

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

FACULTAD DE INGENIERIAS

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO
MECANICO**

TEMA:

**DISEÑO, CONSTRUCCION Y SIMULACION DE UN SISTEMA
BASCULANTE PARA ACOPLAR A UNA PUERTA DE GARAJE
RESIDENCIAL AUTOMATIZADA POR RADIO CONTROL.**

AUTORES:

WILSON GEOVANNI SULCA PICH0

LUIS EDUARDO SUNTAXI ALMACHI

DIRECTOR:

ING. FABIAN VAREA

QUITO, JULIO 2011

Quito, de Junio del 2011

Yo, Ing. Fabián Varea, en calidad de Director de la presente tesis, certifico que el presente trabajo previo a la obtención del título de ingeniero mecánico fue desarrollado y elaborado en su totalidad por los señores Wilson Geovanni Sulca Picho y Luis Eduardo Sntaxi Almachi.

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente,

Ing. Fabián Varea

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a Dios por ser quien en el transcurso de estos años me ha dado la sabiduría para alcanzar muchas metas en especial ésta que ha requerido de mucho esfuerzo y dedicación también a mis padres quien me dieron la vida Mercedes Almachi y Fausto Suntaxi, quienes con su gran amor cariño paciencia y comprensión sembraron en mi valores de responsabilidad esfuerzo y sacrificio, los cuales han sido mi fortaleza frente a los retos que tiene la vida.

Luis Eduardo Suntaxi Almachi

El presente trabajo dedico primero a Dios y a la Virgen María por darme la vida, la salud, la sabiduría y la constancia para terminarlo, a mi querida madre Salomé que siempre ha estado a mi lado apoyándome con sus consejos de sabiduría, a mi querido padre José que me ha dado la confianza y su apoyo incondicional, a mi hermano Juan que han sido un ejemplo en la vida para seguir adelante, y a mis demás hermanos que son parte de mi vida y los quiero mucho.

Wilson Geovanni Sulca Picho

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento es para todas aquellas personas que en el largo camino de mi vida, familiar, estudiantil, profesional y de compañerismo, me supieron brindar su incondicional, apoyo, confianza y amistad, tanto en los momentos buenos como en los difíciles que en la vida se presentan; he sabido apreciar cada exigencia, como gesto de crecimiento, enriqueciéndome personal y profesionalmente, forjando el carácter de un ser humano humilde y presto siempre a colaborar activamente en todos y cada uno de los retos del diario vivir,

Luis Eduardo Sntaxi Almachi

Agradezco a todos los ingenieros y docentes de la Universidad Politécnica Salesiana por haber inculcado en mí los conocimientos y los valores necesarios para desempeñarme en mi vida profesional y personal. A mis compañeros de estudios con quienes compartimos conocimientos y vivencias propias de la vida estudiantil.

Wilson Geovanni Sulca Picho

TEMA:

Diseño, construcción y simulación de un sistema basculante para acoplar a una puerta de garaje residencial automatizado por radio control.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:

En la actualidad, debido a un alto índice delincriminal de vehículos, todo propietario de un automotor se ha visto en la necesidad de poder asegurar correctamente el lugar donde guarda su vehículo (garaje) colocando una puerta residencial de garaje con un sistema que se acople a las necesidades del lugar.

Según estadísticas el porcentaje de vehículos robados en pichincha por dejar encendido el motor hasta abrir la puerta son del 6% (seis por ciento), por lo cual el propietario de un vehículo se ve en la necesidad de adquirir algún tipo de sistema automático de puerta para evitar este tipo de robos. En el mercado existen varios modelos y sistemas para puertas de garaje, los mismos que pueden ser manual o automático; entre estos se encuentran: puertas con sistema abatible, corredizas, basculante...

En Quito no existen sistemas basculantes con un óptimo diseño, lo que implica elevados costos en materia prima, desgaste más rápido de las partes móviles del sistema en comparación a otros sistemas, provocando así molestias al cliente.

A tal fin, “Servicio de puertas automáticas” del propietario, Sr. Fausto Suintaxi, ubicado al nororiente de la ciudad de Quito, en el sector de Cumbayá, pone a consideración sus servicios técnicos y especializados para una parte de este importante número de afectados, sobre todo de puertas basculantes, así como también de otros servicios afines a la actividad industrial.

Para un mejor servicio en la construcción de sistemas Basculantes para acoplar a puertas de garaje de uso residencial, que contribuya en la empresa “Servicio de puertas automáticas”, se vio la necesidad de corregir estos errores, planteando para esto el diseño y construcción de un sistema basculante para acoplar a una puerta de garaje residencial automatizado por radio control.

JUSTIFICACION:

Al instalar otro sistema como el de puerta corrediza o abatible, se necesita un mayor espacio físico, el sistema abatible permite poca visualización al conductor al momento de ingresar o salir del garaje.

El sistema basculante ocupa poco espacio físico al momento de abrir y cerrar la puerta de garaje, proporciona mayor visualización al conductor en el momento de ingresar o salir del garaje y el punto más importante es que brinda seguridad y comodidad al usuario.

Según las cifras de la comisión de tránsito un 6 % (porciento) de robos de los automotores se deben al dejar el vehículo con el motor encendido hasta abrir la puerta de garaje.

Por existir poco espacio físico en las nuevas construcciones, para reducir las implicaciones anotadas y que incide en los costos, se ha visto la necesidad de diseñar y construir un sistema basculante para acoplar a una puerta metálica de garaje residencial automatizado por radio control, que permita incorporar en los garajes con una dimensión máxima de 3 metros de ancho y 2.40 metros de altura.

Con el sistema propuesto se estima brindar seguridad al usuario y al automotor; además alargar la vida útil de los elementos del sistema tanto mecánico como automático, que evite gastos adicionales si se cumple con un sistema de mantenimiento preventivo.

OBJETIVO

OBJETIVO GENERAL:

Diseñar, construir y simular un sistema basculante para acoplar a una puerta metálica de garaje residencial accionado por un motor eléctrico el cual es automatizado por radio control, que permita un correcto funcionamiento para garantizar la seguridad del cliente

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Mejorar el diseño de elevación de las puertas metálicas basculantes de una sola hoja
- Proporcionar un correcto funcionamiento del sistema basculante,
- Alargar la vida útil de los elementos móviles de las puertas metálicas.
- Reducir los costos de diseño y construcción de estos sistemas.

HIPOTESIS GENERAL

- La puerta de garaje de 3 metros de ancho por 2.4 metros de altura accionada manualmente tarda un tiempo aproximado de 5 minutos en la función de abrir y cerrar la puerta. Con la implementación del sistema automático basculante el tiempo que tarda en realizar el mismo trabajo es de 30 segundos, logrando reducir un tiempo de 4 minutos y 30 segundos con respecto al trabajo manual.

HIPOTESIS ESPECÍFICAS

- Cumple con los requerimientos, normas, parámetros y propiedades, que en la actualidad poseen otro tipo de sistema con una alta tecnología, para este tipo de sistemas
- El diseño permite automatizar el sistema basculante en los “Garajes”.

- Su construcción permite un ensamblaje y operación sencilla, haciendo de este sistema de fácil manejo, menor costo y mínimo mantenimiento
- Con el resultado final del sistema basculante, se determina la vida útil del moto-reductor automático.

ALCANCE:

El sistema basculante tiene la función principal de brindar un manejo confortable, seguridad en el funcionamiento y larga vida útil del equipo.

El sistema basculante accionado manualmente (sin energía) comprende en aplicar una fuerza sobre la puerta acoplada en el sistema, la misma que gira y se desplaza alrededor de un eje pivotante y a la vez se desplaza sobre unas guías laterales permitiendo así abrir la puerta.

El funcionamiento del sistema basculante automático, consiste en incorporar un motor eléctrico que al pulsar el radio control emite una honda de frecuencia de radio de 315 MHz, la cual llega a un receptor emitiendo un pulso a un relé de 12 voltios NA, el mismo se cierra y activa el mecanismo.

El diseño y la construcción del sistema basculante va específicamente dirigida para puertas de 3 metros de ancho por 2.40 metros de altura con un peso máximo de 240 lbf (108,86 Kgf).

METODOLOGÍA

- a) **Método Bibliográfico.**-“El método de investigación bibliográfica, es el sistema que se sigue para obtener información contenida en documentos”. (LÓPEZ José, Métodos e hipótesis científicas).

La estrategia será localizar, identificar, y acceder a aquellos documentos que contienen las normas, parámetros mínimos y máximos de diseño, especificaciones y propiedades pertinentes de los materiales a utilizar en la construcción del sistema.

- b) **Método Analítico.**- “Es aquel método de investigación, que consiste en la desmembración de un todo, descomponiendo en sus partes o elementos para

observar las causas, naturaleza, y efectos”. (HERNÁNDEZ Sampieri, Metodología de la Investigación).

Este método permite hacer el análisis correspondiente al montaje y alineación en los distintos sistemas, para comprender de mejor forma el comportamiento de una puerta respecto al sistema, su manejo, y así establecer nuevas teorías.

INTRODUCCION

Cuando se habla de puertas de garaje, ya sea de uso residencial o industrial, se habla de un sistema que generalmente está diseñado para abrir y cerrar la puerta.

Actualmente dentro de este tipo de sistemas existen algunos como: batiente doble hoja (abatible hacia afuera o hacia adentro, el espacio que ocupa la zona de barrido o abatimiento son un inconveniente importante en los pequeños garajes actuales, debido a que ocupa espacio en su movimiento de cierre o apertura), corredizo (una sola hoja o seccional por partes, el inconveniente es debido a que se requiere un espacio igual o superior a la medida de la puerta a uno de los extremos), sistema basculante (una sola hoja, queda suspendida en la parte superior del techo ocupando un espacio interior y otro exterior, o seccional por partes, abre verticalmente quedando totalmente bajo el techo).

El sistema está compuesto por dos partes fundamentales: la parte mecánica, y la parte eléctrica. La parte mecánica permite el movimiento o desplazamiento de la puerta a la cual está acoplada el sistema. La parte eléctrica se encarga del mando automático del sistema con sus respectivos elementos de seguridad para evitar accidentes al usuario.

La selección del sistema se realizó considerando una matriz de decisión, en la que se compararon los valores técnicos que corresponden a las alternativas y los criterios considerados para definir la viabilidad del sistema.

El sistema basculante gira y se desplaza linealmente sobre una placa y guías laterales que se encuentran empotradas a la estructura fija respectivamente, cumpliendo así su función principal que es de apertura y cierre de la puerta.

Estos sistemas pueden ser instalados en lugares nuevos o reemplazar a otros en remodelaciones, previo a realizar un análisis de la infraestructura que permita realizar el correcto funcionamiento del sistema.

La construcción se llevó a cabo después de considerar las propiedades generales del material, las dimensiones necesarias y, a través de una planificación que ayudó a la construcción del sistema.

INDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	II
AGRADECIMIENTO.....	III
TEMA:	IV
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:.....	IV
JUSTIFICACION:.....	V
OBJETIVO	VI
OBJETIVO GENERAL:	VI
OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	VI
HIPOTESIS GENERAL	VI
HIPOTESIS ESPECÍFICAS	VI
ALCANCE:.....	VII
METODOLOGÍA.....	VII
INTRODUCCION	IX
INDICE GENERAL.....	X
INDICE DE FIGURAS.....	XIV
SIMBOLOGIA.....	XVIII
CAPITULO I.....	1
1. CONCEPTOS GENERALES	1
1.1 INTRODUCCION	1
1.2 DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS EXISTENTES PARA PUERTAS DE GARAJE	2
1.2.1 PUERTA DE GARAJE CON SISTEMA BATIENTE.....	3
1.2.2 PUERTA DE GARAJE CON SISTEMA CORREDIZO.....	4
1.2.3 PUERTAS DE GARAJE CON SISTEMA BASCULANTE	5
1.2.3.1 SISTEMA BASCULANTE DE PLE-LEVA	6
1.2.3.2 SISTEMA BASCULANTE SECCIONAL.....	7
1.2.3.3 SISTEMA BASCULANTE DE GUILLOTINA	8
1.2.3.4 SISTEMA BASCULANTE DE MUELLE.....	9
1.2.3.5 SISTEMA BASCULANTE DE CONTRAPESOS	10
1.3 PARAMETRO QUE INFLUYEN PARA SELECCIONAR EL SISTEMA ADECUADO	11
1.4 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA	11
1.5 FUNDAMENTOS DEL DISEÑO.....	12
1.5.1 INTRODUCCION	12
1.5.2 CONCEPTOS DE DISEÑO.....	13
1.5.3 COMO REALIZAR UN DISEÑO.....	13
1.5.4 CARGAS.....	14
1.5.4.1 CARGAS MUERTAS.....	14
1.5.4.2 CARGAS VIVAS.....	15

1.5.5	FACTOR DE SEGURIDAD.....	16
1.5.6	ESFUERZOS.....	16
1.5.6.1	ESFUERZOS DE TRACCIÓN.....	17
1.5.6.2	ESFUERZOS DE COMPRESION.....	17
1.5.6.3	ESFUERZOS DE FLEXION.....	18
1.5.6.4	ESFUERZOS COMBINADOS.....	19
1.5.7	DEFLEXIÓN.....	20
1.5.8	RODAMIENTOS.....	21
1.5.9	RESORTES.....	22
1.5.9.1	RESORTES A COMPRESIÓN.....	23
1.5.9.2	RESORTES A TRACCIÓN.....	23
1.5.10	VIGAS.....	24
1.5.11	COLUMNAS.....	24
1.5.12	UNIONES ATORNILLADAS.....	24
1.5.13	CONEXIONES POR SOLDADURA.....	24
1.5.13.1	SOLDADURA DE FILETE.....	25
1.5.13.2	RESISTENCIA PERMISIBLE DE LAS SOLDADURAS.....	25
1.5.13.3	REQUISITOS DE LAS SOLDADURAS.....	27
CAPITULO //.....		29
2.	DISEÑO DEL SISTEMA BASCULANTE.....	29
2.1	INTRODUCCION A SÍNTESIS DE MECANISMOS.....	29
2.1.1	CINEMÁTICA Y CINÉTICA.....	30
2.1.2	CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE CINEMÁTICA.....	30
2.1.3	CONSIDERACIONES PRÁCTICAS.....	33
2.1.4	DETERMINACION DEL GRADO DE LIBERTAD.....	33
2.1.4	MOVIMIENTO PLANO DE UN SOLIDO RIGIDO.....	34
2.1.4.1	TRASLACIÓN PURA.....	34
2.1.4.2	ROTACIÓN PURA.....	35
2.1.4.3	MOVIMIENTO GENERAL.....	35
2.2	DISEÑO DEL MODELO PROPUESTO.....	36
2.2.1	DISEÑO CINEMÁTICO.....	36
2.2.1.1	ESQUEMA CINEMÁTICO.....	36
2.2.1.2	DETERMINACIÓN DEL GRADO DE LIBERTAD.....	37
2.2.1.3	DETERMINACIÓN DE LA TRAYECTORIA REQUERIDA PARA EL MECANISMO.....	38
2.2.1.4	CÁLCULO DE LA VELOCIDAD Y ACELERACIÓN DEL MECANISMO.....	41
2.2.2	DISEÑO ESTÁTICO – CINÉTICO.....	51
2.2.2.1	CÁLCULO DE FUERZAS GENERADAS EN EL SISTEMA BASCULANTE.....	51
2.2.2.1.1	METODO PARA CALCULAR EL PESO DE LA PUERTA.....	52
2.2.2.1.2	CÁLCULO CENTRO DE GRAVEDAD DE LA PUERTA.....	54
2.2.2.1.3	CÁLCULO DE LA FUERZA GENERADA POR EL MOTOR.....	57
2.2.2.1.4	CÁLCULO DE LAS FUERZAS GENERADAS EN EL SISTEMA BASCULANTE.....	58
2.2.2.1.4.1	FUERZAS EN LA PUERTA.....	58

2.2.2.1.4.2 FUERZAS EN LA PALANCA Y EL RESORTE.....	60
2.2.2.1.5 FUERZAS GENERADAS EN EL SISTEMA.....	61
2.2.3 CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ADMISIBLE	63
2.2.3.1 CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ADMISIBLE A FLEXIÓN	65
2.2.3.1 CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ADMISIBLE A CORTANTE	65
2.2.4 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA BASCULANTE.....	66
2.2.4.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA PUERTA.....	66
2.2.4.2 DISEÑO DEL EJE SOPORTE PARA RODAMIENTO.....	73
2.2.4.3 DISEÑO DEL ANGULO SOPORTE PARA EJE DEL RODAMIENTO.....	75
2.2.4.4 DISEÑO DE LA PLACA INFERIOR SUJECION PALANCA.....	79
2.2.4.4.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN	86
2.2.4.5 DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE PALANCA.	86
2.2.4.5.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN	91
2.2.4.6 DISEÑO DE LA PALANCA DE GIRO	94
2.2.4.6.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN	99
2.2.4.7 DISEÑO DEL RESORTE DE TENSIÓN	100
2.2.4.8 DISEÑO DEL GANCHO SUJECION RESORTE.....	104
2.2.4.9 PLACA SUPERIOR SUJECION RESORTE.....	107
2.2.4.10 DISEÑO DE LA GUÍA LATERAL DE LA PUERTA.....	108
2.2.4.10.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN	112
2.2.4.11 DISEÑO DEL APOYO DE LA GUÍA DE LA PUERTA	114
2.2.4.12 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO.....	118
2.2.4.13 DISEÑO DE LA COLUMNA.....	120
2.2.5 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE SUJECIÓN DEL SISTEMA BASCULANTE.....	124
2.2.5.1 ESFUERZO PERMISIBLE A CORTANTE DEL PERNO	124
2.2.5.2 DISEÑO DEL PERNO EN EL QUE PIVOTA LA PALANCA	124
2.2.5.3 DISEÑO DEL PERNO QUE UNE LA PLATINA DEL RESORTE Y LA PALANCA	125
2.2.5.4 DISEÑO DEL BOCÍN DEL PERNO PIVOTANTE.	127
2.2.5.5 BOCÍN PARA REDUCIR LA FRICCIÓN	128
2.2.6 CALCULO DE LA SOLDADURA DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA BASCULANTE.....	130
2.2.6.1 SOLDADURA PLACA SOPORTE PALANCA.....	130
2.2.6.2 SOLDADURA PLACA INFERIOR SUJECION PALANCA.....	131
2.2.6.3 SOLDADURA GANCHO SUJECION RESORTE.....	131
2.2.6.4 SOLDADURA DE LAS GUÍAS LATERALES.....	132
CAPITULO III.....	133
3. COSTOS DEL SISTEMA BASCULANTE Y LA PUERTA	133
3.1 COSTOS DE MATERIALES NORMALIZADOS.....	133
3.2 COSTOS DE MATERIALES ELECTRONICOS	134
3.3 COSTOS DE INSUMOS INDIRECTOS.....	134
3.4 COSTOS DE MAQUINARIA.....	135
3.5 COSTOS MANO DE OBRA.....	136

3.6	COSTOS TOTALES DE MATERIALES NORMALIZADOS, ELECTRÓNICOS, INSUMOS, MAQUINADO, MANO DE OBRA	136
3.7	OTROS RUBROS	137
3.8	COSTO FINAL DE CONSTRUCCION	137
CAPITULO IV.....		138
4.	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	138
4.1	MANUAL DE OPERACIÓN.....	138
4.1.1	Descripción de partes del sistema basculante.....	139
4.2	MANUAL DE MANTENIMIENTO	143
4.2.1	Comprobaciones.....	143
4.2.2	Actuaciones	143
4.2.3	Frecuencias de mantenimiento	144
PROTOCOLO DE PRUEBAS		145
CONCLUSIONES.....		148
RECOMENDACIONES		149
BIBLIOGRAFÍA DE TEXTOS.....		150
BIBLIOGRAFÍA INTERNET		151
GLOSARIO TERMINOS.....		152
ANEXOS.....		154
PLANOS.....		174

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 SISTEMA ABATIBLE.....	3
FIGURA 2 SISTEMA CORREDIZO	4
FIGURA 3 SISTEMA BASCULANTE.....	6
FIGURA 4 SISTEMA BASCULANTE DE PLE - LEVA.....	7
FIGURA 5 SISTEMA BASCULANTE SECCIONAL	8
FIGURA 6 SISTEMA BASCULANTE DE GUILLOTINA.....	9
FIGURA 7 SISTEMA BASCULANTE DE MUELLE CON GUÍA AL TECHO	9
FIGURA 8 SISTEMA BASCULANTE DE MUELLE SIN GUÍA AL TECHO	10
FIGURA 9 SISTEMA BASCULANTE DE CONTRAPESOS	10
FIGURA 10 CARGAS MUERTAS.....	15
FIGURA 11 VIGA SOMETIDA A CARGAS	17
FIGURA 12 ESFUERZO DE TRACCIÓN.....	17
FIGURA 13 ESFUERZO DE COMPRESIÓN	18
FIGURA 14 FLEXIÓN DE LA VIGA DEBIDO A CARGAS.....	18
FIGURA 15 ESFUERZOS COMBINADOS.....	19
FIGURA 16 DEFLEXIÓN DE UNA VIGA SIMPLEMENTE APOYADA CON CARGA CENTRAL	21
FIGURA 17 PARTE DE UN COJINETE DE BOLAS.....	21
FIGURA. 18 TIPOS DE RESORTES DE COMPRESIÓN	23
FIGURA 19 TIPOS DE RESORTES DE TRACCIÓN.....	24
FIGURA 20 SOLDADURA TRANSVERSAL DE FILETE	25
FIGURA 21 SOLDADURA LONGITUDINAL FRONTAL.....	25
FIGURA. 22 ESPECIFICACIONES PARA ELECTRODOS	27
FIGURA 23 TIPO DE ESLABONES	30
FIGURA 24 GRADO DE LIBERTAD	31
FIGURA 25 MECANISMO DE CADENA CERRADA	32
FIGURA 26 MECANISMO DE CADENA ABIERTA.....	32
FIGURA 27 MECANISMOS DE GRADO DE LIBERTAD	34
FIGURA 28 TRASLACIÓN PURA	35
FIGURA 29 ROTACIÓN PURA.....	35
FIGURA 30 MOVIMIENTO GENERAL.....	36
FIGURA 31 ESQUEMA CINEMÁTICO DEL SISTEMA BASCULANTE	37
FIGURA 32 TRAYECTORIA 1 DEL SISTEMA BASCULANTE	38
FIGURA 33 TRAYECTORIA 2 DEL SISTEMA BASCULANTE	39
FIGURA 34 TRAYECTORIA 3 DEL SISTEMA BASCULANTE	40
FIGURA 35 PUNTO1 DEL SISTEMA BASCULANTE.....	41
FIGURA 36 VELOCIDAD DEL PUNTO 1 DEL SISTEMA BASCULANTE.....	43
FIGURA 37 ACELERACIÓN DEL PUNTO 1 DEL SISTEMA BASCULANTE	44
FIGURA 38 PUNTO 2 DEL SISTEMA BASCULANTE	45
FIGURA 39 VELOCIDAD DEL PUNTO 2 DEL SISTEMA BASCULANTE.....	46
FIGURA 40 ACELERACIÓN DEL PUNTO 2 DEL SISTEMA BASCULANTE	48
FIGURA 41 GRÁFICO DISTANCIA VS VELOCIDAD	49
FIGURA 42 GRÁFICO DISTANCIA VS ACELERACIÓN	50
FIGURA 43 ESQUEMA DEL SISTEMA BASCULANTE.....	51
FIGURA 44 ESQUEMA DE LA PUERTA	52
FIGURA 45 TUBO CUADRADO ESTRUCTURA DE LA PUERTA.....	54
FIGURA 46 CENTRO DE GRAVEDAD DEL TUBO DE LA PUERTA	55

FIGURA 47 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PUERTA.....	58
FIGURA 48 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PALANCA Y RESORTE	60
FIGURA 49 FUERZAS GENERADAS EN EL SISTEMA BASCULANTE.....	62
FIGURA 50 FUERZAS EN LA ESTRUCTURA DE LA PUERTA	66
FIGURA 51 DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.....	67
FIGURA 52 FUERZAS AXIALES EN LA ESTRUCTURA DE LA PUERTA.....	68
FIGURA 53 FUERZAS FLEXIONANTES EN LA ESTRUCTURA DE LA PUERTA	69
FIGURA 54 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS	72
FIGURA 55 EJE SOPORTE PARA RODAMIENTO.....	73
FIGURA 56 ANGULO SOPORTE DEL EJE.....	75
FIGURA 57 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE	75
FIGURA 58 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS	77
FIGURA 59 PLACA INFERIOR SUJECIÓN PALANCA.....	79
FIGURA 60 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE	79
FIGURA 61 FUERZA AXIAL EN LA PLACA INFERIOR SUJECIÓN PALANCA	80
FIGURA 62 FUERZA DE FLEXIÓN EN LA PLACA INFERIOR SUJECIÓN PALANCA	82
FIGURA 63 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS	83
FIGURA 64 PLACA SOPORTE PALANCA	86
FIGURA 65 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE.....	87
FIGURA 66 FUERZA AXIAL.....	88
FIGURA 67 FUERZA FLEXIONANTE	89
FIGURA 68 FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS	90
FIGURA 69 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE	92
FIGURA 70 FUERZAS GENERADAS EN EL ELEMENTO	92
FIGURA 71 DIAGRAMA DE MOMENTOS	93
FIGURA 72 PALANCA DE GIRO.....	94
FIGURA 73 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PALANCA.....	95
FIGURA 74 FUERZA AXIAL EN LA PALANCA	96
FIGURA 75 FUERZA FLEXIONANTE EN LA PALANCA	97
FIGURA 76 FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS EN LA PALANCA	98
FIGURA 77 FUERZAS EN EL RESORTE	100
FIGURA 78 GANCHO SUJECIÓN RESORTE.....	104
FIGURA 79 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE	105
FIGURA 80 PLACA SUPERIOR SUJECIÓN RESORTE.....	107
FIGURA 81 FUERZA AXIAL EN LA PLACA SUPERIOR SUJECIÓN RESORTE.....	107
FIGURA 82 GUÍA LATERAL.....	108
FIGURA 83 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA GUÍA LATERAL	109
FIGURA 84 FUERZA FLEXIONANTE EN LA GUÍA LATERAL	110
FIGURA 85 FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS DE LA GUÍA	112
FIGURA 86 GUÍA LATERAL AUMENTADA UN APOYO.....	113
FIGURA 87 SOPORTE DE LA GUÍA LATERAL.....	114
FIGURA 88 FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS DE LA GUÍA CON UN APOYO	115
FIGURA 89 FUERZAS GENERADAS EN EL APOYO	115
FIGURA 90 FUERZA AXIAL EN EL APOYO.....	116
FIGURA 91 SELECCIÓN RODAMIENTO.....	119
FIGURA 92 COLUMNA.....	120
FIGURA 93 BOCÍN PERNO PIVOTANTE.....	127
FIGURA 94 BOCÍN BRONCE GRAFITADO.....	128
FIGURA 95 POSICIÓN DESENGANCHE MANUAL.....	139

FIGURA 96 POSICIÓN DE CERRADO	139
FIGURA 97 ESTRUCTURA FIJA.	140
FIGURA 98 ESTRUCTURA MÓVIL.....	141
FIGURA 99 MOTOR LIFMASTER.....	142
FIGURA 100 MANDOS A DISTANCIA.....	142

INDICE TABLAS

TABLA 1 ELEMENTOS DEL SISTEMA ABATIBLE.....	4
TABLA 2 ELEMENTOS DEL SISTEMA CORREDIZO	5
TABLA 3 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DEL SISTEMA BASCULANTE	11
TABLA 4 ESFUERZOS PERMISIBLES EN SOLDADURA	26
TABLA 5 TAMAÑOS MÍNIMOS DE SOLDADURA DE FILETE	28
TABLA 6 DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD Y ACELERACIÓN DEL PUNTO E	49
TABLA 7 PESOS DE LA ESTRUCTURA DE LA PUERTA.....	52
TABLA 8 PRODUCTO DEL ÁREA X DISTANCIAS PARA CALCULAR EL CG. DE LA PUERTA.....	56
TABLA 9 FACTOR DE SEGURIDAD QUE INVOLUCRA ASPECTOS DE SEGURIDAD Y ECONOMÍA (FSX)	63
TABLA 10 FACTOR DE SEGURIDAD QUE INVOLUCRA ASPECTOS DE CONTROL Y CALIDAD (FSY)	64
TABLA 11 MATERIALES NORMALIZADOS	134
TABLA 12 MATERIALES ELECTRÓNICOS	134
TABLA 13 INSUMOS INDIRECTOS	134
TABLA 14 TIEMPO HORAS MÁQUINA.....	135
TABLA 15 COSTO HORAS MÁQUINA	135
TABLA 16 COSTOS MANO DE OBRA	136
TABLA 17 COSTOS TOTALES.....	136
TABLA 18 COSTO FINAL DE CONSTRUCCIÓN.....	137
TABLA 19 GUÍA DE MANTENIMIENTO	144
TABLA 20 VERIFICACIÓN ESTÉTICA	145
TABLA 21 VERIFICACIÓN DIMENSIONES	146
TABLA 22 VERIFICACIÓN FUNCIONAMIENTO	147

SIMBOLOGIA

w	Grado de libertad
n	Número de eslabones móviles
p	Número de par inferior
kp	Número de par superior
V_A	Velocidad del punto A
V_B	Velocidad del punto B
V_C	Velocidad del punto C
V_D	Velocidad del punto D
V_E	Velocidad del punto E
V_{BA}	Velocidad del punto B respecto al punto A
V_{BC}	Velocidad del punto B respecto al punto C
a_A	Aceleración del punto A
a_B	Aceleración del punto B
a_C	Aceleración del punto C
a_D	Aceleración del punto D
a_E	Aceleración del punto E
$a_{BA(N)}$	Aceleración del punto B respecto al punto A normal
$a_{BA(t)}$	Aceleración del punto B respecto al punto A tangencial
$a_{BC(N)}$	Aceleración del punto B respecto al punto C normal
$a_{BC(t)}$	Aceleración del punto B respecto al punto C tangencial
W	Peso de la plancha
W_P	Peso de la puerta
Z_{CG}	Centro de gravedad con respecto al eje Z
Y_{CG}	Centro de gravedad con respecto al eje Y
P_M	Potencia del motor
F_M	Fuerza del motor
v	Velocidad del motor
ΣF_x	Sumatoria de fuerzas en x
ΣF_y	Sumatoria de fuerzas en y
ΣM	Sumatoria de momentos

R	Reacción
$R_{1.2x}$	Reacción del elemento 1 respecto al elemento 2 en X
$R_{1.2y}$	Reacción del elemento 1 respecto al elemento 2 en Y
$R_{1.3}$	Reacción del elemento 1 respecto al elemento 3 en Y
d_1	Distancia medida entre W_P y el punto B
d_2	Distancia medida entre $R_{1.3}$ y el punto B
d_3	Distancia medida entre F_M y el punto B
R_{Cx}	Reacción del punto C en el eje X
R_{Cy}	Reacción del punto C en el eje Y
R_{Hx}	Reacción del punto H en el eje X
R_{Hy}	Reacción del punto H en el eje Y
d_4	Distancia medida entre R_{Cx} y el punto B
d_5	Distancia medida entre R_{Cy} y el punto B
d_6	Distancia medida entre R_{Cy} y el punto H
d_7	Distancia medida entre R_{Cx} y el punto H
S_y	Esfuerzo de fluencia
F_S	Factor de seguridad
$[\tau_{max}]$	Esfuerzo máximo admisible a cortante
τ_{max}	Esfuerzo cortante
F_b	Esfuerzo de flexión admisible
f_b	Esfuerzo de flexión
F_a	Esfuerzo Axial admisible
f_a	Esfuerzo Axial
c_m	Factor de modificación
E	Módulo de elasticidad
F_e'	Esfuerzo de Euler
K	Factor de longitud efectiva
r	Radio de giro
M_1	Momento < en el extremo
M_2	Momento > en el extremo
I	Inercia
A	Area Transversal

P	Carga
V	Fuerza cortante
M_{\max}	Momento máximo
S	Módulo de sección
c	Centroide
b	Base
h	Altura
e	Espesor
L	Longitud
Δ_{\max}	Deflexión máxima
d	Diámetro del alambre del resorte
L_0	Longitud total del resorte
N_a	Número de espiras activas
D_e	Diámetro exterior del resorte
G	Módulo de elasticidad en torsión
S_{ut}	Resistencia mínima a la tensión
L_B	Longitud libre del resorte
K	Constante del resorte
τ	Esfuerzo Cortante
k_S	Factor de aumento de esfuerzo cortante
C	Indice del resorte
ω	Velocidad angular

CAPITULO I

1. CONCEPTOS GENERALES

1.1 INTRODUCCION

“Las puertas de garaje tienen sus "altos" y sus "bajos," en general son más sus ventajas que sus desventajas durante su historia. En un momento surgió el problema de la seguridad, el de los niños que quedaban atrapados debajo de las puertas automatizadas, pero hoy en día todo esto ha sido solucionado y el futuro es muy prometedor para la industria de las puertas de garaje.”¹

Existen varios tipos de puertas de garaje, las más antiguas son las de madera. La madera es un gran aislante, pero no resiste muy bien las condiciones climáticas severas, y además, la madera es un material pesado. Por este motivo los fabricantes se dieron cuenta que era necesario encontrar algo más liviano, que pudiera ser tan buen aislante como la madera. La primera respuesta de la industria frente a este problema fueron las puertas de acero.

El acero no es un buen aislante, de manera que para compensar lo que los fabricantes hacen es utilizar paneles dobles y rellenar el espacio libre entre ambos paneles con un aislante de poliestireno o poliuretano. El poliuretano es mejor aislante que el poliestireno, pero tiende a degradarse luego de un tiempo, mientras que el poliestireno dura para siempre. Pero si no necesita ninguna aislación, por ejemplo si se trata de un taller exterior u otro edificio similar, se puede utilizar una puerta de acero simple.

“La parte más complicada de una puerta de garaje es el sistema a utilizar, sus herrajes, el mecanismo de mando o transmisión, los resortes, los rieles, las ménsulas; todas las piezas que de manera combinada hacen que la puerta se abra y se cierre una y otra vez.”²

¹ Fuente. <http://www.aaaremotos.com/howgadowoups.html>

² Fuente. <http://www.aaaremotos.com/howgadowoups.html>

El sistema para abrir y cerrar una puerta de garaje está construido de tal forma que es de fácil manejo, es decir que la fuerza aplicada sobre la puerta sea mínima y que los esfuerzos que sufren los componentes debido al movimiento no afecten al movimiento de la puerta.

El sistema está compuesto por dos partes fundamentales: la parte mecánica, y la parte eléctrica. La parte mecánica permite el movimiento o desplazamiento de la puerta a la cual está acoplada el sistema. La parte eléctrica se encarga del mando automático del sistema con sus respectivos elementos de seguridad para evitar accidentes al usuario.

En la actualidad existen varios sistema utilizados para abrir o cerrar una puerta de garaje; se citan los más conocidos: batiente doble hoja (abatible hacia afuera o hacia adentro), corredizo (una sola hoja o seccional por partes), sistema basculante (una sola hoja o seccional por partes).

De los sistemas mencionados se enfoca en el sistema basculante de una sola hoja, debido a la versatilidad de dicho sistema ya que ahorra espacio y presenta mayor visibilidad al momento de salir o ingresar al garaje.

1.2 DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS EXISTENTES PARA PUERTAS DE GARAJE

Los sistemas para puertas de garaje tienen por objeto permitir y facilitar el desplazamiento vertical, elevadizo y horizontal de las puertas para permitir el acceso de las personas y vehículos al lugar de residencia o trabajo.

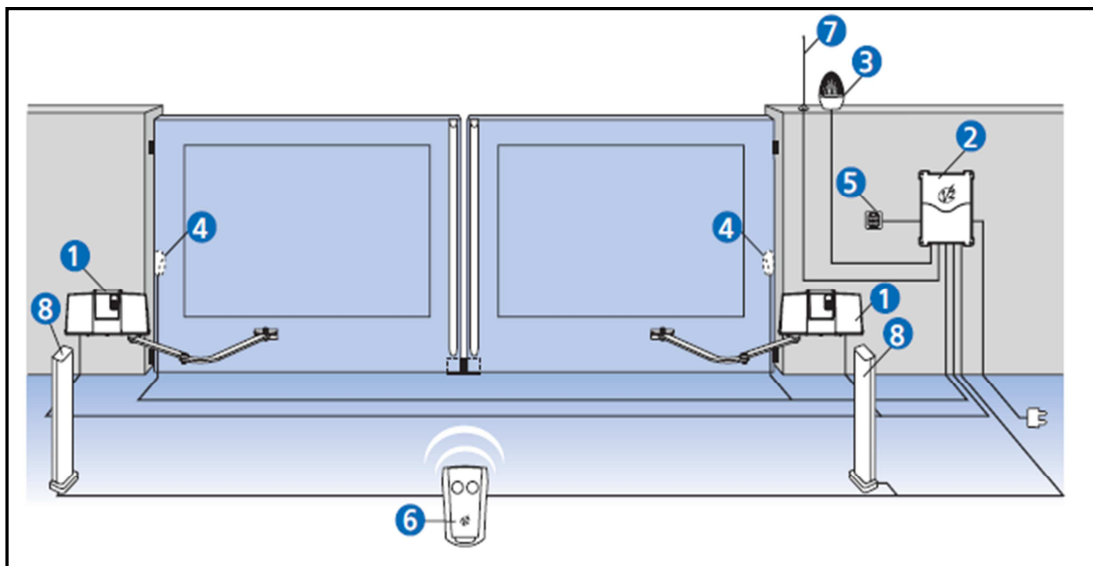
Los sistemas existentes en la actualidad son:

- Sistema Batiente
- Sistema Corredizo
- Sistema Basculante

1.2.1 PUERTA DE GARAJE CON SISTEMA BATIENTE

Las puertas con sistema abatible o más conocidas en nuestro medio como sistema batiente, son las menos usadas en cerramientos de garajes residenciales ya que el espacio que ocupa la zona de barrido o abatimiento son un inconveniente importante en los pequeños garajes actuales, “sin embargo pueden usarse no obstante en garajes de grandes dimensiones donde el movimiento de la puerta no interfiera con el estacionamiento del vehículo.”³

Suelen sustituirse por "puertas corredizas o puertas con sistema basculante”



-Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/garaje/1-7-7-0.htm>

Figura 1 Sistema Abatible

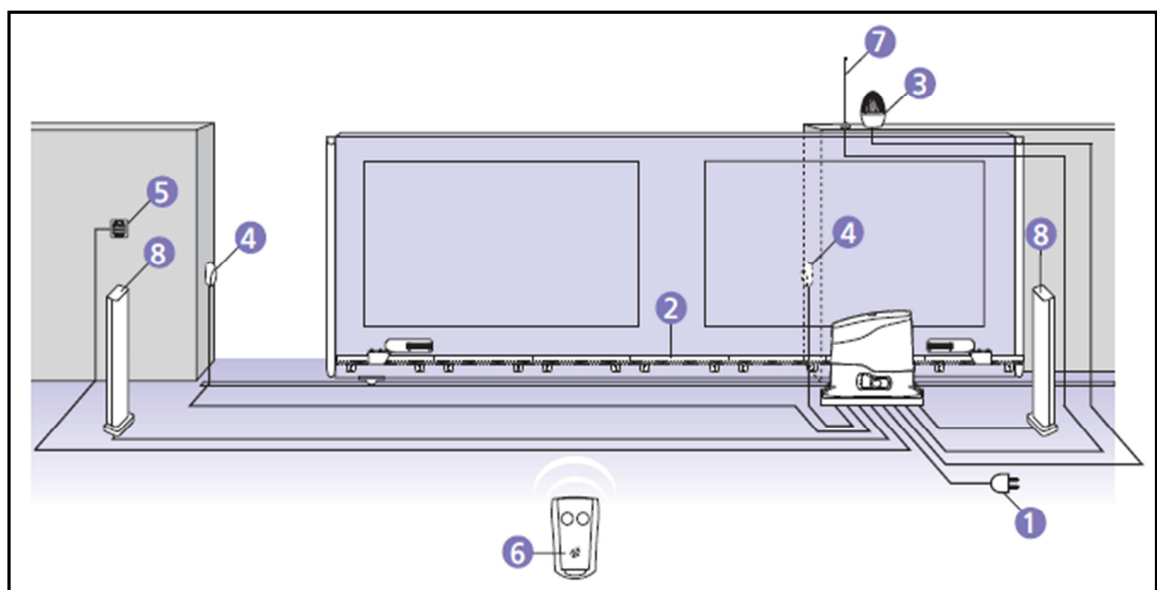
³ Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/garaje/1-7-7-0.htm>

1	Actuador BLITZ 230V	(cable 4 x 1 mm ²) (Blitz 24V :cable 1,5 x 2 mm ²)
2	Cuadro de maniobras analógico CITY7 o CITY1	(cable 3 x 1,5 mm ²)
3	Lámpara de señalización	(cable 2 x 1,5 mm ²)
8 4	Pareja de fotocélulas	(RX : cable 4 x 1 mm ²) (TX : cable 2 x 1 mm ²)
5	Selector con llave	(cable 2 x 1 mm ²)
	Receptor radio enchufable	
6	Emisor de dos canales PHOENIX	
7	Antena exterior	(cable RG-58)

Tabla 1 Elementos del Sistema Abatible

1.2.2 PUERTA DE GARAJE CON SISTEMA CORREDIZO

“Las puertas de garaje con sistema corredizo en algunas situaciones resulta la mejor opción dependiendo del espacio, la ubicación y los movimientos posibles para la puerta, el inconveniente es debido a que se requiere un espacio igual o superior a la medida de la puerta a uno de los extremos.”⁴



Fuente: <http://www.puertasdegaraje.biz/correderas/2-26-7-26.htm>

Figura 2 Sistema Corredizo

⁴ Fuente: <http://www.puertasdegaraje.biz/correderas/2-26-7-26.htm>

1	Motorreductor a 230V para puertas hasta 1200 Kg. de peso con cuadro de maniobras digital incorporado	(cable 3 x 1,5 mm ²)
2	Cremallera galvanizada (barras de 1 m)	
3	Lámpara de señalización	(cable 2 x 1,5 mm ²)
8	4 Pareja de fotocélulas	(RX : cable 4 x 1 mm ²) (TX : cable 2 x 1 mm ²)
5	Selector con llave	(cable 2 x 1 mm ²)
	Receptor radio enchufable	
6	Emisor de dos canales PHOENIX	
7	Antena exterior	(cable RG-58)

Tabla 2 Elementos del sistema Corredizo

También se pueden fabricar puertas con sistema corredizo en curva o seccionados, que son una excelente solución para garajes con poco espacio lateral. Sólo consumen 20 cm. laterales en el lado de la curva.

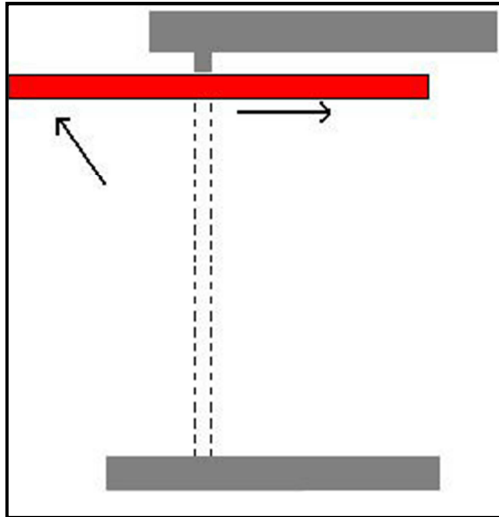
1.2.3 PUERTAS DE GARAJE CON SISTEMA BASCULANTE

“Las puertas basculantes se componen de un solo plano, generalmente de chapa simple, que bascula sobre un eje horizontal sujeto a sus guías laterales mediante roldanas deslizantes a lo largo de guías laterales, que suben o bajan suspendidas de cables de acero laterales sujetos a un sistema de poleas para la compensación del peso de la puerta. Esta compensación de la puerta se consigue bien mediante muelles (basculante de muelles) o mediante contrapesos (basculante de contrapesos).”⁵

“Este tipo de puertas automáticas de garaje ocupa un espacio interior y otro exterior (a excepción del sistema basculante seccional), quedando finalmente suspendida en la parte superior del marco repartiendo mitad de la puerta fuera y dentro del mismo.”⁶

⁵ Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/garaje/1-7-7-0.htm>

⁶ Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/basculantes-garaje/2-4-7-4.htm>



Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/basculantes-garaje/2-4-7-4.htm>

Figura 3 Sistema Basculante

El sistema basculante se clasifica en otros sistemas de los cuales podemos mencionar:

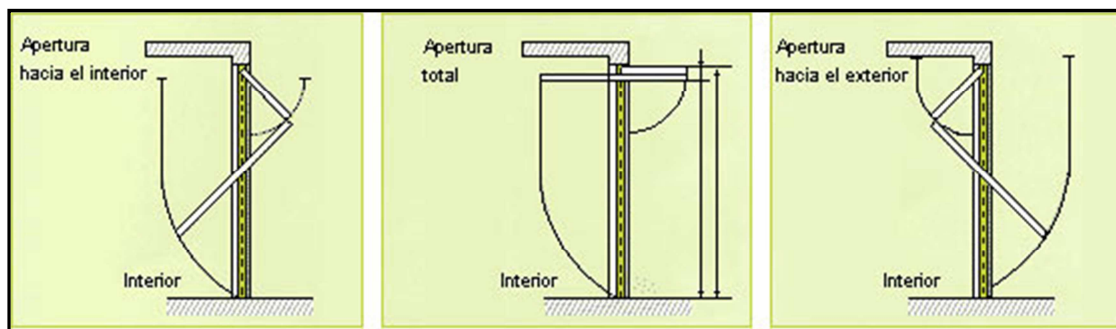
- Basculante de Ple-leva
- Basculante Seccional
- Basculante de Guillotina
- Basculante de Muelle
- Basculante de Contrapesos

1.2.3.1 SISTEMA BASCULANTE DE PLE-LEVA

“Estas puertas son una variante del sistema basculante, se pliegan a 2/3 de altura del suelo dividiendo el plano de la puerta en dos. Se articulan ambos planos mediante bisagras horizontales con el objeto de reducir el espacio de invasión interior y exterior en los movimientos de apertura y cierre que la puerta efectúa.”⁷

Este sistema obliga a compensar el peso de la puerta mediante contrapesos. Se recomienda en puertas de grandes dimensiones.

⁷ Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/garaje/1-7-7-0.htm>



Fuente: www.eguzkimendi.com/productos/garages-preleva.

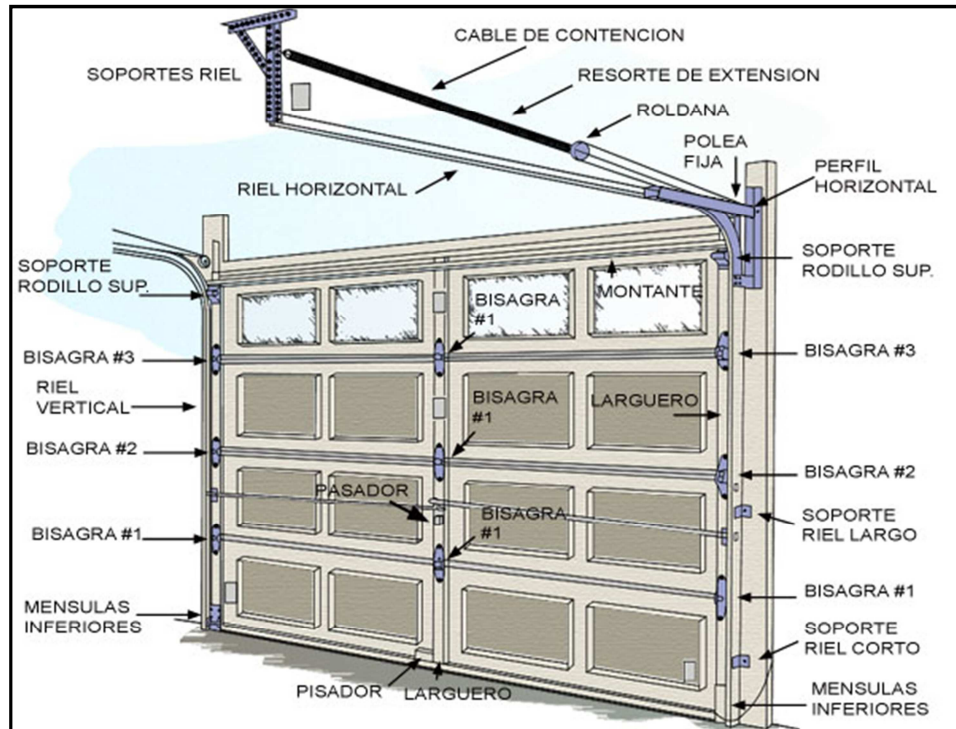
Figura 4 Sistema Basculante de Ple - Leva

1.2.3.2 SISTEMA BASCULANTE SECCIONAL

Las puertas seccionales aprovechan el espacio al máximo, siendo ideal para garajes con pequeño espacio interior o situados en la misma línea de edificación, está formado por varios paneles.

“Las puertas automáticas seccionales se componen de paneles superpuestos de 50 ó 60 cm de altura a todo el ancho de la puerta, fabricados en sándwich acero-poliuretano de 20, 40 ó 50 mm de espesor y articulados entre sí mediante bisagras horizontales para la recogida de la puerta en el techo del garaje. La puerta se recoge en un solo plano paralelo horizontal al techo y a una distancia de éste que varía dependiendo del fabricante y las necesidades del usuario.”⁸

⁸Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/garaje/1-7-7-0.htm>



Fuente: <http://www.autopuertastorre.com/garaje/1-7-7-0.htm>

Figura 5 Sistema Basculante Seccional

“Las puertas seccionales abren verticalmente y quedan bajo el techo para ahorrar espacio, gracias a este principio constructivo proporcionan el máximo espacio, tanto para estacionar en el interior, como delante del garaje.”⁹

1.2.3.3 SISTEMA BASCULANTE DE GUILLOTINA

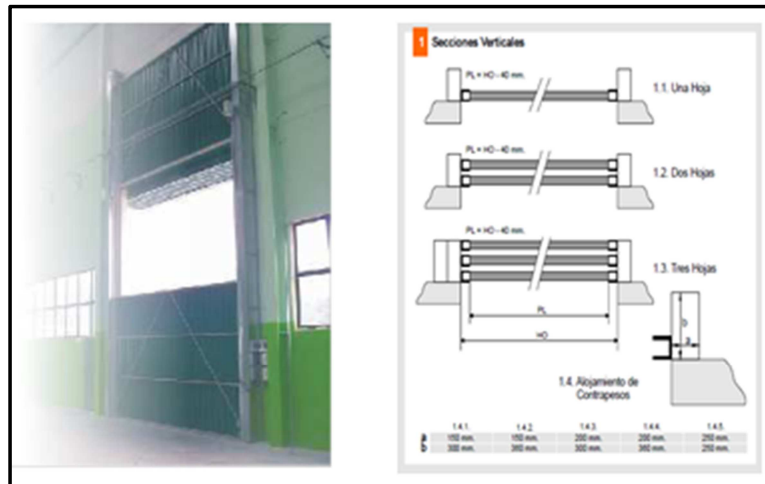
Las puertas de guillotina ofrecen una excelente solución técnica para un máximo aprovechamiento de paso.

“Este tipo de puerta admite grandes dimensiones, pudiéndose fabricar en una, dos o tres hojas, en función del dintel existente en el edificio. Tiene una gran fiabilidad mecánica en funcionamiento y demostrada seguridad.

Automática o manual, incluso con hojas independientes, admite la posibilidad de incluir una puerta peatonal de paso.”¹⁰

⁹ Fuente: <http://www.serralleriaticola.com/docs/catalegghormann.pdf>

¹⁰ Fuente: <http://puertasbarrena.com/documentos/catalogos/guillotina.pdf>

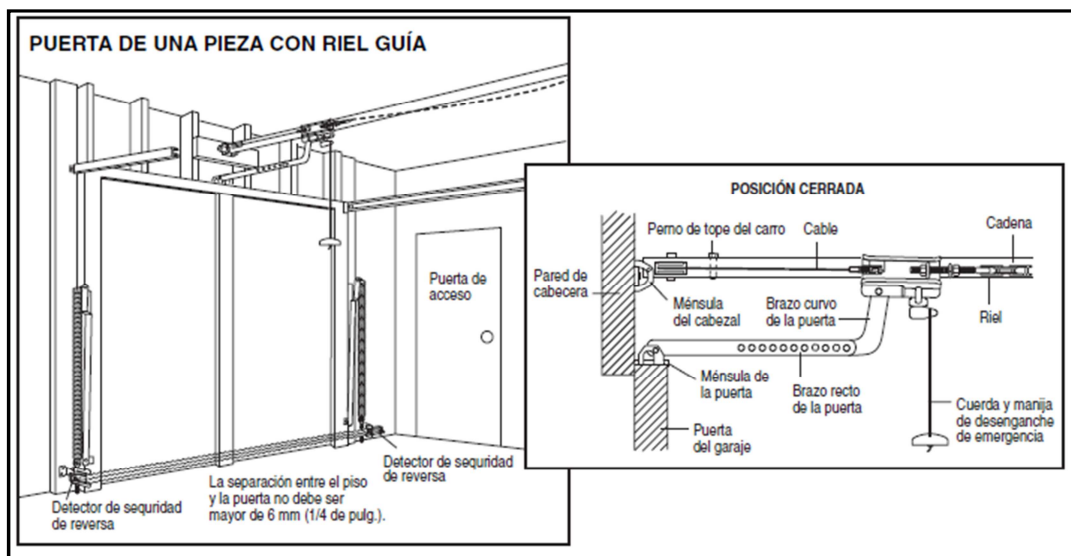


Fuente. <http://puertasbarrena.com/documentos/catalogos/guillotina.pdf>

Figura 6 Sistema Basculante de Guillotina

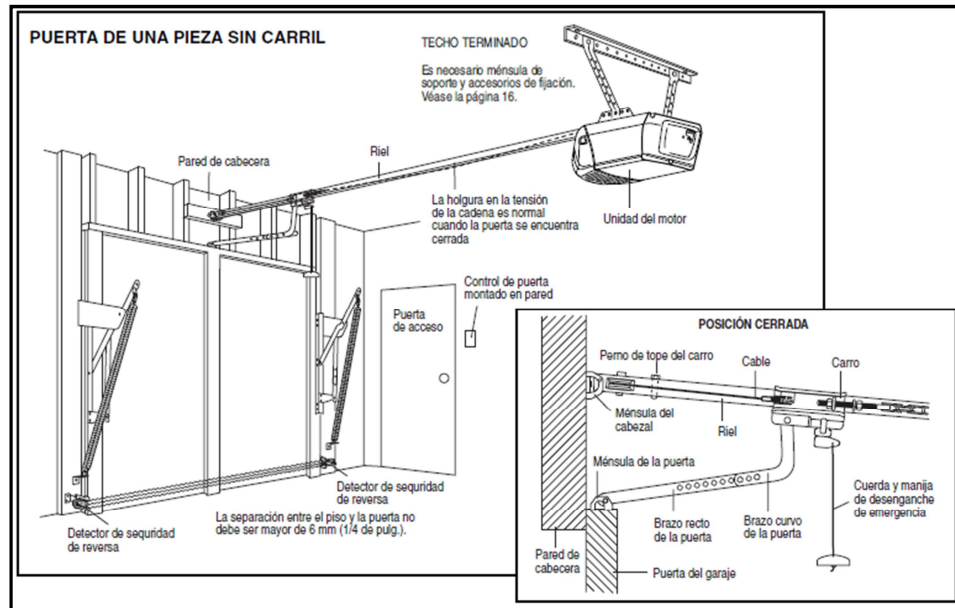
1.2.3.4 SISTEMA BASCULANTE DE MUELLE

Las puertas basculantes de muelles para garaje presentan un funcionamiento suave y silencioso gracias a su tecnología innovadora, además es de cómodo manejo y dispone de protecciones fiables.



Fuente: <http://www.liftmaster.com/consumerweb/pdfdocs/114A2680.pdf>

Figura 7 Sistema Basculante de Muelle con Guía al Techo



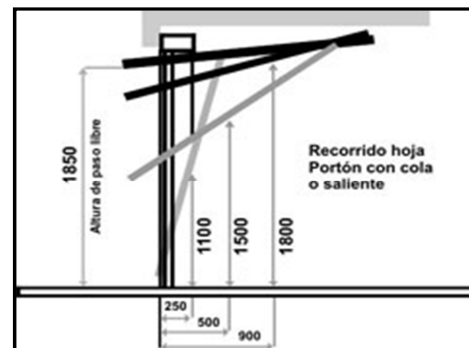
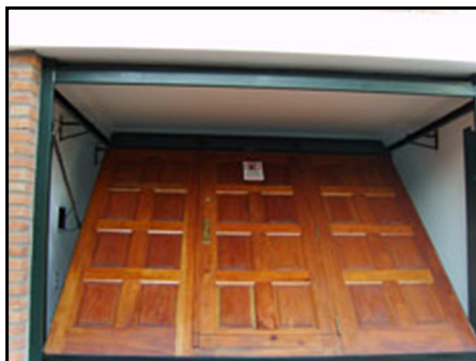
Fuente. <http://www.liftmaster.com/consumerweb/pdfdocs/114A2680.pdf>

Figura 8 Sistema Basculante de Muelle sin Guía al Techo

La diferencia entre el sistema basculante de muelles y seccional se encuentra en los costos y en su sistema de elevación que utilizan cada una, siendo los de sistema basculante seccional más caro que los de sistema basculante de muelles.

1.2.3.5 SISTEMA BASCULANTE DE CONTRAPESOS

Las puertas de garaje basculantes contrapesadas cuentan con un sistema con dos contrapesos, los cuales permiten el correcto balanceo y regulación de cada lado,



Fuente. http://www.automatismosfabricagural.es/imagenes/puertas_basculantes_plano2.ipi

Figura 9 Sistema Basculante de Contrapesos

1.3 PARAMETRO QUE INFLUYEN PARA SELECCIONAR EL SISTEMA ADECUADO

Se considerará los siguientes parámetros para valorar los criterios de decisión que se muestran en la tabla siguiente:

- 5 Excelente
- 4 Muy Bueno
- 3 Bueno
- 2 Regular
- 1 Malo

PARAMETROS	FACTOR	TIPO					
		SISTEMA BATIENDE		SISTEMA CORREDIZO		SISTEMA BASCULANTE	
ESPACIO	1	1	1	3	3	5	5
VISIBILIDAD	1	3	3	5	5	5	5
COMODIDAD	1	4	4	3	3	5	5
CONSTRUCCION	0,8	5	4	3	2,4	3	2,4
MANTENIMIENTO	0,8	3	2,4	3	2,4	4	3,2
COSTOS	0,8	4	3,2	3	2,4	5	4
ASPECTO	0,8	5	4	3	2,4	4	3,2
POTENCIA REQUERIDA	0,6	4	2,4	5	3	2	1,2
VIDA UTIL	0,6	3	1,8	2	1,2	4	2,4
TOTAL		7,4		24,8		31,4	

Tabla 3 Parámetros de selección del sistema basculante

Finalmente se compara y se asigna una calificación a las alternativas propuestas y también a los criterios tomados, con lo cual se puede determinar de forma correcta la opción más viable.

1.4 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

Es importante resumir los requerimientos y condiciones de trabajo que deben sustentar el sistema cuyo planteamiento de construcción motiva este trabajo de investigación.

En los puntos que se enlistan a continuación están las características del diseño para la consecuente construcción del sistema.

- Debe ser confiable y seguro, es decir los datos obtenidos deben ser confiables.
- Ofrecer un perfecto funcionamiento sin atascamientos de operación, para evitar el desgaste del motor eléctrico
- Tener parámetros de medición y comparación.
- El sistema deberá estar perfectamente montado y calibrado.
- El motor eléctrico debe tener una potencia de acuerdo al peso que desea elevar.
- Debe poseer elementos de seguridad como son sensores o lámpara destellante.
- Debe incorporar mandos de transmisión con una frecuencia de largo alcance.

1.5 FUNDAMENTOS DEL DISEÑO.

1.5.1 INTRODUCCION

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan propicia la creación de algo que tiene una realidad física, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se pueda fabricar y comercializar, es importante analizar entre varias alternativas satisfactorias cual es la más viable para su ejecución.

Para diseñar cualquier tipo de elemento estructural o mecánico es necesario identificar los esfuerzos a los que está sometido y de acuerdo a estos seleccionar los elementos mecánicos y estructurales que lo conformarán.

1.5.2 CONCEPTOS DE DISEÑO

El diseño es un conjunto de conocimientos de las propiedades de los materiales, de la mecánica, análisis estructural, herramientas de la ingeniería (como las matemáticas, la estadística, la computación, las gráficas y el lenguaje) y un acabado que lo hace atractivo a simple vista, con lo que resulta un producto funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se puede fabricar y comercializar sin importar quien lo construya o lo use.

Las estructuras están sujetas frecuentemente a fuerzas y condiciones de trabajo que no pueden ser previstas con precisión por lo cual siempre es necesario diseñar con un factor de seguridad.

1.5.3 COMO REALIZAR UN DISEÑO.

La elección de una estructura puede realizarse basándose en la funcionalidad, economía y estética de la estructura pero sobre todo de acuerdo a la necesidad del cliente.

Con el tipo de estructura, es necesario hacer un croquis a pequeña escala, el cual sirve para ubicar las diferentes cargas que actúan, la posible deflexión resultante y las reacciones en los apoyos.

Después se puede hacer una estimación del tipo de cargas aplicadas, las cuales pueden ser, cargas vivas como son las producidas por el viento, sismo, lluvia, momentos, en donde los factores que determinaran las cargas están dados de acuerdo a normas de cada país.

A estas cargas se debe sumar una carga adicional llamada carga muerta que es el peso propio de la estructura, el cual se desconoce en esta etapa del diseño, pero estas pueden ser estimadas.

Las fuerzas y momentos en los miembros de las estructuras estáticamente determinadas sujetas a cargas estáticas se calculan empleando las condiciones de equilibrio, así como el resultado de estas da las reacciones. En estructuras estáticamente indeterminadas es necesario hacer algunas estimaciones de las dimensiones de los miembros para poder determinar los esfuerzos.

Cuando el diseñador ya conoce el tipo de estructura, las cargas involucradas, así como las fuerzas y reacciones se procede a diseñar cada miembro, teniendo en cuenta:

- Rigidez y resistencia adecuada.
- Facilidad de conexión.
- Economía.

Cada miembro estructural debe estar conectado en puntos en donde deben estar distribuidos de tal manera que se reduzca al mínimo cualquier excentricidad que produzca efectos secundarios de flexión, torsión o fatiga.

Para descartar cualquier tipo de inconvenientes o dudas en el diseño se requiere de una verificación de la estructura final así como las cargas reales que se aplican, obtenidas en el diseño.

1.5.4 CARGAS.

Una de las tareas importantes al iniciar el diseño de una estructura es la estimación precisa de las cargas que recibirá una estructura durante su vida útil.

Entre las más usadas tenemos las cargas muertas y las cargas vivas:

1.5.4.1 CARGAS MUERTAS.

Son aquellas cargas que actúan durante toda la vida de la estructura. Incluyen todos aquellos elementos de la estructura como vigas, pisos, techos, columnas, cubiertas y

los elementos arquitectónicos como ventanas, acabados, divisiones permanentes. También se denominan cargas permanentes.

La principal carga muerta es el peso propio de la estructura, (*Fig. 10*). Sus valores se obtienen considerando el peso específico del material de la estructura y el volumen de la estructura. Aunque es el tipo de carga más fácil de evaluar, su monto depende de las dimensiones de los miembros de la estructura las cuales no se conocen al inicio del proceso. Es necesario recurrir entonces a estimaciones del valor inicial. Esta acción será más o menos aproximada, dependiendo de la experiencia del diseñador. En los casos comunes esta estimación inicial será suficiente; pero en casos no rutinarios, será necesario evaluar de nuevo el peso de la estructura y revisar el diseño.

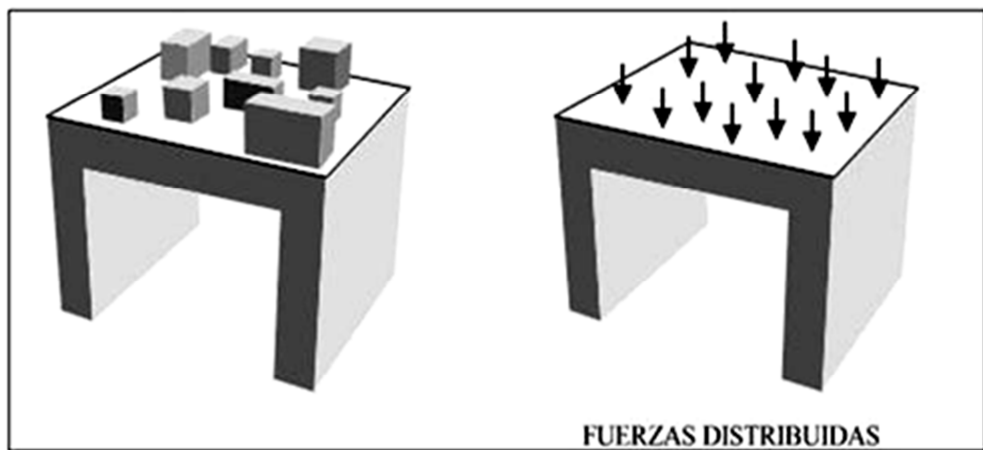


Figura 10 Cargas Muertas

1.5.4.2 CARGAS VIVAS.

Son aquellas debidas al uso, ocupación de la construcción que la identifica. Incluyen personas, objetos móviles o divisiones que puedan cambiar de sitio. Generalmente actúan durante períodos cortos de la vida de la estructura. También se denominan cargas de “ocupación”. Su unidad es en KN/m^2 en el Sistema Internacional o en lbf/pe^2 en el Sistema Ingles. Usualmente se considera que ocupan toda el área del

piso como cargas uniformes, aunque en algunos casos puedan estar concentradas en un área específica.¹¹

1.5.5 FACTOR DE SEGURIDAD.

Es común expresar el factor de seguridad en términos de esfuerzo y resistencia de la siguiente forma:

$$n = \frac{\text{esfuerzo normal permisible}}{\text{esfuerzo normal de diseño}} = \frac{[\sigma]}{\sigma_d}$$

Después de determinar el diseño, el factor de diseño real puede cambiar como resultado de variaciones tales como el redondeo a un tamaño estándar de una sección transversal o el uso de componentes recién lanzados con clasificaciones más altas de lo que ya está calculado.

1.5.6 ESFUERZOS.

La duración de muchos productos dependen de cómo el diseñador ajusta el diseño inducido por la carga para que sea menor que la resistencia en un punto de interés.

El diseñador debe permitir que la resistencia exceda al esfuerzo por un margen suficiente de manera que a pesar de las incertidumbres la falla no sea frecuente.

La resistencia es una propiedad de un material o de un elemento mecánico depende de la elección, tratamiento y el procesamiento del material.

Se producen como resultado de aplicar cargas que actúan sobre un área o estructura y pueden ser de tracción, compresión, flexión, cortante, torsión y combinados.

¹¹JARAMILLO, José, *Curso del diseño estructural*, 2001,

<http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/Lecciones/Capitulo%202/Cargas%20vivas.htm>

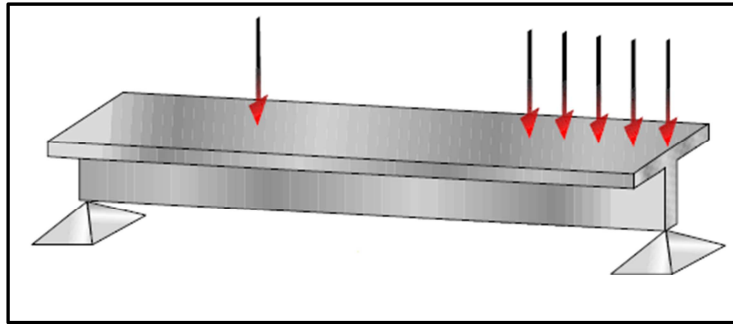


Figura 11 Viga sometida a cargas

1.5.6.1 ESFUERZOS DE TRACCIÓN.

Se denomina tracción al esfuerzo al que está sometido un cuerpo por la aplicación de dos fuerzas que actúan en sentido opuesto, y tienden a estirarlo. (Fig. 12)

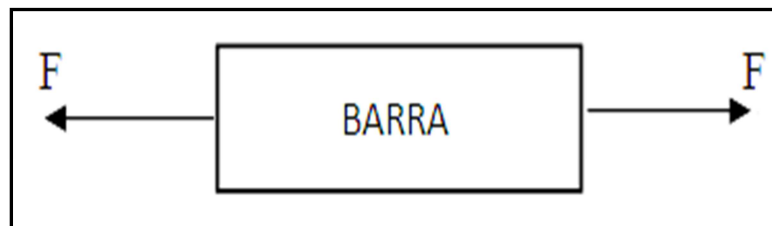


Figura 12 Esfuerzo de tracción.

Se considera que las tensiones que tienen cualquier sección perpendicular a dichas fuerzas: son normales a esa sección, son de sentidos opuestos a las fuerzas que intentan alargar el cuerpo.

1.5.6.2 ESFUERZOS DE COMPRESION

Una barra está sometida a compresión (Fig. 13) cuando se aplican dos fuerzas que actúan en el eje centroidal y en sentido opuesto, lo que produce una contracción y el elemento.

Puede ser calculado con la siguiente fórmula:

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

σ_c = Esfuerzo de compresión

F= Fuerza

A= Area

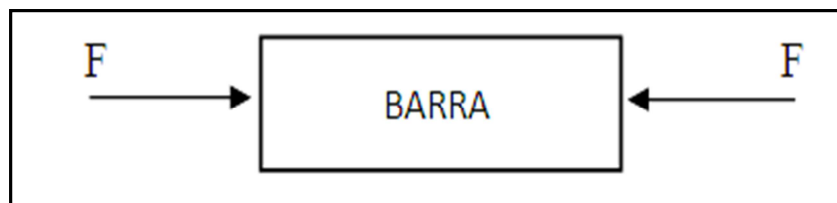


Figura 13 Esfuerzo de Compresión

1.5.6.3 ESFUERZOS DE FLEXION

Este esfuerzo se origina en una barra o elemento que está sometida a la acción de una carga P, perpendicular a su eje.

Esta acción es la causante de la deformación de la barra y la ecuación que describe esta reacción es conocida como “Ecuación elástica”.

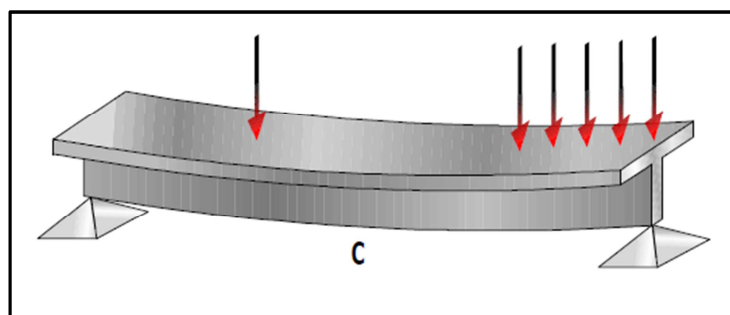


Figura 14 Flexión de la viga debido a cargas

Al comenzar el estudio del diseño de vigas se debe tener presente el esfuerzo real al que trabaja la viga, este parámetro está dado por las siguientes ecuaciones:

Módulo de la sección

$$S = \frac{I}{c}$$

Esfuerzo de Flexión

$$\sigma_b = M \cdot \frac{c}{I}$$

Reemplazando

$$\sigma_b = \frac{M}{S} \leq [\sigma_b]$$

c = distancia máxima al eje centroidal.

M = momento flexionante positivo.

$[\sigma_b]$ = Esfuerzo permisible

1.5.6.4 ESFUERZOS COMBINADOS

En la vida práctica los miembros estructurales deben resistir esfuerzos por flexión y carga axial. Un ejemplo son las columnas que están sujetas a momentos flexionantes y cargas de compresión.

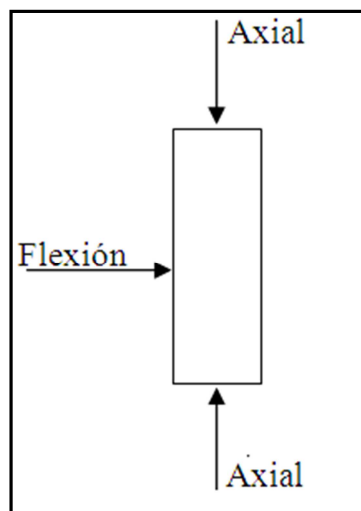


Figura 15 Esfuerzos combinados.

Si la columna presenta compresión y flexión al mismo tiempo debe cumplir con la condición de rigidez y la de esbeltez para que no falle.

1.5.7 DEFLEXIÓN.

Todos los cuerpos reales se deforman bajo la aplicación de una carga, elástica (Fig. 16) o plástica.

Las deflexiones de las vigas de acero se limitan generalmente a ciertos valores máximos.

Algunas de las razones para limitar las deflexiones son:

- Las deflexiones excesivas pueden dañar los materiales unidos o soportados por las vigas consideradas.
- La apariencia de las estructuras se ve afectada por deflexiones excesivas.
- Las deflexiones excesivas no inspiran confianza en las personas que utilizan una estructura, aunque exista una completa seguridad desde el punto de vista de la resistencia.
- Puede ser necesario que diferentes vigas que soportan la misma carga, tenga las mismas deflexiones.¹²

En la práctica se ha limitado las deflexiones máximas por carga viva a aproximadamente $1/360$ de la longitud del claro en vigas para edificios con el fin de no presentar grietas.

En la ASD no especifica exactamente deflexiones máximas permisibles, ya que no es aceptable un solo grupo de deflexiones máximas para todos los casos existentes.

¹² McCORMAC, Jack C., *Diseño de Estructuras Metálicas*, 4ta. Ed., p. 220.

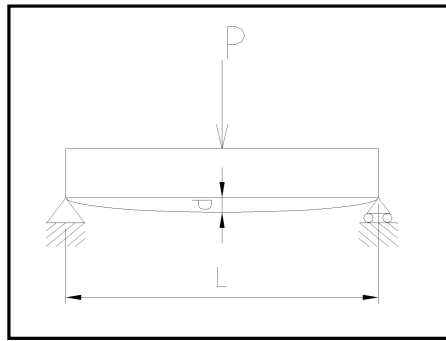


Figura 16 Deflexión de una viga simplemente apoyada con carga central

1.5.8 RODAMIENTOS

Los rodamientos se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas. Un rodamiento de bolas tiene cuatro partes esenciales que son: el anillo exterior, el anillo interior, las bolas o elementos rodantes y el separador.

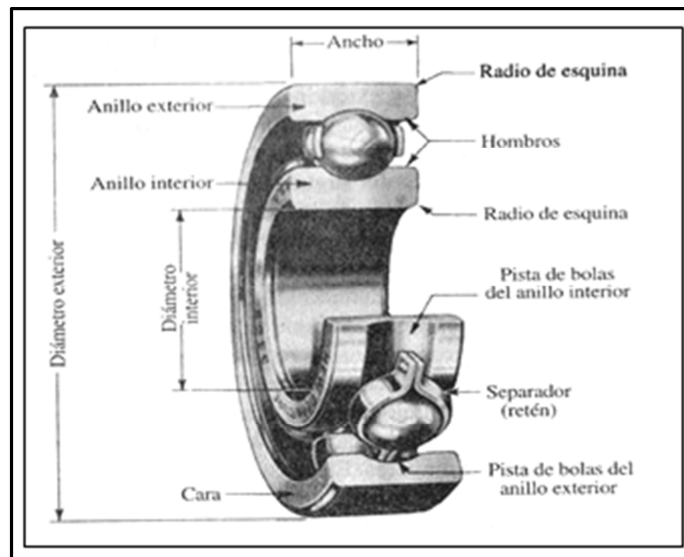


Figura 17 Parte de un cojinete de bolas

El separador es un elemento importante ya que realiza la función de aislar los elementos de manera que no ocurra contacto de rozamiento entre ellos.

Los especialistas en rodamientos deben considerar factores como la carga de fatiga, la fricción, el calor, la resistencia a la corrosión, problemas cinemáticas, propiedades de los materiales, lubricación, tolerancias de maquinado, ensamble, uso y costo.

La mayoría de fabricantes de rodamientos proporcionan manuales de ingeniería y folletos que contienen detalladas descripciones de los diversos tipos disponibles.

EFFECTO CARGA-VIDA DEL RODAMIENTO A CONFIABILIDAD NOMINAL.

$$C_{10}(L_R n_R 60)^{1/a} = F_D (L_D n_D 60)^{1/a}$$

C_{10} = Clasificación de carga de catálogo, (lbf o KN)

L_R = vida nominal, (horas)

n_R = Velocidad nominal, (rpm)

$a = 3$ para cojinete de bolas

F_D = Carga radial deseada, (lbf o KN)

L_D = vida deseada, (horas)

n_D = Velocidad deseada, (rpm)

$a = 10/3$ para cojinetes de rodillos

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{1/a}$$

1.5.9 RESORTES

Los resortes se pueden clasificar como resortes de alambre, resortes planos o resortes con formas especiales. Los resortes de alambre incluyen resortes helicoidales de alambre redondo o cuadrado, hechos para resistir cargas de tensión, de compresión y torsión.

Estos dispositivos permiten la aplicación controlada de una fuerza o de un par de torsión, el almacenamiento y la liberación de energía representan otro posible propósito.

La flexibilidad permite la distorsión temporal para el acceso y la restauración inmediata de la función.

1.5.9.1 RESORTES A COMPRESIÓN.

Estos resortes están sometidos a esfuerzos de compresión y pueden ser cilíndricos, cónicos, de paso fijo o cambiante.

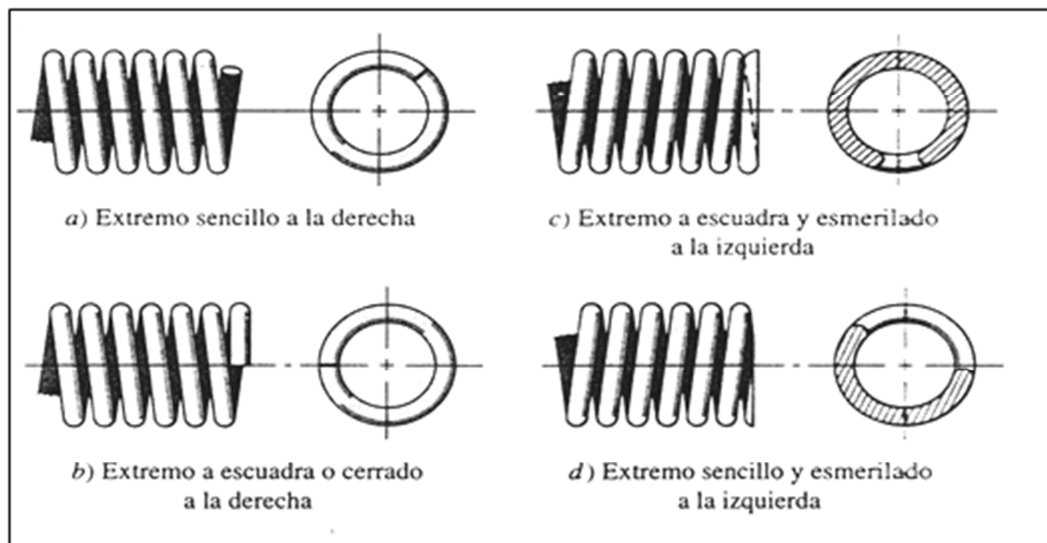


Figura. 18 Tipos de resortes de compresión

1.5.9.2 RESORTES A TRACCIÓN.

Estos resortes están sometidos a esfuerzos de tracción y se caracterizan por tener un gancho en sus extremos de diferentes estilos: inglés, alemán, catalán, giratorio, abierto, cerrado o de dobles espira. Estos ganchos permiten montar los resortes de tracción en todas las posiciones imaginables.

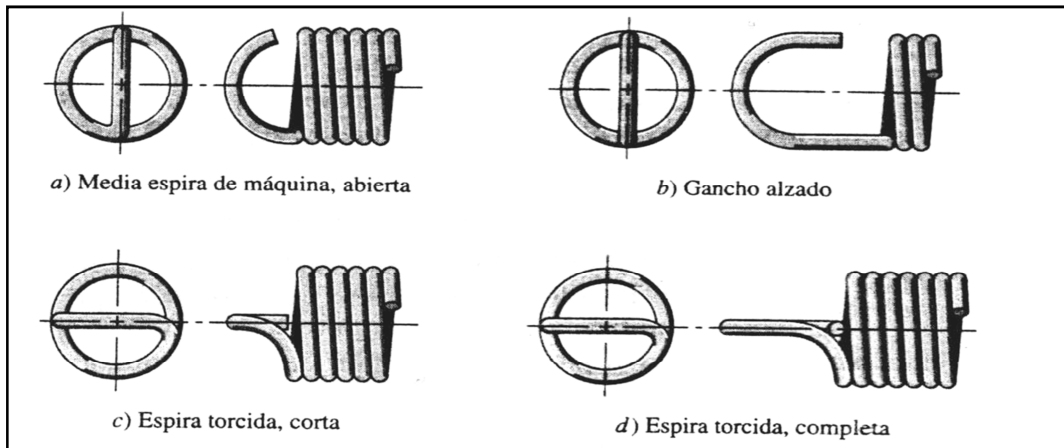


Figura 19 Tipos de resortes de tracción

1.5.10 VIGAS.

Son elementos esbeltos, trabajan generalmente bajo cargas de Flexión. Son miembros horizontales rectos.

1.5.11 COLUMNAS.

Son los miembros más conocidos, trabajan a compresión. Las columnas son miembros verticales rectos cuya longitud es mayor que su ancho.

1.5.12 UNIONES ATORNILLADAS

El montaje de estructuras de acero por medio de tornillos es un proceso que además de ser más rápido, requiere mano de obra menos especializada que cuando se trabaja con remaches o soldadura.

1.5.13 CONEXIONES POR SOLDADURA.

Es un proceso en el que se unen miembros metálicos mediante el calentamiento de sus superficies en un estado plástico, permitiendo las partes en contacto fluyan y se unan con o sin la adición de otro metal fundido.

1.5.13.1 SOLDADURA DE FILETE.

Este tipo de soldaduras son más resistentes a la tensión y a la compresión que al corte, de manera que la soldadura debe diseñarse para corte.

La soldadura de filete de preferencia debe tener superficie plana o ligeramente convexa, para valores diferentes de lados desiguales.

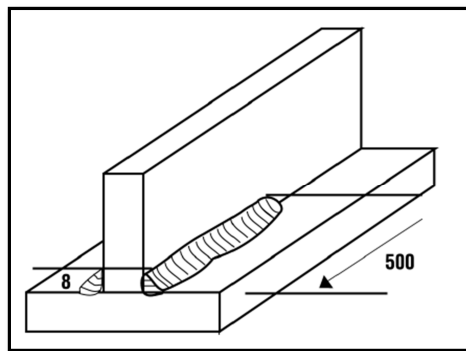


Figura 20 Soldadura transversal de filete

1.5.13.2 RESISTENCIA PERMISIBLE DE LAS SOLDADURAS.

El esfuerzo en una soldadura se considera igual a la carga dividida para el área de la garganta efectiva de la soldadura. Este método para determinar la resistencia de soldadura de filete, se usa sin tomar en cuenta la dirección de la carga.

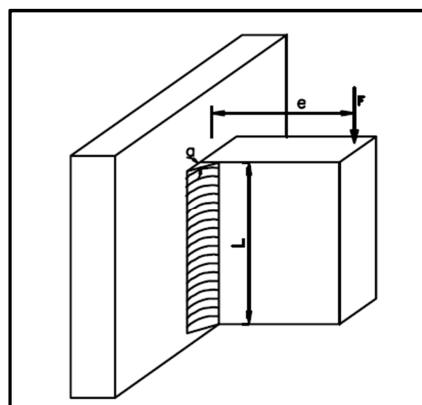


Figura 21 Soldadura longitudinal frontal

Tipo de soldadura y esfuerzo	Esfuerzo permisible	Resistencia requerida de la soldadura
Soldadura de ranura de penetracion completa		
Tensión perpendicular al área efectiva	Igual a la del metal base	Debe usarse metal de soldadura compatible
Compresión perpendicular al área efectiva	Igual a la del metal base	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura ocmptible
Tensión o compresión perpendicular al área	Igual a la del metal base	
Cortante en el área efectiva	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²)	
Soldadura de ranura de penetracion parcial		
Compresión perpendicular al área efectiva	Igual a la del metal base	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura ocmptible
Tensión o compresión paralela al eje de la soldadura	Igual a la del metal base	
Cortante paralelo al eje de la soldadura	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²)	
Tensión perpendicular al área efectiva	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²), excepto que el esfuerzo de tensión en el metal base no excederá el 60% del esfuerzo de fluencia del metal base.	
Soldadura de Filete		
Cortante en el área efectiva	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura(klb/plg ²)	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura ocmptible
Tensión o compresión paralela al eje de la soldadura	Igual a la del metal base	
Soldaduras de tapón y de muesca		
Cortante paralelo a las superficies de contacto(en el área efectiva)	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²)	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura ocmptible

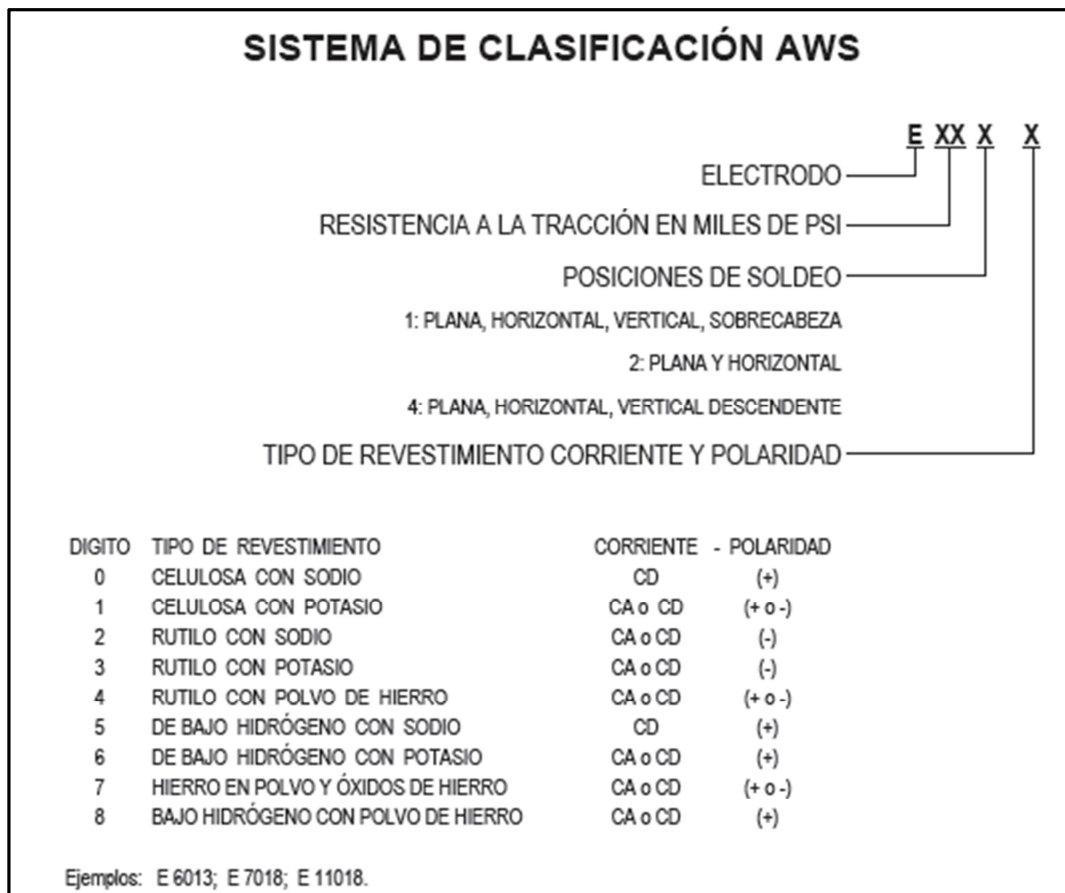
Tabla 4 Esfuerzos Permisibles en soldadura

1.5.13.3 REQUISITOS DE LAS SOLDADURAS.

En la soldadura el material del electrodo deberá tener propiedades del metal base.

En las soldaduras de filete los esfuerzos permisibles por cortante en el área efectiva de las soldaduras son iguales a 30% de la resistencia nominal a tensión del metal de aportación, pero el esfuerzo en el material base no debe ser mayor que $0.60 S_y$ en tensión.

Los electrodos para soldadura con arco protegido se designan como E60XX, E70XX, etc.



Fuente. www.lincolnelectric.com.ev

Figura. 22 Especificaciones para electrodos

Las recomendaciones más importantes según la AISC son:

La longitud mínima de una soldadura de filete no debe ser menor de 4 veces la dimensión nominal del lado de la soldadura. Si su longitud real es menor de este valor, el tamaño de la soldadura considerada efectiva debe reducirse a $\frac{1}{4}$ pulg de la longitud de la soldadura.

Los filetes permisibles mínimos varían entre $\frac{1}{8}$ pulg para material de $\frac{1}{4}$ pulg de espesor o menor y $\frac{5}{16}$ pulg para material con espesor mayor de $\frac{3}{4}$ pulg. El tamaño mínimo práctico para la soldadura es de aproximadamente $\frac{1}{8}$ pulg y el tamaño más económico es de alrededor de $\frac{5}{16}$ pulg.

Cuando sea posible deben realizarse remates en los extremos de la soldadura de filetes. La longitud de estos remates no debe ser menor que dos veces el tamaño de la soldadura.

En juntas traslapadas, el traslape mínimo es igual a 5 veces el espesor de la parte más delgada conectada, pero no debe ser menor a 1 pulg. El propósito de este traslape mínimo es impedir que la junta rote excesivamente al aplicarse cargas.

<i>Espesores del material de la parte unida con mayor espesor (plg)</i>	<i>Tamaño mínimo de la soldadura de filete (plg)</i>
<i>Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive</i>	<i>$\frac{1}{8}$</i>
<i>Mayor $\frac{1}{4}$ hasta $\frac{1}{2}$ inclusive</i>	<i>$\frac{3}{16}$</i>
<i>Mayor de $\frac{1}{2}$, hasta $\frac{3}{4}$ inclusive</i>	<i>$\frac{1}{4}$</i>
<i>Mayor de $\frac{3}{4}$</i>	<i>$\frac{5}{16}$</i>

Tabla 5 Tamaños Mínimos de Soldadura de Filete¹³

¹³ Mc CORMAC, Jack, Op. Cit. p. 375.

CAPITULO II

2. DISEÑO DEL SISTEMA BASCULANTE

2.1 INTRODUCCION A SÍNTESIS DE MECANISMOS

Síntesis de mecanismos es una tarea perteneciente al diseño conceptual que relaciona geometría, cinemática y análisis para encontrar un mecanismo adecuado para un movimiento propuesto. Tiene especial aplicación en la industria aeronáutica y mecánica en general.

En el estudio de los mecanismos hasta este momento se han dado las proporciones de un mecanismo y el problema ha consistido en analizar el movimiento producido por el mismo. Sin embargo, una cuestión totalmente diferente es la de partir de un movimiento requerido y tratar de determinar las proporciones de un mecanismo que produzca dicho movimiento. Al aplicar la síntesis al diseño de un mecanismo, el problema se divide en tres partes:

- a) El tipo de mecanismos que se debe emplear.
- b) El número de eslabones y conexiones necesarios para producir el movimiento requerido.
- c) Las proporciones o longitudes de los eslabones necesarios.

También se debe tener presente en todo momento un factor que es, la exactitud requerida en el mecanismo. A veces es posible diseñar un mecanismo de eslabones articulado que genere teóricamente un movimiento dado. Sin embargo, con frecuencia el diseñador debe darse por satisfecho con una aproximación del movimiento dado.

La diferencia entre el movimiento deseado y el movimiento que se produce realmente se conoce como error estructural. Además se tienen los errores de fabricación, los errores que resultan de las tolerancias en las longitudes de los eslabones y los claros de los cojinetes se conocen como errores mecánicos.

2.1.1 CINEMÁTICA Y CINÉTICA

- **Cinemática**

La cinemática se encarga del estudio del movimiento sin considerar las fuerzas, el propósito principal de la cinemática es crear (diseñar) los movimientos deseados de los elementos mecánicos considerados, y luego calcular matemáticamente las posiciones, velocidades y aceleraciones que tales movimientos generarán sobre dichos elementos.

- **Cinética**

La cinética se encarga del estudio de las fuerzas en los sistemas en movimiento.

2.1.2 CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE CINEMÁTICA

- **Eslabón**

Es un cuerpo rígido que posee por lo menos dos nodos, que son los puntos de unión con otros eslabones. El número de nodos le da su nombre al eslabón:

Eslabón Binario = El que tiene dos nodos

Eslabón Ternario = El que tiene tres nodos, etc.

Eslabón Cuaternario = El que tiene cuatro nodos, etc.

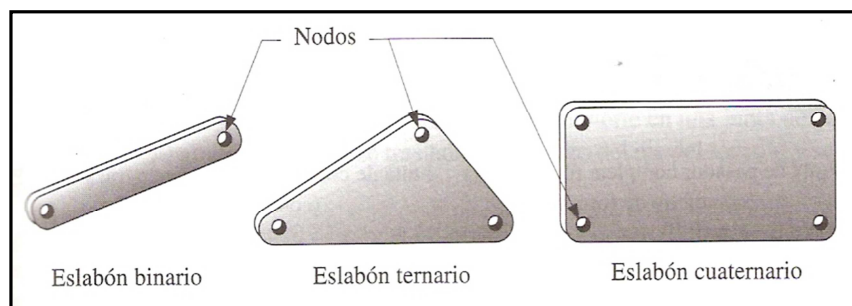


Figura 23 Tipo de eslabones

- **Junta o par cinemático**

Es la conexión entre dos o más eslabones (en sus nodos) lo cual permite algún movimiento o movimiento potencial entre los eslabones conectados.

Pueden clasificarse de varias maneras:

- 1) Por el número de grados de libertad permitidos en la junta.

- Rotacional \rightarrow 1 grado de libertad (GDL)
 - Prismática o Deslizante \rightarrow 1 grado de libertad (GDL)
- 2) Por el tipo de contacto entre los elementos.
- Unión completa o par cinemático inferior: contacto superficial
 - Unión media o par cinemático superior: contacto sobre una línea o un punto
- 3) Por el tipo de cierre físico de la junta.
- Cerrada por Forma \rightarrow su forma permite la unión o el cierre
 - Cerrada por Fuerza \rightarrow requiere de una fuerza externa para mantenerse en contacto o cierre.
- 4) Por el número de eslabones conectados u orden de la junta.
Se define como el número de eslabones conectados menos uno.

- **Grado de libertad**

El número de grado de libertad (GDL) de un sistema es el número de parámetros independientes que se necesitan para definir su posición en el espacio en cualquier instante.

En el plano se requiere de tres parámetros (GDL): dos coordenadas lineales (x,y) y una coordenada angular (θ).

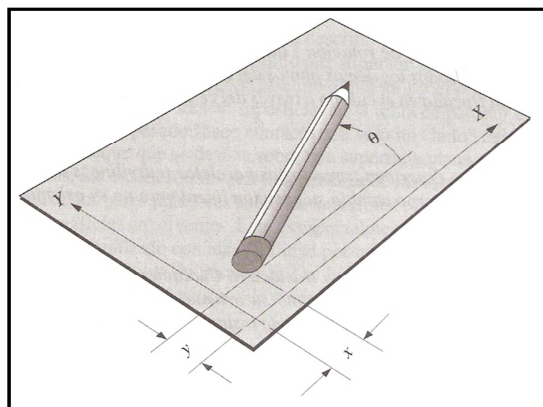


Figura 24 Grado de libertad

En el espacio se requiere de seis GDL: tres distancias (x,y,z) y tres ángulos (θ, ϕ, φ).

- **Cadena cinemática**

Es un ensamble de eslabones y juntas interconectados de modo que produzcan un movimiento de salida controlado en respuesta a un movimiento de entrada proporcionado.

- **Elemento fijo**

Cualquier eslabón (o eslabones) que estén sujetos en el espacio, sin movimiento en relación con el marco de referencia.

- **Mecanismo cerrado**

No tendrá nodos con apertura y puede tener uno o más grados de libertad.

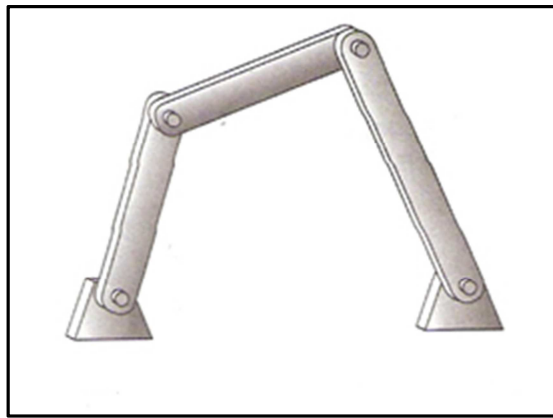


Figura 25 Mecanismo de cadena cerrada

- **Mecanismo abierto con más de un eslabón**

Tendrá siempre más de un grado de libertad y con esto necesitará tantos actuadores (motores) como GDL tenga.

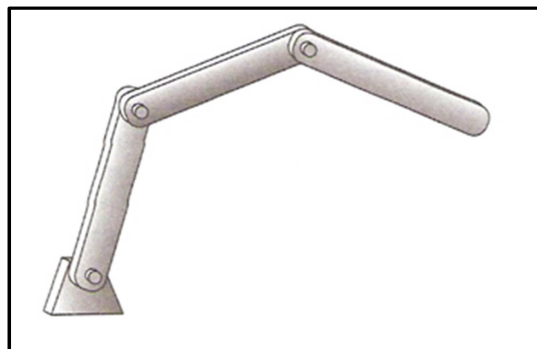


Figura 26 Mecanismo de cadena abierta

2.1.3 CONSIDERACIONES PRÁCTICAS

Existen muchos factores que deben considerarse para crear diseños de alta calidad, aquí se describe algunas consideraciones prácticas en el diseño de mecanismos:

- **Junta de pasador simple**

Su configuración de perno a través de un hueco conduce a la captura de una película de lubricante entre las superficies de contacto cilíndricas. Ejemplo: mecanismo limpiaparabrisas.

- **Juntas de corredera**

Estos elementos requieren una ranura o varilla rectas cuidadosamente maquinadas. Los cojinetes con frecuencia se hacen, aunque pueden conseguirse cojinetes de bolas lineales para sostener ejes templados. La lubricación es difícil de mantener ya que el lubricante no es capturado por configuración y debe ser provisto de nuevo al correr la junta.

Ejemplo: los pistones en los cilindros de un motor.

2.1.4 DETERMINACION DEL GRADO DE LIBERTAD

Para determinar el grado de libertad (GDL) global de cualquier mecanismo, se debe considerar el número de eslabones, así como las juntas y las interacciones entre ellos.

$$w = 3n - 2p - k$$

Donde:

w → Grado de libertad

n → Número de eslabones móviles

p → Número de par inferior

k → Número de par superior

El grado de libertad (GDL) de un ensamble de eslabones predice por completo su carácter. Hay sólo tres posibilidades:

1) GDL positivo:

Se tendrá un mecanismo, y los eslabones tendrán movimiento relativo.

2) GDL = 0:

Se tendrá una estructura, lo que significa que ningún movimiento es posible.

3) GDL negativo:

Se tendrá una estructura precargada, por lo que ningún movimiento es posible y algunos esfuerzos pueden también estar presentes en el momento del ensamble.



Figura 27 Mecanismos de grado de libertad

2.1.4 MOVIMIENTO PLANO DE UN SOLIDO RIGIDO

Cuando la trayectoria de tres cualesquiera de sus puntos materiales que no estén alineados siguen trayectorias paralelas a un plano fijo.

2.1.4.1 TRASLACIÓN PURA

El sólido rígido tiene movimiento de traslación pura cuando todos los puntos en el cuerpo describen trayectorias paralelas (curvas o rectas).

Una línea de referencia trazada en el cuerpo cambia su posición lineal pero no su orientación o posición angular.

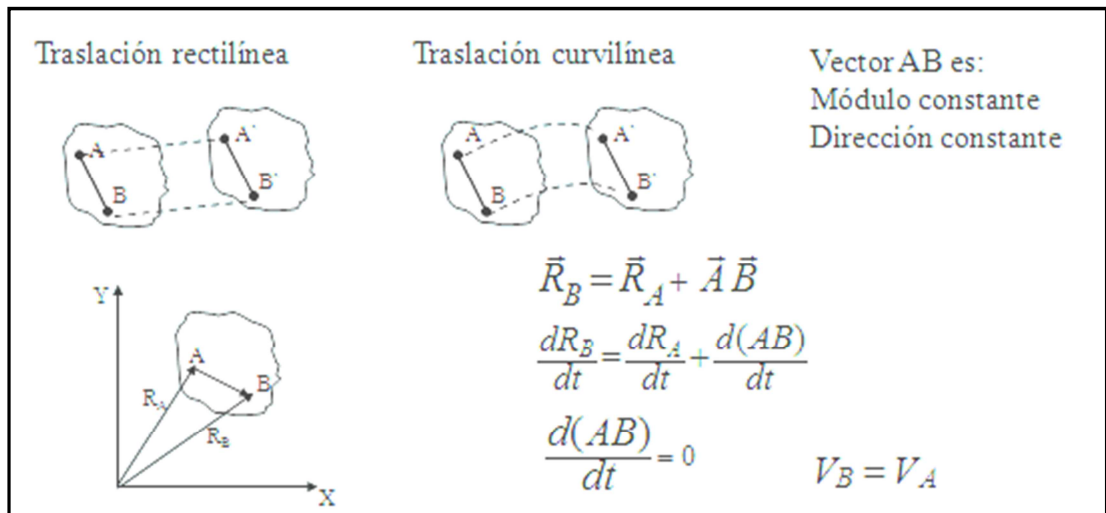


Figura 28 Traslación pura

2.1.4.2 ROTACIÓN PURA

El cuerpo posee un punto (centro de rotación) que no tiene movimiento con respecto al marco de referencia estacionario. Todos los demás puntos del cuerpo describen arcos respecto a ese centro.

Una línea de referencia marcada en el cuerpo a través de su centro cambia únicamente en orientación angular.

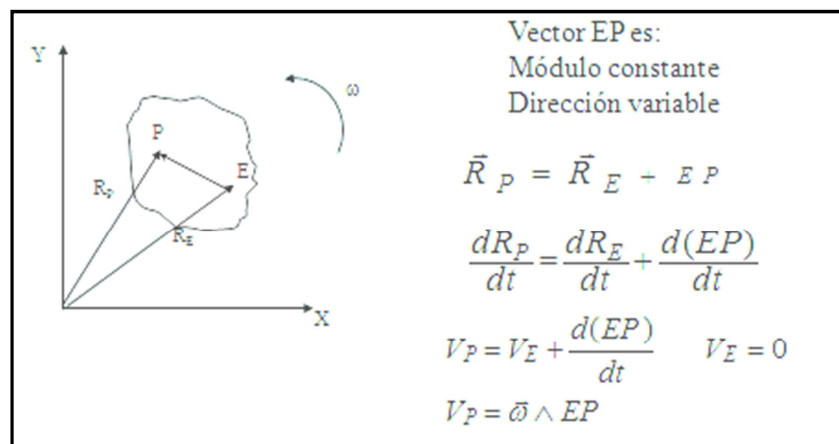


Figura 29 Rotación pura

2.1.4.3 MOVIMIENTO GENERAL

Es una combinación simultánea de rotación y traslación.

Es el caso más general y que da origen a la ecuación fundamental de la cinemática

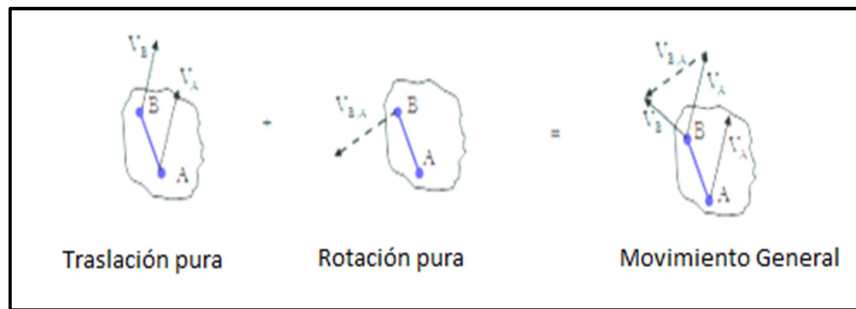


Figura 30 Movimiento General

2.2 DISEÑO DEL MODELO PROPUESTO

2.2.1 DISEÑO CINEMÁTICO

El diseño cinemático va a permitir determinar las dimensiones exactas de los eslabones, distancias requeridas del mecanismo, para así poder llegar a un diseño óptimo el cual cumpla las necesidades requeridas.

2.2.1.1 ESQUEMA CINEMÁTICO

El esquema cinemático permite visualizar de una manera muy clara los elementos del mecanismo a ser diseñado; entre los cuales se pueden citar: el mecanismo que se va a diseñar, para tener en cuenta el número de eslabones, par inferior, par superior que existen para lograr el movimiento deseado.

El mecanismo que se va a diseñar está compuesto de los siguientes elementos:

- Eslabón fijo = 1
- Eslabón móvil = 2
- Par inferior = 2
- Par superior = 1

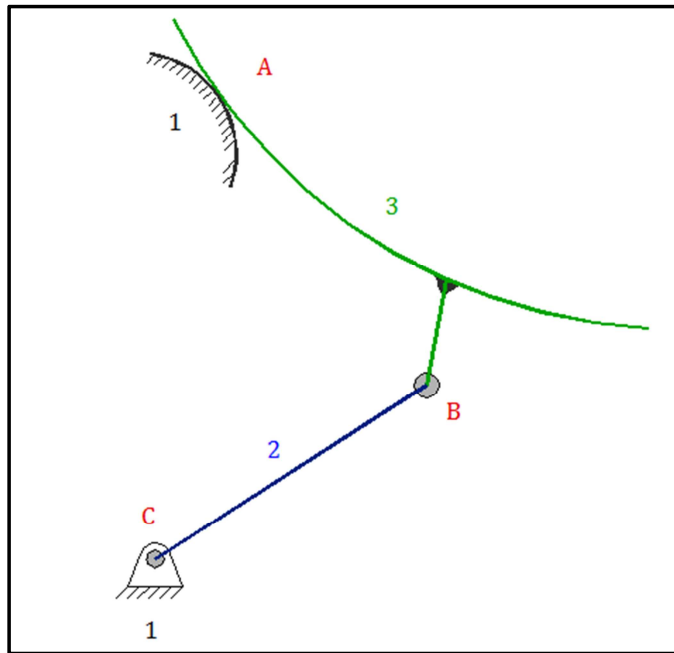


Figura 31 Esquema cinemático del sistema basculante

2.2.1.2 DETERMINACIÓN DEL GRADO DE LIBERTAD

Para determinar el número de grado de libertad que tiene el mecanismo, se observa el diagrama cinemático del sistema mostrado en la figura 31.

$$w = 3n - 2p - k$$

Donde:

w → grado de libertad

n → número de eslabones móviles

p → número de par inferior

k → número de par superior

$$w = 3(2) - 2(2) - 1$$

$$\boxed{w = 1}$$

2.2.1.3 DETERMINACIÓN DE LA TRAYECTORIA REQUERIDA PARA EL MECANISMO

La trayectoria del sistema, va a permitir dimensionar los elementos del sistema en cuanto a su longitud para llegar a un diseño óptimo y satisfacer los inconvenientes y necesidades del cliente.

- **PRIMERA OPCION**

En la figura, se puede apreciar que la altura a la cual se encuentra la palanca es baja (1.20m), esto puede ocasionar, que si en algún momento alguien se encuentra cerca del sistema pueda sufrir algún accidente.

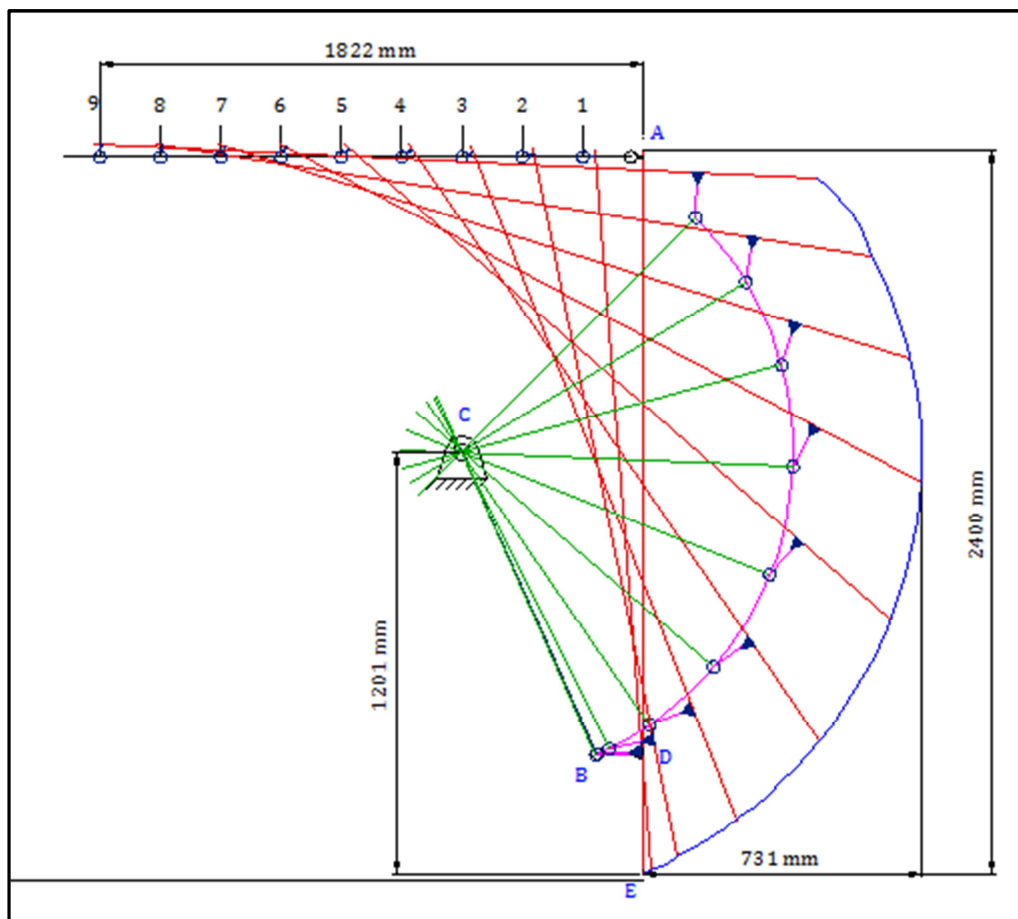


Figura 32 Trayectoria 1 del sistema basculante

- **SEGUNDA OPCION**

La figura indica que al redimensionar los elementos y realizar la trayectoria, la palanca queda muy baja (1.10m), pudiendo causar algún accidente a la persona que se encuentre a su alrededor.

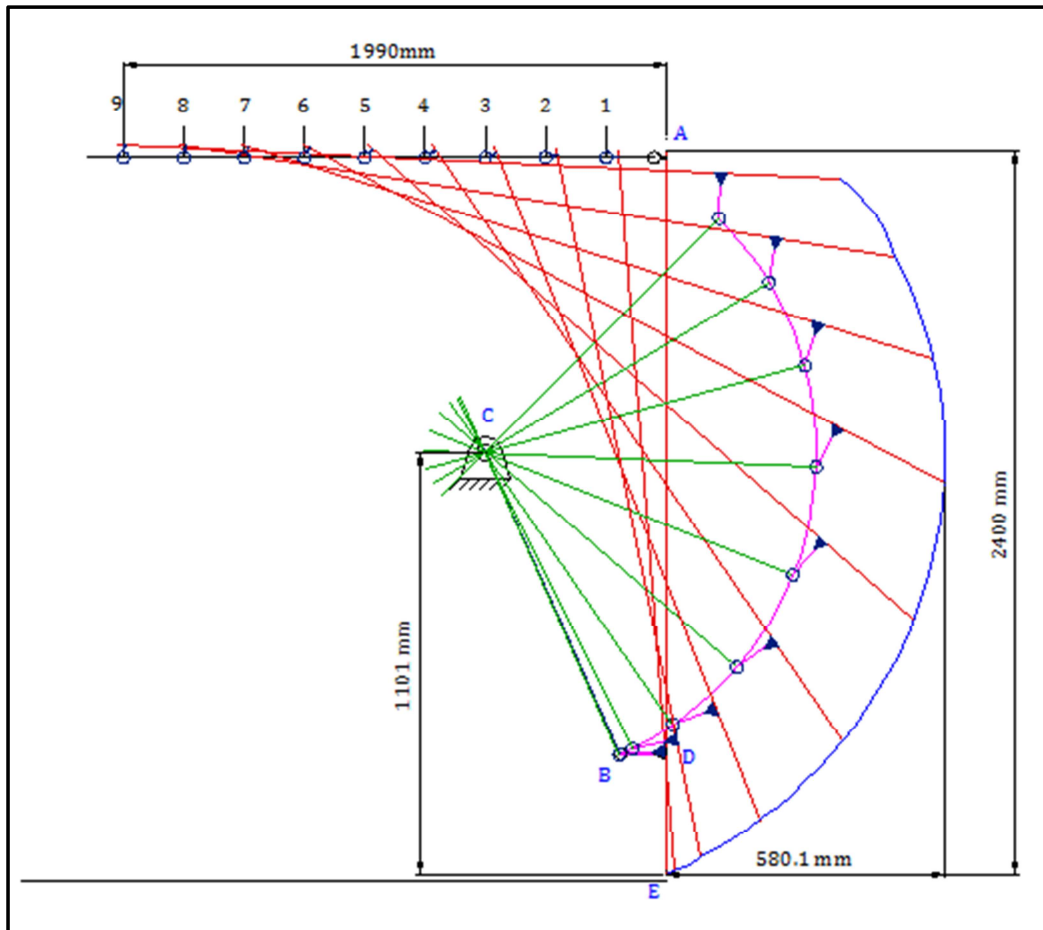


Figura 33 Trayectoria 2 del sistema basculante

- **TERCERA OPCION**

Al volver a redimensionar los elementos, se logra aumentar la altura (1.40m) a la cual se encuentra la palanca, lo cual indica que a esta altura existe menor riesgo de causar accidentes.

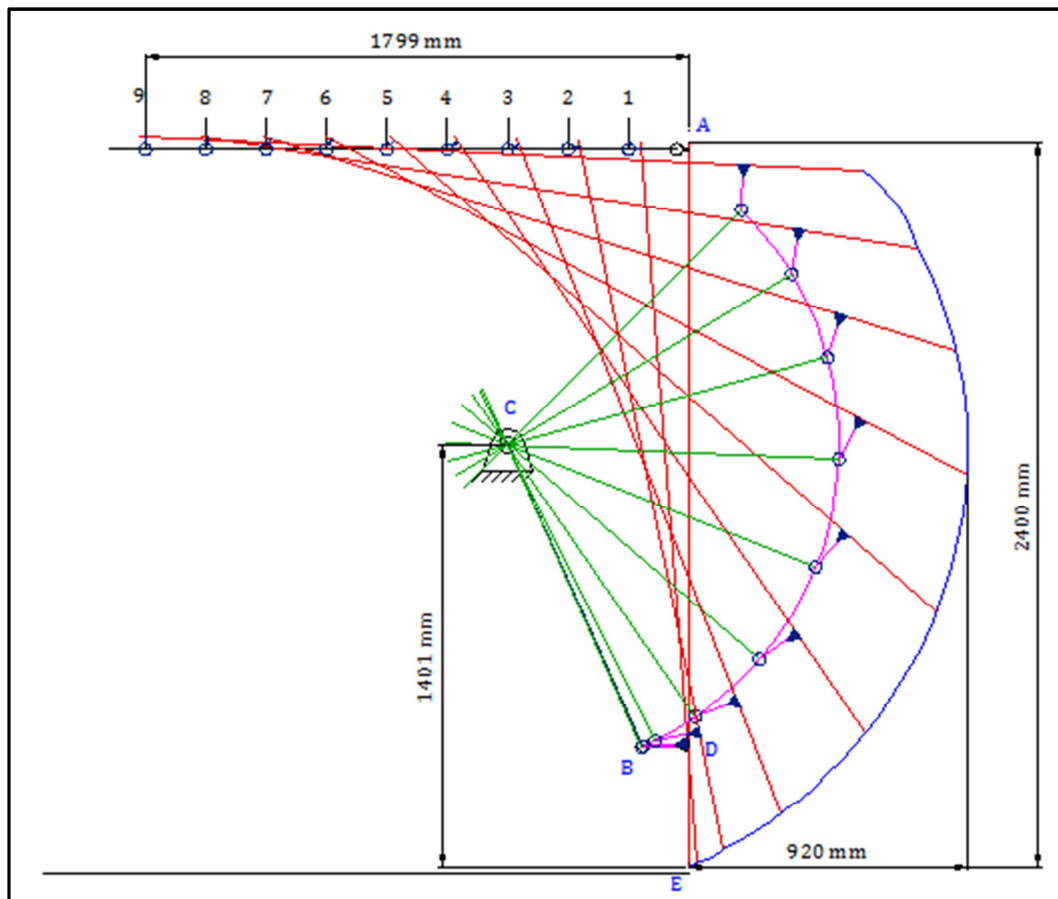


Figura 34 Trayectoria 3 del sistema basculante

Luego de observar las tres opciones de acuerdo al sistema que se desea diseñar, se decide por la tercera opción, debido a que permite una mayor altura en cuanto a la posición del brazo lo que reducirá el riesgo de accidentes a las personas que se encuentre alrededor del sistema.

2.2.1.4 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD Y ACELERACIÓN DEL MECANISMO

El cálculo de la velocidad y aceleración se realiza en varios puntos de la trayectoria del sistema, esto va a permitir determinar el punto más crítico en el cual los elementos van a ejercer mayor esfuerzo, y así poder dimensionar correctamente cada uno de los miembros del sistema.

Para el cálculo de velocidades y aceleraciones existen dos métodos: método analítico y método gráfico, se elige realizar por el método gráfico:

- ANÁLISIS EN EL PUNTO 1

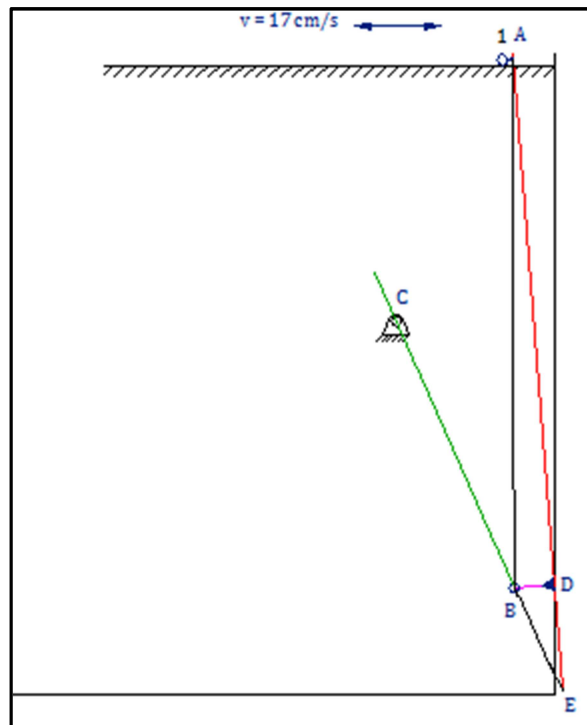


Figura 35 Punto1 del sistema basculante

DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD

Escala 1mm Δ 0.2 cm/s

ECUACIONES

$$1. V_B = V_A + V_{BA}$$

$$2. V_B = V_C + V_{BC}$$

Dónde:

$$V_A = 17 \text{ cm/s} \rightarrow \text{cte.}$$

$$V_C = 0$$

Para determinar la velocidad del punto D se realiza mediante semejanza de triángulos entre el diagrama del mecanismo y el diagrama de velocidades.

Velocidad de D

$$\triangle BDE \approx \triangle bde$$

Para encontrar la velocidad en el punto E podemos realizar mediante semejanza de triángulos:

Velocidad de E

$$\triangle ABD \approx \triangle abd$$

O también:

$$\frac{AD}{DE} = \frac{ad}{de}$$

$$de = \frac{DE * ad}{AD}$$

$$de = \frac{40 * 17.75}{198}$$

$$de = 3.73 \text{ cm/s}$$

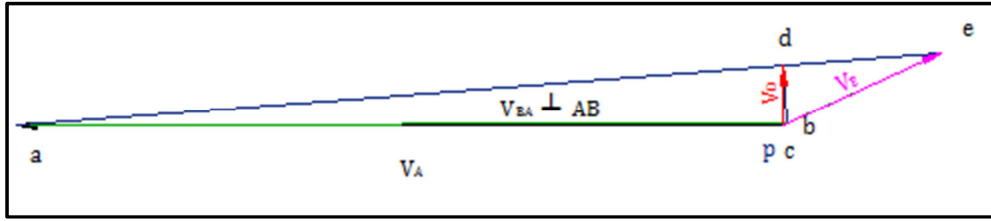


Figura 36 Velocidad del punto 1 del sistema basculante

Al realizar el gráfico de acuerdo a la escala seleccionada, se toman los respectivos datos que corresponden a las velocidades de los puntos requeridos.

$$V_B = 0.09 \text{ cm/s}$$

$$V_D = 1.35 \text{ cm/s}$$

$$V_E = 3.87 \text{ cm/s}$$

DETERMINACIÓN DE LA ACELERACION

Escala

$$1\text{mm} \triangleq 0.03\text{cm/s}^2$$

ECUACIONES

$$1. \quad a_B = a_A + a_{BA(N)} + a_{BA(t)}$$

$$2. \quad a_B = a_C + a_{BC(N)} + a_{BC(t)}$$

Dónde:

$$a_A = 0 \quad \rightarrow \quad V_A = \text{cte.}$$

$$a_C = 0$$

Para determinar la aceleración del punto D primero hallamos la aceleración de B con respecto a A normal ($a_{BA(N)}$) y la aceleración de B con respecto a C normal ($a_{BC(N)}$).

$$a_{BA(N)} = (V_{BA})^2 / AB$$

$$a_{BC(N)} = (V_{BC})^2 / BC$$

$$a_{BA(N)} = (17.09 \text{ cm/s})^2 / 198.57 \text{ cm}$$

$$a_{BC(N)} = (0.09 \text{ cm/s})^2 / 109.75 \text{ cm}$$

$$a_{BA(N)} = 1.47 \text{ cm/s}^2$$

$$a_{BC(N)} = 0.00007 \text{ cm/s}^2$$

Luego dibujamos a escala estas dos aceleraciones partiendo desde el polo (π) con sus respectivas direcciones.

Al final de cada línea se trazan unas líneas perpendiculares a las aceleraciones normales, que se las conoce como aceleraciones tangenciales, donde se intersecan estas dos líneas nos indica la aceleración del punto b.

Para determinar la aceleración del punto D se realiza mediante semejanza de triángulos entre el diagrama del mecanismo y el diagrama de velocidades.

Aceleración de D

$$\triangle ABD \approx \triangle abd$$

Para encontrar la velocidad en el punto E podemos realizar mediante semejanza de triángulos:

Aceleración de E

$$\triangle BDE \approx \triangle bde$$

O también:

$$\frac{AD}{DE} = \frac{ad}{de}$$

$$de = \frac{DE * ad}{AD}$$

$$de = \frac{40 * 3.94}{198}$$

$$de = 0.735 \text{ cm}^2/\text{s}$$

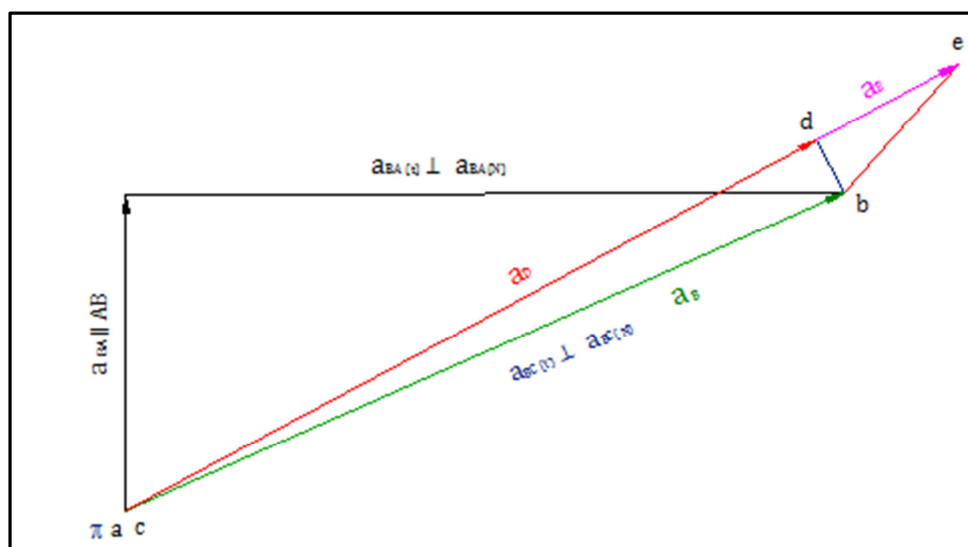


Figura 37 Aceleración del punto 1 del sistema basculante

$$a_B = 3.65 \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$a_D = 3.64 \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$a_E = 4.38 \text{ cm}^2/\text{s}$$

- ANÁLISIS EN EL PUNTO 2

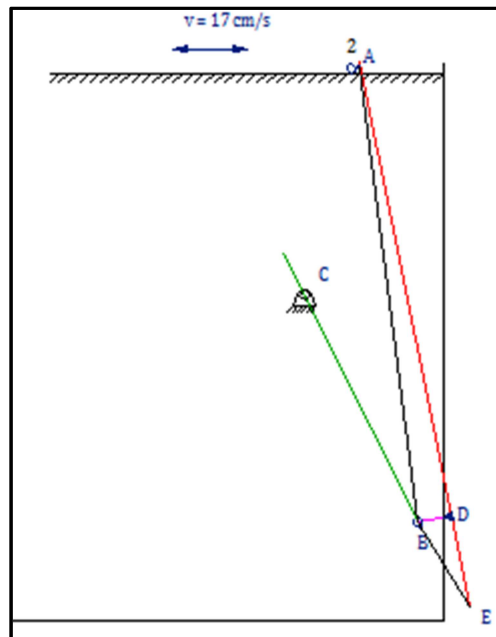


Figura 38 Punto 2 del sistema basculante

DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD

Escala 1mm Δ 0.2 cm/s

ECUACIONES

1. $V_B = V_A + V_{BA}$

2. $V_B = V_C + V_{BC}$

Dónde:

$$V_A = 17 \text{ cm/s} \rightarrow \text{cte.}$$

$$V_C = 0$$

Para determinar la velocidad del punto D se realiza mediante semejanza de triángulos entre el diagrama del mecanismo y el diagrama de velocidades.

Velocidad de D

$$\triangle ABD \approx \triangle abd$$

Para encontrar la velocidad en el punto E podemos realizar mediante semejanza de triángulos:

Velocidad de E

$$\triangle BDE \approx \triangle bde$$

O también:

$$\frac{AD}{DE} = \frac{ad}{de}$$

$$de = \frac{DE * ad}{AD}$$

$$de = \frac{40 * 22.91}{198}$$

$$de = 4.68 \text{ cm/s}$$

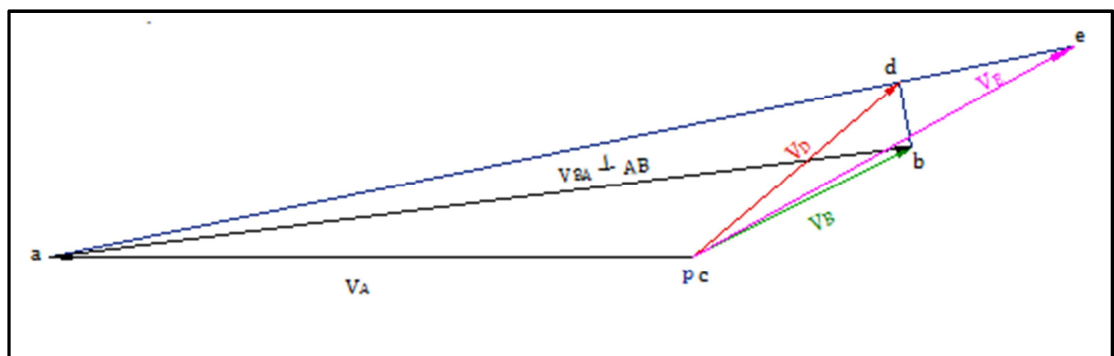


Figura 39 Velocidad del punto 2 del sistema basculante

$$V_B = 6.48 \text{ cm/s}$$

$$V_D = 7.13 \text{ cm/s}$$

$$V_E = 11.46 \text{ cm/s}$$

DETERMINACIÓN DE LA ACELERACION

Escala

$$1mm \Delta 0.05cm/s^2$$

ECUACIONES

$$1. a_B = a_A + a_{BA(N)} + a_{BA(t)}$$

$$2. a_B = a_C + a_{BC(N)} + a_{BC(t)}$$

Dónde:

$$a_A = 0 \rightarrow V_A = \text{cte.}$$

$$a_C = 0$$

Para determinar la aceleración del punto D primero hallamos la aceleración B con respecto a A normal ($a_{BA(N)}$) y la aceleración de B con respecto a C normal ($a_{BC(N)}$).

$$a_{BA(N)} = (V_{BA})^2 / AB$$

$$a_{BC(N)} = (V_{BC})^2 / BC$$

$$a_{BA(N)} = (22.98 \text{ cm/s})^2 / 198.57 \text{ cm}$$

$$a_{BC(N)} = (6.48 \text{ cm/s})^2 / 109.75 \text{ cm}$$

$$a_{BA(N)} = 2.66 \text{ cm/s}^2$$

$$a_{BC(N)} = 0.38 \text{ cm/s}^2$$

Para determinar la aceleración del punto D se realiza mediante semejanza de triángulos entre el diagrama del mecanismo y el diagrama de velocidades.

Aceleración de D

$$\triangle ABD \approx \triangle abd$$

Para encontrar la velocidad en el punto E podemos realizar mediante semejanza de triángulos:

Aceleración de E

$$\triangle BDE \approx \triangle bde$$

O también:

$$\frac{AD}{DE} = \frac{ad}{de}$$

$$de = \frac{DE * ad}{AD}$$

$$de = \frac{40 * 6.85}{198}$$

$$de = 1.38 \text{ cm}^2/\text{s}$$

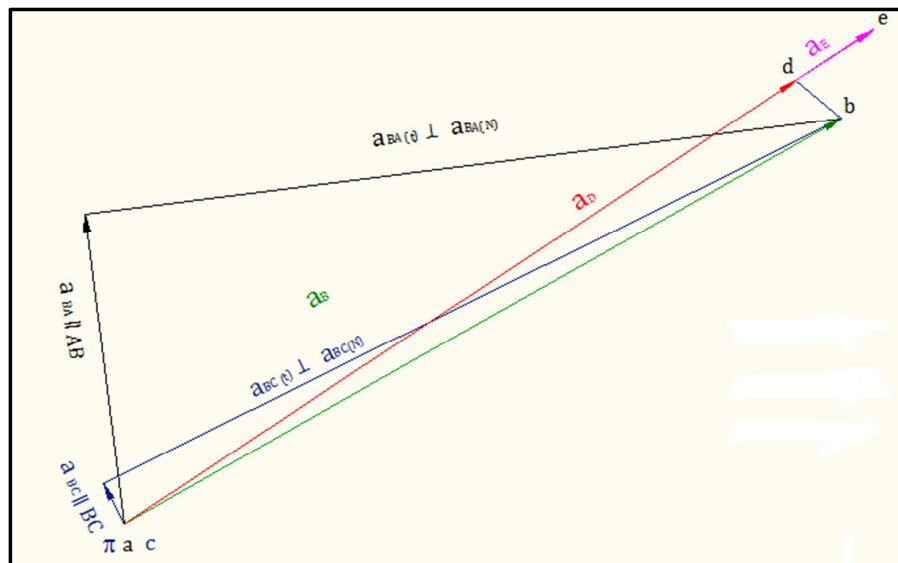


Figura 40 Aceleración del punto 2 del sistema basculante

$$a_B = 7.01 \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$a_D = 6.85 \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$a_E = 7.63 \text{ cm}^2/\text{s}$$

Este procedimiento se repite para todos los puntos de la trayectoria del sistema basculante.

Luego de calcular la velocidad y aceleración en cada punto de la trayectoria del sistema, se realiza la siguiente tabla.

Punto	Distancia (cm)	Velocidad (cm/s)	Aceleración (cm/s ²)
1	20	3,87	4,38
2	40	11,46	7,63
3	60	23,7	11,62
4	80	34,57	23,18
5	100	38,12	9,69
6	120	36,26	9,26
7	140	32,27	8,08
8	160	28,06	6,68
9	169.8	24,36	5,43

Tabla 6 Desplazamiento, velocidad y aceleración del punto E

Se puede observar que cuando la puerta se ha desplazado 80 cm en la guía horizontal, (punto 4) tiene una velocidad de 34.57 cm/s y una aceleración máxima de 23.18 cm/s², entonces el punto crítico del sistema es cuando la puerta se encuentra en esta posición.

En las siguientes figuras se puede observar el comportamiento de la velocidad y aceleración que se produce cuando se desplaza una distancia determinada en la guía superior.

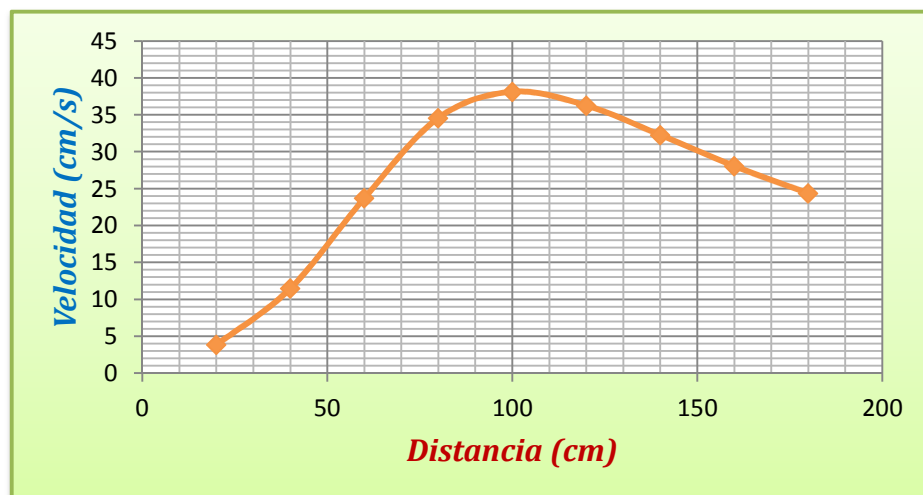


Figura 41 Gráfico distancia vs velocidad

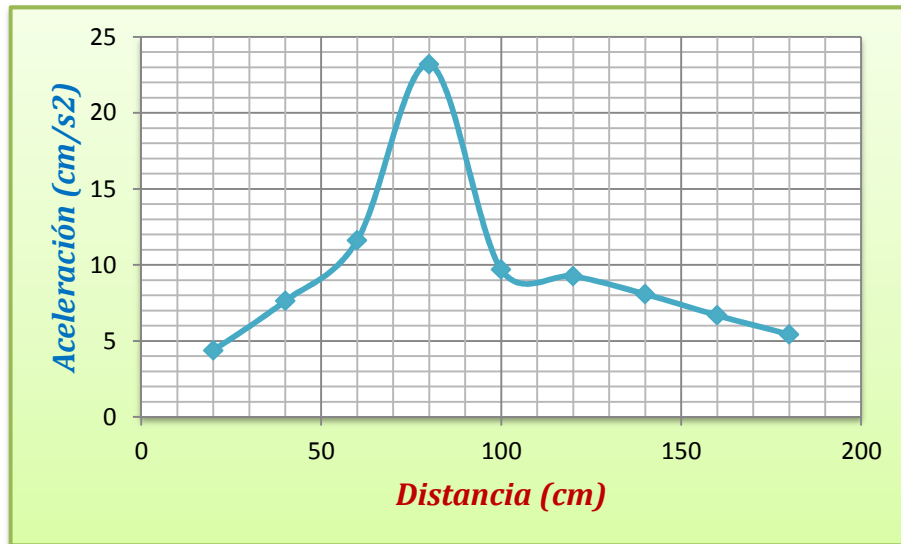


Figura 42 Gráfico distancia vs aceleración

2.2.2 DISEÑO ESTÁTICO – CINÉTICO

El diseño estático - cinético va a permitir determinar las fuerzas que se generan en el sistema basculante, en base a esto se va a diseñar los elementos del sistema.

2.2.2.1 CALCULO DE FUERZAS GENERADAS EN EL SISTEMA BASCULANTE

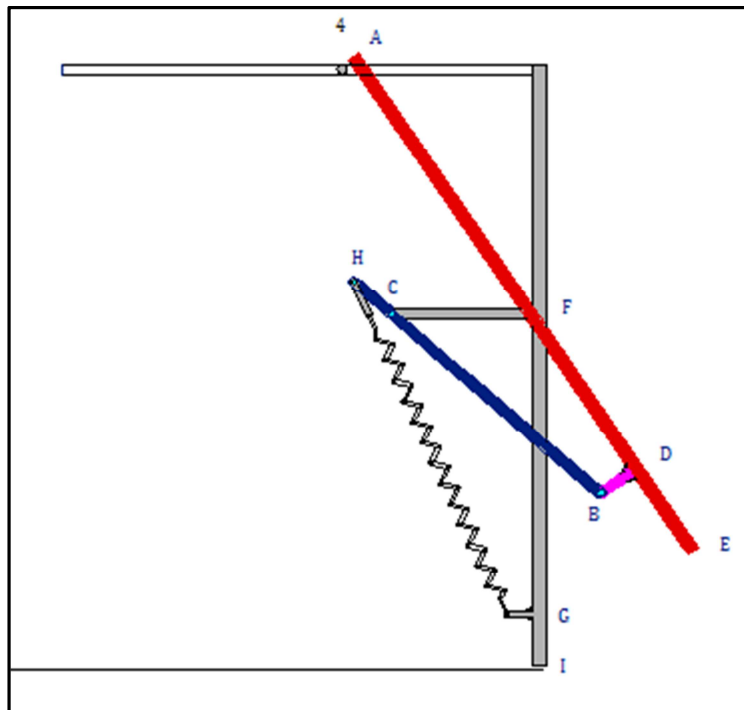


Figura 43 Esquema del sistema basculante

Para realizar el cálculo de las fuerzas generadas en el sistema se va a utilizar el principio de D' Alembert

“Principio de D’Alembert: Las ecuaciones del movimiento de un sistema se obtienen planteando, en cada instante, el equilibrio entre las fuerzas dadas, las de ligadura, y las de inercia, entonces se reduce a un problema de estática”¹⁴

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M = 0$$

¹⁴ Fuente:

[http://www.aero.upm.es/departamentos/fisica/PagWeb/asignaturas/mecanica2/transp/Mec2%2006%](http://www.aero.upm.es/departamentos/fisica/PagWeb/asignaturas/mecanica2/transp/Mec2%2006%20)

La primera Fuerza que se genera en el sistema basculante, es el peso de la puerta que se desea levantar.

2.2.2.1.1 METODO PARA CALCULAR EL PESO DE LA PUERTA

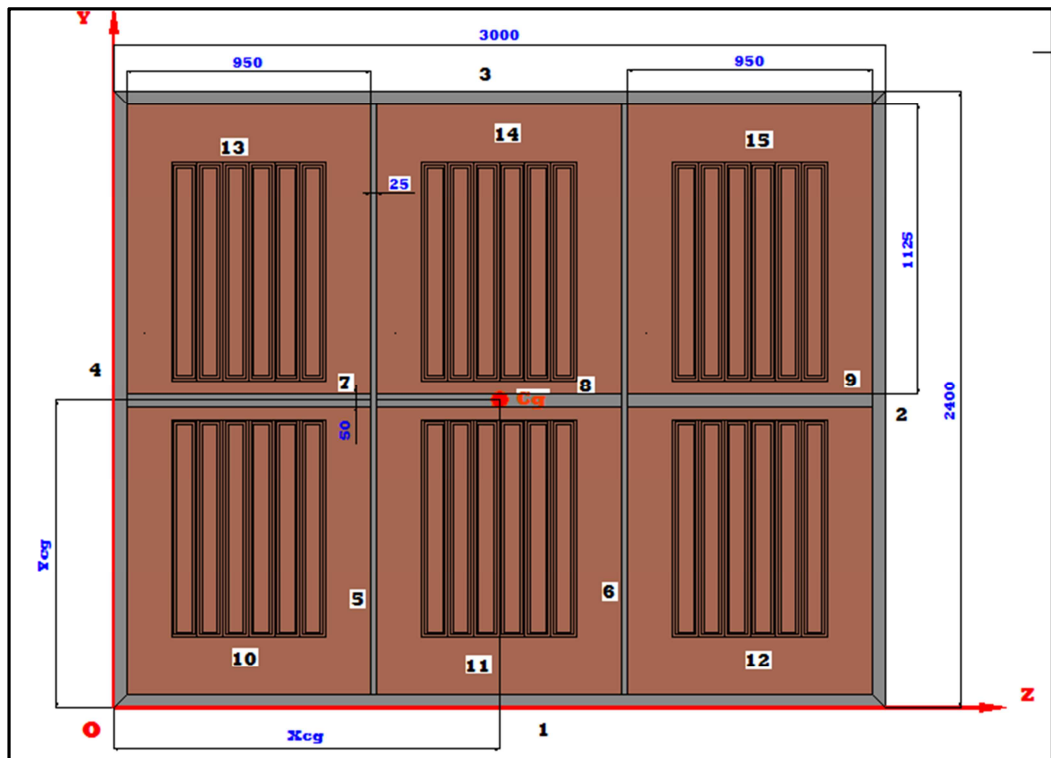


Figura 44 Esquema de la puerta

<i>N° de Elemento</i>	<i>Descripción</i>	<i>Medidas</i>	<i>Longitud (m)</i>	<i>Peso (Kg/m)</i>	<i>Peso (Kgf)</i>
1 y 3	Tubo Cuadrado	50 x 50 x 1,5	3	2,29	13,74
2 y 4	Tubo Cuadrado	50 x 50 x 1,5	2,4	2,29	10,99
5 y 6	Tubo Cuadrado	50 x 25 x 1,5	2,3	1,71	7,87
7, 8 y 9	Tubo Cuadrado	50 x 25 x 1,5	0,95	1,71	3,25
				<i>Peso Total</i>	35,85

Tabla 7 Pesos de la estructura de la puerta

Peso (Kg/m) → Peso de cada elemento ¹⁵

Para calcular el peso de la plancha se utiliza la siguiente fórmula:

¹⁵ Anexo 1

$$W = \frac{L \times A \times E \times \delta}{1000000}$$

Peso de la plancha¹⁶

Donde:

W → Peso de la plancha

L → Largo (mm)

A → Ancho (mm)

E → Espesor (mm)

δ → Densidad del acero (Kg/mm³)

Desarrollo:

$$W = \frac{1125 * 950 * 0.9 * 7.85}{1000000}$$

$$W = 7.55 \text{ Kgf}$$

Entonces como son 6 planchas, el peso total de las planchas es:

$$W = 15.52 \text{ Kgf} * 6$$

$$W = 45.30 \text{ Kgf}$$

Por lo tanto el peso total de la puerta es:

W_p = Peso de la Estructura + Peso de las Planchas

$$W_p = 35.85 \text{ Kgf} + 45.30 \text{ Kgf}$$

$$\boxed{W_p = 81.15 \text{ Kgf}}$$

$$1 \text{ Kgf} = 9.8066 \text{ N}$$

$$W_p = 81.15 \text{ Kgf} * \frac{2.2 \text{ lbf}}{1 \text{ Kgf}}$$

$$\boxed{W_p = 178.53 \text{ lbf}}$$

¹⁶ Anexo.2

2.2.2.1.2 CALCULO CENTRO DE GRAVEDAD DE LA PUERTA

$$Z_{CG} = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

$$Y_{CG} = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

Donde:

Z_{CG} → Centro de gravedad con respecto al eje Z

Y_{CG} → Centro de gravedad con respecto al eje Y

Z_i → Distancia medida desde el eje Z hasta el centro de gravedad de cada elemento

Y_i → Distancia medida desde el eje Y hasta el centro de gravedad de cada elemento

A_i → Area de cada elemento

$\sum_{i=1}^n A_i$ → Sumatoria del área de todos los elementos

Elemento: Tubo cuadrado de 50mm x 50mm x 1.5mm

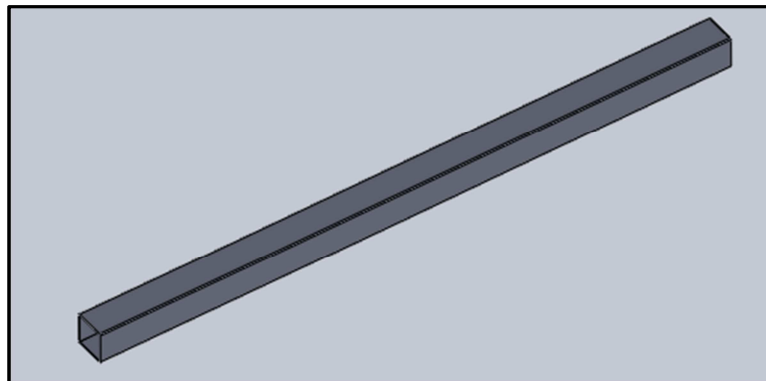


Figura 45 Tubo cuadrado estructura de la puerta

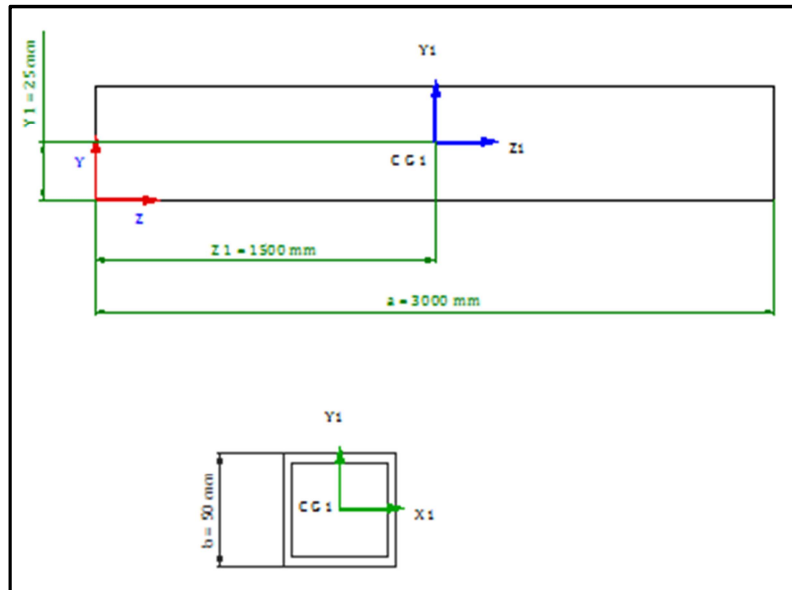


Figura 46 Centro de gravedad del tubo de la puerta

$$a = 3000 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$Z_1 = 1500 \text{ mm}$$

$$Y_1 = 25 \text{ mm}$$

$$A_1 = a \times b$$

$$A_1 = 3000 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$$

$$A_1 = 150000 \text{ mm}^2$$

$$Z_i \times A_i = Z_1 \times A_1$$

$$Z_i \times A_i = 1500 \text{ mm} \times 150000 \text{ mm}^2$$

$$Z_i \times A_i = 180000000 \text{ mm}^3$$

$$Y_i \times A_i = Y_1 \times A_1$$

$$Y_i \times A_i = 25 \text{ mm} \times 150000 \text{ mm}^2$$

$$Y_i \times A_i = 18000000 \text{ mm}^3$$

Este procedimiento se repite para todos los elementos.

<i>N° de Elemento</i>	<i>a (mm)</i>	<i>b (mm)</i>	<i>AREA (mm)</i>	<i>Z (mm)</i>	<i>Y (mm)</i>	<i>Zi x Ai (mm³)</i>	<i>Yi x Ai (mm³)</i>
1	3000	50	150000	1500	25	225000000	3750000
2	50	2400	120000	2975	1200	357000000	144000000
3	3000	50	150000	1500	2375	225000000	356250000
4	50	2400	120000	25	1200	3000000	144000000
5	25	2300	57500	1012,5	1200	58218750	69000000
6	25	2300	57500	1987,5	1200	114281250	69000000
7	950	50	47500	525	1200	24937500	57000000
8	950	50	47500	1500	1200	71250000	57000000
9	950	50	47500	2475	1200	117562500	57000000
10	950	1125	1068750	525	612,5	561093750	654609375
11	950	1125	1068750	1500	612,5	1603125000	654609375
12	950	1125	1068750	2475	612,5	2645156250	654609375
13	950	1125	1068750	525	1787,5	561093750	1910390625
14	950	1125	1068750	1500	1787,5	1603125000	1910390625
15	950	1125	1068750	2475	1787,5	2645156250	1910390625
Σ A_T =			797500		Σ =	1196250000	957000000

Tabla 8 Producto del área x distancias para calcular el Cg. de la puerta

$$Z_{CG} = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

$$Z_{CG} = \frac{10766000000 \text{ mm}^3}{7177230 \text{ mm}^2} = \mathbf{1500 \text{ mm}}$$

$$Y_{CG} = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

$$Y_{CG} = \frac{8612676000 \text{ mm}^3}{7177230 \text{ mm}^2} = \mathbf{1200 \text{ mm}}$$

Cg (1500 mm, 1200 mm)

2.2.2.1.3 CALCULO DE LA FUERZA GENERADA POR EL MOTOR

F_M se puede calcular de acuerdo a las especificaciones del motor dadas en el catálogo, donde se tiene:

$$\text{Potencia} = \frac{1}{2} \text{ Hp} \rightarrow = 0.373 \text{ kw}$$

$$\text{Velocidad} = 17 \text{ cm/s} \rightarrow = 0.17 \text{ m/s}$$

Se tiene que:

$$P_M = F_M \times v$$

$$F_M = \frac{P}{v}$$

Donde:

$P_M \rightarrow$ Potencia

$F_M \rightarrow$ Fuerza

$v \rightarrow$ velocidad

Desarrollo:

$$F_M = \frac{0.373 \frac{\text{KN} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{0.17 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$\boxed{F_M = 2.19 \text{ KN}}$$

2.2.2.1.4 CALCULO DE LAS FUERZAS GENERADAS EN EL SISTEMA BASCULANTE

2.2.2.1.4.1 FUERZAS EN LA PUERTA

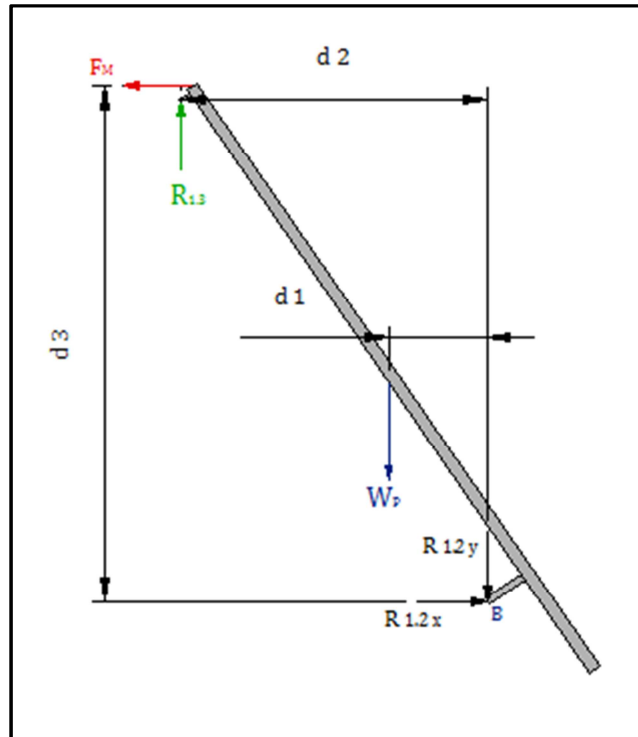


Figura 47 Diagrama de Cuerpo Libre de la Puerta

W_P → Peso de la puerta

F_M → Fuerza generada por el motor

$$d_1 = 0.33 \text{ m}$$

$$d_2 = 1.04 \text{ m}$$

$$d_3 = 1.73 \text{ m}$$

Datos:

$$W_P = 240 \text{ lbf}$$

Capacidad máxima de elevación del motor¹⁷

¹⁷ Catálogo del motor, LiftMaster Profesional, Modelo 1210E, ½ HP

El peso de la puerta y la fuerza del motor dividimos para la mitad, debido a que se comparte para dos sistemas basculantes.

$$W_p = \frac{240 \text{ lbf}}{2} = 120 \text{ lbf}$$

$$W_p = 120 \text{ lbf} * \left| \frac{4.45 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \right| = 534 \text{ N}$$

$$F_M = 2190 \text{ N}$$

$$F_M = \frac{2190 \text{ N}}{2} = 1095 \text{ N}$$

$$\sum \vec{F}_x = 0$$

$$R_{1.2x} - F_M = 0$$

$$R_{1.2x} = 1095 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{1.3} - R_{1.2y} - W = 0$$

$$R_{1.3} - R_{1.2y} = 534 \text{ N} \quad \text{Ecu. 1}$$

$$\cup \sum M_B = 0$$

$$(W_p * d_1) + (F_M * d_3) - (R_{1.3} * d_2) = 0 \quad \text{Ecu. 2}$$

$$(534 \text{ N} * 0.33\text{m}) + (1095 \text{ N} * 1.73\text{m}) - (R_{1.3} * 1.04\text{m}) = 0$$

$$1.04 \text{ m } R_{1.3} = 2070.57 \text{ N.m}$$

$$R_{1.3} = 1990.93 \text{ N}$$

Entonces:

Reemplazando $R_{1.3}$ en *Ecu. 1*

$$R_{1.3} - R_{1.2y} = 534 \text{ N}$$

$$R_{1.2y} = R_{1.3} - 534 \text{ N}$$

$$R_{1.2y} = 1991 \text{ N} - 534 \text{ N}$$

$$R_{1.2y} = 1456.93 \text{ N}$$

2.2.2.1.4.2 FUERZAS EN LA PALANCA Y EL RESORTE

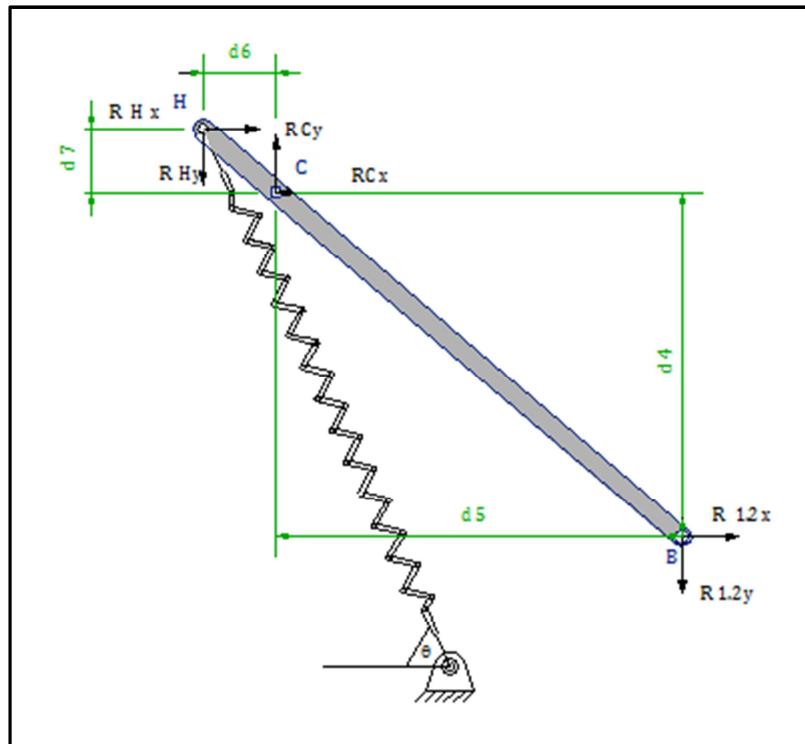


Figura 48 Diagrama de Cuerpo Libre de la Palanca y resorte

$$d_4 = 0.71 \text{ m}$$

$$d_5 = 0.83 \text{ m}$$

$$d_6 = 0.15 \text{ m}$$

$$d_7 = 0.13 \text{ m}$$

$$\sum \vec{F}_x = 0$$

$$R_{1.2x} - R_{Cx} + R_{Hx} = 0$$

$$-R_{Cx} + R_{Hx} = -1095 \text{ N} \quad \text{Ecua. 3}$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{Cy} - R_{1.2y} - R_{Hy} = 0$$

$$R_{Cy} - R_{Hy} = 1456.93 \text{ N} \quad \text{Ecua.4}$$

$$\curvearrow \sum M_C = 0$$

$$(R_{1.2x} * d_4) - (R_{1.2y} * d_5) + (R_{Hy} * d_6) - (R_{Hx} * d_7) = 0$$

$$(1095 \text{ N} * 0.71\text{m}) - (1456.93 \text{ N} * 0.83\text{m}) + (R_{Hy} * 0.15\text{m}) - (R_{Hx} * 0.13\text{m}) = 0$$

$$0.15R_{Hy} - 0.13R_{Hx} = 431.8 \text{ N} \quad \text{Ecu.5}$$

$$\tan \theta = \frac{-R_{Hy}}{R_{Hx}} \rightarrow R_{Hy} = -\tan \theta * R_{Hx} \quad \text{Ecu.6}$$

$$\theta = 65.3^\circ$$

Ecu.6 en Ecu.5

$$0.15 (-\tan 65.3^\circ * R_{Hx}) - 0.13R_{Hx} = 431.86 \text{ N}$$

$$-0.456 R_{Hx} = 431.86 \text{ N}$$

$$R_{Hx} = -946.7 \text{ N} \rightarrow \text{La fuerza está hacia el otro lado.}$$

Entonces:

$$R_{Hy} = -\tan \theta * R_{Hx}$$

$$R_{Hy} = -\tan 65.3^\circ * (-946.67) \text{ N}$$

$$R_{Hy} = 2058.21 \text{ N}$$

R_{Hx} en Ecu.3

$$-R_{Cx} + R_{Hx} = -1095 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = R_{Hx} + 1095 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = -946.7 \text{ N} + 1095 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = 148.3 \text{ N}$$

R_{Hy} en Ecu.4

$$R_{Cy} - R_{Hy} = 1456.93 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 1456.93 \text{ N} + R_{Hy}$$

$$R_{Cy} = 1456.93 \text{ N} + 2058.21 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 3515.14 \text{ N}$$

2.2.2.1.5 FUERZAS GENERADAS EN EL SISTEMA

Luego de realizar los cálculos respectivos, se indica a continuación las fuerzas que se generan en cada punto del sistema, en base a éstas fuerzas se realizará el diseño de los elementos.

$$W = \frac{240 \text{ lbf}}{2} = 120 \text{ lbf}$$

$$F_M = 1095 \text{ N} \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 246.17 \text{ lbf}$$

$$R_{1.3} = 1990.93 \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 447.4 \text{ lbf}$$

$$R_{1.2x} = 1095 \text{ N} \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 246.17 \text{ lbf}$$

$$R_{1.2y} = 1456.93 \text{ N} \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 327.4 \text{ lbf}$$

$$R_{Cx} = 148.3 \text{ N} \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 33.33 \text{ lbf}$$

$$R_{Cy} = 3515.14 \text{ N} \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 789.92 \text{ lbf}$$

$$R_{Hx} = 946.67 \text{ N} \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 212.73 \text{ lbf}$$

$$R_{Hy} = 2058.21 \text{ N} \left| \frac{1 \text{ lbf}}{4.45 \text{ N}} \right| = 462.52 \text{ lbf}$$

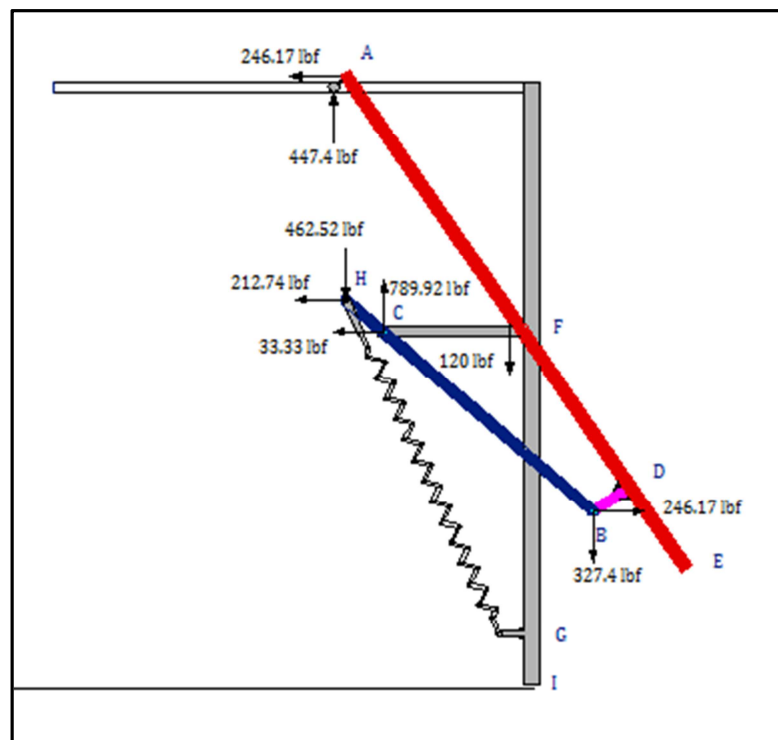


Figura 49 Fuerzas generadas en el Sistema Basculante

2.2.3 CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ADMISIBLE

Para calcular el esfuerzo máximo admisible es necesario tener un factor de seguridad de diseño, “la magnitud del factor de seguridad depende de la fiabilidad de los datos de diseño, la valoración de la resistencia estructural y las cargas aplicadas. Estas incertidumbres y aproximaciones deben ser evaluadas para cada caso y asignar un factor de seguridad que sea razonable, tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Magnitud de los daños (pérdidas de vidas, daños a la propiedad)
- Costos de construcción
- Material con el que se va a trabajar
- Tolerancias constructivas
- Exactitud (o aproximaciones usadas) en el desarrollo de los métodos de diseño/análisis”.¹⁸

Este método ha sido propuesto por A. G. Pugsley luego de un sistemático estudio de las incertidumbres más frecuentes declaradas por los diseñadores de estructuras metálicas y permite evaluar el coeficiente admisible de seguridad como el producto de dos factores que involucran aquellos aspectos determinantes en su valoración.

$$f_s = f_{sx} * f_{sy}$$

Donde:

f_s → Factor de seguridad global

f_{sx} → Factor de seguridad que involucra aspectos de seguridad y economía

f_{sy} → Factor de seguridad que involucra aspectos de control y calidad

Impacto económico	Peligro para el personal		
	NS	S	MS
NS	1.0	1.2	1.4
S	1.0	1.3	1.5
MS	1.2	1.4	1.6

Tabla 9 Factor de seguridad que involucra aspectos de seguridad y economía (fsx)

¹⁸ <http://www.ingenieracivil.com/2009/02/definicion-de-factor-de-seguridad-en.html>

Donde:

NS → No seria

S → Seria

MS → Muy Seria

Calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección	Exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o experiencias en diseños similares	Control sobre la carga aplicada			
		MB	B	R	M
MB	MB	1,1	1,3	1,5	1,7
	B	1,2	1,45	1,7	1,95
	R	1,3	1,6	1,9	2,2
	M	1,4	1,75	2,1	2,45
B	MB	1,3	1,55	1,8	2,05
	B	1,45	1,75	2,05	2,35
	R	1,6	1,95	2,3	2,65
	M	1,75	2,15	2,55	2,95
R	MB	1,5	1,8	2,1	2,4
	B	1,7	2,15	2,4	2,75
	R	1,9	2,3	2,7	3,1
	M	2,1	2,55	3,0	3,45
M	MB	1,7	2,15	2,4	2,75
	B	1,95	2,35	2,75	3,15
	R	2,2	2,65	3,1	3,55
	M	2,45	2,95	3,45	3,95

Tabla 10 Factor de seguridad que involucra aspectos de control y calidad (fsy)

Donde:

MB → Muy Buena

B → Buena

R → Regular

M → Mala

Entonces se toma los siguientes valores:

$$f_{sx} = 1.3$$

$$f_{sy} = 1.2$$

$$f_s = 1.3 * 1.2$$

$$f_s = 1.5$$

2.2.3.1 CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ADMISIBLE A FLEXIÓN

Datos:

Acero (A-36)

$S_y = 36ksi$ Esfuerzo de fluencia del acero A-36¹⁹

$F_S = 1.5$ Factor de seguridad²⁰

Fórmula:

$F_b = \frac{S_y}{F_S}$ Esfuerzo máximo admisible a Flexión²¹

Desarrollo:

$$F_b = \frac{36 Ksi}{1.5}$$

$$F_b = 24 Ksi$$

El resultado obtenido de 24 Ksi es aquel que será comparado con los otros cálculos de diseño, para así determinar si dichos valores satisfacen el requerimiento del esfuerzo máximo admisible.

$$f_b \leq F_b$$

2.2.3.1 CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ADMISIBLE A CORTANTE

Datos:

Acero (A-36)

$S_y = 36ksi$ Esfuerzo de fluencia del acero A-36

$F_S = 1.5$ Factor de seguridad²²

¹⁹ MOTT, Robert, *Resistencia de Materiales*, 3ª Edición, México, 1996, p. 599 Item A-15

²⁰ Idem., p. 87

²¹ Idem., p. 84

Fórmula:

$$[\tau_{\max}] = \frac{0.6 S_y}{F_s} \quad \text{Esfuerzo máximo admisible a Cortante}^{23}$$

Desarrollo:

$$[\tau_{\max}] = \frac{0.6 \times 36}{2}$$

$$[\tau_{\max}] = 14.4 \text{ Ksi}$$

∴ El resultado obtenido de 10.8 Ksi es aquel que será comparado con los otros cálculos de diseño, para así determinar si dichos valores satisfacen el requerimiento del esfuerzo máximo admisible.

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\max}]$$

2.2.4 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA BASCULANTE

2.2.4.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA PUERTA

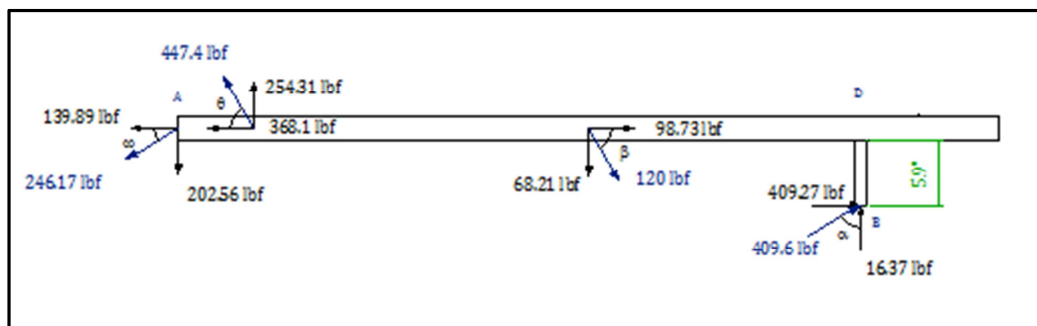


Figura 50 Fuerzas en la estructura de la puerta

$$\alpha = 87.71^\circ$$

$$\beta = 34.64^\circ$$

$$\theta = 34.64^\circ$$

$$\omega = 55.37^\circ$$

²² MOTT, Robert, Op. Cit., p. 87

²³ Idem., p. 84

Trasladando la fuerza tenemos:

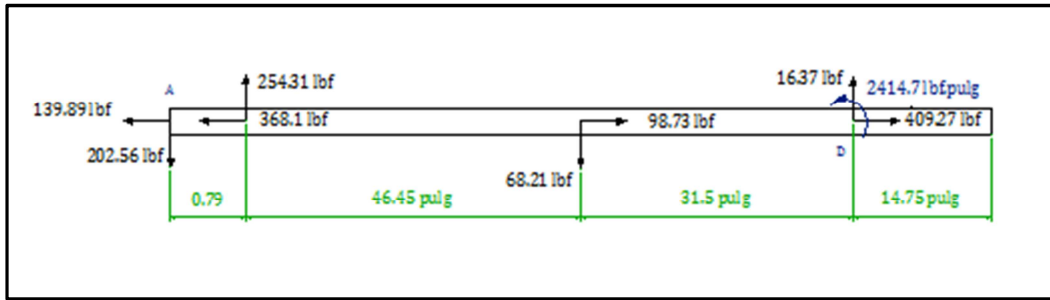


Figura 51 Descomposición de fuerzas

Datos:

$$S_y = 36 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Fluencia del acero A-36

$$F_b = 24 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de flexión admisible

$$K = 1$$

Factor de longitud efectiva

Anexo 3

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad del acero A-36²⁴

$$L = 78.15 \text{ pulg}$$

La longitud real no soportada

Fórmulas:

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{Cm*fb}{\left(1 - \frac{fa}{Fe}\right)Fb} \leq 1.0$$

Esfuerzos Combinados²⁵

$$Cm = 0.6 - 0.4 \frac{M_1}{M_2}$$

Factor de modificación²⁶

$$Fa = 0.60F_y$$

Esfuerzo Axial admisible²⁷

$$Fe' = \frac{12\pi^2 E}{23 \left(\frac{K \times L}{r_b}\right)^2}$$

Esfuerzo de Euler²⁸

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

Radio de giro²⁹

²⁴ SHIGLEY, Joseph E., *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ª Edición, México, 2007, tabla E-5,p1183

²⁵ McCORMAC, Jack C., *Diseño de Estructuras Metálicas*, 4ta. Ed., p. 260

²⁶ Idem., Pg. 261

²⁷ Idem., Pg. 260

²⁸ Idem., Pg. 260

²⁹ HIBBELER Russel, *Mecánica Vectorial para Ingenieros-Estática*, 10ma. Ed., Pg. 501

Donde:

$f_a \rightarrow$ Esfuerzo axial

$F_a \rightarrow$ Esfuerzo axial admisible

$f_b \rightarrow$ Esfuerzo de flexión

$F_b \rightarrow$ Esfuerzo de flexión admisible

$C_m \rightarrow$ Factores de modificación

$E \rightarrow$ Módulo de elasticidad

$F_e' \rightarrow$ Esfuerzo de Euler

$K \rightarrow$ Factor de longitud efectiva

$r \rightarrow$ radio de giro

$M_1 \rightarrow$ Momento $<$ en el extremo

$M_2 \rightarrow$ Momento $>$ en el extremo

$I \rightarrow$ Inercia

$A \rightarrow$ Area Transversal

Esfuerzo Axial (f_a)

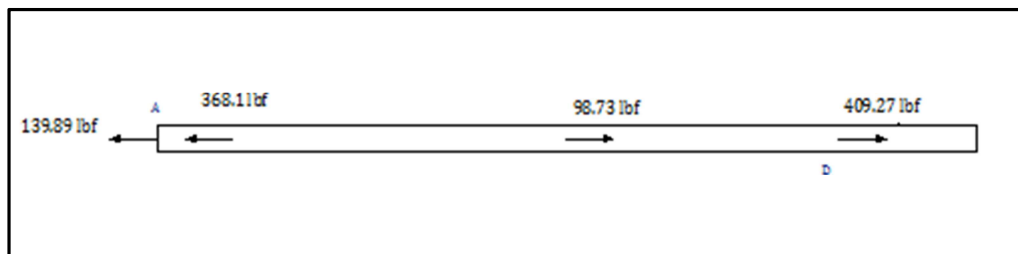


Figura 52 Fuerzas axiales en la estructura de la puerta

Datos:

$F = 508$ lbf

Tubo estructural cuadrado: 50 mm x 50 mm x 1.5 mm

$$A = 2.85 \text{ cm}^2 \left| \frac{(1 \text{ pulg})^2}{(2.54 \text{ cm})^2} \right| = 0.442 \text{ pulg}^2 \quad \text{Anexo 2}$$

Fórmula:

$$f_a = \frac{F}{A} \quad \text{Esfuerzo Axial}^{30}$$

Desarrollo:

$$f_a = \frac{508 \text{ lbf}}{0.442 \text{ pulg}^2}$$

$$f_a = 1.15 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Flexión (fb)

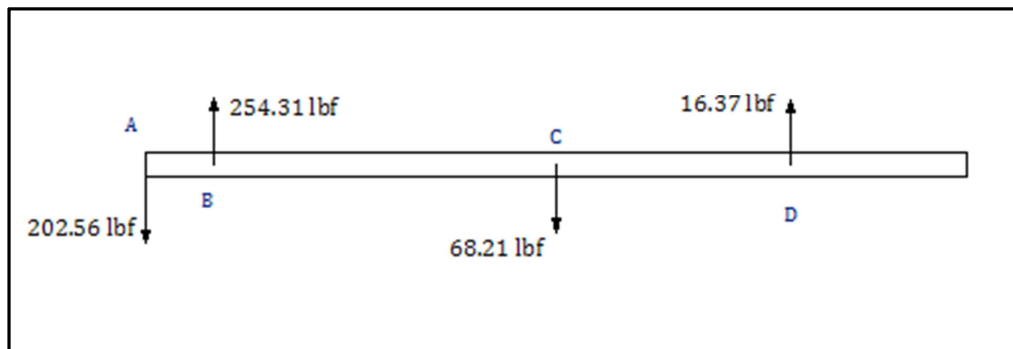


Figura 53 Fuerzas Flexionantes en la estructura de la puerta

Datos:

Material a utilizar: Tubo estructural cuadrado 50 x 50 x 1.5

$$S = 4.42 \text{ cm}^3 \left| \frac{(1 \text{ pulg})^3}{(2.54 \text{ cm})^3} \right| = 0.345 \text{ pulg}^3 \quad \text{Anexo 2}$$

$$I = 11.06 \text{ cm}^4 \left| \frac{(1 \text{ pulg})^4}{(2.54 \text{ cm})^4} \right| = 0.266 \text{ pulg}^4 \quad \text{Anexo 2}$$

Fórmulas:

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}} \quad \text{Módulo de sección}^{31}$$

³⁰ MOTT, Robert, Op. Cit, p. 21

³¹ MOTT, Robert, Op. Cit, p. 289

$$\therefore f_b = \frac{M_{\max}}{S}$$

$$f_b \leq F_b$$

Donde:

M_{\max} → Momento flector máximo

S → Módulo de sección

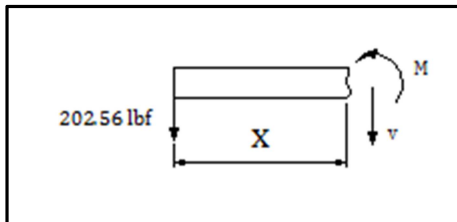
f_b → Esfuerzo flector calculado

F_b → Esfuerzo Flector Admisible

Desarrollo:

TRAMO A-B

$$0 < x < 0.79$$



$$\sum M = 0$$

$$M + 202.56 * x = 0$$

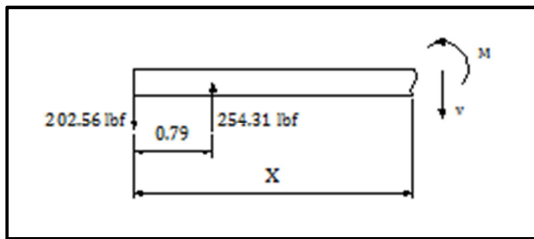
$$M = -202.56x$$

$$\text{Si } x = 0 \rightarrow M = 0$$

$$\text{Si } x = 0.79 \text{ pulg} \rightarrow M = - 160.02 \text{ lbf. pulg}$$

TRAMO B - C

$$0.79 < x < 47.24$$



$$\sum M = 0$$

$$M + (202.56 * x) - 254.31 (x - 0.79) = 0$$

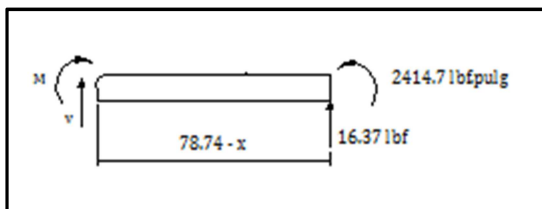
$$M = 51.75 x - 200.9$$

$$\text{Si } x = 0.79 \text{ pulg} \rightarrow M = -160.02 \text{ lbf. pulg}$$

$$\text{Si } x = 47.24 \text{ pulg} \rightarrow M = 2243.8 \text{ lbf. pulg}$$

TRAMO C - D

$$47.24 < x < 78.74$$



$$\sum M = 0$$

$$M - 2414.7 - 16.37 (78.74 - x) = 0$$

$$M = 3703.7 - 16.37 x$$

$$\text{Si } x = 47.24 \text{ pulg} \rightarrow M = 2930.4 \text{ lbf. pulg}$$

$$\text{Si } x = 78.74 \text{ pulg} \rightarrow M = 2414.7 \text{ lbf. pulg}$$

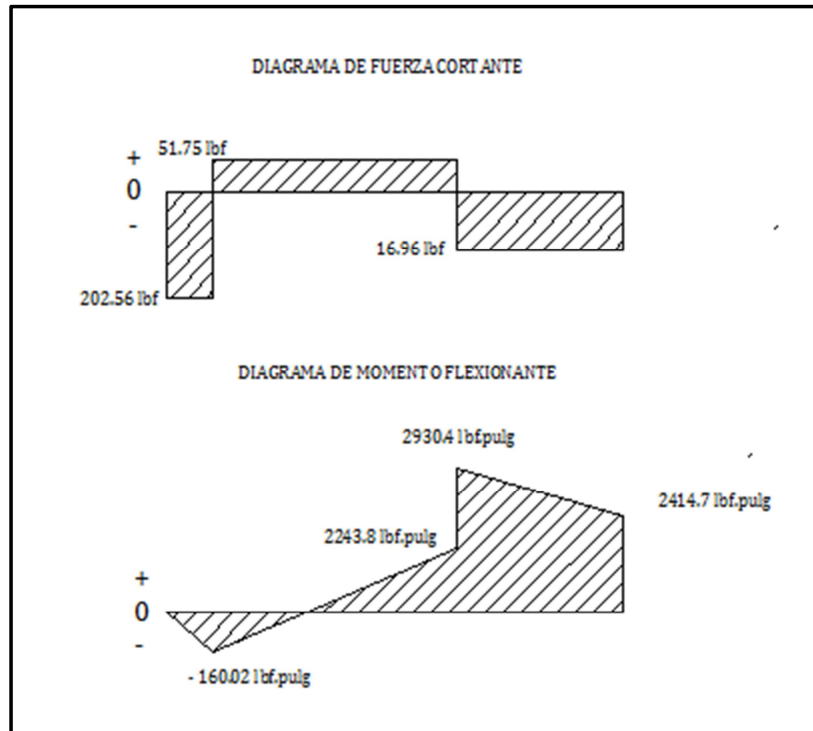


Figura 54 Diagrama de Fuerza Cortante y Momentos

$$M_{max} = 2930.4 \text{ lbf.pulg}$$

$$f_b = \frac{M_{max}}{S}$$

$$f_b = \frac{2930.4 \text{ lbf.pulg}}{0.27 \text{ pulg}^3}$$

$$f_b = 10.86 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$10.86 \text{ Ksi} \leq 24 \text{ Ksi}$$

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m * f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_e}\right) F_b} \leq 1.0$$

$$F_a = 0.60 F_y$$

$$F_a = 0.60 * 36 \text{ Ksi}$$

$$F_a = 21.6 \text{ Ksi}$$

$$C_m = 0.6 - 0.4 \frac{M_1}{M_2}$$

$$M_1 = 0$$

$$\rightarrow C_m = 1$$

$$C_m = 1$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * L}{r_b}\right)^2}$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{0.266 \text{ pulg}^4}{0.442 \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 0.776 \text{ pulg}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * 30000 \text{ Ksi}}{23 * \left(\frac{1 * 14.75}{0.776}\right)^2}$$

$$F'_e = 15.29 \text{ Ksi}$$

$$\frac{1.15}{21.6} + \frac{1 * 10.86}{\left(1 - \frac{1.15}{15.29}\right) * 24} \leq 1.0$$

$$0.54 < 1.0$$

∴ Si Cumple

Tubo Estructural Cuadrado 50 mm x 50 mm x 1.5 mm

2.2.4.2 DISEÑO DEL EJE SOPORTE PARA RODAMIENTO

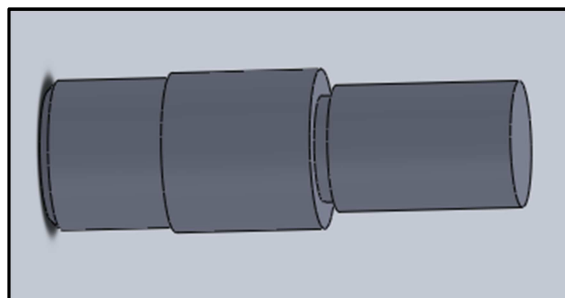


Figura 55 Eje soporte para rodamiento

Diseño por esfuerzo Cortante τ

Datos:

$$P = 447.4 \text{ lbf}$$

$$\phi = 1/2''$$

Fórmulas:

$$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A}$$

Esfuerzo Cortante ³²

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\max}]$$

Dónde:

$V \rightarrow$ Fuerza Cortante

$A \rightarrow$ Area transversal

$\tau_{\max} \rightarrow$ Esfuerzo Cortante calculado

$[\tau_{\max}] \rightarrow$ Esfuerzo Cortante Admisible

Desarrollo:

$$\tau_{\max} = \frac{4 \times 447.4 \text{ lbf}}{3 \left(\frac{\pi \left(\frac{1}{2} \text{ pulg} \right)^2}{4} \right)}$$

$$\tau_{\max} = \frac{1789.6 \text{ lbf}}{0.589 \text{ pulg}^2}$$

$$\tau_{\max} = 3.04 \text{ Ksi}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\max}]$$

$$3.04 \text{ Ksi} < 14.4 \text{ Ksi}$$

\therefore Si Cumple

Eje de $\phi 1/2'' \times 1 1/2''$

³² KURT, Gieck, *Manual de fórmulas Técnicas*, Colombia, p. 6

2.2.4.3 DISEÑO DEL ANGULO SOPORTE PARA EJE DEL RODAMIENTO

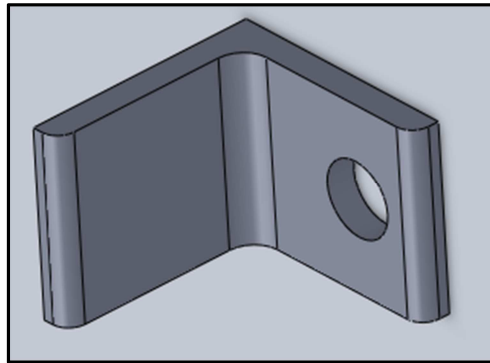


Figura 56 Angulo soporte del eje

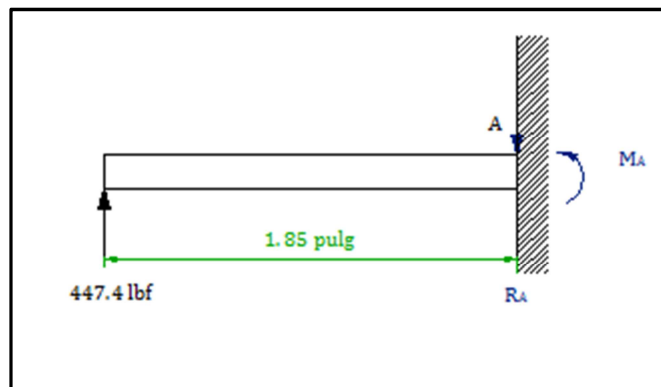


Figura 57 Diagrama de cuerpo libre

Diseño por Esfuerzo de Flexión σ

Datos:

$$P = 447.4 \text{ lbf}$$

$$b = 1/4 \text{ pulg} = 6.4 \text{ mm}$$

$$h = 1.57 \text{ pulg} = 40 \text{ mm}$$

$$L = 1.85 \text{ pulg} = 47 \text{ mm}$$

Angulo 50 mm x 60 mm x 6 mm

$$I = 16.33 \text{ cm}^4 \left| \frac{1 \text{ pulg}}{(2.54 \text{ cm})^4} \right| = 0.392 \text{ pulg}^4$$

Calculado en Autocad

Fórmulas:

$$R_A = P$$

$$v = P$$

$$M_{\max} = P \cdot L$$

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}}$$

$$\therefore f_b = \frac{M_{\max}}{S}$$

$$f_b \leq F_b$$

Donde:

P → Fuerza Aplicada

R → Reacción en el apoyo

v → Fuerza Cortante

M_{max} → Momento flector máximo

S → Módulo de sección

f_b → Esfuerzo flector calculado

F_b → Esfuerzo Flector Admisible

Desarrollo:

$$R_A = P$$

$$\therefore R_A = 447.4 \text{ lbf}$$

$$v = P$$

$$\therefore v = 447.4 \text{ lbf}$$

$$M_{\max} = P \cdot L$$

$$M_{\max} = 447.4 \text{ lbf} * 1.85 \text{ pulg}$$

$$M_{\max} = 827.69 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$$

Momento máximo (Anexo 3)

Módulo de sección ³³

³³ MOTT, Robert, Op. Cit, p. 289

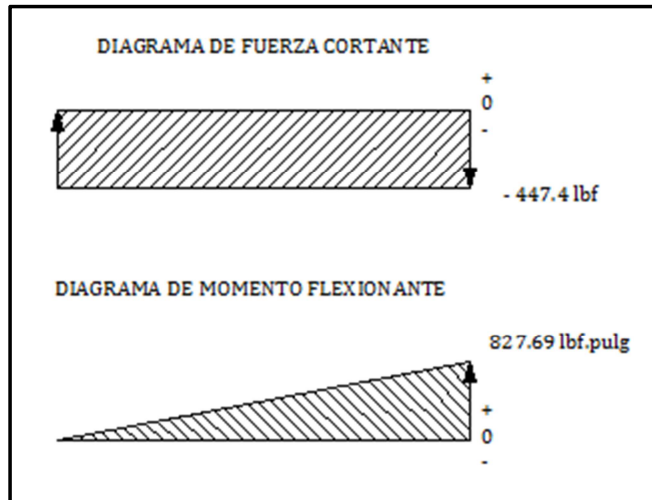


Figura 58 Diagrama de Fuerza Cortante y Momentos

$$f_b = \frac{M_{\max} \times c}{I}$$

$$f_b = \frac{827.69 \text{ lbf. pulg} \times 0.79 \text{ pulg}}{0.392 \text{ pulg}^4}$$

$$f_b = 1.7 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$1.7 \text{ Ksi} < 24 \text{ Ksi}$$

Diseño por Torsión

Cálculo del esfuerzo admisible Torsional

Fórmula:

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{0.5S_y}{f_s} \quad \text{Esfuerzo admisible Torsional}^{34}$$

Desarrollo:

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{0.5 * 36 \text{ Ksi}}{1.5}$$

$$\tau_{\text{adm}} = 12 \text{ Ksi}$$

Este será comparado con el esfuerzo máximo calculado.

³⁴ MOTT, Robert, Op. Cit, p. 231

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\text{adm}}]$$

Datos:

$$P = 447.4 \text{ lbf}$$

$$b = 1/4 \text{ pulg} = 6.4 \text{ mm}$$

$$h = 1.57 \text{ pulg} = 40 \text{ mm}$$

$$L = 0.96 \text{ pulg} = 24.5 \text{ mm}$$

Fórmula:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{Z_p}$$

Esfuerzo torsional³⁵

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

Módulo de Sección Polar³⁶

Desarrollo:

$$T = P \cdot L$$

$$T = 447.4 \text{ lbf} \cdot 0.96 \text{ pulg}$$

$$T = 429.5 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$$

$$Z_p = \frac{\frac{1}{4} \text{ pulg} \cdot (1.57 \text{ pulg})^2}{\left[3 + \left(1.8 \cdot \frac{1.57 \text{ pulg}}{\frac{1}{4} \text{ pulg}}\right)\right]}$$

$$Z_p = 0.043 \text{ pulg}^3$$

$$\tau_{\max} = \frac{429.5 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}}{0.043 \text{ pulg}^3}$$

$$\tau_{\max} = 9.97 \text{ Ksi}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\text{adm}}]$$

$$9.97 \text{ Ksi} < 12 \text{ Ksi}$$

³⁵ MOTT, Robert, Op. Cit, p. 226

³⁶ Idem., p. 227

∴ Si Cumple

Angulo de 50 mm x 60 mm x 6 mm

2.2.4.4 DISEÑO DE LA PLACA INFERIOR SUJECION PALANCA.



Figura 59 Placa inferior sujeción palanca

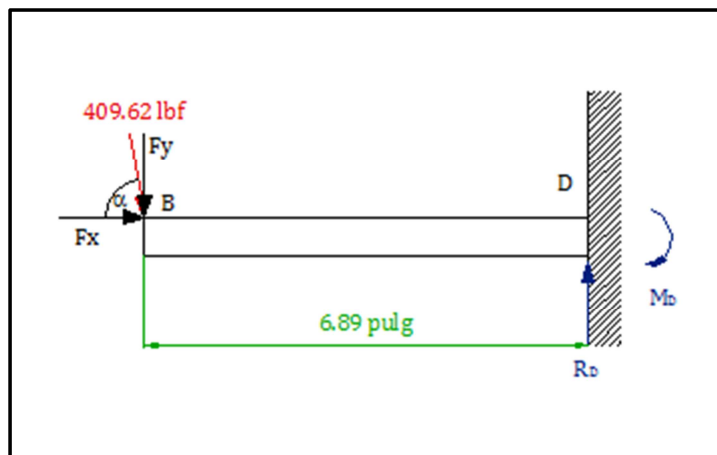


Figura 60 Diagrama de cuerpo libre

$$F = 409.62 \text{ lbf}$$

$$\alpha = 80.38^\circ$$

$$F_x = F * \cos \alpha$$

$$F_x = 409.62 \text{ lbf} * \cos 80.38$$

$$F_x = 68.45 \text{ lbf}$$

$$F_y = F * \sin \alpha$$

$$F_y = 409.62 \text{ lbf} * \sin 80.38^\circ$$

$$F_y = 403.86 \text{ lbf}$$

Datos:

$$S_y = 36 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Fluencia del acero A-36

$$F_b = 24 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de flexión admisible

$$K = 2.1$$

Factor de longitud efectiva³⁷

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad del acero A-36

$$C_m = 1$$

Factor de modificación³⁸

$$L = 6.89 \text{ pulg}$$

La longitud real no soportada

Fórmulas:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m * f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_e}\right) F_b} \leq 1.0$$

Esfuerzos Combinados

$$F_a = 0.60 F_y$$

Esfuerzo Axial admisible

$$F_e' = \frac{12\pi^2 E}{23 \left(\frac{KxL}{r_b}\right)^2}$$

Esfuerzo de Euler

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

Radio de giro

Esfuerzo Axial (fa)

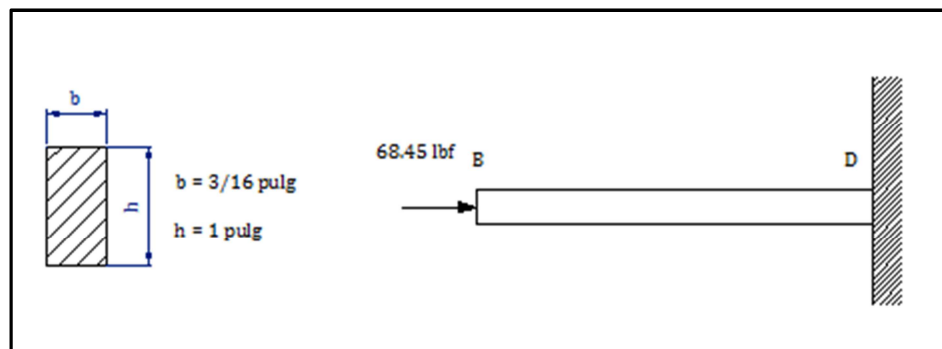


Figura 61 Fuerza Axial en la placa inferior sujeción palanca

³⁷ McCORMAC, Jack C., p. 118

³⁸ Idem., p. 258

Datos:

$$P = 68.45 \text{ lbf}$$

$$b = 3/16 \text{ pulg}$$

$$h = 1 \text{ pulg}$$

Fórmula:

$$f_a = \frac{F}{A}$$

Esfuerzo Axial

Desarrollo:

$$A = b * h$$

$$A = \frac{3}{16} \text{ pulg} * 1 \text{ pulg}$$

$$A = 0.1875$$

$$f_a = \frac{68.45 \text{ lbf}}{0.1875 \text{ pulg}^2}$$

$$f_a = 0.4 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Flexión (fb)

Datos:

$$P = 403.86 \text{ lbf}$$

$$L = 6.89 \text{ pulg}$$

$$b = 3/16 \text{ pulg}$$

$$h = 1 \text{ pulg}$$

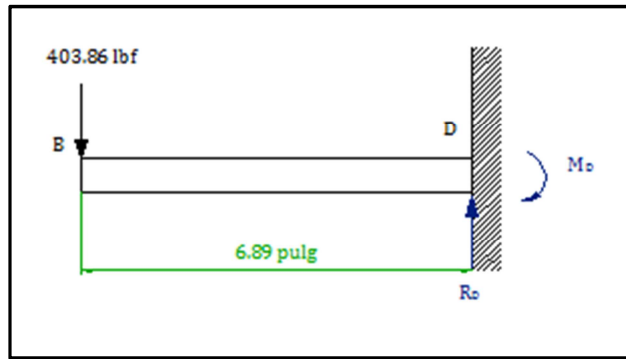


Figura 62 Fuerza de flexión en la placa inferior sujeción palanca

Fórmulas:

$$R_D = P$$

Reacción

$$v = -P$$

Fuerza Cortante

$$M_{max} = -P \cdot L$$

Momento Máximo (Anexo 3)

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$

Módulo de sección

$$\therefore f_b = \frac{M_{max}}{S}$$

$$S = \frac{I}{c}$$

Módulo de sección

Reemplazando S

$$f_b = \frac{M_{max} \cdot c}{I}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

Inercia

$$c = \frac{h}{2}$$

Centroide

Desarrollo:

$$R_F = P$$

$$\therefore R_F = 403.86 \text{ lbf}$$

$$v = -P$$

$$\therefore v = -403.86 \text{ lbf}$$

$$M_{max} = -P.L$$

$$M_{max} = -403.86 \text{ lbf} * 6.89 \text{ pulg}$$

$$M_{max} = -2782.6 \text{ lbf.pulg}$$

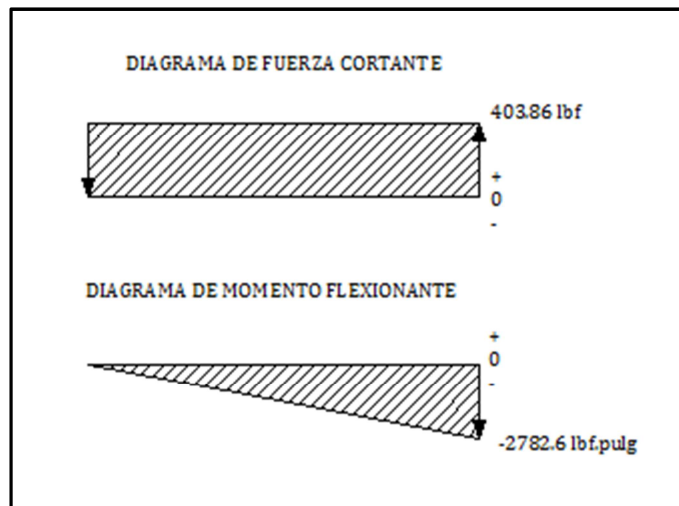
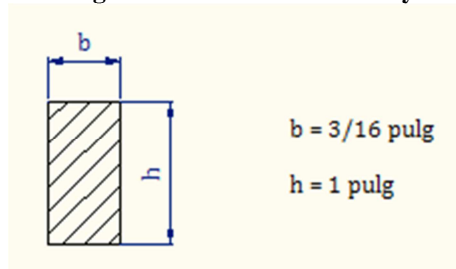


Figura 63 Diagrama de Fuerza Cortante y Momentos



$$I = \frac{\frac{3}{16} \text{ pulg} * (1 \text{ pulg})^3}{12} \quad \rightarrow \quad I = 0.016 \text{ pulg}^4$$

$$c = \frac{1}{2} \quad \rightarrow \quad c = 0.5 \text{ pulg}$$

$$f_b = \frac{2782.6 \text{ Klbf.pulg} * 0.5 \text{ pulg}}{0.016 \text{ pulg}^4}$$

$$f_b = 89.04 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$89.04 \text{ Ksi} > 18 \text{ Ksi}$$

No cumple

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{Cm * fb}{\left(1 - \frac{fa}{F_e}\right) Fb} \leq 1.0$$

$$Fa = 0.60Fy$$

$$Fa = 0.60 * 36 \text{ Ksi}$$

$$Fa = 21.6 \text{ Ksi}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * L}{r_b}\right)^2}$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{0.016 \text{ pulg}^4}{0.1875 \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 0.292 \text{ pulg}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * 30000 \text{ Ksi}}{23 * \left(\frac{2.1 * 6.89}{0.292}\right)^2}$$

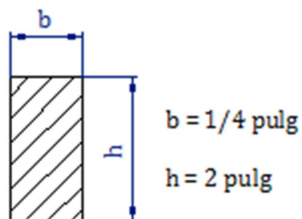
$$F'_e = 62.97 \text{ Ksi}$$

$$\frac{0.4}{21.6} + \frac{1 * 82.04}{\left(1 - \frac{0.4}{62.97}\right) * 24} \leq 1.0$$

$$3.75 \geq 1.0$$

No cumple

Entonces seleccionamos una platina de mayor Inercia.



$$A = \frac{1}{4} \text{ pulg} * 2 \text{ pulg}$$

$$A = 0.5 \text{ pulg}^2$$

$$f_a = \frac{F}{A}$$

$$f_a = \frac{68.45 \text{ lbf}}{0.5 \text{ pulg}^2}$$

$$f_a = 0.14 \text{ Ksi}$$

$$I = \frac{\frac{1}{4} \text{ pulg} * (2 \text{ pulg})^3}{12} \quad \rightarrow \quad I = 0.167 \text{ pulg}^4$$

$$c = \frac{2}{2} \quad \rightarrow \quad c = 1 \text{ pulg}$$

$$f_b = \frac{2880.98 \text{ Klbf. pulg} * 1 \text{ pulg}}{0.167 \text{ pulg}^4}$$

$$f_b = 16.7 \text{ Ksi}$$

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m * f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_e}\right) F_b} \leq 1.0$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{0.167 \text{ pulg}^4}{\left(\frac{1}{4} * 2\right) \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 0.58 \text{ pulg}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * L}{r_b}\right)^2}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * 30000 \text{ Ksi}}{23 * \left(\frac{2.1 * 6.89}{0.58}\right)^2}$$

$$F'_e = 245.97 \text{ Ksi}$$

$$\frac{0.14}{21.6} + \frac{1 * 16.7}{\left(1 - \frac{0.14}{245.97}\right) * 24} \leq 1.0$$

$$0.7 < 1.0$$

∴ Si Cumple

2.2.4.4.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN

Datos:

$$P = 403.86 \text{ lbf}$$

$$L = 6.89 \text{ pulg}$$

$$I = 0.167 \text{ pulg}^4$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad

$$\Delta_{max} = \frac{P.L^3}{3.E.I}$$

Deflexión máxima (Anexo 3)

$$\Delta_{max} = \frac{-346.8 \text{ lbf} * (5.9 \text{ pulg})^3}{3 * (30 \times 10^6 \text{ PSI}) * 0.167 \text{ pulg}^4}$$

$$\Delta_{max} = -0.00002 \text{ pulg} \rightarrow 0.005 \text{ mm}$$

Platina de 2" x 1/4"

2.2.4.5 DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE PALANCA.

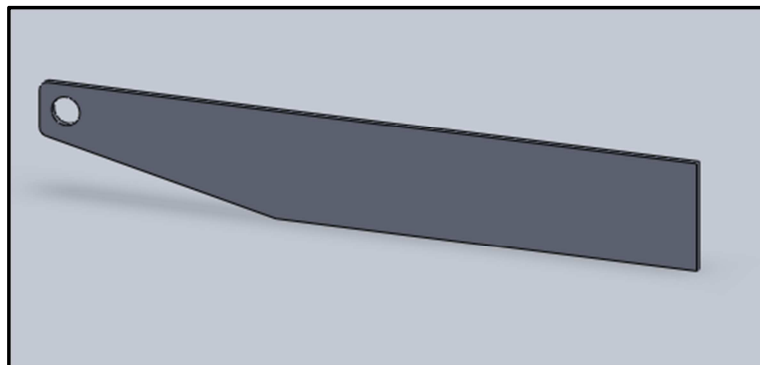


Figura 64 Placa soporte palanca

Plano X-Y

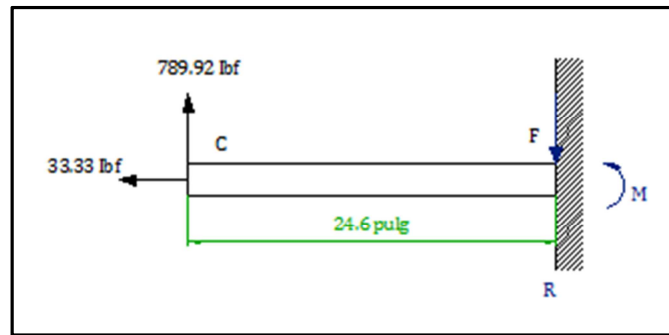


Figura 65 Diagrama de Cuerpo libre

Datos:

$$S_y = 36 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Fluencia del acero A-36

$$F_b = 24 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de flexión admisible

$$K = 2.1$$

Factor de longitud efectiva³⁹

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad del acero A-36

$$C_m = 1$$

Factor de modificación

$$L = 24.6 \text{ pulg}$$

La longitud real no soportada

Fórmulas:

$$\frac{fa}{F_a} + \frac{C_m * fb}{\left(1 - \frac{fa}{F_e}\right) F_b} \leq 1.0$$

Esfuerzos Combinados

$$F_a = 0.60 F_y$$

Esfuerzo Axial admisible

$$F_e' = \frac{12\pi^2 E}{23 \left(\frac{K \times L_b}{r_b}\right)^2}$$

Esfuerzo de Euler

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

Radio de giro

Esfuerzo Axial (fa)

Datos:

³⁹ McCORMAC, Jack C., p. 118

$$F = 789.92 \text{ lbf}$$

$$b = 3/8 \text{ pulg}$$

$$h = 4 \text{ pulg}$$

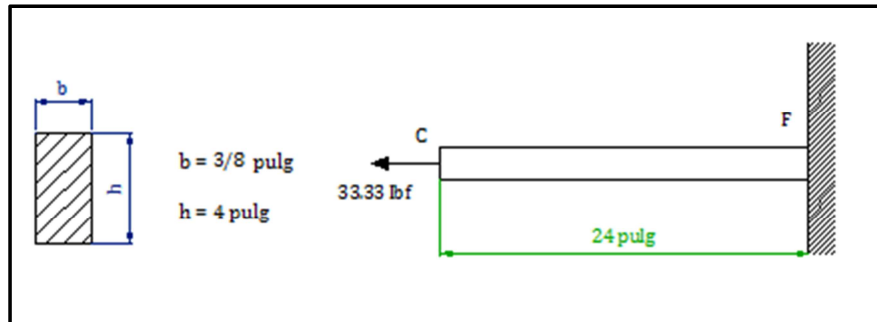


Figura 66 Fuerza Axial

Fórmula:

$$f_a = \frac{F}{A}$$

Esfuerzo Axial

Desarrollo:

$$A = b * h$$

$$A = \frac{3}{8} \text{ pulg} * 4 \text{ pulg}$$

$$A = 1.5 \text{ pulg}^2$$

$$f_a = \frac{33.33 \text{ lbf}}{1.5 \text{ pulg}^2}$$

$$f_a = 0.02 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Flexión (fb)

Datos:

$$F = 789.92 \text{ lbf}$$

$$L = 24.6 \text{ pulg}$$

$$b = 3/8 \text{ pulg}$$

$$h = 4 \text{ pulg}$$

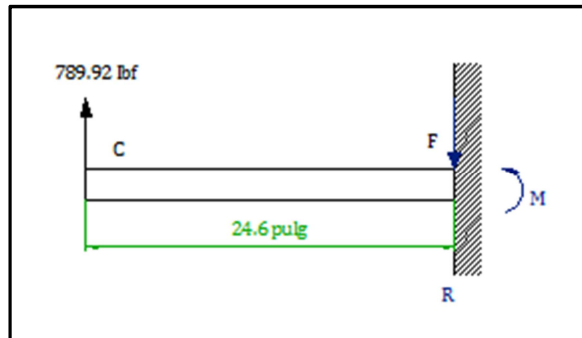


Figura 67 Fuerza Flexionante

Fórmulas:

$$R = P$$

Reacción

$$v = -P$$

Fuerza Cortante

$$M_{\max} = -P \cdot L$$

Momento Máximo (Anexo 3)

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}}$$

Módulo de sección

$$\therefore f_b = \frac{M_{\max}}{S}$$

$$S = \frac{I}{c}$$

Módulo de sección

Reemplazando S

$$f_b = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

Inercia

$$c = \frac{h}{2}$$

Centroide

Desarrollo:

$$R = P$$

$$\therefore R = 1403.1 \text{ lbf}$$

$$v = -P$$

$$\therefore v = -1403.1 \text{ lbf}$$

$$M_{\max} = -P \cdot L$$

$$M_{\max} = -789.92 \text{ lbf} \cdot 24.6 \text{ pulg}$$

$$M_{\max} = -19432.03 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$$

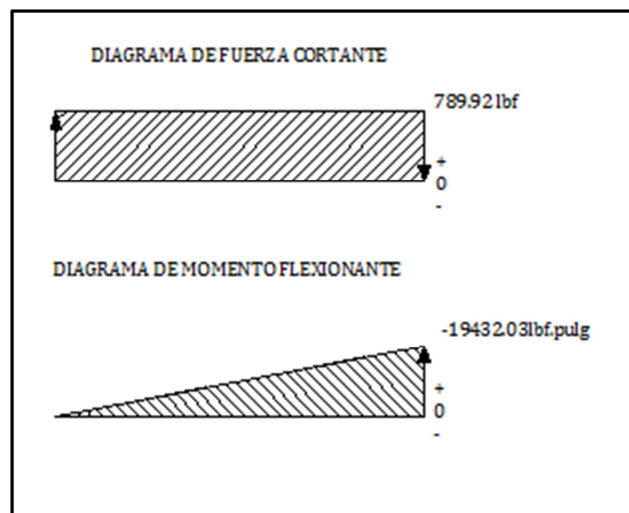
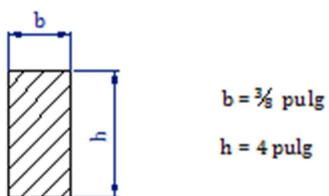


Figura 68 Fuerza Cortante y Momentos



$$I = \frac{\frac{3}{8} \text{ pulg} \cdot (4 \text{ pulg})^3}{12} \rightarrow I = 2 \text{ pulg}^4$$

$$c = \frac{4}{2} \rightarrow c = 2 \text{ pulg}$$

$$f_b = \frac{19432.03 \text{ Klbf} \cdot \text{pulg} \cdot 2 \text{ pulg}}{2 \text{ pulg}^4}$$

$$f_b = 19.4 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$19.4 \text{ Ksi} < 24 \text{ Ksi}$$

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{Cm*fb}{\left(1 - \frac{fa}{F_e}\right)Fb} \leq 1.0$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{2 \text{ pulg}^4}{1.5 \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 1.16 \text{ pulg}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * L}{r_b}\right)^2}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * 30000 \text{ Ksi}}{23 * \left(\frac{2.1 * 24.6}{1.16}\right)^2}$$

$$F'_e = 77.18 \text{ Ksi}$$

$$\frac{0.02}{21.6} + \frac{1 * 19.4}{\left(1 - \frac{0.02}{77.18}\right) * 24} \leq 1.0$$

$$0.81 < 1.0$$

∴ Si Cumple

2.2.4.5.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN

Datos:

$$P = 789.92 \text{ lbf}$$

$$L = 24.6 \text{ pulg}$$

$$I = 2 \text{ pulg}^4$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad

Fórmula:

$$\Delta_{max} = \frac{P.L^3}{3.E.I}$$

Deflexión máxima (Anexo 3)

Desarrollo:

$$\Delta_{\max} = \frac{-789.92 \text{ lbf} * (24.6 \text{ pulg})^3}{3 * (30 \times 10^6 \text{ PSI}) * 2 \text{ pulg}^4}$$

$$\Delta_{\max} = -0.07 \text{ pulg} \rightarrow 1.7 \text{ mm}$$

Platina de 4" x 3/8"

Plano Y-Z

Datos:

$$F = 334.054$$

$$\alpha = 65.3^\circ$$

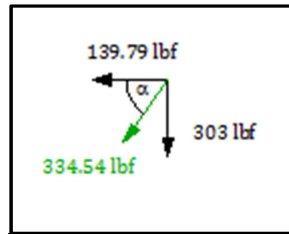


Figura 69 Diagrama de cuerpo libre

$$M_{\max} = -P.L$$

$$M_{\max} = -139.79 \text{ lbf} * 24.6 \text{ pulg}$$

$$M_{\max} = -3438.83 \text{ lbf.pulg}$$

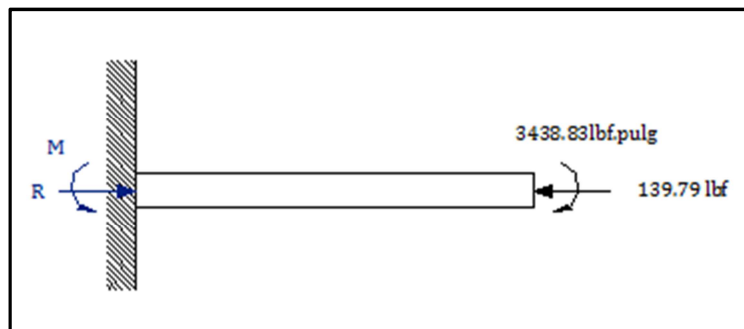


Figura 70 Fuerzas generadas en el elemento

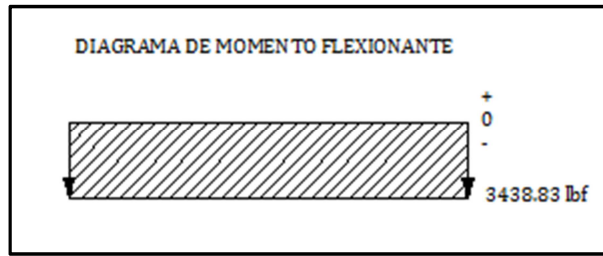


Figura 71 Diagrama de momentos

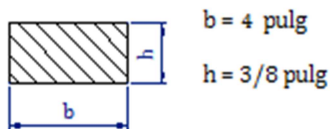
$$f_b = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

Inercia

$$c = \frac{h}{2}$$

Centroide



$$I = \frac{(4 \text{ pulg}) \cdot \left(\frac{3}{8} \text{ pulg}\right)^3}{12} \rightarrow I = 0.004 \text{ pulg}^4$$

$$c = \frac{3/8}{2} \rightarrow c = 0.1875 \text{ pulg}$$

$$f_b = \frac{3438.83 \text{ Klbf. pulg} \cdot 0.1875 \text{ pulg}}{0.004 \text{ pulg}^4}$$

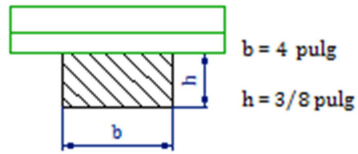
$$f_b = 161.2 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$161.2 \text{ Ksi} > 24 \text{ Ksi}$$

No cumple

Para reducir el esfuerzo en este punto se necesita aumentar la inercia en el elemento entonces se coloca un ángulo de refuerzo de 1 ½” pulg x ¼ de espesor y por una longitud de 12 pulg.



$$I_T = I_{\text{platina}} + I_{\text{ángulo}}$$

$$I_p = \frac{(4 \text{ pulg}) * \left(\frac{3}{8} \text{ pulg}\right)^3}{12} \rightarrow I = 0.004 \text{ pulg}^4$$

Inercia del ángulo

$$I_a = 91447.31 \text{ mm}^4 \left| \frac{1 \text{ pulg}}{(25.4 \text{ mm})^4} \right| = 0.22 \text{ pulg}^4 \quad \text{Calculado en Autocad}$$

$$I_T = 0.004 + 0.22$$

$$I_T = 0.224$$

$$c = \frac{\frac{1}{4} + \frac{3}{8}}{2} \rightarrow c = 0.3125 \text{ pulg}$$

$$f_b = \frac{3438.83 \text{ Klb. pulg} * 0.3125 \text{ pulg}}{0.224 \text{ pulg}^4}$$

$$f_b = 4.8 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$4.8 \text{ Ksi} < 24 \text{ Ksi}$$

Si cumple

2.2.4.6 DISEÑO DE LA PALANCA DE GIRO

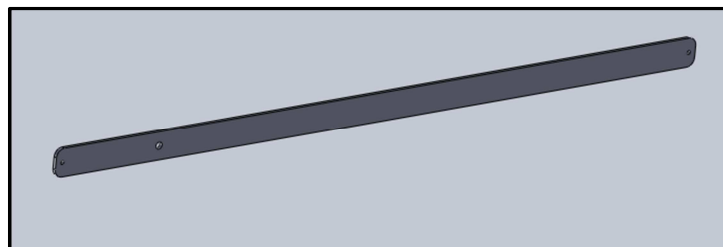


Figura 72 Palanca de giro

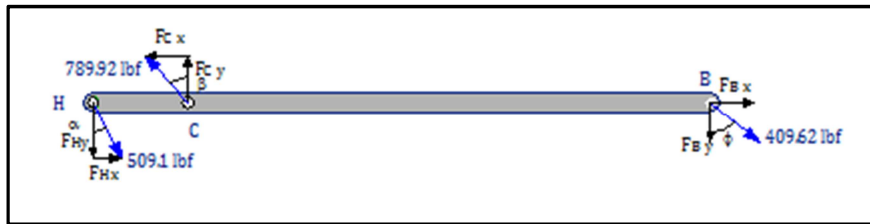


Figura 73 Diagrama de cuerpo libre de la Palanca

$$F_B = 409.62 \text{ lbf}$$

$$F_{Bx} = F_B * \sin \phi \quad \phi = 77.43^\circ$$

$$F_{Bx} = 409.62 * \sin 77.43^\circ$$

$$F_{Bx} = \mathbf{399.8 \text{ lbf}}$$

$$F_{By} = F_B * \cos \phi$$

$$F_{By} = 409.62 * \cos 77.43^\circ$$

$$F_{By} = \mathbf{89.15 \text{ lbf}}$$

$$F_C = 789.92 \text{ lbf}$$

$$F_{Cx} = F_{Cn} * \sin \beta \quad \beta = 42.9^\circ$$

$$F_{Cx} = 789.92 * \sin 42.9^\circ$$

$$F_{Cx} = \mathbf{537.73 \text{ lbf}}$$

$$F_{Cy} = F_{Cn} * \cos \beta$$

$$F_{Cy} = 789.92 * \cos 42.9^\circ$$

$$F_{Cy} = \mathbf{578.65 \text{ lbf}}$$

$$F_H = 509.1 \text{ lbf}$$

$$F_{Hx} = F_H * \sin \alpha \quad \alpha = 15.79^\circ$$

$$F_{Hx} = 509.1 * \sin 15.79^\circ$$

$$F_{Hx} = \mathbf{138.53 \text{ lbf}}$$

$$F_{Hy} = F_H * \cos \alpha$$

$$F_{Hy} = 509.1 * \cos 15.79^\circ$$

$$F_{Hy} = \mathbf{489.89 \text{ lbf}}$$

Datos:

$$S_y = 36 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Fluencia del acero A-36

$$F_b = 24 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de flexión admisible

$$K = 1$$

Factor de longitud efectiva (Anexo 4)

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad del acero A-36

$$L = 51.05 \text{ pulg}$$

La longitud real no soportada

$$c_m = 1$$

Factor de modificación

Fórmulas:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_e}\right) F_b} \leq 1.0$$

Esfuerzos Combinados

$$F_a = 0.60 F_y$$

Esfuerzo Axial admisible

$$F_e' = \frac{12\pi^2 E}{23 \left(\frac{K \times L_b}{r_b}\right)^2}$$

Esfuerzo de Euler

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

Radio de giro

Esfuerzo Axial (f_a)

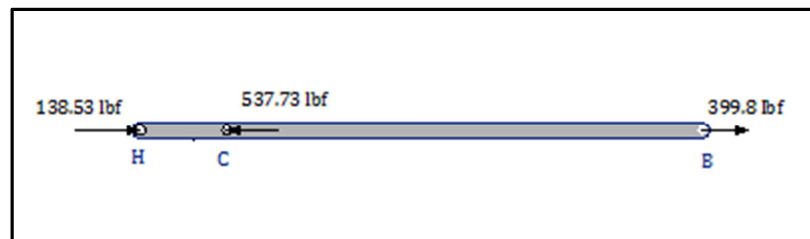


Figura 74 Fuerza Axial en la Palanca

Datos:

$$P = 537.73 \text{ lbf}$$

$$b = 1/4 \text{ pulg}$$

$$h = 2 \text{ pulg}$$

Fórmula:

$$f_a = \frac{F}{A}$$

Esfuerzo Normal Directo

Desarrollo:

$$A = b * h$$

$$A = \frac{1}{4} \text{ pulg} * 2 \text{ pulg}$$

$$A = 0.5 \text{ pulg}^2$$

$$f_a = \frac{F}{A}$$

$$f_a = \frac{537.73 \text{ lbf}}{0.5 \text{ pulg}^2}$$

$$f_a = 1.1 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Flexión σ

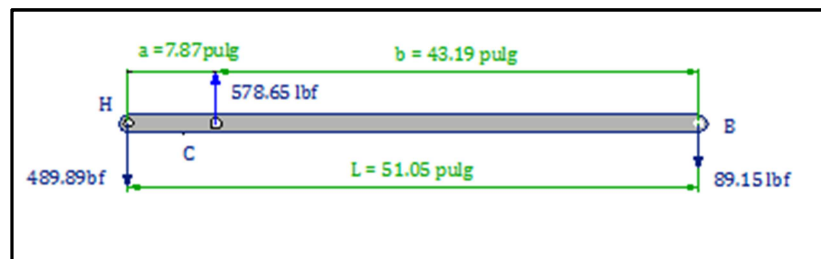


Figura 75 Fuerza Flexionante en la Palanca

Fórmula:

$$M_{\max} = \frac{P \cdot a \cdot b}{L}$$

Momento (Anexo 5)

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}}$$

Módulo de sección

$$\therefore f_b = \frac{M_{\max}}{S}$$

$$S = \frac{I}{c}$$

Módulo de sección

Reemplazando S

$$f_b = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

Inercia

$$c = \frac{h}{2}$$

Centroide

Desarrollo:

$$M_{max} = \frac{578.65 \text{ lbf} * 7.87 \text{ pulg} * 43.19 \text{ pulg}}{51.05 \text{ pulg}}$$

$$M_{max} = 3852.1 \text{ lbf. pulg}$$

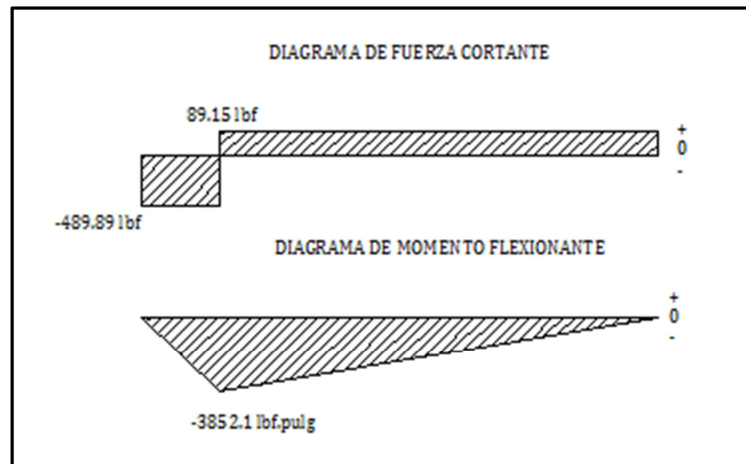
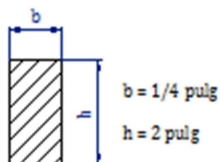


Figura 76 Fuerza Cortante y Momentos en la Palanca



$$I = \frac{\frac{1}{4} \text{ pulg} * (2 \text{ pulg})^3}{12} \rightarrow I = 0.167 \text{ pulg}^4$$

$$c = \frac{2}{2} \rightarrow c = 1 \text{ pulg}$$

$$f_b = \frac{3852.1 \text{ Klb. pulg} * 1 \text{ pulg}}{0.167 \text{ pulg}^4}$$

$$f_b = 23.1 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$23.1 \text{ Ksi} \leq 24 \text{ Ksi}$$

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{Cm*fb}{\left(1 - \frac{fa}{F_e}\right)Fb} \leq 1.0$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{0.167 \text{ pulg}^4}{0.5 \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 0.577 \text{ pulg}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * L}{r_b}\right)^2}$$

$$F'_e = \frac{12 * \pi^2 * 30000 \text{ Ksi}}{23 * \left(\frac{1 * 51.05}{0.577}\right)^2}$$

$$F'_e = 4.48 \text{ Ksi}$$

$$\frac{1.1}{21.6} + \frac{1 * 23.1}{\left(1 - \frac{1.1}{4.48}\right) * 24} \leq 1.0$$

$$0.9 < 1.0$$

∴ Si Cumple

2.2.4.6.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN

Datos:

$$P = 578.65 \text{ lbf}$$

$$a = 7.87 \text{ pulg}$$

$$b = 43.19 \text{ pulg.}$$

$$L = 51.05 \text{ pulg}$$

$$I = 0.167 \text{ pulg}^4$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad

Fórmula:

$$\Delta_{max} = \frac{P.a.b.(L+b).\sqrt{3a(L+b)}}{27.E.I.L}$$

Deflexión máxima (Anexo 5)

Desarrollo:

$$\Delta_{\max} = \frac{578.65 \cdot 43.19 \cdot (51.05 + 43.19) \cdot \sqrt{3 \cdot 7.87 \cdot (51.05 + 43.19)}}{27 \cdot 30 \cdot 10^6 \cdot 0.167 \cdot 51.05}$$

$$\Delta_{\max} = 0.05 \text{ pulg} = 2.1 \text{ mm}$$

Platina de 2" x 1/4"

2.2.4.7 DISEÑO DEL RESORTE DE TENSION

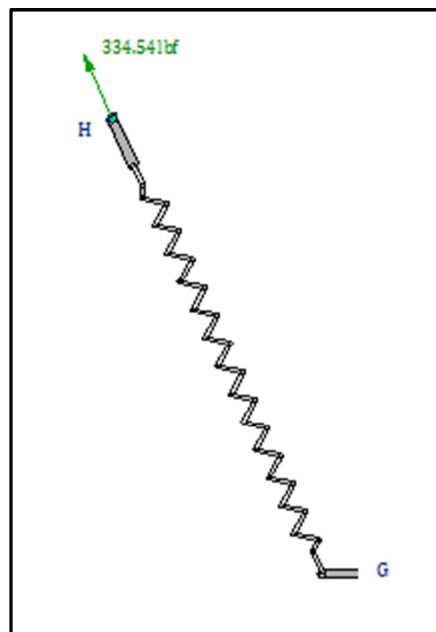


Figura 77 Fuerzas en el Resorte

Datos:

$$F = 334.54 \text{ lbf}$$

Consideraciones que se toman en cuenta:

Longitud Libre $L_0 = 810 \text{ mm} \rightarrow = 31.9 \text{ pulg.}$

Diámetro del alambre $d = 6 \text{ mm} \rightarrow = 0.236 \text{ pulg.}$ (Anexo 6)

Diámetro del resorte $D_e = 45 \text{ mm.} \rightarrow = 1.79 \text{ pulg.}$

Material: Alambre templado en Aceite AISI 1065, ASTM 229-41⁴⁰

⁴⁰ SHIGLEY, Joseph E., Op. Cit, p. 607

$$E = 28.5 \text{ Mpsi}$$

Módulo de Elasticidad a la tensión⁴¹

$$G = 11.2 \text{ Mpsi}$$

Módulo de Elasticidad a la Torsión⁴²

Fórmulas:

$$D = D_e - d$$

Diámetro medio

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Resistencia mínima a la tensión⁴³

$$A \text{ y } d^m$$

Constantes (Anexo 7)

$$S_{Sy} = \tau_{perm} = 0.65 S_{ut}$$

Esfuerzo Torsional Permisible⁴⁴

$$L_o = (2C - 1 + N_b) \cdot d$$

Longitud libre⁴⁵

$$C = \frac{D}{d}$$

Indice del resorte⁴⁶

$$N_a = N_b + \frac{G}{E}$$

Número de espiras activas⁴⁷

$$L_B = d \cdot (N_a + 1)$$

Longitud del Cuerpo⁴⁸

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

Constante del Resorte⁴⁹

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$$

Esfuerzo Cortante⁵⁰

$$K_s = \frac{2C+1}{2C}$$

Factor de aumento de esfuerzo cortante⁵¹

Desarrollo:

$$D = D_e - d$$

$$D = 1.79 \text{ pulg} - 0.256 \text{ pulg}$$

$$\mathbf{D = 1.534 \text{ pulg}}$$

⁴¹ Idem., p. 614

⁴² Idem., p. 614

⁴³ Idem., p. 606

⁴⁴ SHIGLEY, Joseph E., Op. Cit, p. 612

⁴⁵ Idem., p. 646

⁴⁶ Idem., p. 599

⁴⁷ Idem., p. 646

⁴⁸ Idem., p. 602

⁴⁹ Idem., p. 599

⁵⁰ Idem., p. 599

⁵¹ Idem., p. 599

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$A = 147 \text{ Kpsi.pulg}^m$$

$$m = 0.187$$

$$S_{ut} = \frac{147 \text{ Ksi.pulg}}{0.256^{0.187}}$$

$$\mathbf{S_{ut} = 189.7Ksi}$$

$$S_{Sy} = \tau_{perm} = 0.65 S_{ut}$$

$$S_{Sy} = \tau_{perm} = 0.65 * 189.7 \text{ Ksi}$$

$$\mathbf{S_{Sy} = \tau_{perm} = 123.28Ksi}$$

$$L_o = (2C - 1 + N_b)d$$

$$\rightarrow N_b = \frac{L_o}{d} - 2C + 1$$

Número de espiras en el cuerpo

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = \frac{1.534 \text{ pulg}}{0.256 \text{ pulg}}$$

$$\mathbf{C = 6}$$

$$N_b = \frac{L_o}{d} - 2C + 1$$

$$N_b = \frac{31.9 \text{ pulg}}{0.256 \text{ pul}} - 2(6) + 1$$

$$\mathbf{N_b = 133.63}$$

$$N_a = N_b + \frac{G}{E}$$

$$N_a = 113.63 + \frac{11.2 \text{ Mpsi}}{28.5 \text{ Mpsi}}$$

$$\mathbf{N_a = 114.02}$$

$$L_B = d. (N_a + 1)$$

$$L_B = 0.256 * (114.02 + 1)$$

$$\mathbf{L_B = 29.44 pulg}$$

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

$$k = \frac{(0.256 \text{ pulg})^4 * 11200000 \text{ lbf/pulg}^2}{8 * (1.534 \text{ pulg})^3 * 114.02}$$

$$\mathbf{k = 14.61 \text{ lbf/pulg}}$$

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$$

$$k_s = \frac{2C + 1}{2C}$$

$$k_s = \frac{(2 * 6) + 1}{2 * (6)}$$

$$\mathbf{k_s = 1.08}$$

$$\tau = 1.07 * \frac{8 * 334.54 \text{ lbf} * 1.534 \text{ pulg}}{\pi * (0.256 \text{ pulg})^3}$$

$$\mathbf{\tau = 84.4 \text{ Ksi}}$$

$$F_s = \frac{S_{Sy}}{\tau}$$

$$F_s = \frac{123.28 \text{ Ksi}}{184.4 \text{ Ksi}}$$

$$\mathbf{F_s = 1.5}$$

$$\tau \leq S_{Sy}$$

$$84.4 \text{ Ksi} < 123.28 \text{ Ksi}$$

Si Cumple

La máxima fuerza que va a realizar el resorte es cuando la puerta está cerrada, entonces se calcula la fuerza del resorte en ese instante:

$$k = \frac{F}{x}$$

Entonces:

$$F = k * x$$

$$x = 1578.85 \text{ mm} - 150 - 810 \text{ mm}$$

$$x = 618.85 \text{ mm} \rightarrow = 24.36 \text{ pulg}$$

$$F = 14.61 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} * 24.36 \text{ pulg}$$

$$\mathbf{F = 355.96 \text{ lbf}}$$

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$$

$$\tau = 1.08 * \frac{8 * 355.96 \text{ lbf} * 1.534 \text{ pulg}}{\pi * (0.256 \text{ pulg})^3}$$

$$\tau = 89.79 \text{ Ksi}$$

$$F_s = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$F_s = \frac{123.28 \text{ Ksi}}{89.79 \text{ Ksi}}$$

$$F_s = 1.4$$

$$\tau \leq S_{sy}$$

$$89.79 \text{ Ksi} < 123.28 \text{ Ksi}$$

∴ Si Cumple

Resorte

Material para Resorte: Alambre templado en Aceite AISI 1065, ASTM 229-41

Longitud Libre $L_0 = 810 \text{ mm} \rightarrow = 31.9 \text{ pulg.}$

Diámetro del alambre $d = 6 \text{ mm} \rightarrow = 0.236 \text{ pulg.}$

$D_e = 45 \text{ mm} \rightarrow = 1.79 \text{ pulg.}$

2.2.4.8 DISEÑO DEL GANCHO SUJECION RESORTE.



Figura 78 Gancho sujeción resorte

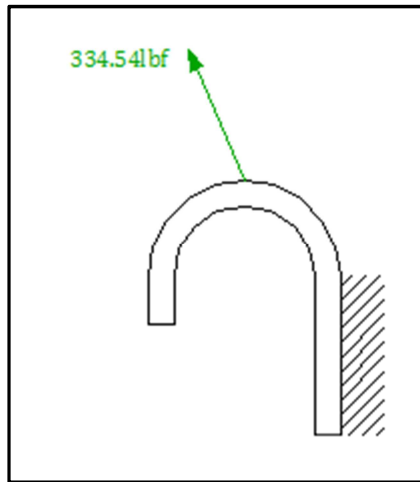


Figura 79 Diagrama de cuerpo libre

Diseño por Cortante

Datos:

$$F = 334.54 \text{ lbf}$$

$$\varnothing = 5/16'' = 8 \text{ mm}$$

Material a utilizar: Acero de Construcción

$$S_y = 55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \qquad \text{Esfuerzo de Fluencia (Anexo 8)}$$

$$S_y = 55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \left| \frac{2.2 \text{ lbf}}{1 \text{ Kgf}} \right| \frac{(25.4 \text{ mm})^2}{1 \text{ pulg}^2} \left| \frac{1 \text{ Klb}}{1000 \text{ lbf}} \right| = 79.5 \text{ Ksi}$$

$$F_s = 1.5$$

$$F_b = \frac{S_y}{F_s}$$

$$F_b = \frac{79.5 \text{ Ksi}}{1.5}$$

Cálculo del Esfuerzo Resistente a Cortante

Fórmula:

$$[\tau_{\max}] = \frac{0.6 S_y}{F_s} \qquad \text{Esfuerzo máximo admisible a Cortante}^{52}$$

⁵² Idem., p. 84

Desarrollo:

$$[\tau_{\max}] = \frac{0.6 \times 79.5}{1.5}$$

$$[\tau_{\max}] = \mathbf{31.8Ksi}$$

Fórmula:

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

$$A_s = \frac{\pi * \emptyset^2}{4}$$

Donde:

$\tau \rightarrow$ Esfuerzo cortante

$F \rightarrow$ Fuerza de corte

$A_s \rightarrow$ Area sometida a cortante

Desarrollo:

$$A_s = \frac{\pi * \emptyset^2}{4}$$

$$A_s = \frac{\pi * (0.3125 \text{ pulg})^2}{4}$$

$$A_s = 0.077 \text{ pulg}^2$$

$$\tau = \frac{F_c}{A_s}$$

$$\tau = \frac{334.54 \text{ bf}}{0.077 \text{ pulg}^2}$$

$$\tau = 4.4 \text{ Ksi}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\max}]$$

$$4.4 \text{ ksi} < 31.8 \text{ ksi}$$

Si Cumple

Varilla redonda corrugada Ø 5/16"

2.2.4.9 PLACA SUPERIOR SUJECION RESORTE

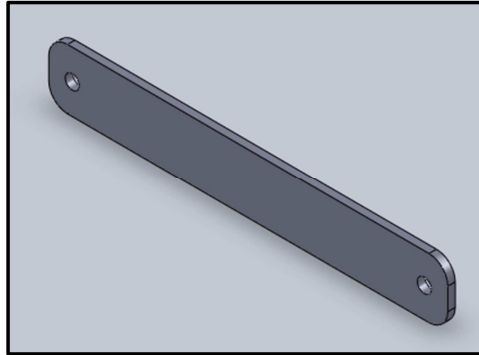


Figura 80 Placa superior sujeción resorte

Datos:

$$S_y = 36 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Fluencia del acero A-36

$$F_b = 18 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de flexión admisible

$$P = 334.54 \text{ lbf}$$

$$b = 1/8 \text{ pulg}$$

$$h = 1 \text{ pulg}$$

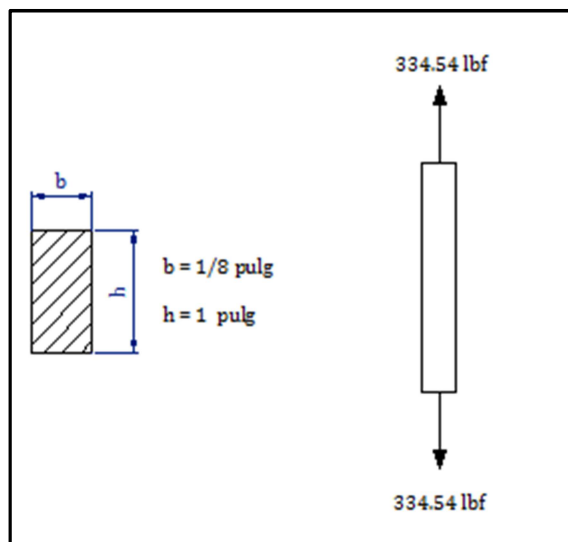


Figura 81 Fuerza Axial en la placa superior sujeción resorte

Fórmula:

$$f_a = \frac{F}{A}$$

Esfuerzo Axial

Desarrollo:

$$A = b * h$$

$$A = \frac{1}{8} \text{ pulg} * 1 \text{ pulg}$$

$$A = 0.125 \text{ pulg}^2$$

$$f_a = \frac{334.54 \text{ lbf}}{0.125 \text{ pulg}^2}$$

$$f_a = 3 \text{ Ksi}$$

$$f_a \leq F_a$$

$$3 \text{ Ksi} < 18 \text{ Ksi}$$

∴ Si Cumple

Platina de 1/8" x 1"

2.2.4.10 DISEÑO DE LA GUÍA LATERAL DE LA PUERTA

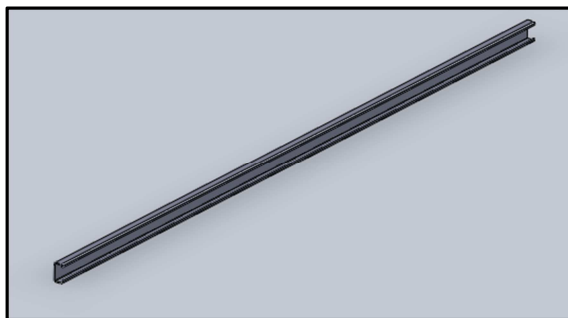


Figura 82 Guia lateral

Primero se calcula la fuerza que se encuentra al final de la guía, es decir cuando la puerta está abierta, entonces se realiza el análisis del elemento AB

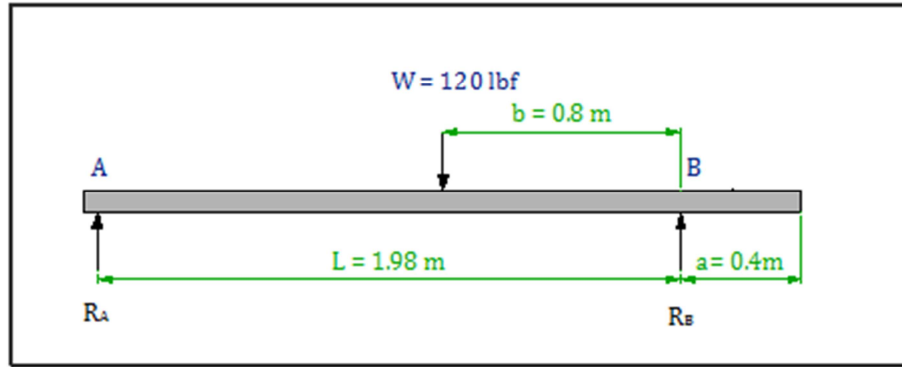


Figura 83 Diagrama de cuerpo libre de la Guía lateral

Fórmulas:

$$R_A = \frac{P \cdot b}{L} \quad (\text{Anexo 9})$$

$$R_B = \frac{P \cdot (L - b)}{L} \quad (\text{Anexo 9})$$

Desarrollo:

$$R_A = \frac{P \cdot b}{L}$$

$$R_A = \frac{120 \text{ lbf} \cdot 0.8 \text{ m}}{1.98 \text{ m}}$$

$$R_A = 48.49 \text{ lbf}$$

$$R_B = \frac{P \cdot (L - b)}{L}$$

$$R_B = \frac{120 \text{ lbf} \cdot (1.98 - 0.8) \text{ m}}{1.98 \text{ m}}$$

$$R_B = 71.52 \text{ lbf}$$

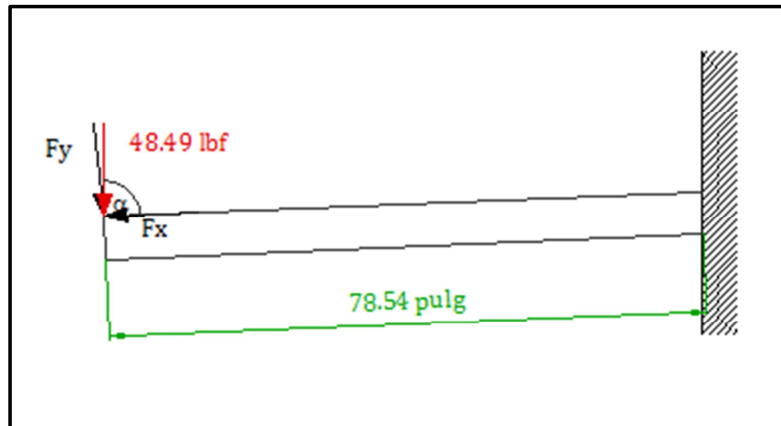


Figura 84 Fuerza Flexionante en la Guía lateral

Datos:

$$P = 48.49 \text{ lbf}$$

$$\alpha = 85.82^\circ$$

$$F_x = F * \cos \beta$$

$$F_x = 223.38 \text{ lbf} * \cos 85.82$$

$$F_x = 3.53 \text{ lbf}$$

$$F_y = F * \sin \beta$$

$$F_y = 223.38 \text{ lbf} * \sin 85.82$$

$$F_y = 48.49 \text{ lbf}$$

Perfil tipo G

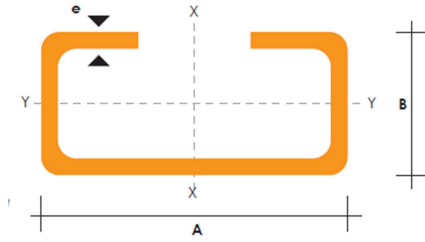
$$A = 50 \text{ mm} \rightarrow = 2 \text{ pulg}$$

$$B = 25 \text{ mm} \rightarrow = 1 \text{ pulg}$$

$$C = 8 \text{ mm} \rightarrow = 0.31 \text{ pulg}$$

$$e = 3 \text{ mm} \rightarrow = 0.118 \text{ pulg}$$

$$I = 113762.39 \text{ mm}^4 \left| \frac{1 \text{ cm}^4}{(10 \text{ mm}^4)} \right| = 11.38 \text{ cm}^4 \left| \frac{1 \text{ pulg}}{(2.54 \text{ cm})^4} \right| = 0.273 \text{ pulg}^4 \text{ (Anexo 10)}$$



Fórmulas:

$$R = P$$

Reacción

$$v = -P$$

Fuerza Cortante

$$M_{\max} = -P \cdot L$$

Momento Máximo (Anexo 3)

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}}$$

Módulo de sección

$$\therefore f_b = \frac{M_{\max}}{S}$$

Desarrollo:

$$R_F = P$$

$$\therefore R_F = 48.4 \text{ lbf}$$

$$v = -P$$

$$\therefore v = -48.4 \text{ lbf}$$

$$M_{\max} = -P \cdot L$$

$$M_{\max} = -48.4 \text{ lbf} \cdot 78.54 \text{ pulg}$$

$$M_{\max} = -3801.34 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$$

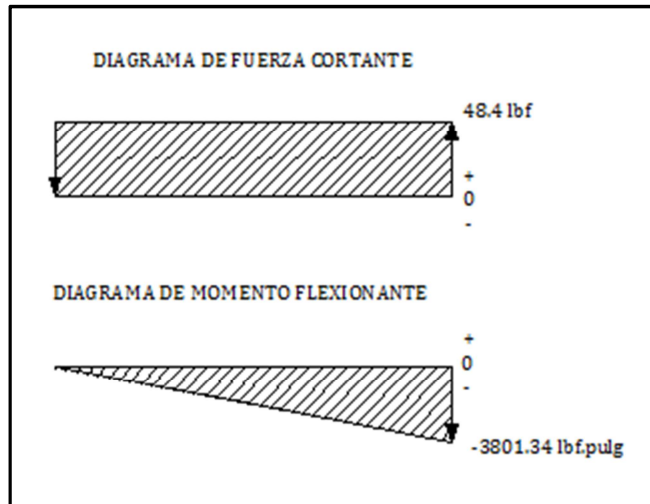


Figura 85 Fuerza Cortante y Momentos de la Guía

$$f_b = \frac{3801.34 \text{ Klb. pulg} * 0.98 \text{ pulg}}{0.273 \text{ pulg}^3}$$

$$f_b = 13.7 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$13.7 \text{ Ksi} < 18 \text{ Ksi}$$

Si cumple

2.2.4.10.1 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN

Datos:

$$P = 48.4 \text{ lbf}$$

$$L = 78.54 \text{ pulg}$$

$$I = 0.273 \text{ pulg}^4$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad

$$\Delta_{\max} = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

Deflexión máxima (Anex 3)

$$\Delta_{\max} = \frac{-48.49 \text{ lbf} * (78.54 \text{ pulg})^3}{3 * (30 \times 10^6 \text{ PSI}) * 0.273 \text{ pulg}^4}$$

$$\Delta_{\max} = -0.95 \text{ pulg} \rightarrow = 24.20 \text{ mm}$$

La deflexión que se produce en el perfil es de 24.20 mm que es un valor bastante considerable, entonces se opta por colocar un apoyo.

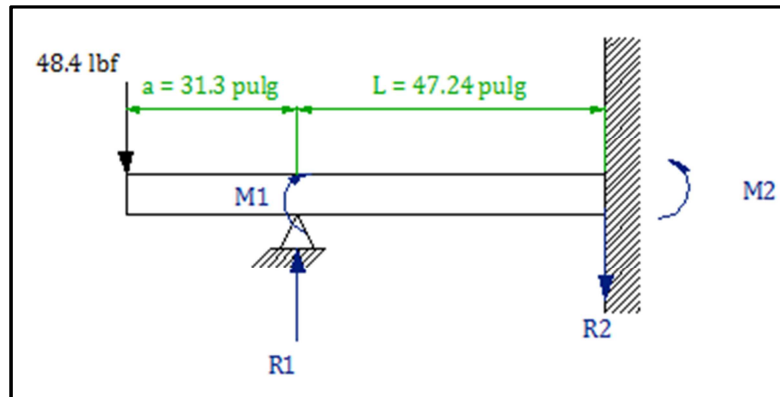


Figura 86 Guía lateral aumentada un apoyo

2.2.4.10.2 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN CON APOYO

Datos:

$$P = 48.4 \text{ lbf}$$

$$L = 1200 \text{ mm} \rightarrow 47.24 \text{ pulg}$$

$$a = 795 \text{ mm} \rightarrow 31.3 \text{ pulg}$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad

Fórmula:

$$\Delta = \frac{P.L^3}{E.I} \left(\frac{a^2}{4.L^2} + \frac{a^3}{3.L^3} \right) \quad (\text{Anexo 11})$$

$$\Delta = \frac{48.49 \text{ lbf} * (47.24 \text{ pulg})^3}{30000000 \text{ Psi} * 0.23 \text{ pulg}^4} \left(\frac{(31.3 \text{ pulg})^2}{4 * (47.24 \text{ pulg})^2} + \frac{(31.3 \text{ pulg})^3}{3 * (47.24 \text{ pulg})^3} \right)$$

$$\Delta = 0.13 \text{ pulg} \rightarrow 3.3 \text{ mm}$$

La deflexión disminuye a 3.3 mm que ya es aceptable.

Perfil G de 50 mm x 3mm de espesor

2.2.4.11 DISEÑO DEL APOYO DE LA GUÍA DE LA PUERTA

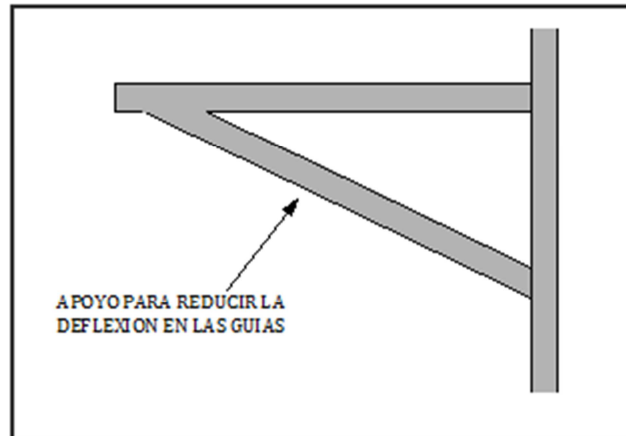


Figura 87 Soporte de la Guía lateral

Fórmulas:

$$R_1 = P \left(1 + \frac{3a}{2L} \right) \quad (\text{Anexo 11})$$

$$R_2 = -\frac{3.P.a}{2.L} \quad (\text{Anexo 11})$$

$$M_1 = -P.a$$

$$M_2 = \frac{P.a}{2}$$

Desarrollo:

$$R_1 = P \left(1 + \frac{3a}{2L} \right)$$

$$R_1 = 48.4 \text{ lbf} \left(1 + \frac{3 * 31.3 \text{ pulg}}{2 * 47.24 \text{ pulg}} \right)$$

$$R_1 = 96.5 \text{ lbf}$$

$$R_2 = -\frac{3.P.a}{2.L}$$

$$R_2 = -\frac{3 * 48.4 \text{ lbf} * 31.3 \text{ pulg}}{2 * 47.24 \text{ pulg}}$$

$$R_2 = -48.1 \text{ lbf}$$

$$M_1 = -P.a$$

$$M_1 = -(48.4 \text{ lbf} * 31.3 \text{ pulg})$$

$$M_1 = -1514.92 \text{ lbf. pulg}$$

$$M_2 = \frac{P \cdot a}{2}$$

$$M_2 = \frac{48.4 \text{ lbf} \cdot 31.3 \text{ pulg}}{2}$$

$$M_2 = 557.46 \text{ lbf. pulg}$$

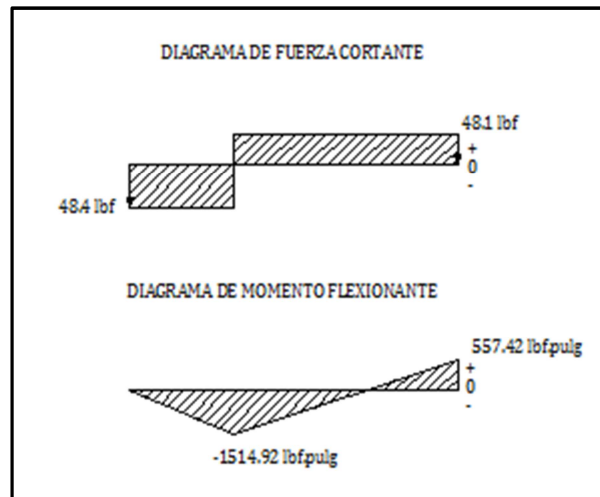


Figura 88 Fuerza Cortante y Momentos de la Guía con un apoyo

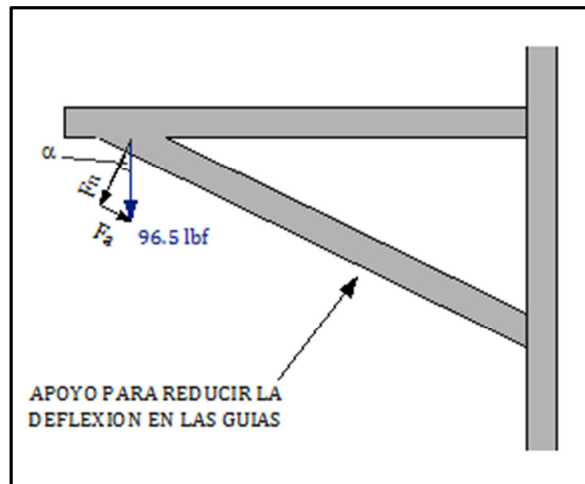


Figura 89 Fuerzas Generadas en el apoyo

$$F = 96.5 \text{ lbf}$$

$$\alpha = 25.8^\circ$$

$$F_n = F \cdot \cos \alpha$$

$$F_n = 96.5 \text{ lbf} * \cos 25.8$$

$$F_n = 86.9 \text{ lbf}$$

$$F_a = F * \sin \alpha$$

$$F_a = 96.5 \text{ lbf} * \sin 25.8$$

$$F_a = 42 \text{ lbf}$$

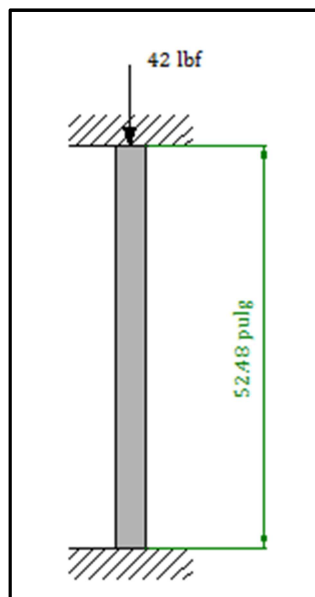


Figura 90 Fuerza Axial en el apoyo

Datos:

$$P = 42 \text{ lbf}$$

$$K = 0.65$$

Factor de longitud efectiva (Anexo 4)

Tubo Cuadrado estructural 25 mm x 25 mm x 1.5 mm

(Anexo 2)

$$A = 1.35 \text{ cm}^2 \left| \frac{(1 \text{ pulg})^2}{(2.54 \text{ cm})^2} \right| = 0.209 \text{ pulg}^2$$

$$I = 1.21 \text{ cm}^4 \left| \frac{(1 \text{ pulg})^4}{(2.54 \text{ cm})^4} \right| = 0.029 \text{ pulg}^4$$

Fórmula:

$$\frac{KL}{r} \leq 200$$

Ecuación de Esbeltez⁵³

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

Radio de giro

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Esfuerzo Normal Directo

Donde:

L → Longitud de la columna

K → Factor de longitud efectiva

r → Radio de giro

I → Inercia

A → Area Transversal

F → Fuerza Aplicada

Desarrollo:

$$\frac{KL}{r} \leq 200$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{0.029 \text{ pulg}^4}{0.209 \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 0.372 \text{ pulg}$$

$$\frac{0.65 * 52.48 \text{ pulg}}{0.372 \text{ pulg}} \leq 200$$

$$91.5 < 200$$

Si cumple

$$f_a = \frac{F}{A}$$

$$f_a = \frac{42 \text{ lbf}}{0.21 \text{ pulg}^2}$$

$$f_a = 0.2 \text{ Ksi}$$

⁵³ McCORMAC, Jack C., Op. Cit, p.118

$$f_a \leq F_a$$

$$0.2 \text{ Ksi} < 18 \text{ Ksi}$$

∴ Si Cumple

Tubo estructural cuadrado de 25 mm x 25 mm x 1.2 mm

2.2.4.12 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Para la selección del rodamiento a utilizar se hace uso del *manual interactivo*⁵⁴ de selección de rodamientos SKF.

Para seleccionar el rodamiento adecuado se necesitan los siguientes datos:

Datos:

$$\text{Carga P (KN)} = 447.4 \text{ lbf.} = 1.65 \text{ KN}$$

$$\text{Velocidad angular } \omega \text{ (rpm)} = ?$$

$$\text{Vida requerida (h)} = 24 \text{ meses} = 17535 \text{ h}$$

$$\emptyset \text{ exterior} = 40 \text{ mm} = 4 \text{ cm}$$

Cálculo de la velocidad angular:

$$V = \omega \times r \qquad \text{Velocidad Lineal}^{55}$$

$$\omega = \frac{V}{r}$$

$$V = 17 \text{ cm/s}$$

Entonces:

$$\omega = \frac{17 \text{ cm/s}}{20 \text{ cm}} \qquad \omega = 13.4 \text{ rad/s}$$

$$1 \text{ rev} = 2\pi \text{ rad}$$

$$13.4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \left| \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right| \left| \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right| \rightarrow \omega = 8.12 \text{ rpm}$$

⁵⁴ Fuente:

http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_0_15

⁵⁵ Fuente: <http://genesis.uag.mx/edmedia/material/fisica/movimiento9.htm>

Con los datos mencionados, en el manual interactivo de SKF se elige el rodamiento requerido.

http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?presentationType=3&imperial=false&s.di_min=12&s.di

SKF

Tablas de productos Buscar

Seleccione el diseño (todo)

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados

Tolerancias , ver también el texto
Juego radial interno , ver también el texto
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70000	43000	0,0063	61801
12	24	6	2,25	0,98	0,043	67000	40000	0,011	61901
12	28	8	5,4	2,36	0,1	60000	38000	0,022	6001
12	30	8	5,07	2,36	0,1	56000	34000	0,023	16101
12	32	10	7,28	3,1	0,132	50000	32000	0,037	6201
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45000	28000	0,060	6301
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60000	38000	0,0074	61802
15	28	7	4,36	2,24	0,095	56000	34000	0,016	61902
15	32	8	5,85	2,85	0,12	50000	32000	0,025	16002
15	32	9	5,85	2,85	0,12	50000	32000	0,030	6002
15	35	11	8,06	3,75	0,16	43000	28000	0,045	6202
15	42	13	11,9	5,4	0,228	38000	24000	0,082	6302

Figura 91 Selección Rodamiento

Rodamiento 6302

2.2.4.13 DISEÑO DE LA COLUMNA

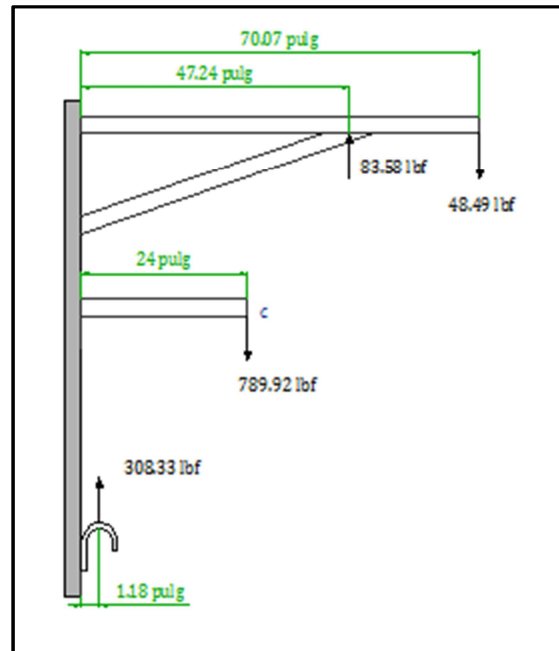


Figura 92 Columna

Datos:

$$S_y = 36 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de Fluencia del acero A-36

$$F_b = 24 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de flexión admisible

$$K = 2.1$$

Factor de longitud efectiva (Anexo 4)

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad del acero A-36

$$C_m = 1$$

Factor de modificación

$$L_{\text{columna}} = 2400 \text{ mm} \rightarrow 94.49 \text{ pulg}$$

Perfil a utilizar:

$$\text{Tubo cuadrado } 75 \text{ mm} \rightarrow 3 \text{ pulg}$$

Anexo 2

$$e = 2 \text{ mm} \rightarrow 0.079 \text{ pulg}$$

$$I = 50.47 \text{ cm}^4 \rightarrow 1.21 \text{ pulg}^4$$

$$A = 5.74 \text{ cm}^2 \rightarrow 0.89 \text{ pulg}^2$$

$$S = 13.46 \text{ cm}^3 \rightarrow 0.82 \text{ pulg}^3$$

$$r = 2.97 \text{ cm} \rightarrow 1.17 \text{ pulg}$$

$$E = 30 \text{ Mpsi}$$

$$S_y = 36 \text{ ksi}$$

Fórmulas:

$$\frac{KL}{r} \leq 200$$

Ecuación de Esbeltez

$$\sigma_A = \frac{F/A}{\left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4\pi^2 E}\right]}$$

Esfuerzo Axial⁵⁶

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

Esfuerzo Flector

$$\sigma = f_a + f_b$$

Esfuerzo Total

$$F_s = \frac{F_b}{\sigma}$$

Factor de Seguridad

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_e}\right) F_b} \leq 1.0$$

Esfuerzos Combinados

$$F_a = 0.60 F_y$$

Esfuerzo Axial admisible

$$F_e' = \frac{12\pi^2 E}{23 \left(\frac{KL}{r_b}\right)^2}$$

Esfuerzo de Euler

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

Radio de giro

Donde:

F = Fuerza

A = Area

S_y = Esfuerzo de Fluencia

K → Factor de longitud efectiva

L → Longitud de la columna

⁵⁶ FAIRES, V.M., *Diseño de Elementos de Máquinas*, 3ª Edición, Barcelona, p. 288

$r \rightarrow$ Radio de giro

$E \rightarrow$ Módulo de elasticidad

Desarrollo:

$$\frac{KL}{r} \leq 200$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{1.21 \text{ pulg}^4}{0.89 \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 1.17 \text{ pulg}$$

$$\frac{1 * 94.49 \text{ pulg}}{1.17 \text{ pulg}} \leq 200$$

$$80.94 < 200$$

$$\sigma_A = \frac{F/A}{\left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4 \pi^2 E}\right]}$$

$$\sigma_A = \frac{\frac{838.32 \text{ lbf}}{0.89 \text{ pulg}^2}}{\left[1 - \frac{36 \text{ Ksi} * \left(\frac{1 * 94.49 \text{ pulg}}{1.17 \text{ pulg}}\right)^2}{4 * \pi^2 * 30000 \text{ Ksi}}\right]}$$

$$\sigma_A = 1.1 \text{ Ksi}$$

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

$$M = F * d$$

$$M_1 = 789.92 \text{ lbf} * 24.6 \text{ pulg}$$

$$M_1 = 18958 \text{ lbf. pulg}$$

$$M_2 = 308.33 \text{ lbf} * 1.18 \text{ pulg}$$

$$M_2 = 363.83 \text{ lbf. pulg}$$

$$M_3 = 48.4 \text{ lbf} * 73.07 \text{ pulg}$$

$$M_3 = 3536.6 \text{ lbf. pulg}$$

$$M_4 = 83.58 \text{ lbf} * 47.24 \text{ pulg}$$

$$M_4 = 4042.8 \text{ lbf. pulg}$$

$$M_T = -M_1 + M_2 - M_3 + M_4$$

$$M_T = (-18958 + 363.83 - 3536.6 + 4042.8) \text{ lbf. pulg}$$

$$M_T = -18088 \text{ lbf. pulg}$$

$$f_b = \frac{18088 \text{ lbf. pulg}}{0.82 \text{ pulg}^3}$$

$$f_b = 22 \text{ Ksi}$$

$$f_b \leq F_b$$

$$22 \text{ Ksi} < 24 \text{ Ksi}$$

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{Cm*fb}{\left(1 - \frac{fa}{F_e}\right)F_b} \leq 1.0$$

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

$$r_b = \sqrt{\frac{1.21 \text{ pulg}^4}{0.89 \text{ pulg}^2}}$$

$$r_b = 1.17 \text{ pulg}$$

$$F_e = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * L}{r_b}\right)^2}$$

$$F_e = \frac{12 * \pi^2 * 30000 \text{ Ksi}}{23 * \left(\frac{2.1 * 94.49 \text{ pulg}}{1.17 \text{ pulg}}\right)^2}$$

$$F_e = 23.58 \text{ Ksi}$$

$$\frac{1.1}{21.6} + \frac{1 * 22}{\left(1 - \frac{1.1}{23.58}\right) * 24} \leq 1.0$$

$$0.89 \leq 1.0$$

∴ Si Cumple

Tubo Estructural Cuadrado de 75 mm x 75 mm x 2 mm

2.2.5 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE SUJECIÓN DEL SISTEMA BASCULANTE

2.2.5.1 ESFUERZO PERMISIBLE A CORTANTE DEL PERNO

Tornillo ASTM A 307

$$\tau_{perm} = 12 \text{ Ksi} \quad (\text{Anexo 12})$$

2.2.5.2 DISEÑO DEL PERNO EN EL QUE PIVOTA LA PALANCA

Datos:

$$F_{XC} = 33.33 \text{ lbf}$$

$$F_{YC} = 789.92 \text{ lbf}$$

$$F_{RC} = \sqrt{F_{XC}^2 + F_{YC}^2}$$

$$F_{RC} = \sqrt{(33.33 \text{ lbf})^2 + (789.92 \text{ lbf})^2}$$

$$F_{RC} = 790.62 \text{ lbf}$$

$$\emptyset = \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

Fórmula:

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

$$A_s = \frac{\pi * \emptyset^2}{4}$$

Donde:

$\tau \rightarrow$ Esfuerzo cortante

F \rightarrow Fuerza de corte

$A_s \rightarrow$ Area sometida a cortante

Desarrollo:

$$A_s = \frac{\pi * \emptyset^2}{4}$$

$$A_s = \frac{\pi * (0.5 \text{ pulg})^2}{4}$$

$$A_s = 0.196 \text{ pulg}^2$$

$$\tau = \frac{F_c}{A_s}$$

$$\tau = \frac{790.62 \text{ lbf}}{0.196 \text{ pulg}^2}$$

$$\tau = 4.03 \text{ Ksi}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\max}]$$

$$4.03 \text{ ksi} < 12 \text{ ksi}$$

\therefore Si Cumple

Perno de \emptyset 1/2" x 3"

2.2.5.3 DISEÑO DEL PERNO QUE UNE LA PLATINA DEL RESORTE Y LA PALANCA

Datos:

$$F = 355.96 \text{ lbf}$$

$$\emptyset = 5/16 \text{ pulg}$$

Fórmula:

$$\tau = \frac{F_c}{A_s}$$

$$A_s = \frac{\pi * \phi^2}{4}$$

$\tau \rightarrow$ Esfuerzo cortante

$F_c \rightarrow$ Fuerza de corte

$A_s \rightarrow$ Area sometida a cortante

Desarrollo:

$$A_s = \frac{\pi * \phi^2}{4}$$

$$A_s = \frac{\pi * (0.3125 \text{ pulg})^2}{4}$$

$$A_s = 0.077 \text{ pulg}^2$$

$$\tau = \frac{F_c}{A_s}$$

$$\tau = \frac{355.96 \text{ lbf}}{0.077 \text{ pulg}^2}$$

$$\tau = 4.6 \text{ Ksi}$$

$$\tau_{max} \leq [\tau_{max}]$$

$$4.6 \text{ ksi} < 12 \text{ ksi}$$

\therefore Si Cumple

Perno de ϕ 5/16" x 3/4"

2.2.5.4 DISEÑO DEL BOCÍN DEL PERNO PIVOTANTE.

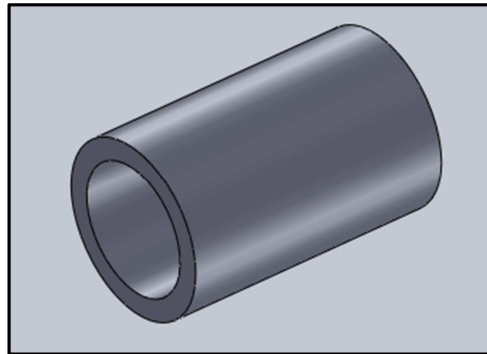


Figura 93 Bocín perno pivotante

Datos:

Material: acero A 36

$$F_C = 790.6 \text{ lbf}$$

$$\phi_i = 1/2 \text{ pulg}$$

$$\phi_e = 3/4 \text{ pulg}$$

$$[\tau_{max}] = 10.8 \text{ Ksi}$$

Fórmula:

$$\tau = \frac{F_C}{A_s}$$

$$A_s = \frac{\pi * (\phi_e^2 - \phi_i^2)}{4}$$

τ → Esfuerzo cortante

F_C → Fuerza de corte

A_s → Area sometida a cortante

Desarrollo:

$$A_s = \frac{\pi * (\phi_e^2 - \phi_i^2)}{4}$$

$$A_s = \frac{\pi * \left[\left(\frac{3}{4} \text{ pulg} \right)^2 - \left(\frac{1}{2} \text{ pulg} \right)^2 \right]}{4}$$

$$A_s = 0.25 \text{ pulg}^2$$

$$\tau = \frac{F_c}{A_s}$$

$$\tau = \frac{790.6 \text{ lbf}}{0.25 \text{ pulg}^2}$$

$$\tau = 1.82 \text{ Ksi}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\max}]$$

$$3.22 \text{ ksi} < 10.8 \text{ ksi}$$

∴ Si Cumple

Bocín de

Ø e = 26.7 mm

Ø i = 20 mm

2.2.5.5 BOCÍN PARA REDUCIR LA FRICCIÓN

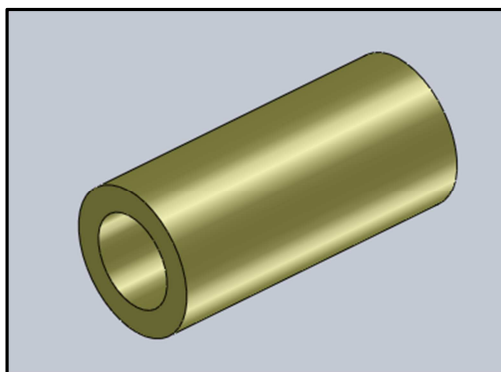


Figura 94 Bocín bronce grafitado

Datos:

Material: Bronce grafitado (SAE 841)

$$[\tau] = 230 - 490 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo cortante⁵⁷

$$F_C = 790.6 \text{ lbf} = 359.4 \text{ Kgf}$$

$$\varnothing e = 20 \text{ mm} = 0.79 \text{ pulg}$$

$$\varnothing i = 12.7 \text{ mm} = 0.5 \text{ pulg}$$

Fórmula:

$$\tau = \frac{F_C}{A_s}$$

$$A_s = \frac{\pi * (\varnothing e^2 - \varnothing i^2)}{4}$$

τ → Esfuerzo cortante

F_C → Fuerza de corte

A_s → Area sometida a cortante

Desarrollo:

$$A_s = \frac{\pi * (\varnothing e^2 - \varnothing i^2)}{4}$$

$$A_s = \frac{\pi * [(20 \text{ mm})^2 - (12.7 \text{ mm})^2]}{4}$$

$$A_s = 187.48 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F_C}{A_s}$$

$$\tau = \frac{359.4 \text{ Kgf}}{187.48 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 1.92 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau_{\max}]$$

$$1.08 \text{ Mpa} < 230 \text{ Mpa}$$

∴ Si Cumple

⁵⁷ <http://es.wikipedia.org/wiki/Bronce>

$$\underline{\underline{\varnothing e = 20 \text{ mm}}}$$

$$\underline{\underline{\varnothing i = 12.7 \text{ mm}}}$$

$$\underline{\underline{L = 45 \text{ mm}}}$$

2.2.6 CALCULO DE LA SOLDADURA DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA BASCULANTE

2.2.6.1 SOLDADURA PLACA SOPORTE PALANCA

Datos:

$$F = 790.6 \text{ lbf} \left| \frac{1 \text{ Klb}}{1000 \text{ lbf}} \right| = 0.79 \text{ Klb}$$

Se selecciona una soldadura de filete con electrodo E6011 x 1/8" con el proceso de arco metálico protegido por 8 pulg. de longitud (**Suelda a los lados**)

Electrodo E6011 x1/8"

Resistencia a la tracción: 60 Ksi (Anexo 14)

$$F = 1.59 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}} \quad \text{Fuerza Unitaria permisible} \quad (\text{Anexo 15})$$

Entonces:

$$F = 1.59 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}} \times 8 \text{ pulg}$$

$$\mathbf{F = 12.72 \text{ Klb}}$$

$$0.79 \text{klbf} < 12.72 \text{ klbf}$$

Si cumple

Soldadura calculada

Electrodo E6011 x 1/8" x 8 pulg de longitud

2.2.6.2 SOLDADURA PLACA INFERIOR SUJECION PALANCA

Datos:

$$F = 346.87 \text{ lbf} \left| \frac{1 \text{ Klb}}{1000 \text{ lbf}} \right| = 0.35 \text{ Klb}$$

Se selecciona una soldadura de filete con electrodo E6011 x 1/8" con el proceso de arco metálico protegido por 4 pulg. de longitud

$$F = 1.59 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}} \quad \text{Fuerza Unitaria permisible} \quad (\text{Anexo 15})$$

Entonces:

$$F = 1.59 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}} \times 4 \text{ pulg}$$

$$F = 6.36 \text{ Klb}$$

$$0.35 \text{ klb} \leq 6.36 \text{ klb}$$

Si cumple

Soldadura calculada

Pasada de Raíz: Electrodo E6011 x 1/8" x 4 pulg de longitud

2.2.6.3 SOLDADURA GANCHO SUJECION RESORTE

Datos:

$$F = 308.33 \text{ lbf} \left| \frac{1 \text{ Klb}}{1000 \text{ lbf}} \right| = 0.31 \text{ Klb}$$

Se selecciona una soldadura de filete con electrodo E6011 x 1/8" con el proceso de arco metálico protegido por 3 pulg. de longitud

$$F = 1.59 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}} \quad \text{Fuerza Unitaria permisible} \quad (\text{Anexo 15})$$

Entonces:

$$F = 1.59 \frac{\text{Klbf}}{\text{pulg}} \times 4 \text{ pulg}$$

$$F = 6.36 \text{ Klbf}$$

$$0.31 \text{ klbf} < 6.36 \text{ klbf}$$

Si cumple

Soldadura calculada

Electrodo E6011 x 1/8" x 4 pulg de longitud

2.2.6.4 SOLDADURA DE LAS GUÍAS LATERALES

Datos:

$$F = 48.1 \text{ lbf} \left| \frac{1 \text{ Klbf}}{1000 \text{ lbf}} \right| = 0.048 \text{ Klbf}$$

Se selecciona una soldadura de filete con electrodo E6011 x 1/8" con el proceso de arco metálico protegido por 4.5 pulg. de longitud

$$F = 1.59 \frac{\text{Klbf}}{\text{pulg}} \quad \text{Fuerza Unitaria permisible} \quad (\text{Anexo 15})$$

Entonces:

$$F = 1.59 \frac{\text{Klbf}}{\text{pulg}} \times 4.5 \text{ pulg}$$

$$F = 7.15 \text{ Klbf}$$

$$0.035 \text{ klbf} \leq 7.15 \text{ klbf}$$

Si cumple

Soldadura calculada

Electrodo E6011 x 1/8" x 4.5 pulg de longitud

CAPITULO III

3. COSTOS DEL SISTEMA BASCULANTE Y LA PUERTA

3.1 COSTOS DE MATERIALES NORMALIZADOS

Denominación	Cant.	Esp. Técnicas	Costo (Dólares)	
PUERTA			Unidad	Total
Tubo estructural cuadrado A-500	2	50 mm x 2 mm x L= 3000 mm	\$ 9,55	\$ 19,10
Tubo estructural cuadrado A-500	2	50 mm x 2 mm x L= 2400 mm	\$ 8,00	\$ 16,00
Tubo estructural rectangular A-500	2	50mm x 25mm x 2mm L = 2300mm	\$ 6,00	\$ 12,00
Tubo estructural rectangular A-500	3	50mm x 25mm x 2mm L= 950mm	\$ 2,50	\$ 7,50
Tubo estructural cuadrado A-500	2	75mm x 2 mm L = 2435 mm	\$ 15,00	\$ 30,00
Tubo estructural cuadrado A-500	2	75mm x 2 mm L = 3170 mm	\$ 19,00	\$ 38,00
Plancha PL	3	1000mm x 2400mm x 0,9mm	\$ 33,00	\$ 99,00
SISTEMA BASCULANTE				
Canal U A-36	2	50mm x 25mm x 2mm L=1850mm	\$ 3,50	\$ 7,00
Platina para formar la G A-36	2	PLT 12mm x 3mm L= 1850 mm	\$ 1,00	\$ 2,00
Tubo estructural rectangular A-500	2	50mm x 25mm x 1,5mm L=1342mm	\$ 3,70	\$ 7,40
Platina para el brazo A-36	2	PLT 50mm x 6mm L= 625mm	\$ 4,00	\$ 8,00
Platina para palanca A-36	2	PLT 50mm x 6mm L= 1294mm	\$ 8,50	\$ 17,00
Platina unión palanca - resorte A-36	2	PLT 25mm x 3mm L= 170mm	\$ 0,30	\$ 0,60
Platina unión puerta - brazo A-36	2	PLT 50mm x 6mm L= 190mm	\$ 0,50	\$ 1,00
Platina unión resortes - puerta A-36	2	PLT 50mm x 4mm L= 100mm	\$ 0,25	\$ 0,50
Angulo soporte eje rodamiento A-36	2	AL 60mm x 50mm x 4mm L= 40mm	\$ 0,25	\$ 0,50
Angulo soporte de motor A-36	2	AL 25mm x 3mm L= 300mm	\$ 0,55	\$ 1,10
Eje soporte	2	VRL 16mm x L= 475mm	\$ 2,50	\$ 5,00

rodamiento A-36				
Bocín de acero	2	VRL 25mm x L= 48mm	\$ 2,00	\$ 4,00
Bocín de bronce	2	VRL 20mm x L= 48mm	\$ 8,00	\$ 16,00
Rodamiento	2	6302	\$ 1,36	\$ 2,72
Resorte	2	Øe= 25mm Øa=4.1mm L=850mm	\$ 35,00	\$ 70,00
Pernos Astm. A307	2	1/2" x 3"	\$ 0,90	\$ 1,80
Pernos Astm A307	4	1/4" x 3/4"	\$ 0,50	\$ 2,00
Tuercas Astm A307	4	1/2"	\$ 0,25	\$ 1,00
Tuercas Astm A307	4	1/4 "	\$ 0,20	\$ 0,80
Arandelas planas	6	1/2"	\$ 0,15	\$ 0,90
Arandelas de presión	2	1/2"	\$ 0,15	\$ 0,30
Arandelas	4	1/4"	\$ 0,10	\$ 0,40
TOTAL				\$ 371,62

Tabla 11 Materiales normalizados

3.2 COSTOS DE MATERIALES ELECTRONICOS

Denominación	Cant.	Esp. Técnicas	Costo (Dólares)	
			Unidad	Total
Kit de motor eléctrico 1/2 HP a 120V.	1	2 Amp. 110 V	\$ 200,00	\$ 200,00
Kit de riel metálica tipo "T"	1	Metálico	\$ 20,00	\$ 20,00
TOTAL				\$ 220,00

Tabla 12 Materiales electrónicos

3.3 COSTOS DE INSUMOS INDIRECTOS

Denominación	Cant.	Esp. Técnicas	Costo (usd.)	
			Unidad	Total
Pintura	4 lt	Fondo	5	20
Pintura	4 lt	Sintético	6	24
Thinner	5 lt	Laca	1,55	7,75
Waype	12	Lana	0,15	1,8
TOTAL				18.78

Tabla 13 Insumos indirectos

3.4 COSTOS DE MAQUINARIA

Para el cálculo de los costos de maquinaria se toman en cuenta la maquinaria utilizada y el tiempo que se requiere para mecanizar cada uno de los elementos de este mecanismo.

Descripción	Cant.	Torno (h)	Taladro (h)	Dobladora (h)	Suelda (h)	Pintura (h)
Puerta	1			1	8	8
Marco de la Puerta	1				4	
Soporte Palanca	2		1,5			
Palanca de giro	2		2			
Angulo eje rodamiento	2		0,3	1		
Eje rodamiento	2	2,5				
Bocín	4	2				
Platina unión resorte - palanca	2		0,5			
Platina unión resorte - marco de la puerta	2		0,5			
Guia Lateral de la puerta	2				2	
Ensamble del sistema	1				4	
Pintada sistema basculante	1					4
TOTAL		4,5	4,8	2	18	12

Tabla 14 Tiempo horas máquina

Máquina	Costo Hora/Máquina	Total horas	Subtotal (Dólares)
Torno	\$ 11,00	4,5	\$ 49,50
Suelda SMAW	\$ 8,00	18	\$ 144,00
Dobladora	\$ 5,00	2	\$ 10,00
Pintura	\$ 10,00	12	\$ 120,00
Taladro	\$ 10,00	4,8	\$ 48,00
Esmerilado	\$ 8,00	2	\$ 16,00
TOTAL (DOLARES)			\$ 387,50

Tabla 15 Costo horas máquina

3.5 COSTOS MANO DE OBRA

Para el costo de los salarios, se consulta a la fijación de remuneraciones del sector industrial al que se dedica, en este caso será Fabricación de productos metálicos estructurales y el tiempo que se requiere para mecanizar cada uno de los elementos del sistema.

Tipo de trabajo		Salario Mensual (Dólares)	Hora/Trabajo (Dólares)	Horas de Trabajo (h)	Costo Mano Obra (Dólares)
Tornero (Técnico)		\$ 286,63	\$ 1,19	\$ 4,50	\$ 5,37
Soldador (Técnico)		\$ 280,51	\$ 1,17	\$ 18,00	\$ 21,04
Ayudante Soldador		\$ 264,00	\$ 1,10	\$ 18,00	\$ 19,80
Esmerilador		\$ 264,00	\$ 1,10	\$ 2,00	\$ 2,20
Taladrador		\$ 264,00	\$ 1,10	\$ 4,80	\$ 5,28
Operador Dobladora		\$ 286,63	\$ 1,19	\$ 2,00	\$ 2,39
Ensamble	Soldador	\$ 280,51	\$ 1,17	\$ 8,00	\$ 9,35
	Ayudante	\$ 264,00	\$ 1,10	\$ 8,00	\$ 8,80
Pintor		\$ 264,00	\$ 1,10	\$ 12,00	13,2
COSTO TOTAL MANO DE OBRA					\$ 87,43

Tabla 16 Costos mano de Obra

3.6 COSTOS TOTALES DE MATERIALES NORMALIZADOS, ELECTRÓNICOS, INSUMOS, MAQUINADO, MANO DE OBRA

Descripción	Costo (Dólares)
Costo Materiales normalizados	\$ 371,62
Costo Materiales electrónicos	\$ 220,00
Costos Insumos indirectos	\$ 18,78
Costos Maquinaria	\$ 387,50
Costo Mano de obra	\$ 87,00
TOTAL	\$ 1.084,90

Tabla 17 Costos totales

3.7 OTROS RUBROS

En estos costos se incluyen los imprevistos, tiempo destinado para el diseño, impresiones, movilización que pueden estar más o menos en un 10% de la suma de los costos directos e indirectos.

$$\text{Otros rubros} = \text{Costos totales} \times 10\%$$

$$\text{Otros rubros} = 1084.90 \text{ USD} \times 10\%$$

$$\text{Otros rubros} = 108.49 \text{ USD}$$

3.8 COSTO FINAL DE CONSTRUCCION

El costo final está representado por la suma de todos los costos anteriormente mencionados:

Descripción	Costo (Dólares)
Costo total	\$ 1.084,90
Costo rubros	\$ 108,49
IVA 12%	\$ 143,21
COSTO TOTAL DE CONSTRUCCION	\$ 1.336,60

Tabla 18 Costo final de Construcción

CAPITULO IV

4. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

- Antes de realizar la instalación, lea completamente este manual y respete todas las indicaciones.
- En caso contrario la instalación podría quedar defectuosa y podrían producirse accidentes y averías.

4.1 MANUAL DE OPERACIÓN

El sistema basculante para acoplar a una puerta de garaje consiste de un motor eléctrico de 1/2 Hp de potencia y con un voltaje de 120 voltios, Al presionar un radio control previamente codificado en el motor eléctrico, este emite una señal de radio frecuencia en el rango de 315MHz. Al recibir esta señal el motor genera un movimiento que a su vez traslada un coche en forma lineal el mismo que ejecuta un arrastre de la puerta metálica que está provisto de un mecanismo para realizar un movimiento basculante trasladando de una posición vertical a una posición horizontal y completando un ciclo de trabajo.

En caso de no existir fluido eléctrico seguir los siguientes pasos:

PASO 1

Jale hacia abajo la manija del desenganche de emergencia y levante la puerta manualmente, para poder volver a conectar la puerta al abre-puerta oprima el control remoto.



Figura 95 Posición desenganche manual

PASO 2

Tire de la manija de emergencia hacia abajo y hacia atrás, (el resorte se queda estirado). Para desenganchar la función de cierre, tire la manija hacia abajo y en sentido de la puerta (el resorte regresa a su posición inicial). El carro se volverá a conectar la próxima vez que accione el control remoto.



Figura 96 Posición de cerrado

4.1.1 Descripción de partes del sistema basculante

El equipo consiste de tres partes fundamentales:

a) Estructura fija

La estructura fija una vez ensamblada, los elementos quedan totalmente fijos, dentro de la misma se encuentran: placa soporte palanca, guía lateral, soporte de guía lateral, placa inferior sujeción resorte.



Figura 97 Estructura fija.

Placa Soporte Palanca

Permite obtener el libre movimiento de rotación de la puerta y demás elementos del sistema.

Guía Lateral

Sirve de apoyo para que la puerta se desplace linealmente durante el movimiento de apertura y de cierre

Soporte Guía Lateral

Ayuda a soportar el peso de la puerta y del sistema para que la guía no se flexione mucho.

Gancho sujeción resorte

Sirve de sujeción para que el resorte pueda trabajar correctamente.

b) Estructura móvil

Se denomina estructura móvil a la parte que se mueve para que la puerta cumpla su función de abrir y cerrar.

Esta parte consta de dos partes: una fija y otra desmontable, entre la parte fija se encuentran: ángulo soporte del eje del rodamiento, placa sujeción inferior palanca, soporte punta de riel.

La parte desmontable están: palanca de giro, eje soporte rodamiento, rodamiento, placa superior sujeción resorte, búmeran, resorte.

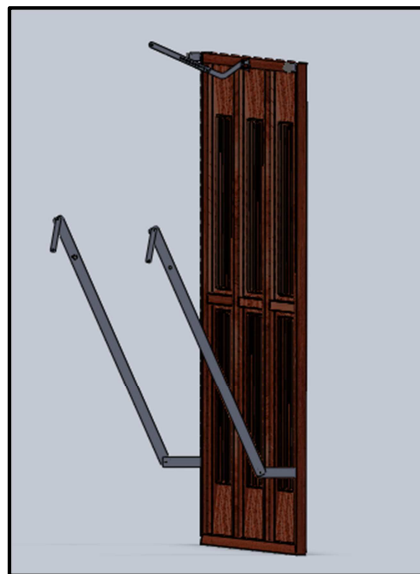


Figura 98 Estructura móvil

Palanca de giro

Es la placa que pivota en la placa fija (brazo) para ayudar a cumplir la función de apertura y cierre de la puerta.

Resorte

Ayuda al motor a abrir o cerrar la puerta, cuando se extiende o regresa a su posición inicial.

Eje del Rodamiento

Da el ajuste necesario para que el rodamiento pueda transmitir el movimiento requerido a la parte móvil.

Rodamiento

Permite el movimiento lineal de la puerta, evitando la fricción

c) Parte electrónica

Motor Eléctrico

El motor eléctrico utilizado es: motor LiftMaster, ½ Hp de potencia, alimentado con 110 V, es la parte motriz del automatismo para el sistema basculante.



Figura 99 Motor LifMaster

Radio Control

Es la técnica que permite el gobierno de un objeto a distancia y de manera inalámbrica por medio de ondas de radio, para lo cual se utilizan los comúnmente llamados mandos a distancia o controles remotos.



Figura 100 Mandos a distancia

4.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El manual de mantenimiento tiene como propósito prolongar la vida útil del sistema basculante. A continuación se detallan algunos conceptos fundamentales para el desarrollo de este manual.

- **Mantenimiento:** Es mantener y lograr la máxima vida útil de un equipo.
- **Plan de Mantenimiento:** Es la técnica para ejecutar el procedimiento del mantenimiento preventivo.
- **Mantenimiento Preventivo:** Es evitar que las fallas ocurran, mediante el servicio y reparación programada.

Las comprobaciones, actuaciones y la frecuencia de mantenimiento, sirve para determinar el estado del sistema y la puerta.

4.2.1 Comprobaciones

- Verificación de funcionamiento.
- Comprobación de estado mecánico.
- Comprobación de estado electrónico.

4.2.2 Actuaciones

Intervención sobre el sistema basculante a cargo de la persona calificada y capacitada para realizar el mantenimiento correspondiente, para obtener un normal desempeño un su función de abrir y cerrar correctamente.

4.2.3 Frecuencias de mantenimiento

- Semestral
- Anual

En las siguientes tablas se describe las actividades a realizar en cada una de las frecuencias de mantenimiento.

MANTENIMIENTO			
		Frecuencia de Mantenimiento	
Item	Actividades	Semestral	Anual
1	Realice un chequeo general de todo el mecanismo en busca de cables en mal estado, pernos sueltos, etc.	X	
2	Lubricar la cadena y el piñón del motor, con una grasa de Consistencia NLGI 0-2 como: G4501 o GRA-BT2	X	
3	Revisar la tensión de la cadena	X	
4	Verificar el equilibrio de la puerta levantándola entre 60 - 100 cm del suelo y soltándola, si baja rápidamente hasta el suelo, entonces se debe ajustar los resortes o reemplazarlos.	X	
5	Comprobar la humedad, limpieza y aislamiento del sistema eléctrico	X	
6	Limpiar y engrasar las guías laterales con una grasa de Consistencia NLGI 0-2 como: G4501 o GRA-BT2, evitando la acumulación de suciedad	X	
7	Revise los resortes si tienen desgaste tales como: espacios dispares entre las espiras, extremos doblados o dañados.		X
8	Repasar la pintura en el sistema y la puerta		X

Tabla 19 Guía de Mantenimiento

PROTOCOLO DE PRUEBAS

El protocolo de pruebas permite evaluar las diferentes características con las que debe cumplir el sistema basculante para acoplar a una puerta metálica de garaje.

El protocolo para este sistema consta de los siguientes grupos de pruebas:

- Grupo de apariencia. Implica la estética y el dimensionamiento del sistema basculante.
- Grupo de funcionamiento.
- Grupo de rendimiento.

GRUPO APARIENCIA	REFERENCIA	CARACTERISTICA A VERIFICAR	FORMA DE VERIFICACION	CUMPLE
ESTETICA				
	Estructura Fija	Aristas de la estructura fija sin filos cortantes	Visual	
	Estructura Móvil	Aristas de la estructura móvil sin filos cortantes	Visual	
	Sistema Basculante	Estructura fija y móvil pintadas	Visual	
	Sistema Basculante	Pernos sujetos correctamente	Visual	
	Sistema eléctrico	Cables sujetos y aislados	Visual	

Tabla 20 Verificación estética

Observaciones.....

GRUPO APARIENCIA	REF.	CARACT. A VERIFICAR		MEDIDAS	FORMA DE VERIFIC.	CUMPLE
DIMENSIONES	Estructura Fija	Marco	Ancho	3180 mm ± 5	Flexómetro	
			Alto	2510 mm ± 5	Flexómetro	
		Guías laterales	Largo	1995 mm ± 5	Flexómetro	
		Placa Soporte Palanca	Largo	625 mm ± 5	Flexómetro	
			Ancho	101,6 mm ± 5	Flexómetro	
			Espesor	10 mm ±1	Calibrador	
	Estructura Móvil	Puerta	Ancho	3000 mm ± 5	Flexómetro	
			Alto	2400 mm ± 5	Flexómetro	
		Palanca	Largo	1324 mm ± 5	Flexómetro	
			Ancho	50,8 mm ± 1	Calibrador	
			Espesor	6,35 mm ±1	Calibrador	
		Resorte	Ø. ext.	45 mm ± 1	Calibrador	
			Ø.alambre	6 mm ± 1	Calibrador	

Tabla 21 Verificación dimensiones

Observaciones.....
.....
.....

GRUPO	REF.	CARACT. A VERIFICAR	FORMA DE VERIFIC.	CUMPLE
FUNCIONAMIENTO				
	Control remoto	Verificar si ejecuta la operación	Visual	
	Motor eléctrico	Conectar la fuente de poder a 120 V	Visual	
	Desbloqueo manual	Tirar de la manija de emergencia y desplazar la puerta manualmente	Visual	
	Sistema Basculante	Tiempo de apertura y cierre de la puerta automáticamente 20s	Cronómetro	
	Sistema eléctrico	Consumo de corriente del motor 6 Amp.	Pinza Amp.	

Tabla 22 Verificación funcionamiento

Observaciones.....
.....
.....

FIRMA

CONCLUSIONES

1. A medida que la placa soporte de la palanca es más largo y coloca más abajo tomando como referencia el piso, la puerta sobre sale menos distancia hacia fuera a la acera.
2. La placa soporte palanca es un eslabón fijo sobre el cual se apoya el mayor del peso de la puerta y el sistema, manteniéndolos en equilibrio mientras la puerta cumpla su función de abrir y cerrar.
3. Utilizar un bocín de bronce grafitado autolubricante, ayuda a mantener lubricada los elementos pivotantes bocín – bocín.
4. Utilizar rodamientos con tapas evita el ingreso de impurezas a los elementos rodantes permitiendo alargar la vida útil del rodamiento
5. Todo el diseño ha sido efectuado por el método de *esfuerzos permisibles* en el cuál se ha estimado las cargas a las cuales van a estar los elementos estructurales y luego en base a estos esfuerzos se calcula los miembros estructurales.

RECOMENDACIONES

1. Este sistema debe ser montado específicamente para puertas que no sobrepasen el peso de 240 lbf y el centro de gravedad se encuentre en el c.g. de la puerta, debido a que el dimensionamiento de los elementos está hecho en base al peso y la fuerza ubicada en el c.g. de la puerta.
2. Mantener el control a distancia (control remoto) fuera del alcance de los niños, para evitar daños en el mismo y evitar que active el sistema inadecuadamente.
3. Al pulsar la palanca de emergencia para desbloqueo manual, cuando la puerta esté en posición abierta, no soltar de golpe, debido a que esto ocasionaría golpes en la puerta y en el sistema debido al impacto.
4. Instalar dispositivos de seguridad para aumentar la seguridad y evitar daños a las personas o al vehículo.
5. Cambiar la batería de litio del control remoto cada dos años para evitar perder alcance en accionamiento del sistema.
6. Instalar un foco ahorrador de 60 W en la boquilla existente del motor para tener visibilidad en la noche.

BIBLIOGRAFÍA DE TEXTOS

- McCORMAC J; Diseño de estructuras de acero; AlfaOmega; Cuarta Edición; Mexico DF; 1999.
- SHIGLEY J. E.; Diseño en ingeniería mecánica; Mc. Graw Hill; Cuarta Edición; México; 1989.
- HIBBELER R.C.; Mecánica Vectorial para Ingenieros – Dinámica; Pearson; Décima edición; Mexico DF; 2005
- NORTON ROBERT; Diseño de máquinas; Segunda edición; Barcelona; España; 1950.
- Fuente: MOTT, Robert, *Resistencia de Materiales*, 3ª Edición, México, 1996
- PYTEL-SINGER, Resistencia de los materiales, Cuarta edición.
- JOSÉ ROLDAN; Prontuario de mecánica industrial aplicada; Editorial Paraninfo.
- IVAN BOHMAN; Catálogo de aceros de Iván Bohman.
- INEN; Código de Dibujo Técnico-Mecánico; Quito-Ecuador; 1981.
- FAIRES, V.M., Diseño de Elementos de Máquinas, 3ª Edición, Barcelona,

BIBLIOGRAFÍA INTERNET

- <http://ingenieria.uaslp.mx/Recursos/Apuntes/Cinem%C3%A1tica%20de%20las%20M%C3%A1quinas.pdf>
- http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/mecanismosconceptos/
- <http://www.mitecnologico.com/mecatronica/Main/IntroduccionALaSintesisDeMecanismos>
- http://www.automatismosfabricagural.es/puertas_correderas.htm
- <http://www.solomantenimiento.com/articulos/mantenimiento-puertas-automaticas.htm>
- http://es.wikipedia.org/wiki/Centro_de_gravedad
- <http://www.aero.upm.es/departamentos/fisica/PagWeb/ asignaturas/mecanica2/transp/Mec2%2006%2007%20Analitica%2001.pdf>
- http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_0_1
- <http://es.scribd.com/doc/19646210/propiedades-del-acero-en-la-construccion>
- http://www.adelcaecuador.com/webfinal/index.php?option=com_content&view=article&id=156&Itemid=108&lang=es

GLOSARIO TERMINOS

Ménsula.- Una ménsula es cualquier elemento estructural en voladizo. En ingeniería, el término ménsula refiere a un tipo de viga denominado comúnmente voladizo que se caracteriza por estar apoyada en sólo uno de sus extremos mediante un empotramiento.

Mecanismo.- Es una cadena cinemática en la cual por lo menos un eslabón ha sido fijado o sujetado al marco de referencia (el cual puede estar en movimiento).

Cuerpo rígido.- Se define como cuerpo rígido aquel que no experimenta ninguna deformación.

Máquina.- Es una combinación de cuerpos resistentes dispuestos para hacer que las fuerzas mecánicas de la naturaleza realicen trabajo acompañado por movimientos determinados. Es un conjunto de mecanismos dispuestos para transmitir fuerzas y realizar trabajo.

Elemento fijo.- Cualquier eslabón (o eslabones) que estén sujetos en el espacio, sin movimiento en relación con el marco de referencia.

Elasticidad.- El acero se acerca más en su comportamiento a la hipótesis de diseño que la mayoría de los materiales, gracias a que sigue la ley de Hooke hasta esfuerzos bastante altos. Los momentos de inercia de una estructura de acero pueden calcularse exactamente, en tanto que los valores obtenidos para una estructura de concreto reforzado son relativamente imprecisos.

Alta resistencia.- La alta resistencia del acero por unidad de peso implica que será poco el peso de las estructurales, esto es de gran importancia en puentes de grandes claros, en edificios altos y estructuras con malas condiciones de cimentación.

Fuerza Cortante.-Se produce con dirección perpendicular al eje de la viga y su efecto es similar al generado por una tijera al cortar un papel, es decir una fuerza cortante paralela a la cara de la sección de la viga.

Ductilidad.- La ductilidad es la propiedad que tiene un material para deformarse antes de llegar a la rotura.

Tenacidad.- Es la propiedad de un material para absorber energía en grandes cantidades, los aceros estructurales son tenaces, es decir poseen resistencia y ductilidad.

Fatiga.- Estado límite de inicio, crecimiento de fisuras y grietas resultante de la aplicación repetida de cargas variables.

Fractura frágil.- Bajo ciertas condiciones, el acero puede perder su ductilidad y presentarse una fractura frágil en lugares con concentraciones de esfuerzos. Las cargas que generan fatiga junto con temperaturas muy bajas, agravan la situación.

Esfuerzo de fluencia.- Es el esfuerzo máximo que se puede desarrollar en un material sin causar una deformación plástica.

Deformación elástica.- La deformación que se presenta antes del esfuerzo de fluencia.

Deformación plástica.- La deformación que se presenta después del esfuerzo de fluencia, sin incremento de esfuerzo.

Diseño elástico.- El proyectista estima las cargas de trabajo o servicio, es decir las cargas que la estructura tiene que soportar y diseña los miembros estructurales con base en ciertos esfuerzos permisibles. Usualmente son cierta fracción del esfuerzo mínimo de fluencia especificado del acero. Comúnmente para describir este método, el término *diseño por esfuerzos permisibles* es más usado.

ANEXOS

ANEXO 1



PLANCHAS

**PLANCHAS
PL**



REDUCCION DE FRACCIONES DE PULGADAS A MILIMETROS					
PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS
1/128	= 0.20	25/64	= 9.92	27/32	= 21.43
1/64	= 0.40	13/32	= 10.32	55/64	= 21.83
3/128	= 0.60	27/64	= 10.72	7/8	= 22.23
1/40	= 0.64	7/16	= 11.11	57/64	= 22.62
1/32	= 0.79	29/64	= 11.51	29/32	= 23.02
1/25	= 1.02	15/32	= 11.91	59/64	= 23.42
3/64	= 1.19	31/64	= 12.30	15/16	= 23.81
1/20	= 1.27	1/2	= 12.70	61/64	= 24.21
1/16	= 1.59	33/64	= 13.10	61/32	= 24.61
5/64	= 1.98	17/32	= 13.49	63/64	= 25.00
3/32	= 2.38	35/64	= 13.89	1	= 25.40
7/64	= 2.78	9/16	= 14.29	11/10	= 27.00
1/8	= 3.18	37/64	= 14.68	1 1/8	= 28.60
9/64	= 3.57	19/32	= 15.08	18/16	= 30.20
5/32	= 3.97	39/64	= 15.48	1 1/4	= 31.70
11/64	= 4.37	5/8	= 15.88	15/16	= 33.30
3/16	= 4.76	41/64	= 16.27	13/8	= 34.90
13/64	= 5.16	21/32	= 16.67	17/16	= 36.50
7/32	= 5.56	46/64	= 17.07	1 1/2	= 38.10
15/64	= 5.95	11/16	= 17.46	19/10	= 39.70
1/4	= 6.35	45/64	= 17.86	15/8	= 41.30
17/64	= 6.75	23/32	= 18.26	111/16	= 42.90
9/32	= 7.14	47/64	= 18.65	13/4	= 44.40
19/64	= 7.54	3/4	= 19.05	113/16	= 46.00
5/16	= 7.94	49/64	= 19.45	17/8	= 47.60
21/64	= 8.33	25/32	= 19.84	115/16	= 49.20
11/32	= 8.73	51/64	= 20.24	2	= 50.80
23/64	= 9.13	13/16	= 20.64		
3/8	= 9.53	53/64	= 21.03		

DIMENSIONES EN (mm) PESOS			
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG
1220	2440	2	46.74
1220	2440	3	70.10
1220	2440	4	93.47
1500	2440	4	114.92
1220	2440	5	116.84
1500	2440	5	143.66
1800	2440	5	172.39
1220	2440	6	140.21
1500	2440	6	172.39
1800	2440	6	206.86
1220	2440	8	186.94
1500	2440	8	229.85
1800	2440	8	275.82
1220	2440	10	233.68
1500	2440	10	287.31
1800	2440	10	344.77
1220	6000	12	689.54

METODO PRACTICO PARA CALCULAR PESO DE LAS PLANCHAS DE ACERO

NOMENCLATURA
 L = Largo (mm)
 A = Ancho (mm)
 E = Espesor (mm)
 Peso = Kgs.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7.85}{1,000.00}$$

Ejemplo: $(L = 1220\text{mm} \times A = 2440 \text{ mm} \times E = 1,0\text{mm}) \times 7.85$
 $\frac{\quad\quad\quad}{1,000.00} = 23.368 \text{ Kg}$

Fuente: <http://www.dipacmanta.com/descargas.php>

ANEXO 2



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO



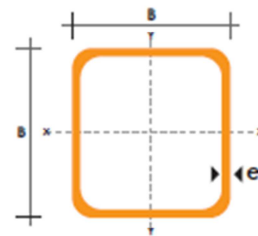
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2.0mm a 3.0mm

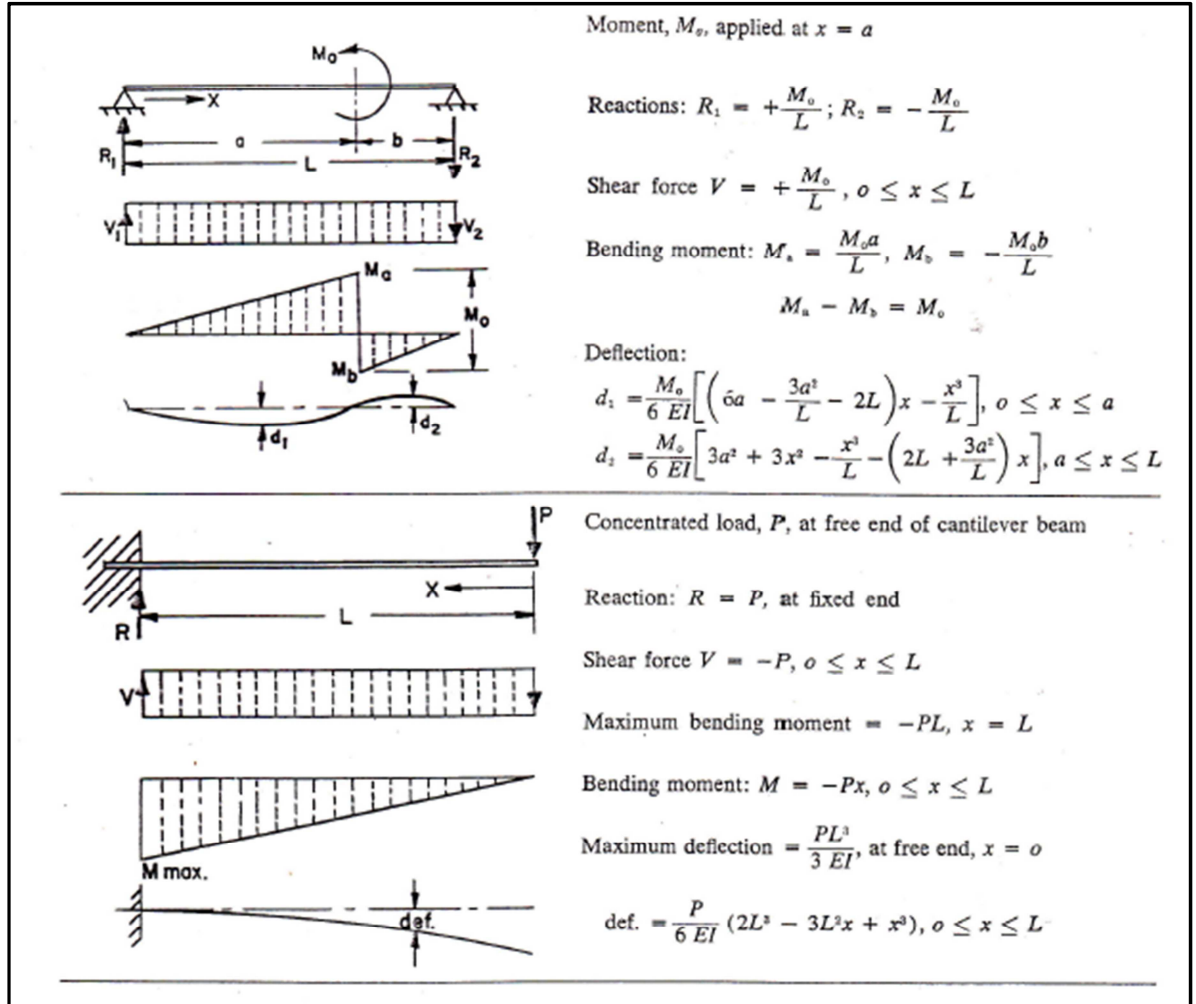


DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



Fuente: <http://www.dipacmanta.com/descargas.php>

ANEXO 3



Fuente: Beam formulas – simply supported beams p. 61

ANEXO 4

Tabla 5-1 LONGITUDES EFECTIVAS DE COLUMNAS

(a) (b) (c) (d) (e) (f)

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna

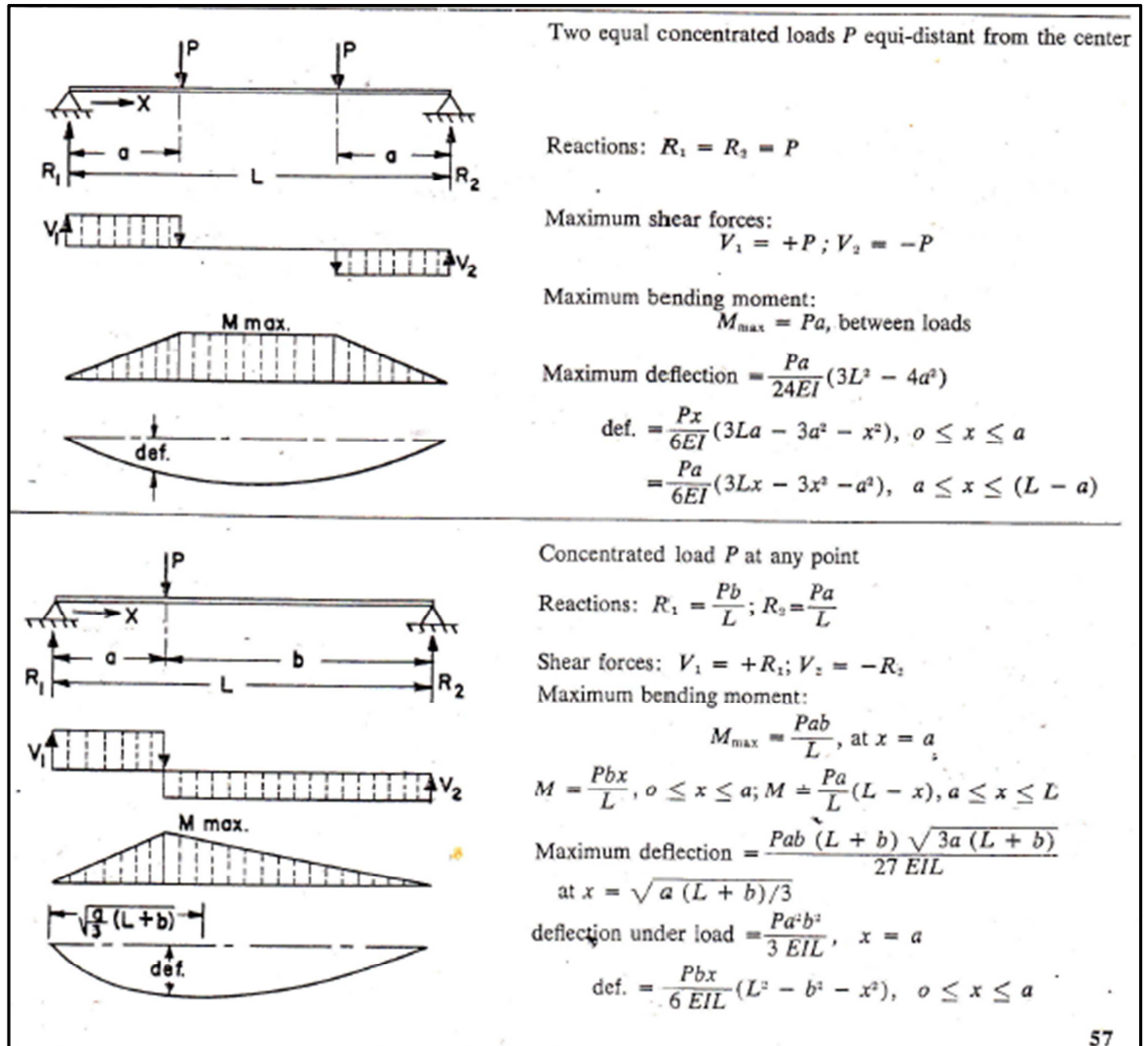
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0

Símbolos para las condiciones de extremo		Rotación y traslación impedidas
		Rotación libre y traslación impedida
		Rotación impedida y traslación libre
		Rotación y traslación libres

Fuente: *Manual of Steel Construction Allowable Stress Design*, del American Institute of Steel Construction, novena edición (Chicago: AISC, 1989), tabla C-C2.1, "Commentary on the Specification for Structural Steel Buildings Allowable Stress Design and Plastic Design", pág. 5-135. Reimpreso con autorización del AISC.

Fuente: McCORMAC, Jack C., Diseño de Estructuras Metálicas, 4ta. Ed., p. 118

ANEXO 5



57

Fuente: Beam formulas – simply supported beams p. 57

ANEXO 6

Tabla 10-6

Diámetros preferidos para alambre para resortes

Fuente: Associated Spring-Barnes Group, *Design Handbook*, Bristol, Conn., 1987, p. 20.

<i>Tamaños métricos, mm</i>			<i>Tamaños en pulgadas, pulg</i>	
Primera opción	Segunda opción	Tercera opción	Primera opción	Segunda opción
0.10			0.004	
	0.11		0.005	
0.12	0.14		0.006	
			0.008	
0.16	0.18		0.010	0.009
0.20	0.22		0.012	0.011
0.25	0.28		0.014	0.013
0.30	0.35		0.016	0.015
0.40	0.45		0.018	0.017
0.50	0.55		0.020	0.019
0.60	0.65		0.022	0.021
	0.70		0.024	
0.80	0.90		0.026	
			0.028	
1.0			0.030	
	1.1			0.031
1.2				0.033
		1.3	0.035	
	1.4		0.038	
1.6	1.8		0.042	0.040
2.0			0.045	
		2.1		0.047
	2.2		0.048	
		2.4	0.051	
2.5			0.055	
		2.6	0.059	
	2.8		0.063	
3.0			0.067	
		3.2	0.072	
	3.5		0.076	
		3.8	0.081	
4.0			0.085	
		4.2	0.092	
	4.5		0.098	
		4.8		0.102
5.0			0.105	
	5.5		0.112	
6.0				0.120
	6.5		0.125	
	7.0			0.130
		7.5	0.135	

Fuente: SHIGLEY, Joseph E., *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ª Edición, México, 2007, tabla E-5, p. 610

ANEXO 7

Tabla 10-5

Constantes A y m de $S_u = A/d^m$ para calcular la resistencia de tensión mínima de alambres para resortes comunes

Fuente: Associated Spring-Barnes Group, Design Handbook, Bristol Conn., 1987, p. 19. En la información gráfica se ajustaron las curvas, se agregaron los costos relativos de la p. 20.

Material	ASTM Núm.	Exponente m	Diámetro pulg	A , kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A , MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre trefilado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

* La superficie es lisa, sin defectos y tiene un acabado brillante y lustroso.

† Tiene escamas ligeras por el tratamiento térmico, que se deben remover antes del galvanizado.

‡ La superficie es lisa y brillante sin marcas visibles.

§ Alambre revenido de calidad para aviones, también se obtiene recocido.

|| Revenido a Rockwell C49, pero se puede obtener sin revenir.

#Acero inoxidable tipo 302.

**Temple CAS10.

Fuente: SHIGLEY, Joseph E., *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ª Edición, México, 2007, tabla E-5, p. 608

ANEXO 8

dimensiones y especificaciones técnicas

DIÁMETRO				
mm	kg/m	kg/6m	kg/9m	kg/12m
8	0,395	2,370	3,555	4,740
10	0,617	3,702	5,553	7,404
12	0,888	5,328	7,992	10,656
14	1,208	7,248	10,872	14,496
16	1,578	9,468	14,202	18,936
18	1,998	11,988	17,982	23,976
20	2,466	14,796	22,194	29,592
22	2,984	17,904	26,856	35,808
25	3,853	23,118	34,677	46,236
28	4,834	29,004	43,506	58,008
32	6,313	37,878	56,817	75,756

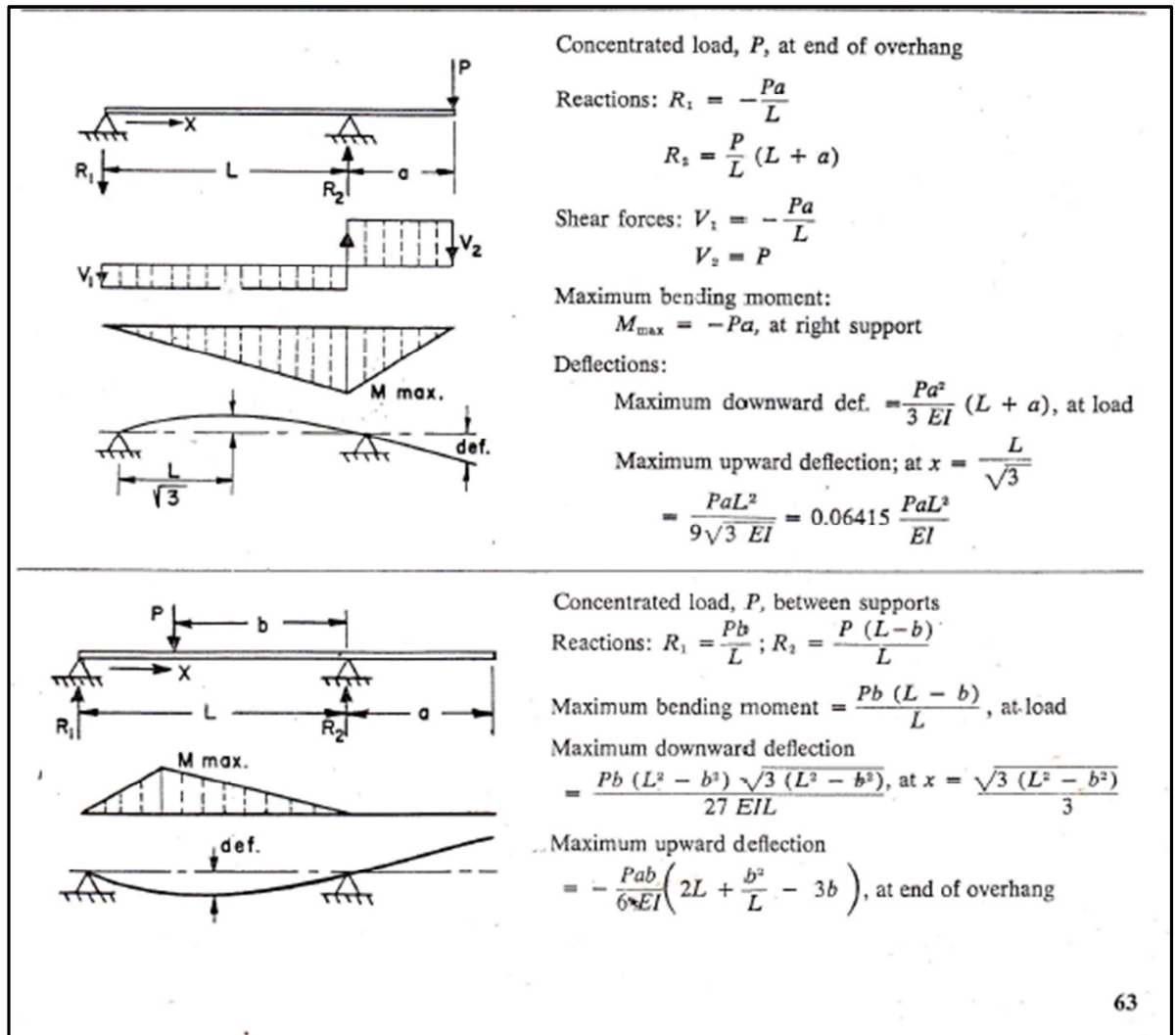
Tolerancia de longitud: + - 50mm

PROPIEDADES MECÁNICAS	daN/mm ² kgf/mm ²		DOBLADO A 180°	
	daN/mm ²	kgf/mm ²	Diámetro nominal (d) mm	Diámetro del mandril
Límite de fluencia mínimo	41,2	42	8 - 18	3d
Límite de fluencia máximo	53,9	55	20 - 25	4d
Resistencia a la tracción mínima	54,9	56	28 - 32	6d
ALARGAMIENTO (%) MÍNIMO CON PROBETA Lo = 200 mm				
Diámetro nominal (mm)			%	
8 - 20			14	
22 - 32			12	

Fuente:

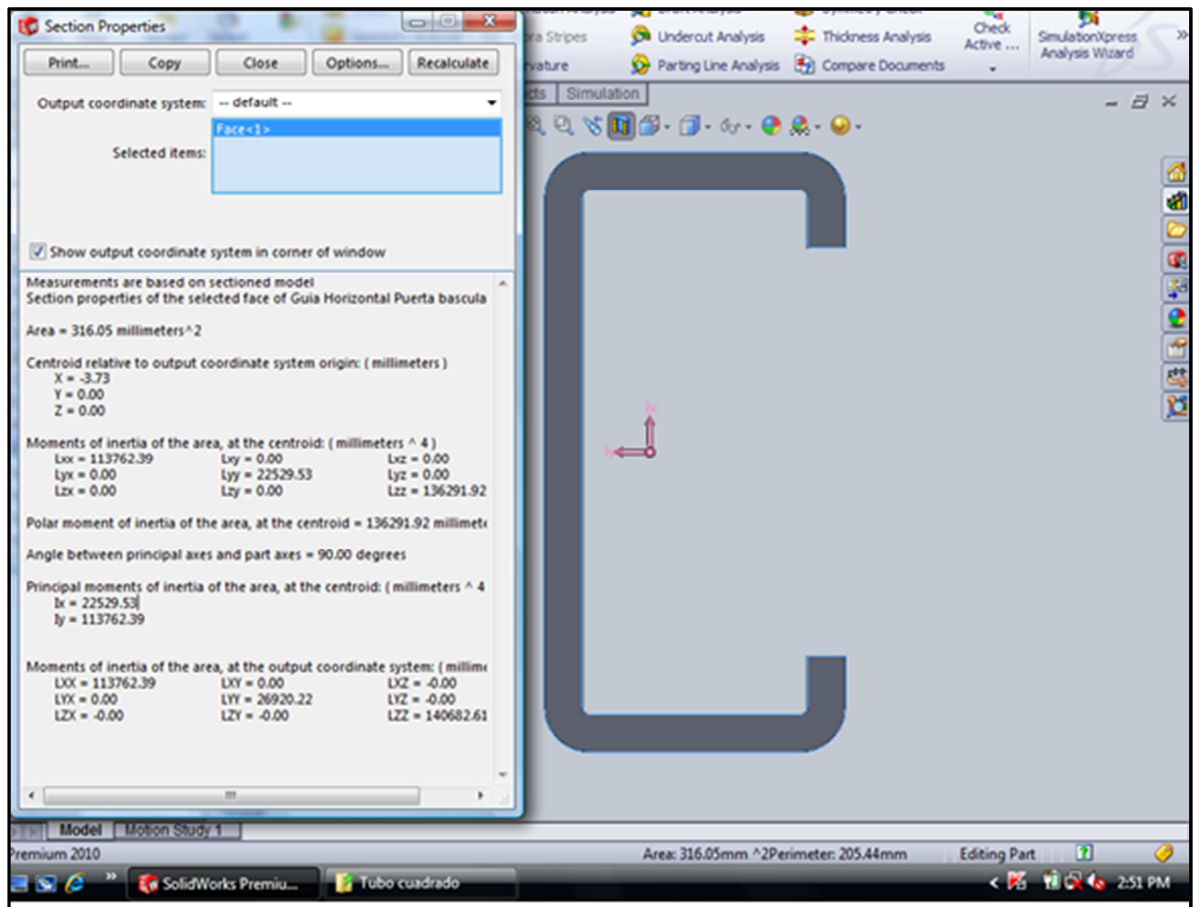
[http://www.adelcaecuador.com/webfinal/index.php?option=com_content&view=article&id=156
&Itemid=108&lang=es](http://www.adelcaecuador.com/webfinal/index.php?option=com_content&view=article&id=156&Itemid=108&lang=es)

ANEXO 9



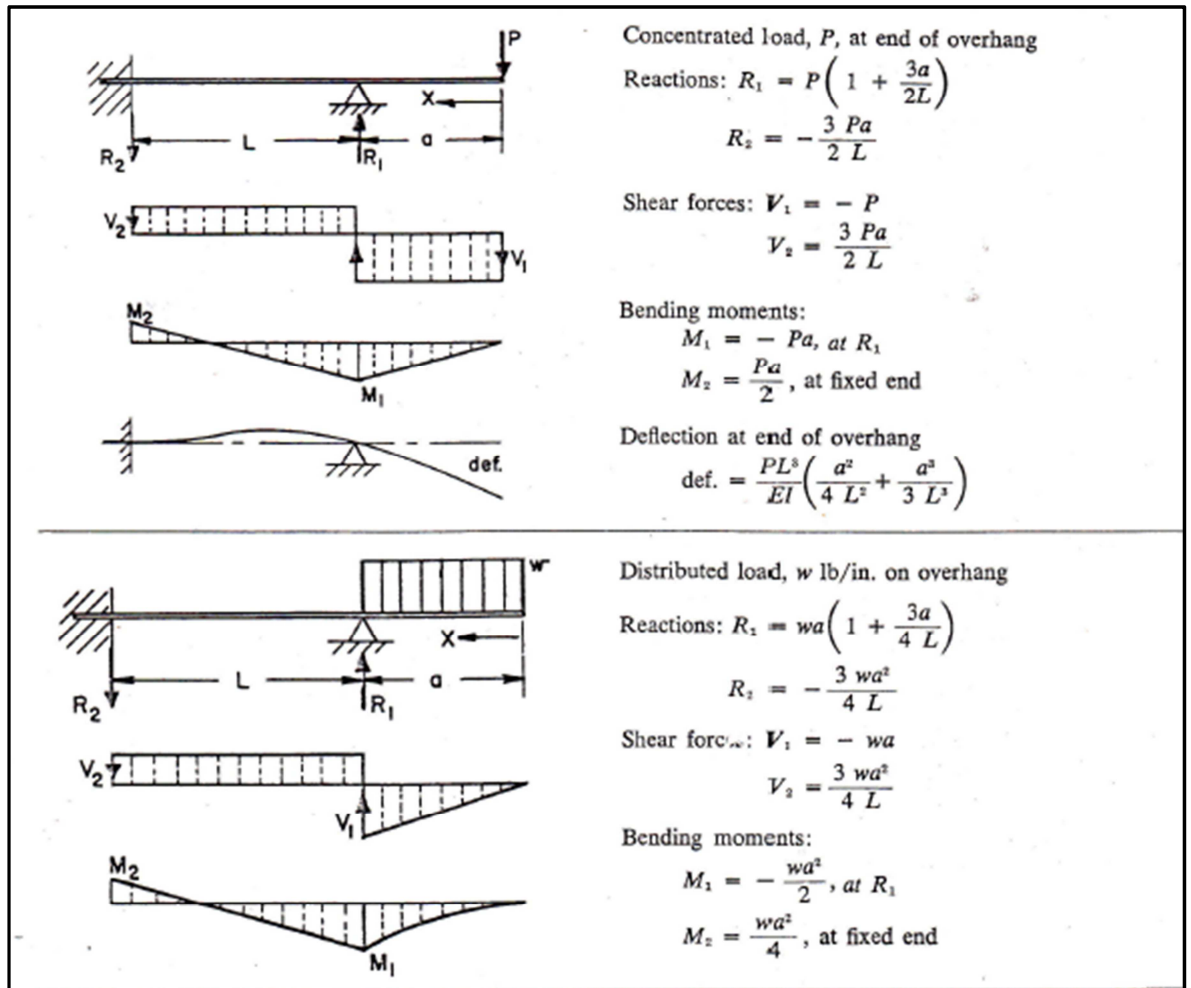
Fuente: Beam formulas – simply supported beams p. 63

ANEXO 10



Fuente: Programa Solidos Works

ANEXO 11



Fuente: Beam formulas – simply supported beams p. 67

ANEXO 12

13-3 DISEÑO DE CONEXIONES ATORNILLADAS

En la construcción de edificios se utilizan dos tipos de conexiones atornilladas:

- **Conexiones tipo apoyo** Se supone que las placas unidas *no* están tan firmemente sujetas como para desarrollar fuerzas de fricción entre las placas que transmitan cargas; por lo tanto, los tornillos se apoyan en los barrenos, y se deberá investigar la falla por apoyo. También podrían ocurrir fallas por cortante y tensión.
- **Conexiones a prueba de deslizamiento crítico** En este tipo de junta se producen fuerzas de sujeción elevadas que evitan el deslizamiento y se requieren técnicas de fabricación cuidadosas para garantizar que las fuerzas de fricción compartan la transmisión de las fuerzas desarrolladas en la conexión.

El diseño de conexiones a prueba de deslizamiento crítico implica muchas variaciones y pasos. Se aconseja que los usuarios consulten las referencias 2 y 3 en cuanto a los detalles. En este capítulo se analizan sólo las conexiones tipo apoyo.

La tabla 13-1 contiene datos de muestra de esfuerzos permisibles en conexiones atornilladas para acero estructural e incluye tres tipos de tornillos: ASTM A307, ASTM A325 y ASTM A490, con resistencias progresivamente incrementadas. Observe la diferencia en el esfuerzo cortante permisible, según si las roscas están o no en el plano de cortante. La figura 13-4 muestra un tornillo de cabeza hexagonal estándar con una parte de su longitud roscada. Se prefiere diseñar la junta de modo que la parte correspondiente al diámetro completo del tornillo quede en el plano de cortante.

Los métodos de analizar modos de falla por cortante, apoyo y tensión se describen a continuación.

Falla por cortante. Se supone que el tornillo se ve sometido a cortante directo cuando se aplica una carga de tensión a una junta, siempre que la línea de acción de la carga pase por el

TABLA 13-1 Esfuerzos permisibles para conexiones estructurales tipo apoyo.*

<i>Tornillos</i>	Esfuerzo cortante permisible				Esfuerzo de tensión permisible	
	Sin roscas en el plano de cortante		Roscas en el plano de cortante			
	ksi	MPa	ksi	MPa	ksi	MPa
ASTM A307	12.0	82.5	12.0	82.5	22.5	155
ASTM A325	30.0	207	24.0	165	45.0	310
ASTM A490	37.5	260	30.0	207	56.5	390
Miembros conectados			Esfuerzo de apoyo permisible		Esfuerzo de tensión permisible [‡]	
Todas las aleaciones			1.20s _y		0.6s _y	





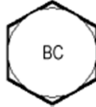
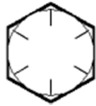



*Especificaciones AISC.

‡Consulte el apéndice A-16 respecto a aceros estructurales.

Fuente: MOTT, Robert, Resistencia de Materiales, 3ª Edición, México, 1996, p. 672

ANEXO 13

Marca para pernos de acero grado ASTM

Designación ASTM	Rango del diámetro [inch]	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]	Material	Marcado de la cabeza
A307	¼ a 4			Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	½ a 1 1 ¹ / ₈ a 1½	85 74	120 105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
A325 tipo 2	½ a 1 1 ¹ / ₈ a 1½	85 74	120 105	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
A325 tipo 3	½ a 1 1 ¹ / ₈ a 1½	85 74	120 105	Acero recubierto, Templado y Revenido	
A354 grado BC				Acero aleado, Templado y Revenido	
A354 grado BD	¼ a 4	120	150	Acero aleado, Templado y Revenido	
A449	¼ a 1 1 ¹ / ₈ a 1½ 1¾ a 3	85 74 55	120 105 90	Acero al carbono, Templado y Revenido	
A490 tipo 1	½ a 1½	120	150	Acero aleado, Templado y Revenido	
A490 tipo 3				Acero recubierto, Templado y Revenido	

Fuente: <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/uniones/union1.html>

ANEXO 14

Linde Gas] **AGA**
Ecuador

Inicio > Información técnica > Corte y soldadura > Numeración de electrodos
Linde Gas

Numeración de electrodos

Tabla de conversión de dureza

Electrodos AGA para recubrimiento de metal duro

Temperaturas de soldeo

Defectos más frecuentes en la soldadura

Hoja de seguridad electrodo revestido para soldadura por arco

Numeración de electrodos

Significado de la Numeración de los Electrodos para Acero Dulce y Baja Aleación

SISTEMA A.W.S - A.5.1 – A 5-5

Prefijos
El prefijo "E" significa "electrodo" y se refiere a la soldadura por arco.

▼ Numeración de electrodos - Resistencia a la tracción

Para los electrodos de acero dulce y los aceros de baja aleación: las dos primeras cifras de un número de cuatro cifras, o las tres primeras cifras de un número de cinco cifras designan resistencia a la tracción:

E-60xx significa una resistencia a la tracción de 60,000 libras por pulgada cuadrada. (42,2 kg./mm²).

E-70xx significa una resistencia a la tracción de 70,000 libras por pulgada cuadrada. (49,2kg./mm²).

E-100xx significa una resistencia a la tracción de 100,000 libras por pulgada cuadrada. (70,3kg./mm²).

▼ Numeración de electrodos - Posiciones para soldar

La penúltima cifra indica la posición para soldar.

Exx1x significa para todas las posiciones.
Exx2x significa posición horizontal o plana.
Exx3x significa posición plana solamente.

▼ Numeración de electrodos - Electrodo de acero inoxidable

Cuando se trate de electrodos de Acero Inoxidable tal como E-308-16:

A – Las tres primeras cifras indican la clase de acero inoxidable.
B - Las dos últimas cifras indican la posición y la polaridad.

▼ Numeración de electrodos - Revestimientos

Para los diferentes tipos de revestimiento nótese que los electrodos tipo:

E-6010 y E-6011 tienen un revestimiento con alto contenido de materia orgánica (celulosa).
E-6013 tienen un revestimiento con alto contenido de óxido de rutilo (titanio).

▼ Numeración de electrodos - C.C.C.A. y polaridad

Interpretación del último dígito

ULTIMO DIGITO	CORRIENTE Y POLARIDAD	ESCORIA	ARCO	PENETRACION
0	- CC+	Orgánica	Enérgico	Mucha
1	CA CC+	Orgánica	Enérgico	Mucha
2	CA CC-	Rutílica	Medio	Mediana
3	CA CC-	Rutílica	Suave	Poca
4	CA CC-	Rutílica	Suave	Poca
5	- CC+	Básica	Medio	Mediana
6	CA CC+	Básica	Medio	Mediana
7	CA CC	Mineral	Suave	Mediana
8	CA CC+	Básica	Medio	Mediana



Páginas más visitadas

1. [Corte y soldadura](#)
2. [Gases Industriales](#)
3. [Aplicaciones corte y soldadura](#)
4. [Aplicaciones químicas](#)

Fuente: <http://www.aga.com.ec>

ANEXO 15

		Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete						Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h	
		Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
		60*	70*	80	90*	100	110*	120	
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca de penetración parcial		18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0	
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal		12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h	
Tamaño del colete h , pulg		Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete, kip/pulg lineal							
1		12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45	
3/8		11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27	
3/4		9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09	
5/8		7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91	
1/2		6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73	
7/16		5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14	
3/8		4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54	
5/16		3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95	
1/4		3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36	
3/16		2.39	2.78	3.16	3.58	3.98	4.38	4.77	
1/8		1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18	
1/16		0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59	


Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta 1/4 inclusivo	1/8
Mayor que 1/4	A 1/2
Mayor que 1/2	A 3/4
Mayor que 3/4	A 1 1/2
Mayor que 1 1/2	A 2 1/4
Mayor que 2 1/4	A 6
Mayor que 6	5/8

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
 * Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.
 * El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.

Fuente: SHIGLEY, Joseph E., Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª Edición, México, 2007, tabla E-5, p. 553

FACTURAS

ANEXO 16



PROVI ACEROS
Cia. Ltda.

Proveedora Villavieja De Aceros Cia. Ltda.
R.U.C. 1792180147001

FACTURA
001-001

Nº 045450

CONTINGENTE ESPECIAL
Resolución No. 025 del 22/12/2009

PRINCIPAL: Telégrafos, Francisco Sales s/ n y Av. Virococclica
Teléfonos: 2271500 - 2272710 - 2271908 - 2270683
Cel: 097-3002983
TUUMBACO - ECUADOR

SUC. 1: Av. El Inca E1432 y de los Nigales
Teléfonos: 2247880 - 2299917 - Celular: 2247990
Cel: 097-300810
QUITO - ECUADOR

SUC. 2: Av. General Cortés en e Isla de la Plata
Teléfonos: 2958800 - 2950393 (Sector San Rafael)
Cel: 097-9228305

Nro: 1010045450

Cliente: **SUNTAXI ALMACHI LUIS EDUARDO**

Fecha: 02/05/2011

Dirección: VIA INTEROCEANICA

Condiciones de pago: CREDITO 02/05/2011

Nº AUT. SRL 1109388257

R.U.C./C.I: 1713898441001

Nota de Entrega: **Credito**

Teléfono: 2898458

Orden de Compra:

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNITARIO	TOTAL
3.00	807520 T. CUADRADO 75 X 2.0 (3 X 2.0) 27.88KG	34.30	102.90
1.00	505006 PLATINA 50 X 6MM (2" X 1/4) 14.13KG	13.98	13.98
1.00	510008 PLATINA 100 X 6MM (4" X 1/4) 28.26KG	33.00	33.00
1.00	205020 CANAL U 50 X 25 X 2 (8.82 KG)	9.85	9.85
2.00	805015 T. CUADRADO 80 X 1.5 (2 X 1.5) 13.93KG	19.10	38.20
3.00	1502515 T. RECTANGULAR 50 X 25 X 1.5 (10.32KG)	14.55	43.55
2.00	190901 ELECTRODOS ESAB 5011 1/8 (KG)	2.00	4.00
1.00	211002 MULTIPRIMERS GRYS GALON (500)	22.19	22.19
5.00	278004 THINER LITRO	1.76	8.80
1.00	180307 DISCO DESS. METAL 7" X 1/4	2.08	2.08
1.00	278702 ENVASE PARA THINER	0.15	0.15
Descuento			0.00
SUBTOTAL USD			277.40
TARIFA 12% I.V.A.			33.29
TARIFA 0% I.V.A.			
FLETE USD			
TOTAL USD			310.69

SON: **TRESCIENTOS DIEZ** con 69/100

DÓLARES


Fecha de Caducidad: 20/Marzo/2012.

Quenón Espinoza y Juan Alvarado, RUC: 17138945482001, Aut: 2732, Fecha Aut: 21/Marzo/2011 - Cel: 090045001 al 090053000.
ORIGINAL: Adquirente - COPIA AMARELLA: Emisor - COPIA CELESTE: Sin derecho a crédito tributario.

PROVIACEROS CIA. LTDA.

COMPRADOR

ANEXO 17

COTIZACION No. 10669		PROVIACEROS CIA. LTDA.						
ESTADO:								
RUC: 1792180147001 - TUMBAGO, FGO SALAS E INTEROCEANICA - Telf(s): 022376663								
CLIENTE: SUNTAXI ALMACHI LUIS EDUARDO		TELF: 2896458	OFERTA VALIDA POR: 0 Dias					
ATENCION: F		RUC: 1713898441001	USUARIO: BOLIVAR					
DIRECCION: VIA INTEROCEANICA		VENDEDOR: L. ARELLANO	FECHA: 02/05/2011					
CODIGO	DESCRIPCION	CANT.	P.V.P	%	%	PVP Und	P.V.TOTAL	
260183	PANEL RESIDENC 4 0.90x2.00 (15)	4.00	25.1000			25.1000	100.40	
260125	PANEL (9) RESIDENCIAL 3 TM 204X90	2.00	25.1000			25.1000	50.20	
260176	PANEL (5) COLONIAL 6 204X90	2.00	25.1000			25.1000	50.20	
260185	PANEL (16) IMC 1/2 LUNA 200X85	2.00	23.5000			23.5000	47.00	
260159	PANEL (63) 24 CUAD DIA/ TRA 204X85	2.00	22.3500			22.3500	44.70	
260149	PANEL EP MIX DIAM 1.04X0.54 (41)	2.00	7.5000			7.5000	15.00	
CONDICIONES DE PAGO:							Sub-Total:	307.50
							0% DESCTO	0.00
							12% IVA	36.90
							TOTAL	344.40
 (r.) Elaborado por		(f) Aprobado por						

ANEXO 18

I.M.C INDUSTRIA METALICA COTOPAXI		AUT. SRI. N° 1109424779	
Culqui Terán José Anibal		F A C T U R A	
RUC. 0500534474001		NEGOCIABLE	
Dirección: Av. Miguel Iturralde Km. 3 1/2 Vía a Mulaíó (San Silvestre)		001-001	Nº 0013546
Teléfono: 03-2262085 - 2262185 / Latacunga		Obligado a llevar contabilidad	
Latacunga, 12/05/2011			
Lugar y fecha de emisión:			
Latacunga, 11/05/2011			
Lugar y fecha de pago:			
Cliente: SUNTAXI ALMACHI LUIS EDUARDO		2896-458-2424-881	
Dirección: CUMBAYA VIA INTEROCEANICA Y LINEA FERREA		Telf:	
R.U.C./C. Ident.: 1713898441001		Guía de remisión:	

CANT	CODIGO	DETALLE	V. UNITARIO	VALOR TOTAL
4.00	17127	PANEL LF 90 TIPO TABLON RECTO 204X100	33.00	132.00


Wilton Lora López Benavides - RUC: 803061624001 - Aut. 1281 - del 13/01 al 14/03
 Fecha Autorización: 20-Marzo-2011 - Cotacachi 20-84020-2012 - Imp. LOPIC2* - Teléfono: 2893649

Sub-total \$	132.00
IVA 0% \$	0.00
IVA 12% \$	15.84
TOTAL \$	147.84

Debo y pagaré de manera incondicional e irrevocable a la orden de José Anibal Culqui Terán la cantidad de
 Detallada en esta Factura negociable en el plazo establecido para realizar el pago.

GERENTE ANIBAL CULQUI
 ACEPTANZA OBLIGADO
 C.I. No.

ANEXO 19



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
 "OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
 Ofrece: Aceros - Angulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y
 Accesorios Inoxidables, Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA 001-001
 R.U.C. 1801252170001 **Nº0083954**
 AUT. S.R.I. 1109455362
 Fecha de Autorización: 06/Abril/ 2011

Cliente: **SUNTAXI EDUARDO**
 Dirección: **CUMBAYA**
 RUC/CI: **1713898441001**
 Telf.: **2896458**

Emisión: **02/06/2011**
 Vence: **02/06/2011**
 Vend.: **6 VIVIANA GRIJALVA**
 Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	P.UNITARIO	D0CT 1	D0CT 2	D0CT 3	PVP-D0CTO	TOTAL
4.500002	RODAMIENTO ACH 6302 ZZ	UN	2.000	1.10	0.00	0.00	0.00	1.10	2.20
4.500	AC. TRANSM. RED. 5/8	KG	0.400	2.60	0.00	0.00	0.00	2.60	1.04

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD
 ACEROS INDUSTRIALES H.G.B.
 ENTREGAR RETENCION MAXIMO EN 3 DIAS

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconvenge el valor total expresado en este documento más los intereses respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Estimese da presentación para el pago así como por falta de este hecho otorgo domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al Jefe de Ejecución verbal sumado a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus ocasionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiere en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por _____
 Recibi Conforme Nombre / CI / Sello _____

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	% Iva
3.24		0.00	3.24	0.39
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar: 3.63		
	0.00			

Los Pinos E7-30 e Ines de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador
 IMPRENTA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157286001 AUT. 3830 Numerado del 0082001 al 0087000 FECHA DE CADUCIDAD: 06/ABRIL/2012

PLANOS