_s + p_i$, es la suma de todas las partes móviles; la designaremos por p_M

La anterior expresión, es puramente teórica y no tiene en cuenta la pérdida de fricciones originadas en los tambores; pueden valorarse aisladamente dichas pérdidas, haciendo la conversión adecuada en esfuerzo tangencial. Esta es otra forma de proceder, la cual, se lleva a cabo en el método del cálculo llamado de “resistencias separadas”, pero aquí mencionaremos los métodos empleados por las normas DIN y consiste en multiplicar el segundo término de la expresión (6), por un coeficiente C variable con la longitud de la cinta; para cinta largas. La función $C = \varphi(L)$, se muestra en la gráfica 2.1. Por lo tanto la expresión (6) toma la forma final siguiente:

$$F_T = \frac{Q_M}{3.6 * v} * H + C * f * L \left(\frac{Q_M}{3.6 * v} + P_m \right) \text{ Ecuación (7)}$$



GRÁFICA 2.1.- COEFICIENTE $C=\phi*L$

Para determinar la potencia, basta simplemente multiplicar la ecuación (7) por $\frac{v}{75}$, con lo que se obtiene:

$$P_T = \frac{Q_M}{270} * H + C * f * L \left(\frac{Q_M}{270} + \frac{P_m * v}{75} \right)$$

$$P_T = \frac{Q_M}{270} * H + \frac{C*f*L}{270} (Q_M + 3.6 * v * P_m) \text{ Ecuación(8)}$$

2.3.2.3.-ARRASTRE EN EL TAMBOR⁵

Para que la banda se desplace a una velocidad igual a la tangencial del tambor, es necesario que exista una adherencia entre la banda y el tambor. Para lograr dicha adherencia debe existir una relación entre el coeficiente de fricción μ y los valores de F_T, T_1 y T_2 (Figura 2.4) y el ángulo de arrollamiento θ . Los valores de las tensiones a la entrada y a la salida del tambor, los designamos por T_1 y T_2 respectivamente, siguiendo una norma universal.

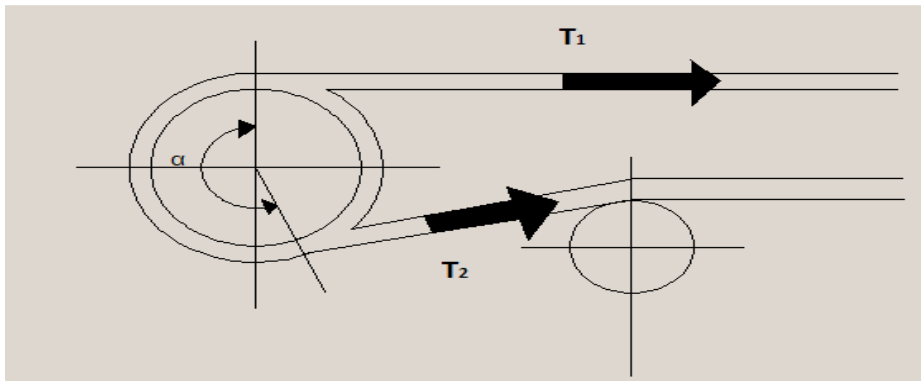


FIGURA2. 4. -TENSIONES PRODUCIDAS EN LA BANDA

Se demuestran las siguientes relaciones básicas en el cálculo de cintas:

$$F_T = T_1 - T_2 \text{ Ecuación(9)}$$

⁵ HAMROCK, Bernad J. Elementos de Máquinas. Mc Hill Interamericana Editores S.A. México.D.F.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \theta} \text{ Ecuación(10)}$$

Donde se deduce:

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{e^{\mu \cdot \theta} - 1}{e^{\mu \cdot \theta}}$$

$$T_1 = F_T \frac{e^{\mu \cdot \theta}}{e^{\mu \cdot \theta} - 1} = F_T * K \text{ Ecuación (11)}$$

Esta es la expresión práctica a emplear para calcular T_1 ; los valores de $K = \frac{e^{\mu \cdot \theta}}{e^{\mu \cdot \theta} - 1}$ están tabulados para los valores más corrientes de μ y de θ por lo cual, conocido F_T es fácil calcular T_1 y $T_2 = T_1 - F_T$.

TABLA 2.1.- COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN K 6

TIPO DE ACCIONAMIENTO	UNICO		TAMBOR UNICO CON POLEA ADICIONAL					
	TAMBOR							
Angulo de arrollamiento.....	180°	200°	210°	230°	260°	280°	300°	
Tambor desnudo.....	1.84	1.78	1.67	1.58	----	-----	1.37	
Tambor forrado.....	1.50	1.42	1.38	1.32	----	-----	1.19	
TIPO DE ACCIONAMIENTO	TAMBORES EN TANDEM							
Angulo de arrollamiento.....	320°	340°	360°	380°	400°	420°	460°	
Tambor desnudo.....	1.33	-----	1.26	1.23	1.21	1.19	1.15	
Tambor forrado.....	1.16	-----	1.13	1.11	1.09	1.08	1.063	

TIPO DE ACCIONAMIENTO	UNICO		TAMBOR UNICO CON POLEA ADICIONAL					
	TAMBOR							
Angulo de arrollamiento.....	180°	190°	200°	220°	230°	240°	200°	
Tambor desnudo.....	2.05		1.93	1.82	----	1.73	1.66	
Tambor forrado.....	1.85	1.72		1.64		1.57	1.51	
Angulo de arrollamiento.....	340°	360°	380°	400°		420°	460°	
Tambor desnudo.....		1.46	1.43	1.41	1.39	1.37	1.34	
Tambor forrado.....		1.36	1.33	1.37	1.29	1.28	1.26	

⁶ <http://www.directindustry.es/prod/berges-antriebstechnik/accionamientos-de-polea-doble-para-correas-anchas-en-forma-de-v-estandar-18513-40011.html>

2.3.2.4.-ESTUDIO DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS

A continuación pasamos a estudiar con más detalle y a calcular los elementos constitutivos de una cinta.

2.3.2.5.-CABEZA O ESTACIÓN MOTRIZ⁷

La figura 2.5, muestra la disposición de una cabeza motriz corriente. En ella se aprecian los siguientes elementos constitutivos principales:

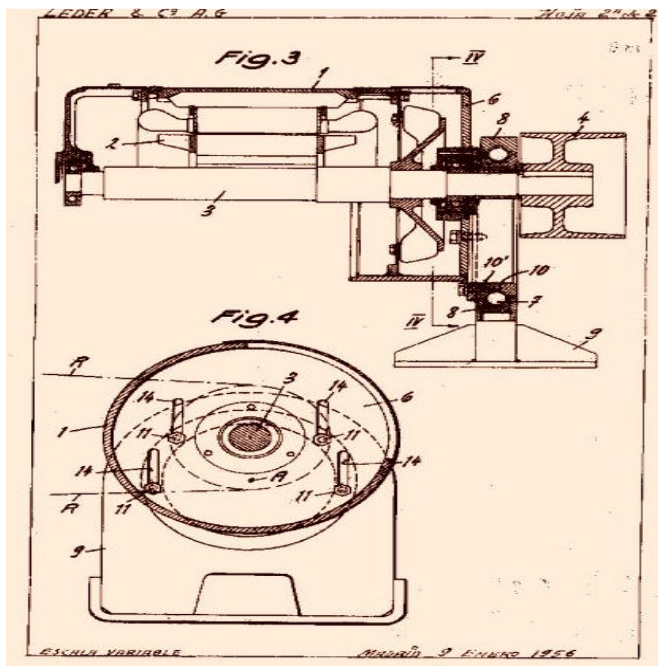


FIGURA 2.5. –CABEZA O ESTACIÓN MOTRIZ

- Tambor motriz.
- Tambor adicional.
- Reductor de velocidad.
- Motor eléctrico.

⁷<http://books.google.com.ec/books?id=MOTORESELECTRICOS/aHROcDovL3B1cnNvLndhbmFkb28.htm>

-Acoplamiento de alta y baja velocidad.

-Rascador pendular.

-Bastidor o chasis de soporte.

2.3.2.6.- ESTACIONES TENSORAS DE CONTRAPESO

Es el tensado más eficaz para cintas de longitud media, por ser auto-tensor. Lo más importante a tener en cuenta es el valor del contrapeso, que depende de la situación del mismo respecto a la cabeza motriz.

El inconveniente principal de este tipo de tensor es que en cintas largas requiere una gran altura.

2.3.3.-BASTIDOR DE CINTA

Consta simplemente de unos largueros longitudinales en los que se apoyan los soportes de los rodillos, apoyándose a su vez en el suelo mediante patas. Con el fin de proteger el ramal inferior de los posibles desbordes de material, se coloca entre ambos ramales una cubierta protectora de chapa.

2.3.3.1.-CÁLCULOS DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS

2.3.3.2.-SELECCIÓN DEL ANCHO DE BANDA Y VELOCIDAD

Conocido el tonelaje horario a transportar y las características del material, el primer paso a llevar a cabo es determinar el ancho de la banda. En su selección se tiene una gran importancia el tamaño de los mayores trozos; para un mismo tonelaje horario a transportar. Como regla general, el ancho de la banda no debe ser menor de tres veces la dimensión mayor del mayor trozo a transportar; sus valores vienen dados en la siguiente tabla 2

TABLA 2.2.- ANCHO DE BANDA EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DEL MATERIAL⁸

⁸ SHYGLEY, Joseph. S/A. Diseño de ingeniería Mecánica. Mc Hill Interamericana Editores. S.A.México D.F.

Ancho de banda	Tamaño máximo del material(mm)		Ancho de banda	Tamaño máximo del material(mm)	
	Uniforme	Todo uno		Uniforme	Todo uno
500	90	150	1400	380	650
650	125	225	1600	400	750
800	190	330	1800	-----	-----
1000	250	450	2000	-----	-----
1200	300	525	-----	-----	-----

A continuación veremos la elección de la velocidad de la banda. La misma en función, por un lado de las características físicas del material; por ejemplo, un material friable no puede transportarse a gran velocidad, porque en las transferencias se disgregarían a consecuencia del impacto, disminuyendo su precio, por lo tanto la elección del valor máximo de la misma requiere experiencia la tabla 4, puede ayudar a su elección.

TABLA 2.3.- VELOCIDADES MÁXIMAS ACONSEJABLES⁹

Tamaño de Dimensiones Máximas		Ancho Mínimo de Banda mm	Velocidad Máxima			
Uniforme	Mixto		A(m/s)	B(m/s)	C(m/s)	D(m/s)
50	100	350	2.5	2.3	2	1.6
75	150	400				
125	200	500	3	2.75	2.36	2
170	300	650	3.5	3.2	2.75	2.35
250	400	800	4	3.65	3.15	2.65
350	500	1000				
400	600	1200	4.5	4	3.5	3
450	650	1400				
500	700	1600	5	4.5	3.5	3
550	750	1800	6	5	4.5	4

Por otro lado la velocidad a elegir es función de la capacidad de la selección transversal de la banda, según la conocida ecuación:

⁹ http://www.rulmeca.com/download_cms/catalogues/rc/spanish/1.info-pdf

$$v = \frac{Q_M}{A} \text{ Ecuación (12)}$$

Las dimensiones recomendadas de la anchura que el material debe ocupar en la banda, para perfil en artesa o plano, vienen dadas por la expresión $B_1 = 0,9B - 0.05(m)$

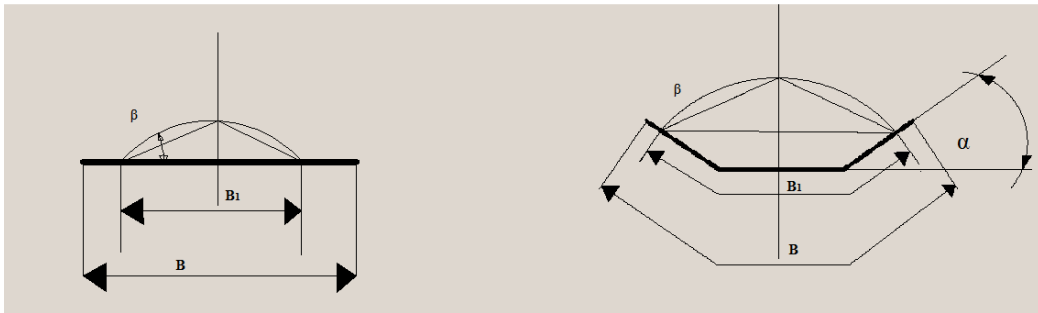


FIGURA 2.5.- DIMENSIONES RECOMENDADAS DE ANCHO DE BANDA

MIRAVETE, Emilio Larrodé; (1998).Elevadores, Principios e Innovaciones

La sección viene influenciada por el ángulo de la artesa, como ya se indicó, dichos valores están normalizados, siendo sus valores 20° y 30° para ternas, 15° para binas y, por supuesto, la banda plana. La tendencia actual es hacia valores mayores (45° y más).

2.3.3.3.- CÁLCULO DE LA POTENCIA EN EL TAMBOR

En lo que el coeficiente de fricción f , también citado, éste engloba otras varias fricciones, entre las que se encuentran principalmente:

- Resistencia intrínseca de rodadura de los cojinetes de los rodillos.
- Resistencia debida a ala juntas, incluyendo la propia viscosidad de la grasa.
- Resistencia debido a la huella producida por la banda sobre el rodillo.

Los valores del coeficiente de fricción dependen principalmente del tipo de estanqueidad y de la precisión en su ejecución, y son variables de uno a otro fabricante.

TABLA 2.4.- COEFICIENTE DE FRICCIÓN (f)¹⁰

CONDICIONES AMBIENTALES	
0.022	Para unidades tanto de interior de mina como exteriores, pero con entretenimiento de primera clase y transportando mineral de hierro, Carbón, etc.
0.03	Para instalaciones a cielo abierto ambiente sucio, polvo, etc.
0.035	Para todas las instalaciones transportando arena ,grava o materiales análogos que por sus características físicas son friables

El valor de la potencia obtenida es la potencia del tambor, siendo necesaria dividirla por el rendimiento mecánico del reductor o sistema de reducción de velocidad empleando, para obtener la potencia del motor.

2.3.3.4.- CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA

Partiendo de la potencia del motor, calcularemos el esfuerzo tangencial:

$$F_T = \frac{75 * P}{v} (Kg) \quad \text{Ecuación (13)}$$

Donde:

P= Potencia en C.V.

v =Velocidad en m/s

¹⁰ MIRAVETE, EmilioLarrode;(1998).Elevadores: Principios e Innovaciones.

Conociendo este valor, a continuación se calculan las tensiones principales en las cintas, que se designan por T_1 , T_2 y T_3 que es igual a T_4 , cuya designación se indica en la figura 2.7

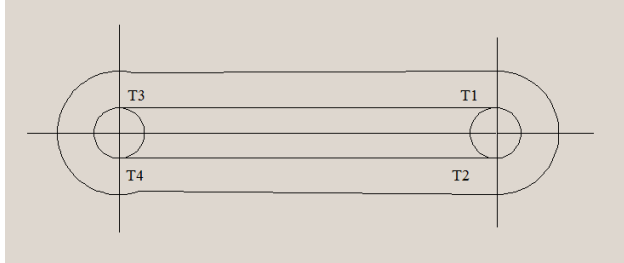


FIGURA 2.6.-DIAGRAMA DE TENSIONES DE UNA CINTA HORIZONTAL

Los valores de T_1 y T_2 , se obtienen fácilmente en función de F_T empleando el coeficiente K:

$$T_1 = F_T * k \quad \text{Ecuación (14)}$$

$$T_2 = F_T * (k - 1) \quad \text{Ecuación (15)}$$

Los valores de K son distintos para los tensores de husillo y para los de contrapeso, y sus valores vienen dados en la tabla 1.

El valor de T_3 que es igual a T_4 , en una cinta inclinada, se obtiene en función de T_1 empleando la siguiente expresión:

$$T_3 = T_1 - (p_m + p_B)H - T_{f(m+B)_s} \quad \text{Ecuación(16)}$$

Siendo $T_{f(m+B)_s}$, la tensión de fricción en el ramal superior producida por el peso del material y la banda.

Se llega considerando las tensiones en el ramal de retorno de la banda, o sea:

$$T_3 = T_2 - (p_B)H + T_{fB_l} \quad \text{Ecuación(17)}$$

Siendo T_{fBI} la tensión de fricción en el ramal inferior, producida por el peso de la banda.

T_3 no es igual a T_4 , consecuencia de la fricción de los cojinetes del tambor, pero en la práctica se considera iguales.

Los valores de T_1 , T_2 y T_3 , son necesarios para calcular:

La máxima tensión de la banda (generalmente es T_1)

Cuando este se coloca cerca del grupo motriz el valor de contrapeso se toma para el valor del mismo $2T_2$.

El valor es $2T_3$ cuando el valor de contrapeso se coloca en cola.

Para evitarlo, se efectúa un tensado con un valor mayor que T_3 , y que suele distinguirse por T_0 y viene dado por:

$$T_0 = \frac{(p_m + p_B) * l^2}{8 * f} \text{ (Kg)} \quad \text{Ecuación (18)}$$

Siendo:

l =Distancia entre rodillos (m)

f =Flecha máxima permisible (m)

Generalmente, f está comprendida entre 1% y 3% de l , dependiendo del tipo de material a transportar.

El torque que ejerce el motor hacia el rodillo se puede determinar en base de la potencia del motor.

$$T = \frac{63000 * H}{n} \quad \text{Ecuación (19)}$$

2.3.4.-BANDAS¹¹

2.3.4.1.- GENERALIDADES

Las bandas generalmente están constituidas por una parte resistente impregnada y recubierta de goma. A consecuencia de su íntima unión, los alargamientos son iguales en la carcasa y en los recubrimientos, y puesto que las tensiones específicas son proporcionales a los módulos de elasticidad, la armadura es la que soporta prácticamente todo el esfuerzo, al ser pequeño el módulo de elasticidad de la goma respecto a la del algodón; los cálculos se hacen sobre esta base, desprendiéndose de la resistencia de la goma además de soportar los esfuerzos transversales, consecuencia de su adaptación a la forma de arteza, los impactos en la zona de carga, la acción erosiva de los materiales, así como la acción química y soportar la acción de los agentes atmosféricos.

La tabla 2.6 indica los valores de las tensiones de trabajo recomendadas por una importante fábrica de bandas.

Una fórmula empleada por la DIN 22.101, ES LA SIGUIENTE:

$$D = \frac{360 * F_T}{p * \pi * \alpha * \beta} \quad \text{Ecuación (20)}$$

Donde:

F_T = Esfuerzo tangencial en kg

p = Capacidad de transmisión entre el tambor y la banda= 1.600 – 2.000 kg m²

α = Arco abrazado en grados

β = Ancho de la banda (m)

¹¹

<http://www.bandaancha.es/Informacion/Tecnologias/TecnologiasCableadas/Paginas/TecnologiasCableadas.aspx>

2.3.4.2.- CÁLCULO Y ELECCIÓN DE LA BANDA

El cálculo y elección de una banda requiere experiencia. El primer paso es la elección del número de telas (calculando el ancho de la banda, en función de la capacidad y la velocidad). Para ello se debe tener en cuenta la tensión máxima T_1 y el ancho de la banda. El número de telas viene dado por.

$$n = \frac{T_1}{B * p} \quad \text{Ecuación (21)}$$

Donde p la tensión de trabajo en Kg/cm. X = tela del tejido. La tabla 6 indica los valores de las tensiones máximas de trabajo.

El número de telas por este concepto tendrá que ser compatible con el número de telas para la adaptación a al artesa y con el preciso para soportar la carga.

A continuación se observa las cualidades y espesor de los recubrimientos en función dl material a transportar, teniendo en cuenta su abrasividad, tamaño, impacto, posibles, acciones químicas, etc.

2.3.5.- DISEÑO DEL EJE DE RODILLO¹²

Los arboles de transmisión son elementos de máquinas animados de movimiento de rotación que sirven para transmitir un momento de giro, estando sometidos a torsión, o bien a flexión y torsión simultaneas. También se les llaman *ejes de transmisión* o, por simplificación ejes, aunque esta última denominación es más correcta para los elementos que no transmiten momento de giro.

¹²Diseño de ejes tomado del libro: SHIGLEY, Joseph Edward;(1983).Diseño en ingeniería Mecánica.



FIGURA 2.7.- EJE DE TRANSMISIÓN¹³

La selección de un árbol de transmisión suele ser circular (maciza o hueca), aunque en ocasiones tiene otras formas como acanaladas o poligonal (Fig.2.8). la forma circular exige el uso de algún elemento de retención circunferencial(chaveta, pasador, prisionero, etc.) para evitar el giro de las poleas o engranajes montadas sobre el eje. Las formas acanaladas permiten obviar el uso de estos elementos ya que proporcionan la retención circunferencial por su propia forma.

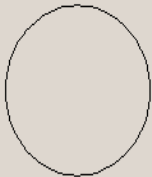
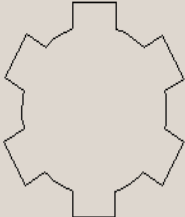

CIRCULAR	ACANALADA	POLIGONAL
		

FIGURA 2.8.- FORMAS DE CONSTRUCCIÓN DE UN EJE DE TRANSMISIÓN

Los métodos de diseño que siguen difieren en varios aspectos. Algunos son muy conservadores, mientras que otros son útiles porque proporcionan resultados rápidos; pero no debe esperarse que todos produzcan resultados idénticos.

¹³ SHYGLEY, Joseph. S/A. Diseño de ingeniería Mecánica.Mc Hill Interamericana Editores. S.A.México D.F.

2.3.5.1.- DISEÑO PARA CARGAS ESTÁTICAS.

A partir de los valores de las tensiones principales en un punto de una pieza, permite establecer una condición de resistencia de la pieza en dicho punto. Los criterios de resistencia estática son necesarios en el análisis estático de piezas sometidas a estados tensionales no uniaxiales (biaxiales o triaxiales) para dilucidarla resistencia del material, mediante establecimiento de una tensión equivalente (obtenida a través de las tensiones principales) que pueda ser comparada con las resistencias admisibles obtenidas del ensayo de tracción en una situación de tensiones uniaxiales. En general un criterio de resistencia estática puede escribirse matemáticamente de la forma:

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) \leq S_{adm} \text{Ecuación(22)}$$

Siendo S_1, S_2 y S_3 las tensiones principales en el punto analizado y S_{adm} la tensión admisible del material.

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometido a cargas combinadas de flexión y de torsión, son:

$$\sigma_x = -\frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación (23)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación (24)}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo de flexión

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en sección crítica

T = Momento torsionante es sección crítica

Mediante el círculo de Mohr se halla que el esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (a)$$

Eliminando σ_x y τ_{xy} de la ecuación (a) se obtiene:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi * d^3} * \sqrt{M^2 + T^2} \quad (b)$$

La teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla estática expresa que $S_{xy} = S_y/2$

Empleando un factor de seguridad n la ecuación (b) puede escribirse como:

$$\frac{S_y}{2 * n} = \frac{16}{\pi * d^3} * \sqrt{M^2 + T^2} \quad (c)$$

Donde:

$$d = \left[\left(\frac{32 * n}{\pi * S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación (25)}$$

Un enfoque similar en que se utiliza de la energía de la distorsión da:

$$d = \left[\left(\frac{32 * n}{\pi * S_y} \right) \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (d)$$

Observar estas relaciones es importante ya que son válidas solo cuando los esfuerzos son verdaderamente variables.

La resistencia a fatiga utilizada para el análisis de la resistencia de piezas sometidas a tensiones fluctuantes con componentes de tensión media positiva.

El criterio se basa en valores de tensión media y alternante en el punto analizado y establece que la pieza resistirá en el punto analizado siempre que se cumpla las dos condiciones.

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} - \frac{\sigma_a}{S_e} \leq 1 \quad \text{Ecuación (26)}$$

$$\frac{\sigma_m}{S_y} - \frac{\sigma_a}{S_y} \leq 1 \quad \text{Ecuación (27)}$$

La segunda condición diferencia este criterio del criterio de Goodman estableciendo la condición de que la tensión total en el punto analizado (suma de las componentes medias y alternativas) no supere nunca el límite de fluencia.

2.3.6.- SELECCIÓN DE COJINETES DE BOLAS¹⁴

Los cojinetes de bolas trabajan generalmente con una combinación de carga radial y carga de empuje. Como las capacidades de catálogo están basadas solo en carga radial, que tenga el mismo efecto en la vida del cojinete que las aplicadas.

En la Figura 2.9 se indica la nomenclatura de un cojinete de bolas en la que se puede apreciar las partes esenciales de un cojinete que son: el anillo o aro exterior, las bolas o elementos rodantes y el separador.

¹⁴ Selección de cojinetes, tomado del libro: SHIGLEY, Joseph Edward; (1983). Diseño en Ingeniería.

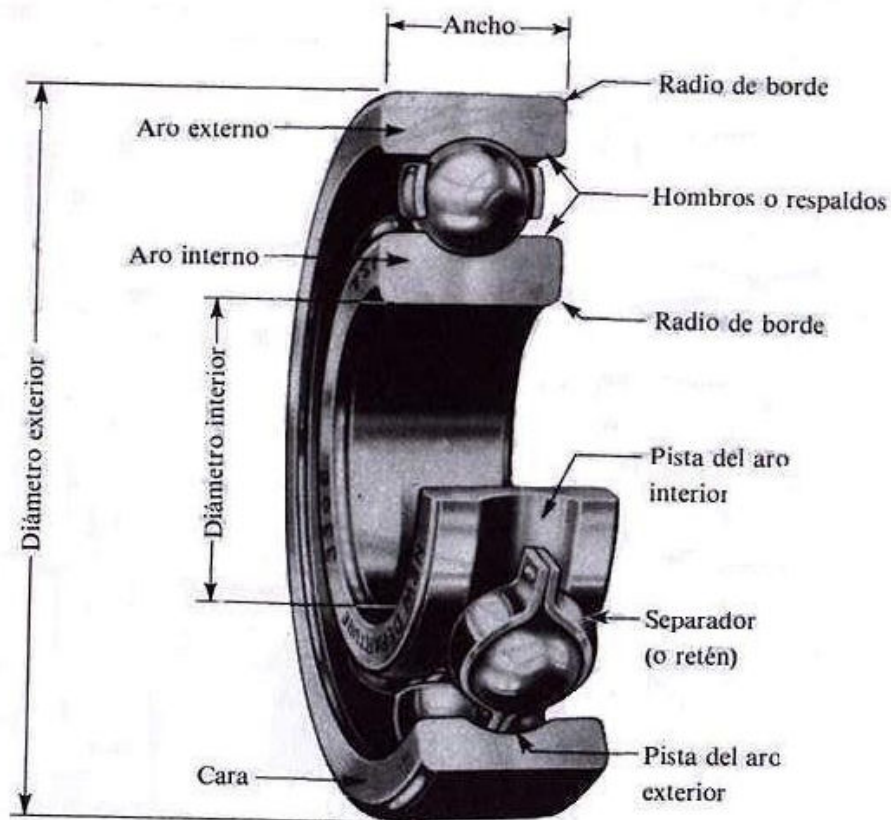


FIGURA 2.9.-NOMENCLATURA DE UN COJINETE DE BOLAS

La AFBMA (Anti Friction Bearing Manufactures association), recomienda como la carga radial equivalente de cojinete de bolas, el mayor de los dos valores dados por las formulas siguientes:

$$F_e = V * F_r \text{ Ecuación (28)}$$

$$F_e = (X * V * F_r) + (Y * F_a) \text{ Ecuación(29)}$$

En las cuales:

F_e =carga radical equivalente

F_r = carga radical aplicada

F_a = carga de empuje aplicada

V = factor de rotación

X = factor radial

Y = factor de empuje

En la aplicación de estas fórmulas el factor de rotación V sirve para corregir por las diversas condiciones del anillo giratorio. Para un anillo interior rotatorio $V = 1$ y para uno exterior móvil $V = 1.2$. El factor de 1.2 para la rotación del anillo exterior simplemente el reconocimiento de que la vida de fatiga se reduce en estas condiciones.

TABLA 2.5.-FACTORES DE CARGA RADIAL EQUIVALENTE¹⁵

Tipos de cojinete de bolas	X_1	Y_1	X_2	Y_2
De contacto radial	1	0	0.5	1.4
De contacto angular con ángulo suave	1	1.25	0.45	1.2
De contacto angular con ángulo fuerte	1	0.75	0.4	0.75
Con doble fila y dúplex (DB o DF)	1	0.75	0.63	1.25

La AFBMA establece dimensiones límites estándar para los cojinetes, las cuales definen el diámetro interior, el exterior, el ancho y los tamaños de los filetes o entalles sobre el eje y el reborde, resalto u hombro del hueco o caja de soporte. El plan básico abarca todos los cojinetes de bolas y de rodillos cilíndricos en tamaños métricos.

Los cojinetes se designan por un número de dos dígitos, llamado clave o símbolos de series de dimensiones. El primer número del símbolo corresponde a la serie de anchos 0, 1, 2, 3, 4, 5 y 6. El segundo número corresponde a la serie de diámetros

¹⁵ SHIGLEY, Joseph Edward; (1983). Diseño en Ingeniería

exteriores: 8, 9, 0, 1, 2, 3 y 4. Como el símbolo de series de dimensiones no indica directamente las dimensiones es necesario recurrir a las tablas

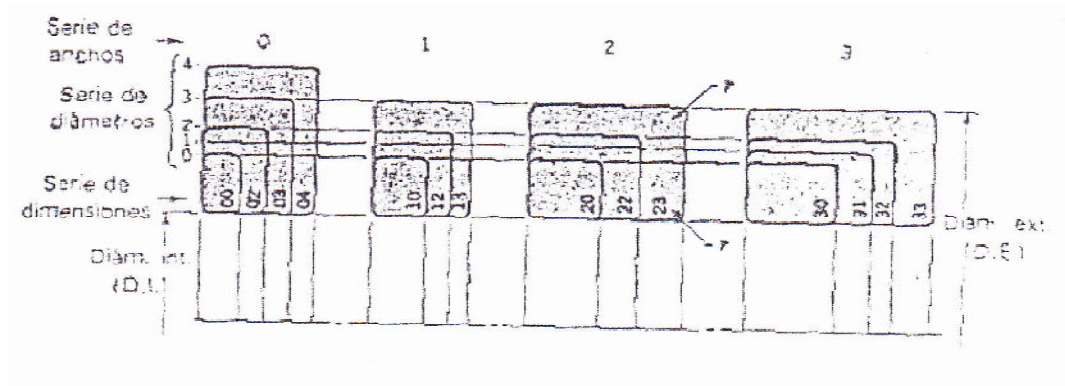


FIGURA 2.10.-PLAN BASICO DE LA AFBMA PARA LAS DIMENSIONES LÍMITES

Para ayudar al diseñador a seleccionar cojinetes, la mayor parte de los manuales contienen datos sobre la vida de estos para muchas clases de maquinarias, así como información sobre los factores de aplicación de la carga.

Los factores de aplicación de carga sirven de factores de seguridad, y se sugiere usarlos para incrementar la carga equivalente antes de seleccionar un cojinete.

TABLA 2.6.- VIDAS DE COJINETES RECOMENDADAS PARA MAQUINARIA DIVERASAS¹⁶

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso infrecuente	Hasta 0.5
Motores de aviación	0.5-2
Máquinas de operación breve intermitente donde la interrupción de servicio es de importancia secundaria	4-8
Máquinas para servicio intermitente en que la operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utilizan plenamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo de 24 h	30-50
Máquinas para servicio continuo de 24 h en las que la confiabilidad es de la mayor importancia	100-200

¹⁶ SHYGLEY, Joseph. S/A. Diseño de ingeniería Mecánica. Mc Hill Interamericana Editores. S.A.México D.F.

2.3.6.1.- ANÁLISIS DE FUERZAS DE CARGAS SOBRE EL EJE

Al determinar las cargas sobre el eje y los cojinetes se utiliza la carga tangencial donde se encuentran toda las fuerzas concentradas, tanto que la fuerza resultante real se produce en algún sitio entre puntos para la carga transmitida T es el par de torsión donde se tiene las siguiente ecuación:

$$W_t = \frac{33000 * P}{V_p} \text{Ecuación (30)}$$

La fuerza resultante W tiene tres componentes, una fuerza tangencial W_t , una fuerza radial W_r una fuerza axial W_a . Por trigonometría se obtiene:

$$W_r = W_t * \tan \phi * \cos \gamma \text{Ecuación (31)}$$

$$W_a = W_t * \tan \phi * \sin \gamma \text{Ecuación (32)}$$

Las fuerzas (W_t , W_r , W_a ,) son perpendiculares entre si y pueden utilizarse para determinar las cargas en los apoyos utilizando los métodos de la estadística.

2.3.6.2.- CRITERIO DE RESISTENCIA A FATIGA¹⁷

Un criterio de resistencia a fatiga es un criterio matemático para el análisis resistente de piezas sometidas a fatiga, basado en los valores de las componentes media y alternante de la tensión existente en el punto analizado. En la formulación del criterio intervienen también uno o varios de los límites de resistencia del material (límite real de fatiga, límite de fluencia o límite de ruptura). En general, un criterio de resistencia a fatiga puede escribirse matemáticamente mediante una ecuación del tipo:

$$f(\sigma_m = \sigma_a, S_e, S_y, S_{ui}) < 1 \text{Ecuación (33)}$$

¹⁷ SHYGLE Y, Joseph. S/A. Diseño de ingeniería Mecánica. Mc Hill Interamericana Editores. S.A.México D.F.

Siendo S_m la componente de tensión media y S_a la componente de tensión alternante.

Existen algunos factores que alteran el límite de resistencia a la fatiga, de los cuales cada uno corresponde a un solo efecto:

$$S_e = k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f, S_R \quad \text{Ecuación (34)}$$

El criterio más sencillo de análisis de resistencia a fatiga corresponde al caso en el que la componente de tensión media es nula, ya que este es el tipo de esfuerzo correspondiente al ensayo a fatiga. El criterio de resistencia en este caso consiste simplemente en comparar la tensión alternante existente con la admisible para el material, obtenida del ensayo (límite ideal de fatiga) y modificada de acuerdo con las condiciones reales de la pieza (límite real de fatiga).

$$\frac{\sigma_a}{S_R} \leq 1 \quad \text{Ecuación (35)}$$

2.3.7.- PARTES DE MANDO¹⁸

2.3.7.1.- TECNOLOGÍAS CABLEADAS.-Con este tipo de tecnología, el automatismo se realiza interconectando los distintos elementos que lo integran. Su funcionamiento es establecido por los elementos que lo componen y por la forma de conectarlos.

Esta fue la primera solución que se utilizó para crear autómatas industriales, pero presentan varios inconvenientes.

Los dispositivos que se utilizan en las tecnologías cableadas para la realización del automatismo son:

-Relés electromagnéticos

¹⁸

<http://www.bandaancha.es/Informacion/Tecnologias/TecnologiasCableadas/Paginas/TecnologiasCableadas.aspx>

-finales de carrera electrónicos

-electroválvulas neumáticas

-cilindro neumático

-racores neumáticos 1/8

2.3.7.2.-TECNOLOGÍAS PROGRAMADAS¹⁹

Los avances en el campo de los microprocesadores de los últimos años han favorecidos la generalización de las tecnologías programadas. En la realización de automatismos. Los equipos realizados para este fin son:

El ordenador, como parte de mando de un automatismo presenta la ventaja de ser altamente flexible a modificaciones de proceso. Pero, al mismo tiempo, y debido a su diseño no específico para su entorno industrial, resulta un elemento frágil para trabajar en entornos de líneas de producción.

2.3.8.-MOTOR DE CORRIENTE CONTINUA²⁰

El motor de corriente continua es una máquina que convierte la energía eléctrica en mecánica, principalmente mediante el movimiento rotatorio.

Esta máquina de corriente es una de las más versátiles en la industria. Su fácil control de posición, par y velocidad le han convertido en unas de las mejores opciones en aplicaciones de control y automatización de procesos. La principal característica del motor de corriente continua es la posibilidad de regular la velocidad desde vacío a plena carga.

Una máquina de corriente continua se compone principalmente de dos partes, un estator que da soporte mecánico al aparato y tiene un hueco en el centro generalmente de forma cilíndrica. En el estator además se encuentra los polos, que

¹⁹ Manual de Instalaciones Eléctricas y Electromecánicas

²⁰ Motor de corriente continua.- Tomada del internet:

pueden ser de imanes permanentes o devanados y con núcleo, al que llega la corriente mediante dos escobillas.

2.3.8.1.- FUNCIONAMIENTO DE RODILLO TRANSPORTADOR

El sistema de rodillos funciona por medio de un motor de rotación; el cual por a través de cadenas, cintas u otro elemento transfiere esta energía a los diferentes rodillos, lo cual hace que el sistema opere de una manera eficiente haciendo rodar todos los rodillos a una misma revolución, lo cual hará giran a una misma velocidad todos los rodillos.

Los sistemas de cintas transportadoras se emplean cuando los materiales deben ser desplazados en cantidades relativamente grandes entre posiciones específicas de un rotado fijo. La mayoría de estos sistemas son impulsados mecánicamente; algunos emplean la gravedad para trasladar la carga entre puntos de diferente altura. Estos sistemas tienen comparten los siguientes atributos²¹

- Son generalmente mecanizados y a veces automatizados.
- Ocupan posiciones fijas, estableciendo las rutas.
- Pueden estar montados sobre el suelo o suspendidos del techo.
- Casi siempre están limitados a un flujo unidireccional de materiales.

2.3.9.-MÉTODOS DE DISEÑO²²

La Selección adecuada de las estaciones de rodillos y espacios apropiados para el montaje de la cinta, se debe tener en cuenta lo siguiente:

- El tipo cinta para el propósito requerido.
- La serie para la clase de servicio.
- Espacio de separación.
- Operación de los rodillos.

²¹<http://www.directindustry.es/prod/mecalux/transportadores-para-cajas-12590-426036.html>

²² <http://descom.jmc.utfsm.cl/sgeywitz/procesos/CINTAS.htm>

Se selecciona el motor, mandos y otros componentes del movimiento al determinar las tensiones requeridas en la cinta, se analizan costo y vida útil de la cinta.

Consideraciones para el ancho y velocidad de la cinta:

- Material a ser transportado.
- Clase de carga.
- Capacidad requerida.
- Tamaño de trozo del material.

La combinación adecuada del ancho de la cinta y velocidad, depende de la capacidad a transportar, ángulo de inclinación, tensiones de la cinta, tamaño del terrón y otras características del material a ser transportado.

2.4.- CILINDROS NEUMÁTICOS²³

Un cilindro neumático es un dispositivo que convierte la potencia fluida a lineal, o en línea recta, fuerza y movimiento. Puesto que el movimiento lineal es un movimiento hacia adelante y hacia atrás a lo largo de una línea recta. La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo.

El cilindro consiste en un émbolo o pistón operando dentro de un tubo cilíndrico. Los cilindros actuadores pueden ser instalados de manera que el cilindro esté anclado a una estructura inmóvil y el émbolo o pistón se fija al mecanismo que se accionará, o el pistón o émbolo se puede anclar a la estructura inmóvil y el cilindro fijado al mecanismo que se accionará

²³http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm

2.4.1.- VELOCIDAD DE UN CILINDRO.

La velocidad de desplazamiento de un cilindro hidráulico es fácil de calcular si se emplea una bomba de desplazamiento positivo.

En la figura 2.11 mostramos un ejemplo típico, con un caudal de 40 litros por minuto ingresando al cilindro.

El área del pistón es de 78 cm^2 , para encontrar la velocidad de desplazamiento primero convertiremos los litros en cm^3 por minuto es decir: $40 \times 1000 = 40.000 \text{ cm}^3/\text{min}$.

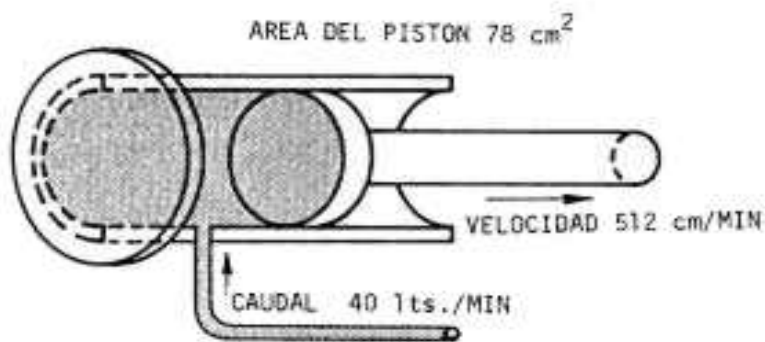


FIGURA. 2.11.- SECCIÓN VERTICAL DEL PISTÓN

2.4.2 TIPOS DE CILINDROS

2.4.2.1 CILINDROS TIPO ÉMBOLO

Los términos émbolo y pistón son de uso frecuente alternativamente. Sin embargo, un cilindro tipo émbolo se considera generalmente a aquel en el cual la superficie transversal del eje de pistón sea más de una mitad de la superficie transversal del elemento móvil. En la mayoría de los cilindros actuadores de este tipo, el émbolo y el elemento móvil tienen áreas iguales. Este tipo de

elemento móvil se refiere con frecuencia como vástago

El actuador émbolo se utiliza sobre todo para empujar más que traccionar. Algunos usos requieren simplemente una superficie plana en la parte externa émbolo para empujar o levantar la unidad con que se operará. Otros usos requieren algunos medios mecánicos de fijación, tales como una horquilla o un perno de argolla. El diseño de los cilindros émbolo varía en muchos aspectos para satisfacer los requisitos de diversos usos.

2.4.2.2.-ÉMBOLO DE SIMPLE EFECTO

El émbolo de efecto aplica la fuerza solamente en una dirección. El líquido que se dirige al cilindro desplaza el émbolo y lo fuerza hacia fuera, levantando el objeto puesto sobre el mismo. Puesto que no hay dispositivo para contraer el émbolo por medio de la potencia fluida, cuando se libera la presión del líquido, se retorna el émbolo nuevamente dentro del cilindro tanto por el peso del objeto o por algún medio mecánico.

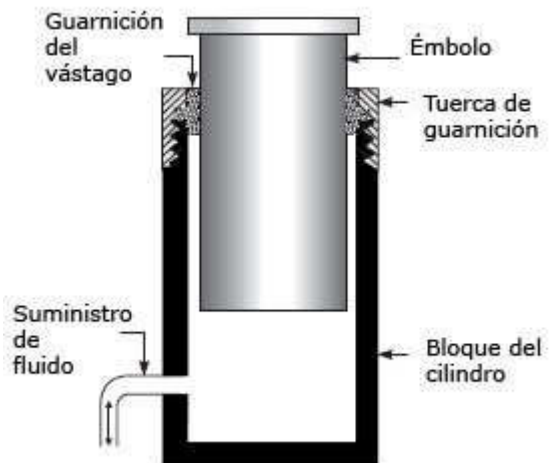


FIGURA 2.12.- CILINDRO ACTUADOR TIPO ÉMBOLO DE SIMPLE EFECTO.

2.4.2.3.-ÉMBOLO DE DOBLE EFECTO

Un cilindro de émbolo de doble efecto se ilustra en la figura adjunta. En este cilindro, ambos movimientos del émbolo son producidos por el líquido presurizado. Hay dos puertos de fluido, uno en o cerca de cada extremo del cilindro. El líquido bajo presión se dirige al extremo cerrado del cilindro para extender el émbolo y para aplicar la fuerza. Para contraer el émbolo y reducir la fuerza, el líquido se dirige al extremo opuesto del cilindro.

2.4.2.4.-FUERZA DEL ÉMBOLO²⁴

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende de la presión del aire, del diámetro del cilindro del rozamiento de las juntas. La fuerza teórica del émbolo se calcula con la siguiente fórmula:

$$F_{\text{teórica}}=A * p \text{ Ecuación(36)}$$

$$F_{\text{teórica}}=\text{fuerza teórica del embolo(N)}$$

$$A=\text{Superficie útil del embolo (cm}^2\text{)}$$

$$P=\text{presión de trabajo (kPa, } 10^5\text{N/m}^2\text{, bar)}$$

En la práctica es necesario conocer la fuerza real. Para determinarla hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presiones de 400 a 800 kPa/4 a 8 bar) se puede suponer que las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada.

$$F=A * p - (F_R + F_F) \text{ Ecuación(37)}$$

Donde tenemos que el cálculo de la superficie del émbolo se escribe en la siguiente ecuación:

²⁴ http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22-A.htm

$$A = D * \frac{\pi}{4} \quad \text{Ecuación(38)}$$

La superficie anular del émbolo:

$$A_{\text{anular}} = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} \quad \text{Ecuación(39)}$$

Fuerza teórica de empuje en el avance:

$$F_{\text{teórico}} = A * p \quad \text{Ecuación (40)}$$

Fuerza real de empuje del émbolo en el avance:

$$F_n = A * p - F_r \quad \text{Ecuación (41)}$$

Fuerza teórica de tracción del émbolo en el retorno:

$$F_{t,retn} = A_{\text{anular}} * p \quad \text{Ecuación (42)}$$

Fuerza real de tracción del émbolo en el retorno:

$$F_n = A_{\text{anular}} * p - F_R \quad \text{Ecuación (43)}$$

2.4.2.5.-LONGITUD DE CARRERA²⁵

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000 mm. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire.

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal. Además, al prolongar la carrera la distancia entre cojinetes aumenta y, con ello, mejora la guía del vástago.

²⁵ <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica9.htm>

2.4.2.6.- VELOCIDAD DEL ÉMBOLO

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000 mm. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire.

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal. Además, al prolongar la carrera la distancia entre cojinetes aumenta y, con ello, mejora la guía del vástago.

2.4.2.7.- CONSUMO DE AIRE

Para disponer de aire y conocer el gasto de energía, es importante conocer el consumo de la instalación.

Para una presión de trabajo, un diámetro y una carrera de émbolo determinado, el consumo de aire se calcula como sigue:

$$\frac{101.3 + \text{presión de trabajo}}{101.3}, \text{ en kPa (referida al nivel del mar) Ecuación (44)}$$

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO

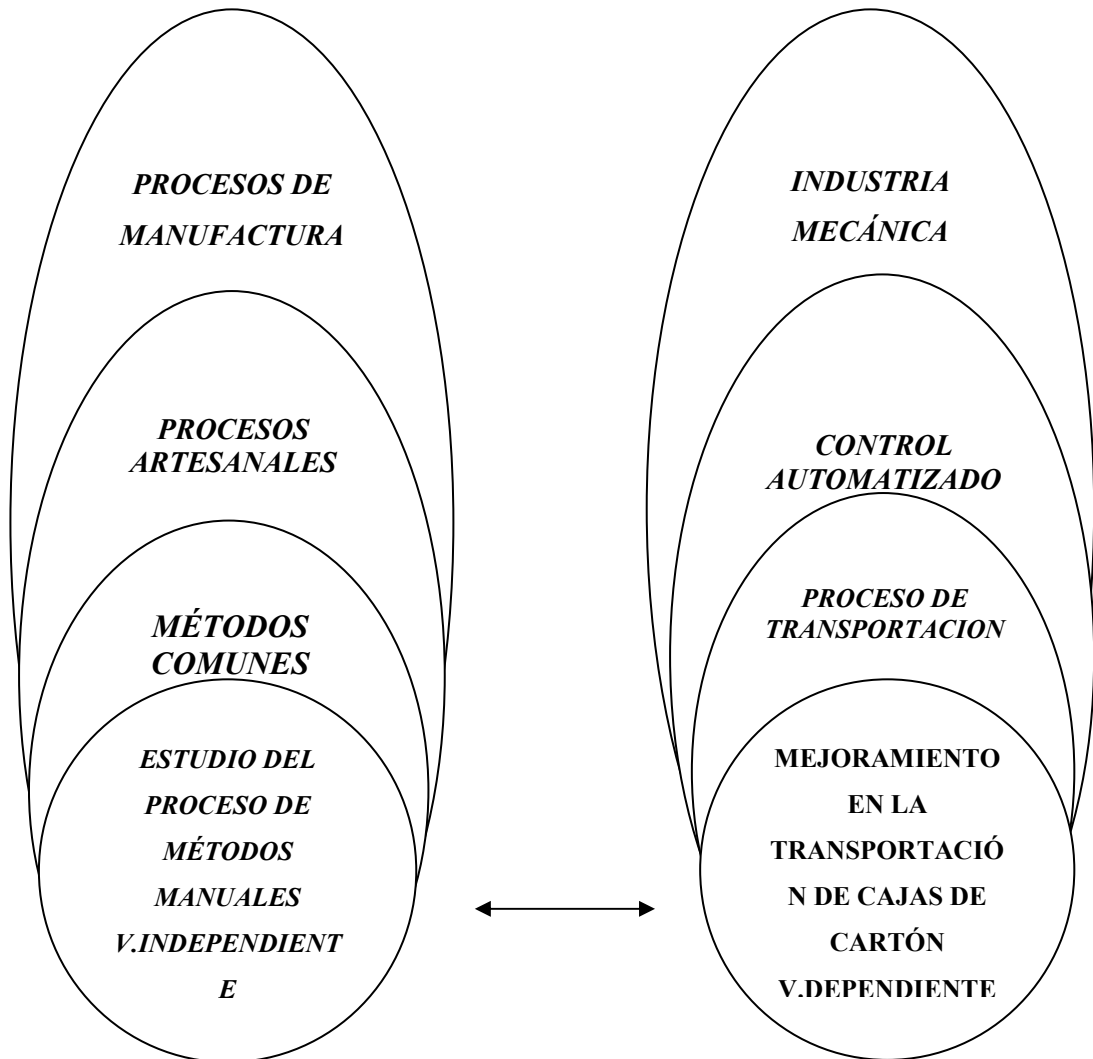
$$V = s \cdot n \frac{d^2 \pi}{4} \times \text{la relación de compresión (l/min) Ecuación (45)}$$

CILINDRO DE DOBLE EFECTO

$$V = \left(s \frac{D^2 \pi}{4} + s \cdot \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} \right) \cdot n \cdot \text{relación de compresión (l/in) Ecuación (46)}$$

$V =$ Cantidad de aire (l/min)

2.5.- CATEGORIAS FUNDAMENTALES



2.6.-HIPÓTESIS

El estudio de métodos manuales para el mejoramiento de transportación de cajas de cartón de bonches de flores nos permitirá reemplazar métodos artesanales por procesos en el cual no intervenga la mano de obra continuamente mejorando así su desplazamiento del producto.

2.7.- SEÑALAMIENTO DE VARIABLES DE LA HIPÓTESIS

2.7.1.-Variable independiente

Estudio de procesos de métodos manuales

2.7.2.- Variable dependiente

Mejoramiento de transportación de cajas de cartón de rosas

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1.- ENFOQUE INVESTIGATIVO

El enfoque investigativo que está en proceso de estudio es predominantemente cuantitativo ya que la presente investigación se lo realizara en lugares adecuados relacionados con el tema de estudio para obtener mejores resultados enfocados al análisis del tema.

Mediante fuentes primarias y secundarias está elaborado este estudio investigativo ya que se realizara un análisis detenidamente para así llegar a unos resultados beneficiosos para la investigación en curso.

A través de materiales de apoyo investigativo tales como documentales, registros, libros bibliográficos, internet y otros medios de investigación permitirán una investigación exitosa como refuerzo de nuestro estudio.

La relación del estudio con actores sociales tendrá mucha importancia para la investigación ya que estos interfieren con gran medida al centro de la investigación.

3.2.- MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN

En el presente trabajo investigativo constara los siguientes tipos de investigación:

-De campo

-Bibliográfica

3.2.1.- DE CAMPO

Debido a que se recopilara datos en el lugar y que también se desarrollara el estudio tendremos una investigación de campo en la cual nos enfocara a un análisis minucioso.

3.2.2.- BIBLIOGRÁFICA

Para un refuerzo de conocimiento tendremos una investigación bibliográfica ya que mediante materiales de apoyo como perfiles, libros, tesis, internet y otros medios de estudio nos servirán para ampliar y reforzar los conocimientos en nuestro tema de investigación.

3.3.- NIVELES DE INVESTIGACIÓN

La investigación tendrá los siguientes niveles de investigación:

-Descriptivo

-Asociación de variables

-Explicativo

3.3.1.- DESCRIPTIVO

Debido a que las variables pueden ser comparadas entre dos o más acciones relacionadas con el tema de estudio es una investigación es descriptiva ya que en función de las características está representada por interés de acción social.

3.3.2.- ASOCIACIÓN DE VARIABLES

Ya que las variables tienen relación con el estudio nos permitirá controlar el comportamiento de una con respecto a la otra para así emplear un buen estudio investigativo en este proyecto

3.3.3.- EXPLICATIVO

Debido a que el tema de investigación está ligado a un camino complejo se encuentran en un nivel explicativo ya que debido a este nivel nos permitirá a profundidad el tema de investigación para ciertos parámetros del proyecto de investigación.

3.4.- POBLACIÓN Y MUESTRA

La población para la investigación estará constituida por las personas que tiene relación directa e indirecta con el campo de estudio:

Detalle	Cantidad
Personal que empaquetan las rosas.	2
Personal que colocan el paquete de rosas en las cajas.	1
Personal que transporta las cajas de rosas de un lugar a otro.	2
Personal que colocan los paquetes de rosas en cuartos fríos.	1
Total	6

De esta manera la población de la investigación serán 6 personas quienes se encuentran involucradas directa e indirectamente con el fenómeno.

3.5.- OPERACIÓN DE VARIABLES

3.5.1.- VARIABLE INDEPENDIENTE

Estudio del procesos de métodos manuales.

TABLA 3.1.- OPERACIÓN DE VARIABLES

CONCEPTUALIZACIÓN	CATEGORÍAS	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Consiste en la utilización de métodos manuales de parte de las personas que están involucradas en el movimiento de cajas de cartón.</p>	<p>Utilización de mano de obra</p> <p>Trabajo físico de las personas</p>	<p>Tiempo</p> <p>Trabajo Físico</p>	<ul style="list-style-type: none"> • ¿Cuál es el procedimiento más viable a seguir para la transpor tación de cajas de cartón? • ¿Cómo identificar los esfuerzos físicos de los trabajad ores? 	<p>Entrevista Cuestionari o</p>

3.5.2.- VARIABLE DEPENDIENTE

Mejoramiento en la **transportación de cajas de cartón**

TABLA 3.2.- VARIABLE INDEPENDIENTE

CONCEPTUALIZACIÓN	CATEGORÍAS	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Estudio en el cual permite el desplazamiento de las cajas de cartón de manera productiva sustituyendo la mano de obra.</p>	<p>Transportar</p> <p>Base para transportar cajas de cartón</p>	<p>Tiempo</p> <p>Calidad del proceso</p>	<p>¿Disminuirá el tiempo adaptando una banda transportadora en la producción floricultor?</p> <p>¿La calidad del proceso de desplazamiento tendrá mejoras en el área de trabajo con sus operarios?</p>	<p>T: Entrevista I: Cuestionario</p>

3.6.- PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

La investigación es basada en catálogos y libros así como en encuestas realizadas a personas que han desarrollado este tipo de investigaciones a continuación las siguientes técnicas con sus respectivos instrumentos:

ENTREVISTA

Tendremos entrevistas semiestructuradas para alguna clase de preguntas en las cuales se centralicen el objetivo de la investigación como también se tendrá instrumentos como el cuestionario para poder recopilar información que se enfoque al estudio.

OBSERVACIÓN

Mediante un cuaderno se tomaran apuntes de lo más necesario para así describir hechos que nos ayudarán a recopilar información del estudio que se hace para obtener una base de datos que nos dará respaldo para nuestra investigación.

3.7.- PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

Para procesar la información correctamente se necesitaran las representaciones tanto escrita como gráfica respectivamente.

3.7.1.- REPRESENTACIÓN ESCRITA

Porque los datos a obtener son numéricos y es necesario determinar parámetros de su funcionamiento.

3.7.2.- REPRESENTACIÓN GRÁFICA

Porque es la manera más fácil de visualizar los registros de los datos obtenidos con respecto al análisis del sistema y verificar si es correcto el funcionamiento del mismo para así llegar a formular conclusiones y juicios más acertados.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Se toman en cuenta todos los resultados de la encuesta realizada a los trabajadores que se encargan de empaquetar los bonches de rosas dedicados a la producción y comercialización de los paquetes de rosas en la microempresa los girasoles en la Provincia de Tungurahua.

Pregunta 1: ¿A utilizado una máquina en la cual se pueda transportar cajas de cartón con bonches de rosas?

ALTERNATIVAS	PERSONAS ENCUESTADAS	PORCENTAJE (%)
Si	3	20
No	12	80
Total	15	100

TABLA 4.1 RESULTADOS DE LA ENCUESTA

-Fuente: investigador

1.-¿A utilizado una máquina en la cual se pueda transportar cajas de cartón con bonches de rosas?

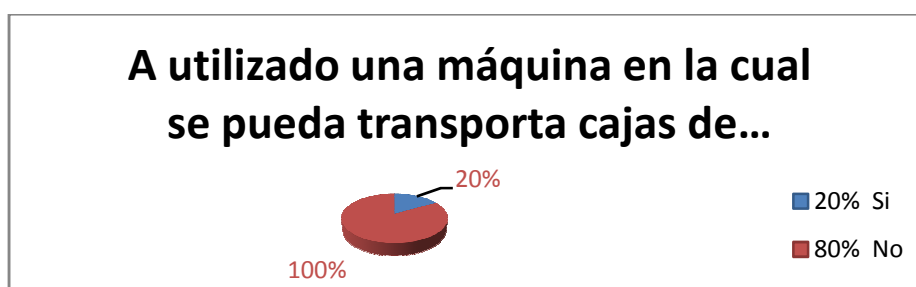


GRÁFICO 4.1.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 1

Elaborado por: investigador

Interpretación:

En la encuesta realizada a los trabajadores dedicados a la producción de empacamiento de rosas se determinó que el 80% de los trabajadores encuestados **NO** ha utilizado este tipo de maquinaria mientras que el 20% de los restantes contestaron **SI** han utilizado la pregunta 1.

Análisis:

Del total de los encuestados, la mayor parte de las personas de este sector floricultor trasladan cajas de manera manual realizando un determinado esfuerzo físico en lo cual nos dio como resultado el 80%, mientras que el 20% restantes aseguran haber utilizado por lo menos en una ocasión un sistema de transportación de cajas de cartón.

Pregunta 2: ¿Cuál es el proceso que utiliza para transportar cajas de cartón con flores?

ALTERNATIVAS	PERSONAS ENCUESTADAS(trabajadores)	PORCENTAJE (%)
Transportado a mano	8	53.33
Transportado mediante algún mecanismo	4	26.67
Transportado mediante una banda transportadora	3	20
Total	15	100

TABLA 4.2.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA

Fuente: investigador

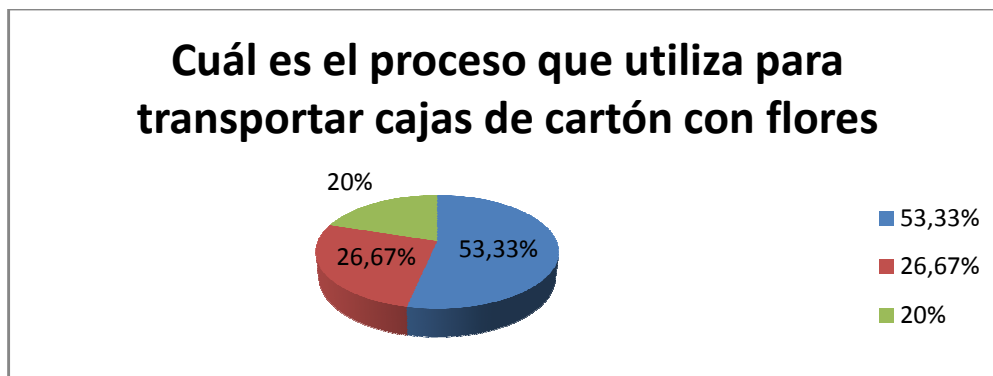


GRÁFICO 4.2.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 2

-Elaborado por: investigador

Interpretación:

El 53.33% de los encuestados transportan las cajas de cartón a mano, el 26.67% utiliza un mecanismo manual para el desplazamiento y solo el 20% posee la máquina que facilita el medio de traslado de bonches de rosas.

Análisis:

El acostumbrarse a transportar cajas de cartón de rosas ha sido una tradición que va de generación en generación el hecho de que se desplace las cajas con las manos es una herramienta d trabajo embarcando un 53.33% lo realiza de esta manera en cambio las personas que utilizan un medio de transporte como es un mecanismo es el 26.67% mientras que tan solo el 20% de los trabajadores encuestados ha utilizado una banda transportadora para facilitar el trabajo.

ALTERNATIVAS	PERSONAS ENCUESTADAS(trabajadores)	PORCENTAJE (%)
Si	13	86.67
No	2	13.33
Total	15	100

Pregunta 3: Realiza algún esfuerzo físico al trasladar las cajas de un lugar a otro?

TABLA 4.3.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA

Fuente: investigador

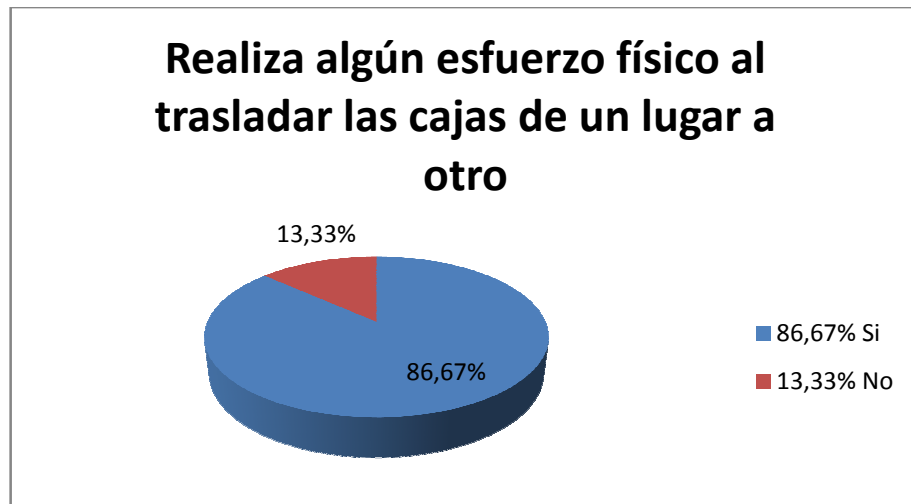


GRÁFICO 4.3.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 3

Elaborado por: investigador

Interpretación:

El 86.67% de trabajadores encuestados aseguran que **SI** realizan algún tipo de esfuerzo físico al transportar cajas de cartón en una línea de producción, mientras que el 13.33% de los trabajadores dicen que **NO** realizan un esfuerzo físico al transportar las cajas de cartón de rosas.

Análisis:

Se determinó que 13 de los trabajadores encuestados si realizan algún esfuerzo físico al momento de desplazar las cajas de cartón de rosas de un lugar a otro, mientras que el 2 de un total de 15 encuestados afirman no realizar un esfuerzo físico considerado solo un pequeño movimiento de cuerpo.

Pregunta 4: ¿Qué tipo de energía cuenta para una máquina transportadora de cajas?

ALTERNATIVAS	PERSONAS ENCUESTADAS(trabajadores)	PORCENTAJE (%)
110V	15	100
220V	0	0
Total	15	100

TABLA 4.5.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA

Fuente: investigador

Interpretación:

Se determinó que el 100% del sector de la floricultura cuenta con luz eléctrica, en sus hogares

Análisis:

Mediante la investigación realizada se determinó que la población cuenta con una alimentación eléctrica de 110V para el funcionamiento de todo tipo de maquinaria.

Pregunta 5: ¿Esta dispuesto en adquirir una máquina transportadora para que facilite el desplazamiento de cajas de cartón?

ALTERNATIVAS	PERSONAS ENCUESTADAS(trabajadores)	PORCENTAJE (%)
Si	11	73.33
No	4	26.67
Total	15	100

TABLA 4.6.- RESULTADOS DE LA ENCUESTA

Fuente: investigador

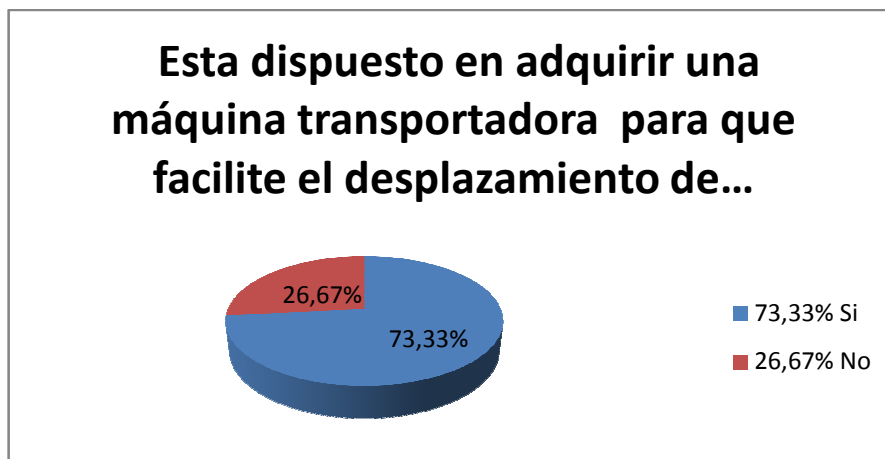


GRÁFICO 4.4.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 5

Elaborado por: investigador

Interpretación:

En la investigación realizada el 73.33% tiene disponibilidad en adquirir una máquina transportadora de cajas de cartón y tan solo el 26.67% no está de acuerdo debido a falta de recursos económicos.

Análisis:

De la población encuestada 11 de cada 15 personas quieren un mejoramiento del proceso de desplazamiento de cajas de cartón para una producción más efectiva, mientras que el resto está indeciso debido a que no conocen el funcionamiento de una transportadora de cajas de cartón con rosas.

Pregunta1: ¿Conoce la manera como se transporta las cajas de cartón de rosas de un lugar a otro en una línea de producción?

ALTERNATIVAS	PERSONAS ENCUESTADAS(trabajadores)	PORCENTAJE (%)
Si	15	100
No	0	0
Total	15	100

-Tabla 4.7.-resultados de la encuesta

-Fuente: investigador

Interpretación:

En la investigación realizada a las personas dedicadas a la construcción de maquinaria como es la transportadora de cajas de cartón para rosas o personas que conozcan de este tipo de desplazamiento.

Análisis:

La mayoría de los encuestados afirman tener conocimiento de los métodos o procesos para el traslado de cajas de un lugar a otro en una línea de producción

Pregunta 2: ¿Cómo considera el proceso de desplazamiento de cajas de cartón en una línea de producción?

Interpretación:

Todos los encuestados afirman que implementar una transportadora de cajas mejoraría el proceso y la producción en el empacamiento de rosas.

Análisis:

Los sistemas mecánicos con que cuenta la transportadora proporcionan facilidad para trasladar el producto en un menor tiempo y a un bajo costo de producción.

Pregunta 3: ¿Qué tipos de sistemas mecánicos se utiliza para la transportación de cajas de cartón?

-Sistemas neumáticos

-Sistemas hidráulicos

-Sistemas mecánicos

Interpretación:

Cada uno de los encuestados conoce y aplican diferentes sistemas enfocados al desplazamiento de cajas en una línea de producción.

Análisis: en la investigación realizada cada persona define su método en la cual cada uno tiene su idea para la implementación de una máquina transportadora de cajas de cartón ya que el sistema puede emplearse como los mencionados anteriormente como pueden ser neumáticos donde se aplicarían pistones que desplazarían las cajas mediante los émbolos, como los hidráulicos que mediante presión llevarían los bonches hacia su destino y mediante un sistema mecánico mediante un tornillo sin fin que desplazaría las cajas.

Pregunta 4:Cuál es la capacidad común de carga en la maquina transportadora ?

-Una caja

-Dos cajas

-Más de dos cajas

ALTERNATIVAS	PERSONAS ENCUESTADAS(trabajadores)	PORCENTAJE (%)
Una caja	2	22.22
Dos cajas	7	77.78
Más de dos cajas	9	100

TABLA 4.8.-RESULTADOS DE LA ENCUESTA

-Fuente: investigador

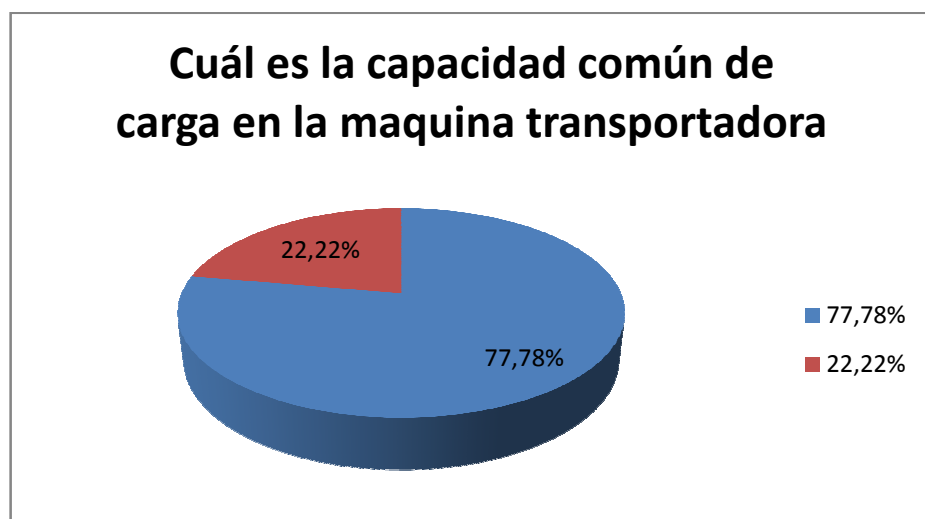


GRAFICO 4.4.- ESTADÍSTICA GRÁFICA PREGUNTA 4

Interpretación:

El 77.78% de encuestados afirman que la capacidad de carga en la banda transportadora es de 2 cajas, mientras que el 22.22% de trabajadores encuestados afirman que la banda lleva más de dos cajas.

Análisis:

De la capacidad de carga en la banda transportadora depende del desempeño de la máquina por eso se recomienda ciertos fabricantes que el rango oscile entre una o dos cajas, con esto se aprovecha al máximo el rendimiento de la máquina optimizando los tiempos de producción.

Pregunta 5.¿Qué sistemas se puede emplear para que al momento de transportar las cajas de un lugar a otro no se aglomeren y ocurra algún tipo de falla?

-Sistemas eléctricos

-Sistemas neumáticos

Interpretación:

De la encuesta elaborada el 35% de las personas afirman que un sistema neumático controlaría la aglomeración de las cajas de cartón, mientras que el 60% de las personas encuestadas dicen que la solución es un sistema eléctrico para evitar embotellamientos en una línea de producción.

Análisis:

En la investigación realizada la minoría aseguran que un sistema neumático es la solución para que las cajas de cartón no se embotellen al momento de transportarlas de un lugar a otro, mientras que la mayoría de las personas encuestadas dicen que un sistemas eléctrico es la solución a la transportación de cajas de cartón por lo que existen sensores de tope que pueden impedir que se aglomeren las cajas al momento de accionar la máquina.

4.2. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Mediante las encuestas realizadas se ha determinado que la mayoría de trabajadores desconocen procesos en donde pueden sustituir la mayoría de la mano de obra al desplazar los paquetes de flores desde la zona de carga hasta la zona de descarga del producto, este tipo de encuestas se lo ha realizado con el fin de mejorar el sistema de transportación evitando esfuerzos físicos de los trabajadores y empleando métodos actuales como es la implementación de la máquina transportadora de cajas de flores con un sistema neumático.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1.- CONCLUSIONES

Por medio de la información recolectada, principalmente durante la construcción se ha obtenido las siguientes conclusiones:

- La mayoría de los trabajadores desconocen sobre las aplicaciones de la neumática y bandas transportadoras en la industria florícola para poder transportar paquetes de flores de un lugar a otro.
- En la microempresa los GIRASOLES no se utilizan estos tipos de sistemas de transportación para poder desplazar los paquetes de flores hacia su destino final.
- El crecimiento de la microempresa nos permite una aplicación tecnológica moderna que va ayudar a los procesos de producción.

Las encuestas realizadas nos ayudan a conocer el tipo de conocimientos de los trabajadores que emplean en el empaquetado de rosas para un mejor desempeño de sus actividades.

5.2.- RECOMENDACIONES

Mediante la realización del presente proyecto se ha tomado en cuenta las siguientes recomendaciones:

-Seleccionar los materiales adecuados para la construcción de la banda transportadora y establecer correctamente los parámetros iniciales de los cuales se partirá con el diseño y poder obtener como resultado una máquina que permita facilitar el trabajo dentro del sector de la producción.

-Debemos tomar en cuenta que no se debe exceder con la capacidad de carga de (2 a 3.5 lb), para que funcione adecuadamente y no exista inconvenientes durante su accionamiento.

-Mediante la implementación de un sistema de banda transportadora con un sistema neumático se contribuirá al crecimiento de la microempresa y al mejoramiento de producción.

-Los trabajadores deberán tener una guía antes de manipular la máquina transportadora de cajas de flores.

-Es necesario tener nueva tecnología ya que se podrá mejorar procesos de transportación y así sustituir en parte la mano de obra.

CAPÍTULO VI

6.-PROPUESTA

TEMA:

“Implementación de una banda transportadora con un cilindro neumático para la transportación de cajas de cartón con paquetes de flores”

INSTITUCIÓN EJECUTORA

Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica

BENEFICIARIOS:

Trabajadores de la microempresa LOS GIRASOLES ya que disminuiría el esfuerzo físico de ellos

UBICACIÓN:

Abdón Calderón entre la Bolívar y Darquea sector la merced

Ambato – Ecuador

EQUIPO TÉCNICO RESPONSABLE:

Egresado: LUIS GONZALO CHICAIZA SILVA

Tutor : Ing. Luis Escobar

6.1. -DATOS INFORMATIVOS

Para desarrollar el diseño de la banda transportadora en donde va a transportar caja de flores de un lugar a otro, disminuyendo tiempos de transporte y creando nuevas formas y medios para realizar esta función, con la ayuda de equipos,

herramientas tecnológicas se podrá diseñar donde se partirá de datos iniciales y parámetros de funcionamiento que no pueden ser cambiados y son establecidos por el diseñador, que son:

1.- El recorrido de la caja de flores, que se plantea es de 1 metro que es el máximo recorrido horizontal que se puede alcanzar la banda transportadora y su función estará a cargo de rodillos accionados por medio de un motor.

2.- El ancho de la banda, se restringe en 0.40 metros debido a que la caja contiene paquetes de rosas en los cuales no lleguen a aplastarse una de otra al momento de transportar.

3.-La capacidad total que va a transportar la banda transportadora es de 2 Ton/h

6.2.- ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

En la investigación realizada se obtuvieron datos mediante encuestas con resultados que nos ayudan a conocer las necesidades que tienen los trabajadores en el cual se va a implementar un sistema de banda transportadora con pistón neumático para la transportación de cajas de cartón con paquetes de rosas.

Para el desarrollo de la propuesta se utilizará como fuentes de información internet, libros, tesis, catálogos y todo lo referente al área que se va investigar y sugerencias de personal con experiencia que nos va ayudar en parte a nuestra implementación de la transportadora de cajas de cartón de paquetes de rosas.

Este proyecto pretende ser el inicio para la renovación en diferentes florícolas para mejorar la transportación de cajas de un lugar a otro. Esto es factible gracias a la adquisición de equipos que hacen el trabajo automático reemplazando al manual.

6.3.-JUSTIFICACIÓN

El desarrollo del presente trabajo está enfocado básicamente en sustituir en su mayor parte la mano de obra de los trabajadores al desplazar las cajas de flores de un lugar a otro con esta implementación se podrá permitir a las

microempresas adquirir una máquina de construcción nacional a un precio económico y que cumpla con su función de una manera similar a las maquinas importadas, aumentando su capacidad de producción, disminuyendo tiempos de desplazamientos y aumento de ingresos para la microempresa.

Finalmente se plantea este proyecto innovador porque su funcionamiento se basa únicamente en la utilización de elementos básicos de sistemas de control que permita el desplazamiento de cajas de flores con una sola máquina.

6.4.-OBJETIVOS

6.4.1.-OBJETIVO GENERAL

-Implementación de una banda transportadora con un sistema neumático para la transportación de cajas de cartón con paquetes de flores sin la intervención directa de la mano humana en la microempresa LOS GIRASOLES

6.4.2.- OBJETIVOS ESPECÍFICOS

-Seleccionar los materiales adecuados para la construcción de la banda transportadora horizontal empleando un factor de seguridad de manera que se alargue la vida útil de la máquina al desplazar las cajas de flores.

-Desarrollar un sistema de transportación horizontal de menor presupuesto con relación a las ofertas existentes en el mercado.

-Realizar las respectivas pruebas de funcionamiento de la máquina una vez construida y la obtención de resultados favorables.

6.5.- ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

Mediante libros, internet, catálogos nos sirven de soporte para la elaboración de nuestro proyecto el implementar la banda transportadora, también es necesario mencionar a personal con cierta experiencia en el área de estudio, con el cual se iniciara con el desarrollo de la propuesta.

La construcción de la transportadora horizontal para desplazar cajas de cartón de flores de un lugar a otro es factible realizarlo, debido a que tiene sistemas similares, de lo cual se puede aprovechar para llegar al diseño que nosotros estamos planteando, lo cual necesitamos saber conceptos básicos como son los tipos de transportadores de productos, elementos básicos de construcción de una transportadora, muy importante factores que entran en el diseño de una banda deslizadora horizontal, control de motores eléctricos, el funcionamiento de sus mecanismos, etc.

Para la construcción de la máquina es importante la utilización del material si se puede encontrar en el mercado local, como la construcción de la estructura que se utilizara tubo cuadrado de 1 1/4 de in.

Corriente directa con una potencia directa 1/2 HP para accionar el mecanismo de la banda, dentro del marco tecnológico podemos decir que se está utilizando equipos que encaminan a la tendencia de automatización de primer nivel.

Se puede decir que es factible desarrollar y ejecutar un proyecto de considerable magnitud, siempre y cuando se asuma el reto y se tenga la firmeza para seguir adelante a pesar de los momentos críticos que se pueda estar pasando.

6.6.- FUNDAMENTACIÓN

6.6.1.- FACTORES DE DISEÑO

Como principales factores de diseño de las bandas transportadoras y sus variables que vamos a tomar en cuenta son:

- La potencia necesaria
- Las cargas mecánicas que influyen en el diseño de la banda transportadora
- La capacidad total de la transportadora
- Tamaño y peso de la transportadora
- El tipo y características del material que vamos a transportar

-Velocidad lineal del transportador

-La vida útil de servicio

-Reparación, mantenimiento y costo de la banda transportadora

-Desplazamiento del cilindro

6.6.1.1.- LA POTENCIA NECESARIA

lo que interesa determinar es la potencia del motor o establecer lo necesario para poder mover la banda transportadora a una cierta distancia tiene una cierta relación con el material que va a ser transportado y el peso de lo que se va a transportar.

Se debe tomar en cuenta un factor de seguridad para transportar las cajas su tiempo de vida útil y tener en cuenta durante el diseño, que mientras más pesado el material al transportar la potencia requerida será mayor.

6.6.1.2.- LAS CARGAS MECÁNICAS QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO

Las cargas mecánicas son la base del diseño, ya que con ellas se puede encontrar el dimensionamiento y forma de los diferentes elementos mecánicos que conforman el sistema de desplazamiento de esta manera evitar fallas por fatiga o corte en los principales elementos ya que ellos son los encargados de transmitir las fuerzas, las cuales deben ser las más bajas y con ello poder disminuir costos de construcción.

6.6.1.3.- LA CAPACIDAD TOTAL DE LA BANDA TRANSPORTADORA

La capacidad total de la banda transportadora de cajas de flores es el volumen total que se va a transportar en un cierto intervalo de tiempo, de acuerdo al peso específico de cada material y la longitud de la banda transportadora.

6.6.1.4.- EL TAMAÑO Y EL PESO DE LA BANDA TRANSPORTADORA

El sistema de transportación de cajas de flores debe tener un tamaño tal que permita un correcto funcionamiento de sus elementos móviles que se encuentren en su interior para evitar que se deforme la banda, desgaste de los rodamientos logrando un desplazamiento continuo correcto.

El peso y el tamaño son parámetros que deben establecerse en el diseño, de acuerdo a las condiciones del sistema y al lugar de trabajo en donde la longitud de la banda transportadora será de 1.0 metro de largo horizontalmente por 0.40 m de ancho donde se partirá para el dimensionamiento de todo los elementos de la banda transportadora de cajas de flores.

6.6.1.5.- CARACTERISTICAS DEL MATERIAL A TRANSPORTAR

Debemos tomar en cuenta el peso y el material que vamos a transportar para determinar sus características físicas, como son: dimensionamiento, contexturas en fin su estado final en peso para transportar, ya que este tiene una relación directa con la capacidad de la banda transportadora de cajas de flores para un mejor funcionamiento.

6.6.1.6.- LA VIDA ÚTIL DE SERVICIO

Del tipo de material depende básicamente la selección para la construcción de la banda transportadora en base a su resistencia mecánica. Los materiales influyen en la forma del diseño y su selección debe efectuarse considerando todas las propiedades mecánicas establecidas.

Este es un parámetro que se ve afectado por varios factores como son: las condiciones mecánicas, cambio de sus esfuerzos de trabajo en sus partes, tiempo de trabajo, corrosión, mantenimiento de la máquina.

6.6.1.7.- EL MANTENIMIENTO, REPARACIÓN Y COSTO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Mediante esta investigación lo que se pretende es disminución de costos de construcción en el cual se utilizará elementos, equipos, herramientas que estén disponible en el mercado y que no tenga muchas complejidades al construir.

La banda transportadora con sistema neumático se construirá con un sistema sencillo de funcionamiento en donde nos permitirá un mantenimiento y reparación no tan complicada principalmente en las partes de mayor fricción para evitar un desgaste prematuro en la máquina.

6.6.2.- SISTEMAS CONSTITUYENTES DE BANDA TRANSPORTADORA HORIZONTAL CON UN CILINDRO NEUMÁTICO.

La banda transportadora presenta los siguientes sistemas, que hace de esta máquina eficiente disminuyendo tiempo y bajando un porcentaje de mano de obra al transportar las cajas siempre y cuando no sobre pase la carga máxima especificada para su funcionamiento en la banda de transporte.

Todo el conjunto de la banda transportadora se encuentra subdividido en cuatro sistemas que lo conforman, como son los siguientes:

- a.- Sistema Estructural de la banda.
- b.- Sistema de transporte.
- c.- Sistema neumático.
- d.- Sistema de control.

6.6.2.1.- SISTEMA ESTRUCTURAL

En la estructura se va instalar el sistema de desplazamiento de cajas donde llegará a un punto de descarga, es la encargada de mantener el ensamblaje de ambos sistemas y minimizar las vibraciones en el momento de desplazar las cajas de un lugar a otro en la cual esta debe ser rígida y proporcionar los diferentes puntos de apoyo para un ensamblaje correcto.

6.6.2.2.- SISTEMA DE TRANSPORTE

El sistema de transporte es el encargado de trasladar las cajas de un punto a otro de una manera segura desde la zona de carga hasta la zona de descarga.

6.6.2.3.- SISTEMA NEUMÁTICO

El sistema neumático consiste en una vez accionado por un sensor de tope este desplaza mediante un cilindro neumático hacia una zona de descarga del producto donde posteriormente va hacer almacenado.

6.6.2.4.- SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control es el encargado de poner en funcionamiento a los tres sistemas mencionados anteriormente, energizando los componentes eléctricos con sus respectivas alimentaciones (110 voltios CA y 24 voltios CD).

Debemos tomar en cuenta que cada sistema se determina de tal manera que permita un buen funcionamiento de la máquina para obtener resultados satisfactorios de todo el sistema empleado.

6.6.2.5.- DESCRIPCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA CON UN CILINDRO NEUMÁTICO

La banda transportadora horizontal se encuentra constituida básicamente por cuatro sistemas mencionados anteriormente nos permite realizar el desplazamiento donde esta variación está restringida desde 1.0 metro de largo que va a tener de recorrido que es su punto máximo de descarga.

a.-Sistema Estructural de soporte de la banda transportadora

Armazón construida con tubo cuadrado estructural de $1 \frac{1}{4} \times 0.12$ plg L = 1.0 metro y sus elementos son los siguientes:

- 1.- Tubos cuadrados (0.90m) laterales
- 2.-Tubosen posición horizontal de (1.0m)

3.- Estructura de soporte del motor del sistema de transportación

4.-placa de soporte del cilindro neumático

b.- Sistema de Transporte.

Los elementos que constituyen este sistema de transportación son los siguientes mencionados:

5.- Perfil T superior en ambos extremos

6.- Ejes de los rodillos

7.- Rodillo de transporte

8.- Perno templador

9.-Chumacera

10.-Banda de Transporte

c.-Sistema Neumático.

Este sistema neumático se encarga de desplazar a la caja mediante una activación al momento de la descarga de la caja que es enviada por una banda transportadora donde es activada por un dispositivo que lo lleva a una zona de almacenamiento.

11.-Cilindro neumáticoDNC50*100

12.-Electrovalvula4 V310-08 Presión 0.15- 0.8Mpa

13.-Racores neumáticos

14.- Manguera para conexión

d.-Sistema de Control

Este sistema se encarga de energizar los componentes eléctricos para generar el funcionamiento de la banda transportadora horizontal y lleva a cabo el proceso de desplazamiento del producto, que está conformado por los siguientes elementos:

15.-Relés a (110V)

16.-Cable

17.-Pulsador ON – OFF

18.-Finales de carrera

6.6.2.6.- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BANDA TRANSPORTADORA HORIZONTAL

-Alimentación del motor (banda)	110V – 60 Hz
-Alimentación de los relés	24 V
-Potencia del motor	½ Hp
-Capacidad de la banda	2 a 3.5 lb/h
-Dimensiones	Alto: 1.0 metro
Ancho: 0.34 metros	
Profundidad: 0.30 m	
-Velocidad del motor	550rpm
-Longitud de la banda de transporte	1.0 metro

6.6.3.-DISEÑO DE LA BANDA

Para diseñar la banda transportadora se debe partir de valores establecidos como datos informativos que son los siguientes:

- El desplazamiento máximo de recorrido: $H_{\text{máx.}}=1.0$ metro (propuesto por el diseñador)
- Altura de la banda con el soporte estructural de 1.0 metro (propuesto por el diseñador)
- Ancho de la banda transportadora 0.34 metros (ajustada a las cajas)
- Velocidad de transporte: $V = 1.5$ m/s (Recomendada para bandas con ancho desde 350 A 400mm que transportan productos ligeros Tabla 2.3)

-Capacidad total de transporte: $Q_M = 2$ a 3.5 lb/h (propuesto por el diseñador debido a los diferentes tipos de variedades de rosas que existe en las florícolas)

A continuación es necesario determinar ciertos pesos que nos servirán para el desarrollo del diseño de la propuesta:

PESO DEL MATERIAL A TRANSPORTAR (Kg/m)

$$P = 3.5 \text{ lb}$$

$$W = 3.5 \text{ lb} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W = 34.33 \text{ N}$$

P_M = peso total sobre la longitud de transporte

$$P_M = \frac{3.5 \text{ Lb}}{100 \text{ cm}} * \frac{1 \text{ Kg}}{2.21 \text{ lb}} * \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 1.58 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

P_M = peso del material por metro

Si se tiene una longitud de 1.0 metro de transporte la caja tiene un peso de 3.5 lb.

PESO DE LOS RODILLOS

El peso total de los Rodillos se obtiene de la siguiente manera:

P_R = Peso de cada rodillo x el número de rodillos en la longitud de transporte

$$P_R = 2.7 \text{ lb} * 3$$

$$P_R = 8.1 \text{ lb}$$

Relacionando con respecto a un metro se tiene:

$$P_{Ri} = 8.1 \frac{\text{lb}}{\text{m}} * \frac{1 \text{ kg}}{2.21 \text{ lb}} = 3.67 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

PESO DE LA BANDA

El peso de la banda es de 1.3lb relacionando con respecto a un metro se tiene:

(ANEXO A2)

$$P_B = 1.3 \frac{lb}{m} * \frac{1kg}{2.21lb} = 0.59kg/m$$

DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO CORRESPONDIENTE AL DESPLAZAMIENTO DE LA CARGA (F_F)

El esfuerzo correspondiente al desplazamiento de la carga, es la fuerza necesaria que requiere nuestro sistema para poder transportar las cajas de cartón de flores desde la zona de carga hasta la zona de descarga.

$$F_F = f * L * \left(\frac{Q_M}{3.6v} + 2p_B + p_{RI} \right) \text{ Ecuación (5)}$$

Donde:

$$f = \text{Coeficiente de fricción} = 0.035 \text{ (tabla 2.4)}$$

$$L = \text{Longitud de trabajo} = 1.0 \text{ m}$$

$$Q_M = \text{kilogramos transportados por hora} = \frac{2Ton}{h} * \frac{1h}{3600s} * \frac{1000kg}{1Ton}$$

(2Ton peso total a transportar 6.1(3))

$$Q_M = 0.55kg/s$$

$$v = \text{velocidad de transporte} = 1.5m/s$$

$$p_B = \text{Peso de la banda}$$

$$p_{RI} = \text{Peso de los rodillos}$$

El coeficiente de fricción depende de las condiciones del medio ambiente de trabajo de la máquina. Se tomó transportando flores de similares características.

$$F_F = 0.035 * 1 * \left(\frac{0.55kg/s}{3.6*(1.5m/s)} + 2(0.59kg/m) + 3.67kg/m \right)$$

$$F_F = 0.17kg$$

DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO TANGENCIAL CON PÉRDIDAS

Con la ecuación (7) se calcula el esfuerzo tangencial.

$$F_T = \frac{Q_M * H}{3.6v} + C * f * l \left(\frac{Q_M}{3.6v} + P_m \right)$$

Donde:

P_m = Es la suma de las partes móviles (peso: rodillo y banda)

C = Factor de longitud de banda = 9 GRAFICA 2.1

$$P_m = 2p_B + p_{RI}$$

$$P_m = 2(0.59 \text{ kg/m}) + 0.59 \text{ kg/m}$$

$$P_m = 1.77 \text{ kg/m}$$

$$F_T = \frac{0.55 \text{ kg/s} * 1.0 \text{ m}}{3.6(1.5 \text{ m}) \text{ s}} + 9 * 0.035 * 1.0 \text{ m} \left(\frac{0.55 \text{ kg/s}}{3.6(1.5 \text{ m}) \text{ s}} + 1.77 \text{ kg/m} \right)$$

$$F_T = 0.78 \text{ kg}$$

CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL RODILLO Y DEL MOTOR

Para el cálculo de la potencia se determina un intervalo de tiempo para transportar los productos desde la zona de carga hasta la zona de la descarga en el desplazamiento de la banda transportadora para esto utilizamos la ecuación (8)

$$Pot = \frac{Q_M * H}{270} + \frac{C * f * l}{270} (Q_M + 3.6 * v + P_m)$$

$$Pot = \frac{9 * 0.035 * 1}{270} (0.55 \text{ kg/s} + 3.6(1.5 \text{ m/s}) * 1.77 \text{ kg/m})$$

$$Pot = 0.012 \text{ C.V.}$$

$$Pot = 8.83E^{-03} \text{ KW} = 0.12 \text{ Hp}$$

Tenemos que la potencia requerida por el rodillo para transportar las cajas es de $8.83E^{-03}KW$ transformando nos da 0.12Hp, ya que tenemos que tomar en cuenta el rendimiento eléctrico del motor (ANEXO D2)

$$H_T = \frac{Pot_{rodillo}}{n_T}$$

Donde:

$H_T =$ Potencia requerida por el motor

$n_T =$ Rendimiento mecánico del sistema

El rendimiento mecánico del sistema viene dado por el producto de los rendimientos de los reductores de revoluciones y el rendimiento eléctrico como no se ha utilizado reductores el rendimiento mecánico será igual rendimiento eléctrico estos valores se pueden encontrar en el ANEXO D (1) y (2)

$$n_T = n_E * n_{RV} \text{ (ANEXO D2)}$$

$$n_T = 0.74 * 0.92$$

$$n_T = 0.6808$$

$n_E =$ Rendimiento eléctrico

Entonces la potencia del motor es:

$$H_T = \frac{0.12}{0.6808}$$

$$H_T = 0.18 KW = 0.23Hp$$

CÁLCULOS DE LAS TENSIONES

Para el funcionamiento de la banda de transporte se procede con el cálculo de las tensiones una vez que ya se conoce la potencia del motor, para eso se utiliza la ecuación (14). Para el cálculo de T1, la ecuación (15) para el cálculo de T2 y la ecuación (16) para el cálculo de T3

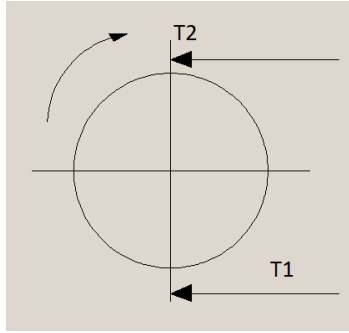


FIGURA 6.1.- TENSIONES PRODUCIDAS EN EL RODILLO MOTRIZ

$$W = F_T$$

$$T_1 = F_T * K$$

Donde:

$T_1 =$ Tensión lado fuerte

$T_2 =$ tensión lado flojo

$F_T =$ Esfuerzo tangencial (ya calculado $F_T = 0.564\text{kg}$)

$K =$ Coeficiente de transmisión con ángulo de arrollamiento 180° debido a que la banda se asienta solo en esta sección y es rodillo desnudo, donde:

$K = 2,05$ (Tabla 2.1)

Entonces: T_1 da:

$$T_1 = 0.5138\text{kg} * 2.05$$

$$T_1 = 1.025 \text{ kg}$$

La tensión 2 que tiene que ver con el lado flojo de la banda es:

$$T_2 = F_T * (K - 1)$$

$$T_2 = 0.564\text{kg} * (2.05 - 1)$$

$$T_2 = 0.592\text{kg}$$

En el extremo opuesto de la longitud se encuentra la T_3 donde es igual a la T_4 , para la obtención de la tensión de fricción en el ramal producida por el peso del material y la banda se lo obtiene de la siguiente manera:

$$T_2 = T_1 - (P_M + P_B) * H - T_f(m + B)$$

En base a la siguiente figura se calcula la T_f donde la carga P es el peso de la banda sumando el peso de transporte y N la fuerza normal.

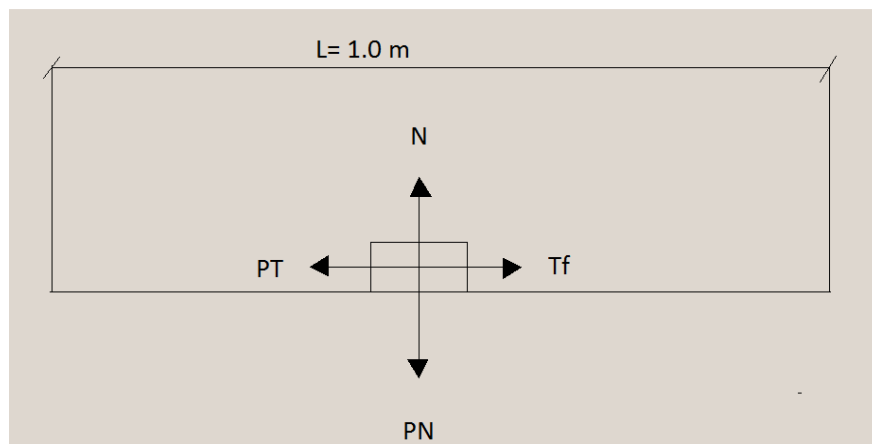


FIGURA6.2.- CÁLCULO DEL T_f

$$P = P_M + P_B / 2$$

Donde:

$$P_M = \text{peso del material a transportar} = 3.5 \text{ lb}$$

$$p_B = \text{peso de la banda} = 1.3 \text{ lb}$$

$$P = 3.5 \text{ lb} + 0.65 \text{ lb}$$

$$P = 4.15 \text{ lb}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje x y en el eje y

$$\sum F_y = 0$$

$$N - P_N = 0$$

$$P_N = P = 4.15lb$$

$$\sum F_x = 0$$

$$T_f - P_T = 0$$

Componente de la carga en el eje x

$$P_T = 4.15lb = 1.88 kg$$

$$T_f = P_T = 1.88 kg$$

$$T_3 = 1.025 kg - \left(1.58 \frac{kg}{m} + \frac{0.59kg}{m} \right) 1.0m - 1.88 kg \text{ Ecuación (16)}$$

$$T_3 = 0.735 kg \approx T_4 = T_3 = 0.735 kg$$

PARA EL RODILLO Y LA BANDA TRANSPORTADORA SE NECESITA MAYOR ADHERENCIA PARA GARANTIZAR SU USO

Con el fin de evitar derrames del material en las guías de carga a consecuencia de una flecha excesiva de la banda con respecto a los rodillos

$$T_o = \frac{(p_M + p_B) * l^2}{8 * f} (Kg) \text{ Ecuación (18)}$$

Donde:

$$l = \text{Distancia entre rodillos} = 0.19 m$$

$$f = \text{Flecha máxima permisible de } l(\text{pág 26}) = f = 5.7E^{-3} = 3\%$$

$$T_o = \frac{\left(1.58 \frac{kg}{m} + 0.59kg/m \right)}{8 * 5.7E^{-3}} (0.19 m)^2$$

$$T_o = 1.72 kg = T_3 = T_4$$

Como $T_0 = T_3 =$ aumenta T_1 ; ecuación (14) y T_2 ; de la ecuación (15)

Despejando T_1 de la ecuación (16) tenemos:

$$T_1 = T_3 + (p_M + p_B) * H + T_{f(m+B)}$$

$$T_1 = 1.72 \text{ kg} + \left(1.58 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 0.59 \text{kg/m}\right) * 1.0 \text{ m} + 1.88 \text{ kg}$$

$$T_1 = 5.78 \text{ Kg} = 12.77 \text{ lb}$$

Reemplazando en (14)

$$F_T = \frac{5.78 \text{ Kg}}{2.05}$$

$$F_T = 2.82 \text{ Kg}$$

$$T_2 = F_T * KT_2 = 2.82 \text{ Kg} * 2.05T_2 = 5.781 \text{ Kg}$$

En base a estas tensiones es posible calcular el valor del factor de seguridad para el rodillo que se utilizó en la banda transportadora

DISEÑO DE LOS RODILLOS

Los rodillos se encuentran ubicados en posición horizontal y le permiten a la banda que mantenga las tensiones establecidas, sin que pandee o se cuelgue en donde el motor pueda girar permitiendo el transporte del producto

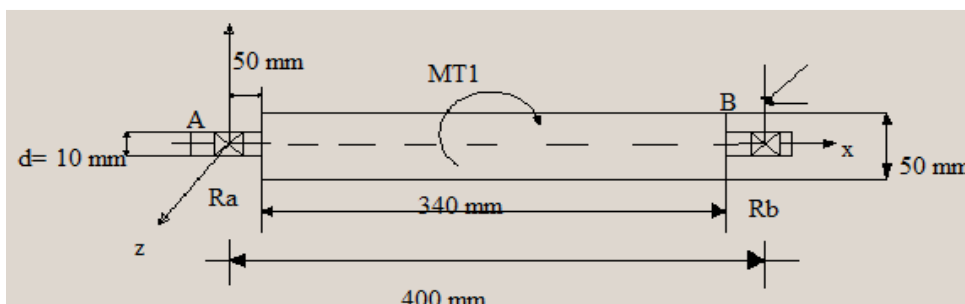


FIGURA 6.3.- FUERZAS QUE ACTÚEN EN EL RODILLO

Para producir el mayor torque se toma $T_1 = 5.78 \text{ Kg}$ por producir el mayor torque en el centro del rodillo, el material que se fabrica el rodillo es el acero de transmisión AISI 1018 cuyas características se encuentran en el ANEXO (B2)

ACERO DEL RODILLO 1018 AISI

-Laminado en Frío ($S_y = 54 \text{ Kpsi}$, $S_{ut} = 64 \text{ Kpsi}$)

-Maquinado

Confiabilidad = 90% ANEXO D (5)

CÁLCULOS DE LOS ESFUERZOS EN EL RODILLO

En este cálculo se toma en cuenta el peso del rodillo, la tensión generada por la banda, las fuerzas producidas en los puntos de apoyo.

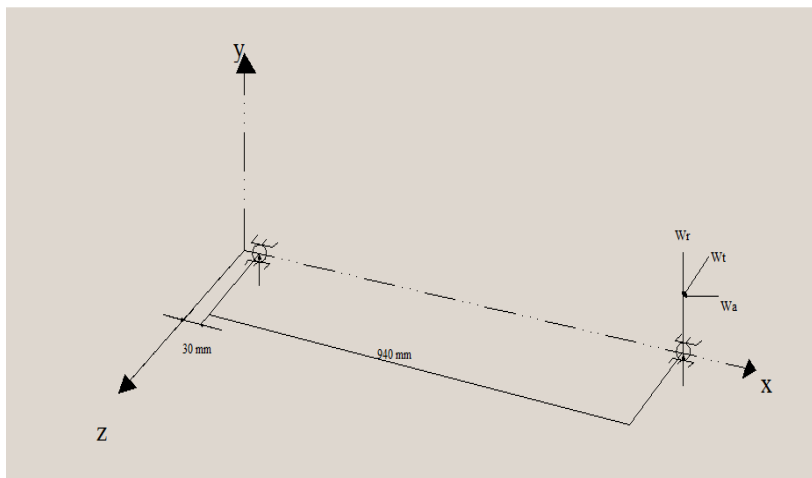


FIGURA 6.4.- FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTÚAN EN EL RODILLO

Donde:

$$W_T = \text{Peso del transporte} + \text{peso del rodillo}$$

$$W_T = 3.5 \text{ lb} + 2.7 \text{ lb} = 6.2 \text{ lb}$$

$$W_T = 6.2 \text{ lb} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W_T = 60.82 \text{ N} = P_1$$

Calculo de la velocidad angular del motor a la salida del reductor.

$$V_P = \frac{\pi * d * n}{12}$$

$$V_P = \frac{\pi * 0.04 * 550 \text{ rpm}}{12}$$

$$V_P = 5.75 \frac{\text{pies}}{\text{m}}$$

$$W_t = \frac{33000 * P}{V_p} \quad \text{Ecuación (30)}$$

$$W_t = \frac{33000 * 0.35}{5.75}$$

$$W_t = 2008.69 \text{ lb}$$

Cálculo de la fuerza radial W_r con la ecuación:

$\phi = \text{Ángulo de presión} = 20^\circ$ Tomado de libro de SHYGLEY (Pág 703)

$$W_r = W_t * \tan \phi * \cos \gamma \quad \text{Ecuación (31)}$$

$$W_r = 2008.69 \text{ lb} * \tan 20^\circ * \cos 30^\circ$$

$$W_r = 693.17 \text{ lb}$$

Cálculo de la fuerza axial W_a con la ecuación:

$$W_a = W_t * \tan \phi * \sin \gamma \quad \text{Ecuación (32)}$$

$$W_a = 2008.69 \text{ lb} * \tan 20^\circ * \sin 30^\circ$$

$$W_a = 4439.98 \text{ lb}$$

DISEÑO POR FATIGA

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_{\sigma} \quad \text{Ecuación (34)}$$

Donde:

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de confiabilidad

k_d = Factor de temperatura

k_e = Factor de modificación de esfuerzo

k_f = Factor de esfuerzos diversos

S_{σ} = Límite de fatiga del eje rotatorio

$$k_a = 0.83$$

$$k_b = 0.869 * d^{-0.097} \quad 0.3 < d < 10 \text{ plg}$$

$$k_b = 0.869 * (0.64)^{-0.097}$$

$$k_b = 0.907$$

$$k_c = 0.897 \quad R = 90\% \text{ ANEXO D (5)}$$

$$k_d = 1 \left\{ \begin{array}{ll} & T < 450 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (840 }^\circ\text{F)} \\ 550^\circ\text{C} & \left\{ \begin{array}{ll} 1 - 5.8 \text{ E}^{-3} & T - 450 \dots\dots\dots 450^\circ\text{C} < T < \\ & T - 840 \dots\dots\dots 840^\circ\text{C} < T < \end{array} \right. \\ 1020^\circ\text{C} & \left\{ \begin{array}{ll} 1 - 3.2 \text{ E}^{-3} & \end{array} \right. \end{array} \right.$$

$$k_f = 1$$

$$k_e = 1$$

$$S_{\sigma} = 0.5 (64Kpsi)$$

$$S_{\sigma} = 32 Kpsi$$

Reemplazando en la ecuación (34)

$$S_e = k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f, S_{\sigma}$$

$$S_e = 0.83 * 0.907 * 0.897 * 1 * 1 * 32Kpsi$$

$$S_e = 21.60 Kpsi$$

DISEÑO DEL EJE

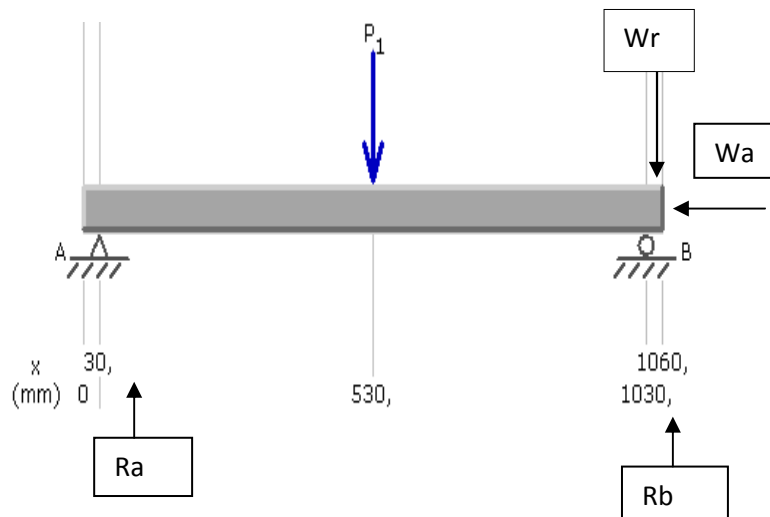


FIGURA 6.5.- FUERZAS ACTUANTES EN EL PLANO (X, Y)

$$\sum M_A = 0$$

$$-P(0.5m) + R_b(1.0m) - W_r(1.03m) = 0$$

$$-6.2lb(0.5m) + R_b(1.0m) - 693.17 lb(1.03m) = 0$$

$$R_b = 7.17 lb$$

Componente horizontal

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} - W_a = 0$$

$$R_{ax} = 4439.98 \text{ lb} = W_a$$

Componente Vertical

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} - P + R_{by} - W_r = 0$$

$$R_{ay} - 6.2 \text{ lb} + 717.07 \text{ lb} - 693.17 \text{ lb} = 0$$

$$R_{ay} = -17.7 \text{ lb}$$

Como ya se ha encontrado las reacciones en los puntos A y B, se realiza los diagramas de fuerza cortante y momentos flectores.

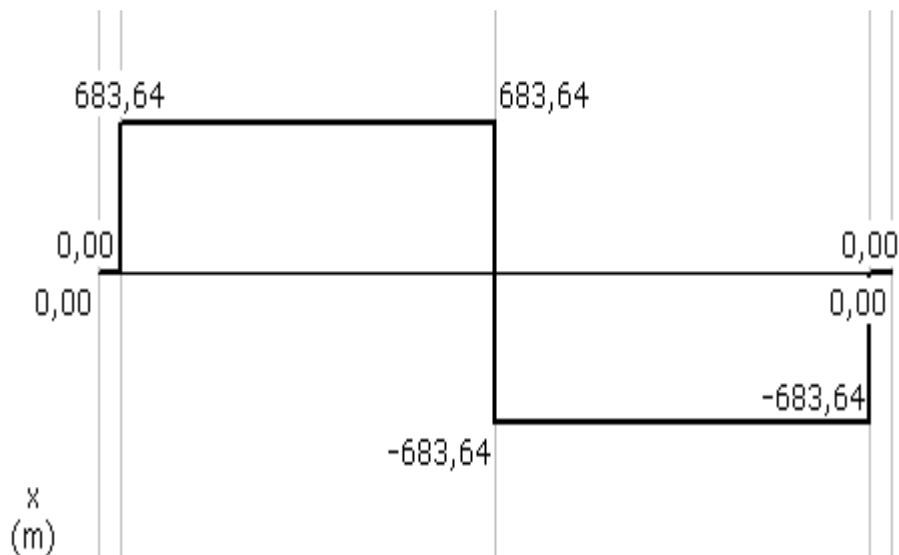


FIGURA 6.6.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

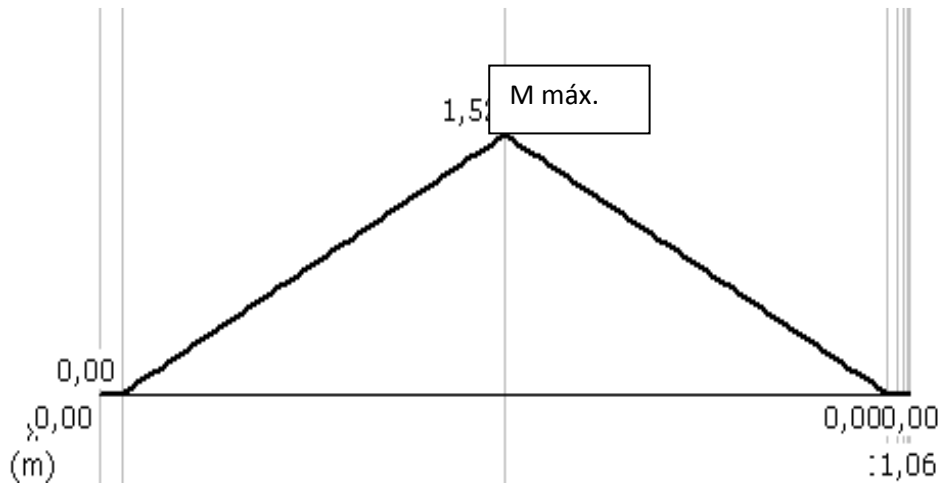


FIGURA 6.7.- DIAGRAMA DE MOMENTOS

DISEÑO DEL EJE EN EL PLANO XZ

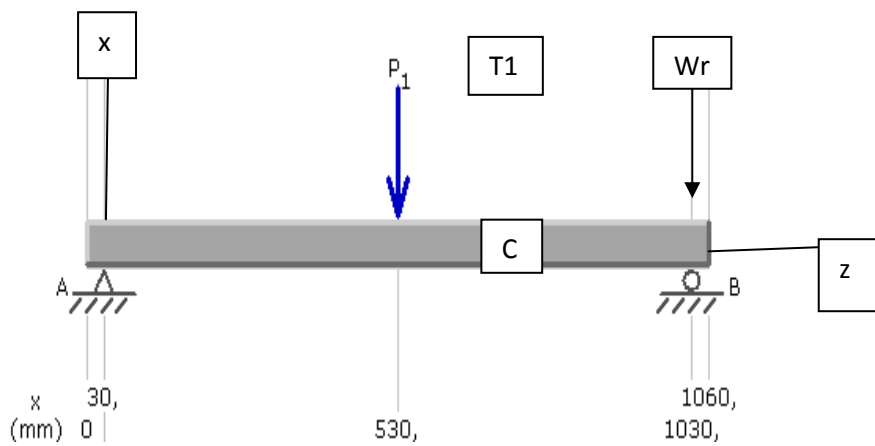


FIGURA 6.8.- FUERZAS ACTUANTES EN EL PLANO (X, Z)

Al momento de trasladar la tensión máxima producida por la banda en el rodillo, se determina la fuerza que se aplique en el rodillo es T1

$$\sum M_A = 0$$

$$-T1(0.5m) + Rbz(1.0m) - 2008.69lb(1.03m) = 0$$

$$12.77lb(0.5m) + Rbz(1.0m) - 2008.69lb(1.03m) = 0$$

$$Rbz = 2062.56lb$$

Componente vertical

$$\sum F_z = 0$$

$$Raz - T1 + Rbz - Wt = 0$$

$$Raz = 12.77\text{lb} - 2062.56\text{lb} + 2008.69\text{lb}$$

$$Raz = -41.1\text{lb}$$

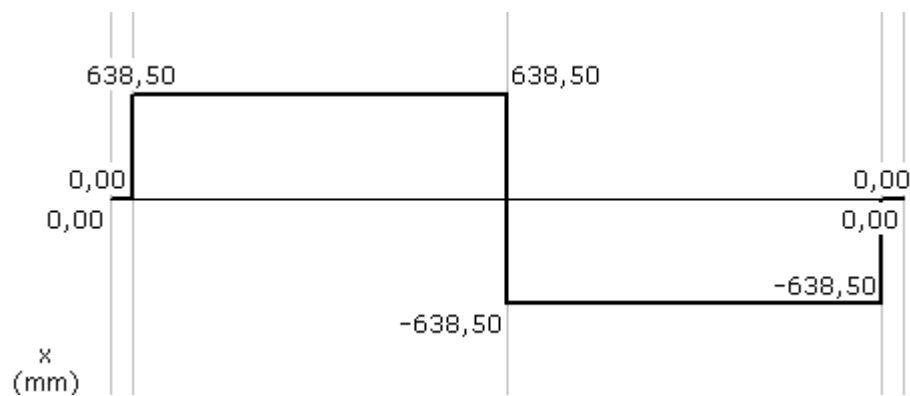


FIGURA 6.9.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN EL PLANO XZ

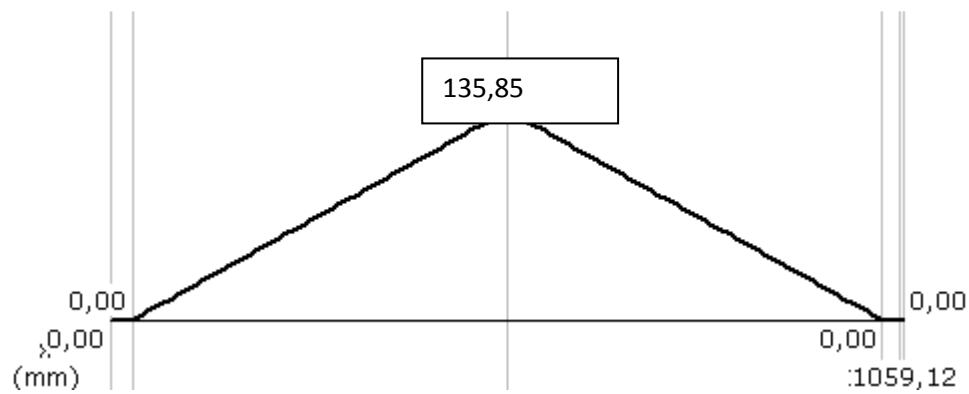


FIGURA 6.10.- DIAGRAMA DE MOMENTOS

Determinando las reacciones en los puntos A y B, mediante el teorema de Pitágoras se tiene:

$$RA = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2 + R_{az}^2}$$

$$RA = \sqrt{4439.98^2 + -17.7^2 + 41.11^2}$$

$$RA = 4440.20 \text{ lb}$$

$$RB = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2 + R_{bz}^2}$$

$$RB = \sqrt{7.17^2 + 2062.56^2}$$

$$RB = 218.3 \text{ lb}$$

Momento máximo en el punto C

$$Mmax = \sqrt{1.52^2 + 215.85^2}$$

$$Mmax = 215.86 \text{ lb}$$

El torque que ejerce el motor hacia el rodillo se puede determinar en base de la potencia del motor ya calculada anteriormente.

$$T = \frac{63000 * H}{n}$$

$$T = \frac{63000 * 0.35}{550}$$

$$T = 40 \text{ Nm} \text{ Ecuación (19)}$$

De acuerdo con los esfuerzos fluctuantes se tiene que determinar la amplitud del esfuerzo y del esfuerzo medio que se produce cuando existe la inversión completa de giro del rodillo, con las siguientes ecuaciones:

FLEXIÓN ANEXO D (15)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Donde:

σ_a = amplitud del esfuerzo

σ_m = esfuerzo medio

σ_{max} = esfuerzo máximo

σ_{min} = esfuerzo mínimo

$d=8\text{mm}=0.31\text{plg}$

$$\sigma_{min} = -\frac{32 * M}{\pi * d^3} \text{Ecuación(23)}$$

$$\sigma_{min} = -\frac{32 * 215.86\text{lb} * \text{plg}}{\pi * 0.31^3 \text{plg}^3}$$

$$\sigma_{min} = -1.07\text{Kpsi}$$

$$\sigma_{max} = 0.31\text{Kpsi}$$

$$\sigma_a = \frac{1.07\text{Kpsi} - (-1.07\text{Kpsi})}{2}$$

$$\sigma_a = 1.07\text{Kpsi}$$

$$\sigma_m = 0$$

TORSIÓN:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_{max} = \tau_{min} = 16T_t/\pi d^3$$

Donde:

$T_t = \text{torque producido por la fuerza tangencial del engrane } W_t$

$$T_t = W_t * d$$

$$T_t = 2008.69\text{lb} * 0.39 \text{ plg}$$

$$T_t = 2551.03\text{lb} * \text{plg}$$

$$\tau_{max} = \frac{16 * 2551.03\text{lb} * \text{plg}}{\pi * (0.31)^3 \text{plg}}$$

$$\tau_{max} = 6.34 \text{ Kpsi}$$

$$\tau_a = 0$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{xa})^2 + 3(\tau_{xym})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{xm})^2 + 3(\tau_{xym})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(0)^2 + 3(6.34)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 10.98 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(1.07)^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 1.07 \text{ Kpsi}$$

Entonces el factor de seguridad nos da Ecuación (26)

$$\frac{1}{n} = \frac{10.98}{64} + \frac{1.07}{21.60} = 0.22$$

$$n = 4.5$$

SELECCIÓN DE COJINETES

Los rodamientos son una parte importante en la construcción de la banda transportadora ya que nos permite disminuir las fricciones entre un elemento fijo y un elemento móvil dentro del sistema de transporte.

Para iniciar con este cálculo se parte de datos que anteriormente ya fueron calculados como son la velocidad: la velocidad del motor a la salida del eje, la vida de los rodillos, toman dando en cuenta el tipo de máquina y el uso el uso que se le da y por último la carga que va a soportar.

$$n = 550 \text{ rpm}$$

$$L_{10}=3000 \text{ (Tomada del catálogo General SKF ANEXO (D12))}$$

$$P = 218.3 \text{ lb} * \frac{4.448\text{N}}{1\text{lb}} = 970.9 \text{ N}$$

$$f_s = 1.4$$

Donde:

$n = \text{Velocidad angular del motor}$

$L_{10} = \text{Vida de los rodillos}$

$P = \text{Carga dinámica equivalente}$

$f_s = \text{Factor de seguridad ANEXO D (13)}$

Se desea trabajar con un rodamiento rígido de bolas con placas de protección. De la siguiente tabla se obtiene los valores C/P ANEXO D (12), estos valores han sido previamente interpolados para el valor de $L_{10}=3000$ y $n= 550$ rpm.

TABLA 6.1.- VALORES C/P PARA VIDA DE RODAMIENTOS

$L_{10} \backslash n$	5000	550	630
2500	4.23	4.37	4.56
3000	4.42	4.61	4.75
3200	4.56	4.74	4.93

CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA

Donde:

$C = \text{Capacidad de carga dinámica}$

$$C = 4.61 * P$$

$$C = 4476.30 \text{ N}$$

CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA NECESARIA C_o

Para ello debemos calcular la carga estática equivalente, que tiene relación con las cargas axiales y cargas radiales que se presentan en los rodamientos. Ecuación ANEXO (D11)

$$P_o = 0.6F_r + 0.5F_a$$

Donde:

$P_o = \text{Carga estática}$

$F_r = P = \text{Carga radial}$

$F_a = \text{Carga axial}$

$$P_o = 0.6(970.9)$$

$$C_o = f_s * P_o$$

$$C_o = 2685.51 \text{ N}$$

Se selecciona el cojinete: Con los valores de C_o y C que sean superiores para tener un margen más amplio de seguridad SKF de rodamientos ANEXO D (14) se escoge el rodamiento de la serie 6000-z SKF que tiene las siguientes características:

$C = \text{Capacidad de carga dinámica} = 4620 \text{ Newtons}$

$C_o = \text{Capacidad de carga estática} = 1960 \text{ Newtons}$

$$D = 26 \text{ mm}, d = 10 \text{ mm}, B = 8 \text{ mm}$$

Como se muestra que la capacidad de carga con la que opera los rodamientos rígidos de bolas con un diámetro interior de 30 mm es superior a la calculada se escoge el rodamiento.

$$C_{0,necesaria} < C_{0,tablas}$$

$$4476.30 \text{ N} < 4620 = \text{O.K.}$$

SELECCIÓN DE BANDAS

Potencia del Motor = $\frac{1}{2}$ Hp

$$n_{motor} = 550 \text{ rpm}$$

$$n_{salid} = 1250 \text{ rpm}$$

$$m_G = \frac{n_{entr}}{n_{salid}}$$

$$m_G = \frac{550}{1250} = 0.44$$

$$m_{G1} = m_{G2} = \sqrt{0.44} = 0.66$$

$$D_{P2} = 2plg$$

$$D_{P3} = D_{P2} * m_G$$

$$D_{P3} = 2plg * 0.66 = 1.32plg$$

CÁLCULO DE LA POTENCIA CORREGIDA:

$$H_d = K_s * n * H_{req}$$

$n = 1$ asumido factor de seguridad

$K_s = 1.2$ Tabla 6.2 Factor de servicio

TABLA 6.2.- FACTOR DE SERVICIO PARA BANDAS

Factores de correccion para bandas 3V, 5V, 8V

TABLA 7-1 Factores de servicio para bandas V

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ^a Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional ^b Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSíncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.
^bMonofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Driven Machinery	Source of Power	
	Normal Torque Characteristic	High or Nonuniform Torque
Uniform	1.0 to 1.2	1.1 to 1.3
Light shock	1.1 to 1.3	1.2 to 1.4
Medium shock	1.2 to 1.4	1.4 to 1.6
Heavy shock	1.3 to 1.5	1.5 to 1.8

$$H_d = 1.2 * 1 * 0.5$$

$$H_d = 0.6 Hp$$

Una vez determinada la potencia requerida y con el número de revoluciones seleccionamos la sección de la banda que en nuestro caso es la sección A.

TABLA 6.5.- FACTORES DE CORRECCIÓN PARA BANDAS A, B, C

Table 17-13
Angle of Contact
Correction Factor K_1 for
VV* and V-Flat Drives

$\frac{D-d}{C}$	θ , deg	VV	K_1 V Flat
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

Table 17-14
Belt Length Correction
Factor K_2^*

Length Factor	Nominal Belt Length, in				
	A Belts	B Belts	C Belts	D Belts	E Belts
0.85	Up to 35	Up to 46	Up to 75	Up to 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Up to 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 and up	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 and up	330 and up	540 and up	660

* Multiply the rated horsepower per belt by this factor to obtain the corrected horsepower.

Mediante la tabla 6.3 se determina K_1 Y K_2

$$H_a = H_{tab} * K_1 * K_2$$

$$H_a = (H_{tab} + \Delta H) * K_1 * K_2$$

$$H_a = (0.78 + 0.314) * 0.989 * 0.9$$

$$H_a = 0.97Hp$$

BANDA REQUERIDA

$$N_b = \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_b = \frac{0.6 Hp}{0.97Hp} = 0.62$$

$$N_b = 0.62$$

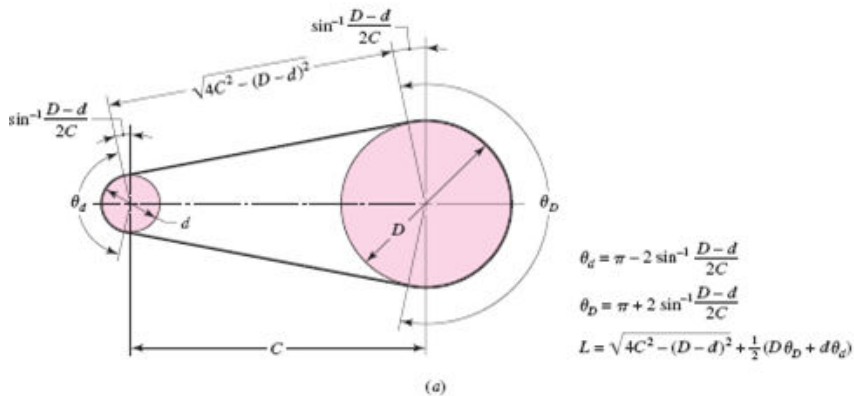


FIGURA 6.11.- DIÁMETROS DE POLEAS

$$v = \frac{\pi * d * n}{12}$$

$$v = \frac{\pi * 2plg * 550rpm}{12}$$

$$v = 287.98 plg/min$$

El valor de K_c se obtiene de la siguiente tabla 6.4:

TABLA 6.6.- CÁLCULO DEL K_c

La distancia entre centros asumimos 17plg y con los diámetros interpolamos para una banda V

Table 17-16

Some V-Belt Parameters*

Belt Section	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

*Data courtesy of Gates Rubber Co., Denver, Colo.

$$F_c = K_c \left(\frac{v}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0.561 \left(\frac{287.98 \text{ plg/min}}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0.04 \text{ plg/min}$$

ÁNGULOS DE CONTACTO:

$$\theta_d = \pi - 2 \arcsen \frac{D - d}{2c}$$

$$\theta_d = \pi - 2 \arcsen \frac{2 \text{ plg} - 1.32 \text{ plg}}{2 * 17 \text{ plg}}$$

$$\theta_d = 3.18$$

$$\exp(f\phi) = 5.479$$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F_{\text{ex}}(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

$$F_1 = 0.04 + \frac{37.9 * 5.479}{5.479 - 1}$$

$$F_1 = 46.40 \text{ lb/b} \quad \square$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 46.40lb - 37.9lb$$

$$F_2 = 8.5 \text{ lb/b}^2$$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

$$F_i = \frac{46.40lb + 8.5lb}{2} - 0.04lb$$

$$F_i = 27.49lb/b^2$$

$$F_t = F_1 + F_2 + F_i$$

$$F_t = 82.39lb/b^2$$

DURABILIDAD

Determinamos el factor K_b y parámetros para bandas en V mediante las siguientes tablas

TABLA 6.7.- PARÁMETROS DEL FACTOR K_b

Belt Section	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

*Data courtesy of Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Table 17-17

Durability Parameters for Some V-Belt Sections
Source: M. E. Spotts, *Design of Machine Elements*, 6th ed. Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1985.

Belt Section	10^8 to 10^9 Force Peaks		10^9 to 10^{10} Force Peaks		Minimum Sheave Diameter, in
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1193	10.926			5.0
C	2038	11.173			8.5
D	4208	11.105			13.0
E	6061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1062	10.153	2.65
5V	1654	12.593	2394	10.283	7.1
8V	3638	12.629	5253	10.319	12.5

$$K_b = 220$$

$$K = 674$$

$$b = 11.089$$

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Nuestro objetivo principal es seleccionar el perfil adecuado para el cálculo de la estructura, especificando sus cargas para garantizar un trabajo eficiente para la banda transportadora.

Debemos tomar en cuenta todos los pesos para el cálculo de la estructura como el peso de la plancha de tol, el motor, el peso de la plancha de tol donde va ubicado el cilindro neumático, el peso del cilindro neumático, el cajetín de circuitos (2 relés, electroválvula neumática), peso de las chumaceras, peso de los rodillos, todas ellas se tomarán en cuenta que existe la carga viva y la carga muerta y siendo necesario factorizarla.

DISEÑO DE LA VIGA

CARGA MUERTA.- Se considera que la carga muerta es el peso de los materiales, equipos y otros elementos soportados por la edificación incluyendo su propio peso, que se suponen que sean permanentes. Están consideradas las siguientes: Peso de la plancha de tol donde va el motor ($w_{p.t}$), peso del motor (w_{mot}), peso del cajetín (w_{cajt}), peso de la plancha donde va ubicado el cilindro neumático ($w_{p.c}$), peso del cilindro (w_{cid}), peso de las chumaceras (w_{ch}), peso de los rodillos (w_{rod}):

$$w_{p.t} = 4.4 \text{ lb}$$

$$w_{mot} = 4.2 \text{ lb}$$

$$w_{cajt} = 3.5 \text{ lb}$$

$$w_{p.c} = 2.3 \text{ lb}$$

$$w_{cid} = 3.7 \text{ lb}$$

$$w_{ch} = 4.8 \text{ lb}$$

$$(w_{rod})= 6.4 \text{ lb}$$

$$D= 4.4\text{lb} + 4.2\text{lb} + 3.5\text{lb} + 2.3\text{lb} + 3.7\text{lb} + 4.8\text{lb} + 6.4\text{lb}$$

$$D=29.3\text{lb}$$

CARGA VIVA (L).- El peso de todos los materiales, equipos y otros elementos móviles soportados por la edificación. No existe una carga viva debido a que no consta de elementos móviles que vayan a variar en el peso de la viga.

$$L=0$$

FACTORIZACIÓN DE LA CARGA(C)

La razón de factorizar la carga es aumentar la vida útil de la estructura, debido a que se aumenta su factor de seguridad.

$$C= 1.2D + 1.6L$$

Donde:

C=Carga Viva

D=Carga Muerta

Factorizando la carga se tiene:

$$C= 1.2D + 1.6L = 35.16 \text{ lb}$$

Esta carga tiene que ser distribuida a lo largo de la viga se tiene:

$$q = \frac{C}{l}$$

Donde:

$q =$ Carga distribuida

$C =$ Carga factorizada

$l =$ Longitud de la viga

$$q = \frac{35.16}{39.37} \text{ plg} = 0.89 \text{ lb/plg}$$

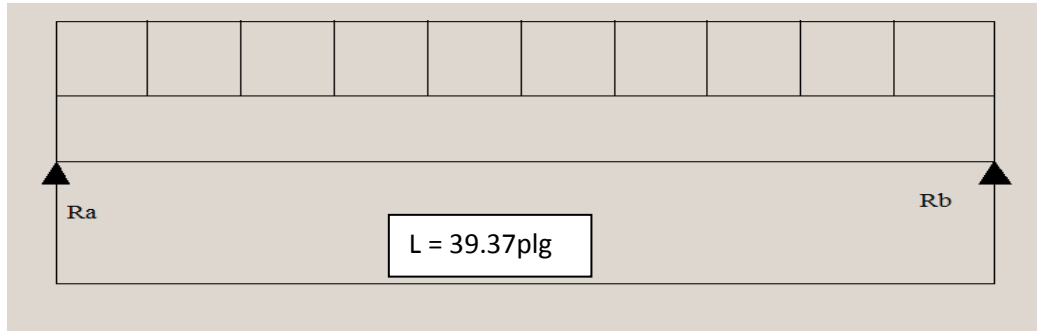


FIGURA 6.12.- DISTRIBUCIÓN EN LA CARGA EN LA VIGA

Cálculo del momento flector máximo para una viga con carga distribuida fórmula tomada del ANEXO E (2).

$$M_{fmax} = \frac{q * l^2}{8}$$

$$M_{fmax} = 172.43 lb * plg$$

En el ANEXO (E 3). El módulo de la sección requerida es:

$$S_{req} = \frac{M_{fmax}}{F_b}$$

Donde:

$$F_b = \text{Se asume que es compacta } F_b = 0.66(F_y) = 23.76 \text{ Kpsi ANEXO E (3)}$$

$$F_y = 36 \text{ Kpsi} = \text{Esfuerzo mínimo de fluencia } A_{36} \text{ ANEXO B (3)}$$

De acuerdo a las propiedades del perfil Tipo T seleccionado (ANEXO B4)

$$S_{req} = 7.26 E^{-3} plg^3$$

$$1.29 \text{ cm}^3 * \frac{1 plg^3}{(2.54cm)^3}$$

$$S_{req} = 0.51 plg^3$$

Se selecciona un perfil tipo T ASTM A36 porque es la que se necesita para cierta aplicación, y por qué es la de menor dimensión de acuerdo al catálogo mostrado en el ANEXO B (4)

$$S_{req} = 0.51 plg^3$$

Aumentando el peso propio de la viga, se tiene:

Peso total del perfil = 2.96 Kg/m

$$W_v = \frac{2.96kg}{m} * \frac{2.2lb}{1kg} * \frac{1m}{39.37 plg} = 0.165 \frac{lb}{plg}$$

$$W_v = \text{peso propio de la viga}$$

Adicionando el peso propio de la viga se recalcula la carga, el momento flector y la sección requerida para compararla con el módulo de sección existente.

$$q_1 = q + W_v$$

$$q_1 = 1.15 lb/plg$$

Recalculando el momento flector máximo con la ecuación ANEXO E (2)

$$M_{fmax} = 196.8 lb * plg$$

Recalculando el módulo de la sección requerida se tiene

$$S_{req} = 8.28 E^{-3} plg^3$$

Como: $S_{req} \text{ teórico} < S_{req} \text{ tabla}$

Se acepta la selección

$$7.26 E^{-3} plg^3 < 0.51 plg^3$$

DISEÑO DE LAS COLUMNAS

Para el diseño de las columnas se tiene tubo cuadrado con la dimensión de 0.9m a esta parte de la estructura se la diseña como pórtico de la siguiente manera ANEXO E (1)

De acuerdo a las propiedades del perfil seleccionado tubo cuadrado

Esta carga tiene que ser distribuida a lo largo del pórtico se tiene:

$$C = 1.2D + 1.6L$$

L=0 CARGA MUERTA

Entonces:

$$C = 36.3 \text{ lb}$$

$$q = \frac{C}{l}$$

$$l = 1.06 \text{ m} = 41.73 \text{ plg}$$

$$q = 0.87 \text{ lb/plg}$$

CARGA MUERTA:

$$W_v = 0.95 \text{ lb}$$

$$D = 29.3 \text{ lb} + 0.95 \text{ lb} = 30.25 \text{ lb}$$

CARGA VIVA

L= 0 no existe

FACTORIZACIÓN LA CARGA: C= 36.3 lb

Esta carga tiene que ser distribuida a lo largo de la viga se tiene:

$$q = \frac{36.3}{41.73} \text{ plg} = 0.87 \text{ lb/plg}$$

Cálculo del momento flector máximo para un pórtico de tubo cuadrado con carga distribuida fórmula tomada del ANEXO (2)

Inercia tomada del catálogo $I = 6.60 \text{ cm}^4 = 2.59 \text{ plg}^4$ (ANEXO B5)

$$M_{fmax} = \frac{q * l^2}{8}$$

$$M_{fmax} = 189.37 \text{ lb*plg}$$

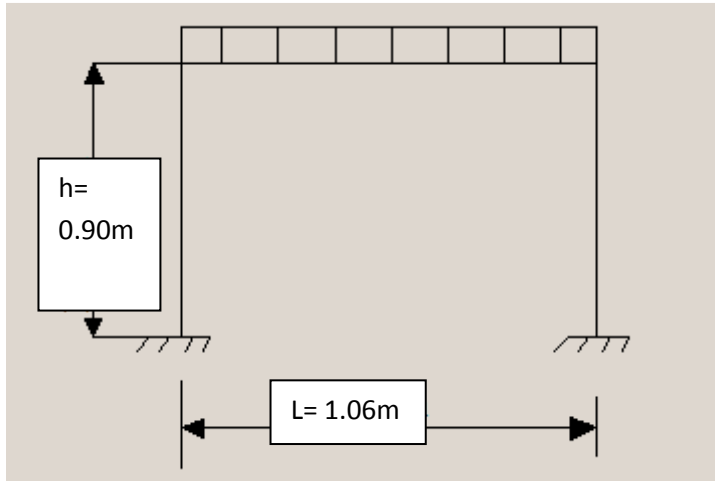


FIGURA 6.13.- DISEÑO DE LA COLUMNA

$$h = 35.43 \text{ plg}$$

$$l = 41.73 \text{ plg}$$

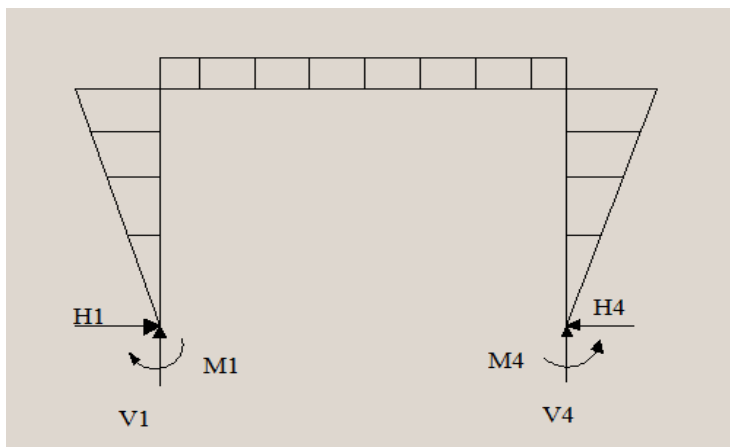


FIGURA 6.14.- DIAGRAMA DE MOMENTO DEL PÓRTICO

Por lo tanto el momento que va a efectuar a la columna es:

$$M_2 = \frac{-C * l}{4 * (3 + \frac{2}{\phi})}$$

Donde:

$C =$ Carga factorizada en la columna

$l =$ longitud de la viga

$\Phi =$ Constante de la estructura ANEXO E (1)

$$\Phi = \frac{I_{1-2}}{I_{2-3}} * \frac{l}{h}$$

Donde:

$I_{1-2} =$ Inercia de la columna 1 – 2

$I_{2-3} =$ Inercia de la columna 2 – 3

$l =$ longitud de la viga

$h =$ longitud de la columna

$\Phi = 1.17$

Reemplazando en la ecuación de momento se tiene:

$$M_2 = -91.86 \text{ lb} * plg$$

Entonces la carga crítica que va a soportar la columna es:

$$P_{cr} = n * C \quad \text{ANEXO E (4)}$$

Donde:

$P_{cr} =$ Carga crítica

$n =$ factor de seguridad =2

$C =$ Carga factorizada

$P_{cr} = 72.6 \text{ lb}$

Entonces se determina la inercia requerida por la columna, con el fin de verificar si es menor a la del tubo cuadrado seleccionada (ANEXO) E (4)

$$I = \frac{P_{cr} * l^2}{c * \pi^2 * E}$$

Donde:

$c = 1$; para la dirección más débil

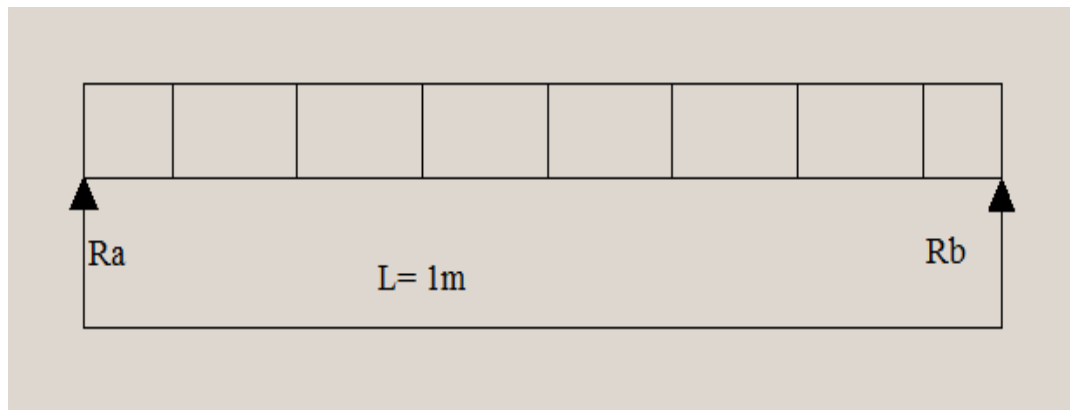
$l =$ largo de la columna

$E =$ Módulo de elasticidad = 30 Mpsi

$$I = 4.23E^{-4}plg^4 < 2.59plg^4$$

Como se puede observar, esta inercia calculada es menor que la del perfil cuadrado seleccionado anteriormente en ANEXO B (5), por lo tanto se acepta el diseño.

DISEÑO DE LA VIGA QUE SIRVE DE SOPORTE DEL MOTOR



+

FIGURA 6.15.- VIGA HORIZONTAL

Esta viga es la que va a soportar el motor, como cargas muertas podemos destacar: peso de la plancha de tol, el peso mismo del motor.

Peso de la columna $W_c = 1.8\text{ lb}$

Peso de los tornillos $W_{tor} = 0.4\text{ lb}$

Peso de la plancha de tol $W_{p,mtr} = 3.5\text{ lb}$

$D = 5.7\text{ lb}$

CARGA VIVA:

L=0

FACTORIZANDO LA CARGA

C= 6.84 lb

Distribuyendo la carga para la longitud de la viga, se tiene:

$$q = 0.173 \text{ lb/plg}$$

El momento flector máximo (ANEXO E (2))

$$M_{fmax} = 22.38 \text{ lb} * \text{plg}$$

Módulo de la sección requerida:

$$S_{req} = 9.42E^{-4} \text{ plg}^3$$

Se selecciona el material tipo tubo cuadrado ASTM que tiene un módulo de sección requerida de $3.40 \text{ cm}^3 = 1.33 \text{ plg}^3$ que es mayor que la calculada $S_{req} = 9.42E^{-4} \text{ plg}^3$ por lo tanto el perfil seleccionado está bien.

SELECCIÓN DEL SISTEMA NEUMÁTICO

Para la selección del cilindro neumático y los componentes como los acoples rápidos electroválvulas y la capacidad del compresor tenemos que realizar algunos cálculos basándonos en fórmulas de selección de componentes neumáticos para ello comenzaremos con la ecuación siguiente.

$$F_{teorica} = A * p \quad \text{Ecuación (41)}$$

En la práctica es necesario conocer la fuerza real. Para determinarla hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presiones de 400 a 800 kPa/4 a 8 bar) se puede suponer que las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada.

Tenemos que:

D= 50mm

d= 12mm

Superficie del émbolo

$$A = D * \frac{\pi}{4} = 50cm \left(\frac{3.1416}{4} \right) = 19.625cm^2 \text{ Ecuación (38)}$$

$$A = 19.625cm^2$$

$$A' = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} \text{ Ecuación(39)}$$

$$A' = 18.5cm^2$$

Para sacar la fuerza teórica una vez calculado la superficie del émbolo y la superficie anular del mismo tenemos que la fuerza teórica de empuje es:

La presión que se asume para poder accionar el cilindro es:

$$p = 6 * 10^5 N/m^2$$

$$F_{teórico} = A * p \text{ Ecuación(40)}$$

$$F_{teórico} = 19.625 * 10^{-4}m^2 * 6 * 10^5 N/m^2$$

$$F_{teórico} = 1117.5 N$$

$$F_R = 10\% \text{ (valor medio)}$$

$$F_n = A * p - F_R \text{ Ecuación(41)}$$

$$F_R = 117.75 N \text{ (10\% Resistencia de rozamiento)}$$

$$F_n = 19.625 * 10^{-4}m^2 * 6 * 10^5 N/m^2 - 117.75 N$$

$$F_n = 1060 N$$

$$F_{t,retn} = A' * p \text{ Ecuación(42)}$$

$$F_{t,retn} = 18.5 * 10^{-4}m^2 * 6 * 10^5 \frac{N}{m} = 1110N$$

$$F_R = 111N \text{ (Resistencia de rozamiento)}$$

$$F_n = A' * p - F_R \text{ Ecuación(43)}$$

$$F_n = 18.5 * 10^{-4} m^2 * 6 * 10^5 N/m^2 - 111 N = 999 N$$

Para disponer de aire y conocer el gasto de energía, es importante conocer el consumo de la instalación. Para una presión de trabajo, un diámetro y una carrera de émbolos determinados se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{101 + \text{Presión de trabajo}}{101.3} \text{ (KPa) Ecuación (44)}$$

CONSUMO DE AIRE

Para disponer de aire y conocer el gasto de energía, es importante conocer el consumo de la instalación.

Para una presión de trabajo, un diámetro y una carrera de émbolo determinado, el consumo de aire se calcula como sigue:

$$\frac{101.3 + 6 * 10^5 N/m^2}{101.3} = 600 \text{ Kpa Ecuación (44)}$$

Relación de compresión x Superficie del embolo x Carrera

La relación de compresión $p_e^2 = p_e^1$ se calcula de la siguiente forma

Con ayuda del ANEXO (F3), se pueden establecer los datos del consumo de aire de una manera más sencilla y rápida. Los valores están expresados por cm de carrera para los diámetros más corrientes de cilindros y para presiones de 200 a 1.500 kPa.

El consumo se expresa en los cálculos en litros (aire aspirado) por minuto.

Fórmulas para calcular el consumo de aire

CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE AIRE

S=40 cm

n=30 ciclos por minuto

$$V_{\text{a}} = \left(40 \text{ cm} \frac{5 \text{ cm}^2 \pi}{4} + 40 \text{ cm} \frac{(5 \text{ cm}^2 - 1.2 \text{ cm}^2) \cdot \pi}{4} \right) * 30 * 0.5 \text{ l/min} \text{ Ecuación(46)}$$

$V_{\text{a}} = 7284 \text{ l/min}$

SELECCIÓN DE LOS ACTUADORES

Los actuadores van a seleccionarse en base al consumo de corriente de los motores del sistema de transporte y del sistema de elevación, teniendo en cuenta que en el arranque para un motor de inducción arrancado a voltaje nominal, el valor de la corriente de arranque es de 4 a 8 veces la corriente del motor a plena carga y aunque puede ser de muy poca duración producirá sobrecargas en la línea y consecuentemente caídas de voltaje muy incidentes en la red.

En base a esto se puede establecer:

-La corriente de los motores a plena carga es de 0.87 A

-El valor de la corriente de arranque es: 4 veces

Por lo que tiene: $I = 0.87 \text{ A} * 4$

$$I = 3.48 \text{ A}$$

La corriente que los actuadores deben soportar es de 3.48 Amperios, por lo que se selecciona un relé CAMSCO MK2P-I, con una capacidad de 5 Amperios

SELECCIÓN DEL CABLE

La selección del cable para las conexiones internas del circuito de control se la realiza de forma similar que los actuadores, tomando en cuenta que la corriente máxima a la cual funciona el circuito es de 3.8 A

Para ello nos basamos en las normas A.W.G (American Wire Gauge Standard ANEXO A (5)

Obteniendo como resultando un alambre sólido de cobre número 14, que tiene una capacidad de 6 Amperios.

6.7.- METODOLOGÍA

El desarrollo de la presente propuesta se encuentra sustentado en el capítulo II que es el marco teórico, donde se tiene referencias para proceder a la construcción de la banda transportadora con un sistema neumático, tomando en cuenta los diferentes sistemas que lo conforman e iniciando con la parte principal de la banda transportadora.

Para seguir de una forma secuencial y no tener complicaciones en la construcción de la banda transportadora se a planteado de la siguiente forma:

-La construcción de la estructura de la banda transportadora y su sistema neumático.

-Construcción del sistema de transporte de banda.

-Construcción del sistema neumático.

-Construcción del circuito de control.

6.7.1.- ESTRUCTURA DE SOPORTE

TABLA 6.8.- MATERIALES DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
PERFIL ESTRUCTURAL TUBO CUADRADO ASTM A36	30*30*3 (mm) L= 6.4m	1
PLANCHA AISI 1020	e =3mm	1

Se hizo la adquisición de un perfil estructurado de tubo cuadrado ASTM A36, de acuerdo a la selección realizada ANEXO (B1) por los diferentes catálogos que se encontraron en el mercado local, para lo cual se acogió en la empresa NOVACERO (ANEXO(C))

La construcción de la estructura se inició con el corte de cuatro tramos de perfil cuadrado de longitud de longitud de 0.90m y dos tramos de longitud de 1.0m para el soporte del motor, posteriormente se cortó dos tramos pequeños de tubo cuadrado de 0.40m tomando en cuenta que a estos perfiles se los corta diagonalmente un longitud de 0.03m en la esquina de los parantes para una mejor soldado de estructura de la máquina.



IMAGEN 6.1.- PERFIL ESTRUCTURAL CUADRADO

A continuación se cortó la sección de perfil T cuatro tramos en lo cual estos nos sirven para soporte de las chumaceras que van colocadas en los lados esquineros, que posteriormente van hacer soldadas para el apoyo de los rodillos que va a generar el movimiento de la banda transportadora la longitud de este perfil es de 1.0 m que tiene las siguientes características ANEXO (B4)

TABLA 6.9.- MATERIALES DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
PERFIL	30*30*3 (mm)	1

ESTRUCTURAL T ASTM A36	L= 4.0 m	
---------------------------	----------	--



IMAGEN 6.2.- PERFIL ESTRUCTURAL T

Una soldado la estructura de la máquina se ubica las chumaceras en las partes esquineras de la estructura en donde van ubicados los rodillos para el movimiento de la banda transportadora. La selección de rodamientos ya se lo calculó anteriormente ANEXO (D 14). Estas chumaceras van ubicadas a 5.5 cm de la esquina de la máquina.



IMAGEN 6.3.- CHUMACERAS

Una vez ubicadas las cuatro chumaceras con pernos 3/8", se ubican los rodillos que generan movimiento a la banda en el cual el eje de uno de estos va ubicado la polea mayor las características de los rodillos y la cantidad que se utilizó.



IMAGEN 6.4.- UBICACIÓN DE LOS PERNOS Y EL RODILLO.

Las dimensiones de los rodillos una vez ubicados en la estructura de la máquina.

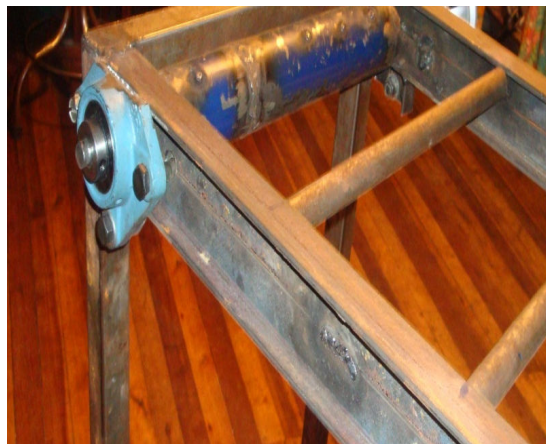


IMAGEN 6.5.- UBICACIÓN DE LOS RODILLOS

TABLA 6.10.- MATERIALES DE LOS RODILLOS

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
TUBO ASTM A36	D=50mm L= 340mm	5
EJES DE TRANSMISIÓN	D= 14mm L= 370mm	5

Para conseguir el tensado de manera uniforme se instaló un perno templador de ½” con 13 hilos/plg en lo cual este consiste en que a medida que se ajusta o se afloja este eje a una tuerca fija soldada. Que nos servirá para el ajustado de la banda textil llamada cueril para la transportación.



IMAGEN 6.6.- UBICACIÓN DE LOS PERNO TEMPLADOR EN LA CHUMACERA MÓVIL

Una vez ubicado los rodillos se procede a la colocación de los 5 tubos colocados en los perfiles T uniformemente a lo largo de la estructura en los cuales generan un movimiento horizontal



IMAGEN 6.7.- UBICACIÓN DE LOS TUBOS EN LOS PERFILES T

TABLA 6.11.- MATERIALES DE LOS TUBOS DESLIZANTES

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
TUBO ASTM A36	D=20mm L= 340mm	5
EJES DE TRANSMISIÓN	D= 14mm L= 370mm	5
CUERIL LONA	Ancho=330mm e= 2mm	2.4 m

A continuación se coloca la polea mayor en la cual mediante una correa 1.3m *13mm A 10 negra genera el movimiento a los rodillos que posteriormente desliza a la banda transportadora horizontalmente IMAGEN 6.8 las características de las poleas se puede apreciar en la siguiente tabla.



IMAGEN 6.8.- UBICACIÓN DE LA POLEA MAYOR

TABLA 6.12.- POLEA Y CORREA

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
POLEA MAYOR	D=2plg d=0.39plg	5
CORREA	L=1.3m *0.013m	5

Mediante una plancha de tol va estar colocado el motor que va hacer el eje principal para el movimiento de las cajas, esta plancha va a estar sujeta al perfil de tubo cuadrado con pernos 3/8” que se puede apreciar en la siguiente imagen.



IMAGEN 6.9.- UBICACIÓN DE LOS PERNOS PARA SUJETAR LA PLANCHA DE TOL

Ya sujeta la plancha de tol lo siguiente va hacer la colocación del motor con los pernos mencionados anteriormente y con dos puntos de suelda con electrodo 6013 con el afán de que este sujeto y no produzca mucha vibración al momento de activarlo a la salida del eje del motor va ubicarse la otra polea en la cual se va a conectar con la correa y posteriormente a la polea mayor.



IMAGEN 6.10.- UBICACIÓN DEL MOTOR

TABLA 6.13.- POLEA Y CORREA

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
MOTOR	½ Hp-A 0.87 (110V)	1
POLEA	D=1plg d=0.39plg	1

Ya construido la estructura con todos los elementos mecánicos por estética se procede a pintar la máquina y a ubicar la banda textil para después ubicar los otros sistemas que nos faltan como son los sistemas neumáticos y eléctricos.



IMAGEN 6.11.- PINTADO Y UBICACIÓN DE LA BANDA TEXTIL

TABLA 6.14.- POLEA Y CORREA

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
CUERIL LONA	Ancho=330mm e= 2mm	2.4 m
PINTURA	1 ltr	1

6.7.2.- CIRCUITO DE CONTROL

TABLA 6.14.- MATERIALES DEL CIRCUITO DE CONTROL

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
RELÉS	CAMSCO(110V) MK2P- I	2

FINALES DE CARRERA	10ª 125/250 VAC	2
ALAMBRE	# 14	5 m
BOTONERA	CAMSCO PWN-15 (22KW)	1

La puesta en marcha de la banda transportadora se realizó mediante la utilización de componentes eléctricos como se lo describió en la TABLA 6.8. Para ello primero se procederá a establecer su forma de funcionamiento mediante un cajetín se les colocará los componentes para evitar daños y demasiados cables al intemperie.

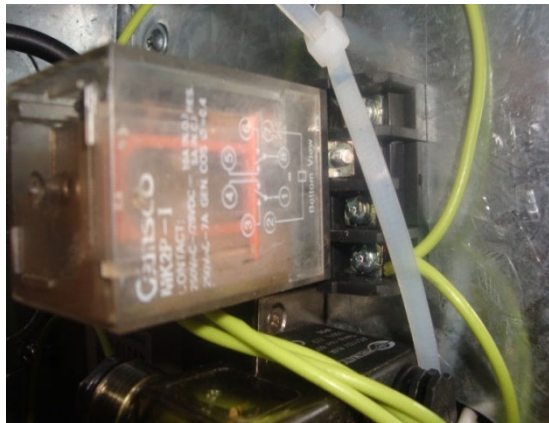


IMAGEN 6.12.- COLOCACIÓN DE LOS RÉLES Y CABLEADOS

Ubicación de los finales de carrera en los cual mediante una activación al momento de topar la caja este envía una señal al sistema neumático detallado más adelante que va a permitir el desplazamiento de cajas hacia su destino.



IMAGEN 6.13.- COLOCACIÓN DE LOS FINALES DE CARRERA

A continuación se coloca la botonera que va a realizar la función de activación del motor con un mando ONN – OFF esta a su vez está conectado con los finales de carrera.



IMAGEN 6.14.- COLOCACIÓN DE LA BOTONERA

6.7.3.- CIRCUITO DE NEUMÁTICO

TABLA 6.15.- MATERIALES DEL SISTEMA NEUMÁTICO

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD
CILINDRO NEUMÁTICO	CILINDRO DNC50*100 1~9.0BAR	1
ELECTROVÁLVULA	4V310-08 Presión 0.15- 0.8Mpa	1
RACORES NEUMÁTICOS	Máx. presión= 1.35Mpa Diámetro externo del tubo: 6m m tamaño de 6. hilos de rosca	6
MANGUERA	5m	1

Por último se realiza la implementación del sistema neumático con los elementos descritos anteriormente en la TABLA 6.9 el cilindro se le ubica en la placa de tol descrita anteriormente en el sistema de transporte de la máquina en donde este va hacer activado por medio de un compresor y una electroválvula neumática, al momento que la caja tope a los finales de carrera donde se envía una señal que activa el cilindro y le desplaza a la caja, a su vez la caja topa el otro final de carrera donde envía la señal que retorna el cilindro a su posición inicial.



IMAGEN 6.15.- COLOCACIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

La electroválvula de características ya detalladas es la principal para el desplazamiento y el retorno del cilindro neumático en los cuales esta es de 5/2 con 2 silenciadores y con 3 acoples rápidos que se encuentran en el cajetín.



IMAGEN 6.16- COLOCACIÓN DE LA ELECTROVÁLVULA NEUMÁTICA

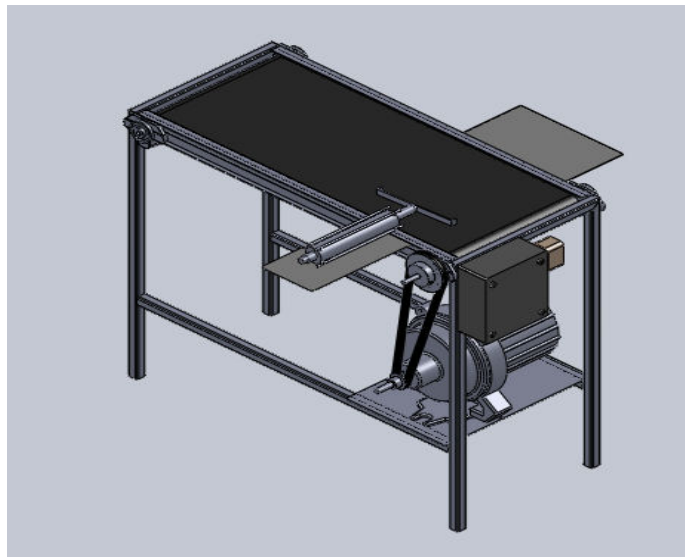
Finalmente tenemos la máquina completa en lo cual va a transportar cajas de flores.

Para el manejo de la máquina se ha visto la prioridad de sintetizar los elementos actuadores que podrán en funcionamiento y permitirán el transporte correctamente de productos.

- 1.- Conectamos el circuito de control a una alimentación de 110 V (AC) y procedemos a encenderlo pulsando la botonera ONN- OFF que se encuentra ubicado en el cajetín.
- 2.- Es necesario una fuente de alimentación de corriente directa. Para poner en funcionamiento al sistema de control.
- 3.- En el momento en que empieza a funcionar la banda transportadora se procede a colocar las cajas a transportar sin olvidarse de no colocarse cargas mayores a las especificadas anteriormente.



IMAGEN 6.17.- MÁQUINA TRANSPORTADORA DE CAJAS



CONCLUSIONES

-Mediante el diseño y construcción de la transportadora se puede establecer que las normas más comúnmente utilizadas son las NORMAS DIN, donde se hace referencia a diferentes métodos para la obtención de datos reales que permiten realizar un correcto diseño de los mecanismos, dándoles un amplio margen de seguridad para alargar la vida de la máquina, a más de ello se utilizaron las normas INEN N:09, en donde se recomienda las técnicas del dibujo mecánico para el dimensionamiento de cada elemento y especificar las medidas en los planos requeridos durante la construcción.

-Los parámetros más importantes que se encuentran en la construcción de la máquina transportadora son los siguientes: La potencia requerida por los motores que en nuestro caso es de $\frac{1}{2}$ Hp, es directamente proporcional con el peso de los productos a transportar (2 a 3.5 lb). La velocidad de transporte es de 1.5 m/s.

-La mayoría de los trabajadores desconocen sobre las aplicaciones de la neumática y bandas transportadoras en la industria florícola para poder transportar paquetes de flores de un lugar a otro.

-En la microempresa los girasoles no se utilizan estos tipos de sistemas de transportación para poder desplazar los paquetes de flores hacia su destino final.

6.8.- ADMINISTRACIÓN

A continuación se presenta los costos de los materiales de los materiales que se utilizaron para la construcción de la banda transportadora horizontal.

ESTRUCTURA PARA LA BANDA TRANSPORTADORA

TABLA 6.16.- COSTOS DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

ESTRUCTURA DE SOPORTE				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNIDAD(\$)	COSTO TOTAL (\$)
1	Perfil estructural: tubo cuadrado	12	6.00	72.00
2	Pernos 3/8; acero grado 8	16	0.72	11.52
3	Electrodos 6013	1/2	4.50	4.50
4	Pintura	1ltr	4.20	4.20
5	Lija	2	0.90	1.80
6	Plancha de tol de 3mm	1	10	10
TOTAL				104.02
10% DE IMPREVISTOS				10.402
COSTO TOTAL				114.42

SISTEMA DE TRANSPORTE

TABLA 6.17.- COSTOS DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE

SISTEMA DE TRANSPORTE				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNIDAD (\$)	COSTO TOTAL (\$)

1	Platina	8	6.00	6.00
2	Electrodos	1/2	4.50	4.50
3	Tubo de 2"	2	7.50	15.00
4	Chumaceras	4	19.30	77.20
5	Motor	1	75.00	75.00
6	Banda de transporte	3m	4.90	14.70
7	Platina	1	3.50	3.50
8	Pintura	1ltr	4.20	4.20
9	Lija	2	0.80	1.60
10	Polea mayor	1	5.50	5.50
11	Polea menor	1	3.20	3.20
12	Banda para polea	1	6.50	6.50
TOTAL				210.69
10 % DE IMPREVISTOS				21.69
COSTO TOTAL				238.59

CIRCUITO DE CONTROL

TABLA6.18.-COSTOS DE MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL

SISTEMA DE CONTROL				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNIDAD (\$)	COSTO TOTAL (\$)
1	cajetín	1	4.80	4.80
2	Relés	2	7.20	14.40
3	Bases de relés	2	1.40	2.80
4	Toma corriente	1	0.75	0.75
5	Alambre #	3m	1.20	3.60

6	Pulsador	1	3.40	3.40
7	tornillos	1/2	1.20	1.20
8	Finales de carrera	2	3.70	7.40
TOTAL				38.35
10 % DE IMPREVISTOS				3.83
COSTO TOTAL				42.18

SISTEMA NEUMÁTICO

TABLA 6.19.-COSTO DEL MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA NEUMÁTICO

SISTEMA DE CONTROL				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNIDAD (\$)	COSTO TOTAL (\$)
1	Cilindro neumático	1	35.00	35.00
2	Electroválvula	1	37.00	37.00
3	Racores neumáticos	6	2.00	12.00
4	Manguera	5m	1	5.00
5	Compresor	1	45.00	45.00
TOTAL				134.00
10 % DE IMPREVISTOS				13.40
COSTO TOTAL				147.40

MANO DE OBRA

TABLA 6.20.- COSTO DE LA MANO DE OBRA

MANO DE OBRA		
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	COSTO
1	Mecánica	200
	TOTAL	200

BANDA TRANSPORTADORA

TABLA 6.21.- COSTO FINAL DEL ELEVADOR HORIZONTAL

MANO DE OBRA		
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	COSTO
1	Estructura de la banda	114.42
2	Sistema de transporte	238.59
3	Sistema de control	42.18
4	Sistema neumático	147.40
5	Mano de obra	200.00
	TOTAL	742.59

6.9.- MANTENIMIENTO DE LA BANDA TRANSPORTADORA

ESTRUCTURA

La estructura se mantendrá en buenas condiciones si sigue los siguientes pasos:

-Evitar todo lo que se refiere a cargas excesivas en su base, debemos tomar en cuenta que la carga máxima de transporte es de 3.5 lb en la banda transportadora en el cual se puede transportar en el siguiente intervalo de peso (1/2 libra a 3.5 libras)

-Al trabajar con cargas excesivas y llegar a fallar alguna parte de la banda transportadora, se sustituirá la parte fatigada por nuevos elementos con las medidas especificadas

-En caso que la máquina sufra corrosión debido a la utilización en ambientes extremos, será necesario recurrir nuevamente al proceso de pintura en la cual se le da un fondo anticorrosivo y pintura final.

SISTEMA DE TRANSPORTE

-Se verificará los rodamientos de acuerdo a las horas de trabajo ya que los rodillos instalados en el sistema de transporte pueden trabajar 3000 horas seguidas, debido que pasado este número de horas será necesario reemplazarlos.

-En caso de existir un desgaste de alguno de los elementos de cualquier sistema de transportación, se recomienda la verificación de los cuatro sistemas que componen el sistema de transportación horizontal.

SISTEMA DE TEMPLADO

-Para desmontar y dar mantenimiento al sistema de templado de la banda será necesario retirar primero los dos pernos de sujeción que tiene una tuerca para su apriete, después se retirará el perno hexágono (prisionero) que está posicionando

en la parte superior de la chumacera móvil, esta operación se la realiza con una ALLEN 3/16, desmontando estas dos partes se podrá el perno templador.

-Al querer engrasar los rodamientos se retirará una de sus tapas y se recomienda utilizar grasa liviana.

-Se recomienda no engrasar excesivamente los rodamientos ya que corre el riesgo que comience a fluir por los costados, lo que daría como consecuencia que la banda de transportación tienda a patinar y pierda la eficiencia de transporte.

LA MAQUINA EN GENERAL

-Al sufrir ruptura en las partes soldadas se volverá a soldar con el electrodo especificado anteriormente que es el electrodo 6013, tomando en cuenta que por sobre calentamiento del soldeo la estructura podrá deformarse, la misma que tendrá que ser alineada para dejarla completamente recta.

-Para evitar que el rodamiento al momento de trabajar se deslice hacia el exterior sus esquinas fueran graneteadas.

-En caso de reposición de cualquier tipo de rodamiento, primero tendrán que ser desprendidos de sus bases y volver a ser graneteadas como se los hizo originalmente.

MATERIALES DE REFERENCIA

1.- BIBLIOGRAFÍA:

- 1.-MIRAVETE,Emilio Larrodé;(1998).Elevadores: Principios e Innovaciones.
- 2.-Manual de soldadura INDURA.
- 3.-E. SHYGLEY, Joseph. S/A. Diseño de ingeniería Mecánica.Mc Hill Interamericana Editores. S.A.México D.F.
- 4.-INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN.(1981).Código de dibujo Técnico- Mecánico. Serie de Normalización 099, Quito – Ecuador
- 5.-Catálogo general SKF de rodamientos, soportes para rodamientos y rodillos.
- 6.-Manual de Instalaciones Eléctricas y Electromecánicas
- 7.-JUVINALL, Robert. Fundamentos del diseño en Ingeniería mecánica. Mc Hill Interamericana Editores S.A. México D.F.
- 8.-Manual de American Institute of Steel Construction. Estructural Steels.
- 9.-L. MOTT,Robert, 2006. Diseño de elementos de máquinas. Pearson Education Editores S.A. México.D.F.
- 10.-HAMROCK, Bernad J. Elementos de Máquinas. Mc Hill Interamericana Editores S.A. México.D.F.
- 11.-TURNER,M.J,R.W. Clough,H.C.Martin, and L.C. Topp(1956).” Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures”*Journal of the aeronautical Sciences*.

LINKOGRAFÍA

1. <http://books.google.com.ec/books?idMOTORESELECTRICOS/aHROcDovL3BlcnNvLndhbmFkb28.htm>

2. <http://www.geekhideout.com/iodll.shtml>,

3. http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22-A.htm

4. <http://spanish.alibaba.com/products/dot-air-brake-hose.html>

5. http://es.made-in-china.com/co_chinamzb/product_Air-Compressor-MAB-017-8G_hyhnerusg.html

6. <http://neumatica-es.timmer-pneumatik.de/artikel/zinfo/ZHO-DZ5.jpg>

7. http://es.made-in-china.com/co_flkn1/product_group_Solenoid-Valve_inyusesss_1.html

8. http://www.elprado.co.cr/rod_viv.html

9. http://es.wiki.org/wiki/Cinta_transportadora

10. http://www.tec.cr/sitios/Vicerrectoria/vie/editorial_tecnologica/Revista_Tecnologia_Marcha/pdf/tecnologia_marcha4/propiedades%20fisicas%20y%20quimicas%20del%20cuero%20para%20calzado%20de%20seguridad.pdf

11. <http://www.bandaancha.es/Informacion/Tecnologias/TecnologiasCableadas/Paginas/TecnologiasCableadas.aspx>

12. <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica9.htm>

ANEXO A

CARACTERÍSTICAS DE LAS BANDAS

1.- ESPECIFICACIONES PARA BANDAS TRANSPORTADORAS

Tipo de banda	Granos		Alimentos		
	274	274	276	276	276
Construcción	EP630	EP800	EP630	EP800	EP1 000
Pinzas	4	5	4	4	5
Cubiertas	0.5+0.5	0.5+0.5	1+1	2+2	2+2
Fuerza de fractura (kN/mm ²)	630	800	630	800	1 000
Tensión máxima de trabajo (kN/mm ²)	50	65	50	65	80
Ancho máximo (mm)	550	1 000	550	1 000	1 400
Diámetro mínimo de polea (mm)	400	500	400	500	630
Temperatura máxima (°C)	60	60	120	120	120
Grosor (mm)	5	6	6.5	8.1	9.7
Peso (kg/m ²)	6	7.2	7.8	9.7	11.6

2.- DATOS TÉCNICOS DE LA BANDA TRANSPORTADORA

1. Cueril (color negro)

Resistencia a la tracción kgf/mm ²	Resistencia al desgarre kgf/mm	% de alargamiento a la rotura	% cenizas	% óxido de cromo	
1,8 mínimo	3,0 mínimo	4,0 mínimo	80 máximo	2,0 máximo	2,5 mínimo

2. Espesor es de 2mm
3. Recortada en: 2.30m de largo x 0.34m de ancho
4. Peso: 1.3lb
5. Resistencia alta

Trabaja hasta una temperatura de 20 ± 2 °C y un porcentaje de humedad de 65 ± 2 , según lo establece la Norma Oficial de Métodos para la Obtención de Muestras y Ensayos Físicos para Cueril

6. Vida útil de acuerdo a su carga y al uso, larga vida, probada en la producción de flores
7. Peso de la banda: 1.3lb

3.- VALORES NORMALIZADOS DE CABLES A. W. G.

Número AWG	Diámetro (mm)	Sección (mm ²)	Número espiras por cm.	Kg. por Km.	Resistencia (Ω/Km.)	Capacidad (A)
0000	11,86	107,2			0,158	319
000	10,40	85,3			0,197	240
00	9,226	67,43			0,252	190
0	8,252	53,48			0,317	150
1	7,348	42,41		375	1,40	120
2	6,544	33,63		295	1,50	96
3	5,827	26,67		237	1,63	78
4	5,189	21,15		188	0,80	60
5	4,621	16,77		149	1,01	48
6	4,115	13,30		118	1,27	38
7	3,665	10,55		94	1,70	30
8	3,264	8,36		74	2,03	24
9	2,906	6,63		58,9	2,56	19
10	2,588	5,26		46,8	3,23	15
11	2,305	4,17		32,1	4,07	12
12	2,053	3,31		29,4	5,13	9,5
13	1,828	2,63		23,3	6,49	7,5
14	1,628	2,08	5,6	18,5	8,17	6,0
15	1,450	1,65	6,4	14,7	10,3	4,8
16	1,291	1,31	7,2	11,6	12,9	3,7
17	1,150	1,04	8,4	9,26	16,34	3,2
18	1,024	0,82	9,2	7,3	20,73	2,5
19	0,9116	0,65	10,2	5,79	26,15	2,0
20	0,8118	0,52	11,6	4,61	32,69	1,6
21	0,7230	0,41	12,8	3,64	41,46	1,2
22	0,6438	0,33	14,4	2,89	51,5	0,92
23	0,5733	0,26	16,0	2,29	56,4	0,73
24	0,5106	0,20	18,0	1,82	85,0	0,58
25	0,4547	0,16	20,0	1,44	106,2	0,46

ANEXO B

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

1.- PERFILES ESTRUCTURALES

3. Barra Cuadrada



DENOMINACIÓN	a mm	PESO		ÁREA cm ²
		Kg/m	Kg/m	
BC 9	9,00	0,64	3,83	0,81
BC 11	11,00	0,93	5,70	1,21
BC 15	15,00	1,77	10,00	2,25
BC 18	18,00	2,54	15,26	3,24
BC 24,5	24,50	4,72	29,35	6,00

4. Barra Cóncava



DENOMINACIÓN	a mm	PESO		ÁREA cm ²
		Kg/m	Kg/m	
BARCO 9	9	0,47	2,80	0,59
BARCO 12	12	0,75	4,90	0,96

5. Barra Redonda



DENOMINACIÓN	DIÁMETRO mm	PESO		ÁREA cm ²
		Kg/m	Kg/m	
BR 10	10,00	0,62	3,70	0,79
BR 12	12,00	0,89	5,33	1,13
BR 15	15,00	1,39	8,32	1,77
BR 18	18,00	2,00	11,98	2,55
BR 22	22,00	2,95	17,90	3,80
BR 24,5	24,50	3,70	22,20	4,71

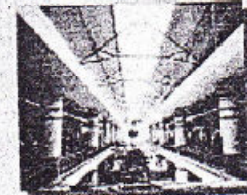
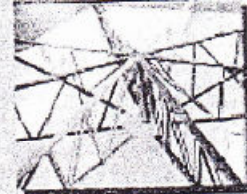
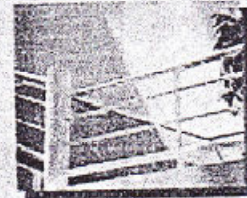
6. Tees



DENOMINACIÓN	a mm	b mm	PESO		ÁREA cm ²
			Kg/m	Kg/m	
TEE 20 X 3	20	3	0,90	5,40	1,15
TEE 25 X 3	25	3	1,19	7,14	1,52
TEE 30 X 3	30	3	1,41	8,40	1,80



QUITO Av. 10 de Mayo 5795 3041 y Rio Coca • Fón 2069 944 • Fax 2469 956
 • Fón Ventas 2269 219 • Fax Ventas 2254 070
 • Casilla 17-01-546 • E-mail: ventas@novacero.com
QUINACUL 5 de Mayo 2402 y Carrera Duaruga • Fón 2449 700
 • Fax 2449 110 • Casilla 03-901-8937
 • E-mail: ventas@novacero.com
CUENCA Av. Pío de San Catalán 578, 07010 la Calles de Chamba y Juan José Flores
 • Teléfonos: 296 5404 / 2761 196 • Fax: 2853 957



2.- PROPIEDADES MÉCÁNICAS DE LOS ACEROS

PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACEROS*

Los valores indicados para aceros laminados en caliente (HR, hot-rolled) y estirados en frío (CD, cold-drawn) son valores mínimos estimados que suelen esperarse en el intervalo de tamaños de $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg. Un valor mínimo está aproximadamente varias desviaciones estándares por debajo de la media aritmética. Los valores mostrados para aceros con tratamiento térmico son los llamados valores típicos. Un valor típico no es el medio ni el mínimo. Puede obtenerse mediante un control cuidadoso de las especificaciones de compra y el tratamiento térmico, junto con la inspección y ensayo continuos. Las propiedades indicadas en esta tabla provienen de varias fuentes y se cree que son representativas. Sin embargo, hay tantas variables que afectan estas propiedades que su naturaleza aproximada debe reconocerse claramente.

Número UNS	Número AISI	Procesamiento	Resistencia de fluencia kpsi †	Resistencia a la tensión kpsi †	Elongación en 2 pulg %	Reducción en área %	Dureza Brinell H _B
G10100	1010	HR	26	47	28	50	95
		CD	44	53	20	40	105
G10150	1015	HR	27	50	28	50	101
		CD	47	56	18	40	111
G10180	1018	HR	32	58	25	50	116
		CD	51	64	15	30	126
G10350	1035	HR	33	56	25	35	121
		CD	60	78	10	35	167
		HR	39	72	10	40	113
		CD	67	80	12	35	163
G10400	1040	Estirado a 800°F	81	110	18	51	220
		Estirado a 1000°F	72	103	23	59	204
		Estirado a 1200°F	62	91	27	66	186
		HR	12	76	18	40	119
G10450	1045	CD	71	85	12	35	170
		Estirado a 1000°F	86	113	23	62	215
G10500	1050	HR	45	82	16	40	163
		CD	77	91	12	35	179
G10500	1050	HR	49	90	15	35	178
		CD	84	100	10	30	197

3.- PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES

Tabla 1-1 PROPIEDADES DE ACEROS ESTRUCTURALES

Designación de la ASTM	Tipo de acero	Formas	Usos recomendados	Esfuerzo mínimo de fluencia F_y , Klb/plg ²	Resistencia especificada mínima a la tensión F_u , Klb/plg ²
A36	Al carbono	Perfiles, barras y placas	Puentes, edificios y otras estructuras asimétricas, soldadas o remachadas	36, pero 33 en el caso de un máximo de 8 plg	50-80
A572	Al carbono	Perfiles y placas hasta 1/2 plg	Similar al A36	42	60-85
A441	De alta resistencia y baja aleación	Perfiles, placas y barras hasta 8 plg	Similar al A36	50-56	60-70
A572	De alta resistencia y baja aleación	Perfiles, placas y barras hasta 6 plg	Construcciones aéreas, remachadas, soldadas o remachadas. No para aceros soldados de acero con $F_y = 55$ o mayores	47-65	60-80
A572	De alta resistencia, baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica	Perfiles, placas y barras hasta 4 plg	Construcciones aéreas, remachadas, soldadas o remachadas. Técnicas de soldado muy importante	47-50	63-70
A333	De alta resistencia, baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica	Placas y barras	Construcciones aéreas, remachadas	45-50	63-70
A572	De baja aleación, templado y revenido	Placas sólo hasta 4 plg	Construcción soldada, remachada o remachada; principalmente para puentes y edificios aéreos. Técnica de soldado de importancia fundamental	70	90-110
A514	Aceros templados y revenidos	Placas sólo hasta 4 plg	Estructuras soldadas con mucha atención a la técnica empleada; no se use si la ductilidad es importante	90-100	100-130

* Los valores F_y varían con el espesor y el grupo (véanse las tablas 1 y 2 en la parte I del manual AISC)

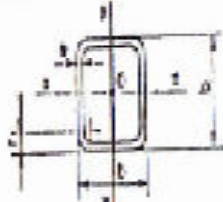
† Los valores F_u varían con el grupo y el tipo.

4.- PROPIEDADES MECÁNICAS DEL PERFIL T

Acabados de acero livianos		PERFILES T														TABLA 71 E		
NoV	h	P	ELEMENTOS						Apoyo		TORNILLOS DE SUELO						D	
			S ₁	a ₁	r ₁	r ₂	c	d	e	s	h ₁	P ₁	h ₂	P ₂	h ₃	P ₃		
T	cm	kg/m	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	
1005	3,7	1,84	40	8	1,5	1	150	11,2	21	64	5,36	38	1,8	238	4,28	6,00	1,28	C
1008	4,5	4,4	50	8	2	1,5	180	12,1	22	64	11,1	420	1,8	506	4,41	6,00	1,28	C
1007	4,4	6,20	60	7	2,5	2	220	15,0	24	64	11,8	540	1,2	11,2	4,0	1,78	1,45	C
1010	5,0	6,20	70	8	2	2	250	16,4	25	11	41,5	670	2,0	21,1	4,21	1,44	1,55	C
1012	6,0	10,2	80	9	2,5	2	320	17,1	45	11	11,7	720	2,0	26,2	4,36	1,50	1,61	C
1015	7,0	15,4	100	11	3	2	380	18,4	65	12	14	860	2,0	30,3	4,4	1,55	1,61	C

Productos de acero

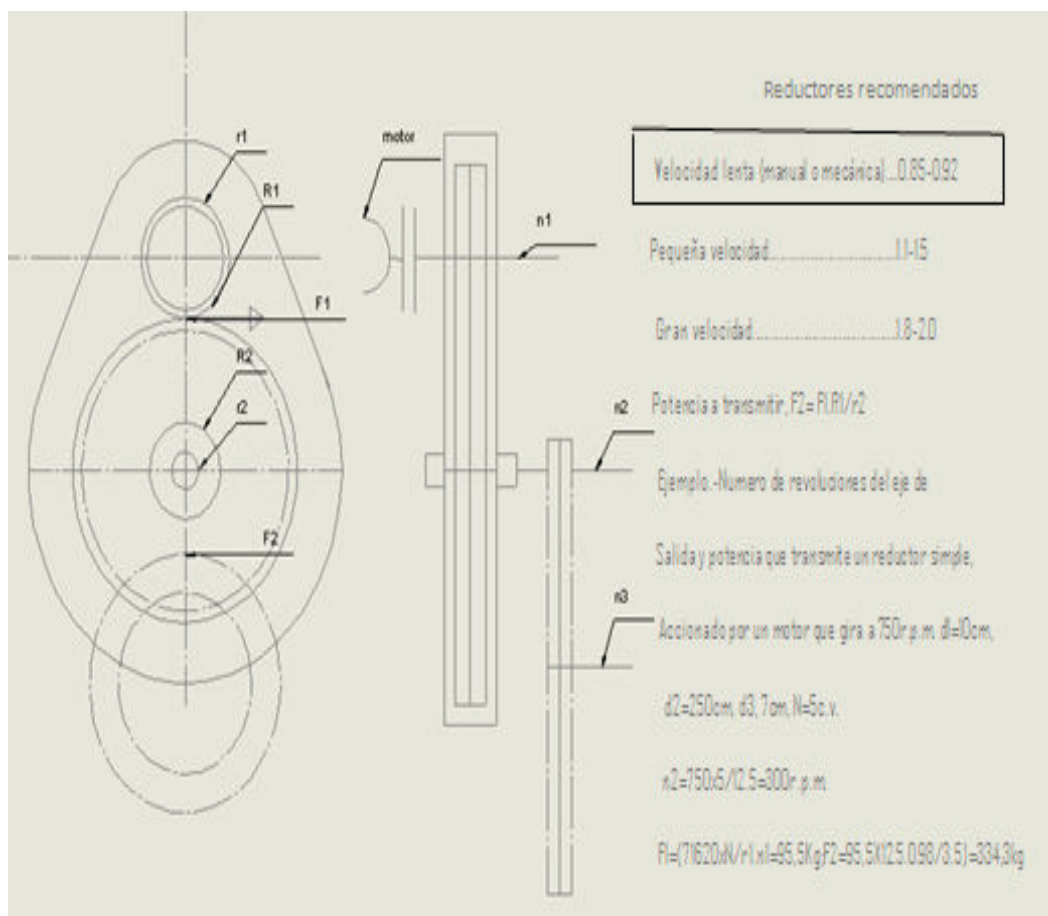
5.- PROPIEDADES MECÁNICAS DE PERFILES CUADRADOS HUECOS

Productos de acero laminados		PERFILES HUECOS CUADRADOS				TABLA 15.6						
												
Perfil	A	B	Dimensiones				Propiedades mecánicas				Resistencia	
			t	r	I_x	I_y	S_x	S_y	W_x	W_y		
mm	mm	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	kg/cm ²
Perfil	A	B	t	r	I_x	I_y	S_x	S_y	W_x	W_y	W_p	I_p
mm	mm	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴
80	80	80	4	8	531	531	8.38	8.38	14.2	14.2	8.0	10.1
	80	80	3	8	347	347	5.38	5.38	9.08	9.08	5.51	6.48
	80	80	4	10	443	443	6.48	6.48	10.2	10.2	6.26	7.41
45	45	45	3	5	171	171	2.82	2.82	4.42	4.42	2.71	3.20
	45	45	2	5	117	117	1.93	1.93	3.15	3.15	1.81	2.19
	45	45	3	8	188	188	4.41	4.41	5.89	5.89	3.71	4.43
55	55	55	3	5	198	198	3.20	3.20	5.57	5.57	3.04	3.69
	55	55	2	5	143	143	2.32	2.32	3.52	3.52	2.21	2.69
	55	55	3	10	262	262	5.75	5.75	8.5	8.5	5.14	6.18
65	65	65	3	5	211	211	3.48	3.48	6.38	6.38	3.25	3.98
	65	65	2	5	148	148	2.57	2.57	4.45	4.45	2.58	3.13
	65	65	3	8	227	227	4.14	4.14	6.81	6.81	4.29	5.19
85	85	85	4	8	331	331	6.14	6.14	10.2	10.2	7.25	8.79
	85	85	3	8	227	227	4.14	4.14	6.81	6.81	4.29	5.19
	85	85	4	10	323	323	6.35	6.35	11.2	11.2	7.24	8.79
100	100	100	5	12	489	489	10.7	10.7	16.3	16.3	11.8	14.4
	100	100	4	10	323	323	6.35	6.35	11.2	11.2	7.24	8.79
	100	100	5	13	519	519	12.2	12.2	18.2	18.2	13.1	16.0
125	125	125	6	15	789	789	18.2	18.2	28.2	28.2	20.9	25.5
	125	125	5	12	559	559	13.2	13.2	19.2	19.2	14.2	17.4
	125	125	6	18	954	954	23.2	23.2	33.2	33.2	24.2	29.5
150	150	150	7	18	1119	1119	23.2	23.2	33.2	33.2	24.2	29.5
	150	150	6	15	819	819	18.2	18.2	19.2	19.2	14.2	17.4
	150	150	7	20	1254	1254	25.2	25.2	35.2	35.2	25.2	30.8
175	175	175	8	20	1419	1419	28.2	28.2	39.2	39.2	28.2	34.5
	175	175	7	18	1019	1019	21.2	21.2	28.2	28.2	20.9	25.5
	175	175	8	22	1554	1554	31.2	31.2	41.2	41.2	29.2	35.8
200	200	200	9	22	1819	1819	35.2	35.2	45.2	45.2	33.2	40.5
	200	200	8	20	1319	1319	28.2	28.2	33.2	33.2	24.2	29.5
	200	200	9	24	2054	2054	41.2	41.2	49.2	49.2	35.2	43.0

ANEXO D

ÁREA DE DISEÑO (FÓRMULAS SUPLEMENTARIAS Y TABLAS)

1.- REDUCTORES DE REVOLUCIONES



2.- POTENCIA REQUERIDA

Instalaciones eléctricas	INTENSIDADES ABSORBIDAS POR MOTORES ELÉCTRICOS	TABLA 16 . 5
-----------------------------	---	--------------

Intensidad absorbida

La intensidad absorbida por los motores eléctricos, se expresa por:

$$I = \frac{735,4 \cdot P}{\sqrt{3} \cdot V \cdot \cos \varphi \cdot \eta}, \text{ amperios}$$

$$H_T = \frac{Pot_{rodillo}}{\eta_T}$$

siendo:

- P La potencia del motor en CV
- V La tensión de la línea en voltios
- $\cos \varphi$ El factor de potencia
- η El rendimiento del motor

$$\eta_T = \eta_M + \eta_{MV}$$

INTENSIDADES ABSORBIDAS POR MOTORES DE C. CONTINUA Y ALTERNA

Potencia útil		Rendimiento	$\cos \varphi$	Corriente continua				c.a. monofásica		c.a. trifásica	c.a. trifásica		
CV	KW			110 V	220 V	440 V	500 V	110 V	220 V		220 V	380 V	500 V
0,5	0,37	0,74	0,75	4,52	2,26	1,13	1,00	6,02	3,01	1,51	1,74	1,10	0,77
0,75	0,55	0,76	0,77	6,60	3,30	1,65	1,46	8,57	4,29	2,15	2,48	1,44	1,09
1	0,74	0,78	0,80	8,58	4,29	2,15	1,89	10,8	5,36	2,58	3,10	1,79	1,37
1,5	1,10	0,79	0,82	12,7	6,35	3,18	2,80	15,5	7,75	3,87	4,47	2,59	1,97
2	1,42	0,81	0,83	16,5	8,25	4,13	3,64	19,9	9,95	4,97	5,74	3,32	2,53
2,5	1,84	0,81	0,83	20,7	10,4	5,16	4,56	24,9	12,5	6,23	7,17	4,15	3,16
3	2,21	0,82	0,84	24,5	12,3	6,13	5,40	29,6	14,8	7,36	8,52	4,93	3,75
4	2,94	0,83	0,85	32,3	16,2	8,16	7,10	38,4	19,2	9,60	11,1	6,40	4,89
5	3,68	0,85	0,87	39,4	19,7	9,84	8,66	46,3	23,2	11,6	13,4	7,80	5,90
6	4,41	0,86	0,87	46,7	23,4	11,7	10,3	53,7	26,9	13,4	15,5	9,00	6,90
7	5,15	0,86	0,87	54,5	27,3	13,7	12,0	62,6	31,4	15,7	18,2	10,5	8,00
8	5,88	0,87	0,87	61,5	30,8	15,4	13,6	70,7	35,4	17,7	20,4	11,8	9,00
9	6,62	0,87	0,87	69,2	34,6	17,3	15,3	79,6	39,8	19,9	23,0	13,3	10,1
10	7,35	0,87	0,88	76,8	38,4	19,2	17,0	87,4	43,7	21,8	25,3	14,6	11,1
11	8,09	0,87	0,88	84,5	42,3	21,2	18,6	96,0	48,0	24,1	27,8	16,1	12,3
12	8,82	0,87	0,88	92,0	46,0	23,0	20,4	105	52,5	26,2	30,3	17,5	13,3
13	9,56	0,87	0,88	100	50,0	25,0	22,0	114	56,8	28,4	32,8	19,5	14,5
14	10,3	0,87	0,88	108	53,8	26,9	23,8	122	61,1	30,6	35,4	20,5	15,6
15	11,0	0,88	0,88	114	57,0	28,5	25,2	130	64,8	32,8	37,4	21,7	16,5
16	11,8	0,88	0,88	124	61,8	30,4	26,8	138	69,0	35,0	40,0	23,2	17,8
17	12,5	0,88	0,88	130	64,6	32,3	28,4	147	73,4	37,2	42,5	24,6	18,7
18	13,2	0,88	0,89	137	68,5	34,2	30,2	154	76,9	38,4	44,5	25,8	19,8
19	14,0	0,88	0,89	145	72,2	36,1	31,8	162	81,0	40,6	46,9	27,2	20,7
20	14,7	0,88	0,89	152	76,0	38,0	33,6	170	85,0	42,7	49,4	28,6	21,8
21	15,4	0,89	0,89	158	79,0	39,5	34,8	178	89,7	44,4	51,2	29,7	22,6

3.- FACTORES DE CONFIABILIDAD

FACTORES DE CONFIABILIDAD k_c , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE 8% DEL LÍMITE DE FATIGA		
Confiabilidad R	Variable estandarizada z_r	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

4.- FACTOR DE MODIFICACIÓN DE ACABADO SUPERFICIAL

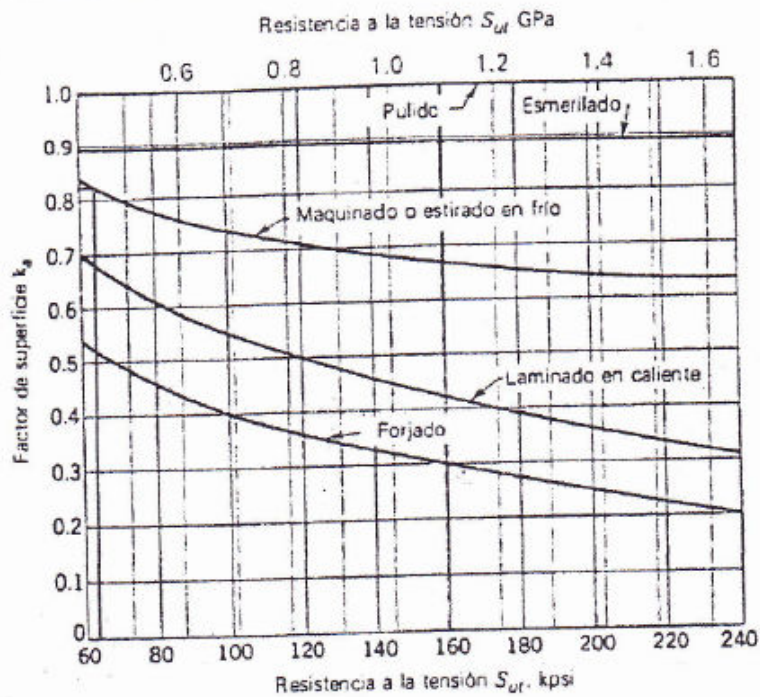


FIGURA 7-10 Factores de modificación de acabado superficial para el acero. Estos son los factores k_s que se usan en la ecuación (7-15).

5.- FACTOR DE CONFIABILIDAD

Tabla 7-7 FACTORES DE CONFIABILIDAD k_c , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE 8% DEL LÍMITE DE FATIGA

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_r	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

6.- DIAGRAMA DE SENSIBILIDAD

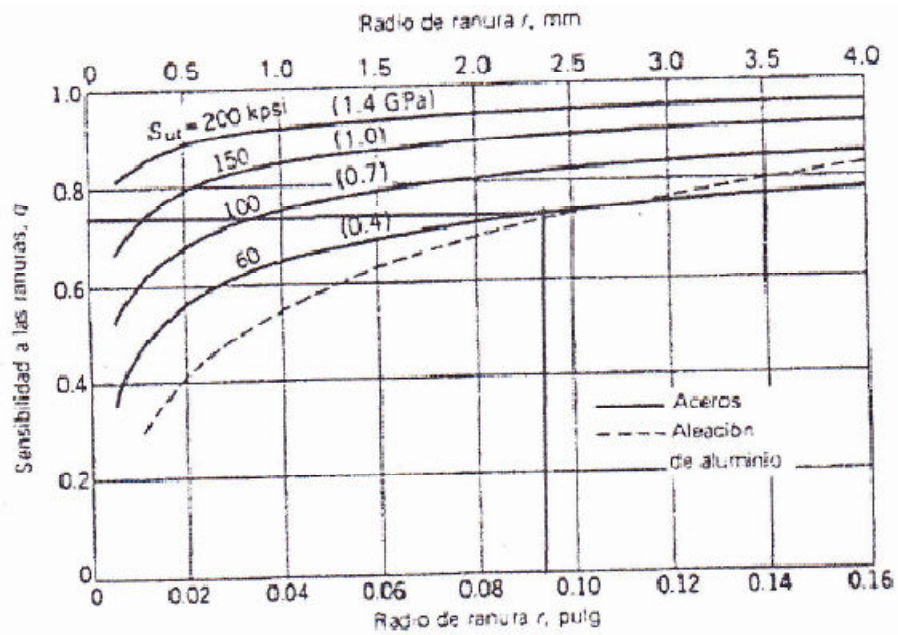


FIGURA 7-18 Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16$

7.- FACTOR TEÓRICO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS: TORSIÓN

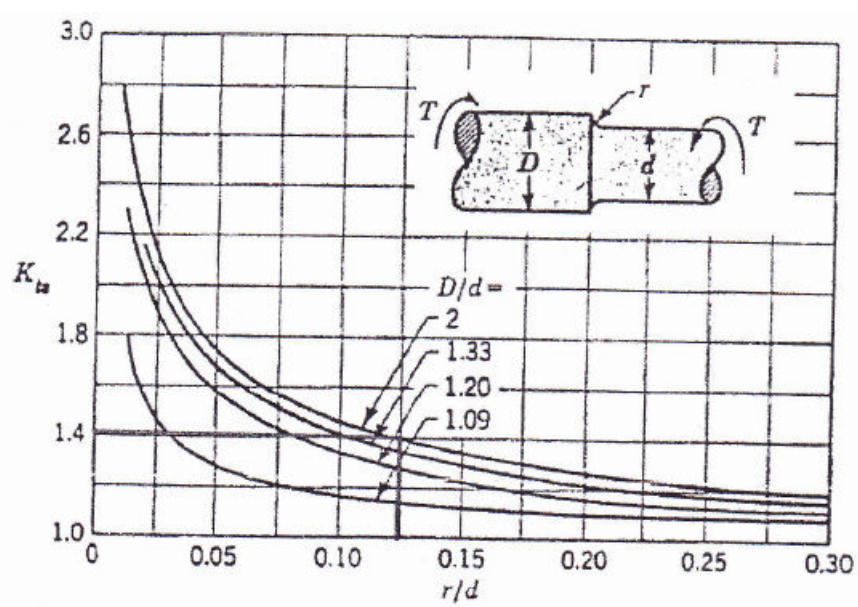


FIGURA A-26-8 Barra de sección circular en torsión con estrechamiento y entalle. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

8.- FACTOR TEÓRICO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS: FLEXIÓN

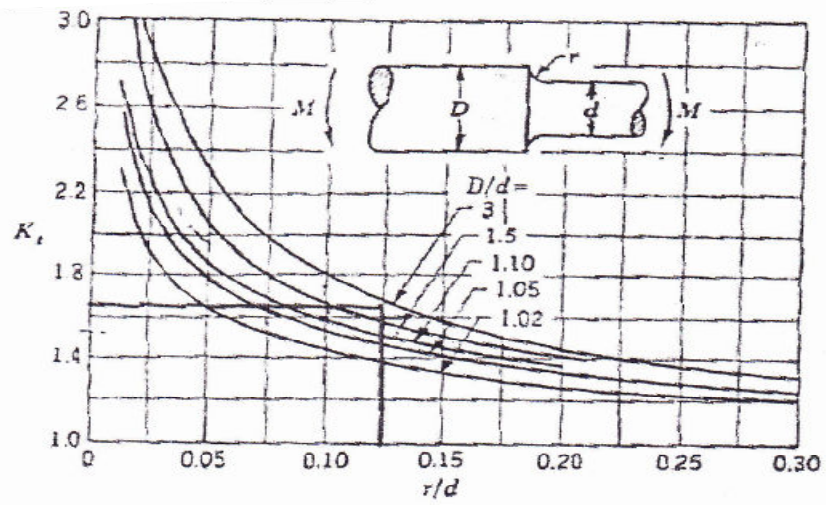


FIGURA A-26-9 Barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalle. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

9.- EFECTOS DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

• Los diagramas simplificados de factores de concentración se dan en la tabla A-26.

- K_t y K_s son valores teóricos.
- La concentración del esfuerzo es un efecto altamente localizado.
- K_t y K_s no necesitan ser aplicados en el caso de esfuerzos estáticos en materiales dúctiles, pero sí deben emplearse en materiales de alta resistencia, baja ductilidad, enturquecimiento superficial y/o trabajados en frío intensamente.

La concentración de esfuerzo sí tiene que considerarse cuando las partes han de hacerse de materiales frágiles o cuando estarán sometidas a cargas de fatiga. Sin embargo, aun en estas condiciones se encuentra que algunos materiales no son muy sensibles a la existencia de discontinuidades y, por lo tanto, no se tienen que usar los valores totales de los factores de concentración de esfuerzo teóricos. Para esos materiales es conveniente utilizar un valor reducido de K_t . El factor resultante se define por la ecuación:

$$K_f = \frac{\text{límite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{límite de fatiga de probetas con discontinuidades}} \quad (6)$$

Este factor generalmente se denomina *factor de concentración de esfuerzo en el caso de fatiga*, aunque también se utiliza para materiales frágiles bajo cargas estáticas.

Ahora bien, al utilizar K_f no importa, algebraicamente, si se emplea como factor para *incrementar el esfuerzo o para reducir la resistencia*. Esto sólo significa que puede colocarse en uno u otro miembro de la ecuación. Sin embargo, podrán evitarse muchas dificultades si se considera a K_f como factor de reducción de la resistencia de un elemento. En consecuencia, se llamará a K_f *factor de reducción de resistencia en el caso de fatiga y, casi siempre, se empleará en este sentido*. Lo anterior quiere decir que el factor de modificación por concentración del esfuerzo k_s de la ecuación (7-15) y K_f están relacionados como sigue

$$k_s = \frac{1}{K_f} \quad (7-23)$$

La sensibilidad a las ranuras (o muescas) q se define por la ecuación

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (7-24)$$

donde el valor de q suele estar entre cero y la unidad. La ecuación (7-24) indica que, si $q = 0$, $K_f = 1$, el material no tendrá sensibilidad a las ranuras. Por otra parte, si $q = 1$ entonces $K_f = K_t$ y el material será completamente sensible. En trabajos de análisis o diseño primero se determina K_t a partir de la configuración geométrica de la pieza. Luego, habiéndose especificado el material, se puede hallar q y despejar K_f de la ecuación.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (7-25)$$

10.- FACTOR DE SEGURIDAD

Cuando una pieza ya ha sido diseñada y se conocen su configuración, sus cargas y su resistencia, se calcula el factor de seguridad con objeto de evaluar la condición segura del diseño. Este enfoque se utiliza también cuando en un cierto elemento se ha presentado una serie de fallas o averías, y el diseñador desea saber por qué algunas piezas no funcionan debidamente. A este respecto, la ecuación (1-3) se empleará en la forma

$$\sigma = \frac{S}{n} \quad \text{o bien} \quad M = \frac{S_r}{\tau} \quad (1-3)$$

Esta es una ecuación importante para determinar las deflexiones en las vigas, y se utilizará en el capítulo 3. Por último, al eliminar ρ de las ecuaciones (e) y (2-30) resulta

$$\sigma = -\frac{My}{I} \quad (2-31)$$

La ecuación (2-31) establece que el esfuerzo por flexión es directamente proporcional a la distancia y desde el eje neutro y al momento flexionante M , como se indica en la figura 2-14. Se acostumbra hacer la sustitución $e = y_{\max}$, omitir el signo negativo y escribir

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2-32)$$

11.- DISEÑO DE COJINETES

Carga estática equivalente

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

Cuando $P_0 < F_r$, tomar $P_0 = F_r$

Capacidad de carga axial

Si se someten los rodamientos rígidos de bolas a carga axial, ésta no debe exceder el valor $0,5 C_0$; en los rodamientos pequeños y en los de series ligeras, este valor no debe exceder de $0,25 C_0$. Si las cargas axiales superan estos valores, consultar primero a SKF.

Capacidad de carga estática necesaria

La capacidad de carga estática necesaria C_0 de un rodamiento puede determinarse por medio de la ecuación:

$$C_0 = S_0 P_0$$

donde

C_0 = capacidad de carga estática, en N

P_0 = carga estática equivalente, en N

S_0 = factor de seguridad estático

Factores X e Y para el cálculo de los rodamientos rígidos de bolas

F_a/C_0	Juego Normal				Juego C3				Juego C4						
	$F_a/F_r \leq n$		$F_a/F_r > n$		$F_a/F_r \leq n$		$F_a/F_r > n$		$F_a/F_r \leq n$		$F_a/F_r > n$				
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y					
0,025	0,22	1	0	0,56	2	0,31	1	0	0,46	1,75	0,4	1	0	0,44	1,42
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8	0,33	1	0	0,46	1,62	0,42	1	0	0,44	1,36
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6	0,35	1	0	0,46	1,46	0,44	1	0	0,44	1,27
0,10	0,31	1	0	0,56	1,4	0,41	1	0	0,46	1,3	0,46	1	0	0,44	1,18
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2	0,46	1	0	0,46	1,14	0,53	1	0	0,44	1,05
0,5	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	

12.-VALORES C/P PARA VIDA DE RODAMIENTOS

Tabla 2 Rodamientos de bolas - valores C/P para diferentes duraciones L_{10h} , expresadas en horas de funcionamiento, a diferentes velocidades n (r/min)

L_{10h}	C/P cuando $n =$		<i>r.p.m.</i>												
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630	
100	-	-	-	-	-	-	-	-	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	
500	-	-	-	1,00	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	
1 000	-	-	1,15	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	
1 250	-	1,00	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	
1 600	-	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	
2 000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	
2 500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	
3 200	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	
4 000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	
5 000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	
6 300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	
8 000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	
10 000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	
12 500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	
16 000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	
20 000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	
25 000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	
32 000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	
40 000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	
50 000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	
63 000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	
80 000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	
100 000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	
200 000	4,93	5,75	6,70	7,81	9,11	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	

13.- FACTOR DE SEGURIDAD DE RODAMIENTOS

según sean las condiciones de funcionamiento, la carga más elevada que actúe sobre un rodamiento nunca deberá exceder de un cierto valor determinado por el factor de seguridad s_0 .

En general, pueden usarse para s_0 los siguientes valores mínimos

Aplicaciones donde se dé con seguridad un funcionamiento suave, sin vibraciones	$s_0 = 0,5$
Condiciones de trabajo medias, y situaciones normales de vibración	$s_0 = 1$
Cargas de choque acusadas	$s_0 = 1,5$ a 2
Rigurosas exigencias de funcionamiento silencioso	$s_0 = 2$

14. CARACTERISTICAS DEL RODAMIENTO 6000 RS-1

Dimensiones principales		Capacidad de carga dinám. estát.		Límite de velocidad Ejecución Z; 2Z		Masa		Designaciones Ejecución			
d	D	B	C	C ₀	Z; 2Z	RS1; 2RS1	Z	2Z	RS1	2RS1	
mm			N		r/min		kg				
3	10	4	488	170	40 000	48 000	0,0015	623-Z	623-2Z	-	-
4	13	5	884	315	38 000	45 000	0,0031	624-Z	624-2Z	-	-
	16	5	1 110	440	34 000	40 000	0,0054	634-Z	634-2Z	-	-
5	16	5	1 110	440	34 000	40 000	0,0050	625-Z	625-2Z	-	-
	19	6	1 720	720	32 000	38 000	0,0090	635-Z	635-2Z	-	-
6	19	6	1 720	720	32 000	38 000	0,0084	626-Z	626-2Z	626-RS1	626-2RS1
7	19	6	1 720	720	34 000	40 000	0,0075	607-Z	607-2Z	607-RS1	607-2RS1
	22	7	3 250	1 340	30 000	36 000	0,0090	627-Z	627-2Z	627-RS1	627-2RS1
8	22	7	3 250	1 340	32 000	38 000	0,012	608-Z	608-2Z	608-RS1	608-2RS1
	22	11	3 250	1 340	26 000	32 000	0,016	629-Z	629-2Z	629-RS1	629-2RS1
9	24	7	3 710	1 530	30 000	36 000	0,014	609-Z	609-2Z	609-RS1	609-2RS1
	26	8	4 620	1 960	28 000	34 000	0,020	629-Z	629-2Z	629-RS1	629-2RS1
10	26	8	4 620	1 960	28 000	34 000	0,019	6300-Z	6300-2Z	6300-RS1	6300-2RS1
	26	12	4 620	1 960	24 000	30 000	0,025	6300-Z	6300-2Z	6300-RS1	6300-2RS1
30	9	5 070	2 240	24 000	30 000	17 000	0,032	6200-Z	6200-2Z	6200-RS1	6200-2RS1
30	14	5 070	2 240	20 000	26 000	15 000	0,040	6300-Z	6300-2Z	6300-RS1	6300-2RS1
35	11	8 060	3 750	20 000	26 000	15 000	0,053	6001-Z	6001-2Z	6001-RS1	6001-2RS1
12	28	8	5 070	2 240	26 000	32 000	0,022	6201-Z	6201-2Z	6201-RS1	6201-2RS1
	28	12	5 070	2 240	22 000	28 000	0,029	6301-Z	6301-2Z	6301-RS1	6301-2RS1
32	10	6 890	3 100	22 000	28 000	15 000	0,037	6201-Z	6201-2Z	6201-RS1	6201-2RS1
32	14	6 890	3 100	19 000	24 000	14 000	0,045	6301-Z	6301-2Z	6301-RS1	6301-2RS1
37	12	9 750	4 650	19 000	24 000	14 000	0,060	6201-Z	6201-2Z	6201-RS1	6201-2RS1
	17	9 750	4 650	17 000	20 000	12 000	0,070	6302-Z	6302-2Z	6302-RS1	6302-2RS1
15	32	9	5 590	2 500	22 000	28 000	0,030	6002-Z	6002-2Z	6002-RS1	6002-2RS1
	32	13	5 590	2 500	19 000	24 000	0,039	6202-Z	6202-2Z	6202-RS1	6202-2RS1
35	11	7 800	3 550	19 000	24 000	13 000	0,045	6302-Z	6302-2Z	6302-RS1	6302-2RS1
35	14	7 800	3 550	17 000	20 000	12 000	0,054	6202-Z	6202-2Z	6202-RS1	6202-2RS1
42	13	11 400	5 400	17 000	20 000	12 000	0,092	6302-Z	6302-2Z	6302-RS1	6302-2RS1
42	17	11 400	5 400	-	-	12 000	0,11	-	-	-	-

15.-ESFUERZOS FLUCTUANTES

En muchos casos necesita determinarse la resistencia de piezas, correspondiente a estados de esfuerzo diferentes de los casos en que hay inversión completa sucesiva. En muchas ocasiones, los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero. La figura 7-22 ilustra algunas de las diversas relaciones esfuerzo-tiempo que se pueden presentar. Las componentes de esfuerzo que se considerarán, algunas de las cuales se indican en la figura 7-22, son

- σ_{min} = esfuerzo mínimo
- σ_{max} = esfuerzo máximo
- σ_a = amplitud de esfuerzo
- σ_n = esfuerzo medio
- σ_r = intervalo total de esfuerzo
- σ_s = esfuerzo estacionario o estático

$$\sigma_n = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

El esfuerzo estacionario o estático *no* es igual al esfuerzo medio. De hecho puede tener cualquier valor entre σ_{min} y σ_{max} . El esfuerzo estático existe debido a una carga o precarga fija, constante en el tiempo, aplicada a la pieza. Éste suele ser independiente de la parte variable de la carga. Por ejemplo, un resorte helicoidal de compresión siempre trabaja colocado en un espacio cuya longitud es menor que la normal o libre del resorte. El esfuerzo originado por esta compresión inicial se llama componente estacionario o estática del esfuerzo, y no es igual al esfuerzo medio.

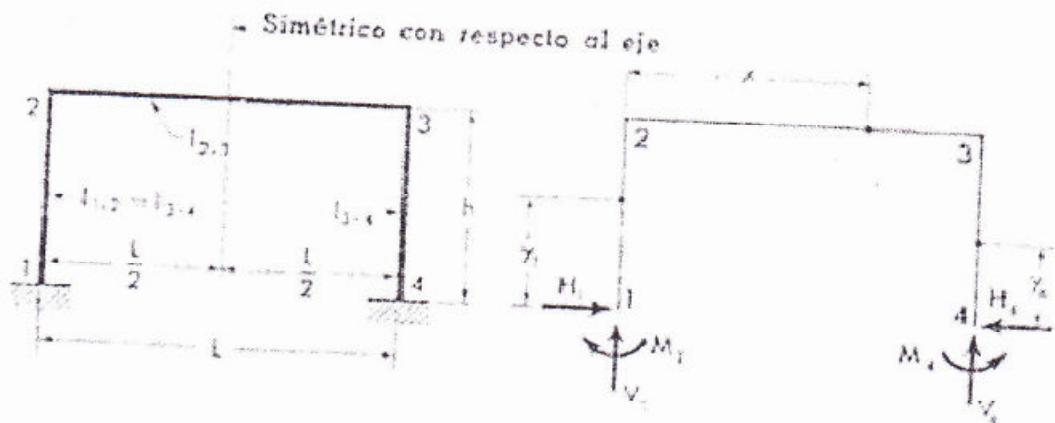
Los subíndices de estas componentes se aplican tanto a esfuerzos normales como a cortantes.

ANEXO E

DISEÑO DE PÓRTICOS

1.- MOMENTOS Y ESFUERZOS EN PÓRTICOS

3-1. Notaciones, coordenadas y constantes de la estructura.



Explicación de las notaciones para una estructura en pórtico representativa con miembros de sección constante.

Direcciones positivas de los momentos y de las componentes vertical y horizontal de las reacciones de la estructura. Define también las coordenadas para cualquier sección de la estructura. Las coordenadas sólo se consideran en sentido positivo.

Constantes de la estructura: $\phi = \frac{I_{1,2}}{I_{2,3}} \cdot \frac{L}{h}$

$\frac{I_{1,2}}{I_{2,3}} = 0.467$

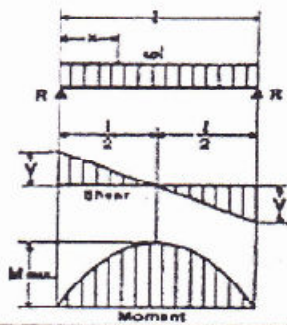
$$D = 2 \left(1 + \frac{6}{\phi} \right) \quad F = 6 \left(2 + \frac{1}{\phi} \right)$$

2.- MOMENTOS PRODUCIDOS EN VIGAS

BEAM DIAGRAMS AND FORMULAS For various static loading conditions

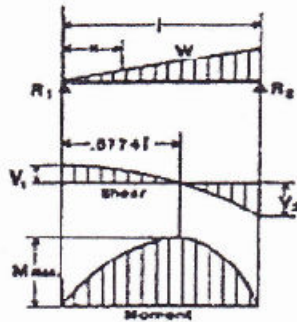
For meaning of symbols, see page 2 - 293

1. SIMPLE BEAM—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD



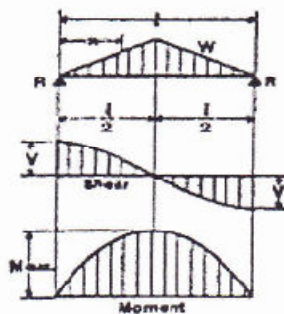
Total Equiv. Uniform Load	$= wl$
$R = V$	$= \frac{wl}{2}$
V_x	$= w \left(\frac{l}{2} - x \right)$
$M_{max.} \text{ (at center)}$	$= \frac{wl^2}{8}$
M_x	$= \frac{wx}{2} (l - x)$
$\Delta_{max.} \text{ (at center)}$	$= \frac{5 wl^4}{384 EI}$
Δ_x	$= \frac{wx}{24EI} (l^3 - 2lx^2 + x^3)$

2. SIMPLE BEAM—LOAD INCREASING UNIFORMLY TO ONE END



Total Equiv. Uniform Load	$= \frac{16W}{9\sqrt{3}} = 1.0264W$
$R_1 = V_1$	$= \frac{W}{3}$
$R_2 = V_2 \text{ max.}$	$= \frac{2W}{3}$
V_x	$= \frac{W}{3} - \frac{Wx^2}{l^2}$
$M_{max.} \text{ (at } x = \frac{l}{\sqrt{3}} = .5774l \text{)}$	$= \frac{2Wl}{9\sqrt{3}} = .1283 Wl$
M_x	$= \frac{Wx}{3l^2} (l^3 - x^3)$
$\Delta_{max.} \text{ (at } x = l\sqrt{1 - \sqrt{\frac{2}{3}}} = .6193l \text{)}$	$= .01304 \frac{Wl^3}{EI}$
Δ_x	$= \frac{Wx}{180EI l^3} (3x^4 - 10l^2x^2 + 7l^4)$

3. SIMPLE BEAM—LOAD INCREASING UNIFORMLY TO CENTER



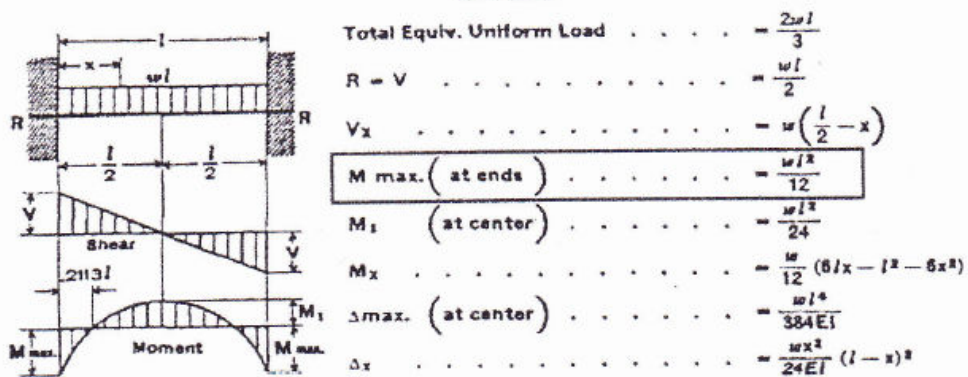
Total Equiv. Uniform Load	$= \frac{4W}{3}$
$R = V$	$= \frac{W}{2}$
$V_x \text{ (when } x < \frac{l}{2} \text{)}$	$= \frac{W}{2l^3} (l^3 - 4x^3)$
$M_{max.} \text{ (at center)}$	$= \frac{Wl}{6}$
$M_x \text{ (when } x < \frac{l}{2} \text{)}$	$= Wx \left(\frac{l}{2} - \frac{2x^2}{3l} \right)$
$\Delta_{max.} \text{ (at center)}$	$= \frac{Wl^3}{80EI}$
$\Delta_x \text{ (when } x < \frac{l}{2} \text{)}$	$= \frac{Wx}{480EI l^3} (8l^3 - 4x^4)$

BEAM DIAGRAMS AND FORMULAS

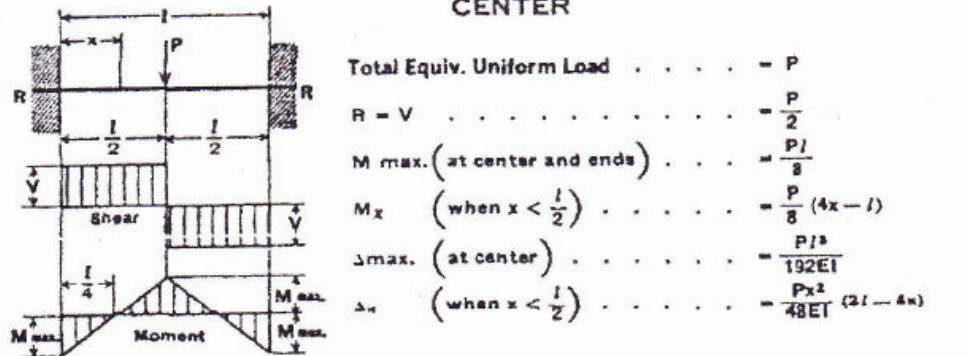
For various static loading conditions

For meaning of symbols, see page 2 - 293

15. BEAM FIXED AT BOTH ENDS—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOADS



16. BEAM FIXED AT BOTH ENDS—CONCENTRATED LOAD AT CENTER



3.- ESFUERZOS PERMISIBLES DE FLEXIÓN: COLUMNAS Y VIGAS

La especificación ASD-F1 da diferentes esfuerzos permisibles por flexión para diferentes condiciones. Para la mayoría de los casos, el esfuerzo permisible por flexión es

$$F_b = 0.66F_y$$

DISEÑO CON LA FORMULA DE LA FLEXION

Si una viga se va a diseñar para un momento flexionante M dado y para un cierto esfuerzo permisible F_b , el módulo de sección necesario para que la viga tenga suficiente resistencia a la flexión puede obtenerse con la fórmula de la flexión

$$\frac{M}{F_b} = \frac{I}{c} = S$$

Con ayuda de la "Tabla de selección para el diseño por esfuerzos permisibles" ("Allowable Stress Design Selection Table") en la parte 2 del manual ASD pueden seleccionarse rápidamente perfiles de acero con el módulo de sección requerido.

4.- DISEÑO DE COLUMNAS

3-16 DISEÑO DE COLUMNAS

Hemos aprendido que la falla de una columna puede ser muy peligrosa, ya que no ocurre manifestación alguna de pandeo inminente. Por esta razón tienen que seleccionarse factores de seguridad muy amplios. Deben escogerse valores en el intervalo de $2 \leq n \leq 8$ si las dudas acerca de material, configuración geométrica y cargas no son muy grandes.

La ecuación (1-1) debe utilizarse siempre para definir un factor de seguridad en el caso de columnas. Dicha ecuación es, entonces

$$n = \frac{P_{cr}}{P} \quad (3-50)$$

donde P es la carga real de una columna. En particular se advierte *no* evaluar un factor de seguridad dividiendo la resistencia de fluencia entre la carga unitaria.

Luego, conociendo P_{cr} , l , C , E y S_y , se utiliza la ecuación de Euler [Ec. (3-42)] para determinar I como sigue

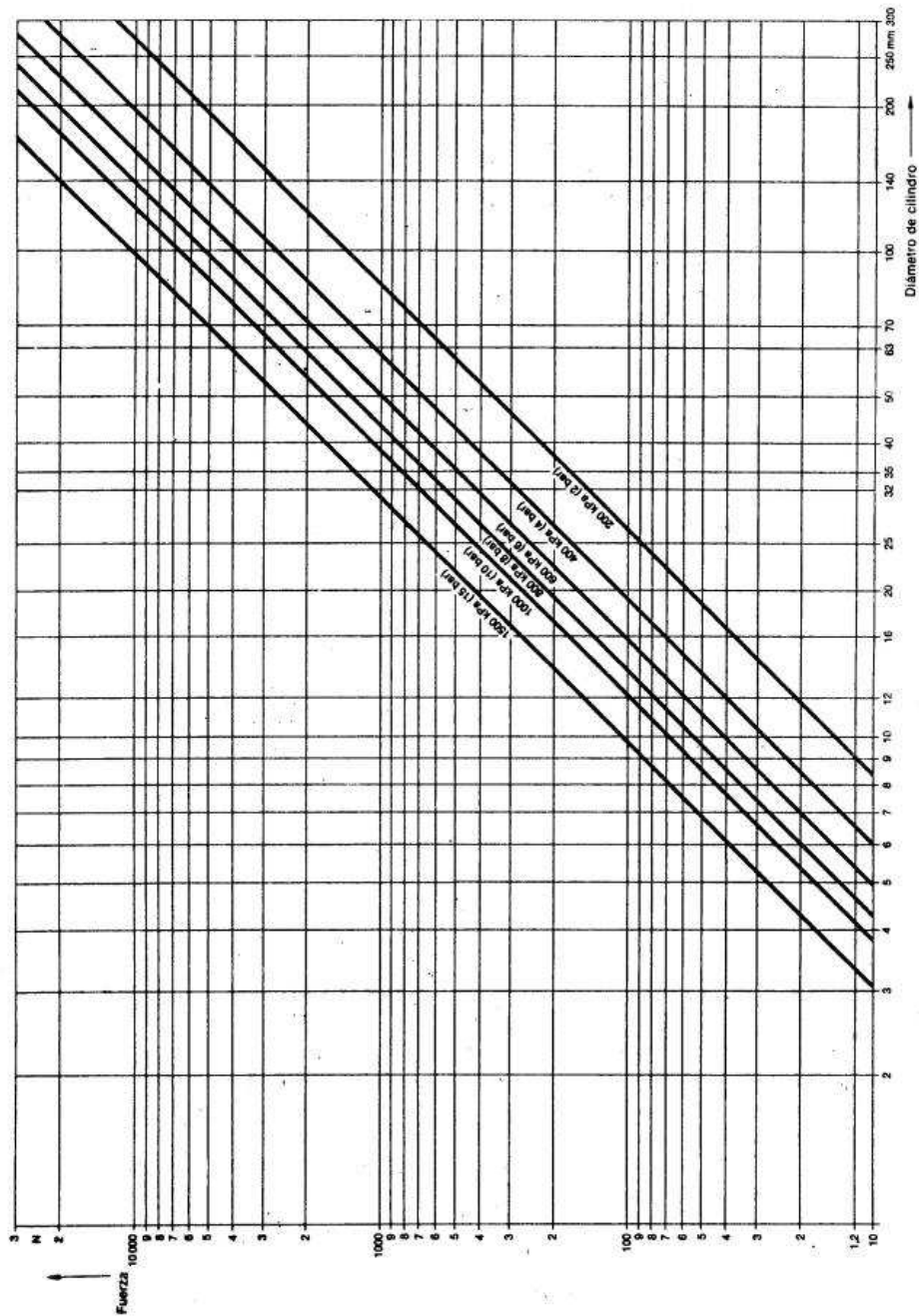
$$I = \frac{P_{cr} l^2}{C\pi^2 E} \quad (3-51)$$

ANEXO F

SISTEMA NEUMÁTICO

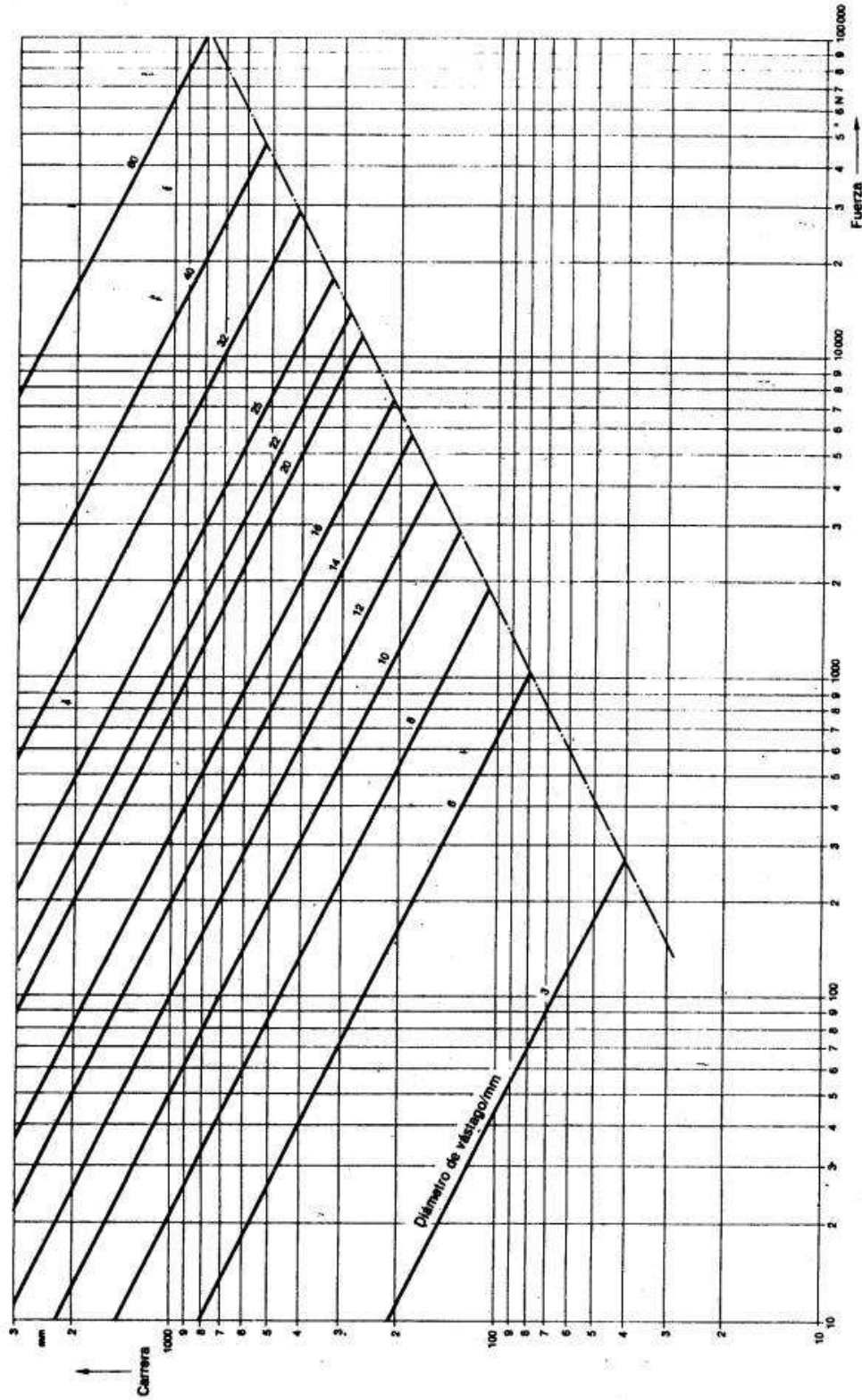
1.- DIAGRAMA PRESIÓN – FUERZA

Figura 69: Diagrama Presión-Fuerza

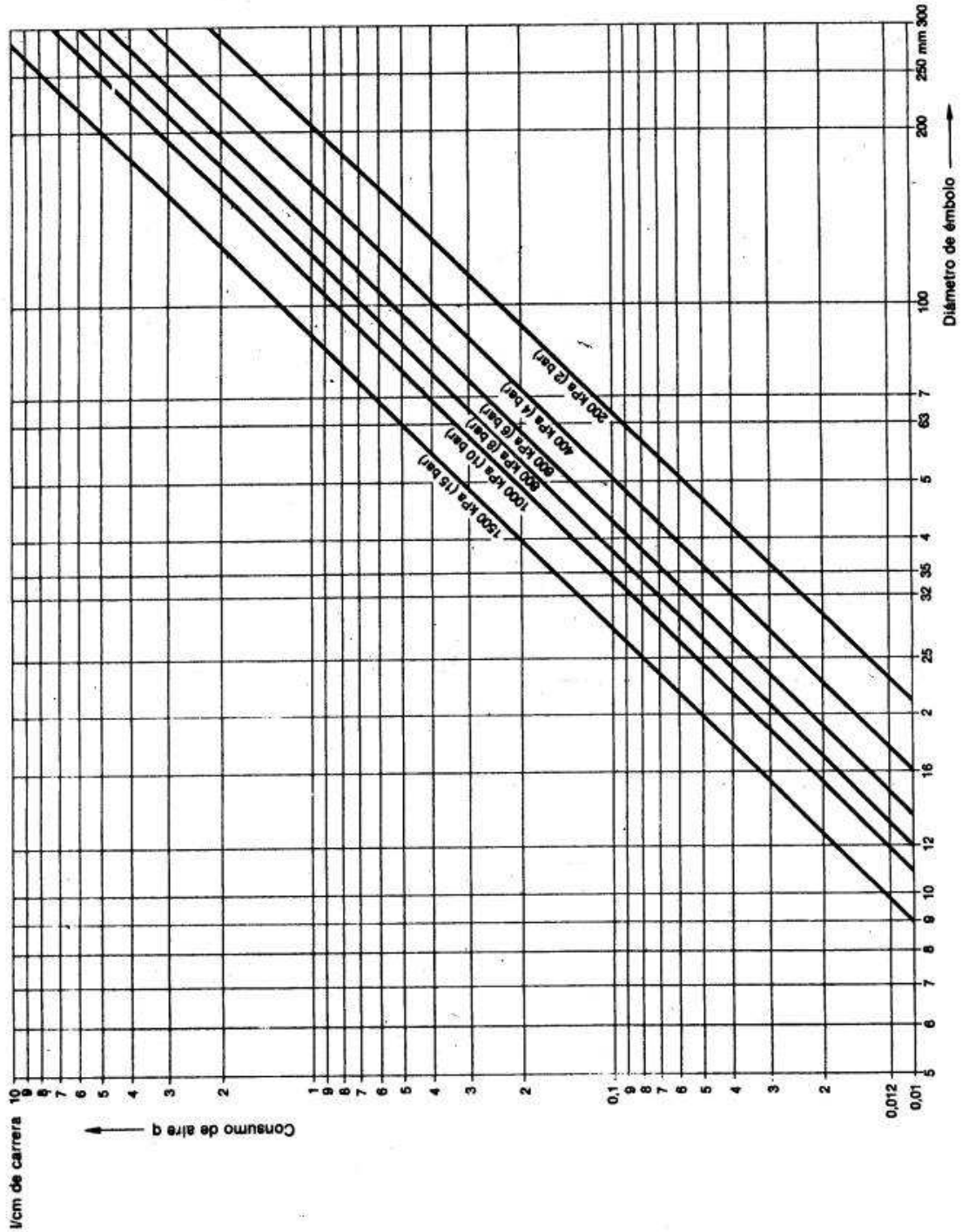


2.- DIAGRAMA CARRERA VS FUERZA

Figura 70: Diagrama de pandeo



3.- DIAGRAMA DE CONSUMO DE AIRE



4.- COMPONENTES ELÉCTRICOS (RELES A 110V)

RELES de Serie MK2P - 1

MK2P -1 12 VAC



Modelo	Corriente Nominal	Características
MK2P - 1 012VAC	10A, 250VCA	Serie MK2P-1 relevador industrial octal, patas circulares tipo bulbo, 2P, 2T, 2NA + 2NC, tipo de montaje: enchufable, base soldable 90-12, atornillable 90-28, con botón de prueba manual de contacto.

MK2P - 1 110VAC



Modelo	Corriente Nominal	Características
MK2P - 1 110VAC	10A, 250VCA	Serie MK2P-1 relevador industrial octal, patas circulares tipo bulbo, 2P, 2T, 2NA + 2NC, tipo de montaje: enchufable, base soldable 90-12, atornillable 90-28, con botón de prueba manual de contacto.

5.- ACOPLER RÁPIDOS

Guarnición neumática de Flkcn (LPC)



[Guarnición neumática de Flkcn \(LPC\)](#)

Descripción del producto

FLKCN que la guarnición neumática (LPC) 1. Uno-toca las guarniciones de tubo se utilizan en la tubería neumática. 2. Las guarniciones de tubo vienen en un variety ancho de modelos resolver toda su tubería neumática de las necesidades. 3. Incluso después la instalación, la dirección del tubo se puede cambiar libremente. 4. El cuerpo niquelado del metal asegura anticorrosión y la Anti-contaminación. 5. Diámetro externo del tubo: 6m m tamaño de 6. hilos de rosca: 1 hilo de rosca de /8inch 7.: Hilo de rosca del NPT, color del hilo de rosca 8. de la pinta (RC) de la manga: Negro, gris, forma del azul 9. de la manga: Óvalo (azul, grises), redondo (negro).

Operating pressure: 0~1.0Mpa

Negative pressure: -
100Kpa(10torr)

Max Pressure: 1.35Mpa

Operating
temperature: 560

6.- SILENCIADORES NEUMÁTICOS

SILENCIADORES Especificaciones

- 1, la fábrica profesional de productos neumáticos.
- 2, el fabricante serio de guarniciones en China.

Los silenciadores son ampliamente utilizados en las válvulas, cilindros y algunos otros sistemas que necesitan silenciadores limpiar el aire de extractor y reducir el noise.ESP pueden proporcionar una amplia gama de silenciadores para cubrir las necesidades de diversos clientes. Amont los silenciadores, la clase de cobre amarillo es la mayoría de la clase ampliamente utilizada, plástica se puede utilizar en algunas condiciones especiales. Normalmente, podemos proporcionar silenciadores a partir de la 1/8 " a 1 " .

MANGERA

Especificaciones

Provecho de la manguera del freno neumático en los sistemas de frenos del aire comprimido para los carros ligeros, los autobuses y los carros pesados

Materia	Manguera del freno neumático
Estándares	SAE J1402
Control de calidad	PUNTO, ISO9001-2000
Material	Tubo: EPDM Refuerzo: Hilado trenzado dos, RFL o hilado tratado isocianato Capa media: caucho del centro de la Viscosidad-fuerza Cubierta: EPDM
Tamaño normal	10m m x 17m m (3/8) 10m m x 19m m (3/8) 13m m x 22m m (el 1/2)
Tamaño especial	13m m x 25m m, 16m m x 27m m etc

7.- ELECTROVALVULA NEUMÁTICA

ELECTROVALVULA

91319 / ST2521-06-DC24V
Simple Solenoide
Voltaje: 24VDC
Valvula Tipo: 5/2 Puerto: 1/8" NPT
Operacion: Piloto Interno Tipo: NC
Area Efectiva: 12mm²
Presion de Operación: 21.7-116 PSI (1.5-8 Kg./cm²)

8.- CARACTERISTICAS DEL COMPRESOR

COMPRESOR

Categoría de producto

Compresor de aire MZB-0.017/8

Detalles del producto

Compresor de aire MZB-0.017/8



[Compresor de aire MZB-0.017/8](#)

Descripción del producto

Modelo de la descripción de producto: Energía MZB-0.017/8: cilindro 0.48KW/5/8HP: presión de 34*1m m: entrega de aire de 8Bar 115PSI: velocidad de 17L/min los 0.6C.F.M: 2880R. El tanque del aire del P.M.: ruido de 15L 4Gal: dimensión 47dB (cm): 50 (L)*22 (W)*50 (H)

9.- CARACTERISTICAS DEL CILINDRO

 Fly Automation Co.,Ltd



Cilindro neumático de DNC

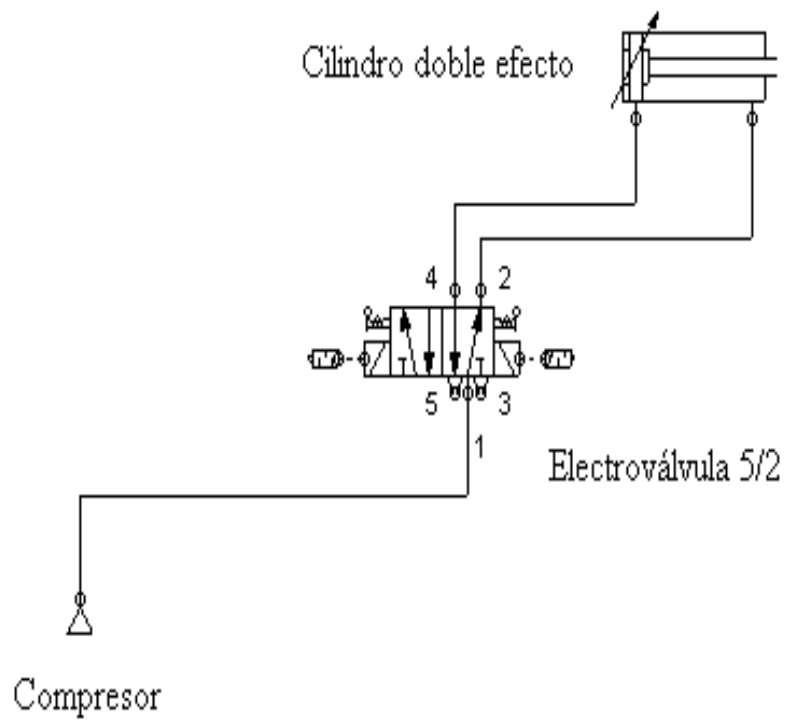
- 1.ISO9001: 2000, CE certificó
- 2.Model: DNC 50*100
- 3.Pressure: 0.15-0.8Mpa
- 4.Long vida útil, precio bajo

Cilindro DNC50*100 del aire,

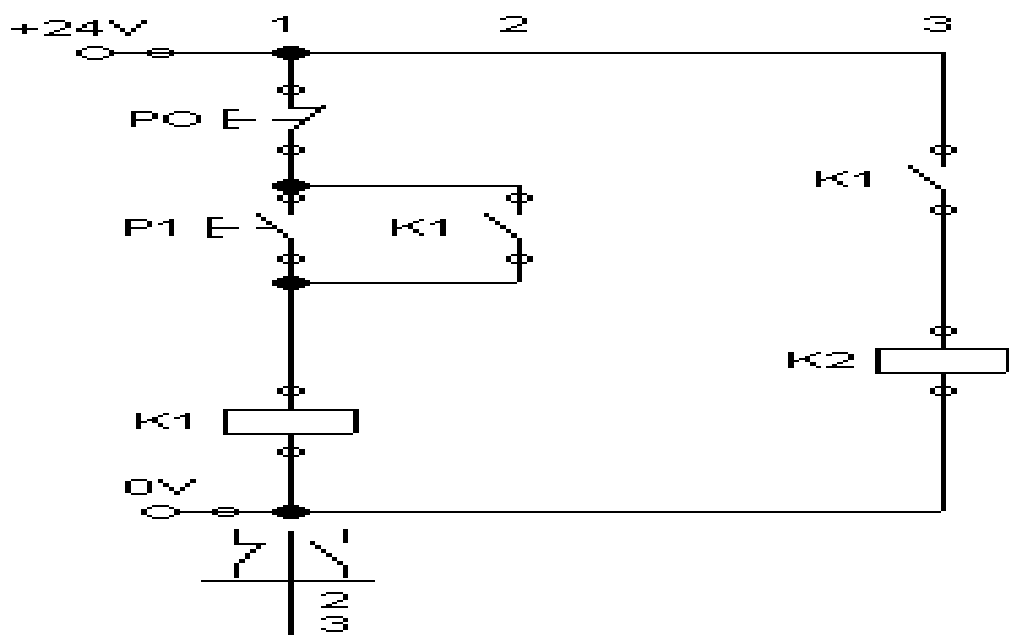
Descripción detallada:

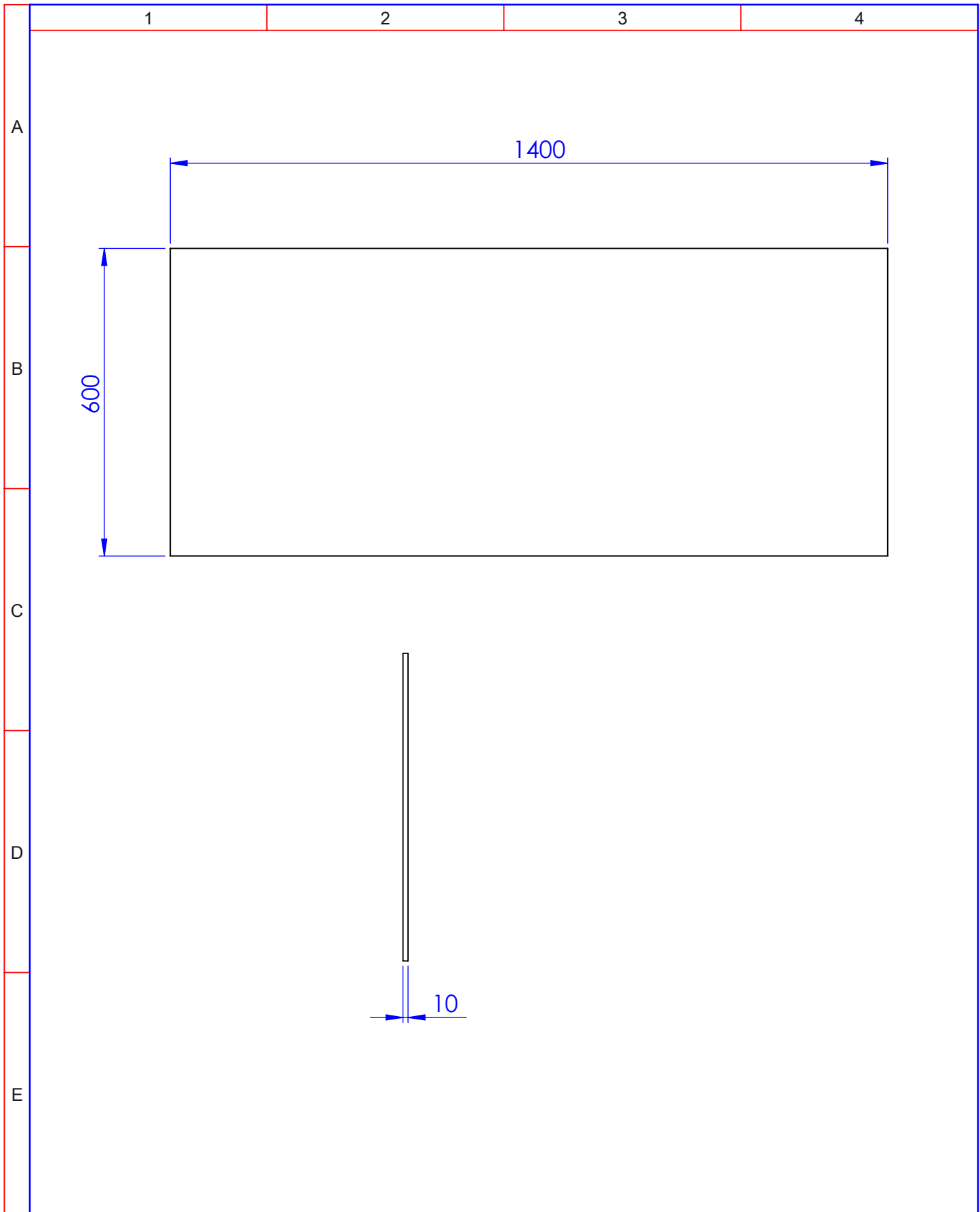
Tamaño de alesaje (milímetros)	32	40	50	63	80	100	125	160
Acción	Actuación simple o doble							
Líquido	Aire							
	DNC	CB básicos libra TC TC-M del FA FB CA						
Tipo del montaje	DNCD	FA básico FB libra TC TC-M						
	DNCJ	FA básico FB libra TC TC-M						
Gama de presión	1~9.0Bar							
Presión de prueba	13.5Bar							
Gama de temperaturas	-5-70 °C							
Gama de velocidad	50~800mm/s							
Tipo del amortiguador	Amortiguador variable							
Movimiento ajustable del amortiguador	20m m				26m m			
Tamaño portuario	G1/8 "	G1/4 "	G3/8 "	G1/2 "				

10. ESQUEMA NEUMÁTICO

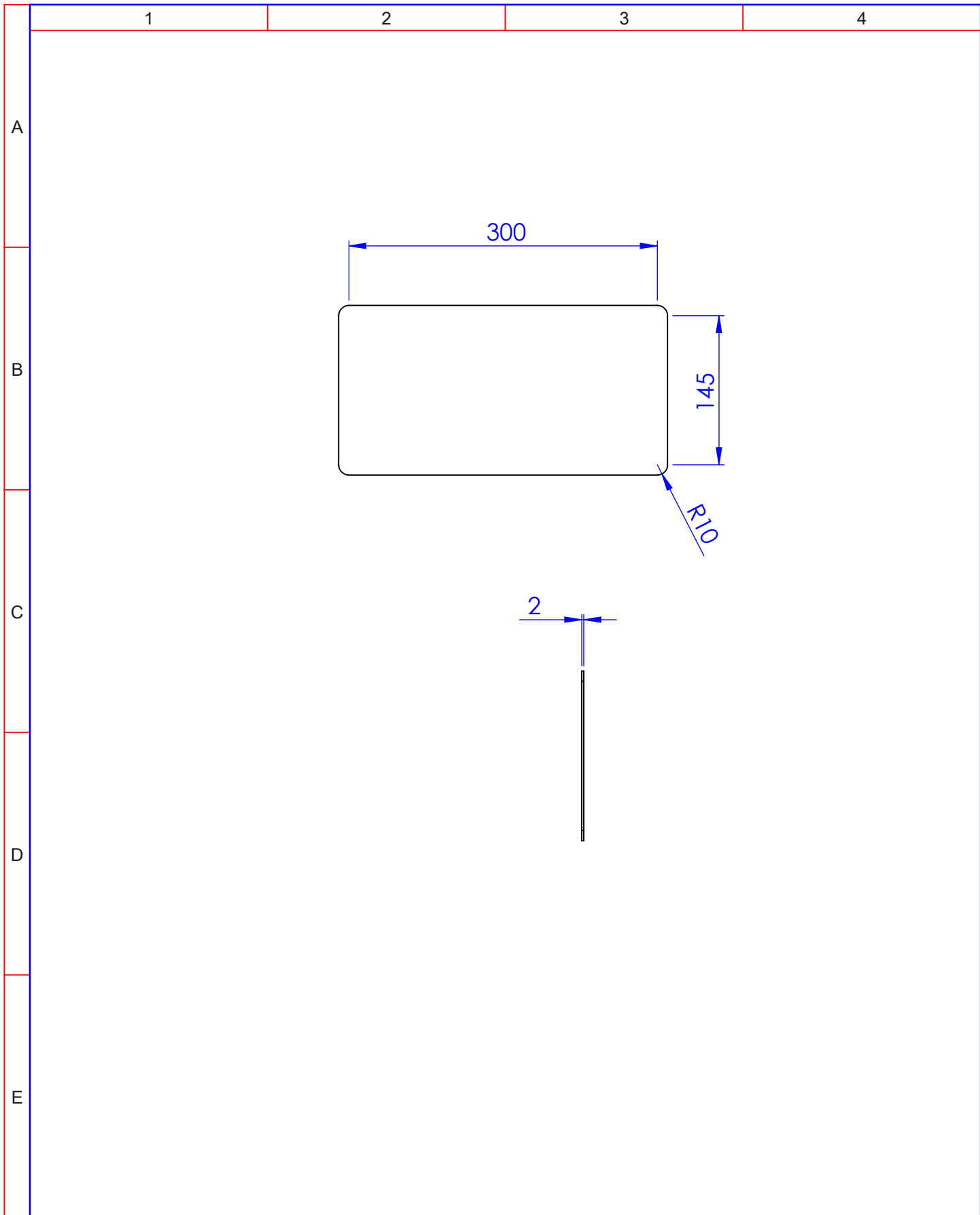


11. ESQUEMA ELECTRICO

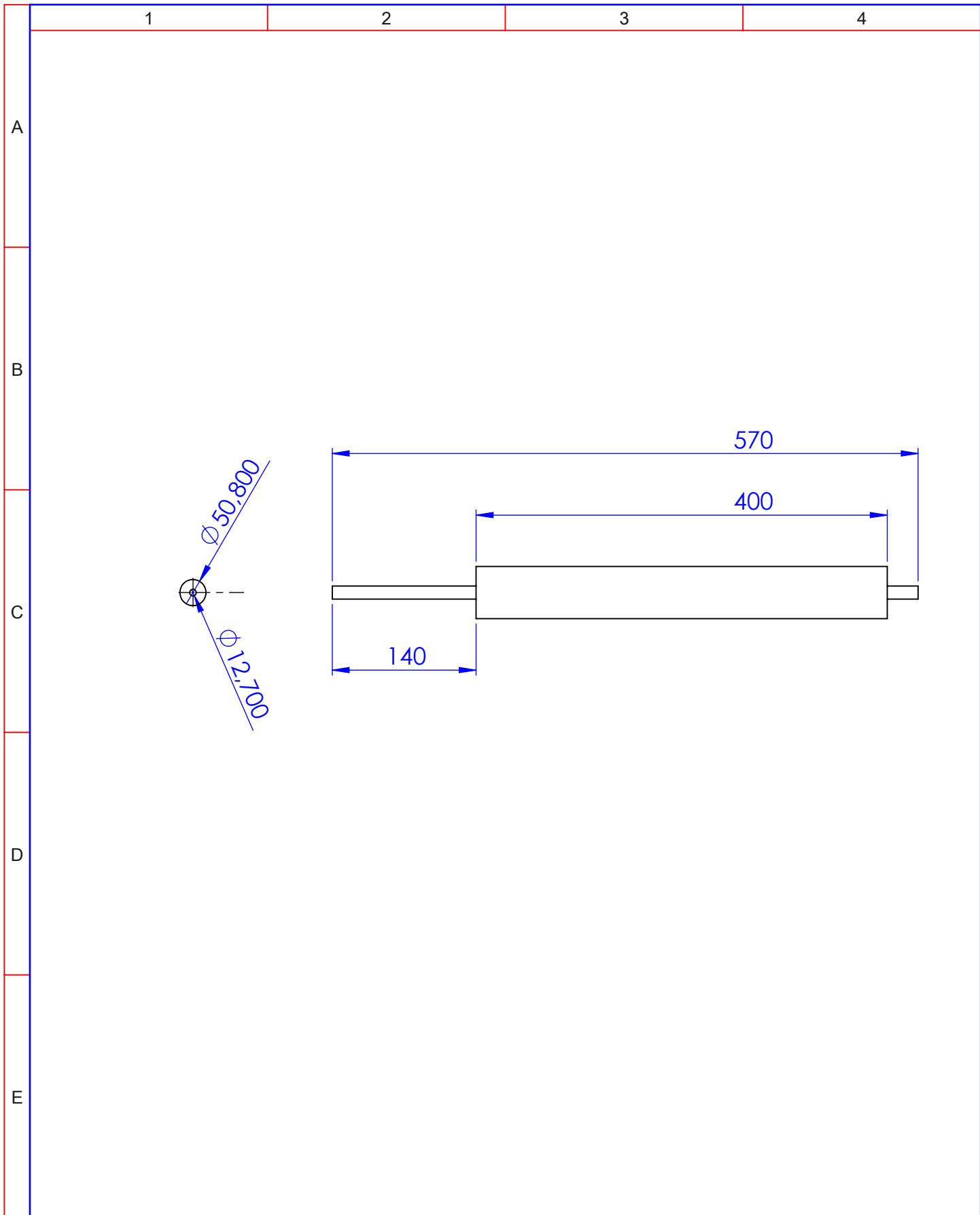




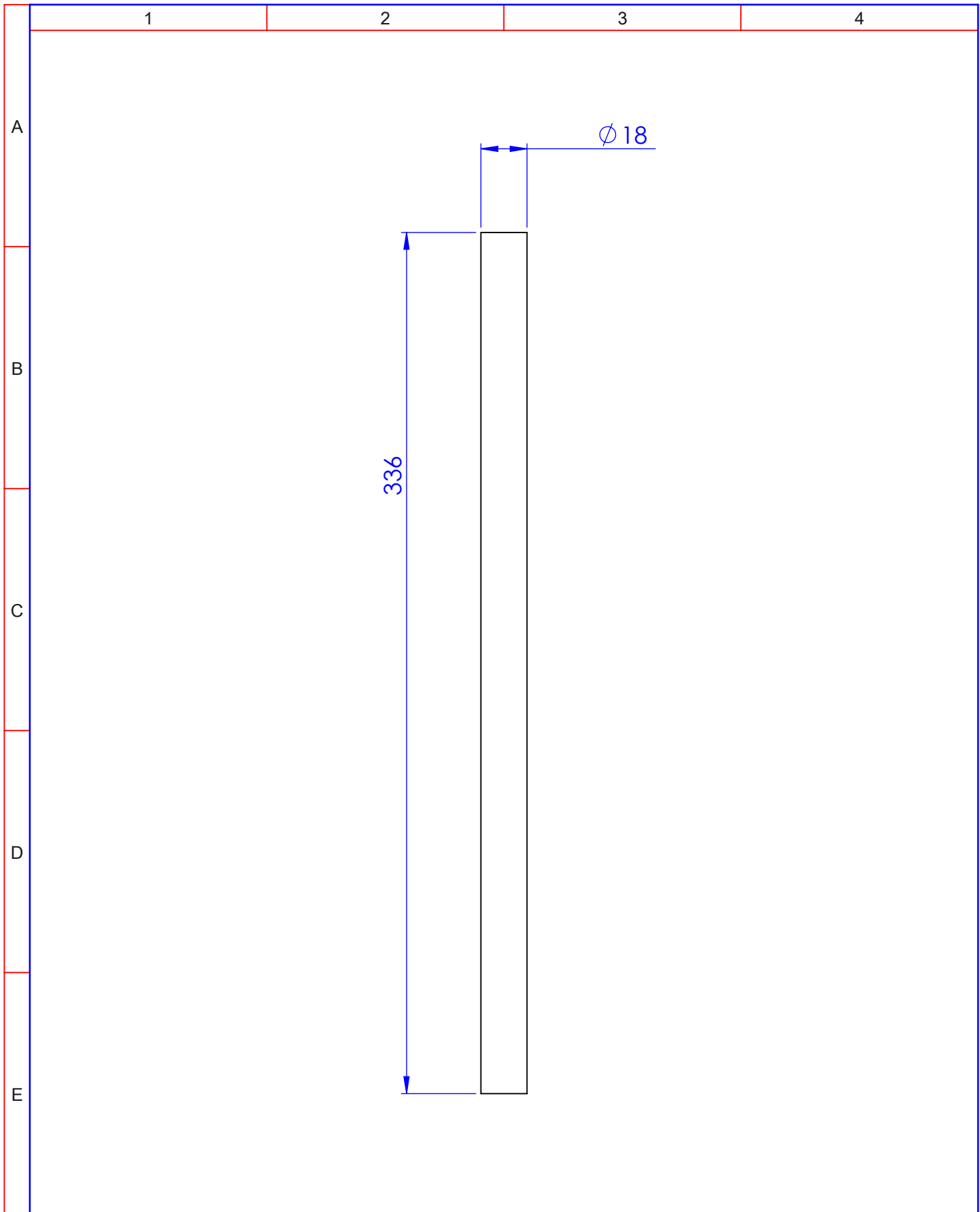
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: PLATINA ASTM A 36	
				$\pm 0,1$	1.2 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BASE DEL MOTOR	Escala: 1:10
				Dib. 23/08/11	Luis Chicaiza		
				Rev. 23/08/11	Ing. Gonzalo López		
				Apro. 23/08/11	Ing. Gonzalo López		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



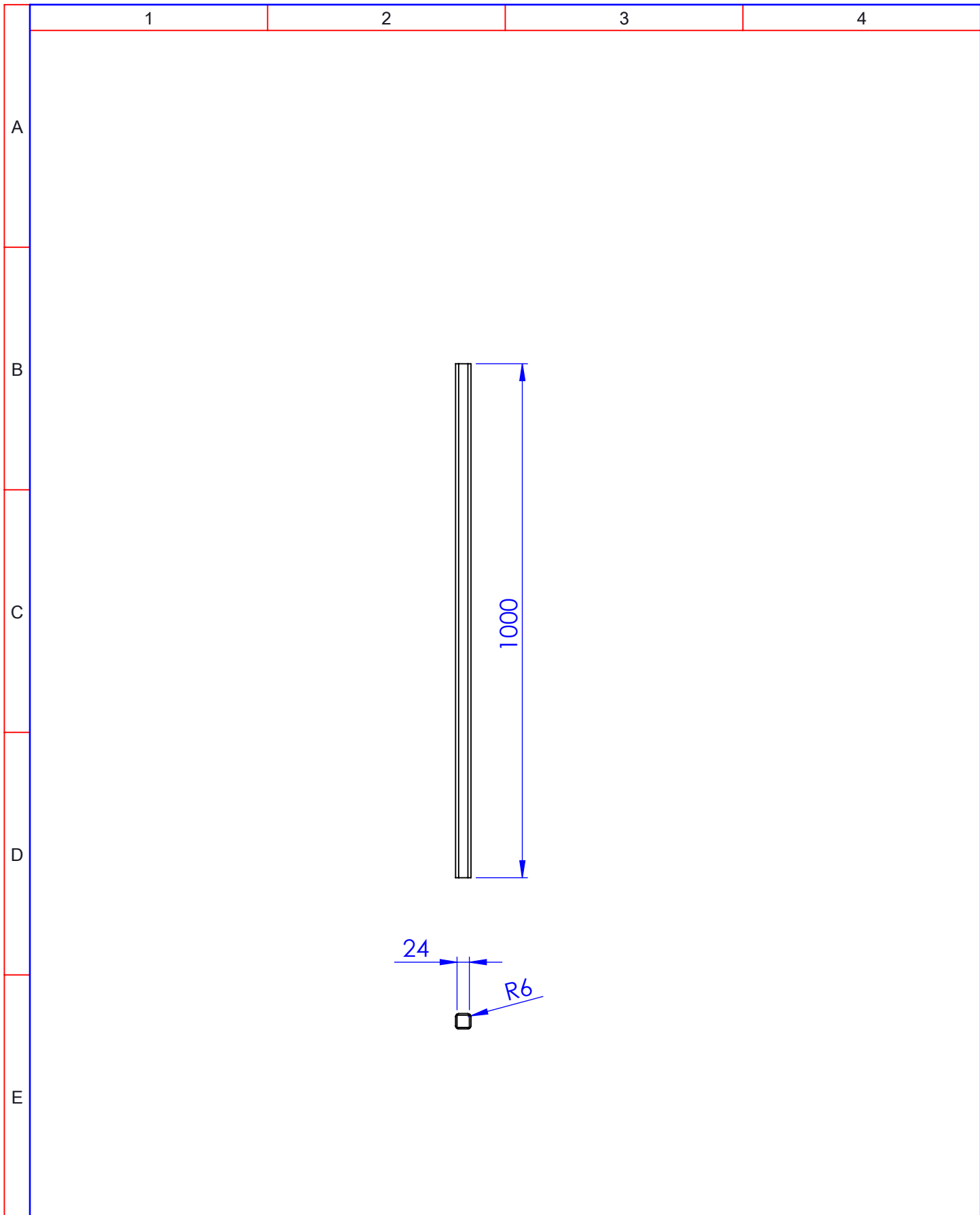
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: PLATINA ASTM A 36	
				$\pm 0,1$	1.8 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: PLATINA PARA EL SOPORTE DEL CILINDRO	Escala: 1:5
			Dib.	23/08/11	Luis Chicaiza		
			Rev.	23/08/11	Ing. Gonzalo López		
				Apro.	23/08/11	Ing. Gonzalo López	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 02	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



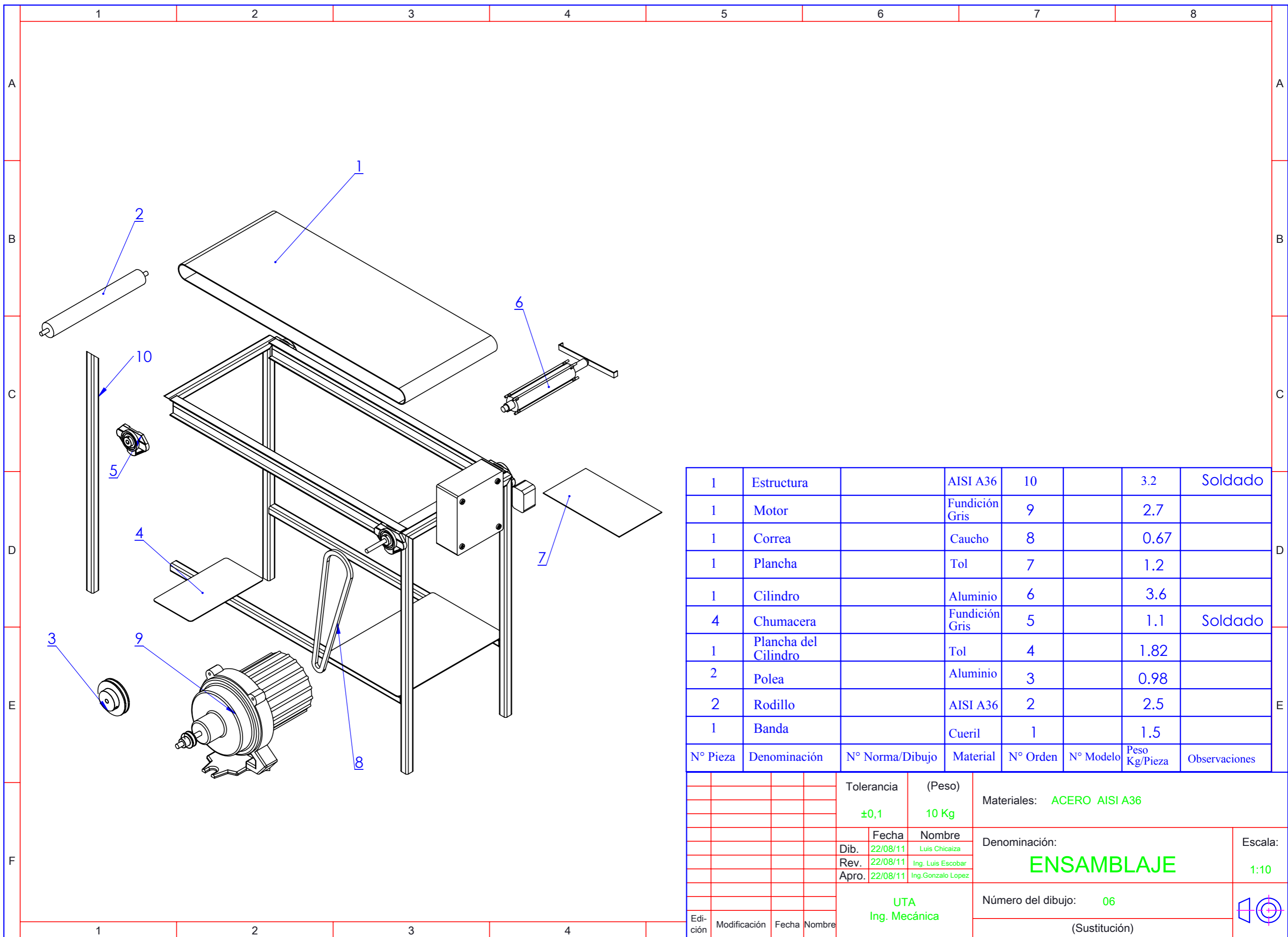
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: TUBO ASTM A 36	
				$\pm 0,1$	2.6 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: TUBOS DE TRANSMISIÓN	Escala: 1:5
			Dib.	23/08/11	Luis Chicaiza		
			Rev.	23/08/11	Ing. Gonzalo López		
				Apro.	23/08/11	Ing. Gonzalo López	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 03	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: TUBO ASTM A 36	
				$\pm 0,1$	1.1 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: TUBOS DE SOPORTE	Escala: 1:2
				Dib. 23/08/11	Luis Chicaiza		
				Rev. 23/08/11	Ing.Luis Escobar		
				Apro. 23/08/11	Ing.Luis Escobar		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 04	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				$\pm 0,1$	3.2Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: PERFIL DE TUBO CUADRADO 30*30*3	Escala: 1:10
			Dib.	23/08/11	Luis Chicaiza		
			Rev.	23/08/11	Ing. Gonzalo López		
				Apro.	23/08/11	Ing. Gonzalo López	
				UTA		Número del dibujo: 05	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		(Sustitución)	



N° Pieza	Denominación	N° Norma/Dibujo	Material	N° Orden	N° Modelo	Peso Kg/Pieza	Observaciones
1	Estructura		AISI A36	10		3.2	Soldado
1	Motor		Fundición Gris	9		2.7	
1	Correa		Caucho	8		0.67	
1	Plancha		Tol	7		1.2	
1	Cilindro		Aluminio	6		3.6	
4	Chumacera		Fundición Gris	5		1.1	Soldado
1	Plancha del Cilindro		Tol	4		1.82	
2	Polea		Aluminio	3		0.98	
2	Rodillo		AISI A36	2		2.5	
1	Banda		Cueril	1		1.5	

Tolerancia		(Peso)		Materiales: ACERO AISI A36			
±0,1		10 Kg					
Fecha		Nombre		Denominación: ENSAMBLAJE		Escala: 1:10	
Dib.	22/08/11	Luis Chicaiza					
Rev.	22/08/11	Ing. Luis Escobar					
Apro.	22/08/11	Ing. Gonzalo Lopez					
UTA Ing. Mecánica				Número del dibujo: 06			
				(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				