

T
621.815
TAMd

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de un elevador de autos para mantenimiento"

TESIS DE GRADO

Previa obtención del título de:

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Patricio Paúl Tamayo Dávalos

GUAYAQUIL-ECUADOR

Año : 2003



AGRADECIMIENTO

A todas las personas
que de uno u otro
modo colaboraron con
la realización de este
trabajo

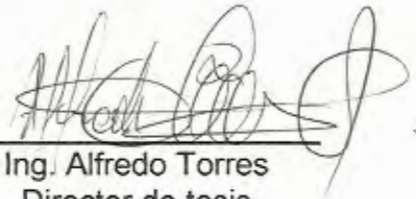
DEDICATORIA

MIS PADRES
A MIS HERMANOS

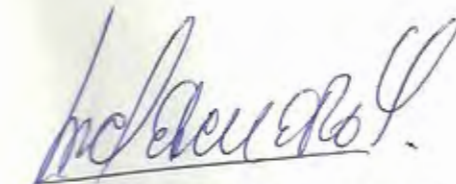
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



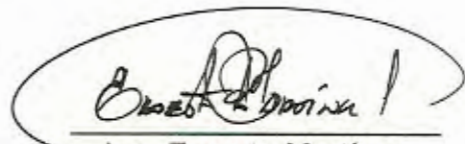
Ing. Francisco Andrade S.
DECANO DE LA FIMCP (e)
PRESIDENTE



Ing. Alfredo Torres
Director de tesis



Ing. Manuel Helguero
VOCAL



Ing. Ernesto Martínez
VOCAL



DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta tesis de grado me corresponde exclusivamente, y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de graduación de la ESPOL)



PATRICIO TAMAYO



RESUMEN

En este trabajo se desarrolla el diseño de un sistema de elevación de automóviles para su mantenimiento, el objetivo de esta tesis es diseñar un sistema de elevación mas accesible al publico, considerando la factibilidad de construcción, y costos de producción.

La realización de este proyecto se baso en la necesidad por parte de pequeños talleres automotrices que no poseen los recursos suficientes para adquirir un elevador de autos de primer nivel, esto hace que sus mecánicos utilicen herramientas no adecuadas para la elevación, debiendo estos trabajar en condiciones incómodas y de poca seguridad, ante esto he elaborado un estudio minucioso de todas los elevadores que se ofertan en el mercado, para luego escoger la mejor solución de diseño que se adapte a sus necesidades, se espera que este proyecto sea viable y rentable para comercializar estas maquinas en pequeños talleres.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE TABLAS.....	XII
ÍNDICE PLANOS.....	XIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
1. ELEVADORES DE AUTOS.....	2
1.1. Antecedentes.....	2
1.2. Tipos de elevadores de autos.....	4
1.2.1. Elevadores de piso.....	4
1.2.2. Elevadores de dos columnas.....	7
1.2.3. Elevadores de cuatro columnas.....	9
1.2.4. Elevadores de tipo tijeras.....	11

CAPITULO 2

2. SELECCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL ELEVADOR A DISEÑAR.....	13
2.1. Selección del elevador a diseñar.....	13
2.2. Funcionamiento del elevador.....	14
2.3. Esquema preliminar del elevador.....	15
2.4. Características iniciales del elevador.....	16

CAPITULO 3

3. ANÁLISIS DEL ELEVADOR.....	18
3.1. Análisis estructural del elevador.....	18
3.1.1. Análisis de viga transversal.....	25
3.1.2. Análisis de viga longitudinal.....	34
3.1.3. Análisis de soportes.....	49
3.1.4. Análisis de brazo voladizo.....	51
3.1.5. Análisis de barra de seguridad.....	56
3.2. Análisis de potencia.....	59

CAPITULO 4

4. DISEÑO DEL ELEVADOR.....	62
4.1. Diseño de la viga transversal.....	63
4.2. Diseño de las vigas longitudinales.....	71
4.3. Diseño de las uniones.....	80

4.3.1. Diseño de uniones empernadas.....	80
4.3.1.1. Diseño de sujetador de brazo voladizo.....	81
4.3.1.2. Diseño de unión en actuador.....	85
4.3.1.3. Diseño de uniones en soportes.....	88
4.3.2. Diseño uniones soldadas.....	93
4.3.2.1. Diseño de soldaduras de horquillas.....	94
4.3.2.2. Diseño de soldadura en viga transversal.....	104
4.3.2.3. Diseño de soldadura en unión de actuador.....	110
4.4. Diseño de brazo voladizo.....	115
4.5. Diseño de soportes.....	120
4.6. Diseño de pernos de anclaje.....	124
4.7. Diseño de la barra de seguridad.....	131
4.8. Selección del sistema hidráulico.....	134

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	137
5.1. Costo de materiales.....	137
5.2. Costo de partes y equipos.....	138
5.3. Costos de manufactura.....	139
5.4. Costos totales de fabricación.....	140

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 141

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

h	Espesor de soldadura de filete
L_b	Longitud de brazo voladizo
L_s	Longitud de barra de seguro
L_t	Longitud de viga transversal
L_v	Longitud de viga longitudinal
L	Longitud de soporte
H	Altura elevación
R_{1x}	Reacción en horquilla trasera en dirección x
R_{1y}	Reacción en horquilla trasera en dirección y
R_{1z}	Reacción en horquilla trasera en dirección z
R_{2x}	Reacción en horquilla delantera en dirección x
R_{2y}	Reacción en horquilla delantera en dirección y
R_{2z}	Reacción en horquilla delantera en dirección z
M_{1x}	Momento en horquilla trasera en dirección x
M_{1y}	Momento en horquilla trasera en dirección y
M_{1z}	Momento en horquilla trasera en dirección z
M_{2x}	Momento en horquilla delantera en dirección x
M_{2y}	Momento en horquilla delantera en dirección y
M_{2z}	Momento en horquilla delantera en dirección z
F	Fuerza en actuador hidráulico
F'	Fuerza en barra de seguro

SIMBOLOGÍA

A	Área
b	Ancho, anchura
c	Distancia al eje neutro
d	Diámetro
E	Modulo de elasticidad
F	Fuerza
G	Centro de gravedad
g	Aceleración de la gravedad
α	Angulo
θ	Angulo
ϕ	Angulo
ω	Velocidad angular
τ	Esfuerzo cortante
η	Factor de seguridad
σ	Esfuerzo axial
L	Longitud
M	Modulo de par o momento
W	Peso
I	Inercia
Pot	Potencia
t	Espesor
S_y	Esfuerzo de fluencia
S_e	Esfuerzo de fatiga
S_{ut}	Esfuerzo ultimo a la tensión





ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1. Silla elevadora de barbero	3
Figura 1.2. Elevador de piso	5
Figura 1.3. Elevador de dos columnas	7
Figura 1.4. Elevador de cuatro columnas	9
Figura 1.5. Elevador tipo tijera	11
Figura 2.1. Diagrama de forma elevador	15
Figura 2.2. Dimensiones preliminares elevador	17
Figura 3.1. Diagrama de cuerpo libre del elevador	19
Figura 3.2. Diagrama de desplazamiento de F y W	20
Figura 3.3. Triangulo ABC	21
Figura 3.4. Diagrama de forma viga transversal	25
Figura 3.5. Fuerza F_x aplicada a viga transversal	26
Figura 3.6. Representación de carga F_x en viga transversal	27
Figura 3.7. Diagrama de momento flector y cortante en viga transversal debida a F_x	29
Figura 3.8. Fuerza F_y aplicada en viga transversal	30
Figura 3.9. Representación de carga F_y en viga transversal	31
Figura 3.10. Diagrama de momento flector y cortante en viga transversal debida a F_y	32
Figura 3.11. Par torsor aplicado en viga transversal	33
Figura 3.12. Diagrama de vigas longitudinales	34
Figura 3.13. Fuerza R_x aplicado a viga longitudinal	35
Figura 3.14. Fuerzas W y R_y aplicado a viga longitudinal	36
Figura 3.15. Representación de carga w y R_y en viga longitudinal	37
Figura 3.16. Diagrama de momento flector y cortante en viga longitudinal debida a W y R_y	39
Figura 3.17. Par torsor M_z aplicado en viga longitudinal	40
Figura 3.18. Representación de carga en viga longitudinal debida a M_z	41

Figura 3.19.	Diagrama de momento flector y cortante en viga longitudinal debida a M_z	42
Figura 3.20.	Par torsor M_y aplicado en viga longitudinal.....	43
Figura 3.21.	Representación de carga M_y en viga longitudinal.....	44
Figura 3.22.	Diagrama de momento flector y cortante en viga longitudinal debido a M_y	46
Figura 3.23.	Momento M_x aplicado a viga longitudinal.....	47
Figura 3.24.	Diagrama de forma de soporte.....	49
Figura 3.25.	Diagrama de cuerpo libre de soporte.....	50
Figura 3.26.	Diagrama de forma de brazo voladizo.....	51
Figura 3.27.	Diagrama de cuerpo libre de brazo voladizo.....	52
Figura 3.28.	Representación de carga en brazo voladizo.....	53
Figura 3.29.	Diagrama de momento flector y cortante para el brazo voladizo.....	55
Figura 3.30.	Diagrama de forma de barra de seguridad.....	56
Figura 3.31.	Diagrama de cuerpo libre de barra de seguridad.....	57
Figura 4.1.	Viga transversal.....	63
Figura 4.2.	Distribución de esfuerzos de flexión en viga transversal producidos por F_x	64
Figura 4.3.	Distribución de esfuerzos de flexión en viga transversal producidos por F_y	65
Figura 4.4.	Distribución de esfuerzos cortantes en viga transversal producidos por M_z	66
Figura 4.5.	Puntos de análisis de esfuerzos en viga transversal.....	67
Figura 4.6.	Viga longitudinal.....	71
Figura 4.7.	Distribución de esfuerzos de tensión en viga longitudinal producidos por R_x	72
Figura 4.8.	Distribución de esfuerzos de flexión en viga longitudinal producidos por W y R_y	73
Figura 4.9.	Distribución de esfuerzos de flexión en viga longitudinal producidos por M_z	74
Figura 4.10.	Distribución de esfuerzos de flexión en viga longitudinal producidos por M_y	75
Figura 4.11.	Distribución de esfuerzos cortantes en viga longitudinal producidos por M_x y W	77
Figura 4.12.	Puntos de análisis de esfuerzos en viga longitudinal.....	77
Figura 4.13.	Unión brazo voladizo.....	81
Figura 4.14.	Diagrama de cuerpo libre del perno sujetador del brazo voladizo.....	82
Figura 4.15.	Unión de actuador.....	85
Figura 4.16.	Diagrama de cuerpo libre de perno en unión de actuador.....	86
Figura 4.17.	Unión de soportes.....	88



Figura 4.18. Fuerzas y momentos aplicados a el perno en la unión de soporte.....	89
Figura 4.19. Fuerzas y pares aplicados a la unión de soportes.....	90
Figura 4.20. Unión en soporte.....	94
Figura 4.21. Fuerzas y momentos en soldadura de horquilla plataforma.....	95
Figura 4.22. Esfuerzo cortante producido por R_{1z}	96
Figura 4.23. Esfuerzo cortante producido por R_{1x}	97
Figura 4.24. Esfuerzo de flexión producido por M_{1x}	98
Figura 4.25. Esfuerzo cortante producido por M_{1y}	100
Figura 4.26. Angulo del esfuerzo cortante producido por M_{1x}	101
Figura 4.27. Unión de viga transversal.....	104
Figura 4.28. Fuerzas y momentos en unión viga transversal.....	105
Figura 4.29. Esfuerzo cortante producido por R_x	106
Figura 4.30. Esfuerzo de flexión producido por M_x	107
Figura 4.31. Ubicación de mensulas en unión actuador.....	110
Figura 4.32. Fuerzas aplicadas en mensulas.....	111
Figura 4.33. Brazo voladizo.....	115
Figura 4.34. Esfuerzo cortante producido por R_{1z}	116
Figura 4.35. Distribución de esfuerzo en brazo voladizo.....	117
Figura 4.36. Soporte.....	120
Figura 4.37. Descomposición de fuerza aplicada en soporte.....	121
Figura 4.38. Vista en corte de los pernos de anclaje.....	124
Figura 4.39. Fuerzas y momentos en pernos de anclaje.....	125
Figura 4.40. Cortante en perno de anclaje producido por M_{1y}	126
Figura 4.41. Tensión en perno de anclaje producido por M_{1x}	127
Figura 4.42. Triangulo de deformaciones.....	128
Figura 4.43. Barra de seguridad.....	131
Figura 4.44. Circuito hidráulico.....	134

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Fuerza actuador para diferentes ángulos.....	24
Tabla 2 Potencia de elevación para diferentes ángulos.....	61
Tabla 3 Esfuerzos resultantes en puntos de análisis.....	68
Tabla 4 Esfuerzos resultantes en puntos de análisis de viga longitudinal.....	78
Tabla 5 Resultados de iteración ecuación 4.11.....	79
Tabla 6 Reacciones que actúan en las uniones.....	80
Tabla 8 Pesos de platinas utilizadas en elevador.....	137
Tabla 9 Partes y equipos utilizados en elevador.....	138
Tabla 10 Costos de manufactura.....	138

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Brazo voladizo
Plano 2	Plataforma
Plano 3	Viga transversal
Plano 4	Viga longitudinal 1
Plano 5	Viga longitudinal 2
Plano 6	Viga longitudinal 3
Plano 7	Horquilla plataforma
Plano 8	Placa refuerzo
Plano 9	Soporte
Plano 10	Placa base
Plano 11	Placa base 1
Plano 12	Placa base 2
Plano 13	Placa base 3
Plano 14	Mensula
Plano 15	Horquilla placa base
Plano 16	Cuña anclaje
Plano 17	Accesorio 1
Plano 18	Accesorio 2
Plano 19	Accesorio 3
Plano 22	Palanca de seguro
Plano 20	Horquilla base
Plano 21	Barra de seguro
Plano 22	Palanca de seguro
Plano 23	Circuito hidráulico
Plano 24	Elevador

INTRODUCCION

El presente trabajo tiene como sentido fundamental ser un aporte al desarrollo de nuestro país, a través de la fabricación de elevadores mas accesibles económicamente por parte de pequeños talleres de mantenimiento automotriz, para ello en el contenido de esta tesis se hace un estudio técnico – económico de un elevador acorde a las necesidades.

La primera parte de este trabajo desarrolla el estudio de la maquina, su funcionamiento y el dimensionamiento de sus componentes para obtener una maquina segura, confiable y de bajo costo, se usara a lo largo del desarrollo de esta tesis programas computacionales tales como Word, Excel, Autocad , etc. para facilitar el desarrollo de la misma.

En la segunda parte de este trabajo se hace un estudio económico para su construcción y se compara con el costo de un maquina producida en el extranjero, de esta forma determinaremos si es rentable la producción de estas maquina en nuestro país.



CAPITULO 1



1. ELEVADORES DE AUTOS

1.1. Antecedentes

En el año de 1924 Peter Lunati, un técnico de automóviles buscaba la manera de reparar autos, el fue inspirado al observar el funcionamiento de elevación de una silla de barbero con aire, por lo que decidió construir una maquina, un año después fabrico el primer elevador de autos hidráulico del mundo.

Así dio comienzo al desarrollo y fabricación de estas maquinas alrededor del mundo, hoy 75 años después podemos ver en el

mercado una gran variedad de estas maquinas cada ves mas durables, potentes y con mayor capacidad de elevación. El prototipo de la maquina que construyo Lunati se muestra en la figura 1.1:

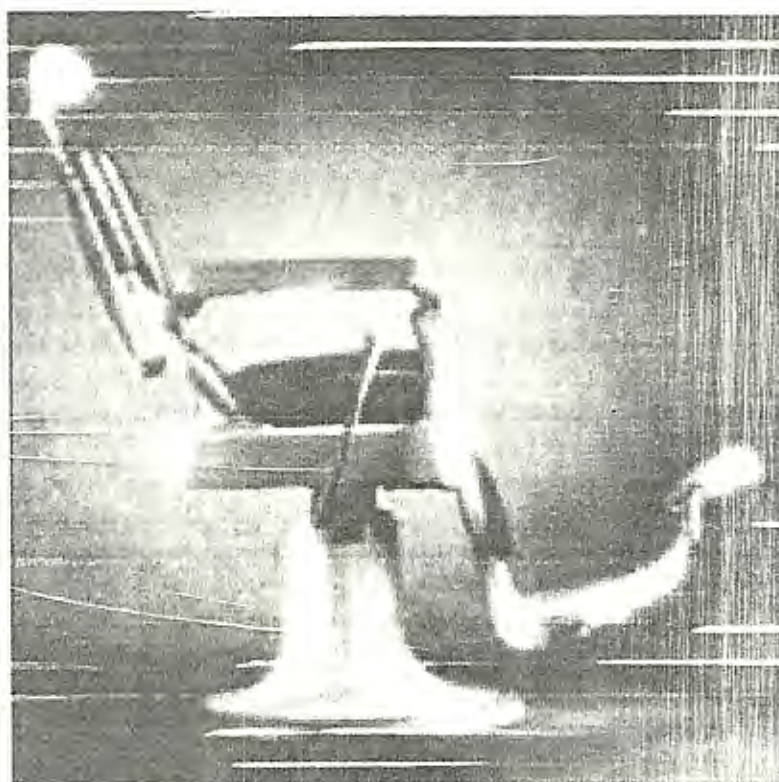


FIGURA 1.1 SILLA ELEVADORA DE BARBERO

Estos se utilizan para trabajos de mantenimiento en las ruedas de un automóvil, como son el balanceo, alineación, el cambio de llantas gastadas y el cambio o rectificación de frenos, etc. Para realizar todos estos mantenimientos conlleva elevar el automóvil unos centímetros por encima del suelo para facilitar su salida, normalmente esto se

realiza con gatas hidráulicas cuando solo son una o dos llantas con las que se va a trabajar, pero en el trabajo de alineación completa las cuatro llantas deben quedar por encima del suelo.

En los tiempos de Lunati los elevadores servían para únicamente cambiar llantas y frenos, hoy existe la alineación de neumáticos un procedimiento de mantenimiento mas complejo pues requiere que el auto permanezca estable y perfectamente nivelado, de lo contrario podría generarse lecturas erróneas y desalinear aun mas las llantas, es aqui donde surge la necesidad de contar con una mecanismo que eleve el auto de manera uniforme, brindando la mayor seguridad posible al operador.

1.2. Tipos de elevadores de autos

Existen varios tipos de elevadores en el mercado, su compra depende de la capacidad de carga, entre los mas comunes podemos describir los de piso, de dos postes, de cuatro postes y de tijera.

1.2.1. Elevadores de piso

Este tipo de elevador es uno de los primeros modelos en ser fabricado, actualmente existen variantes de la maquina que fue ideada originalmente por Lunati, entre las ventajas de este elevador es la sencillez de funcionamiento y operación, en la figura 1.2 se muestra el elevador y sus principales componentes.

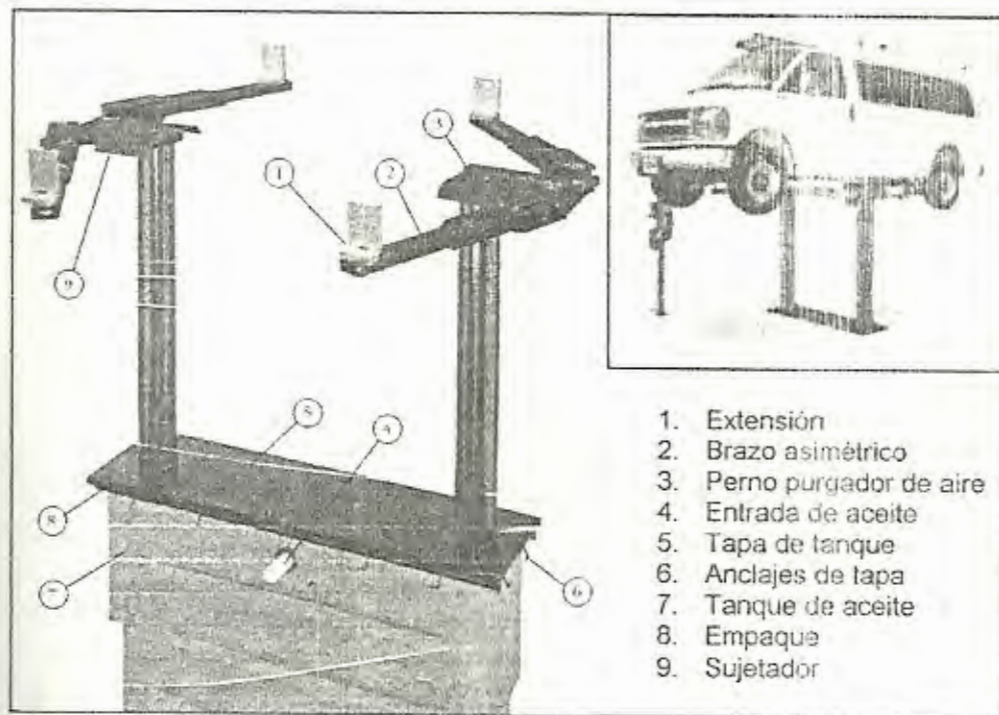


FIGURA 1.2. ELEVADOR DE PISO

El elevador esta formado por actuadores hidráulicos, un tanque de almacenamiento de aceite y un motor electro-hidráulico. Solo el motor no esta instalado bajo el suelo, por lo que una de las ventajas que posee el elevador es el no ocupar demasiado espacio. Este tipo de elevador se usa mucho para lavar autos ya que facilita llegar a rincones bajo el auto que otros elevadores no permiten.

Por otra parte entre las desventajas de este tipo de elevador podemos citar la elevada cantidad de aceite hidráulico que debe contar para su funcionamiento, además requiere instalación bajo el suelo por lo que su mantenimiento es mas complicado con respecto a otros elevadores.

Este elevador tiene una capacidad de 40000 N y puede alzar el auto una altura de 2 metros, su peso es de tan solo 9800 N



1.2.2. Elevadores de dos columnas

El elevador de dos columnas o también llamado asimétrico, consta de dos columnas unidas por una viga, en la figura 1.3 se muestra un elevador y sus principales componentes.

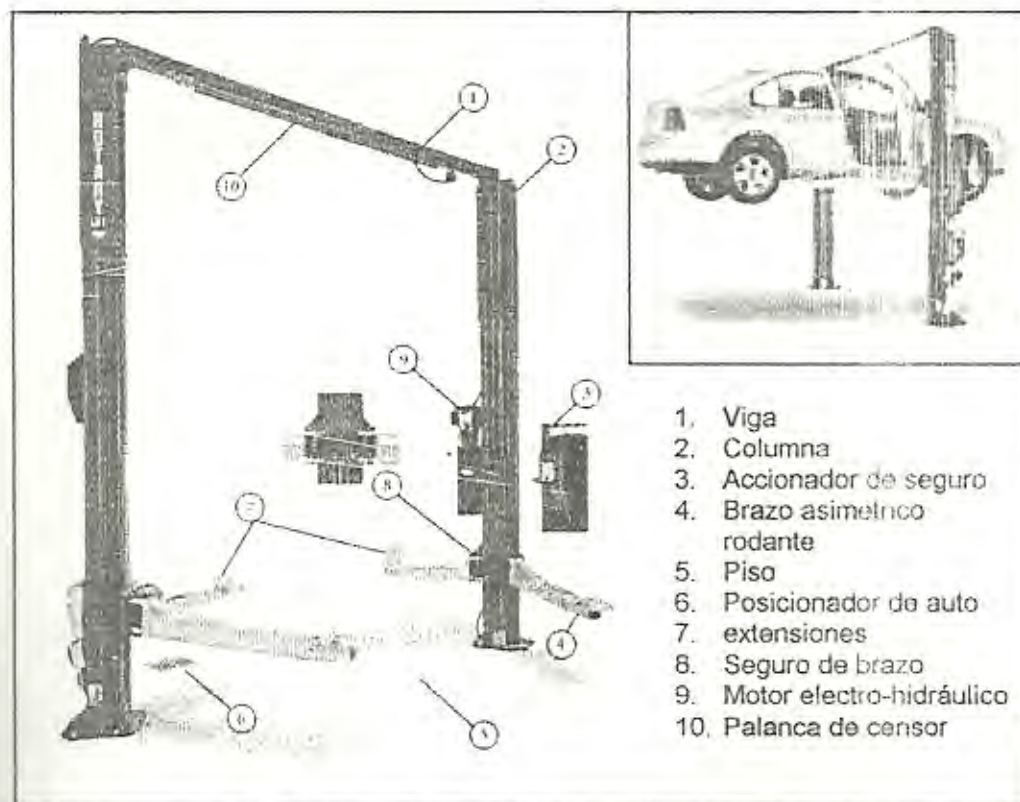


FIGURA 1.3. ELEVADOR DE DOS COLUMNAS

Este elevador consiste en dos columnas por las que se deslizan los brazos asimétricos elevando el auto, estos son impulsados por actuadores hidráulicos dentro de las columnas conectados

por medio de cables de acero. El auto es elevado hasta que la capota mueve la palanca del censor, cuando esto sucede de corta la alimentación al motor y así se evita daños al elevador.

Este tipo de elevadores se usa para levantar autos de 31000 N de peso y dependiendo del modelo pueden haber elevadores con capacidad de hasta 40000 N, su peso varia según el modelo, pero no superan las 7617 N.





1.2.3. Elevadores de cuatro columnas

Este elevador es uno de los de mayor capacidad ofertados en el mercado. En la figura 1.4 se muestra un típico elevador de cuatro columnas.



FIGURA 1.4. ELEVADOR DE CUATRO COLUMNAS

Puede levantar 53000 N de peso hasta una altura de 1.7 metros, lo suficiente para dar acceso debajo del auto y permitir dar servicio. El elevador cuenta además con un actuador hidráulico rodante que se desliza a través de la plataforma, permitiendo así elevar la parte delantera o trasera del auto.

El peso total del elevador es de 11000 N y su precio supera los 10000 dólares.



1.2.4. Elevadores de tipo tijeras

Estos elevadores son llamados de tijeras porque están formados por eslabones cruzados que se unen por pines, la fuerza de elevación la ejerce la armadura articulada sobre el auto. En la figura 1.5 se muestra un elevador.

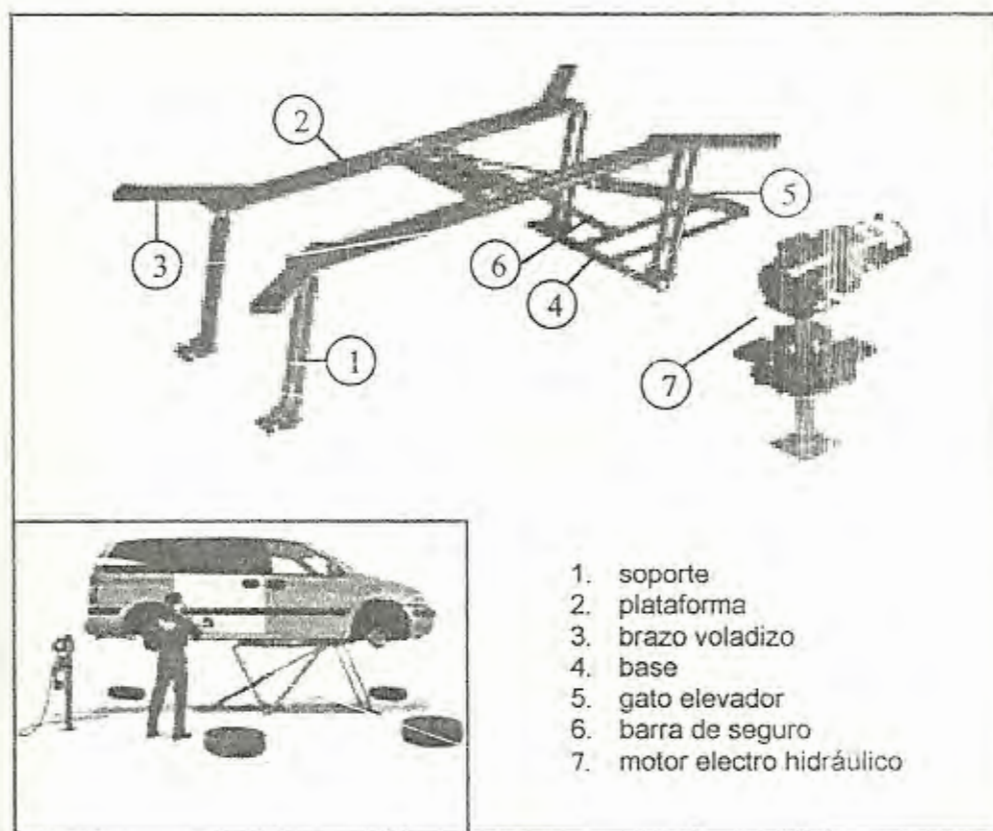


FIGURA 1.5. ELEVADOR TIPO TIJERA

El principio de funcionamiento de este tipo de elevador consiste en levantar el auto mediante una plataforma articulada a una base fija en el suelo, esta plataforma es levantada mediante la expansión de un actuador hidráulico.

Este es el único elevador que eleva el auto no en forma vertical, pues la plataforma al estar articulada a la base sigue una trayectoria circular, es por eso que estos elevadores son también llamados de bajo levantamiento, la altura a la que mueven el auto sobre el suelo no supera los 60 cm.

Estos elevadores tienen capacidad para autos de 30000 N, además son los mas baratos en el mercado y por su poco peso vienen casi ensamblados de fabrica por lo que hace muy fácil su instalación.



CAPITULO 2

2. SELECCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL ELEVADOR A DISEÑAR

2.1. Selección del elevador a diseñar

De los tipos de elevadores que se detallaron en el capítulo anterior selecciono el elevador tipo tijeras como el mecanismo mas factible e idóneo para satisfacer las necesidades de los pequeños talleres automotrices, pues no requiere demasiado espacio ni mantenimiento, además de ser barato es de fácil construcción.

2.2. Funcionamiento del elevador

El funcionamiento del elevador se describe a continuación:

- a. Se coloca el auto sobre encima del elevador
- b. Se colocan los accesorios encima de los brazos voladizos extendidos, estos deben estar bajo los ejes delanteros y traseros a una distancia mínima de 6 cm.
- c. Se enciende el motor hidráulico y el actuador comienza a extenderse levantando la plataforma junto con el auto.
- d. Cuando la plataforma ha alcanzado una altura adecuada se desactiva el motor.
- e. Para seguridad del operador y las personas que estén trabajando bajo el auto se colocara una barra de seguro que detiene el regreso de la plataforma y evita que todo el tiempo el actuador sostenga el auto.
- f. Para bajar el auto se eleva el auto unos centímetros para sacar la barra de seguro, se apaga el motor y el auto bajara por su propio peso.



2.3. Esquema preliminar del elevador

Los elementos básicos del elevador son una plataforma formada por vigas longitudinales, una viga transversal, cuatro soportes oscilantes y cuatro brazos voladizos, todos ellos unidos por articulaciones de pasador para elevar el auto por medio de un actuador, la forma preliminar del elevador se presenta en la figura 2.1.

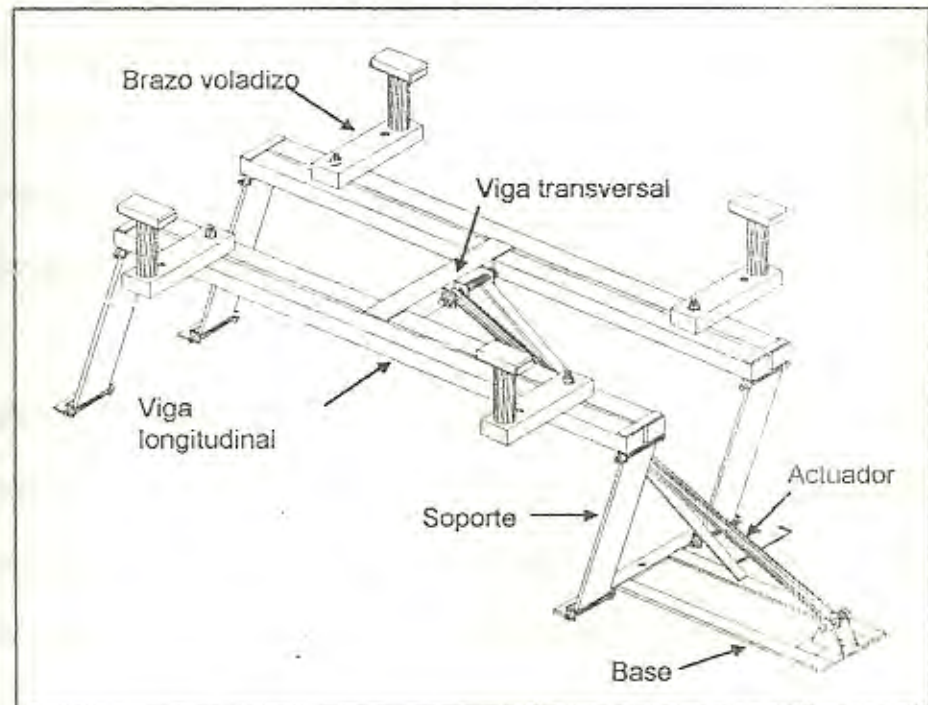


FIGURA 2.1. DIAGRAMA DE FORMA ELEVADOR

Además en el elevador se incluye una barra de seguridad para mantenerlo alzado sobre el suelo sin necesidad de utilizar el actuador.



2.4. Características iniciales del elevador

Para el diseño del elevador se requiere que levante el auto de un peso de 28225.96 N a una altura máxima de $H = 600$ mm sobre el suelo, además contamos con un espacio de 5 m de largo por 2 m de ancho, ya que esta es el área promedio que ocupa un auto pequeño. Dada la geometría del elevador se puede intuir dos condiciones fijas en el elevador, primero que debe haber un ángulo inicial de elevación de los soportes que debe ser diferente de cero, y segundo el ángulo final de elevación por seguridad no debe ser igual a 90° , por que provocaría inestabilidad en la estructura, es decir el ángulo de elevación debe estar entre 0° y 90° sin incluir estos valores.

Las dimensiones del elevador esta en función del peso, distancia entre ejes del auto y la distancia entre ruedas. Las dimensiones promedio de los autos de mayor venta en el mundo son: distancia entre ejes 2756 mm y distancia entre ruedas 1473 mm, para nuestros cálculos se utilizara una distancia entre ejes de 2000 mm ya que en nuestro medio los autos a elevar son pequeños, esta longitud es aproximadamente la longitud de la plataforma, y distancia entre ruedas que es aproximadamente el ancho del elevador no varia demasiado de un auto a otro por lo tanto se toma el promedio de

1500 mm. Si la longitud de los brazos voladizos se establece en $L_b = 400$ mm la longitud de la viga transversal sería $L_t = 1500 - 2 \cdot 400 = 700$ mm, sin embargo establezco la longitud en $L_t = 600$ mm ya que debe haber espacio para las vigas longitudinales que deben ir soldadas a la viga transversal. En la figura 2.2 se observa las longitudes preliminares de los principales elementos del elevador.

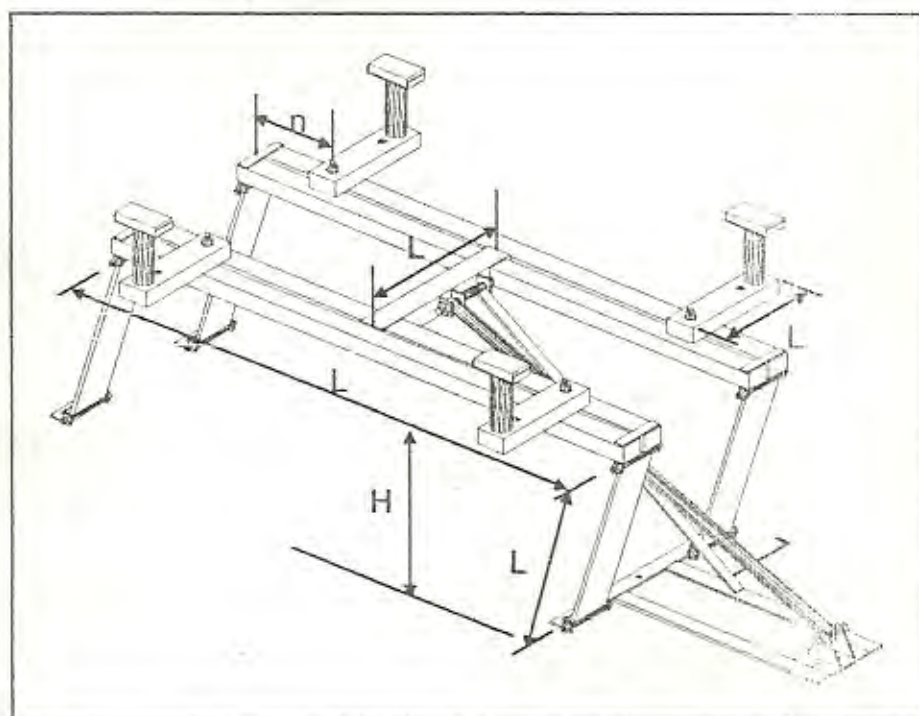


FIGURA 2.2 DIMENSIONES PRELIMINARES ELEVADOR

La sección transversal de los elementos se determinará por el diseño de dichos elementos.

CAPITULO 3

3. ANÁLISIS DEL ELEVADOR



3.1. Análisis estructural del elevador

El análisis estructural del elevador involucra hallar de forma analítica todas las fuerzas y momentos a los que están sometidos los principales elementos del elevador, primero se comienza con un análisis en conjunto de todos los elementos del elevador. luego un análisis mas detallado en cada elemento por separado, todos estas fuerzas y momentos que se determinaran, servirán mas adelante para diseñar cada elemento, se inicia el análisis haciendo el diagrama de cuerpo libre del elevador como se muestra en la figura 3.1.

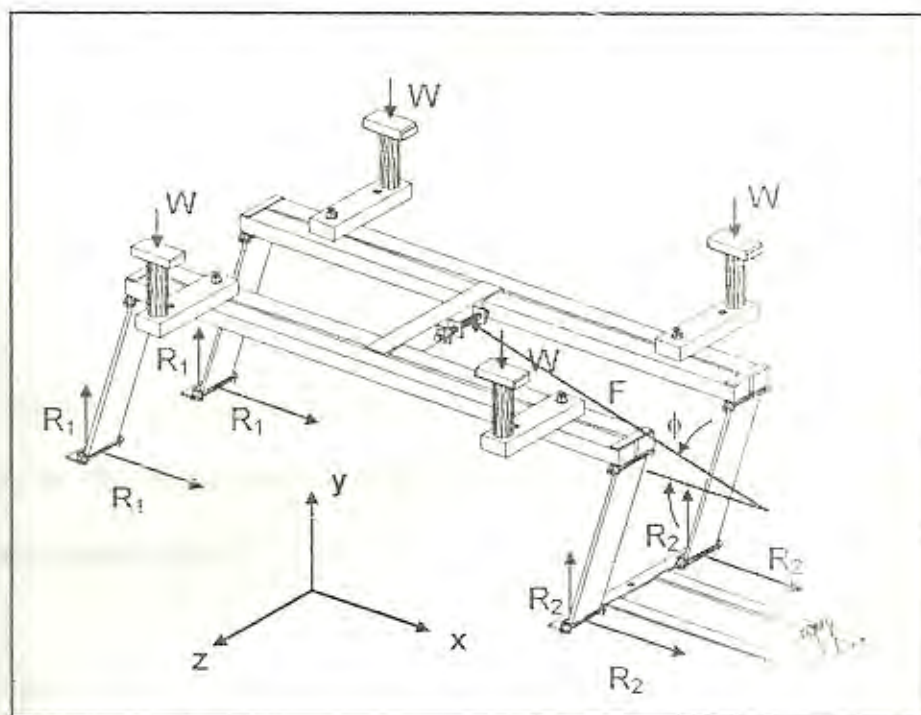


FIGURA 3.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ELEVADOR

La estructura es estáticamente indeterminada, pues existen 10 incógnitas y tan solo se puede plantear 5 ecuaciones, pero se puede hallar F por un método de la estática denominado trabajo virtual que es ideal para máquinas. El método del trabajo virtual establece que si a un sistema de sólidos rígidos unidos están en equilibrio por la acción de varias fuerzas externas y se le da un desplazamiento arbitrario a partir de esa posición, el trabajo total realizado por esas fuerzas durante el desplazamiento será igual a cero. Se comienza el análisis hallando el valor de las cargas W , el auto pesa 28225.96N, todo el

peso del auto esta asentado uniformemente sobre los cuatro brazos voladizos por lo tanto cada brazo soporta:

$$W_{\text{brazos}} = \frac{W_{\text{auto}}}{4} = \frac{28225.96 \text{ N}}{4} = 6668.9 \text{ N}$$

Los desplazamientos de la fuerza F y W se producen a través del plano xy , las reacciones no realizan trabajo, en la figura 3.2 se observa el desplazamiento de F y W .

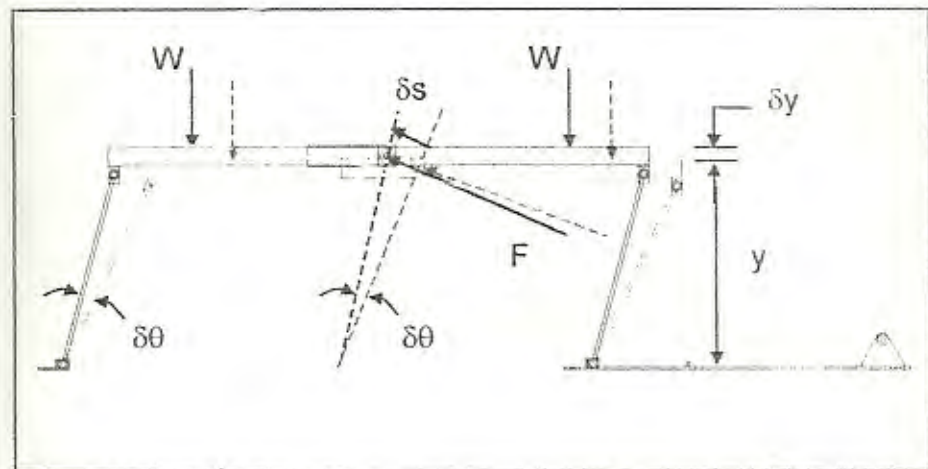


FIGURA 3.2. DIAGRAMA DE DESPLAZAMIENTO DE F Y W

Si se denota y como el desplazamiento vertical de la plataforma y s como la longitud del actuador se tiene:

$$\delta U = -2W * \delta y - 2W * \delta y + F * \delta s = 0 \quad (3.1)$$

Para expresar δs y δy en términos de $\delta\theta$ se debe hacer uso de la geometría y relaciones trigonométricas, en la figura 3.3 se observa el triángulo formado por las líneas rojas que unen los puntos A, B, C.

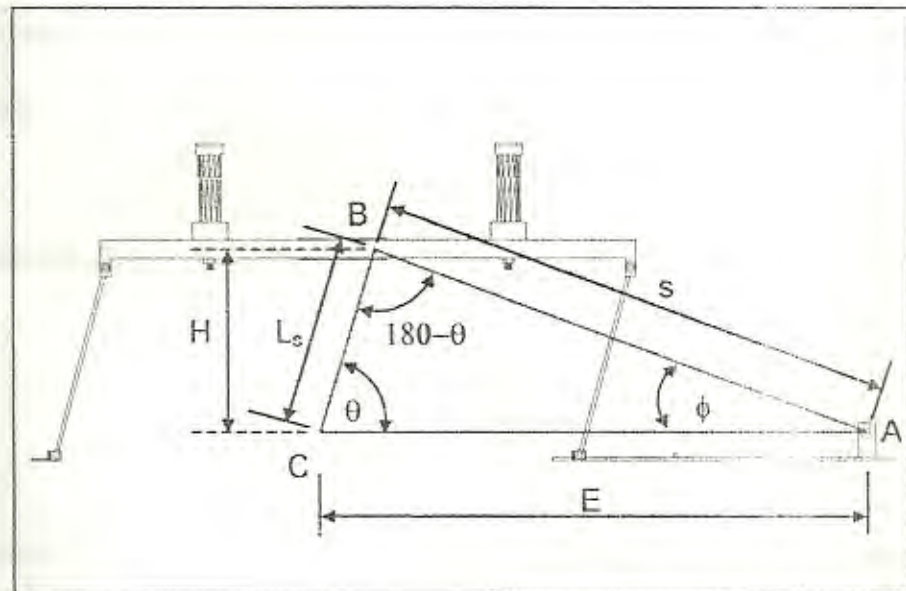


FIGURA 3.3. TRIANGULO ABC

La distancia BC es constante y la llamare L_s , esta es aproximadamente la longitud de los soportes, la distancia entre los puntos B y A es variable ya que representa la longitud del actuador cuando se expande o se retrae, a esta distancia la llamare s , por ultimo esta la distancia entre los puntos A y C que también es constante y la llamare E, la altura del triangulo es H y es aproximadamente la altura máxima que el elevador alcanza al elevar

el auto, y se la ha establecido en 600 mm, el desplazamiento vertical se lo expresa en términos del desplazamiento angular.

$$\begin{aligned}y &= AB * \text{sen}\theta = L_s * \text{sen}\theta \\ \delta y &= L_s * \cos\theta * \delta\theta \quad (3.2)\end{aligned}$$

Para expresar también δs en términos de $\delta\theta$ se utiliza la ley del coseno:

$$s^2 = L_s^2 + E^2 - 2 * E * L_s * \cos\theta$$

Diferenciando,

$$\begin{aligned}2 * s * \delta s &= -2EL_s * (-\text{sen}\theta) * \delta\theta \\ \delta s &= \frac{EL_s * \text{sen}\theta * \delta\theta}{\sqrt{L_s^2 + E^2 - 2EL_s \cos\theta}} \quad (3.3)\end{aligned}$$

Al sustituir las ecuaciones 3.2 y 3.3 en la ecuación 3.1, y al despejar F se tiene:

$$\begin{aligned}-2W * L_s * \cos\theta * \delta\theta + -2W * L_s * \cos\theta * \delta\theta + F * \frac{EL_s * \text{sen}\theta * \delta\theta}{\sqrt{L_s^2 + E^2 - 2EL_s \cos\theta}} &= 0 \\ -4W * L_s * \cos\theta * \delta\theta &= -F * \frac{EL_s * \text{sen}\theta * \delta\theta}{\sqrt{L_s^2 + E^2 - 2EL_s \cos\theta}} \\ F &= \frac{4 * W * \cot\theta * \sqrt{L_s^2 + E^2 - 2EL_s \cos\theta}}{E} \quad (3.4)\end{aligned}$$

Los valores de E y L_s se obtienen al dar valores iniciales a los ángulos θ y ϕ , estos valores se establece en 10° para θ y de 5° para ϕ . Cuando θ vale 75° se alcanza la altura máxima de elevación, y esta altura la he

establecido en 600 mm por lo tanto $H = 0.6$ m. De la figura 3.3 se tiene:

$$L_s = \frac{H}{\text{sen}\theta} = \frac{600 \text{ mm}}{\text{sen}75} = 621.2 \text{ mm}$$

Al aplicar la ley del seno en el triangulo se tiene

$$\begin{aligned} \text{sen}(\theta + \phi) &= \frac{E * \text{sen}\phi}{L_s} \\ E &= \frac{L_s * \text{sen}(\theta + \phi)}{\text{sen}\phi} \\ E &= \frac{621.2 * \text{sen}(15)}{\text{sen}(5)} = 1845 \text{ mm} \end{aligned}$$

Los valores de E y L_s se introducen en la ecuación de 3.14 para calcular la fuerza ejercida por el actuador (F), esta solo está en función del ángulo de elevación de los soportes es decir θ , hay que observar que el ángulo de elevación no debe ser igual a cero porque la fuerza sería infinitamente mayor, físicamente la plataforma no se elevaría y el actuador dañaría todas las uniones.

Introduzco estas ecuaciones en la hoja electrónica Excel para calcular la fuerza ejercida por el actuador en diferentes ángulos, y en la tabla se muestran los resultados.

TABLA 1
FUERZA ACTUADOR PARA DIFERENTES ÁNGULOS

Ángulos (grados)	Fuerza actuador (N)
10	101510.641
15	67736.845
20	50809.260
25	40575.372
30	33643.294
35	28554.014
40	24574.281
45	21294.013
50	18465.012
55	15927.441
60	13572.854
65	11324.102
70	9123.668
75	6926.466

Estos resultados indican que la fuerza que ejerce el actuador es alta al comienzo de la elevación pero van disminuyendo a medida que el ángulo se incrementa, para los cálculos de diseño establezco un ángulo inicial de elevación de 10° .

3.1.1. Análisis de la viga transversal

La viga transversal es una barra rectangular a la cual se sueldan las vigas longitudinales, además esta conectada a ella el actuador. En la figura 3.4 se muestra el diagrama de forma de la viga transversal.

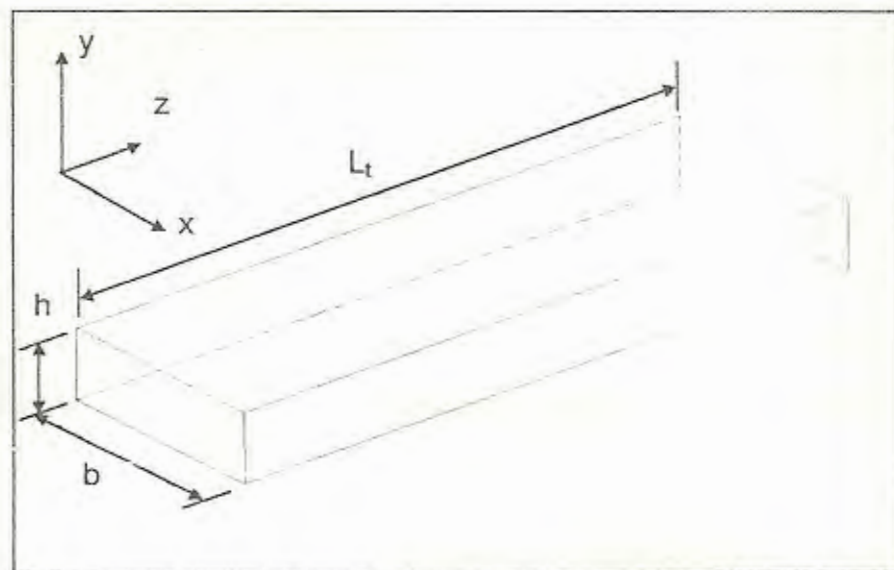


FIGURA 3.4. DIAGRAMA DE FORMA VIGA TRANSVERSAL

Sobre la viga transversal actúa la fuerza F que es producida por el actuador, la fuerza está aplicada en la mitad de la longitud de la viga y en la mitad de su altura, la fuerza F se descompone en sus componentes X y Y y se determina las reacciones que producen en cada apoyo.

La primera componente que se analiza esta en el eje X, en la figura 3.5 se muestra esta componente y las reacciones que produce.

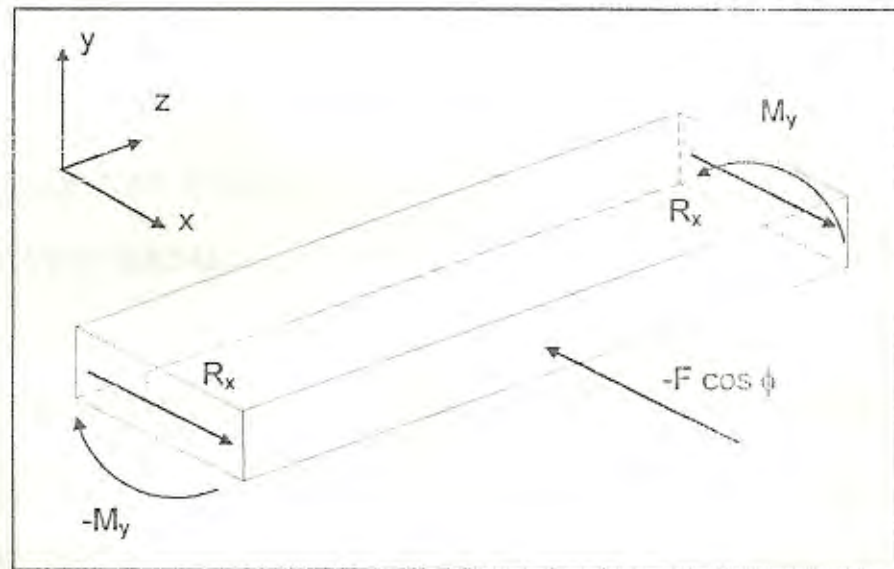


FIGURA 3.5. FUERZA F_x APLICADA A VIGA TRANSVERSAL

La fuerza $F \cos \phi$ se encuentra aplicada en la mitad de la viga y en la mitad de espesor de la viga, la viga esta empotrada en sus apoyos, para hallar las reacciones se calcula y traza las ecuaciones de fuerza cortante y momento flexionante para la viga cargada como se representa la condición de carga de la viga transversal en la figura 3.6:

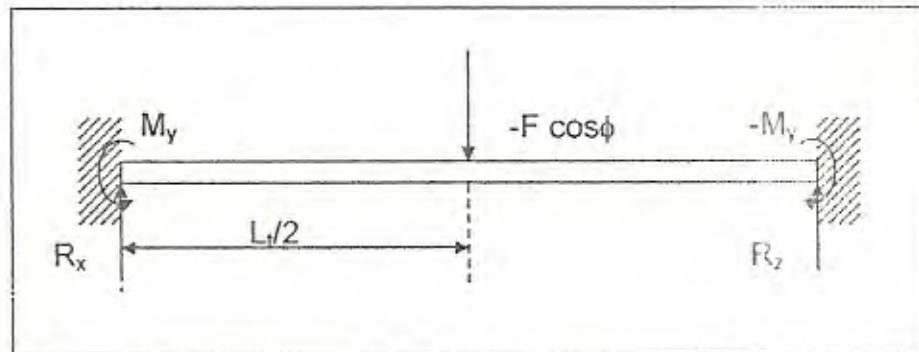


FIGURA 3.6. REPRESENTACIÓN DE CARGA F_x EN VIGA TRANSVERSAL

La viga es estáticamente indeterminada, por lo que se usa el método de doble integración para hallar las reacciones, por simetría las reacciones y los momentos en los extremos son iguales, para hallar M_y y R_x se aplica la ecuación diferencial de la elástica en función de la ecuación general de los momentos y se integra dos veces:

$$EI \frac{d^2 x}{dz^2} = M_y + R_x * z - F \cos \phi * (z - L/2)$$

$$EI \frac{dx}{dz} = M_y * z + \frac{R_x * z^2}{2} - \frac{F \cos \phi * (z - L/2)^2}{2} + C_1$$

$$EIx = \frac{M_y * z^2}{2} + \frac{R_x * z^3}{6} - \frac{F \cos \phi * (z - L/2)^3}{6} + C_1 * z + C_2$$

Para determinar las constantes de integración se usa las condiciones de borde, la pendiente y la deflexión, sus valores son cero en los apoyos, cuando $z=0$, $dx/dz=0$ y $x=0$ lo que da $C_1=0$ y $C_2=0$, para $z=L$ se sustituye y se obtiene:

$$0 = M_y * L_t + \frac{R_x * L_t^2}{2} - \frac{F \cos \phi * (L_t - L_t/2)^2}{2}$$

$$0 = \frac{M_y * L_t^2}{2} + \frac{R_x * L_t^3}{6} - \frac{F \cos \phi * (L_t - L_t/2)^3}{6}$$

Este sistema de ecuaciones se reduce y se halla el valor de R_x y M_y .

$$M_y = \frac{F * \cos \phi * L_t}{8} \quad (3.5)$$

$$R_x = F * \cos \phi / 2 \quad (3.6)$$

Con las reacciones se puede plantear las ecuaciones de momento flector y de cortante.

$$EI \frac{d^2 x}{dz^2} = \frac{F * \cos \phi * L_t}{8} + \frac{F * \cos \phi * z}{2} - F \cos \phi (z - L_t/2)$$

$$EI \frac{d^3 x}{dz^3} = \frac{F * \cos \phi}{2} - F \cos \phi (z - L_t/2)^0$$

Con estas ecuaciones se grafica los diagramas de momento flector y de cortante, la figura 3.7.

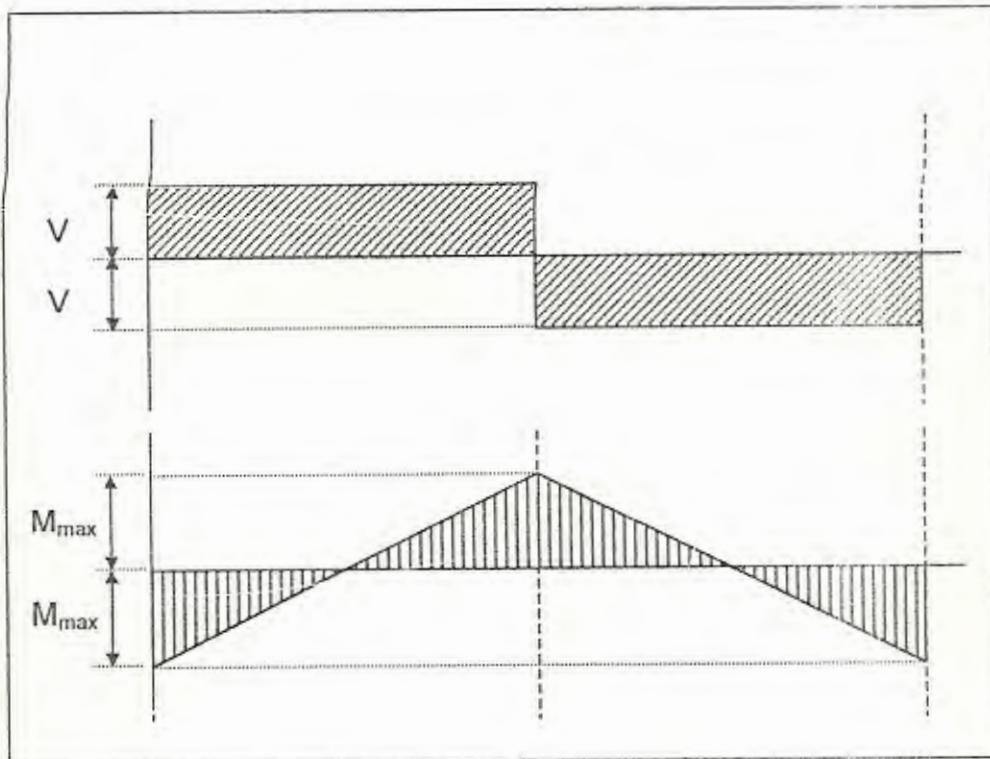


FIGURA 3.7. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR Y CORTANTE EN VIGA TRANSVERSAL DEBIDA A F_x

Los momentos y cortantes máximos son:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot \cos \phi \cdot L_x}{8} \quad (3.7)$$

$$V_{\max} = F \cdot \cos \phi / 2 \quad (3.8)$$

La componente vertical de la fuerza de F se traslada al centroide de la sección transversal de la viga, para el análisis se coloca en el centroide un par de fuerzas de magnitud $F \text{ sen } \phi$ y se traslada la componente al centroide, en la figura 3.8 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga que produce $F \text{ sen } \phi$ al pasar por el centroide.

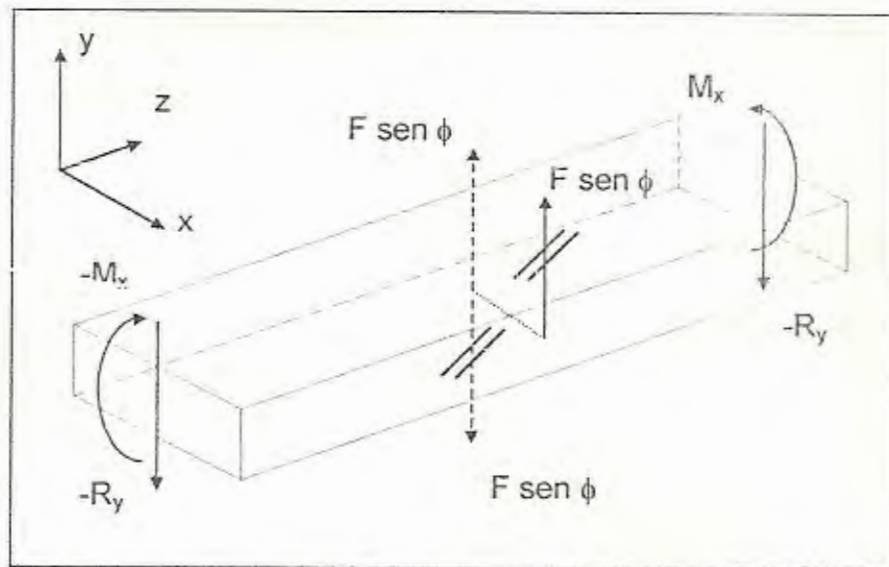


FIGURA 3.8. FUERZA F_y APLICADA EN VIGA TRANSVERSAL

La representación condición de carga de la viga para la fuerza F_y se muestra en la figura 3.9:

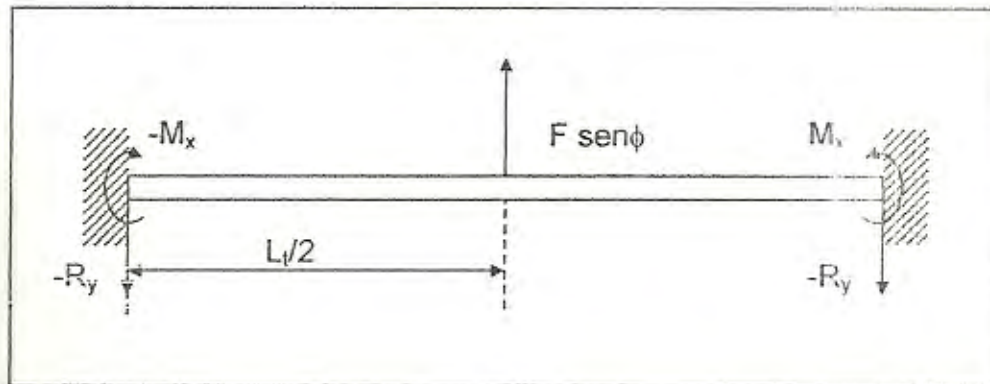


FIGURA 3.9. REPRESENTACION DE CARGA F_Y EN VIGA TRANSVERSAL

Los valores de las reacciones y momentos es calculado con la misma formula del caso anterior con la diferencia de que tendrán dirección en el eje Y,

$$M_x = \frac{F * \text{sen}\phi * L_t}{8} \quad (3.9)$$

$$R_y = -F * \text{sen}\phi / 2 \quad (3.10)$$

Con las reacciones se plantea las ecuaciones de momento flector y de cortante.

$$EI \frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{F * \text{sen}\phi * L_t}{8} + \frac{F * \text{sen}\phi * z}{2} - F * \text{sen}\phi (z - L_t / 2)$$

$$EI \frac{d^3 y}{dz^3} = \frac{F * \text{sen}\phi}{2} - F * \text{sen}\phi (z - L_t / 2)^0$$

Los diagramas de momento y de cortante son similares al los anteriores en la figura 3.10 se muestran:

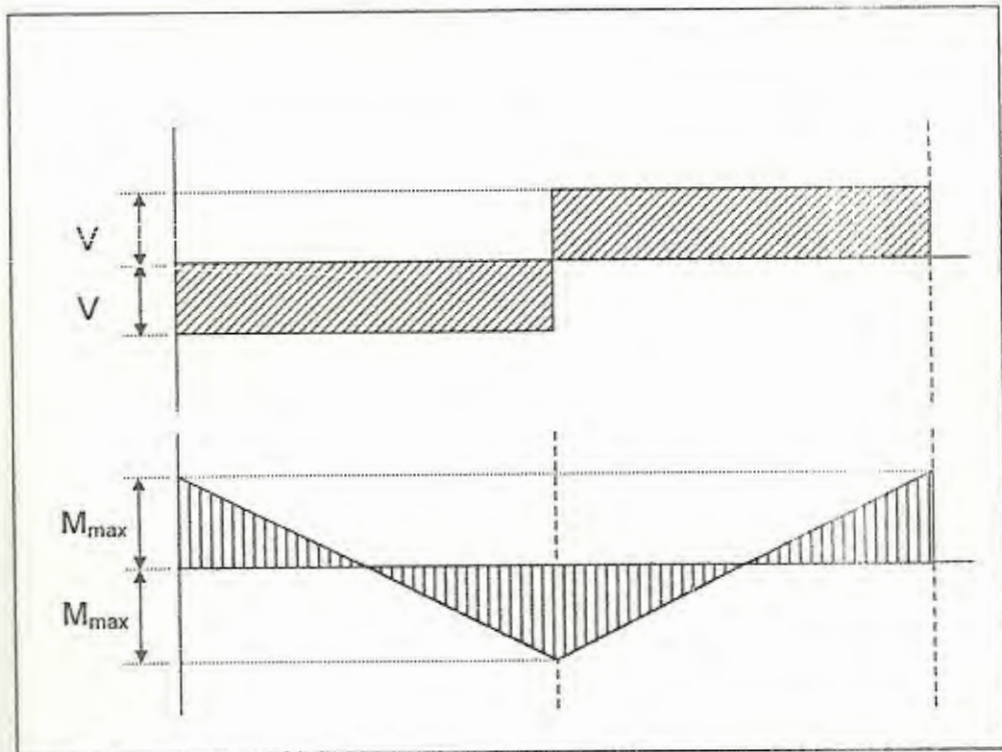


FIGURA 3.10. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR Y CORTANTE EN VIGA TRANSVERSAL DEBIDA A F_y

Los momentos y cortantes máximos son:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot \text{sen}\phi \cdot L_c}{8} \quad (3.11)$$

$$V_{\max} = F \cdot \text{sen}\phi / 2 \quad (3.12)$$

Por ultimo se tiene el par torsor aplicado a la viga transversal, esta torsión es debida a la fuerza vertical de F que no pasa por el centroide de la sección transversal en la viga, en la figura 3.11 se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga sujeta al par torsor $F \text{ sen } \phi$.

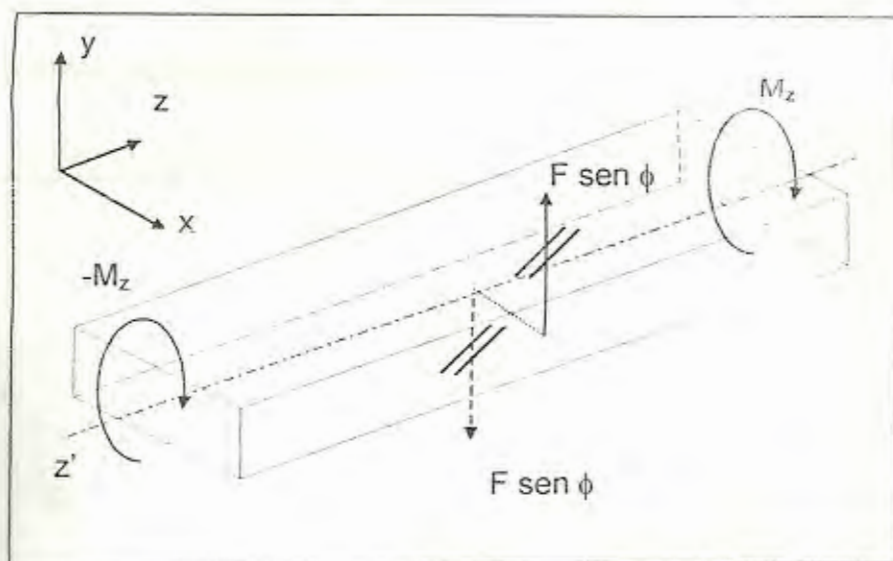


FIGURA 3.11. PAR TORSOR APLICADO EN VIGA TRANSVERSAL

El valor de la reacción M_z se halla por equilibrio de momentos alrededor del eje de z' como se muestra en la figura 3.11:

$$\Sigma M = \Sigma M_i + M_i - b/2 * F \text{ sen } \phi$$

$$2M_i = b/2 * F \text{ sen } \phi$$

$$M_i = \frac{b * F \text{ sen } \phi}{4} \quad (3.13)$$

3.1.2. Análisis de viga longitudinal

Las vigas longitudinales son el apoyo de los brazos voladizos, van soldadas a la viga transversal y son de sección transversal cuadrada, en la figura 3.12 se muestra el diagrama de cargas aplicadas en las vigas longitudinales, estas se encuentran a un costado de la viga transversal.

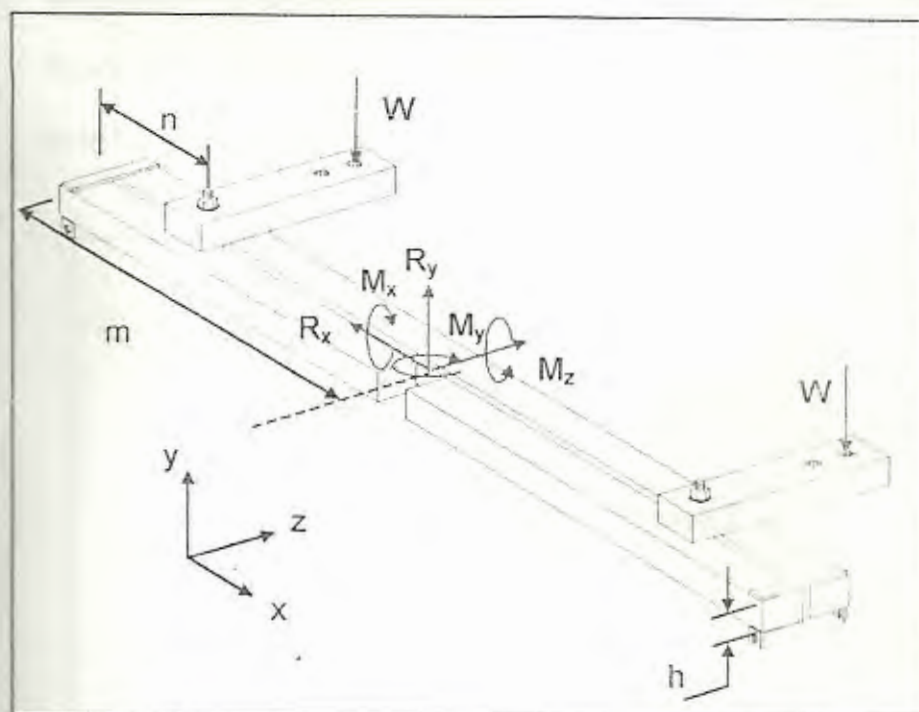


FIGURA 3.12. DIAGRAMA DE VIGAS LONGITUDINALES

Las reacciones R_x y R_y así como los momentos M_x , M_y y M_z son entregados de la viga transversal a las vigas longitudinales, en

la figura 3.12 se presentan en color café y actúan simultáneamente sobre las tres caras en contacto, dada la imposibilidad de cuantificar la fuerza que entrega la viga transversal en cada cara de contacto, se asume que las dos vigas longitudinales son una sola viga unida y se le aplica a esta todas las fuerzas y reacciones, de esta manera se simplifica el análisis. Las primeras reacciones a calcular son las que se generan en el eje debido a las fuerza horizontal $-F \cdot \cos\phi/2$, en la figura 3.13 se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal y la fuerza horizontal aplicada.

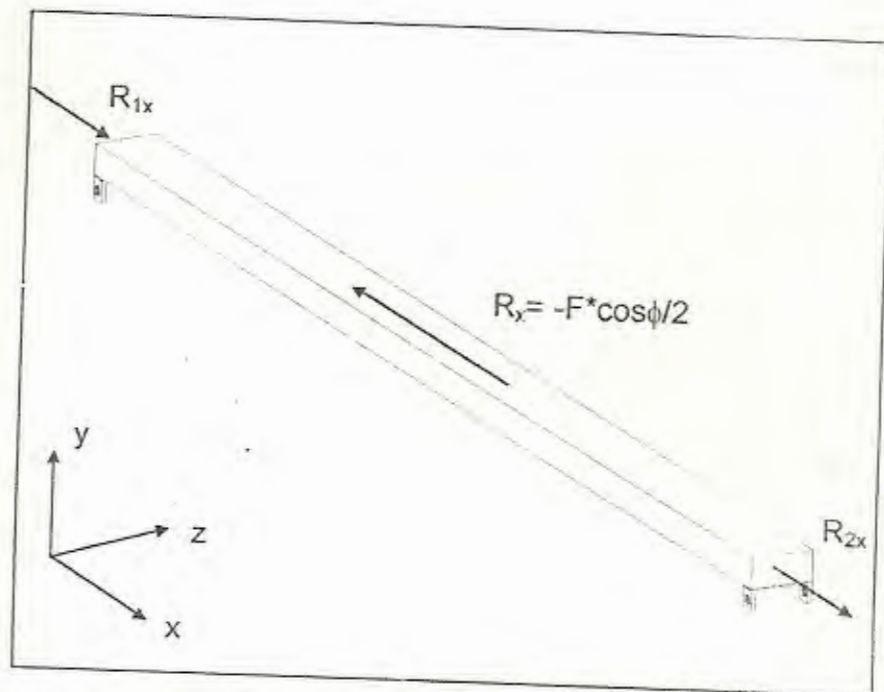


FIGURA 3.13. FUERZA R_x APLICADO A VIGA LONGITUDINAL



Las dos reacciones horizontales en los apoyos son iguales sin importar en donde este aplicado la fuerza horizontal, las reacciones serán iguales a:

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F^* \cos \phi}{4} \quad (3.14)$$

Las siguientes reacciones a calcular son las generadas por todas las fuerzas verticales en la viga longitudinal, en la figura 3.14 se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal.

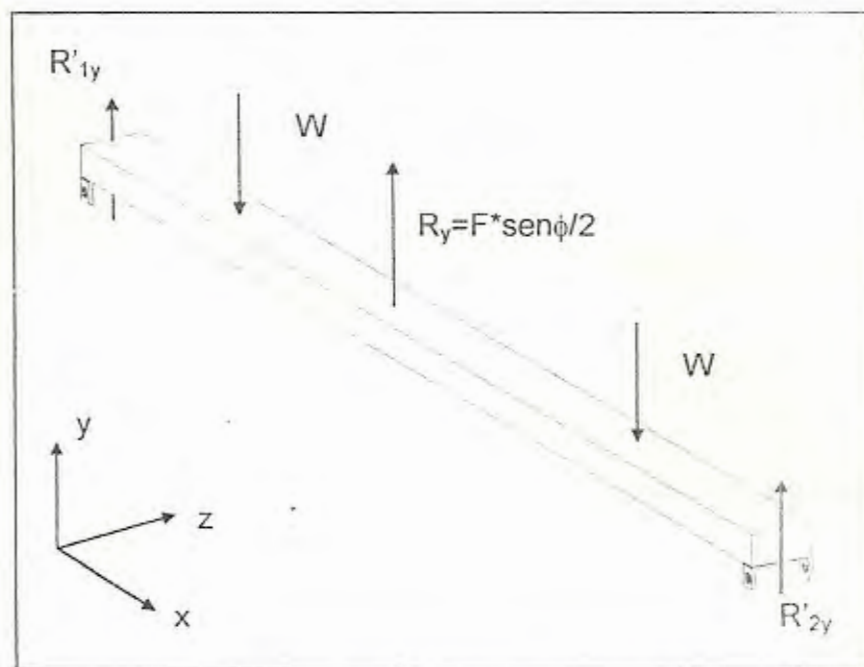


FIGURA 3.14. FUERZAS W Y R_y APLICADO A VIGA LONGITUDINAL

La fuerza $F/2\text{sen}\phi$ se encuentra aplicada a una distancia m del apoyo izquierdo de la viga y en la mitad del ancho de la viga, la viga esta simplemente apoyada en sus extremos y las cargas se encuentra a una distancia n equidistantes de los apoyos, para hallar las reacciones se calcula y traza las ecuaciones de fuerza cortante y momento flexionante para la viga cargada como se representa en la figura 3.15:

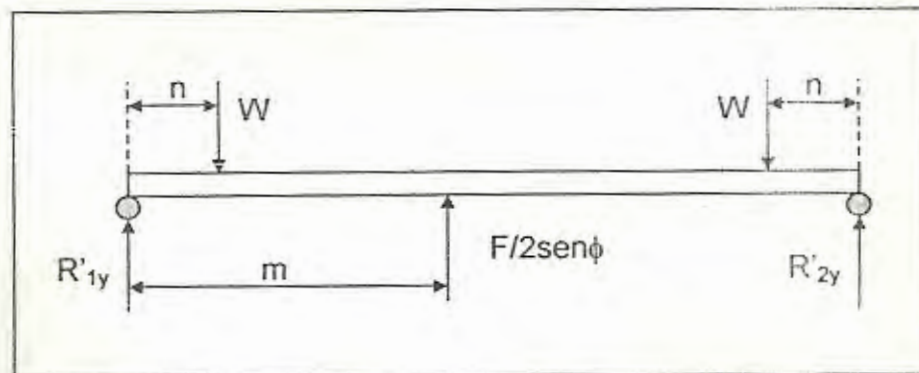


FIGURA 3.15 REPRESENTACION DE CARGA W Y R_y EN VIGA LONGITUDINAL

Primeramente se halla las reacciones en la viga aplicando sumatoria de momentos en un extremo de la viga.

$$\sum M_1 = \frac{F^* \operatorname{sen} \phi^* m}{2} - W^* n - W(L_v - n) + R'_{2y} L_v = 0$$

$$R'_{2y} = W - \frac{F^* \operatorname{sen} \phi^* m}{2 * L_v} \quad (3.15)$$

$$\sum M_2 = \frac{F^* \operatorname{sen} \phi^* (L_v - m)}{2} - W^* n - W(L_v - n) + R'_{1y} L_v = 0$$

$$R'_{1y} = W - \frac{F^* \operatorname{sen} \phi^* (L_v - m)}{2 * L_v} \quad (3.16)$$

Con estas reacciones se procede a hallar la ecuación general del momento y la ecuación general del cortante:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = R'_{1y} x - W \langle x - n \rangle + \frac{F^* \operatorname{sen} \phi^*}{2} \langle x - m \rangle - W \langle x - L_v + n \rangle$$

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} = R'_{1y} - W \langle x - n \rangle^0 + \frac{F^* \operatorname{sen} \phi^*}{2} \langle x - m \rangle^0 - W \langle x - L_v + n \rangle^0$$

En la figura 3.16 se muestran los diagramas de momento y de cortante

flector, este momento genera reacciones en y, en la figura 3.17 se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal externa y las reacciones generadas por M_z .

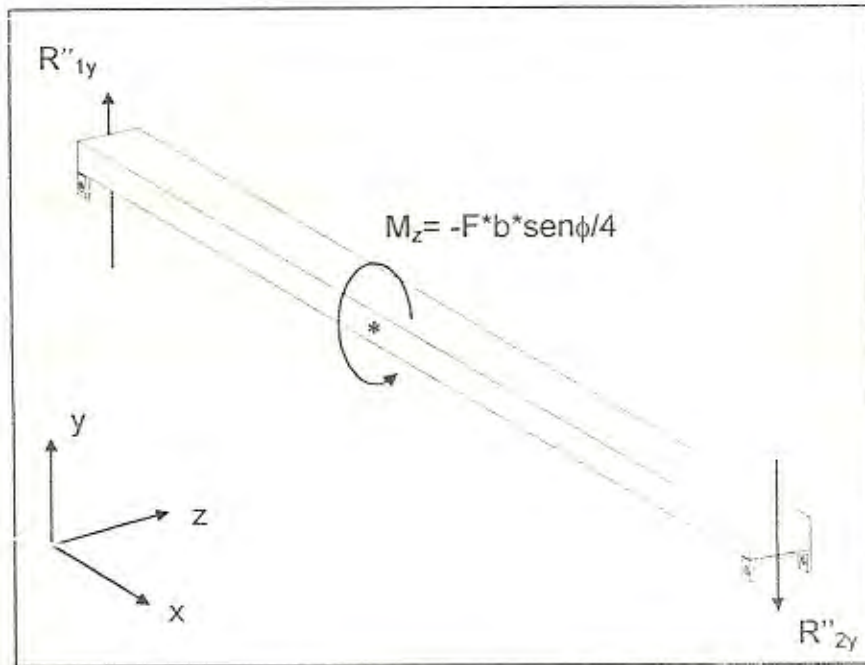


FIGURA 3.17. PAR TORSOR M_z APLICADO EN VIGA LONGITUDINAL

El momento $M_z = -F \cdot b / 4 \text{sen} \phi$ se encuentra aplicado a una distancia m del apoyo izquierdo de la viga y en la mitad del espesor de la viga, la viga esta simplemente apoyada en sus extremos, para hallar las reacciones se calcula y traza las ecuaciones de fuerza cortante y momento flexionante para la viga cargada como se representa en la figura 3.18:

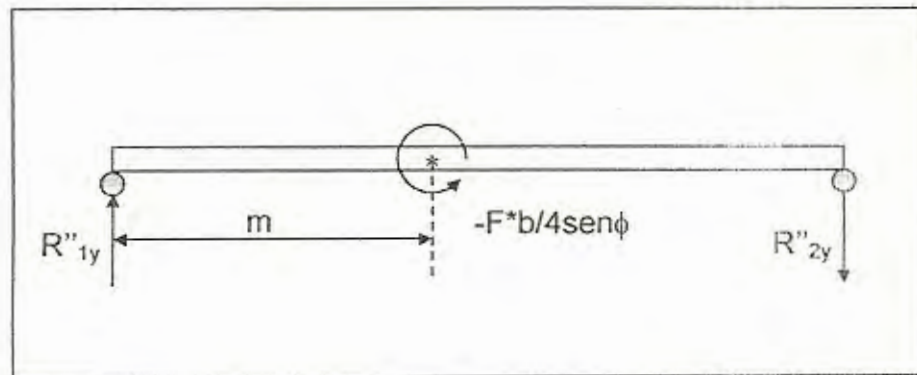


FIGURA 3.18. REPRESENTACIÓN DE CARGA EN VIGA LONGITUDINAL DEBIDA A M_z

Primeramente se halla las reacciones en la viga aplicando sumatoria de momentos en $x = m$ y sumatoria de fuerzas en y .

$$\sum F_y = -R_{2y} + R_{1y} = 0$$

$$R_{2y} = R_{1y}$$

$$\sum M_m = \frac{-F * b * \text{sen}\phi}{4} + R_{2y}(L_v - m) + R_{1y}m = 0$$

$$R_{1y} = \frac{F * b * \text{sen}\phi}{4 * L_v} \quad (3.19)$$

$$R_{2y} = -\frac{F * b * \text{sen}\phi}{4 * L_v} \quad (3.20)$$

Con estas reacciones se procede a hallar la ecuación general del momento y la ecuación general del cortante:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -R_{1y}x + \left(\frac{F * b * \text{sen}\phi}{4} \right) \langle x - m \rangle^0$$

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} = -R_{1y}$$

En la figura 3.19 se muestran los diagramas de momento y de cortante

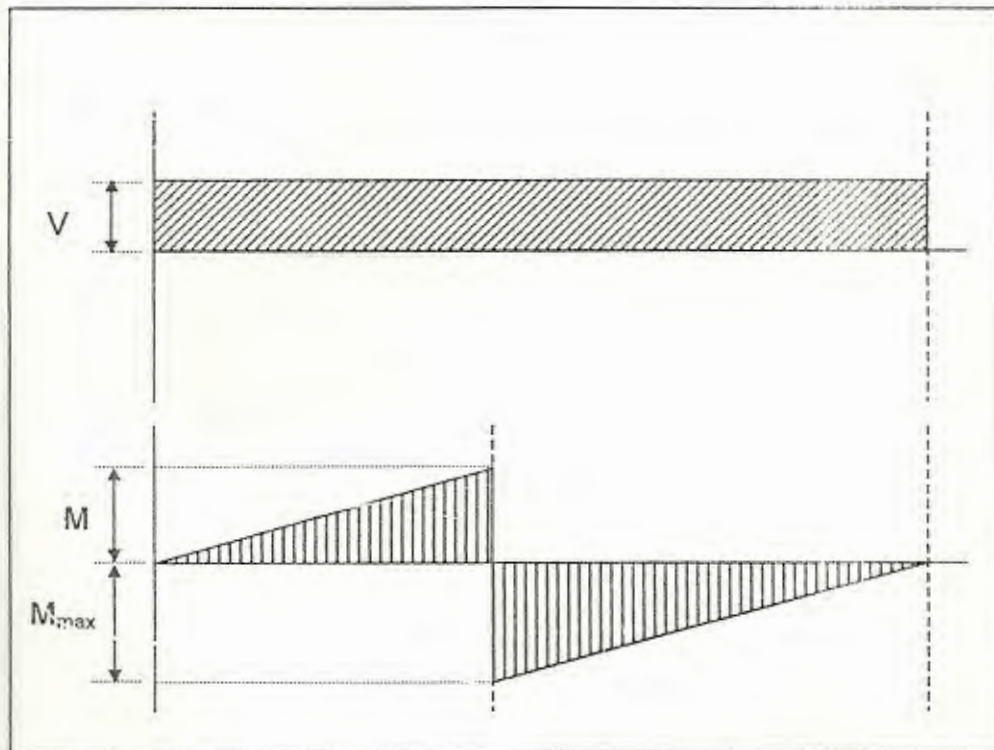


FIGURA 3.19 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR Y CORTANTE EN VIGA LONGITUDINAL DEBIDA A M_z

El momento máximo en la viga es:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot b \cdot \text{sen}\phi \cdot (L_v - m)}{4L_v} \quad (3.21)$$

El cortante máximo en la viga es:

$$V_{\max} = \frac{F \cdot b \cdot \text{sen}\phi}{4L_v} \quad (3.22)$$

La flexión que se genera por la fuerza horizontal de F en la viga transversal se transmite a la viga longitudinal como un momento flector, este momento genera reacciones en y , en la figura 3.20 se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal y las reacciones generadas por M_y .

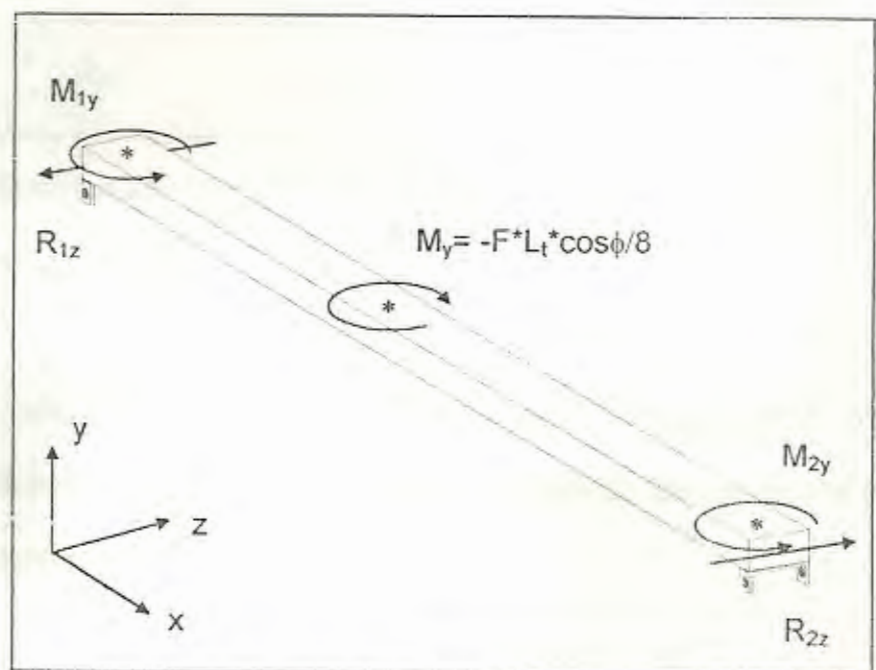


FIGURA 3.20. PAR TORSOR M_y APLICADO EN VIGA LONGITUDINAL

El momento $M_y = -F \cdot L_t \cdot \cos \phi / 8$ se encuentra aplicado a una distancia m del apoyo izquierdo de la viga y en la mitad del ancho de la viga, la viga está doblemente empotrada en sus extremos, para hallar las reacciones se calcula y traza las

ecuaciones de fuerza cortante y momento flexionante para la viga cargada como se representa en la figura 3.21:

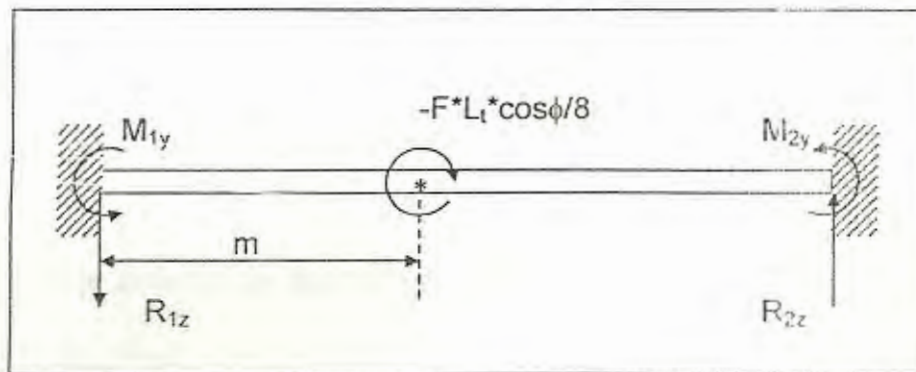


FIGURA 3.21. REPRESENTACIÓN DE CARGA M_y EN VIGA LONGITUDINAL

Se utiliza el método de doble integración para hallar las reacciones, escribiendo la ecuación general de los momentos e integrando dos veces, se tiene:

$$EI \frac{d^2z}{dx^2} = M_{1y}x^0 + R_{1z}x - \left(\frac{F * L_t * \cos \phi}{8} \right) \langle x - m \rangle^0$$

$$EI \frac{dz}{dx} = M_{1y}x + \frac{R_{1z}x^2}{2} - \left(\frac{F * L_t * \cos \phi}{8} \right) \langle x - m \rangle + C_1$$

$$EIz = \frac{M_{1y} * x^2}{2} + \frac{R_{1z} * x^3}{6} - \left(\frac{F * L_t * \cos \phi}{8} \right) \frac{\langle x - m \rangle^2}{2} + C_1 * x + C_2$$

Para determinar las constantes de integración se usa las condiciones de borde, la pendiente y la deflexión son cero en

En la figura 3.22 se muestran los diagramas de momento y de cortante

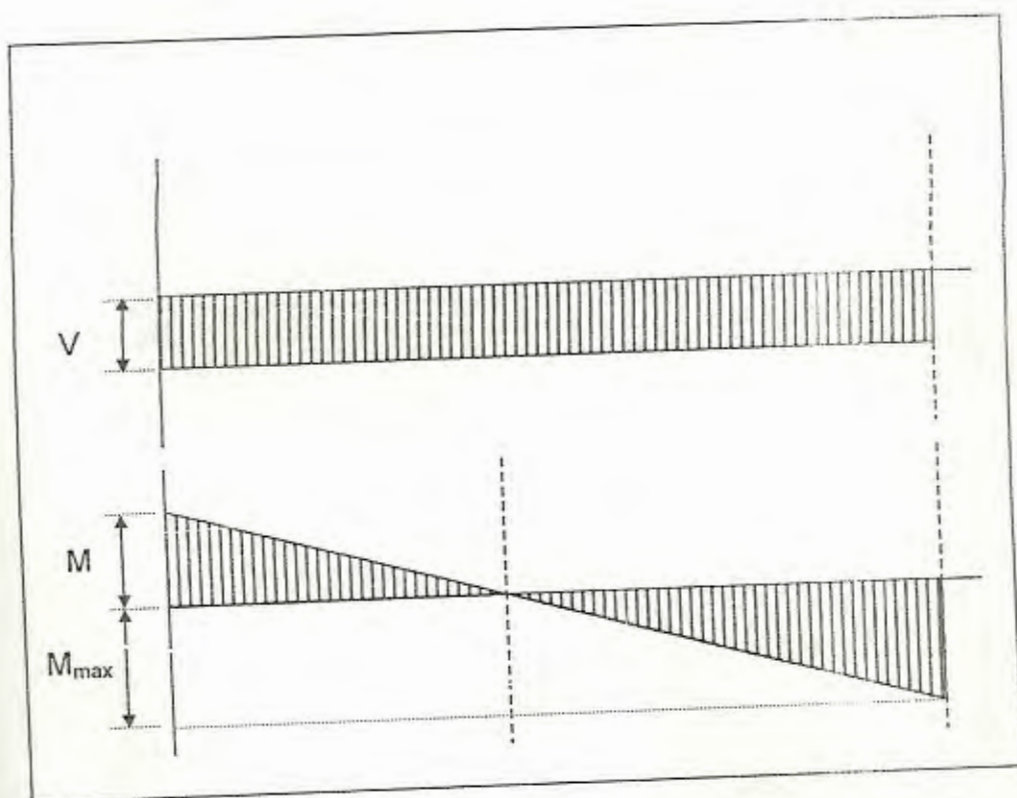


FIGURA 3.22. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR Y CORTANTE EN VIGA LONGITUDINAL DEBIDO A M_Y

El momento máximo en la viga es:

$$M_{\max} = \frac{F * L_t * \cos \phi * m}{8L_v} \left(\frac{3(L_v - m)}{L_v} - 1 \right) \quad (3.27)$$

El cortante máximo en la viga es:

$$V_{\max} = \frac{3 * F * L_t * \cos \phi * m}{4} \left(\frac{L_v - m}{L_v} \right) \quad (3.28)$$

La última reacción que entrega la viga transversal es M_x , este momento flector se convierte en torsor en la viga longitudinal, además la viga debe resistir la torsión que le transmite la carga W a través del brazo voladizo, en la figura 3.23 se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal debida a este momento.

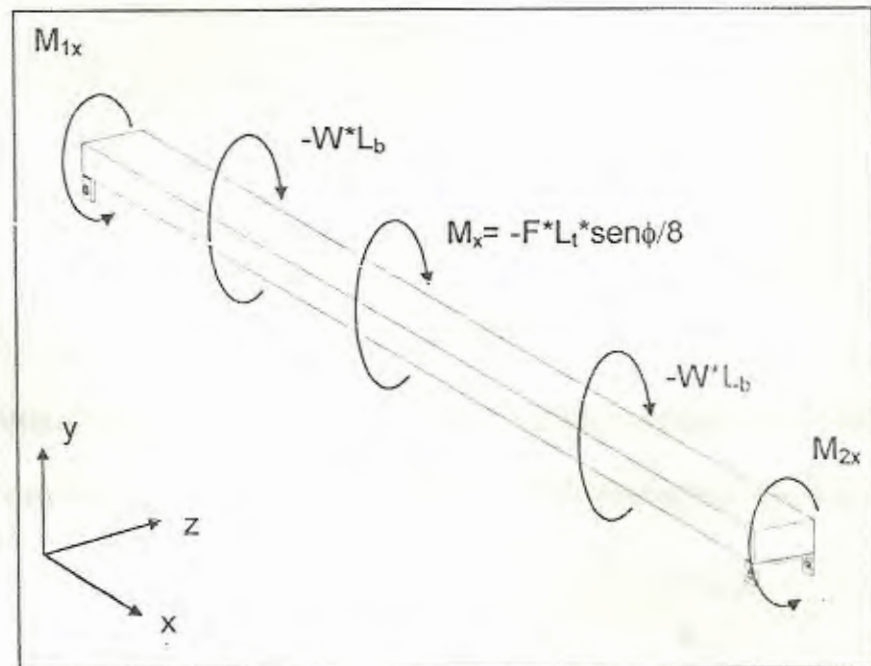


FIGURA 3.23. MOMENTO M_x APLICADO A VIGA LONGITUDINAL

La reacción M_x está aplicada a una distancia m de M_{1x} , por lo tanto las dos reacciones M_{1x} y M_{2x} en los apoyos no son

iguales, para hallarlas se hará uso de la ecuación de deflexión angular en secciones no circulares la cual establece que:

$$\theta = \sum \frac{Tl}{\beta Gh^3 b}$$

Donde β es la relación que depende entre el ancho de la viga b y su altura h , aplicando esta ecuación en el punto donde está aplicado M_x se tiene:

$$\frac{M_{1x} * m}{\beta Gh^3 b} - \frac{W * L_b(m-n)}{\beta Gh^3 b} = -\frac{W * L_b(L_v-n)}{\beta Gh^3 b} + \frac{M_{2x}(L_v-m)}{\beta Gh^3 b}$$

$$M_{1x} * m - W * L_b(m-n) = -W * L_b(L_v-n) + M_{2x}(L_v-m)$$

$$W * L_b * m = M_{1x} * m - M_{2x}(L_v-m) \quad (3.29)$$

Ahora se aplica sumatoria de momentos alrededor del eje x para hallar otra ecuación que permita determinar las reacciones:

$$\sum T_x = M_{1x} + M_{2x} - 2 * W * L_b - \frac{F * L_t * \text{sen}\phi}{8} = 0$$

$$M_{1x} + M_{2x} = 2 * W * L_b + \frac{F * L_t * \text{sen}\phi}{8} \quad (3.30)$$

Combinando las ecuaciones 3.29 y 3.30 se halla las reacciones:

$$M_{1x} = \frac{W * L_b(2L_v - m)}{L_v} + \frac{F * L_t * \text{sen}\phi(L_v + m)}{8L_v} \quad (3.31)$$

$$M_{2x} = \frac{W * L_b * m}{L_v} + \frac{F * L_t * \text{sen}\phi * m}{8L_v} \quad (3.32)$$

3.1.3. Análisis de los soportes

Los soportes son las columnas que sostienen la plataforma, están formadas por una platina que en sus extremos están soldados bocines y unidas a la plataforma por medio de pernos, en la figura 3.24 se muestra una de estos y sus dimensiones.

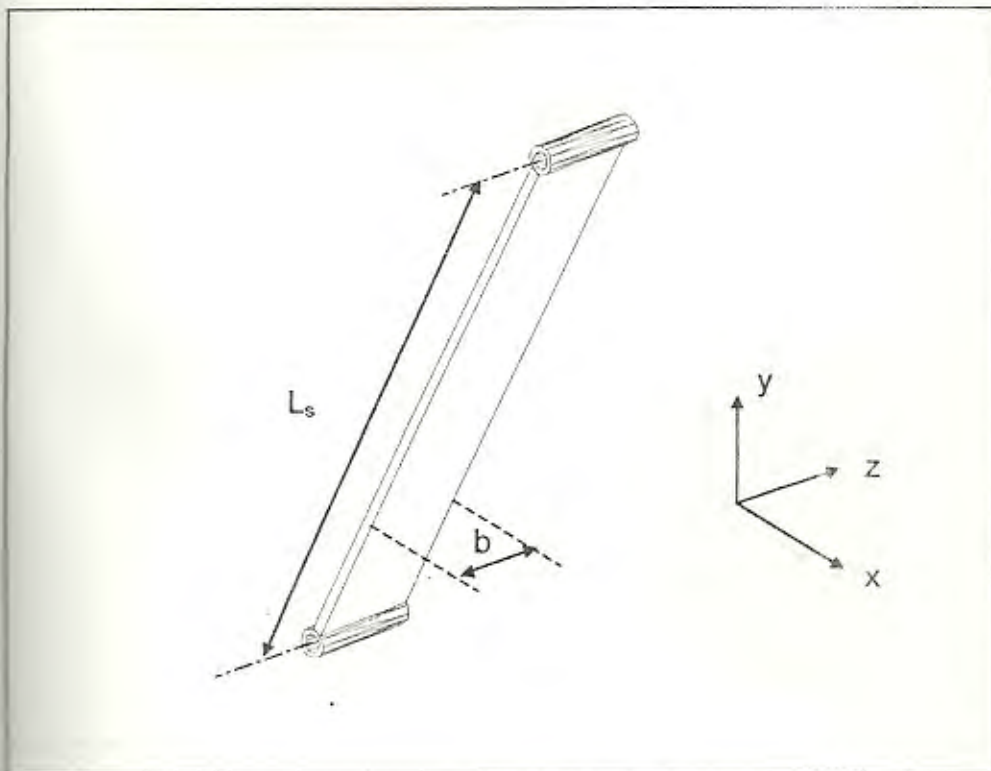


FIGURA 3.24. DIAGRAMA DE FORMA DE SOPORTE

Los soportes reciben las reacciones en las uniones con las vigas longitudinales y las entregan por medio de los anclajes al suelo, para que el soporte este en equilibrio todas las fuerzas aplicadas en un extremo, las del otro extremo deben ser iguales y de sentido contrario, en la figura 3.25 se muestra el diagrama de cuerpo libre del soporte.

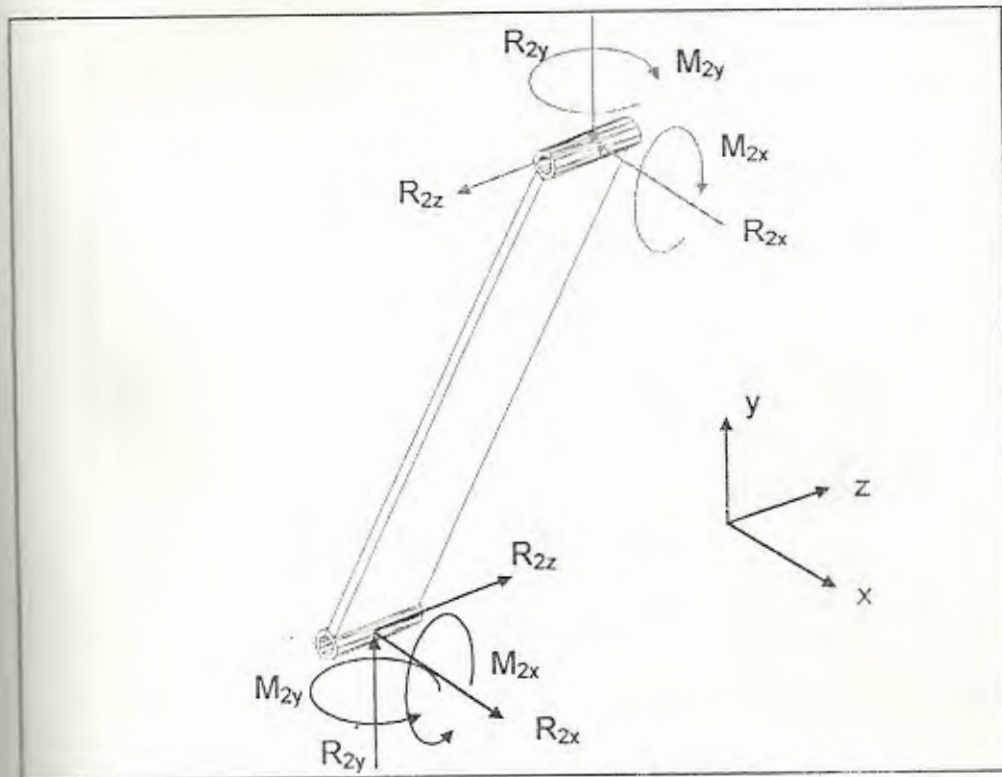


FIGURA 3.25 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE SOPORTE

3.1.4. Análisis de brazo voladizo

El brazo voladizo descansa sobre las vigas longitudinales y sobre este los accesorios, en la figura 3.26 se observa la ubicación y las dimensiones preliminares del brazo voladizo.

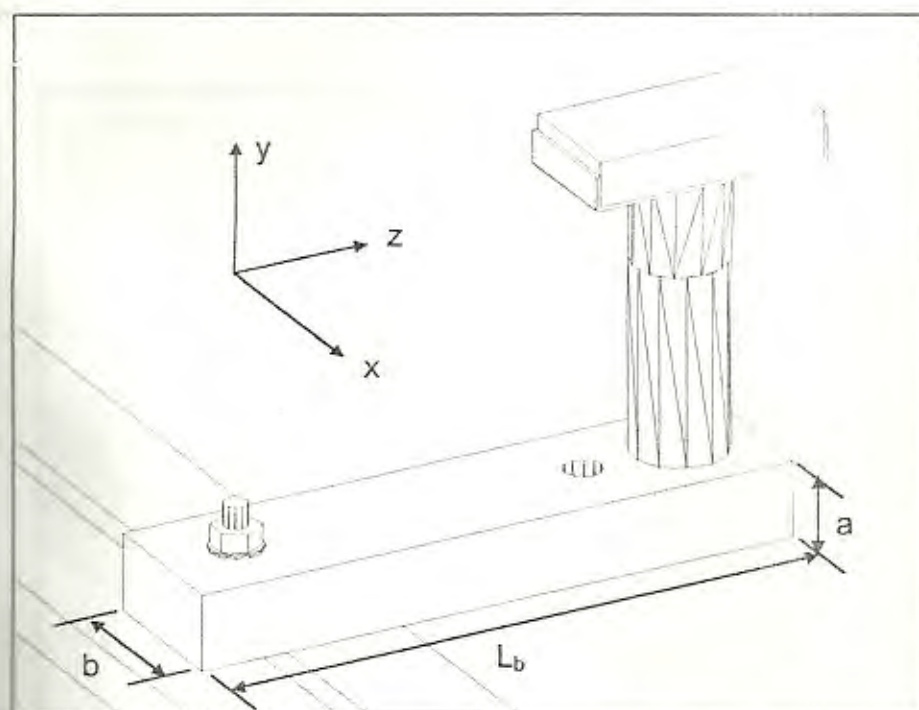


FIGURA 3.26. DIAGRAMA DE FORMA DE BRAZO VOLADIZO

El brazo voladizo está apoyado y sujeto en un extremo a las vigas longitudinales por medio de un perno y en el otro extremo descansa el peso del auto, la carga W que soporta el brazo es 6668.9 N. La longitud del brazo en voladizo como lo se

estableció anteriormente es de 400 mm, el perno pasa por un agujero a una distancia desde el borde de 25 mm, la carga W se asienta sobre un accesorio cilíndrico que a su vez se acopla al brazo en otro agujero, la distancia entre los centros de los dos agujeros será 350 mm, en la figura 3.27 se muestra el diagrama de cuerpo libre del brazo en voladizo.

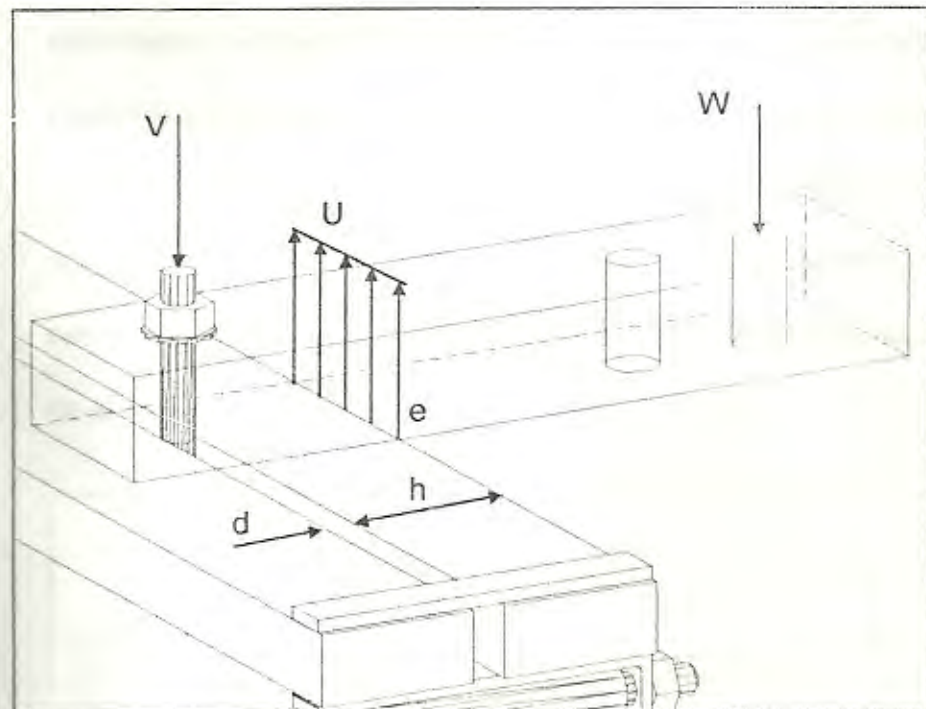


FIGURA 3.27. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE BRAZO VOLADIZO

Las fuerzas U y P son reacciones que las vigas longitudinales ejercen sobre los brazos voladizos estas fuerzas están en

función de la carga W que ejerce el auto sobre la plataforma, como se ve en la figura el perno mantiene inmovilizado un extremo del brazo voladizo, por lo que se puede asumir que el brazo se encuentra en ese extremo empotrado. La arista de la viga longitudinal externa donde se encuentra el punto e actúa como punto de apoyo y a lo largo de la longitud en contacto se distribuye la fuerza cuya resultante es la fuerza U . La fuerza P representa la reacción que ejerce el perno para sostener el peso W , esta reacción es transmitida a las vigas longitudinales por medio de las tuercas y arandelas y se puede asumir que actúan como una sola fuerza aplicada de magnitud P en el centro del perno, en la figura 3.28 se muestra la representación de la viga cargada.

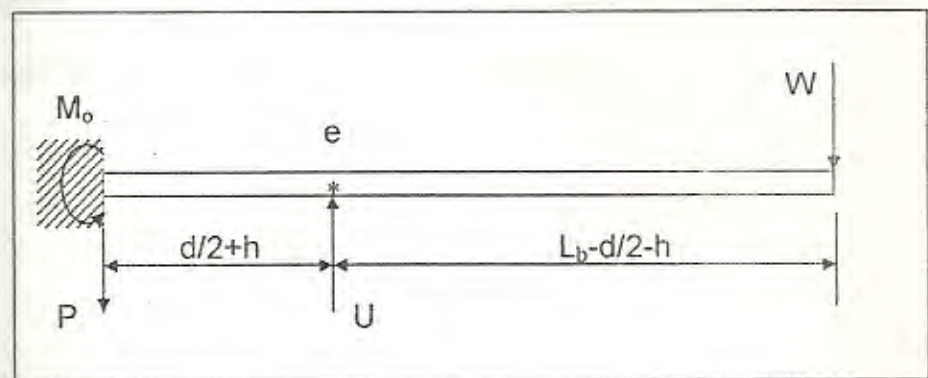


FIGURA 3.28. REPRESENTACIÓN DE CARGA EN BRAZO VOLADIZO



Para determinar cuanto vale U y P, se aplica la ecuación de equilibrio de momento alrededor del punto e y la sumatoria de fuerzas en dirección y .

$$\begin{aligned}\sum M_e &= 0 \\ P*(h+d/2) - (L_b - d/2 - h)*W &= 0 \\ P &= \frac{(L_b - d/2 - h)*W}{(d/2 + h)} \quad (3.33)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ W + V - U &= 0 \\ W + \frac{(L_b - d/2 - h)*W}{(d/2 + h)} - U &= 0 \\ U &= \frac{W * L_b}{d/2 + h}\end{aligned}$$

Con estas reacciones se determina las ecuaciones de cortante y momento flector para la viga en voladizo.

$$EI \frac{d^2 z}{dx^2} = M_0 - Px + U(x - d/2 - h)$$

$$EI \frac{dz}{dx} = -Px^0 + U(x - d/2 - h)^0$$

En la figura 3.29 se muestran los diagramas de momento y de cortante

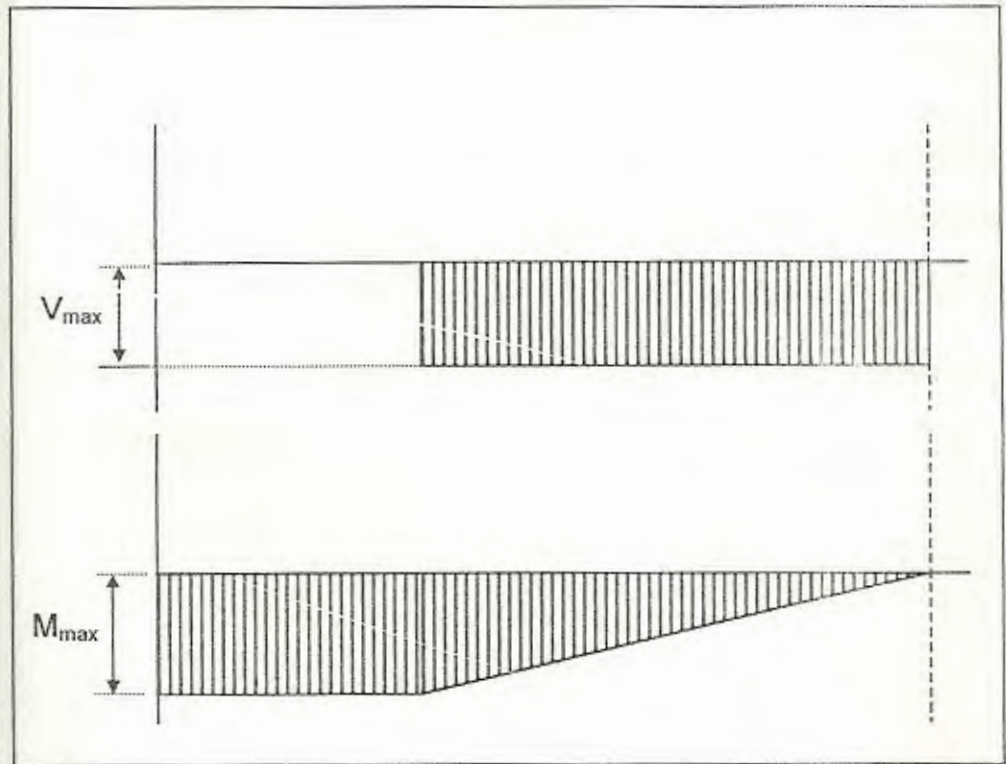


FIGURA 3.29. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR Y CORTANTE PARA EL BRAZO VOLADIZO

El momento máximo en la viga es:

$$M_{max} = W(L_b - d/2 - h) \quad (3.34)$$

El cortante máximo en la viga es:

$$V_{max} = \frac{W * L_b}{h}$$

La barra de seguridad se apoya a la viga transversal por el mismo pasador que esta conectado el actuador, por lo tanto la fuerza que actúa en la barra es de compresión y con un ángulo θ de 75° . En la figura 3.31 se observa el diagrama de cuerpo libre de la barra de seguridad.

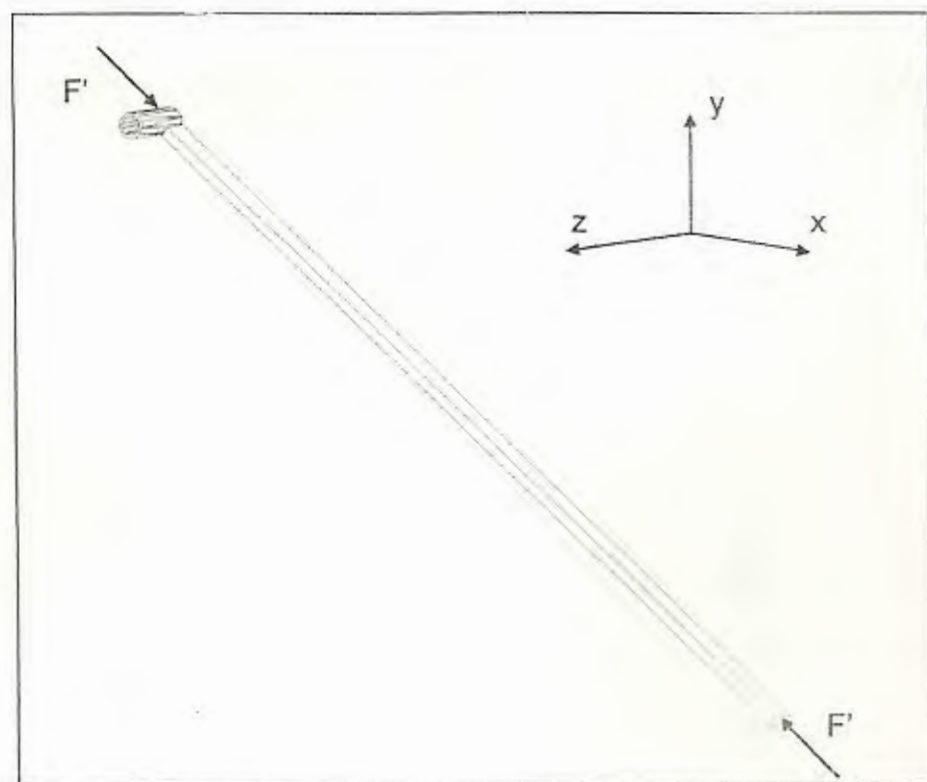


FIGURA 3.31. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE BARRA DE SEGURIDAD

La ecuación 3.4 sirve para calcular la fuerza en la barra, la misma que se dedujo para el actuador pero con un ángulo de 75° .

$$F = \frac{4 * W * \cot \theta * \sqrt{L_s^2 + E^2 - 2EL_s \cos \theta}}{E}$$

Al reemplazar se obtiene el valor de F,

$$F = \frac{4 * 6668.9 * \cot 75^\circ * \sqrt{0.621^2 + 1.845^2 - 2 * 1.845 * 0.621 * \cos 75^\circ}}{1.845}$$

$$F = 6926.966 \text{ N} \quad (3.35)$$

3.2. Análisis de potencia

El análisis de potencia tiene por objetivo determinar la potencia con que se debe elevar el auto, para esto se sabe que la potencia es:

$$Pot = \vec{F} * \vec{V}$$

$$Pot = \int_{s_1}^{s_2} F * \partial s / \partial t \quad (3.36)$$

La fuerza ejercida en el actuador por la velocidad expansión determinan la potencia, cuando se haya totalmente dimensionado el elevador se debe incrementar la potencia debido a las perdidas en las tuberías y la fricción en las uniones, además se debe vencer la inercia misma del elevador.

El resultado que obtenido será el punto de partida para determinar la potencia real que necesitara el elevador. La ecuación 3.3 establece el diferencial de la longitud del actuador en función del diferencial del ángulo de elevación de los soportes, para determinar la velocidad de expansión divido la ecuación 3.3 para el diferencial del tiempo.

$$2 * s * \partial s / \partial t = -2EL * (-sen\theta) * \partial\theta / \partial t$$

$$\frac{\partial s}{\partial t} = \frac{EL * sen\theta}{\sqrt{L^2 + E^2 - 2ELcos\theta}} \frac{\partial\theta}{\partial t} \quad (3.37)$$

Se ingresa esta ecuación 3.37 y la ecuación 3.4 en la ecuación 3.36 que establece la potencia.

$$P = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{4 * W * \cot \theta * \sqrt{E^2 + L^2 - 2EL \cos \theta}}{E} \frac{EL * \operatorname{sen} \theta}{\sqrt{E^2 + L^2 - 2EL \cos \theta}} \partial \theta$$

$$P * \partial t = \int_{\theta_1}^{\theta_2} 4 * W * L * \cos \theta * \partial \theta$$

$$T = 4 * W * L * \operatorname{sen} \theta \Big|_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$P = \partial T / \partial t = 4 * W * L * \cos \theta \Big|_{\theta_1}^{\theta_2} \partial \theta / \partial t \quad (3.38)$$

Los ángulos inicial de elevación se fijo en 10° y el ángulo final en 75° , la velocidad angular del soporte es variable a medida que se levanta el auto, se tomara un promedio para los cálculos, el promedio será igual a el ángulo final menos el ángulo inicial dividido para el tiempo de elevación, el tiempo que se toman estas maquinas en elevar un auto hasta su altura máxima van desde los 35 segundos hasta los 50 segundos, para los cálculos se usara 35 segundos como tiempo de elevación.

Reemplazando estos valores e introduciendo la ecuación en una hoja electrónica se halla los valores de potencia en diferentes ángulos. En la tabla 2 esta tabulados los valores de potencia que desarrolla el



actuador en función del ángulo de elevación θ descrita en la ecuación 3.38.

TABLA 2

POTENCIA DE ELEVACIÓN PARA DIFERENTES
ANGULOS

Ángulo (grados)	Potencia (W)
10	528.92
15	518.78
20	504.69
25	486.76
30	465.13
35	439.95
40	411.43
45	379.78
50	345.23

Se puede observar que la potencia disminuye a medida que el elevador levanta el auto a mas altura, para el diseño del sistema de elevación se escoge la mayor potencia es decir 528.92 W.

CAPITULO 4

4. DISEÑO DEL ELEVADOR

Para el diseño de los elementos del elevador establezco los siguientes criterios de diseño: la carga que deberá resistir el elevador es de 26675.6N de peso, el código de construcción a utilizar es el de diseño por esfuerzo admisible (Allowable Stress Design 89) de la American Institute of Steel Construction (AISC). El material que se recomienda utilizar en el diseño del elevador es el acero estructural A-36 que tiene una resistencia ultima a la tensión de $S_{ut} = 400$ MPa y una resistencia a la fluencia de $S_y = 248$ MPa, este acero es dúctil por lo que se utilizara la teoría de falla de Von Misses para calcular el esfuerzo admisible.

4.1. Diseño de la viga transversal

La primera componente a diseñar es la viga transversal, esta viga resiste las fuerza en x y en y de F, en la viga se producen esfuerzos de flexión en dirección X y Y y esfuerzos cortante producido por la torsión, en la figura 4.1 se muestran la viga transversal.

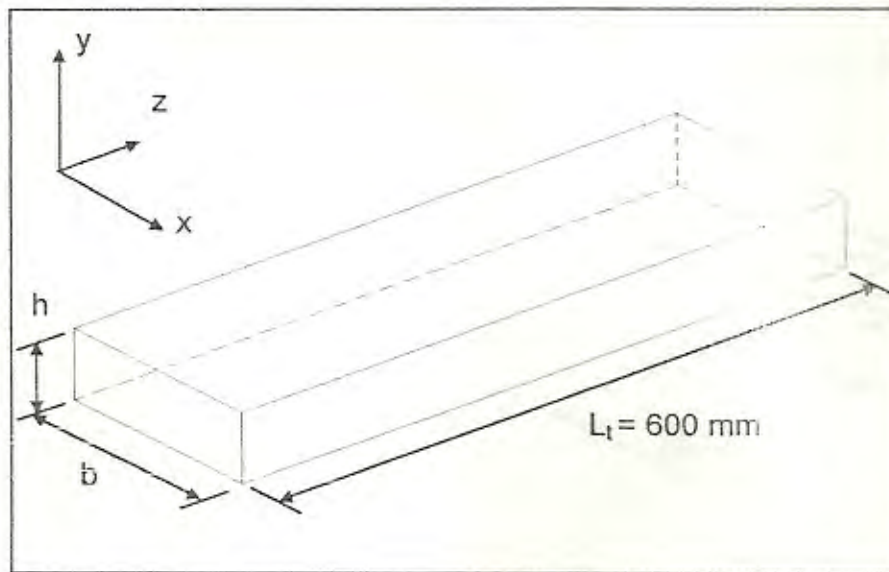


FIGURA 4.1. VIGA TRANSVERSAL

Se calcula primeramente el esfuerzo de flexión en x, la ecuación 3.7 determina el momento máximo producido por esta fuerza:

$$M_{\max} = \frac{F * \cos \phi * L_1}{8}$$

El esfuerzo de flexión en la viga será entonces:

$$\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{M_y * b/2}{I_y} \\ \sigma_z &= \frac{F * \cos \phi * L_t * b/2}{8 * h * b^3 / 12} \\ \sigma_z &= \frac{3 * F * \cos \phi * L_t}{4 * h * b^2} \quad (4.1)\end{aligned}$$

En la figura 4.2 se observa como se distribuye el esfuerzo de flexión en la viga producido por la fuerza F en dirección x.

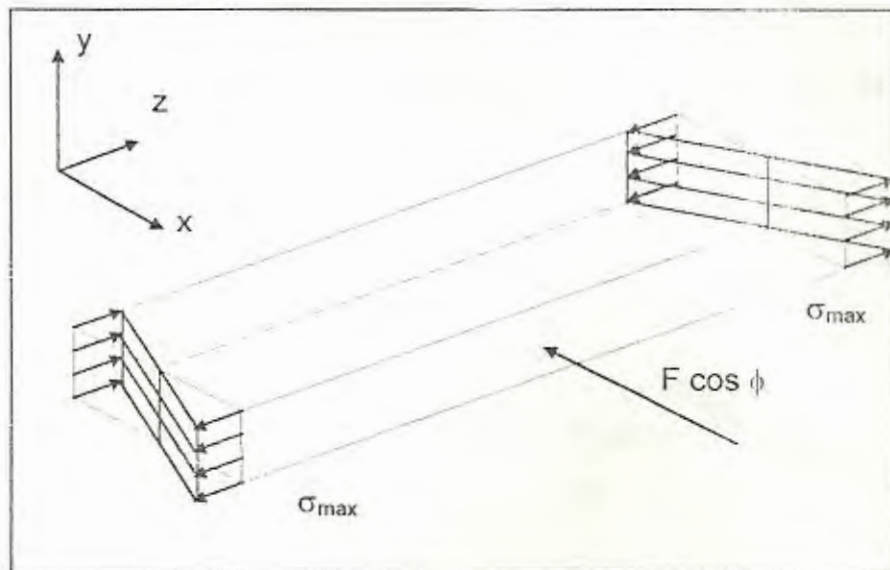


FIGURA 4.2. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS DE FLEXIÓN EN VIGA TRANSVERSAL PRODUCIDOS POR F_x

La fuerza vertical de F genera esfuerzos de flexión y de torsión en la viga transversal, se analiza primeramente la flexión, el momento flector máximo debido a F en dirección y esta dada por la ecuación 3.11:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot \text{sen}\phi \cdot L_t}{8}$$

El esfuerzo de flexión en la viga provocado por $F \text{ sen}\phi$ es:

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{M_x \cdot h/2}{I_x} \\ \sigma_z &= \frac{F \cdot \text{sen}\phi \cdot L_t \cdot h/2}{8 \cdot b \cdot h^3 / 12} \\ \sigma_z &= \frac{3 \cdot F \cdot \text{sen}\phi \cdot L_t}{4 \cdot b \cdot h^2} \quad (4.2) \end{aligned}$$

En la figura 4.3 se observa la distribución del esfuerzo de flexión producido por la fuerza $F \text{ sen}\phi$:

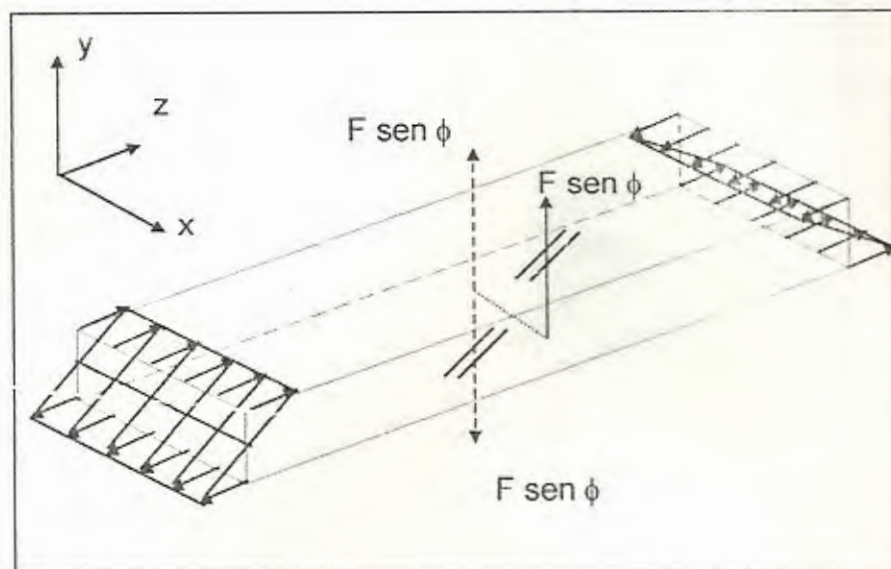


FIGURA 4.3. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS DE FLEXIÓN EN VIGA TRANSVERSAL PRODUCIDOS POR F_y

El ultimo esfuerzo a calcular es el esfuerzo producido por el par torsor M_z el cual fue establecido en la ecuación 3.13., para el calcular el esfuerzo en la viga se usa la formula de esfuerzos cortantes en secciones no circulares con $\alpha = 0.208$ para secciones cuadradas.

$$\tau = \frac{M_z}{\alpha * b * h^2}$$

$$\tau = \frac{F * \text{sen} \phi * b / 4}{\alpha * b * h^2}$$

$$\tau = \frac{F * \text{sen} \phi}{4 * \alpha * h^2}$$

En la figura 4.4 se observa la distribución de esfuerzo producido por el par torsor $F \text{ sen} \phi$.

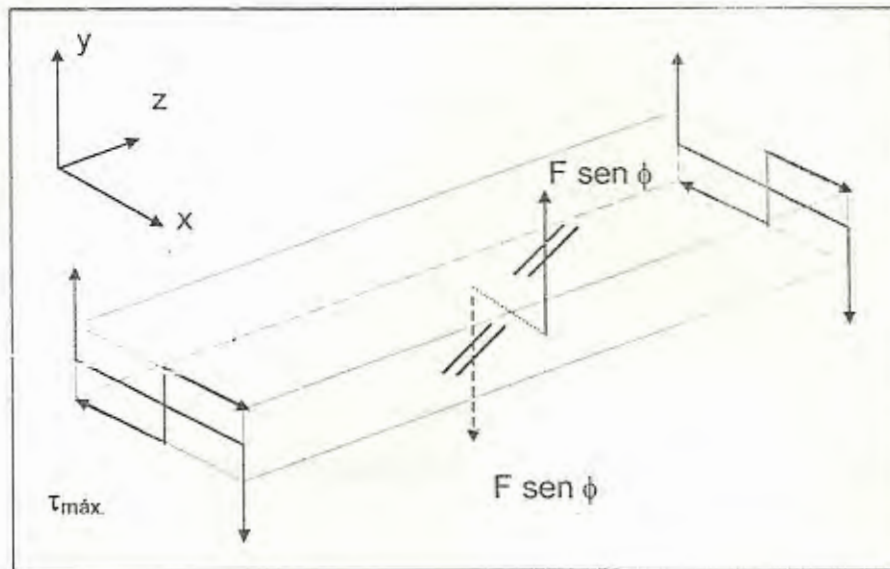


FIGURA 4.4. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS CORTANTES EN VIGA TRANSVERSAL PRODUCIDOS POR M_z

Este esfuerzo máximo cortante se encuentra ubicado en los puntos medios de los lados mas largos de la sección transversal de la viga.

Cada uno de los esfuerzos anteriores se los considero que actuaban aisladamente para fines de calculo, ahora se combinaran para determinar el máximo esfuerzo que soporta la viga. Los puntos en la sección transversal de la viga para el análisis de esfuerzos se definen a continuación en la figura 4.5 y son identificadas por las letras A, B, C, D, E, F, G, H.

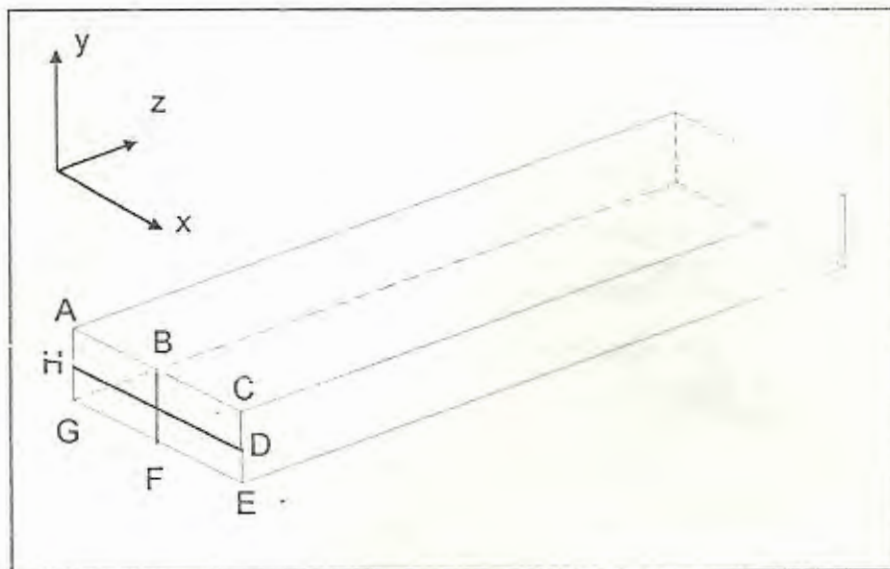


FIGURA 4.5. PUNTOS DE ANALISIS DE ESFUERZOS EN VIGA TRANSVERSAL

Estos puntos es donde se desarrollan los máximos esfuerzos tanto de flexión como de cortante, en la tabla a continuación se indica en la primera columna el esfuerzo de flexión combinado, en la segunda columna el esfuerzo cortante debida a la torsión, la ultima columna indica la resultante de la combinación de esfuerzo de flexión y cortante utilizando la teoría de falla de Von Misses.

TABLA 3

ESFUERZOS RESULTANTES EN PUNTOS DE ANÁLISIS

Puntos	Flexión total	Cortante	Resultante
A	$-\sigma'_x - \sigma''_x$	0	$\sigma = \sigma'_x + \sigma''_x$
B	$-\sigma''_x$	τ_{xy}	$\sigma = \sqrt{\sigma''_x{}^2 + 3\tau_{xy}{}^2}$
C	$\sigma'_x - \sigma''_x$	0	$\sigma = -\sigma'_x + \sigma''_x$
D	σ'_x	τ_{xy}	$\sigma = \sqrt{\sigma'_x{}^2 + 3\tau_{xy}{}^2}$
E	$\sigma'_x + \sigma''_x$	0	$\sigma = -\sigma'_x - \sigma''_x$
F	σ''_x	τ_{xy}	$\sigma = \sqrt{-\sigma''_x{}^2 + 3\tau_{xy}{}^2}$
G	$-\sigma'_x + \sigma''_x$	0	$\sigma = \sigma'_x - \sigma''_x$
H	$-\sigma'_x$	τ_{xy}	$\sigma = \sqrt{\sigma'_x{}^2 + 3\tau_{xy}{}^2}$

Por intuición se deduce que σ'_x es mucho mayor que σ''_x y mucho mayor que τ_{xy} ya que el ángulo ϕ es de 5° por lo tanto la fuerza en x es mayor que en y, de este razonamiento se concluye que los puntos A y E son los puntos críticos en la viga transversal y los esfuerzos que se

desarrollan en estos puntos son los que se debe usar para diseñar la viga. Para el diseño de la viga transversal se utiliza la suma de los esfuerzos en las ecuaciones 4.1 y 4.2 como esfuerzo admisible:

$$\sigma_{admissible} = \frac{3 * F * L_t \cos \phi}{4 * b h^2} + \frac{3 * F * L_t \operatorname{sen} \phi}{4 * h b^2}$$

Según el código de la AISC el factor de seguridad para esfuerzo admisible en flexión debe ser 1.67, reemplazando en la ecuación anterior:

$$\frac{S_y}{\eta} = \frac{3 * F * L_t \cos \phi}{4 * b h^2} + \frac{3 * F * L_t \operatorname{sen} \phi}{4 * h b^2}$$

Para facilitar los cálculos se substituye $h = b$ es decir una sección transversal cuadrada, con el área de esta sección se puede cambiar a otra sección transversal tipo rectangular con iguales características de resistencia. Para hallar el valor de h se despeja de la ecuación anterior y se reemplaza valores.

$$h^3 = \frac{3 * \eta * F * L_t \cos \phi}{4 * S_y} + \frac{3 * \eta * F * L_t \operatorname{sen} \phi}{4 * S_y}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{3 * \eta * F * L_t \cos \phi}{4 * S_y} + \frac{3 * \eta * F * L_t \operatorname{sen} \phi}{4 * S_y}}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{3 * \eta * F * L_t (\cos \phi + \operatorname{sen} \phi)}{4 * S_y}}$$



$$h = \sqrt[3]{\frac{3 * 1.67 * 101510.641 * 0.6(\cos 5^{\circ} + \operatorname{sen} 5^{\circ})}{4 * 313.7 * 10^6}}$$

$$h = 0.06932 \text{ m}$$

El área que requerida para resistir las cargas es $70 \times 70 = 4900 \text{ mm}^2$, se busca en el apéndice A una platina que tenga al menos esa área y se encuentra que la platina de $67 \times 82 \text{ mm}$ ($2 \frac{21}{32}'' \times 3 \frac{7}{32}''$) tiene un área transversal de 5494 mm^2 , por lo que la seleccionamos.

4.2. Diseño de la viga longitudinales

Las vigas longitudinales son de sección transversal rectangular cada una pero para el análisis se considera a las dos vigas como si fueran una sola, ya que no es posible analizar cada una en detalle, al hacer esto se sub-dimensiona las vigas pero al tomar un factor de seguridad apropiado este error no es apreciable, la nueva viga será entonces de altura h y ancho $2h$, en base a la altura será el dimensionamiento de las vigas, en la figura 4.6 se observa las dimensiones de la viga.

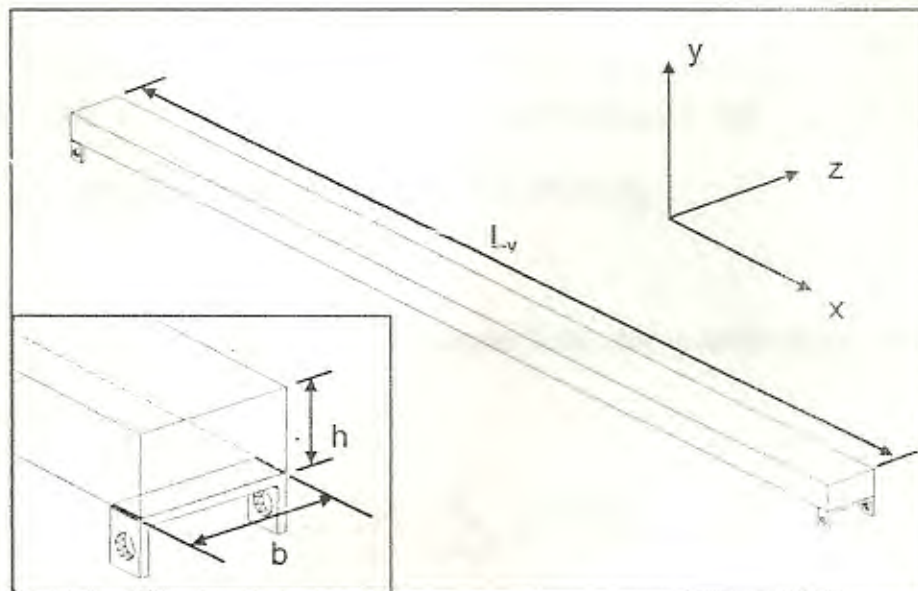


FIGURA 4.6. VIGA LONGITUDINAL

El primer esfuerzo a considerar en el diseño es el esfuerzo de tensión producido por la fuerza $F/2 \cos \phi$, en la figura 4.7 se observa la viga con las fuerzas horizontales y la distribución de esfuerzos.

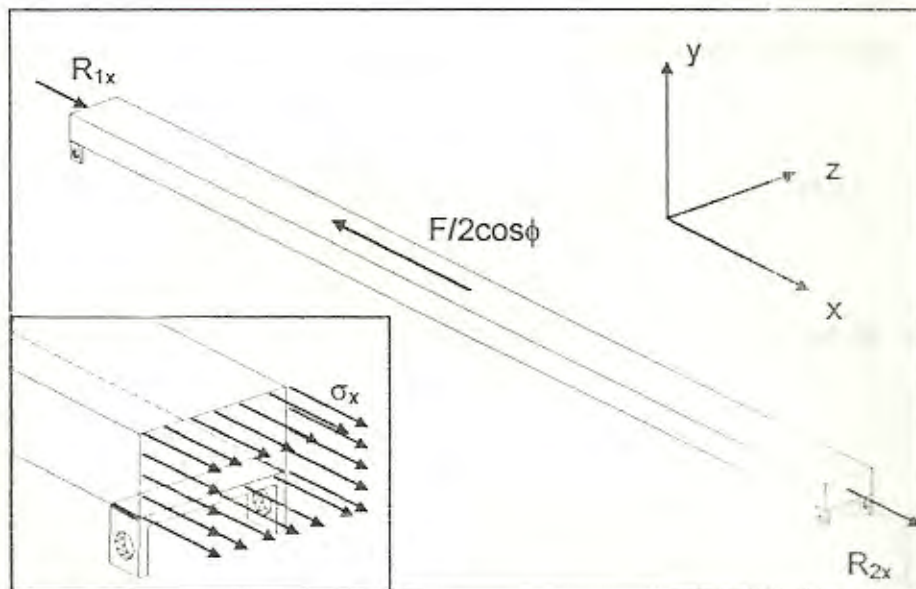


FIGURA 4.7. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS DE TENSION EN VIGA LONGITUDINAL PRODUCIDOS POR R_x

R_{1x} y R_{2x} están dadas por la ecuación 3.14, por lo tanto el esfuerzo de tensión en la viga es:

$$\sigma'_x = \frac{R_{1x}}{A} = \frac{R_{1x}}{2 * h^2} = \frac{F \cos \phi}{8h^2} \quad (4.4)$$

La fuerza W genera en las vigas longitudinales esfuerzos de flexión y de torsión, se analiza primeramente la flexión producida por W junto

con la flexión producida por R_y . El momento flector máximo en la viga producido por estas fuerzas esta dada por la ecuación 3.17:

$$M_{\max} = -W * n + \frac{F * m * \text{sen}\phi * (L_v - m)}{2L_v}$$

El esfuerzo de flexión producido por R_y y la carga W será entonces:

$$\sigma''_x = \frac{M_{\max}}{S_z} = -\frac{3Wn}{h^3} + \frac{3 * F * m * \text{sen}\phi * (L_v - m)}{2L_v * h^3} \quad (4.5)$$

En la figura 4.8 se observa la distribución de esfuerzo en la viga producido por las fuerzas.

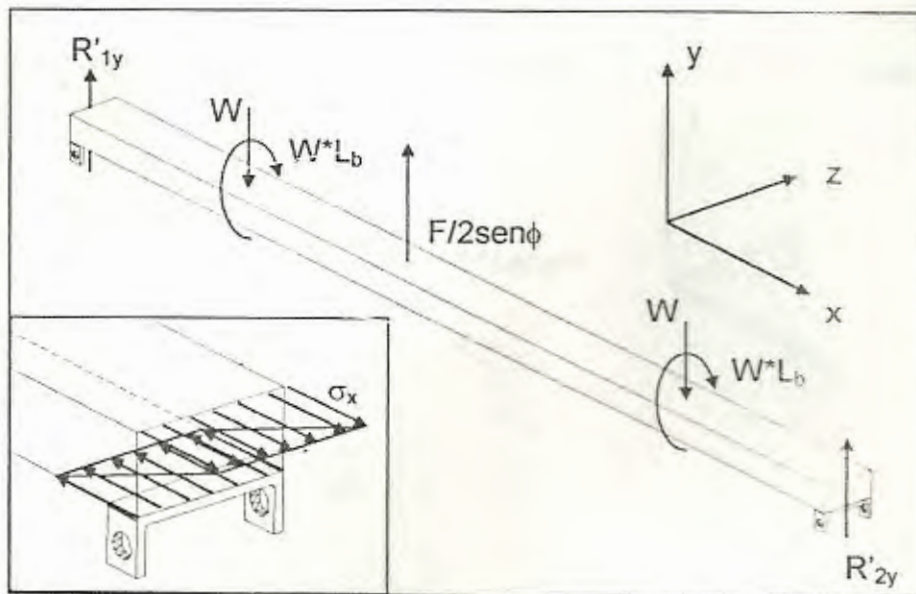


FIGURA 4.8. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS DE FLEXION EN VIGA LONGITUDINAL PRODUCIDOS POR W Y R_y

El momento M_z en la viga transversal es transmitido a las vigas longitudinales y se convierte en un momento flector, el máximo momento generado esta dado por la ecuación 3.21:

$$M_{\max} = \frac{F * b * \text{sen}\phi * (L_v - m)}{4L_v}$$

Por lo tanto el esfuerzo es:

$$\sigma'''_x = \frac{M_{\max}}{S_z} = \frac{3 * F * b * \text{sen}\phi * (L_v - m)}{4h^3 L_v} \quad (4.6)$$

En la figura 4.9 se muestra la distribución de esfuerzos flectores producidos por el momento flector M_z .

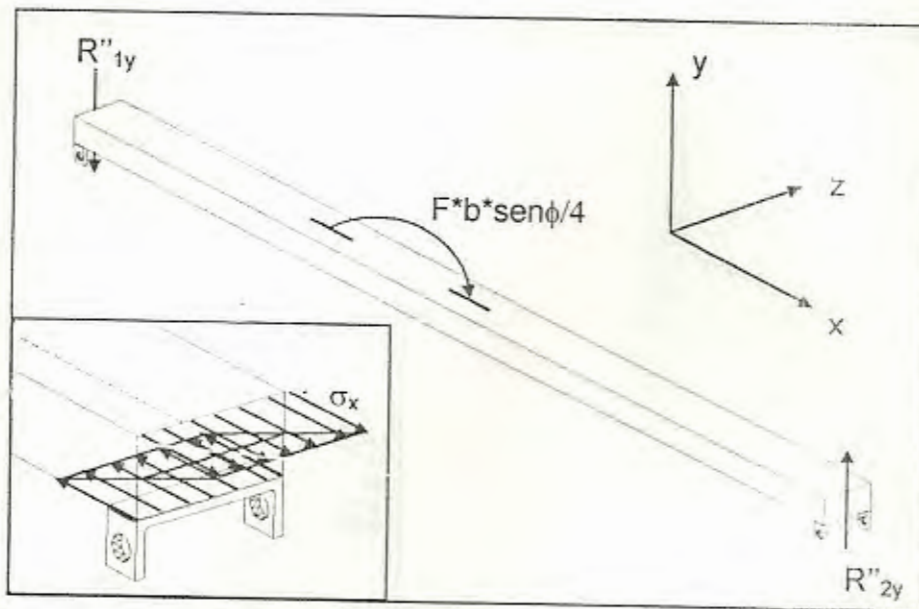


FIGURA 4.9. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS DE FLEXIÓN EN VIGA LONGITUDINAL PRODUCIDOS POR M_z

El momento M_y en la viga transversal es transmitido a las vigas longitudinales y se convierte en un momento flector, el máximo momento generado esta dado por la ecuación 3.27:

$$M_{\max} = \frac{F * L_t * \cos \phi * m}{8L_v} \left(\frac{3(L_v - m)}{L_v} - 1 \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo es:

$$\sigma''''_x = \frac{M_{\max}}{S_y} = \frac{3 * F * L_t * \cos \phi * m}{32h^3 L_v} \left(\frac{3(L_v - m)}{L_v} - 1 \right) \quad (4.7)$$

En la figura 4.10 se muestra la distribución de esfuerzos flectores producidos por el momento flector M_z .

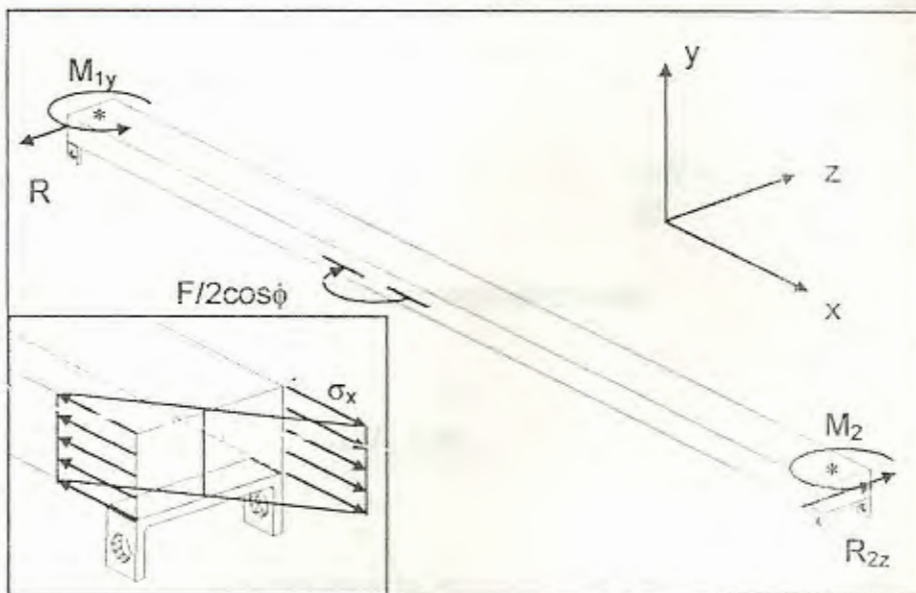


FIGURA 4.10. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS DE FLEXION EN VIGA LONGITUDINAL PRODUCIDOS POR M_y

La fuerza W genera en las vigas longitudinales una torsión igual a W por la longitud del brazo voladizo L_b , además de esto el momento M_z en la viga transversal se transmite a las vigas longitudinales como un momento torsor, para calcular el esfuerzo cortante máximo usamos la ecuación de esfuerzo para vigas no circulares.

$$\tau = \frac{T}{\alpha * b * h^2}$$

La constante α depende de la relación b/h para nuestro caso $b/h = 2$, con este valor se ingresa a la tabla 5.2.10 del manual de Marsk dándonos dos valores 0.246 y 0.309, el máximo esfuerzo cortante será cuando $\alpha = 0.246$ por ser el menor, el valor de T es igual a la máxima torsión producida en los apoyos que es M_{1x} y esta dada en el capítulo anterior por la ecuación 3.31:

$$M_{1x} = \frac{W * L_b(2L_v - m)}{L_v} + \frac{F * L_t * \text{sen}\phi(L_v + m)}{8L_v}$$

El esfuerzo de cortante en la viga será entonces:

$$\tau = \frac{1}{\alpha * b * h^2} \left[\frac{W * L_b(2L_v - m)}{L_v} + \frac{F * L_t * \text{sen}\phi(L_v + m)}{8L_v} \right] \quad (4.8)$$

En la figura 4.11 se observa la distribución de esfuerzos debido a la torsión

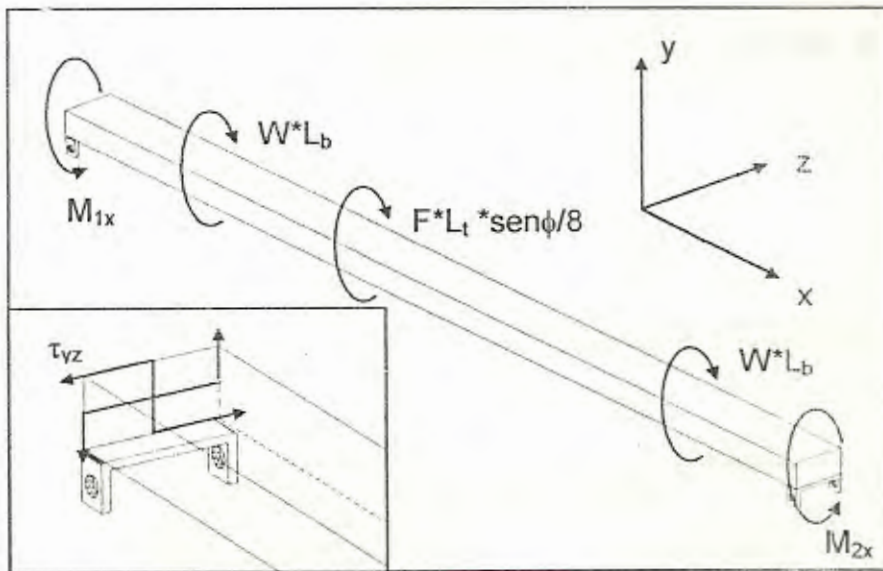


FIGURA 4.11. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS CORTANTES EN VIGA LONGITUDINAL PRODUCIDOS POR M_x Y W

Ahora se combinarán los esfuerzos para determinar el máximo esfuerzo que soporta la viga. Los puntos en la sección transversal de la viga para el análisis de esfuerzos se definen a continuación en la figura 4.12 y son identificadas por las letras A y B.

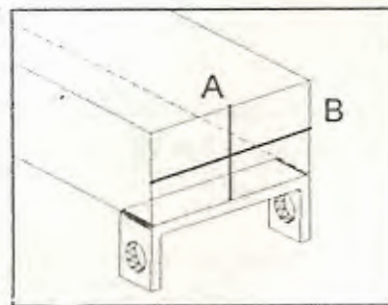


FIGURA 4.12. PUNTOS DE ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN VIGA LONGITUDINAL

En la tabla 4 se muestran la combinación de esfuerzos en el punto donde se análisis:

TABLA 4
ESFUERZOS RESULTANTES EN PUNTOS DE ANÁLISIS DE VIGA
LONGITUDINAL

Puntos	Flexión total	Cortante	Resultante
A	$\sigma'_x + \sigma''_x + \sigma'''_x$	τ_{xy}	$\sigma = \sqrt{\Sigma\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$
B	σ''''_x	τ_{xy}	$\sigma = \sqrt{(\sigma''''_x)^2 + 3\tau_{xy}^2}$

El punto donde aparece el máximo esfuerzo es el punto A, por lo tanto es el punto crítico donde se diseña la viga, se toma el esfuerzo que se produce en este punto:

$$\sigma_{admisible} = \sqrt{\Sigma\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Se reemplaza las ecuaciones 4.4, 4.5, 4.6 y 4.8 para determinar el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{admisible} = \sqrt{\left[\frac{F \cos \phi}{8h^2} - \frac{3Wn}{h^3} + \frac{3Fm * \text{sen}\phi(L_v - m)}{2h^3 L_v} + \frac{3Fb * \text{sen}\phi(L_v - m)}{4h^3 L_v} \right]^2 + 3 * \left[\frac{8WL_b(2L_v - m) + FL_t \text{sen}\phi(L_v + m)}{8\alpha b h^2 L_v} \right]^2}$$

Para hallar el valor de h se comienza dándole valores a esta variable hasta encontrar un factor de seguridad de al menos 1.44, que es el

factor de seguridad para cortante según la AISC, en la tabla 5 se muestra los resultados obtenidos al ingresar todas las ecuaciones en la hoja electrónica de Excel.

$$\frac{0.577 * S_y}{\eta} = \sqrt{\left[\frac{F \cos \phi}{8h^2} - \frac{3Wn}{h^3} + \frac{3Fm * \text{sen}\phi(L_v - m)}{2h^3 L_v} + \frac{3Fb * \text{sen}\phi(L_v - m)}{4h^3 L_v} \right]^2 + 3 * \left[\frac{8WL_b(2L_v - m) + FL_s \text{sen}\phi(L_v + m)}{8\alpha b h^2 L_v} \right]^2} \quad (4.11)$$

TABLA 5

TABLA DE RESULTADOS DE ITERACIÓN ECUACIÓN 4.11

h(m)	$\Sigma\sigma_f$ (MPa)	τ (MPa)	σ (von Misses)	η
0.063	10.8	64.5	112.2	1.27
0.064	10.3	62.5	108.7	1.32
0.065	9.9	60.6	105.4	1.36
0.066	9.5	58.8	102.2	1.40
0.067	9.1	57.0	99.2	1.44

El valor de $h = 67$ mm es el resultado, el área es $67^2 = 4489$ mm² en el apéndice A en la tabla de platinas se selecciona un perfil de 55 mm x 80 mm (2 3/16" x 3 5/32") para las vigas longitudinales.

4.3. Diseño de uniones

Las uniones que se utilizaran en el elevador son de dos tipos: las permanentes de soldadura y las desmontables de pines, como ya se ha diseñado la viga transversal y las vigas longitudinales se conocen todas las reacciones que actúan en las uniones y apoyos, en la tabla 6 se muestran estas fuerzas.

TABLA 6

TABLA DE REACCIONES QUE ACTUAN EN LAS UNIONES.

Viga transversal			
R_x			50562.18
R_y			4423.62
M_x			663.54
M_y			7584.32
M_z			176.94
Viga longitudinal			
R_{1x}	25281.09	R_{2x}	25281.09
R'_{1y}	4368.61	R'_{2y}	4545.55
R''_{1y}	88.470	R''_{2y}	88.47
R_{1z}	22716.57	R_{2z}	22716.57
M_{1x}	5036.73	M_{2x}	1598.93
M_{1y}	3470.58	M_{2y}	2038.66

4.3.1. Diseño de uniones emperradas

Para las uniones atornilladas se utilizara pernos SAE de grado 8 que tienen una resistencia limite a la tensión de 830 MPa, una

resistencia limite a la fatiga de 162 MPa, resistencia ultima a la tensión de 1040 MPa y resistencia a la fluencia de 940 MPa.

4.3.1.1. Diseño de unión de brazo voladizo

El brazo voladizo donde se sostiene el auto estará asegurada a la plataforma mediante un perno. En la figura 4.13 se muestra el brazo voladizo acoplado a las vigas longitudinales mediante el perno de diámetro d .

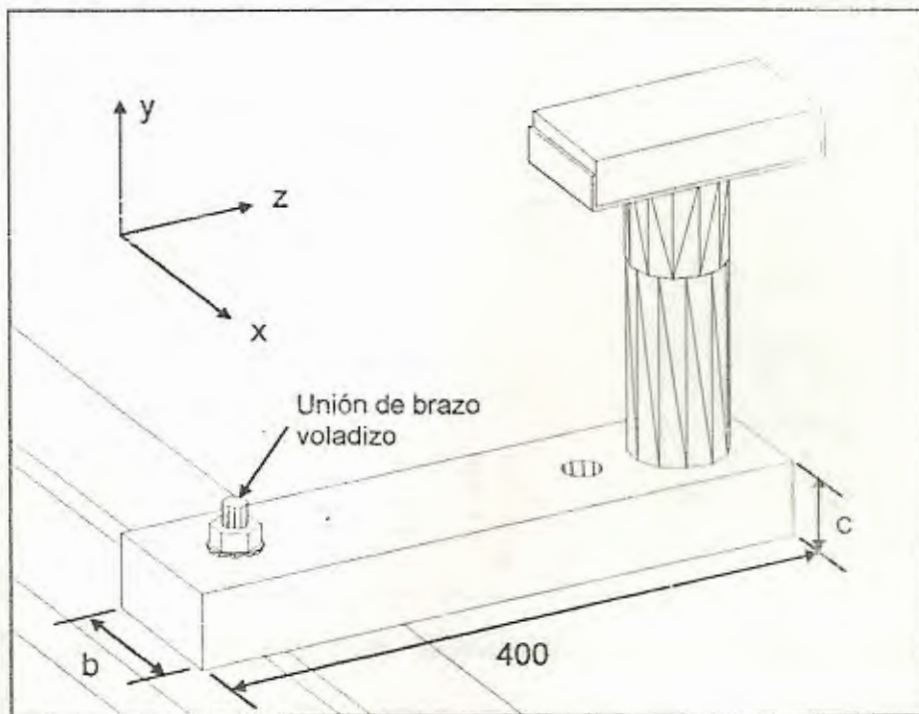


FIGURA 4.13. UNIÓN BRAZO VOLADIZO

En la figura 4.13 se observa que la fuerza W trata de hacer girar el brazo voladizo alrededor de la línea de apoyo sobre la viga longitudinal, como si fuera una palanca de primer genero, pero la tuerca al ejercer una reacción P equilibra la carga, en la figura 4.14 a continuación se muestra la fuerza que actúan sobre el perno.

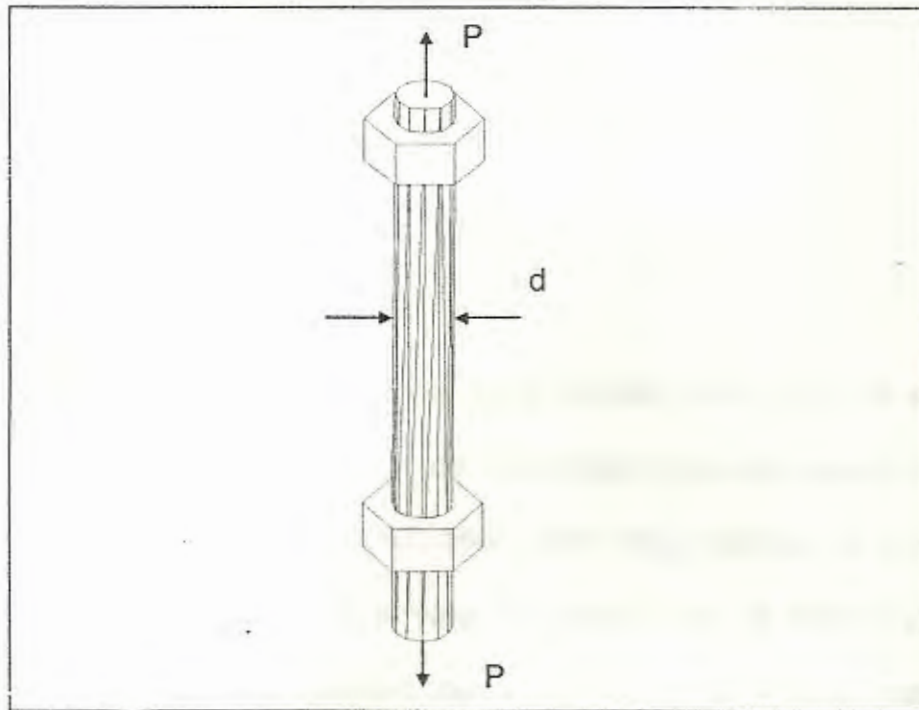


FIGURA 4.14. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL PERNO SUJETADOR DEL BRAZO VOLADIZO

La fuerza en tensión P se la encontró en el análisis del brazo voladizo y es establecida por la ecuación 3.33:

$$P = \frac{(L_b - d/2 - h) * W}{(d/2 + h)}$$

El esfuerzo admisible que soporta el perno es igual a la fuerza V dividida por el área del perno sometida a tensión (A_t), estas áreas se encuentran tabuladas en el apéndice D. El esfuerzo será entonces:

$$\sigma_{admisible} = \frac{P}{A_t} = \frac{(L_b - d/2 - h) * W}{A_t * (d/2 + h)}$$

$$\frac{\sigma_{prueba}}{\eta} = \frac{(L_b - d/2 - h) * W}{A_t * (d/2 + h)} \quad (4.12)$$

El esfuerzo de prueba para tornillos SAE grado 8 es 650MPa, y el factor de seguridad en tensión según el código AISC es 1.67, ahora para varios valores de d se calcula σ_{qs} y η , el valor de d en el que se obtiene un factor de seguridad de al menos 1.67 será el más adecuado. La tabla 7 muestra los resultados obtenidos en la hoja electrónica Excel.

TABLA 7

TABLA DE RESULTADOS DE ITERACIÓN ECUACIÓN 4.12

Diámetro(mm)	P(N)	$A_t(m^2)$	$\sigma_{tr}(Pa) \times 10^8$	η
0.006	25470.3771	2.05×10^{-5}	1.24	0.52
0.008	25087.7667	3.38×10^{-5}	7.42	0.87
0.009	24806.7342	5.00×10^{-5}	4.96	1.31
0.011	24530.6322	6.86×10^{-5}	3.58	1.82
0.012	24259.3319	9.15×10^{-5}	2.65	2.45
0.014	23992.7092	1.17×10^{-4}	2.04	3.18
0.016	23644.2818	1.46×10^{-4}	1.62	4.01
0.019	23136.2397	2.15×10^{-4}	1.07	6.05

En la primera columna de la tabla 7 se muestran los valores de diámetros que se van iterando, en la segunda columna se muestran el valor de la fuerza de sujeción del perno P que debe ejercer según sea el diámetro del perno, dependiendo del diámetro del perno el área sometida a tensión también cambiara de valor, estos valores se ven en la tercera columna, en la quinta columna se muestran los valores de esfuerzos de tensión en el perno, la ultima columna muestra el factor de seguridad y se observa que el perno de 11 mm es el mas adecuado, pero el código de la AISC establece que el mínimo diámetro de perno en tensión debe ser de 16 mm por lo tanto se escoge perno de 5/8".

4.3.1.2. Diseño de unión en actuador

El actuador esta conectado en el elevador por ambos extremos mediante pasadores, ambos pasadores resisten la misma fuerza F de 101510.641 N, en la figura 4.15 se presenta el pasador que conecta el actuador a la plataforma.

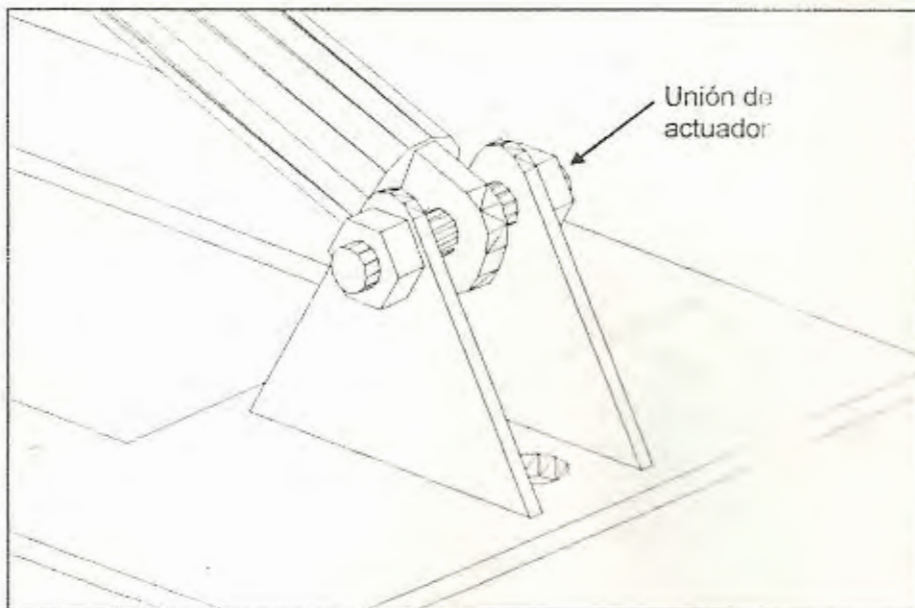


FIGURA 4.15. UNIÓN DE ACTUADOR

El perno como se ve en la figura el perno trabaja solamente en cortante doble, por lo tanto el diámetro del perno se lo determinara para resistir la fuerza F en

cortante. El esfuerzo cortante doble en el perno pasador sometido a un cortante F esta dado por la siguiente formula:

$$\tau = \frac{2 * F}{\pi * d^2}$$

En la figura 4.16 se observa el diagrama de cuerpo libre del perno en unión de actuador.

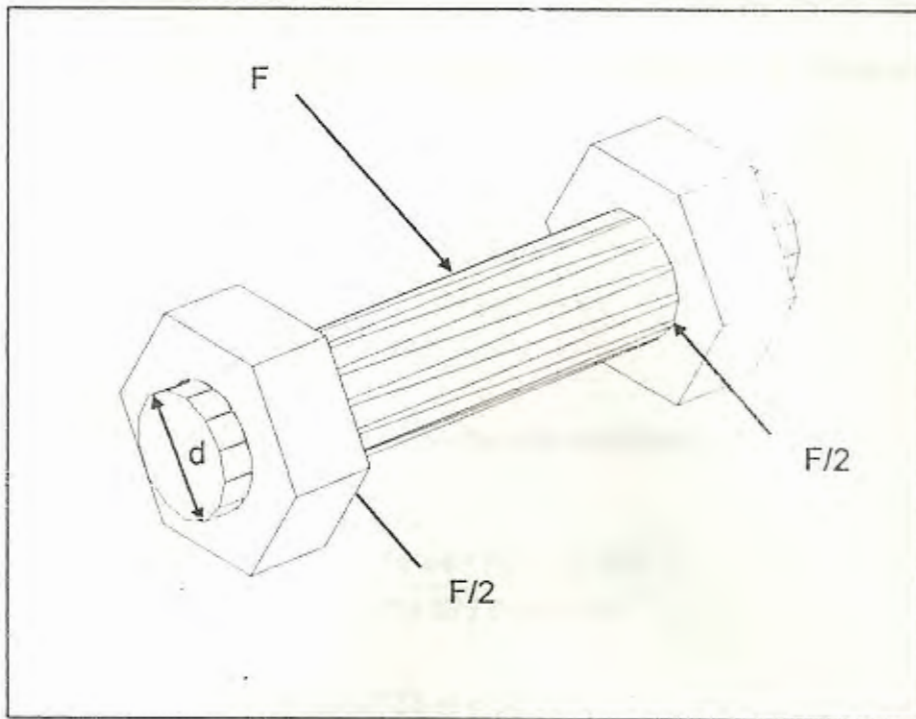


FIGURA 4.16. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE PERNO EN UNIÓN DE ACTUADOR

Donde d es el diámetro del perno, el esfuerzo cortante se lo calculamos a partir del factor de seguridad que según el código es 1.44 y además del esfuerzo de fluencia del material. El esfuerzo es:

$$\tau = \frac{0.577 * S_y}{\eta}$$

El coeficiente 0.577 es debido a que se analiza la fluencia del material en cortante y no en tensión, combinando las ecuaciones de esfuerzo cortante y despejando el diámetro se obtiene la formula:

$$d = \sqrt{\frac{2 * \eta * F}{\pi * 0.577 * S_y}}$$

Se reemplaza valores y se calcula el diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{2 * 1.44 * 101510.641}{\pi * 0.577 * 940 * 10^6}}$$

$$d = 0.0133 \text{ m} \approx 14 \text{ mm}$$

Según el código de la AICS el mínimo diámetro de los pernos sometidos a cortante debe ser de 5/8" por lo tanto el actuador estará unido por pernos de al menos 16 mm(5/8") de diámetro.

4.3.1.3. Diseño de uniones en soportes

La unión de los soportes esta formada por una horquilla con dos agujeros por donde atraviesa el perno asegurando el soporte a la plataforma y permitiéndole girar alrededor del eje z, las cargas que actúan en el pasador son fuerzas cortantes, de tensión y de momento, en la figura 4.17 se muestra el pasador que une un soporte a la plataforma y las dimensiones previamente diseñadas que determinan la longitud del perno:

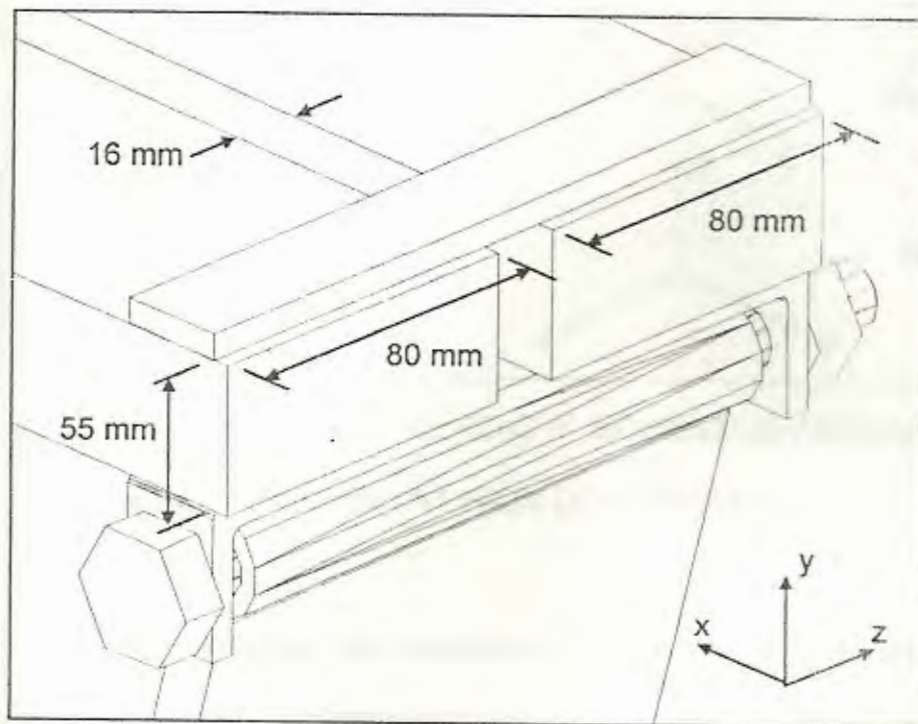


FIGURA 4.17. UNIÓN DE SOPORTES

La longitud del perno es $2 \cdot 80 \text{ mm} + 16 \text{ mm} = 176 \text{ mm}$, a esto se le agrega 50 mm mas para los hilos de rosca, la longitud total del perno es 226 mm. Las uniones de la parte trasera del elevador se encuentran sometidos a la mayor fuerza por lo que en función de estos deben ser diseñados todos los pernos, en la figura 4.18 se muestra un perno sujeto a las reacciones.

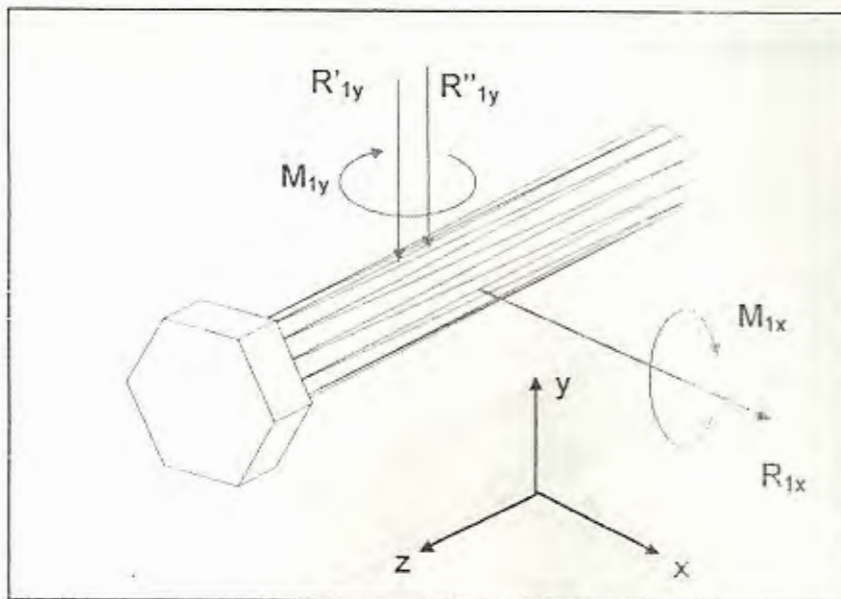


FIGURA 4.18. FUERZAS Y MOMENTOS APLICADOS A EL PERNO EN LA UNIÓN DE SOPORTE

Las cargas de momentos a los que está sujeto el perno deben ser transformados en un par de fuerzas de igual magnitud y sentido contrario que generen el mismo

encuentra en cualquiera de las aristas externas de las vigas longitudinales. Se analizara primeramente el cortante directo en la dirección z, el área de la soldadura se la obtiene en el apéndice E y el esfuerzo de soldadura por la siguiente formula:

$$\tau_z = \frac{R_{1z} / 4}{A} = \frac{R_{1z}}{2.828h * (2b + d)}$$

$$\tau_x = \frac{22716.57}{2.828h(2 * 0.08 + 0.030)} = \frac{42277.54}{h} \quad (4.13)$$

En la figura 4.22 se muestra el esfuerzo ubicado en el punto critico de soldadura.

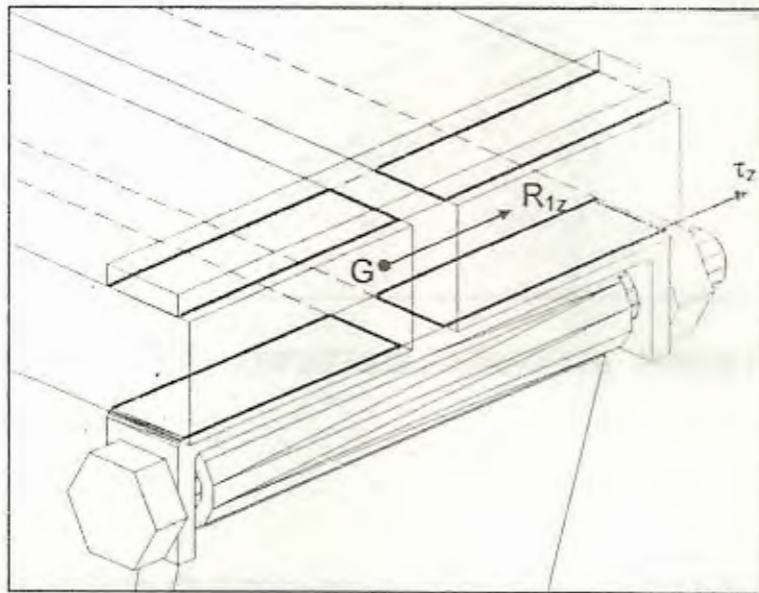


FIGURA 4.22. ESFUERZO CORTANTE PRODUCIDO POR \$R_{1z}\$

El esfuerzo cortante en la dirección x es será igual a:

$$\tau_x = \frac{R_{1x} / 4}{A} = \frac{R_{1x}}{2.828h*(2b+d)}$$

$$\tau_x = \frac{25281.09}{2.828h(2*0.08+0.03)} = \frac{47050.34}{h} \quad (4.14)$$

En la figura 4.23 se muestra el esfuerzo ubicado en el punto crítico de soldadura.

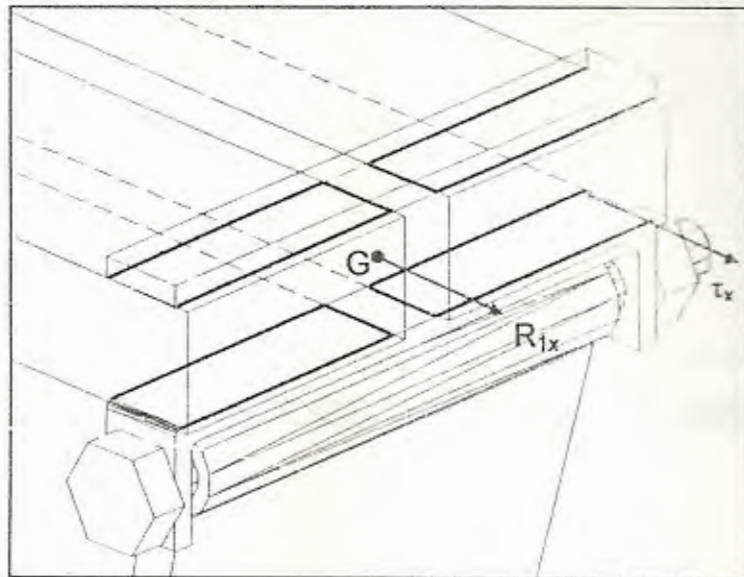


FIGURA 4.23. ESFUERZO CORTANTE PRODUCIDO POR R_{1x}

El esfuerzo de flexión en la soldadura es generado por el momento M_{1x} , la distancia c , y el momento de inercia I , el esfuerzo de flexión es:



$$\sigma_y = \frac{M_{1x} * c}{I}$$

En la figura 4.24 se muestra el esfuerzo de flexión ubicado en el punto crítico de la soldadura.

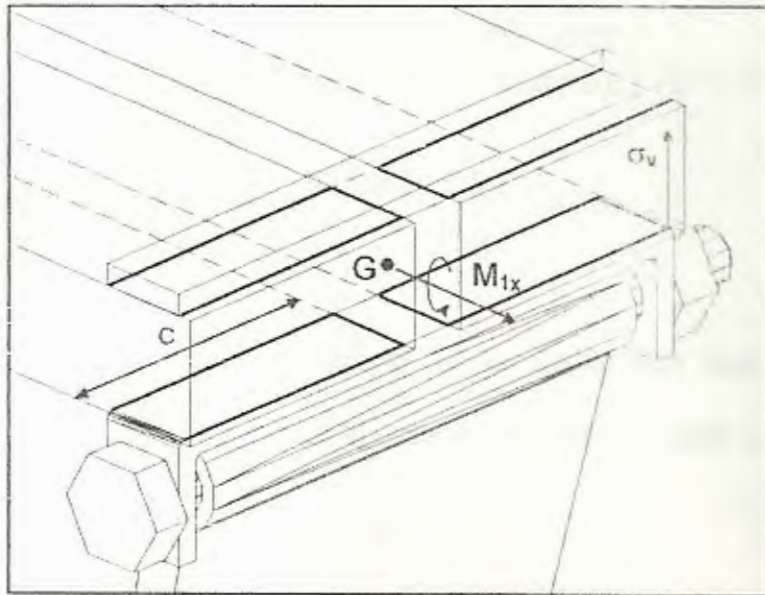


FIGURA 4.24. ESFUERZO DE FLEXION PRODUCIDO POR M_{1x}

En el apéndice B se encuentra el momento para la soldadura a analizar:

$$A = 0.707h(d + 2b)$$

$$x = d/2 \quad I_u = \frac{2b^3}{3} - 2b^2z + (d + 2b)z^2$$

$$z = \frac{b(b+d)}{d+2b}$$

reemplazando,

$$\sigma_y = \frac{M_{1x} / 4 * b(b+d) / (2b+d)}{0.707h * \left(\frac{2b^3}{6} - 2b^2z + (d+2b)z^2 \right)}$$

$$\sigma_y = \frac{5036.73 * 3(0.08 + 0.03)}{2.828 * h * 0.08(0.08^2 + 2 * 0.08 * 0.03 + 3 * 0.03^2)}$$

$$\sigma_y = \frac{528540.678}{h} \quad (4.15)$$

El ultimo esfuerzo a calcular es el de torsión que es generado por el momento M_{1y} , este momento es igual a:

$$\tau_{xz} = \frac{M_{1y} * r}{J}$$

Donde r es la distancia desde el centroide hasta el punto critico de soldadura y se lo calcula por la formula:

$$r = \sqrt{\left(\frac{b(b+d)}{2b+d} \right)^2 + \left(\frac{d}{2} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0.08(0.08+0.03)}{2*0.08+0.03} \right)^2 + \left(\frac{0.03}{2} \right)^2} = 0.088$$

El esfuerzo será:

$$\tau_{xz} = \frac{M_{1y} * \sqrt{\left(\frac{b(b+d)}{2b+d} \right)^2 + \left(\frac{d}{2} \right)^2}}{J}$$



En la figura 4.25 se muestra la ubicación del esfuerzo cortante en la soldadura.

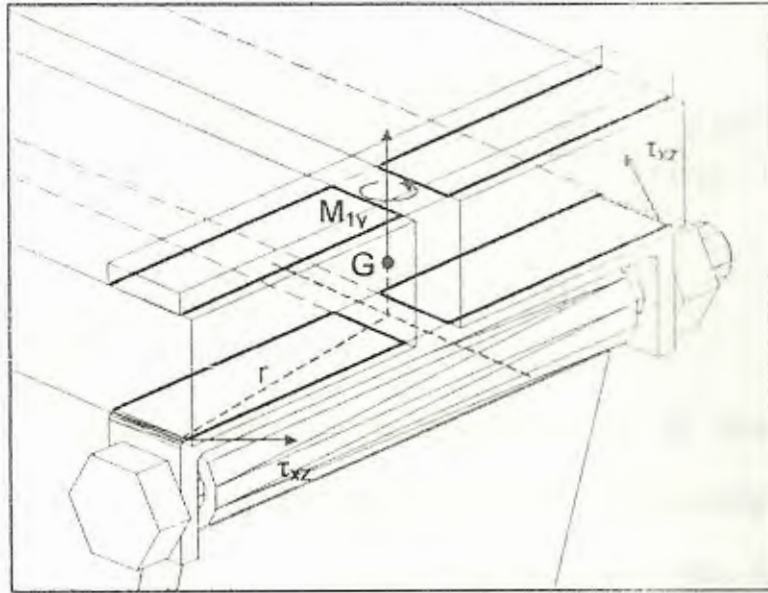


FIGURA 4.25. ESFUERZO CORTANTE PRODUCIDO POR M_{1y}

En el apéndice B se encuentra el momento para la soldadura a analizar:

$$A = 0.707h(2b + d)$$

$$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d} \quad J_s = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$$

$$y = d/2$$

El esfuerzo cortante será:

$$\tau_{yz} = \frac{M_{yz} / 4 * \sqrt{\left(\frac{b(b+d)}{2b+d}\right)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}}{0.707h \left[\frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d} \right]}$$

$$\tau_{yz} = \frac{3470.58 / 4 * 0.088}{0.707 * h \left[\frac{8 * 0.08^3 + 6 * 0.08 * 0.03^2 + 0.03^3}{12} - \frac{0.08^4}{2 * 0.08 + 0.03} \right]}$$

$$\tau_{yz} = \frac{7482869.97}{h} \quad (4.16)$$

Este esfuerzo esta en el plano xz por lo que lo descomponemos en las direcciones x y z, para sumarlo a los otros esfuerzos que están en esas direcciones, en la figura 4.26 muestra el ángulo que forma el esfuerzo con x.

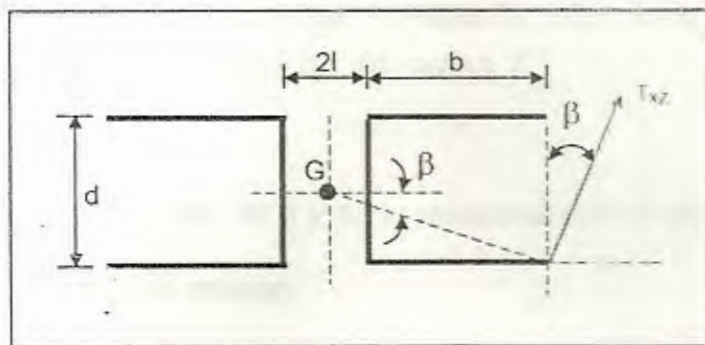


FIGURA 4.26. ÁNGULO DEL ESFUERZO CORTANTE PRODUCIDO POR M_{1x}

De esta figura 4.26 se toma las relaciones del seno y coseno del ángulo β

$$\operatorname{sen}\beta = \frac{d/2}{r} = \frac{0.03}{2 * 0.088} = 0.14063 \quad (4.17)$$

$$\operatorname{cos}\beta = \frac{b+l}{r} = \frac{0.08 + 0.016}{0.088} = 0.99006 \quad (4.18)$$

Se reemplaza en la ecuación del esfuerzo admisible utilizando la teoría de falla de Von Misses, reemplazando las ecuaciones 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17 y 4.18:

$$\sigma_{\text{admissible}} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\sum\tau_{yz}^2}$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_y^2 + 3(\tau_x + \tau_x \operatorname{cos}\beta)^2 + 3(\tau_z + \tau_x \operatorname{sen}\beta)^2}$$

$$\sigma = \frac{1}{h} \sqrt{528541^2 + 3 * (47050 + 7482870 * 0.99006)^2 + 3(42277 + 7482870 * 0.14063)^2}$$

Al despejar el valor de h y se lo relaciona con el factor de seguridad η y se obtiene,

$$h = \frac{1.44}{0.577 * S_y} \sqrt{528541^2 + 3(47050 + 7482870 * 0.99006)^2 + 3(42277 + 7482870 * 0.14063)^2}$$

Esta formula se la ingresa en una hoja electrónica de Excel y se evalúa con los valores ya establecidos lo que da como resultado,

$$h = 0.0056 \text{ m} \approx 6 \text{ mm}$$

En conclusión el tamaño de soldadura para las uniones en las horquillas no debe ser menor a 6 mm.



simplemente para facilitar los cálculos, las fuerzas y momentos de color rojo actuando en el centroide de la soldadura denotado por el punto G,

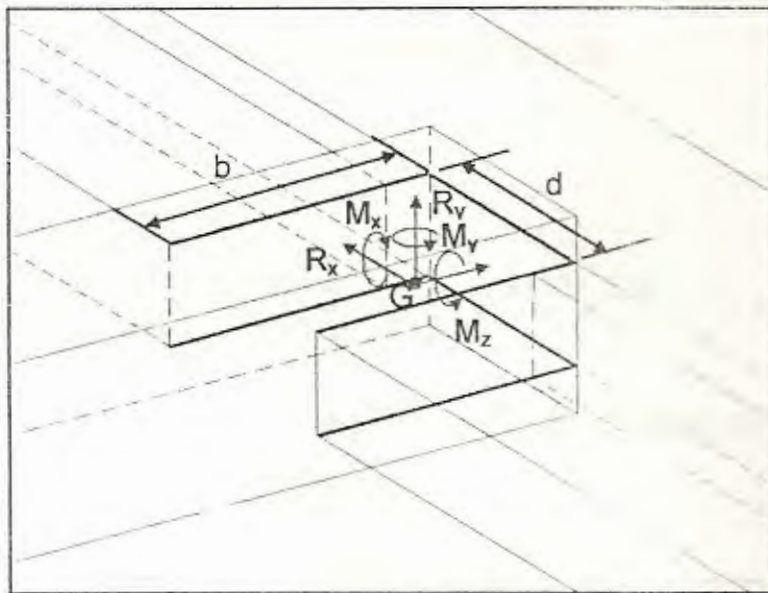


FIGURA 4.28. FUERZAS Y MOMENTOS EN UNIÓN VIGA TRANSVERSAL

Se puede despreciar el valor de R_y , M_y y M_z debido a que sus magnitudes al multiplicarlos por el $\text{sen}\phi$ son despreciables. Dada la simetría de la soldadura se puede analizar la mitad superior o inferior de la unión, las fuerzas y momentos se repartirán uniformemente en cada una de ellas, de esta manera se simplificará el cálculo. El punto

critico de la soldadura se encuentra en cualquiera de los dos puntos mas alejados del centroide. Se analizara primeramente el cortante directo en la direcci3n z, el 1rea de la soldadura se la obtiene en el ap6ndice E y el esfuerzo de soldadura por la siguiente formula:

$$\tau_x = \frac{R_x / 2}{A} = \frac{R_x}{1.414h*(2b+d)}$$

$$\tau_x = \frac{50562.18}{1.414 * h * (2 * 0.08 + 0.03)} = \frac{91931.236}{h} \quad (4.19)$$

En la figura 4.29 se muestra el esfuerzo ubicado en el punto critico de soldadura.

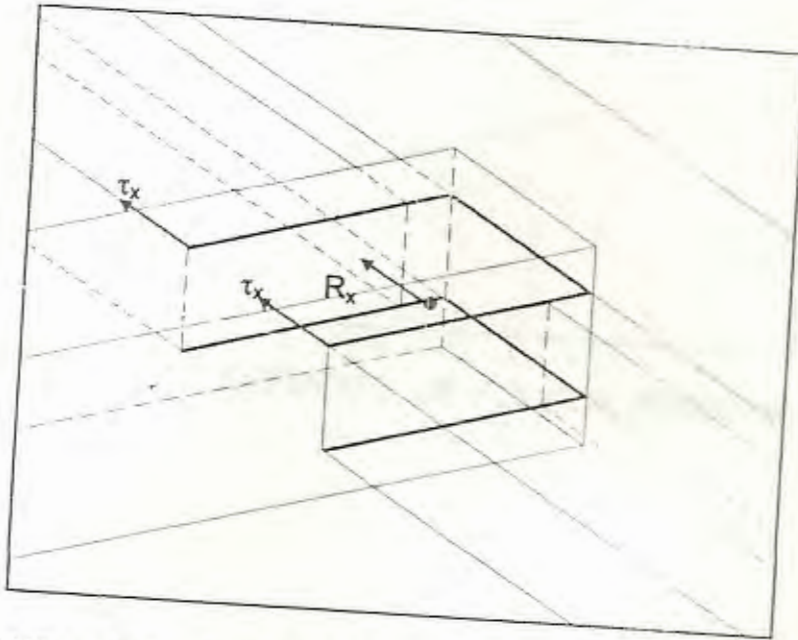


FIGURA 4.29. ESFUERZO CORTANTE PRODUCIDO POR R_x

Esfuerzo de flexión en la soldadura es generado por el momento M_x , si el momento de inercia I_x , y c la distancia en z del centroide al punto critico, el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_y = \frac{M_x * c}{I_x}$$

En la figura 4.30 se observa en esfuerzo de flexión ubicado en el punto critico

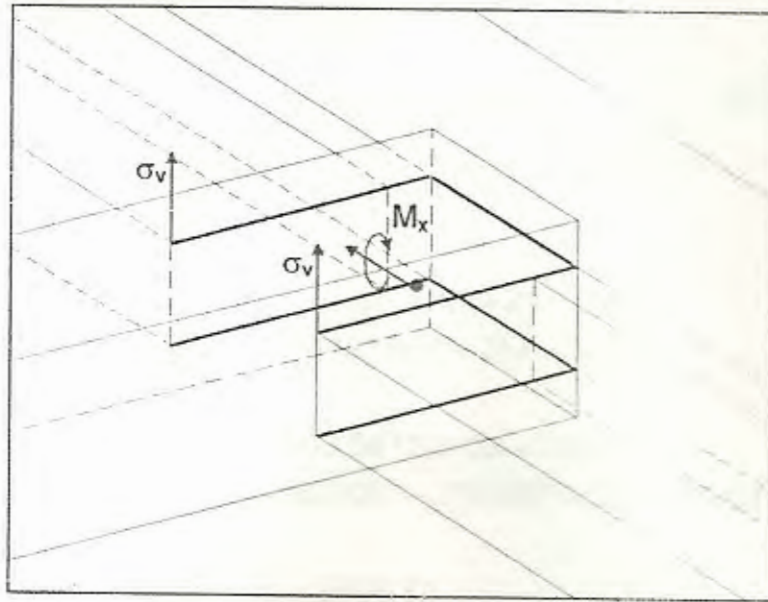


FIGURA 4.30. ESFUERZO DE FLEXION PRODUCIDO POR M_x

El momento de inercia de la soldadura se lo encuentra en el apéndice E:

$$A = 0.707h(d + 2b)$$

$$x = d/2 \quad I_x = \frac{2b^3}{3} - 2b^2z + (d + 2b)z^2$$

$$z = \frac{b(b+d)}{d+2b}$$

El esfuerzo de flexión será entonces:

$$\sigma_y = \frac{M_x * b(b+d)/(2b+d)}{1.414h * \left(\frac{2b^3}{6} - 2b^2z + (d+2b)z^2 \right)}$$

$$\sigma_y = \frac{M_x * 3(b+d)}{1.414h * b(b^2 + 2bd + 3d^2)}$$

$$\sigma_y = \frac{663.54 * 3(0.08 + 0.03)}{1.414 * h * 0.08(0.08^2 + 2 * 0.08 * 0.03 + 3 * 0.03^2)}$$

$$\sigma_y = \frac{9705.02}{h} \quad (4.20)$$

Ahora se reemplaza las ecuaciones 4.19 y 4.20 en la ecuación del esfuerzo admisible:

$$\sigma_{admissible} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3 * \tau_{xz}^2}$$

$$\sigma_{admissible} = \sqrt{\left(\frac{9705.02}{h} \right)^2 + 3 \left(\frac{91931.2365}{h} \right)^2}$$



Al despejar el valor de h y relacionándolo con el factor de seguridad η se tiene,

$$h = \frac{\eta}{0.577 * S_y} \sqrt{9705.02^2 + 3 * 91931.2365^2}$$

Esta fórmula se la ingresa a la hoja electrónica de Excel y se evalúa con los valores ya establecidos obteniendo como resultado,

$$h = 0.0056 \text{ m} \approx 6 \text{ mm}$$

En conclusión el tamaño de soldadura para la unión en la viga transversal no debe ser menor a 6 mm.

4.3.2.3. Diseño de soldadura en unión de actuador

El actuador se conecta en sus dos extremos por medio de pernos sujetadores, y estos a su vez se acoplan por medio de pequeñas placas soldadas tanto a viga transversal como a la placa base. En la figura 4.31 se muestra el pin en la placa base, las ménsulas están soldadas a la placa base, esta soldadura soporta mas esfuerzo de flexión que en la soldadura del otro extremo, por lo tanto será la soldadura a diseñar.

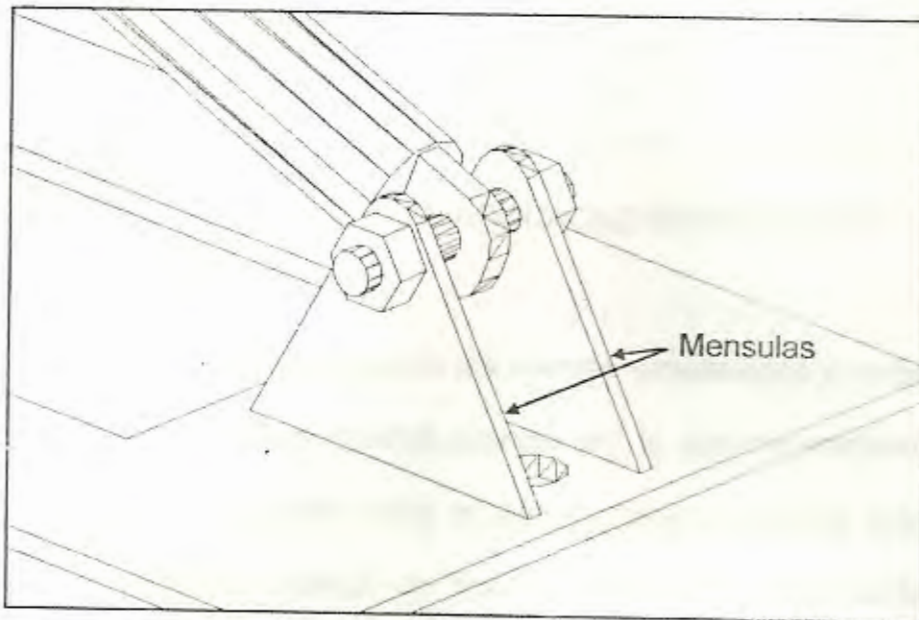


FIGURA 4.31. UBICACIÓN DE MENSULAS EN UNIÓN ACTUADOR

En la figura 4.32 se muestra las con las fuerzas que actúan sobre ellas, y las dimensiones de las soldaduras.

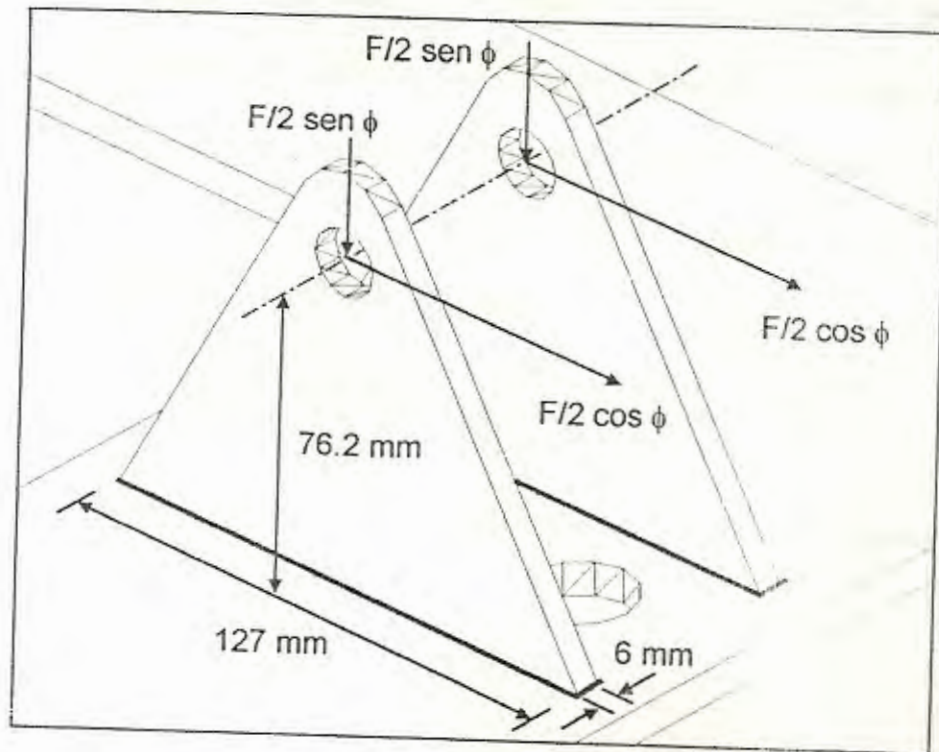


FIGURA 4.32. FUERZAS APLICADAS EN MENSULAS

Las dos mensulas tienen las mismas dimensiones y están sometidas a las mismas fuerzas por lo que se analizará solo una de ellas para el diseño, cada soldadura está sometida a esfuerzo de flexión y cortante, primeramente se analizará el esfuerzo cortante en la soldadura, si h es el espesor de la soldadura entonces el esfuerzo cortante en la soldadura es:

$$\sigma = \frac{F \cdot \cos \phi \cdot e}{2 \cdot 0.707 \cdot h \cdot I_u}$$

$$I_u = \frac{d^2(3b+d)}{6}$$

$$\sigma = \frac{6 \cdot F \cdot \cos \phi \cdot e}{2 \cdot 0.707 \cdot h \cdot d^2 \cdot (3b+d)} \quad (4.22)$$



Una vez obtenido ambos esfuerzos se aplica la teoría de falla de Von Misses para hallar el máximo esfuerzo admisible, se reemplaza las ecuaciones 4.21 y 4.22 en la ecuación del esfuerzo admisible:

$$\sigma_{admissible} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{admissible} = \sqrt{\left(\frac{3 \cdot F \cdot \cos \phi \cdot e}{0.707 \cdot h \cdot d^2 \cdot (3b+d)} \right)^2 + 3 \left(\frac{F \cdot \cos \phi}{2 \cdot 1.414 \cdot h \cdot (b+d)} \right)^2}$$

El factor de seguridad para miembros sujetos a cortante según el código de la AISC es 1.44, con este valor se puede relacionar el esfuerzo admisible y tener como única incógnita en la ecuación h, el espesor de la soldadura:

$$\sigma = \frac{0.577 \cdot S_y}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{3 \cdot F \cdot \cos \phi \cdot e}{0.707 \cdot h \cdot d^2 \cdot (3b+d)} \right)^2 + 3 \left(\frac{F \cdot \cos \phi}{2 \cdot 1.414 \cdot h \cdot (b+d)} \right)^2}$$

Despejando h en la ecuación y calculando

$$\frac{0.577 * S_y}{\eta} = \frac{1}{h} \sqrt{\left(\frac{3 * F * \cos \phi * e}{0.707 * d^2 * (3b + d)} \right)^2 + 3 \left(\frac{F * \cos \phi}{2 * 1.414 * (b + d)} \right)^2}$$

$$h = \frac{\eta}{0.577 * S_y} \sqrt{\left(\frac{3 * F * \cos \phi * e}{0.707 * d^2 * (3b + d)} \right)^2 + 3 \left(\frac{F * \cos \phi}{2 * 1.414 * (b + d)} \right)^2}$$

$$h = \frac{1.44}{0.577 * 393 * 10^6} \sqrt{\left(\frac{3 * 101510.641 * \cos 5^\circ * 0.0762}{0.707 * 0.127^2 * (3 * 0.006 + 0.127)} \right)^2 + 3 \left(\frac{101510.641 * \cos 5^\circ}{2 * 1.414 * (0.006 + 0.127)} \right)^2}$$

$$h = 0.006m$$

El espesor de soldadura que deben ser soldadas las ménsulas del actuador no deben ser menores a 6 mm.

4.4. Diseño brazo voladizo

En el análisis del brazo voladizo se estableció que este solamente que se encuentra sometido a esfuerzos de flexión, ya que la fuerza W atraviesa el centroide de la sección transversal del brazo, en la figura 4.33 se muestra las dimensiones preestablecidas anteriormente.

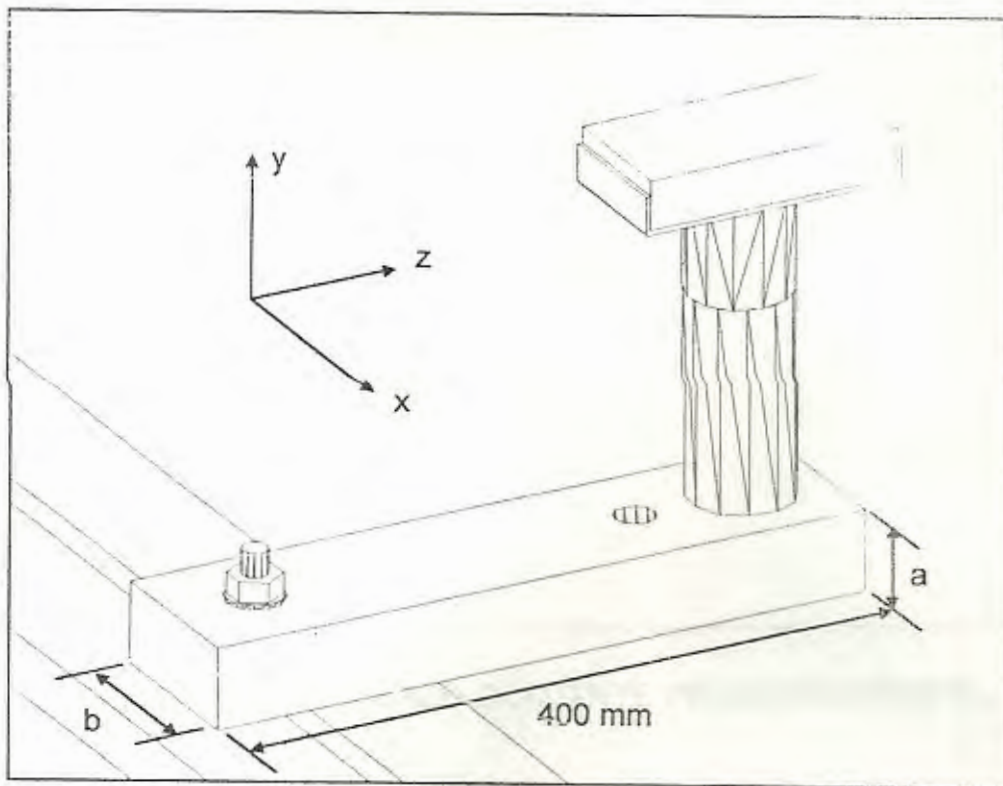


FIGURA 4.33. BRAZO VOLADIZO

En el diseño del brazo voladizo se debe tomar en cuenta el diámetro de el agujero por donde pasa el perno sujetador ya que este es un

concentrador de esfuerzo, el esfuerzo no se distribuye uniformemente en esta sección transversal, por lo tanto este es el punto mas critico del brazo, y es aquí donde se centrara el diseño del brazo, en la figura 4.34 se observa el brazo voladizo corte mostrando la sección transversal por donde pasa el perno sujetador.

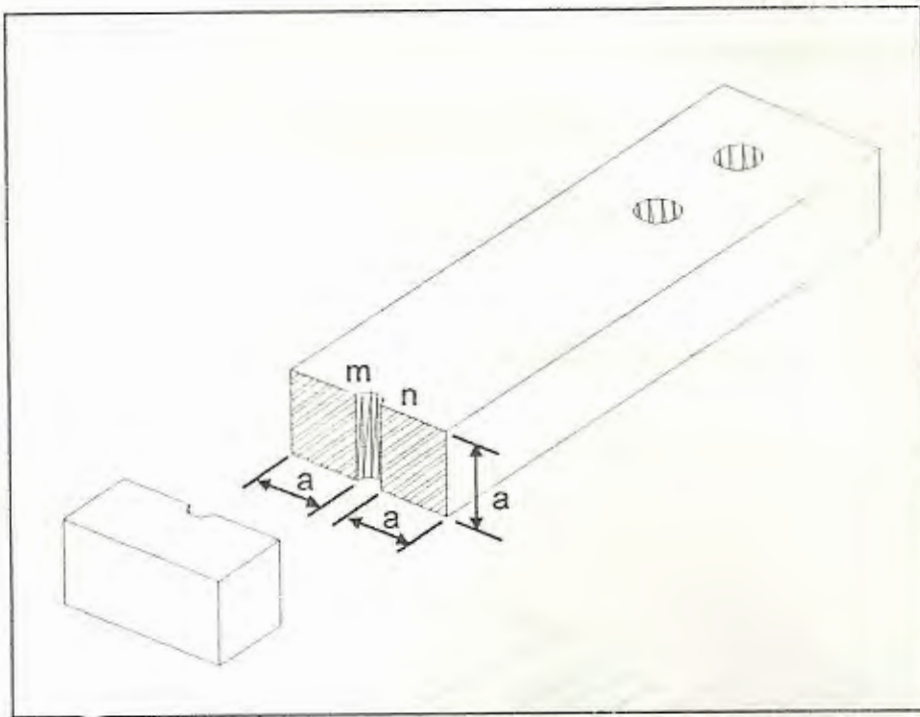


FIGURA 4.34. ESFUERZO CORTANTE PRODUCIDO POR R_{1z}

El esfuerzo de flexión máximo se encuentra en la superficie superior del brazo y además este no se distribuye uniformemente a lo largo de la superficie ya que el orificio concentra el esfuerzo en los puntos m y n. Las aristas m y n son los puntos críticos, ya que están sometidos a



tensión y es por donde se puede desgarrar el elemento, el ancho de del brazo voladizo es $b = 2a + d$, por lo tanto el área sometida a esfuerzo de flexión es $A = 2 \times a^2$, el esfuerzo de flexión en una viga es:

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

El momento esta determinado por la ecuación 3.34, $M = W * (L_b - d/2 - h)$, $c = a/2$, $I_x = 2 * (a * a^3) / 12$, el valor de $h = 80$ mm que es igual al ancho de la viga longitudinal, reemplazando se tiene:

$$\sigma = \frac{3 * W * (L_b - d/2 - h)}{a^3}$$

En la figura 4.35 se muestra la distribución del esfuerzo.

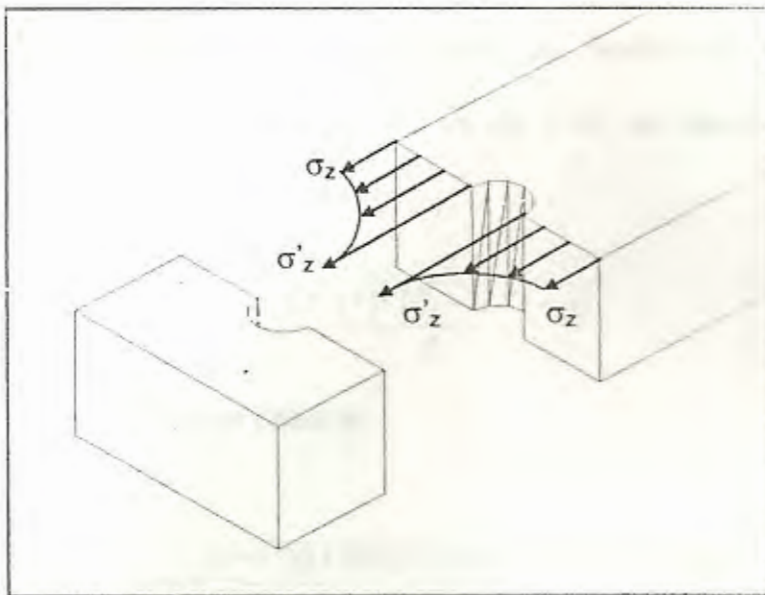


FIGURA 4.35. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZO EN BRAZO VOLADIZO



La distribución del esfuerzo en la superficie del brazo voladizo y en una sección transversal que atraviesa el agujero viene dada por la siguiente ecuación:

$$\sigma_z = \frac{\sigma}{2} \left(2 + \frac{d^2}{4r^2} + \frac{3d^4}{16r^4} \right)$$

Siendo d el diámetro del agujero y r la distancia al centro del mismo. De aquí se obtiene, para $r = d/2$, que el esfuerzo en los puntos m y n es igual a 3σ . Por lo tanto el esfuerzo admisible de flexión para diseñar el brazo será:

$$\sigma_{admissible} = 3\sigma = \frac{9 * W(L_b - d/2 - h)}{a^3} \quad (4.23)$$

El factor de seguridad para esfuerzos de flexión en secciones rectangulares según el código AISC es de 1.33, se reemplaza y se despeja a en la ecuación 4.23:

$$a = \sqrt[3]{\frac{9 * \eta * W(L_b - d/2 - h)}{S_y}}$$

reemplazando valores se obtiene:

$$a = \sqrt[3]{\frac{9 * 1.33 * 6668.9(0.4 - 0.008 - 0.080)}{313.7 * 10^6}}$$

$$a = 0.0429 \text{ m} \approx 43 \text{ mm}$$

4.5. Diseño de soportes

Para el diseño de los soportes se establece un ancho b del soporte en base a las dimensiones calculadas en la viga longitudinal, en la figura 4.36 se muestra el espacio disponible para el ancho del soporte que es igual a 164 mm, el ancho de las vigas longitudinales es de 80 mm, mas el ancho del perno sujetador del brazo voladizo de 16 mm nos da 176 mm, a esta le restamos los 6 mm de espesor de la placa con que esta hecha la horquilla, que nos da 164 mm de ancho máximo para el soporte. Establecemos el valor de b en 100 mm.

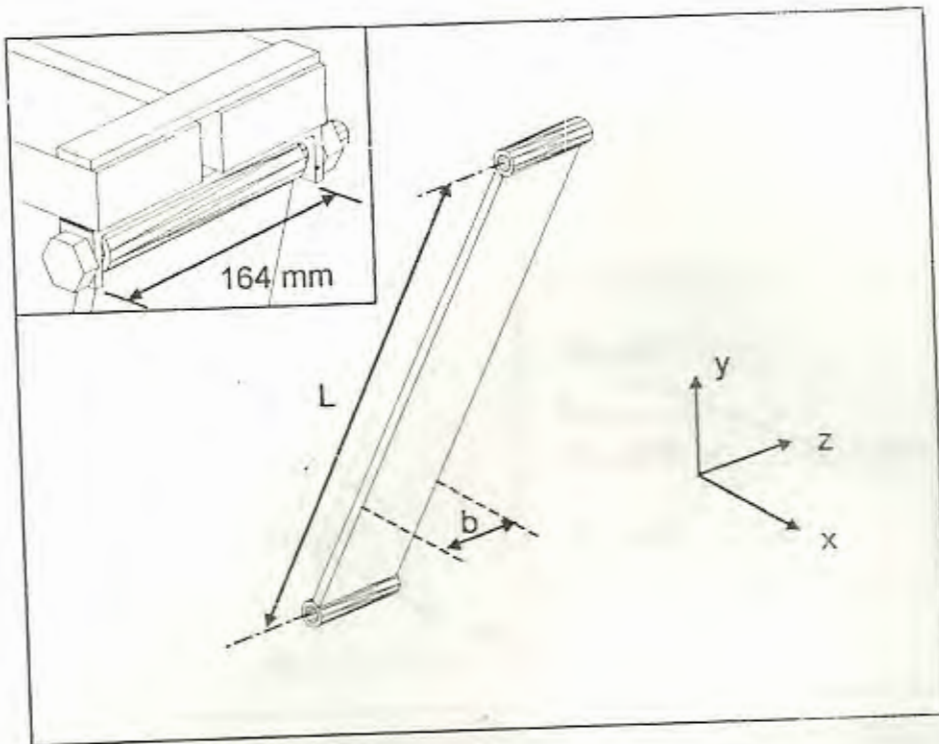


FIGURA 4.36. SOPORTE

Las fuerzas y momentos que actúan sobre el soporte son R_{2x} , R_{2y} , R_{2z} , M_{2x} , y M_{2y} , pero se tomara en cuenta solamente las dos primeras fuerzas ya que estas tienden a pandear la columna por el eje de menor radio de giro, las demás reacciones se las desprecia, en la figura 4.37 se aprecia la descomposición de las dos fuerzas en componentes normal y paralelo a la sección transversal del soporte tomando en cuenta el ángulo de elevación del soporte θ .

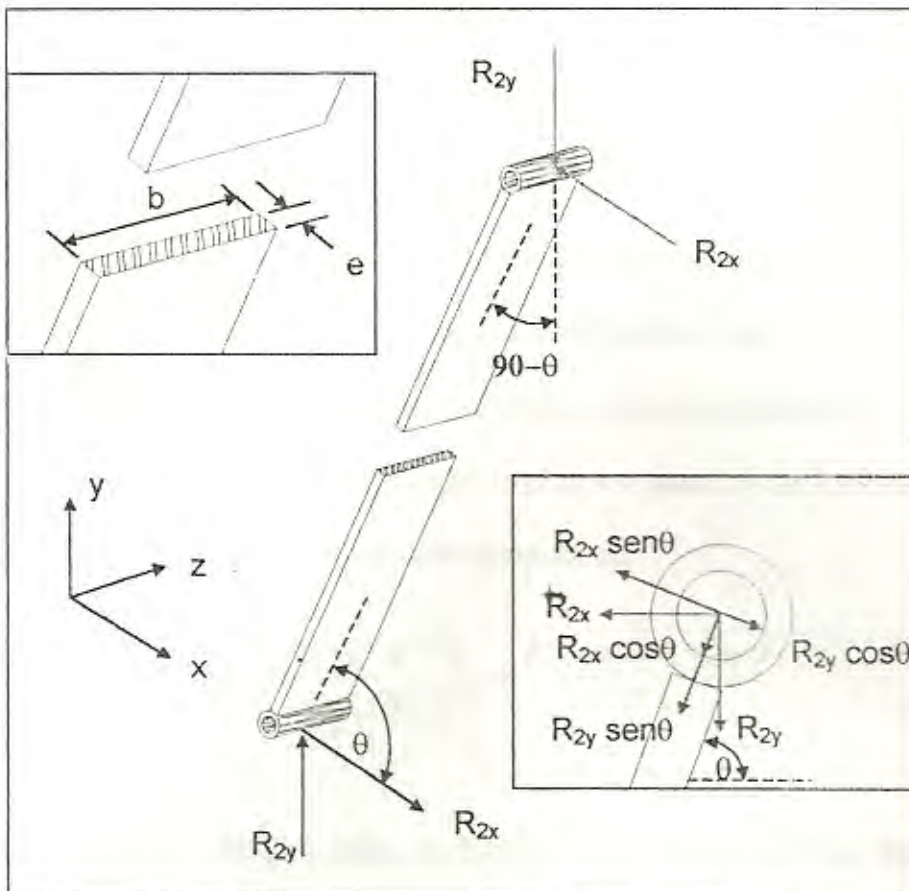


FIGURA 4.37. DESCOMPOSICIÓN DE FUERZA APLICADA EN SOPORTE

La carga admisible en el soporte será entonces a la suma de las componentes de las fuerzas normales a la sección transversal:

$$F_{admisable} = R_{2y} \operatorname{sen}\theta + R_{2x} \operatorname{cos}\theta$$

Para diseñar se asumirá que el soporte es columna larga, por lo tanto la ecuación según el código AISC es:

$$S_{cr} = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * l}{r}\right)^2}$$

Donde S_{cr} es el esfuerzo de trabajo, E el modulo de Young, l es la longitud de la columna que es igual a 0.621 m, K = factor de sujeción de la columna en la tabla del apéndice G se listan los factores de sujeción de columnas para diversas condiciones de sujeción, para este caso $K = 1$ ya que ambos extremos están articulados y r es el menor radio de giro. El esfuerzo crítico es igual a las reacciones dividida para el área de la sección transversal:

$$S_{cr} = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * l}{r}\right)^2} = \frac{R_{2y} \operatorname{sen}\theta + R_{2x} \operatorname{cos}\theta}{b * e}$$

El menor radio de giro esta en función del espesor e y es igual a $e/\sqrt{12}$, reemplazando en la ecuación anterior y despejando a se tiene:

$$\frac{R_{2y} \sin \theta + R_{2z} \cos \theta}{b * e} = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * l}{e / \sqrt{12}} \right)^2}$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{23(R_{2y} \sin \theta + R_{2z} \cos \theta)(K * l)^2}{b * \pi^2 * E}}$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{23 * 25670.97 * (1 * 0.621)^2}{0.1 * \pi^2 * 200 * 10^9}}$$

$$a = 0.01048 \text{ m} \approx 10 \text{ mm}$$

Ahora se verifica que la columna es larga por la relación de esbeltez:

$$\frac{K * L}{r} \geq C_c \quad C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200 * 10^9}{313.7 * 10^6}} = 112.18$$

$$\frac{K * L}{r} = \frac{1 * 0.621}{0.01 / \sqrt{12}} = 215.12$$

La columna es de tipo larga con una sección transversal de 10 mm de espesor por 100 mm de ancho, en la tabla de platinas se selecciona una platina que tenga al menos estas dimensiones, y se encuentra que la platina de 12 mm x 133 mm (15/32" x 5 1/4") es la mas adecuada.

4.6. Diseño de pernos de anclaje

El elevador estará anclado al piso mediante pernos de anclaje expansivos hechos de acero para mayor seguridad, irán ubicados en los agujeros de las placas junto a las horquillas traseras y en la placa base, en la figura 4.38 se muestran como irían los pernos de las horquillas traseras con una vista en corte:

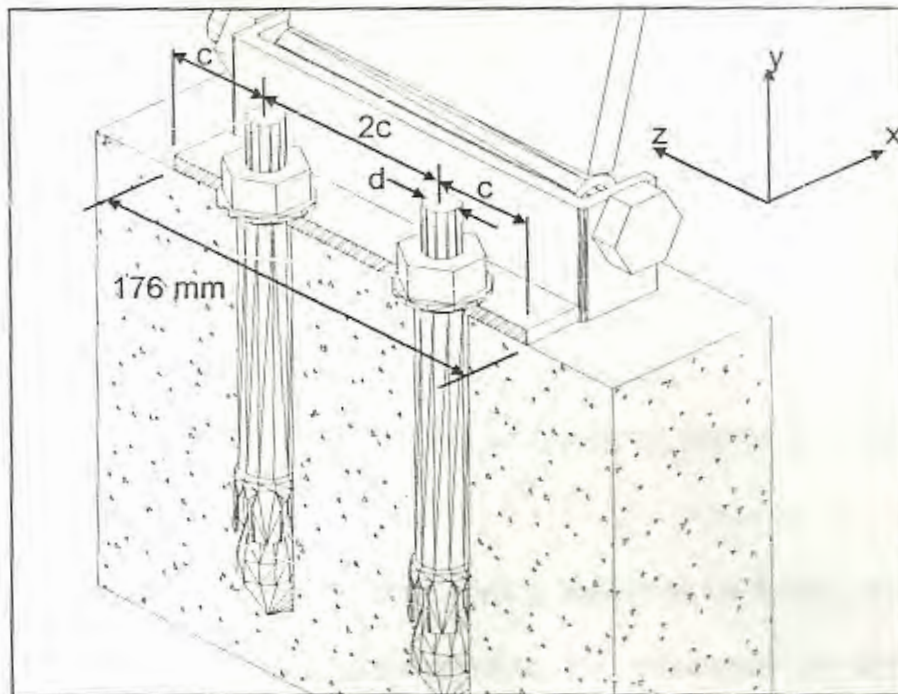


FIGURA 4.38. VISTA EN CORTE DE LOS PERNOS DE ANCLAJE

El valor de c es igual al ancho de la horquilla que es $176/4 = 44$ mm, los pernos de anclaje en las horquillas traseras están sometidos a mayor carga debido a que la horquilla trasera por su tamaño presenta

menor rigidez que la placa base, en la figura 4.39 se muestra las fuerzas y momentos a los que están sometidos los pernos.

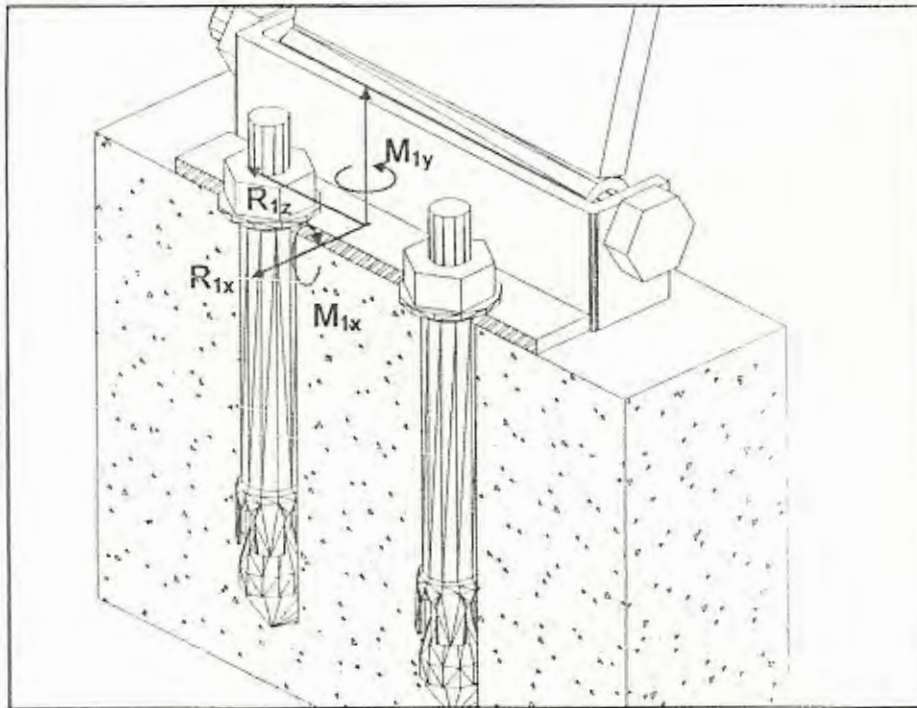


FIGURA 4.39. FUERZAS Y MOMENTOS EN PERNOS DE ANCLAJE

Los pernos se encuentran sometidos a esfuerzos de flexión, torsión y cortante, se analizará primeramente los esfuerzos de cortantes producidos por las reacciones R_{1x} y R_{1z} .

$$\tau_x = \frac{R_{1x}}{A} = \frac{2 * R_{1x}}{\pi * d^2} \quad (4.24)$$

$$\tau_z = \frac{R_{1z}}{A} = \frac{2 * R_{1z}}{\pi * d^2} \quad (4.25)$$

El momento M_y , puede ser transformado en dos fuerzas de igual magnitud y sentido aplicados en los pernos, de esta forma se simplificaría los cálculos, en la figura 4.40 se muestra estas fuerzas.

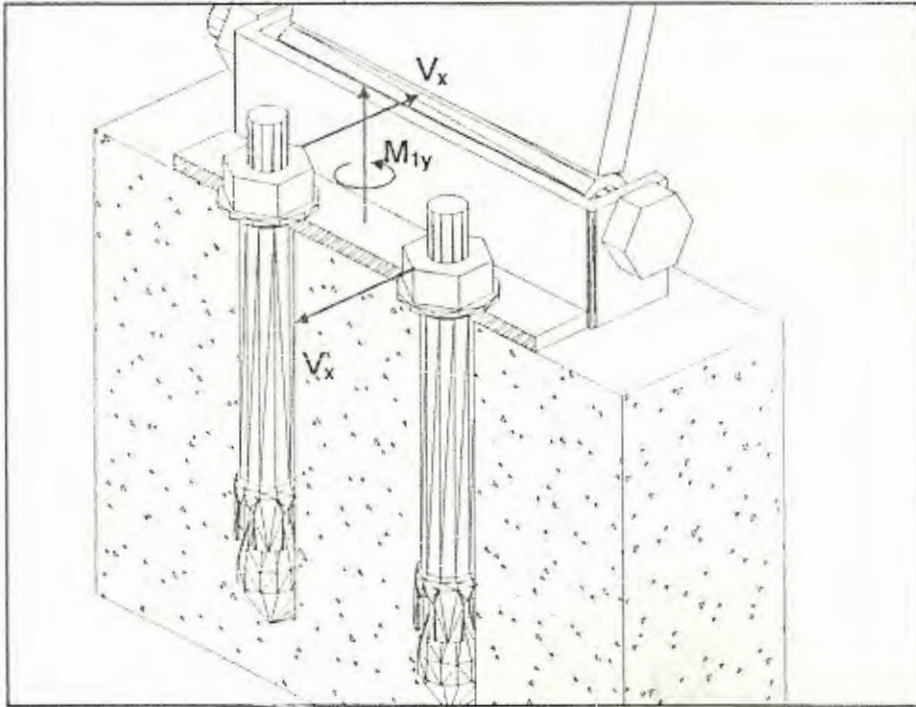


FIGURA 4.40. CORTANTE EN PERNO DE ANCLAJE PRODUCIDO POR M_y

Esta fuerza V_x produce esfuerzos cortantes en los pernos en la dirección x , si la distancia entre los dos centros de los pernos es $2c$ el valor de V_x es:

$$V_x = \frac{M_y}{2c} \quad (4.26)$$

Con la ecuación 4.26 se reemplaza en la ecuación del esfuerzo de cortante

$$\tau_x = \frac{V_x}{A} = \frac{M_{1v}}{c\pi d^2} \quad (4.27)$$

El ultimo esfuerzo es el de tensión producido por el momento M_x , este momento trata de hacer girar la horquilla alrededor del punto a, pero cada perno ejerce una fuerza de tensión que no permiten a la horquilla moverse, en la figura 4.41 se muestran las fuerzas T_1 y T_2 en los pernos y las distancias de centros.

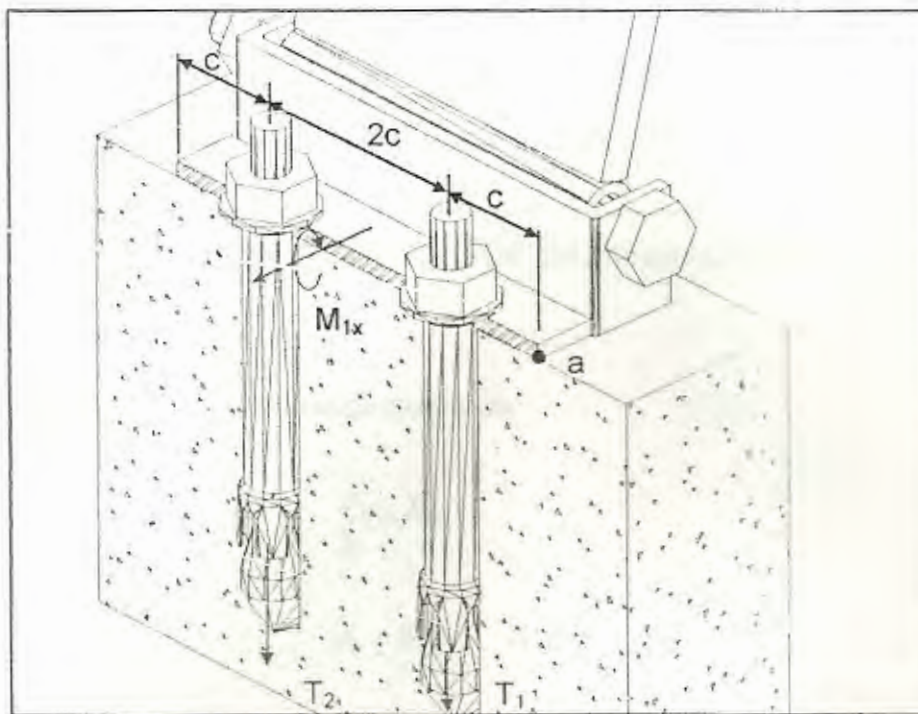


FIGURA 4.41. TENSIÓN EN PERNO DE ANCLAJE PRODUCIDO POR M_{1x}

Se aplica la sumatoria de momentos alrededor del punto a para determinar las fuerzas:

$$T_1(2c + c) + T_2 * c = M_x \quad (4.28)$$

Para hallar las tensiones T_1 y T_2 en los pernos se recurre a la ecuación de deformaciones en los pernos, en la figura 4.42 se observa el triángulo de deformación del perno 1 (ρ_1) y del perno 2 (ρ_2),

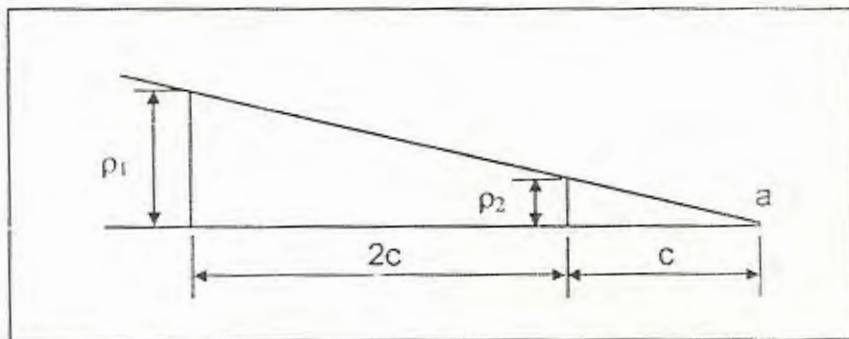


FIGURA 4.42. TRIANGULO DE DEFORMACIONES

La relación de triángulos rectángulos da:

$$\frac{\rho_1}{3c} = \frac{\rho_2}{c}$$

$$\rho_1 = 3\rho_2 \quad (4.29)$$

La deformación de los pernos en función de la fuerza aplicada, el área del perno y modulo de elasticidad es:

$$\rho_1 = \frac{T_1 * L}{A * E} \quad (4.30)$$

$$\rho_2 = \frac{T_2 * L}{A * E} \quad (4.31)$$

Al reemplazar las ecuaciones 4.30 y 4.31 en la ecuación 4.29 se obtendrá una nueva ecuación que relaciona las tensiones T_1 y T_2 .

$$\rho_1 = 3\rho_2$$

$$\frac{T_1 * L}{A * E} = 3 \frac{T_2 * L}{A * E}$$

$$T_1 = 3 * T_2 \quad (4.32)$$

Se simplifica el área, la longitud y el modulo de elasticidad por que son ambos pernos de igual material y dimensiones, esta ecuación se combina con la ecuación 4.29 para obtener las tensiones:

$$T_1(2c + c) + T_2 * c = M_x$$

$$T_1 = 3 * T_2$$

$$T_1 = \frac{6 * M_x}{5 * c}$$

$$T_2 = \frac{3 * M_x}{10 * c}$$



El mayor esfuerzo de tensión ocurrirá en el perno que soporta mayor fuerza, se calcula el esfuerzo de tensión en el perno 1:

$$\sigma = \frac{T_1}{A} = \frac{6 * M_{1x}}{5 * c * \pi * d^2} \quad (4.33)$$

Se reemplaza ahora en la ecuación del esfuerzo admisible las ecuaciones 4.24, 4.25, 4.27, y 4.33 para determinar el esfuerzo.

$$\sigma_{admisible} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\Sigma\tau_x^2}$$

$$\sigma_{admisible} = \sqrt{\left(\frac{6M_{1x}}{5c\pi d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{2R_{1x}}{\pi d^2} + \frac{2R_{1z}}{\pi d^2} + \frac{M_{1y}}{c\pi d^2}\right)^2}$$

Al despejar el valor de d y relacionándolo con el factor de seguridad η se tiene,

$$d = \sqrt{\frac{\eta}{0.577 * S_y} \sqrt{\left(\frac{6M_{1x}}{5c\pi}\right)^2 + 3\left(\frac{2R_{1x}}{\pi} + \frac{2R_{1z}}{\pi} + \frac{M_{1y}}{c\pi}\right)^2}}$$

$$d = 0.167 \text{ m} \approx 17 \text{ mm}$$

El valor del diámetro del perno de anclaje no debe ser menor de 17 mm, el mas adecuado perno que se oferta en el mercado es de 19 mm.

4.7. Diseño de barra de seguridad

La barra de seguridad entra en funcionamiento cuando el elevador ha alcanzado su máxima elevación es decir cuando $\theta = 75^\circ$, además se establece su longitud en 1000 mm, en la figura 4.43 se muestra la barra de seguridad con su dimensión preliminar.

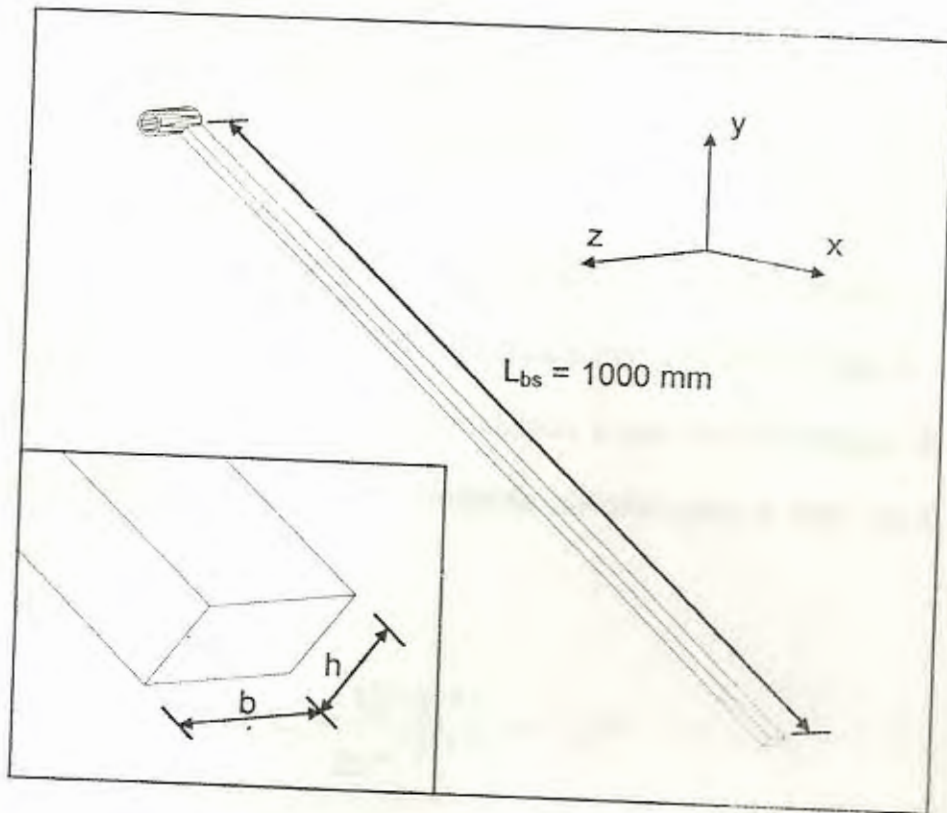


FIGURA 4.43. BARRA DE SEGURIDAD

La barra de seguridad soporta esfuerzos de compresión y fallaría por pandeo, la fuerza que soporta la barra es de 6926.966 N la cual será la carga admisible en la barra.

$$F_{admisible} = 6926.996 \text{ N}$$

Para diseñarla se asume que la barra es una columna larga y la ecuación según el código AISC es:

$$S_{cr} = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * l}{r}\right)^2}$$

En la tabla del apéndice G se listan los factores de sujeción de columnas para diversas condiciones de sujeción, en nuestro caso $K = 2.1$ ya que un extremo se asume articulado y del otro empotrado. El esfuerzo crítico es igual fuerza admisible dividida para el área de la sección transversal:

$$S_{cr} = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * l}{r}\right)^2} = \frac{F_{admisible}}{b * h}$$

El menor radio de giro estará en función de h y será igual a $h/\sqrt{12}$, para simplificar los cálculos se asumirá una sección transversal cuadrada de lado h , se reemplazara en la ecuación anterior y se despeja h , lo cual da:

$$\frac{F_{admisible}}{h^2} = \frac{12 * \pi^2 * E}{23 * \left(\frac{K * l}{h / \sqrt{12}}\right)^2}$$

$$h = \sqrt[4]{\frac{23 * F_{admisible} * (K * l)^2}{\pi^2 * E}}$$

$$h = \sqrt[4]{\frac{23 * 6926.996 * (1 * 1)^2}{\pi^2 * 200 * 10^9}}$$

$$h = 0.0168 \text{ m} \approx 17 \text{ mm}$$



Se verifica que la columna es larga por la relación de esbeltez:

$$\frac{K * L}{r} \geq C_c \quad C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200 * 10^9}{313.7 * 10^9}} = 112.18$$

$$\frac{K * L}{r} = \frac{1 * 1}{0.017 / \sqrt{12}} = 203.77$$

Se comprueba que la columna es de tipo larga, se selecciona una platina que tenga un espesor mínimo de 17 mm, en la tabla de platinas se encuentra que la platina de 18 mm x 69 mm (23/32" x 2 23/32") es la mas adecuada.

4.8. Selección del sistema hidráulico

Debido a que la fuerza de elevación en el actuador es superior a 30000 N la utilización de un sistema neumático no sería rentable, por lo tanto el sistema de elevación debe ser oleohidráulico. El sistema estará formado por un actuador hidráulico, tuberías de alimentación, motor electro-hidráulico y el aceite hidráulico. En la figura 4.44 se muestra el circuito hidráulico.

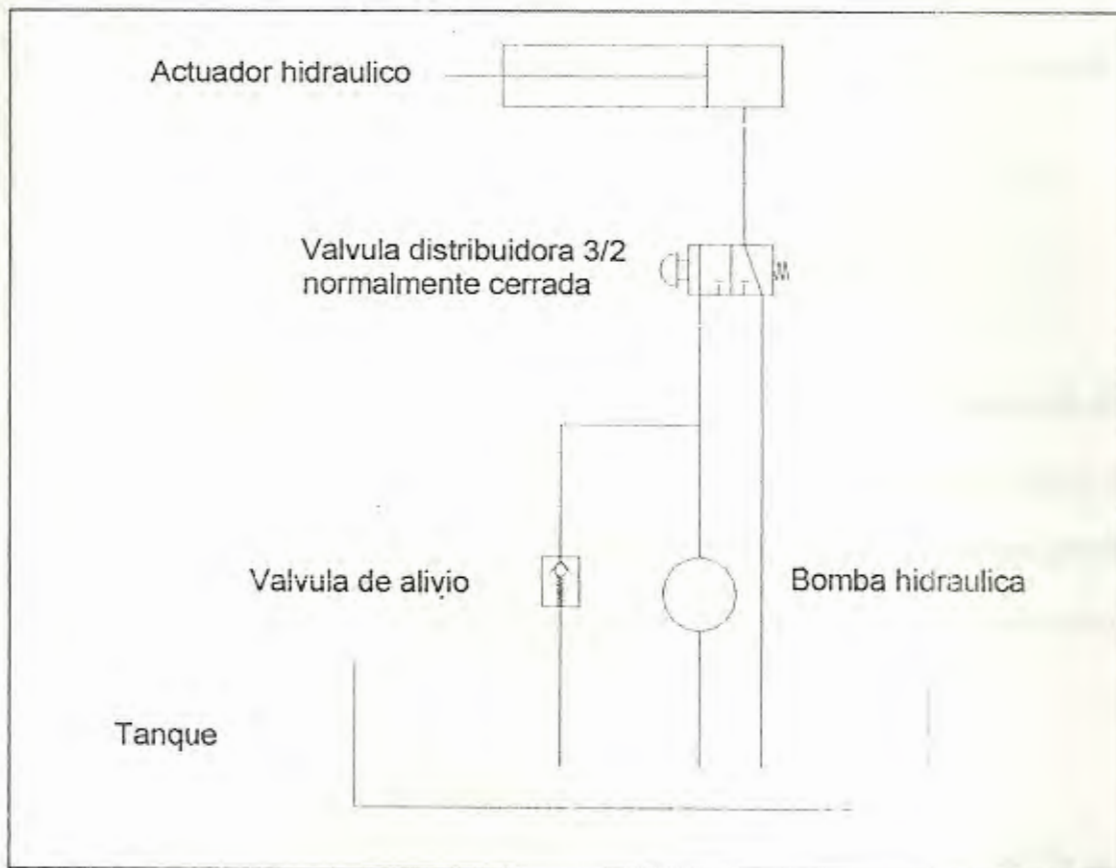


FIGURA 4.44. CIRCUITO HIDRAULICO

Este sistema es el que da movimiento a la maquina y ejerce el trabajo necesario para levantar el auto, en la tabla 2 se muestra los requerimientos de potencia según el ángulo al que se eleva, se escogió el mayor valor para seleccionar el motor la mayor potencia, la misma que se utilizara para dimensionar el actuador. La potencia referencial del motor es 528.92 W, para contrarrestar las perdidas por fricción en tuberías y accesorios se incrementa la potencia del motor en un 10%, Pot. = $528.92 + 0.1 * 528.92 = 581.8$ W.

El diámetro interno del actuador será de 4" es decir 0.1016 m, el área del pistón resultara:

$$Area = \frac{\pi * Diámetro^2}{4} = \frac{\pi * 0.1016^2}{4} = 0.008107339 m^2$$

Se define el PUSH de un actuador hidráulico como la capacidad de empuje del cilindro, el actuador debe ejercer un empuje mayor a 101510.64 N, de lo contrario no se moveria el pistón. Incrementamos el empuje en un 50% que el actuador no tenga dificultad de elevar el auto, por lo tanto:

$$PUSH = 1.5 * 101510.64 = 152265.96 \text{ N}$$

La presión que habrá dentro del actuador será:

$$presion = \frac{PUSH}{Area} = \frac{152265.96 \text{ N}}{0.008107339 m^2} = 18.78 \text{ MPa}$$



Con estos datos se puede ahora calcular el caudal de la bomba con la siguiente formula :

$$Caudal = \frac{Potencia}{\eta * presion}$$

La potencia calculada es 3/4 Hp (511.63 W) y η es el factor de rendimiento de la bomba, el valor típico de $\eta = 0.9$, por lo que el caudal es:

$$Caudal = \frac{511.63 W}{0.9 * 18.78 MPa} = 30.27 * 10^{-6} m^3 / seg.$$

$$Caudal = 18.13 \text{ litros / min}$$

Con estos datos se usa un monograma en cualquier manual de selección de actuadores hidráulicos para encontrar el actuador requerido.

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS ECONÓMICO.

5.5. Costo de materiales.

Estos costos involucran solamente la adquisición de los materiales. El elevador estará constituido en su mayor parte por una estructura de acero el cual esta formada por diferentes tipos de perfiles, para calcular el costo de éstos materiales se calcula la masa total de material que se debe comprar, en el apéndice A se encuentra esta tabla. Los valores de peso de cada elemento se presentan en la tabla 8.

TABLA 8

PESOS DE PLATINAS UTILIZADAS EN ELEVADOR

Perfil	Longitud	Cantidad	Peso (Kg.)
67x82	3000	1	128.5
55x80	6000	2	411.8
50x100	1500	1	58.5
12x133	2500	1	31.1
18x69	1000	1	9.6
64R	500	1	12.5
8R	500	1	0.2
10x51	2000	1	7.9
50x6	500	1	1.1
35x6	500	1	0.8
25x25	50	1	0.3
Total			662.64

El precio del kilo de acero A-36 es aproximadamente de \$0.6, por lo tanto el precio total del acero es $662.64 \cdot 0.6 = \$397.5 = \400

5.6. Costo de partes y equipos.

Las partes y equipos es todo aquello que viene previamente fabricado y listo para usarse previa su instalación. Los costos se presentan en la tabla, conteniendo el nombre de la parte o de equipo, la cantidad, el costo unitario y el total.

TABLA 9
PARTES Y EQUIPOS UTILIZADOS EN ELEVADOR

Parte	Cantidad	Costo unitario (dólares)	Costo total (dólares)
M16 x 150	4	0.3	2.16
M16 x 100	8	0.5	2.72
M22 x 150	1	0.75	0.75
Anclaje M16 x 3 3/4	11	3.54	23.87
Motor electro-hidráulico	1	100	100
Gato hidráulico	1	100	100
Aceite hidráulico	14 litros	10	140
Manguera	1	25	25
Pintura epoxica	1 litros	64	64
Total			458.5

5.7. Costos de manufactura e instalación.

Los costos de manufactura involucra el costo de maquinado, ensamblaje e instalación de cada elemento del elevador.

TABLA 10
COSTOS DE MANUFACTURA

Proceso de manufactura	Costo(Dólares)
Maquinado	100
Pintado	8
Soldadura	20
Ensamble e instalación	20
Total	148



5.8. Costos totales de fabricación.

El total de costos de fabricación, ensamblaje del elevador daría un total de 1006 dólares, ha esto se debe agregarle el costos de dirección técnica, estimado en 500 dólares, lo que daría en total 1506 dólares.

La este valor se le agrega una utilidad del 25%, un incremento del 10% para costos imprevistos y un 5% para transportación de materiales, en total se tendría un costo de 1408.4 dólares, el precio del elevador para su comercialización se fija en 1500 dólares.



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

1. El precio de comercialización del elevador es de 1500 dólares, comparado con el precio de comercialización de elevadores importados que es de 5500 dólares, podemos concluir que es rentable la fabricación de estas maquina en el país. Si además consideramos que el parque automotor en la ciudad de Guayaquil se incrementa anualmente en un 5% se puede decir que existirá siempre demanda de estas maquinas.
2. Los cálculos efectuados para el diseño del elevador se han basado en el supuesto que el peso del auto se distribuye uniformemente sobre el elevador, sin embargo esto no es así ya que el peso del motor se encuentra concentrado en la parte delantera, este imprecisión queda corregida tomando un factor de seguridad adecuado.

3. Para tener seguridad de que el diseño era el adecuado se comparo las dimensiones del elevador diseñado con un elevador fabricado y se observo que la variación era en el orden del 1%, siempre teniendo un mayor tamaño que del elevador diseñado.
4. El elevador aunque ha sido diseñado para automóviles, puede ser usado para elevar cualquier otro tipo de carga, siempre teniendo cuidado en mantener el centro de gravedad de la carga lo mas cercano al centro de gravedad del elevador, además se debe evitar sobrecargar el elevador.
5. La ALI (Automotive Lift Institute) recomienda que el concreto donde se va a asentar el elevador tenga como mínimo 100 mm de espesor, debe ser reforzado con malla de acero y tener un esfuerzo ultimo de compresión de 20.68 MPa.



APÉNDICE

1942-43	23	1943-44	1944-45	21
1944-45	23	1945-46	1946-47	21
1946-47	23	1947-48	1948-49	21
1948-49	23	1949-50	1950-51	21
				246
				253
				25
				214
				253
				16
				127
				152
				11
				14
				15
				11
				16
				19
				202
				205
				401
24 x 1 3/8	23			24
28 x 1 3/4	25			184
28 x 2 1/4	45			211
28 x 2 3/4	54			485
34 x 2 3/8	60			33

KODAK SAFETY FILM

KODAK SAFETY FILM

KODAK SAFETY FILM

Apéndice A

Tablas de perfiles de acero A-36

Tabla de platinas

mm	pulgadas	Peso (Kg./m)	mm	pulgadas	Peso (Kg./m)
6 x 30	1/4 x 1 3/16	1.4	22 x 80	7/8 x 3 5/32	13.8
6 x 35	1/4 x 1 3/8	1.6	22 x 86	7/8 x 3 3/8	14.9
6 x 38	1/4 x 1 1/2	1.8	22 x 108	7/8 x 4 1/4	18.6
6 x 45	1/4 x 1 3/4	2.1	22 x 130	7/8 x 5 1/8	22.5
6 x 57	1/4 x 2 1/4	2.7	22 x 158	7/8 x 6 3/16	27.3
6 x 50.8	1/4 x 2	2.6	22 x 180	7/8 x 7 1/8	31.1
7.7 x 38.5	19/64 x 1 17/32	2.3	22 x 200	7/8 x 7 7/8	34.6
8 x 30	5/16 x 1 3/16	1.9	22 x 208	7/8 x 8 3/16	35.9
8 x 38	5/16 x 1 3/8	2.4	25.4 x 153	1 x 6	30
8 x 45	5/16 x 1 3/4	2.8	25.4 x 102	1 x 4 1/64	20.4
8 x 57	5/16 x 2 1/4	3.6	25.4 x 127	1 x 5	25.3
8 x 69	5/16 x 2 23/32	4.3	25.4 x 381	1 x 1 1/2	7.6
8 x 80	5/16 x 3 5/32	5	25.4 x 63.5	1 x 2 1/2	12.7
8 x 86	5/16 x 3 3/8	5.4	25.4 x 76.2	1 x 3	15.2
8 x 105	5/16 x 4 1/8	6.6	28 x 38	1 3/32 x 1 3/8	8.3
8 x 108	5/16 x 4 1/4	6.7	28 x 45	1 3/32 x 1 3/4	9.8
9.5 x 101	3/8 x 4	7.6	28 x 57	1 1/8 x 2 1/4	12.5
9.5 x 24.5	3/8 x 1	1.9	28 x 69	1 3/32 x 2 23/32	15.1
9.5 x 32	3/8 x 1 1/4	2.4	28 x 80	1 1/8 x 3 5/32	17.6
9.5 x 50.8	3/8 x 2	3.8	28 x 107	1 1/8 x 4 1/4	23.6
9.5 x 76.2	3/8 x 3	5.7	28 x 160	1 1/8 x 6 1/4	35.2
9.5 x 53	3/8 x 2 3/32	4	28 x 166	1 1/8 x 6 9/16	36.5
9.5 x 73	3/8 x 2 3/4	5.5	28 x 205	1 1/8 x 8	45.1
9.5 x 30	3/8 x 1 3/16	2.3	30 x 40	1 3/16 x 1 9/16	9.4
9.5 x 45	3/8 x 1 3/4	3.5	30 x 70	1 3/16 x 2 3/4	16.4
9.5 x 57	3/8 x 2 1/4	4.5	30 x 90	1 3/16 x 3 17/32	21.1
9.5 x 69	3/8 x 2 23/32	5.4	30 x 206	1 3/16 x 8	48.5
9.5 x 86	3/8 x 3 3/8	6.8	31.7 x 132.4	1 1/4 x 5 3/16	33











mm	pulgadas	Peso (Kg /m)	mm	pulgadas	Peso (Kg /m)
9.5 x 108	3/8 x 3 17/32	7	31.7 x 203.4	1 1/4 x 8	50.6
10 x 108	3/8 x 4 1/4	8.4	31.7 x 254	1 1/4 x 10	63.2
12 x 38	15/32 x 1 1/2	3.6	31.7 x 50.8	1 1/4 x 2	12.6
12 x 40	15/32 x 1 9/16	3.7	31.7 x 63.5	1 1/4 x 2 1/2	15.8
12 x 44	15/32 x 1 3/4	4.2	31.7 x 76.2	1 1/4 x 3	19
12 x 57	15/32 x 2 1/4	5.4	31.7 x 88.9	1 1/4 x 3 17/32	22.2
12 x 69	15/32 x 2 23/32	6.5	31.7 x 152.4	1 1/4 x 6	37.9
12 x 70	15/32 x 2 3/4	6.6	31.7 x 107	1 1/4 x 4 1/4	26.9
12 x 102	15/32 x 4 1/64	9.6	31.7 x 130	1 1/4 x 5 1/8	32.4
12 x 108	15/32 x 4 1/4	10.1	35 x 45	1 3/8 x 1 3/4	12.4
12 x 133	15/32 x 5 1/4	12.5	35 x 55	1 3/8 x 2 3/16	15.1
12 x 164	15/32 x 6 15/32	15.5	35 x 57	1 3/8 x 2 1/4	15.7
12.7 x 101	1/2 x 4	10.1	35 x 69	1 3/8 x 2 23/32	19
12.7x 32	1/2 x 1 1/4	3.16	35 x 80	1 3/8 x 3 5/32	21.8
12.7x 38	1/2 x 1 1/2	3.8	35 x 82	1 3/8 x 3 7/32	22.6
12.7 x 89	1/2 x 3 17/32	8.9	35 x 86	1 3/8 x 3 3/8	23.7
15 x 44	19/32 x 1 3/4	5.3	35 x 90	1 3/8 x 3 17/32	24.6
15 x 57	19/32 x 2 1/4	6.7	35 x 105	1 3/8 x 4 1/8	28.7
15 x 69	19/32 x 2 23/32	8.1	35 x 107	1 3/8 x 4 1/4	29.4
15 x 80	19/32 x 3 5/32	9.4	35 x 158	1 3/8 x 6 1/4	43.4
15 x 82	19/32 x 3 7/32	9.7	35 x 200	1 3/8 x 7 7/8	55
15 x 86	19/32 x 3 3/8	10.1	35 x 201	1 3/8 x 8 1/4	57.3
15 x 100	19/32 x 3 15/16	11.7	38 x 254	1 1/2 x 10	76
16 x 32	5/8 x 1 1/4	4	40 x 100	1 9/16 x 3 15/16	31.4
16 x 38	5/8 x 1/2	4.8	40 x 130	1 9/16 x 5 1/8	40.8
18 x 69	23/32 x 2 23/32	9.8	40 x 160	1 9/16 x 6 1/4	49.9
19 x 101	3/4 x 4	15.2	42 x 80	1 5/8 x 3 5/32	26.4
19 x 25.4	3/4 x 1	3.8	42 x 100	1 5/8 x 3 15/16	33
19 x 32	3/4 x 1 1/4	4.8	42 x 200	1 5/8 x 7 7/8	62.4
19 x 38.1	3/4 x 1 1/2	5.7	42 x 250	1 5/8 x 9 27/32	84.5
19 x 50.8	3/4 x 2	7.6	50 x 100	1 31/32 x 3 15/16	39
19 x 63.5	3/4 x 2 1/2	9.5	50 x 100	1 31/32 x 5 1/2	54.6
19 x 76.2	3/4 x 3	11.4	50.8 x 100	2 x 4 1/64	40.7

mm	pulgadas	Peso (Kg./m)	mm	pulgadas	Peso (Kg./m)
19 x 88.9	3/4 x 3 1/2	13.3	50.8 x 100	2 x 3	30.4
19 x 203	3/4 x 8	30.3	54 x 82	2 1/8 x 3 7/32	34.8
20 x 105	25/32 x 4 1/8	16.5	55 x 107	2 3/16 x 4 1/4	46.2
22 x 30	7/8 x 1 3/16	5.2	55 x 80	2 3/16 x 3 5/32	34.6
22 x 42	7/8 x 1 5/8	7.3	60 x 90	2 3/8 x 3 17/32	42.1
22 x 45	7/8 x 1 3/4	7.8	60 x 200	2 3/8 x 7 7/8	93.6
22 x 57	7/8 x 2 1/4	9.9	63.5 x 203	2 1/2 x 8	101.2
22 x 70	7/8 x 2 3/4	12.1	67 x 82	2 21/32 x 3 7/32	43.2

Apéndice B

Tabla de especificaciones SAE para pernos de acero

Grado SAE	Intervalos de Tamaño inclusive pulg.	Resistencia limite mínima a la tensión MPa	Resistencia última mínima a la tensión MPa	Resistencia de fluencia mínima a la tensión MPa	Material	Marca de cabeza
1	1/4 - 1 1/2	227.85	414.27	248.56	Acero de mediano o bajo carbono	
2	1/4 - 3/4 7/8 - 1 1/2	379.75 227.85	510.93 414.27	393.55 248.56	Acero de mediano o bajo carbono	
4	1/4 - 1 1/2	448.79	794.02	690.45	Acero de mediano carbono estirado en frío	
5	1/4 - 1 1 1/8 - 1 1/2	586.88 510.93	828.54 724.97	635.21 559.26	Acero de mediano carbono templado y revenido	
5.2	1/4 - 1	586.88	828.54	635.21	Acero martensítico de bajo carbono T y R	
7	1/4 - 1 1/2	724.97	918.3	794.02	Acero de aleación de mediano carbono	
8	1/4 - 1 1/2	828.547	1035.68	897.59	Acero de aleación de mediano carbono T y R	
8.2	1/4 - 1	828.547	1035.68	897.59	Acero martensítico de bajo carbono	

Apéndice C

Dimensiones básicas de roscas unificadas para pernos y tornillos(UNC)

Tamaño Pulg.	Diámetro mayor mm	Hilos por pulgada	Diámetro menor mm	Área de esfuerzo a la tensión A_t m ²
1/4	6.3500	20	4.7930	$2.0516 \cdot 10^{-5}$
5/16	7.9375	18	6.2052	$3.3806 \cdot 10^{-5}$
3/8	9.5250	16	7.5768	$5.0000 \cdot 10^{-5}$
7/16	11.1125	14	8.7351	$6.8581 \cdot 10^{-5}$
1/2	12.7000	13	10.3022	$9.1548 \cdot 10^{-5}$
9/16	14.2875	12	11.6916	$1.1742 \cdot 10^{-4}$
5/8	15.8750	11	13.0429	$1.4581 \cdot 10^{-4}$
3/4	19.0500	10	15.9334	$2.1548 \cdot 10^{-4}$
7/8	22.2250	9	18.7630	$2.9806 \cdot 10^{-4}$
1	25.4000	8	21.5036	$3.9097 \cdot 10^{-4}$



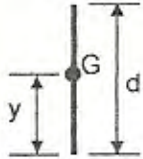
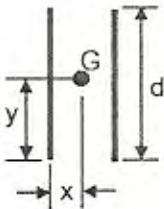
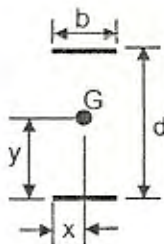
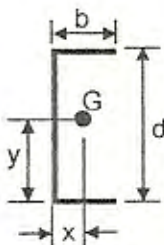
Apéndice D

Tabla de propiedades mínimas a la tensión del metal soldante para soldaduras al arco

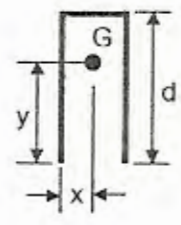
Numero de electrodo AWS	Resistencia ultima Kpsi (MPa)	Resistencia de fluencia Kpsi(MPa)
E60XX	62 (427)	50 (345)
E70XX	70 (482)	57 (393)
E80XX	80 (551)	67 (462)
E90XX	90 (620)	77 (531)
E100XX	100 (689)	87 (600)
E120XX	120 (827)	107 (737)

Apéndice E

Tabla de propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete

Forma de unión	Área de garganta	Ubicación de G	Segundo momento de área unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2(6b + d)}{12}$

Forma de unión	Área de garganta	Ubicación de G	Segundo momento de área unitario
----------------	------------------	----------------	----------------------------------

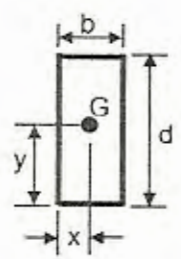


$$A = 0.707h(d + 2d)$$

$$x = b/2$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$$

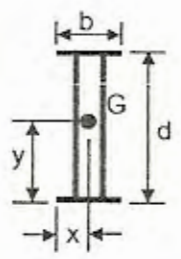


$$A = 1.414h(b + d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{d^2(3b + d)}{6}$$

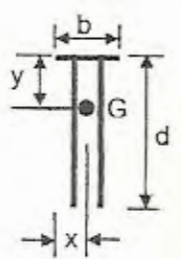


$$A = 1.414h(b + d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{d^2(3b + d)}{6}$$



$$A = 0.707h(b + 2d)$$

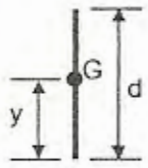
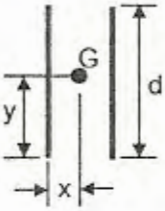
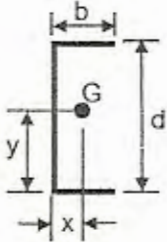
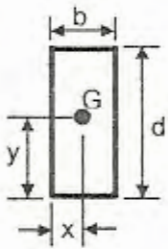
$$x = b/2$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{6} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$$

Apéndice F

Tabla de propiedades a la torsión de uniones de soldadura de filete

Forma de unión	Área de garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar área unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$x = \frac{b^2}{2b + d}$ $y = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^4}{6}$

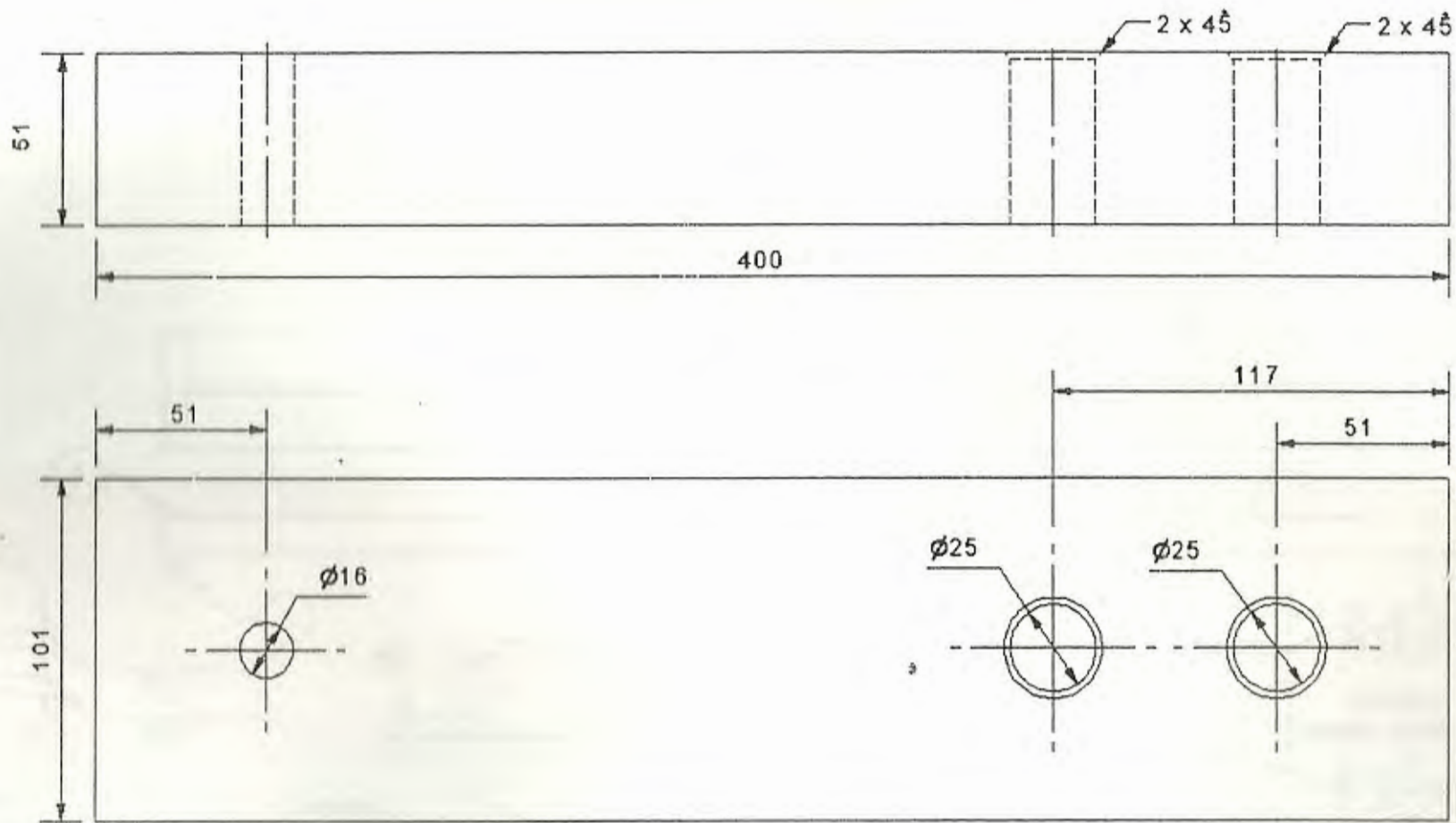
Apéndice G

Tabla 3: Factores de sujeción de columnas

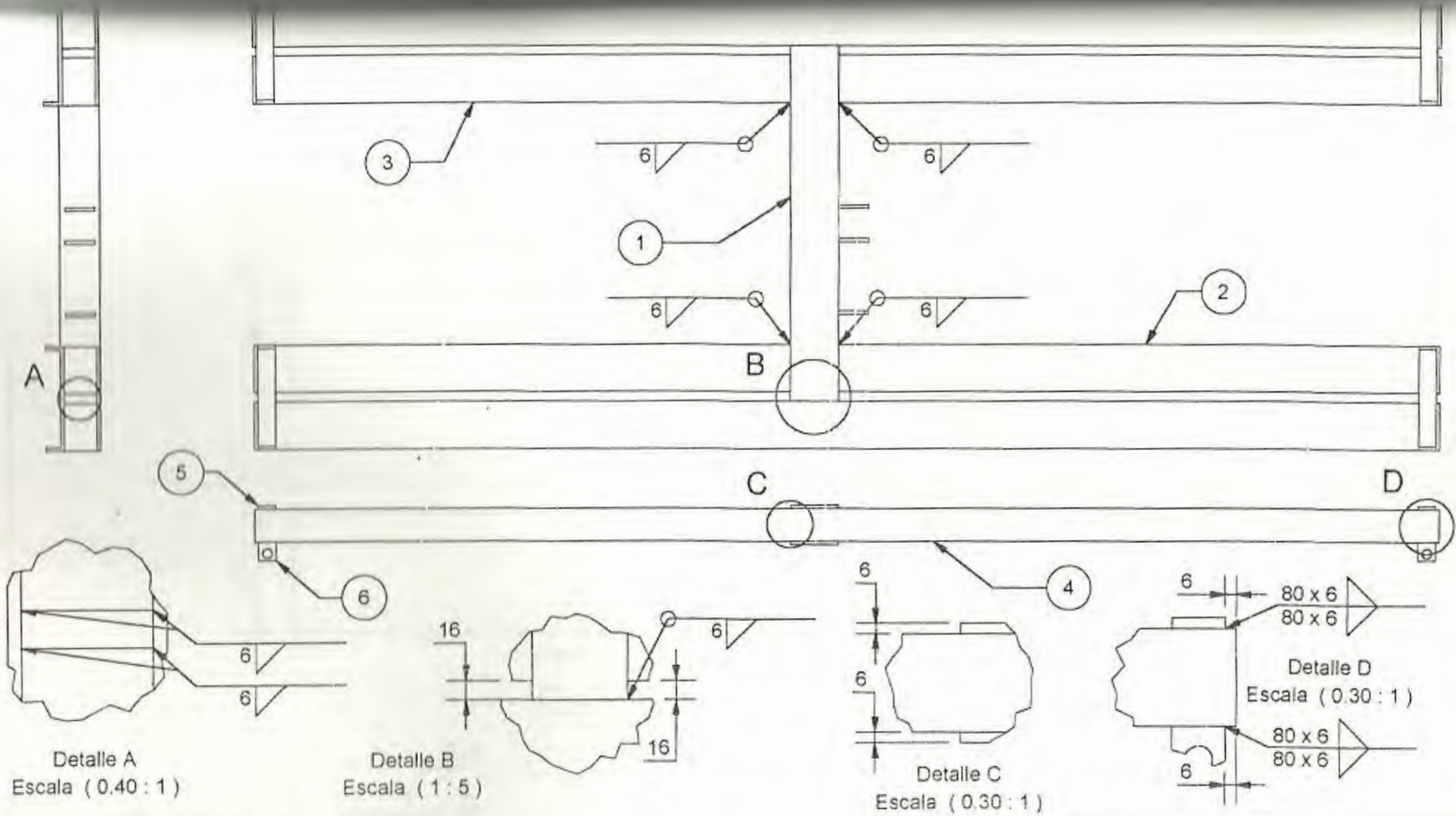
Condiciones de sujeción	K teórico	K diseño
Ambos extremos empotrados	0.5	0.65
Un extremo empotrado y otro articulado	0.707	0.8
Ambos extremos articulados	1	1
Un extremo empotrado y otro libre	2	2.1

BIBLIOGRAFÍA

1. SIGLEY JOSEPH, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill
2. JUVINALL ROBERT, Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica, Noriega editores
3. NORTON ROBERT, Machine design, Prentice hall
4. SINGER FERDINAND, resistencia de materiales, Harla
5. AISC, manual de construcciones en acero, folleto ESPOL, edición 89
6. ESPOL , Guia para elaboración de tesis de grado, folleto ESPOL, agosto 2001
7. BEER AND JOHNSTON, Mecánica vectorial para ingenieros, estática, Mc Graw Hill



FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
		Dibujo: 7/09/03	Tamayo
Proyecto: Elevador de Autos		Reviso: 7/09/03	Ing. Torres
		Plano No: 1	
	Escala: 1:2	Contiene: Brazo voladizo	Masa (Kg.): 15.6
		Material: A-36	




Detalle A
Escala (0.40 : 1)

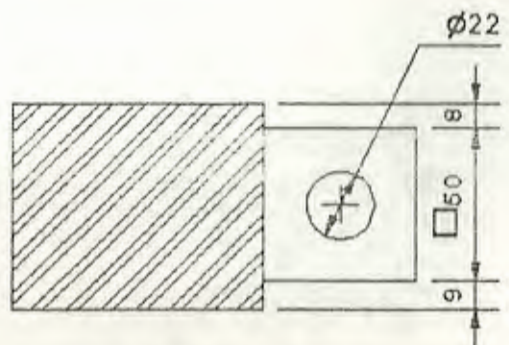
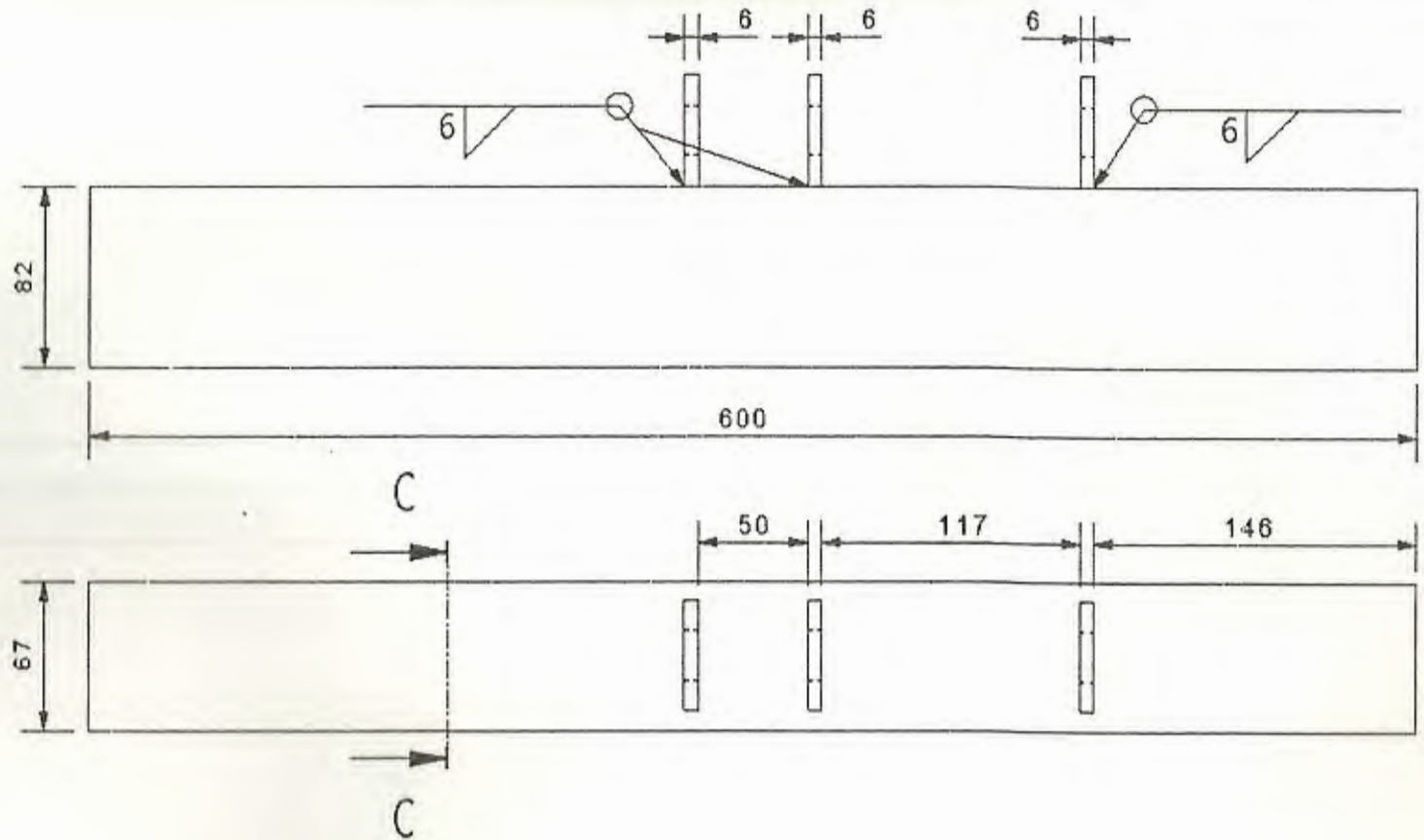
Detalle B
Escala (1 : 5)

Detalle C
Escala (0.30 : 1)

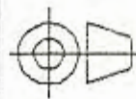
Detalle D
Escala (0.30 : 1)

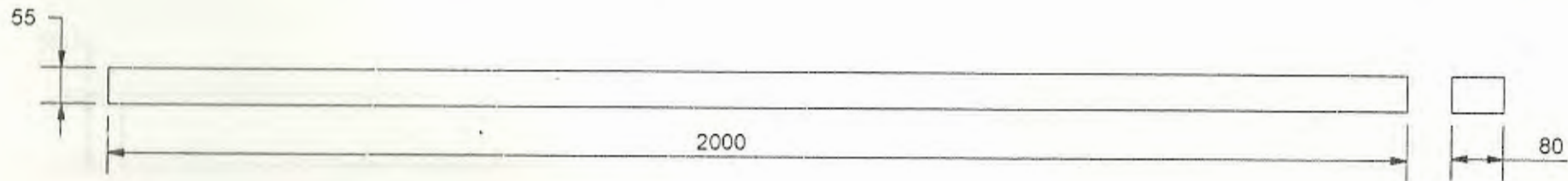
Lista de partes			
Item	Cant.	Parte	Descripcion
1	1	Viga transversal	Plano # 3
2	2	Viga longitudinal 3	Plano # 6
3	2	Viga longitudinal 2	Plano # 5
4	2	Viga longitudinal 1	Plano # 4
5	4	Placa refuerzo	Plano # 8
6	4	Horquilla plataforma	Plano # 7

FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
Proyecto:		1/07/03	Tamayo
Elevador de autos		Reviso: 1/07/03	Ing. Torres
	Escala: 1:10	Contiene: Plataforma	Plano No: 2
		Material: A-36	Masa(Kg.): 230

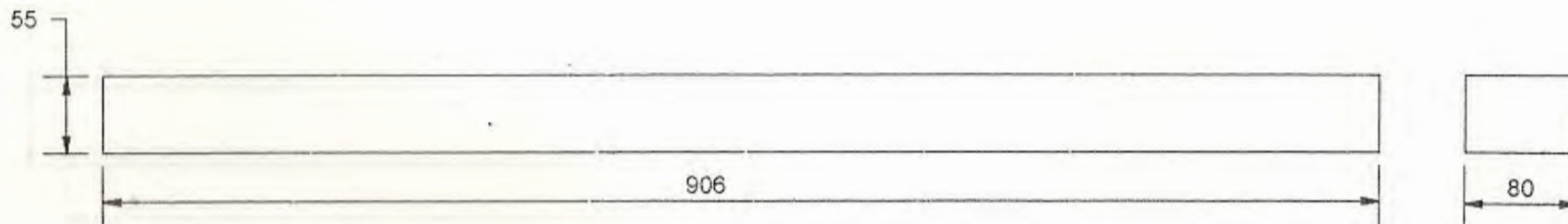


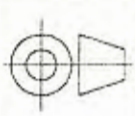
Sección C-C
Escala (0.40 : 1)

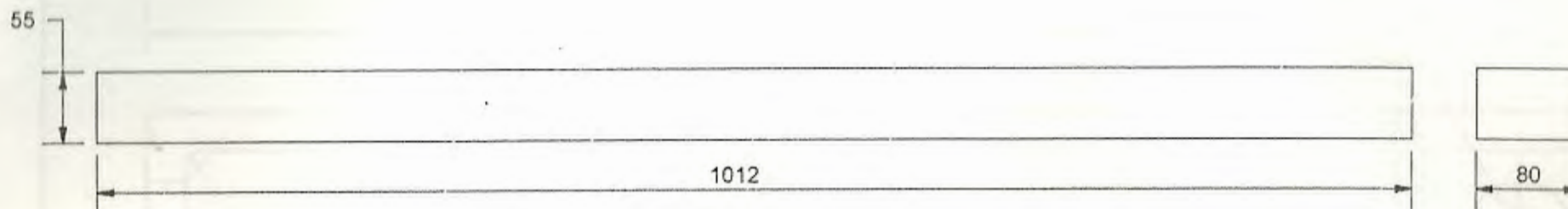
FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombra
		Dibujo: 30/01/00	Tamayo
Proyecto: Elevador de autos		Revisó: 30/01/00	Ing. Torres
		Plano No: 3	
	Escala: 0.3:1	Contiene: Viga transversal	
		Material: A-36	Masa(Kg.): 26.2

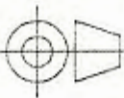


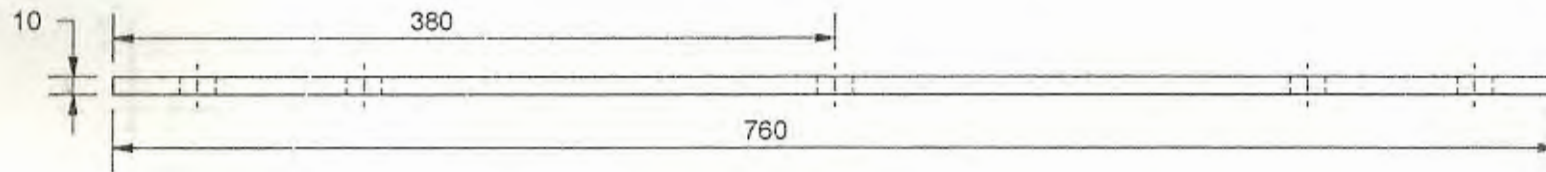
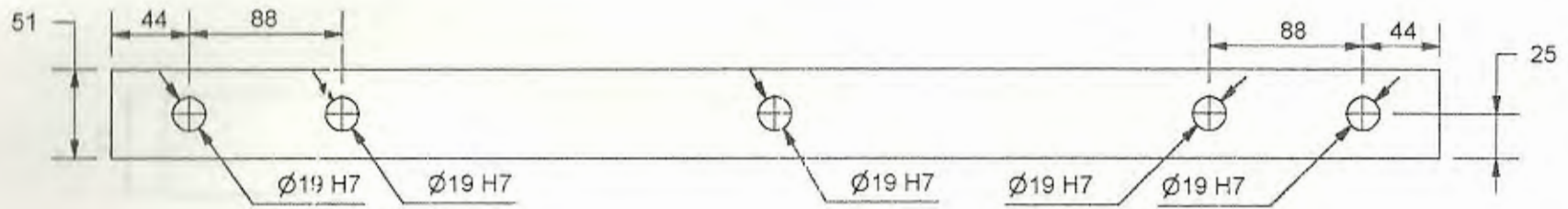
FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
Dibujó:		1/07/03	Tamayo
Revisó:		1/07/03	Ing Torres
Proyecto:		Elevador de autos	
Escala:		Plano No:	
	1:10	4	
	Contiene:	Viga longitudinal 1	
Material:		A-36	Masa(Kg.):
			69.17

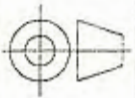


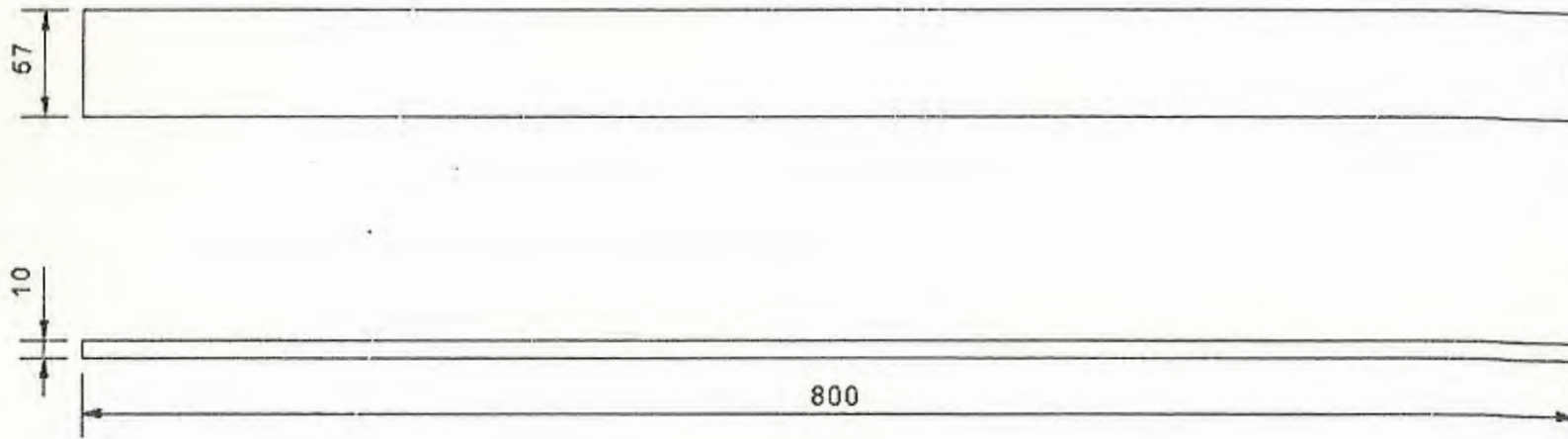
FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
		Dibujo: 1/07/03	Tamayo
Proyecto: Elevador de autos		Reviso: 1/07/03	Ing. Torres
	Escala:	Plano No:	
	1:5	Contiene: Viga longitudinal 2	5
	Material: A-36	Masa(Kg.): 31.3	



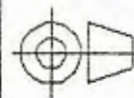
FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
		Dibujo: 1/07/03	Tarkeyo
Proyecto: Elevador de autos		Reviso: 1/07/03	Ing Torres
	Escala:	Plano No:	
	1:5	Contiene: Viga longitudinal 3	6
	Material:	A-36	Masa(Kg.): 35

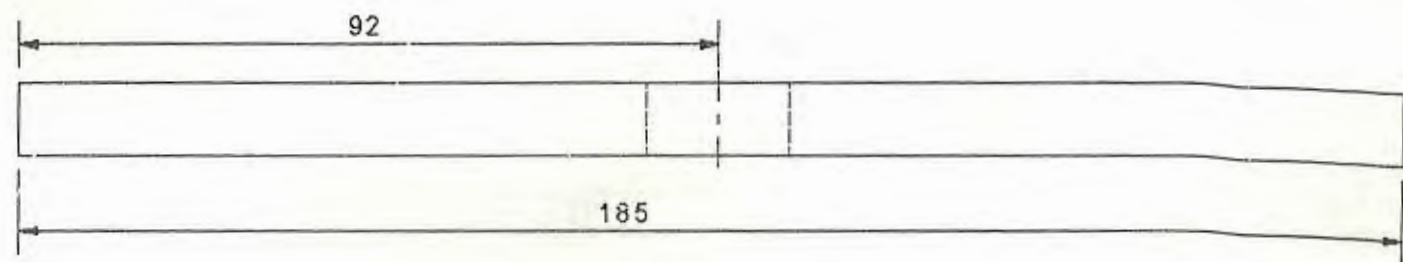
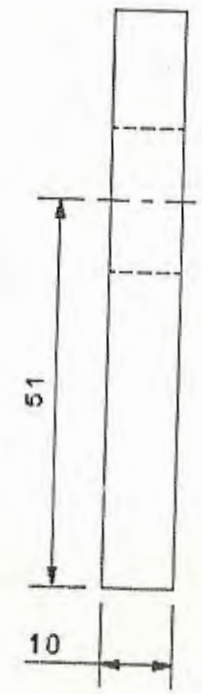
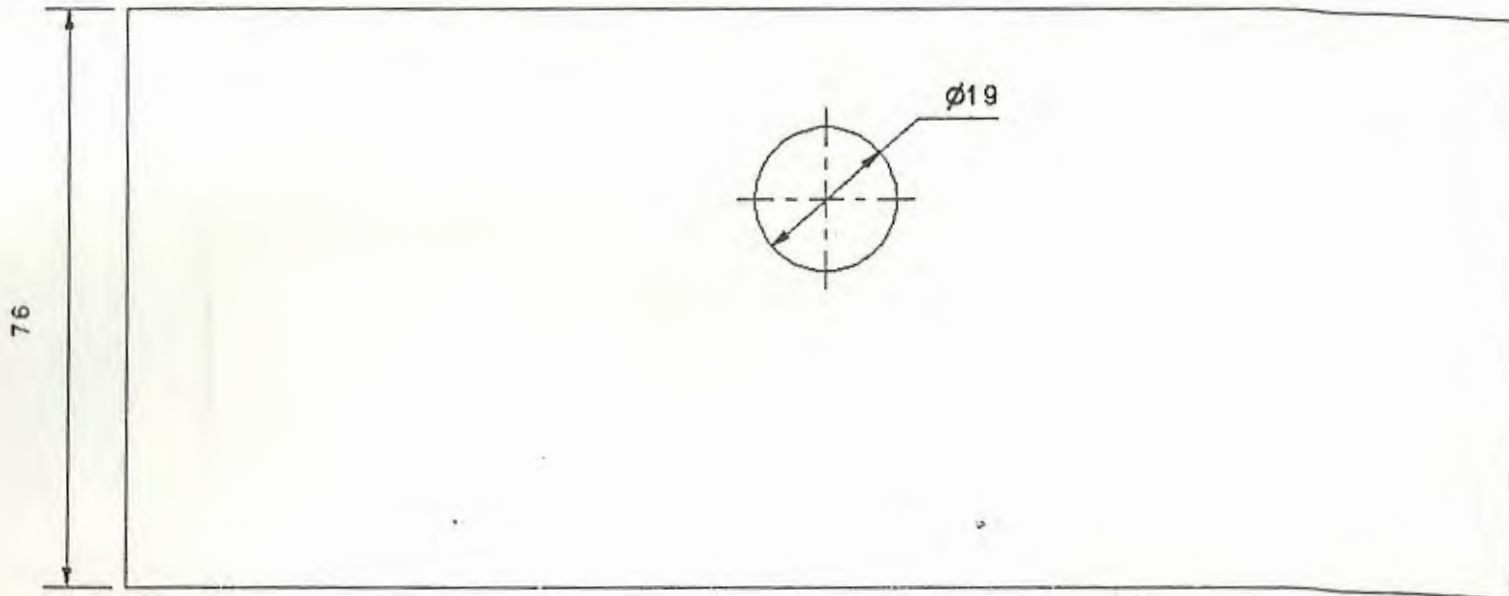



FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
		Dibujó	1/07/03 Tamayo
		Revisó	1/07/03 Ing. Torres
Proyecto:		Elevador de autos	
		Plano No:	
		11	
	Escala:	Contiene:	Placa base 1
	1:4	Material:	A-36
			Masa(Kg.):
			1.77

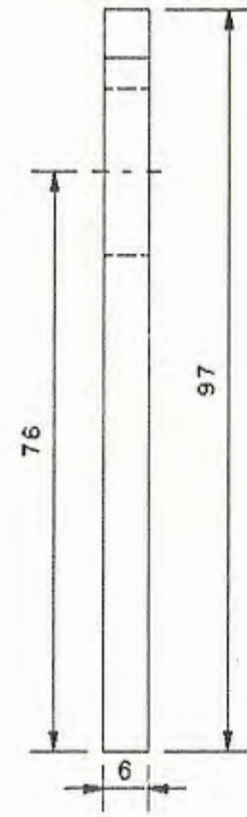
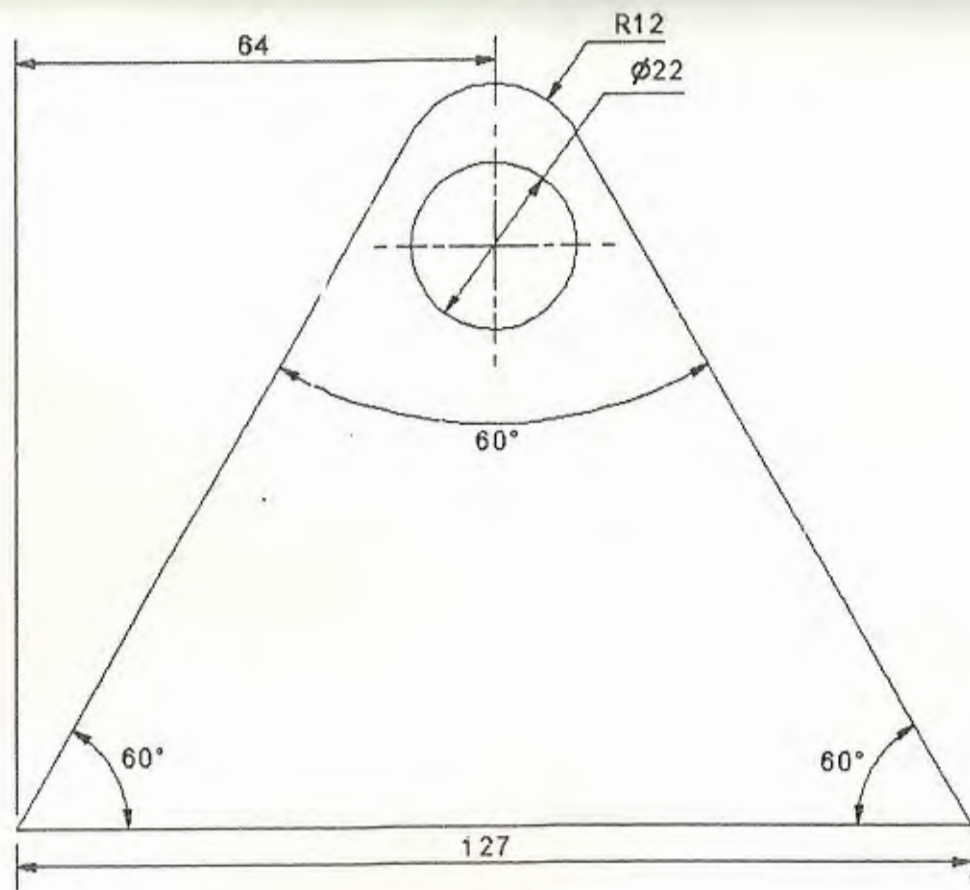


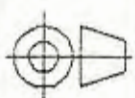
FIMCP-ESPOL		Fecha:	Nombre:
Proyecto: Elevador de autos		Dibujó: 30/01/00	Tamayo
		Revisó: 30/01/00	Ing. Torres
Escala: 1:4		Plano No: 12	
Contiene: Placa base 2		Masa(Kg.): 3.4	
Material: A-36			

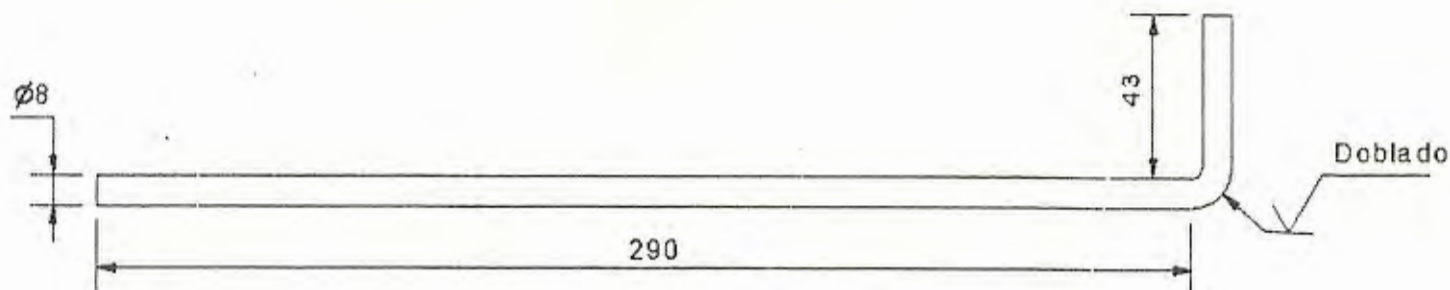




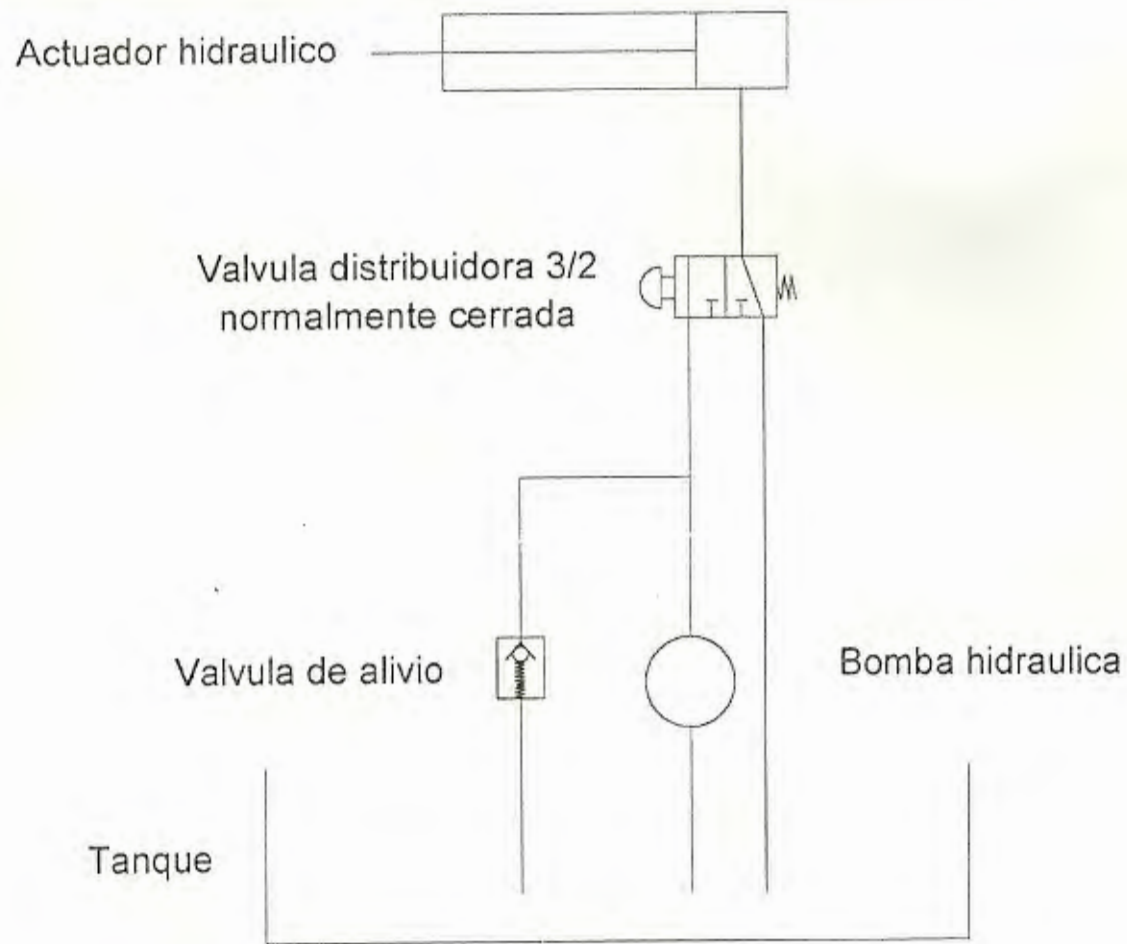
FIMCP-ESPOL		Fecha:	Nombre:
		Dibulo: 30/01/09 Tamayo	Reviso: 30/01/09 Ing. Torres
Proyecto: Elevador de autos		Plano No:	
	Escala: 1:1	Contiene: Placa base 3	
		Material: A-36	
		Masa(Kg.): 0.93	

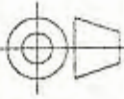


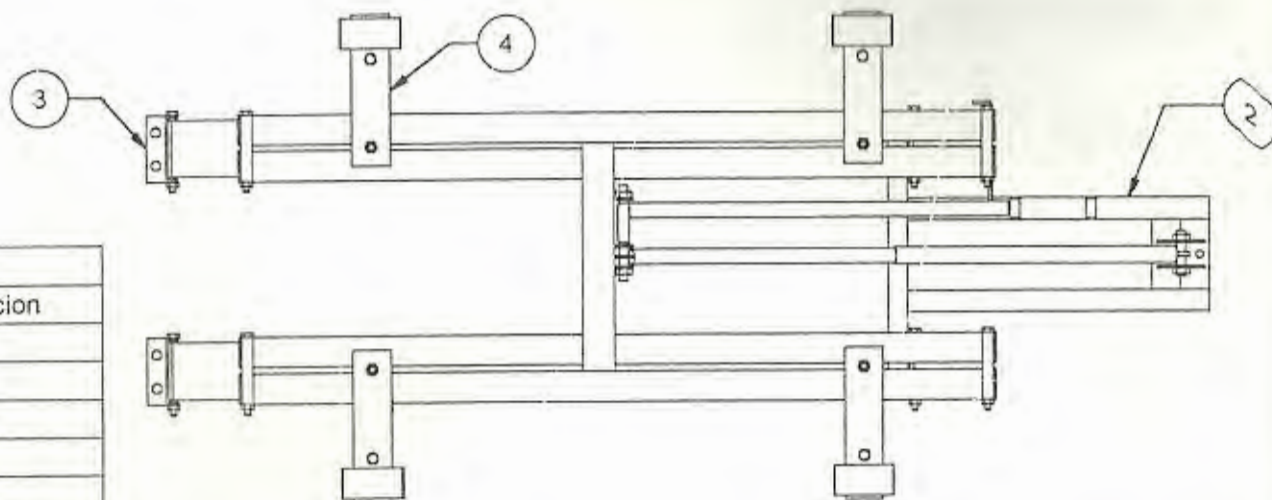
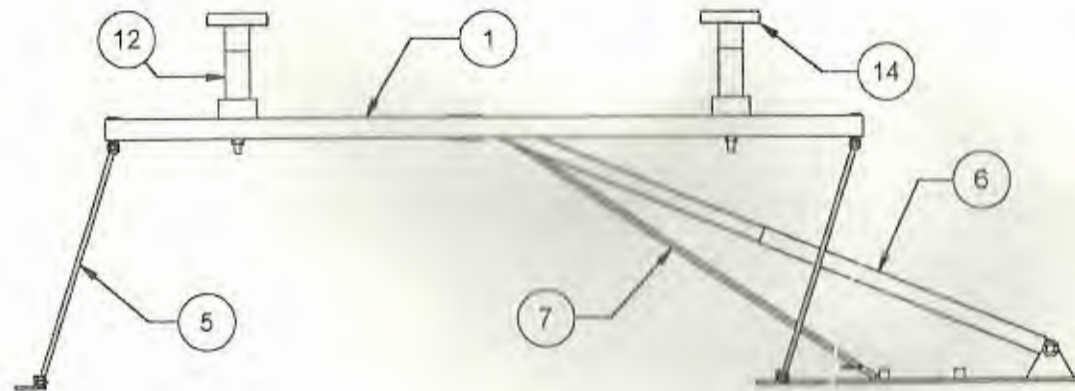
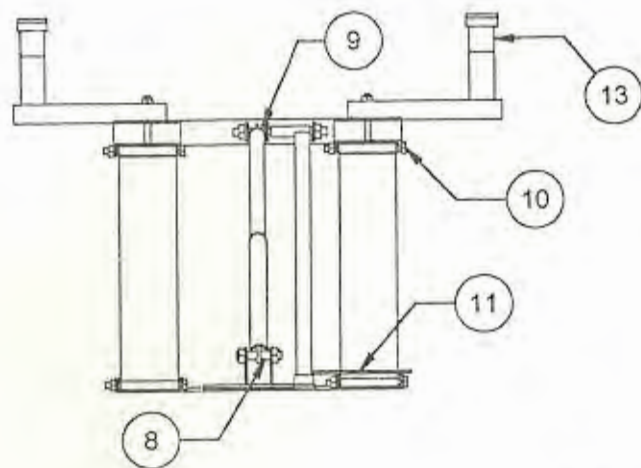
FIMCP-ESPOL		Fecha:	Nombre:
		Dibujó:	30/01/08 Tamayo
Proyecto:		Revisó:	
Elevador de autos		Ing. Torres	
	Escala:	Contiene:	Plano No:
	1:1	Mensula	
	Material:	A-36	Masa(Kg.):
			0.31



FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
		Dibujo 30/01/03	Tamayo
Proyecto: Elevador de autos		Reviso 30/01/03	Ing. Torres
		Plano No: 22	
	Escala:	Contiene:	Masa(Kg.):
	1:2	Palanca de seguro	
		Material:	A-36



FIMCP - ESPOL		Fecha	Nombre
Dibujó:		1/07/03	Tamayo
Revisó:		1/07/03	Ing. Torres
Proyecto:		Elevador de autos	
	Escala:	Contiene: Circuito hidraulico	
		Material:	
		Plano No: 23	
		Masa(Kg.):	



Lista de partes			
Item	Cant.	Parte	Descripcion
1	1	Plataforma	Plano # 2
2	1	Placa_Base	Plano #10
3	2	Horquilla	Plano #20
4	4	Brazo voladizo	Plano # 1
5	4	Soporte	Plano # 9
6	1	Actuador hidraulico	
7	1	Barra de seguro	Plano # 22
8	1	Perno	M22 x 5 gdr 8
9	1	Perno	M22 x 8 gdr 8
10	8	Perno	M16 x 7 gdr 8
11	1	Palanca de seguro	Plano # 21
12	4	Accesorio 1	Plano #17
13	4	Accesorio 2	Plano #18
14	4	Accesorio 3	Plano #19
18	4	Perno	M16 x 4 1/4 gdr 8

FIMCP-ESPOL		Fecha	Nombre
Proyecto: Elevador de autos		Dibujó: 01-07-03	Tamayo
Escala: 1:10		Revisó: 01-07-03	ing Torres
Contiene: Elevador		Plano No: 24	
Material:		Masa(Kg.):	