

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

Facultad de Ciencias e Ingeniería



BRAZO EXCAVADOR COMPACTO

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico

Presentada por:

MIRELLA DELMIRA CASO SALAZAR

Abril 2008

Lima - Perú

RESUMEN

El presente trabajo está dedicado al análisis de la estructura y de los movimientos que realizan las máquinas excavadoras, centrándose en el diseño de un Brazo Excavador de tamaño compacto así como la selección del Sistema Hidráulico y sus componentes.

Estas máquinas son encontradas en el mercado pero la variación que se presenta es que el Brazo Excavador diseñado puede ubicarse y fijarse sobre cualquier estructura que pueda soportarlo ya que está habilitado para ello, además que puede desplazarse con mucha facilidad por su bajo peso.

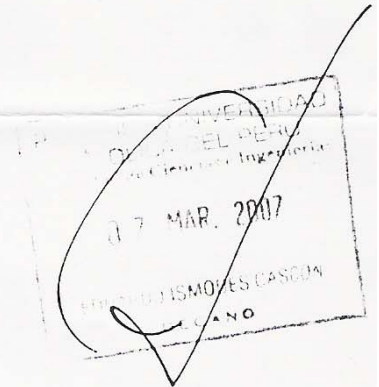
El método utilizado para el presente diseño es analizar la estructura de forma estática y de esta manera dimensionar y seleccionar los materiales óptimos tomando siempre en consideración no sobredimensionarla manteniendo factores de seguridad suficientes para este tipo de maquinaria que estará sometida a un trabajo exigente y a golpes durante su función.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : BRAZO EXCAVADOR COMPACTO
 ÁREA : Diseño # 167
 PROPUESTO POR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra
 ASESOR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra
 TESISTA : Mirella Delmira Caso Salazar
 CÓDIGO : 2002.9930
 FECHA : 16 de Noviembre del 2006

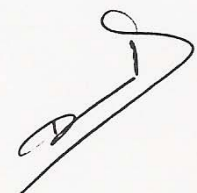


DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El uso de las excavadoras compactas en nuestro país no se encuentra muy difundido, debido a que se utiliza mucho el factor humano con lo cual se pierde mucho tiempo y dinero debido a la baja capacidad productiva de éste comparada con la de una excavadora compacta para la realización del mismo trabajo.

En países desarrollados su uso es muy reconocido debido a que el crecimiento de las ciudades se produce rápidamente y cuando se necesita de trabajos en la ciudad o dentro de edificios donde hay espacio reducido se utiliza mucho los excavadores pequeños pues su productividad es más alta y realizan el trabajo en tiempos mucho menores.

El proyecto abarca la determinación de todos los parámetros de diseño, el diseño del brazo excavador compacto, realizando el análisis completo de la estructura así como la selección del sistema hidráulico óptimo.



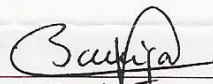
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

BRAZO EXCAVADOR COMPACTO

1. Introducción
 2. Estado del Arte
 3. Análisis Mecánico y Estructural
 4. Sistema Hidráulico
 5. Planos
- Conclusiones
Recomendaciones
Bibliografía
Anexos

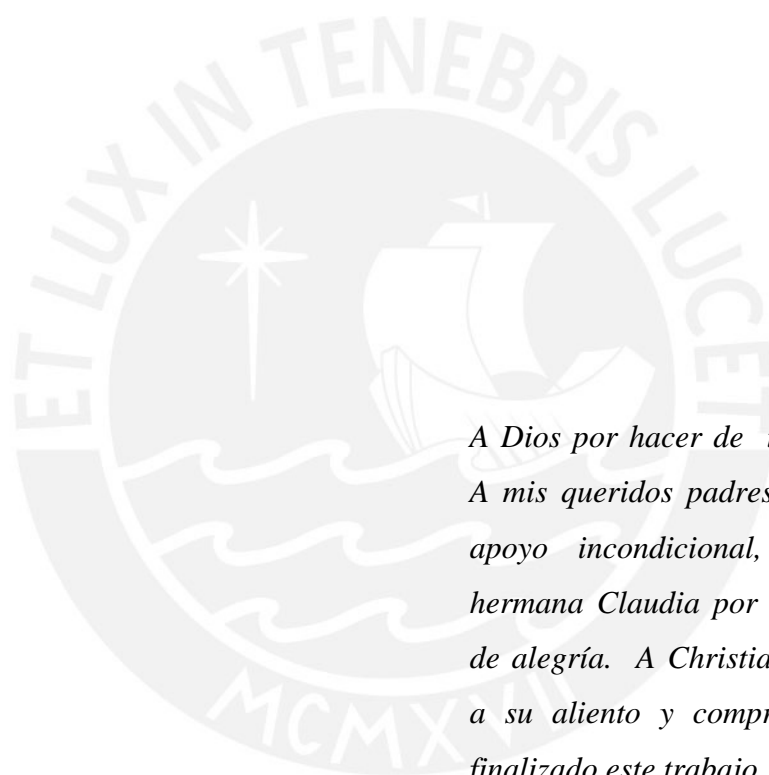
Máximo: 100 páginas



Ing. Benjamín Barriga Gamarra
Asesor



*28/02/07
DANTE ENLAS*



*A Dios por hacer de todo esto posible.
A mis queridos padres por su cariño y
apoyo incondicional, a mi querida
hermana Claudia por llenarme siempre
de alegría. A Christian porque gracias
a su aliento y comprensión pude ver
finalizado este trabajo.*

AGRADECIMIENTOS

Agradezco de manera especial al Ing. Benjamín Barriga Gamarra por su guía y orientación para el presente diseño.

Agradezco también a los profesores y compañeros que de una u otra manera me apoyaron en la elaboración de este trabajo.



INDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	i
APROBACIÓN DE TEMARIO DE TESIS	ii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
INTRODUCCIÓN	1
I. ESTADO DEL ARTE	3
1.1 Principio de Funcionamiento	3
1.2 Partes Principales	4
1.2.1 Estructura Inferior	4
1.2.2 Estructura Superior	4
1.2.3 Brazo Excavador	5
1.2.3.1 Pluma y Brazo	5
1.2.3.2 Base	6
1.2.3.3 Cilindros Hidráulicos	6
1.2.3.4 Cuchara	6
II. ANÁLISIS MECÁNICO Y ESTRUCTURAL	7
2.1 Análisis del Entorno	7
2.2 Parámetros de Diseño	8
2.3 Cinemática del Brazo	9
2.3.1 Cálculo de Fuerzas	9
2.3.1.1 Cálculo de Reacciones R_A y R_B	11
2.3.1.2 Cálculo de Fuerzas en los Eslabones	11
2.3.2 Cálculo de Esfuerzos sobre el Brazo	15
2.3.3 Cálculo de Esfuerzos y Dimensiones de Pines	27
2.3.3.1 Pin A	28
2.3.3.2 Pin B	32
2.3.3.3 Pin H	36
2.3.3.4 Pin I	41
2.3.4 Cálculo de la Soldadura	44

2.4	Cinemática de la Pluma.....	48
2.4.1	Cálculo de Fuerzas.....	48
2.4.1.1	Cálculo de Reacciones F_J y F_K	49
2.4.2	Cálculo de Esfuerzos sobre la Pluma.....	50
2.4.3	Cálculo de Esfuerzos y Dimensiones de Pines.....	58
2.4.4	Cálculo de la Soldadura.....	59
2.5	Carga Máxima.....	61
2.6	Cálculo de Tornillos de Sujeción.....	62
III.	SISTEMA HIDRÁULICO.....	70
3.1	Selección de los Pistones Hidráulicos.....	70
3.2	Selección de la Unidad de presión Hidráulica (UPH).....	76
3.2.1	Unidad de Bombeo.....	77
3.2.2	Depósito de Aceite.....	78
3.2.3	Unidad de Control.....	79
IV.	PLANOS.....	82
4.1	Lista de Planos.....	82
4.1.1	Planos de Ensamble.....	82
4.1.2	Planos de Despiece.....	82
4.1.3	Planos de Detalle.....	83
	CONCLUSIONES.....	84
	RECOMENDACIONES.....	85
	BIBLIOGRAFIA.....	86

LISTA DE SÍMBOLOS

F	: Fuerza en las uñas de la Cuchara [N]
F_N	: Fuerza Normal [N]
F_C	: Fuerza Cortante [N]
M_Z	: Momento respecto al eje y [kN.mm]
I_Z	: Momento de Inercia respecto a un eje paralelo al eje z [mm ⁴]
I_{Z_0}	: Momento de Inercia respecto al eje de simetría z [mm ⁴]
FS	: Factor de Seguridad
Q_z	: Momento Estático en el punto z [mm ³]
M_{fmax}	: Momento Flector Máximo [N.mm]
α_k	: Factor geométrico de concentración de esfuerzos
β_k	: Factor efectivo de concentración de esfuerzos
σ_{fpul}	: Resistencia a la flexión por fuerza Pulsante [N/mm ²]
$\sigma_{t/cadm}$: Resistencia admisible a la Tracción-Compresión [N/mm ²]
σ_{fadm}	: Resistencia a la Flexión admisible [N/mm ²]
σ_f	: Esfuerzo debido a la Flexión [N/mm ²]
τ_c	: Esfuerzo debido al Corte [N/mm ²]
P_{max}	: Presión Máxima en los cilindros hidráulicos [N/mm ²]
P	: Potencia del Motor [kW]
Q_{bomba}	: Caudal de la Bomba Hidráulica [lt/min]

INTRODUCCIÓN

Debido al crecimiento de la población y al avance de la tecnología el hombre ha intentado facilitar su trabajo con la ayuda de máquinas o herramientas. Actualmente se cuenta con maquinaria destinada a realizar trabajos de excavación y movimiento de tierra u otros materiales, en su mayoría este tipo de maquinaria es de grandes dimensiones utilizada para realizar trabajos de gran envergadura, pero también se debe tomar en cuenta que cada vez se mas se necesita de maquinaria pequeña capaz de realizar trabajos que la maquinaria pesada no podría; hay que resaltar también que al incrementarse el volumen de la producción se necesita de maquinaria con una mayor velocidad de trabajo.

Dentro de las máquinas excavadoras se encuentran las mini excavadoras o excavadoras compactas las cuales son muy necesarias en la actualidad para realizar trabajos en los cuales el uso de maquinaria pesada sería muy dificultoso y también costoso, siendo de mucha utilidad en trabajos dentro de la ciudad.

Entre las ventajas comparativas se puede mencionar que ofrecen un ciclo de tiempo de excavación más rápido comparado con las excavadoras grandes y el tamaño compacto ofrece una excelente excavación y poca alteración del suelo, además puede ingresar a lugares donde una excavadora grande o mediana no entraría como dentro de instalaciones o edificios; de esta manera ahorran tiempo y dinero, también se destaca

que al minimizar sus proporciones así como también el peso la hace una máquina de fácil transporte.

El tamaño de estas máquinas dependerá de la capacidad de su cucharón, entre más grande es el cucharón la máquina tendrá más capacidad para cargar material y más tamaño. Las labores que realiza son las mismas que realizarían las excavadoras grandes, pueden excavar hoyos, zanjas, demoler aceras y muros; también pueden realizar trabajos tales como cargar camiones, limpiar diques entre otras labores de pequeña magnitud con respecto al volumen de carga, además son de mucha utilidad en trabajos dentro de edificios y en jardines donde una excavadora de gran tamaño incluso mediana causaría mucho daño a la propiedad.

En el ámbito nacional se puede encontrar diferentes concesionarios que importan excavadoras de todos los tamaños incluyendo los tamaños compactos, pero no son muy utilizadas, esto se debe a que no son muy conocidas en nuestro país por lo que se suele utilizar mano de obra humana para realizar trabajos de excavación o movimiento de tierras u otros materiales, trabajo que lleva mucho tiempo y que genera gastos mayores ya que la productividad es mucho menor que si utilizara una excavadora compacta para realizar la misma función, además al usar esta maquinaria el trabajo se terminaría en solo una porción del tiempo en que lo haría la mano de obra humana.

El principal propósito de este Proyecto es el Diseño de un Brazo Excavador Compacto lo cual implica realizar el análisis de las fuerzas que actúan en el brazo y los esfuerzos a los cuales estará sometida cada una de las piezas que lo conforman, analizando los movimientos necesarios para realizar su función. También se seleccionará los materiales y formas más adecuadas de diseño del brazo según los esfuerzos al que esté sometido cuando se recoge la carga. El diseño también incluirá la investigación y selección del sistema hidráulico más adecuado el cual será el encargado de brindar la fuerza y movimientos necesarios del brazo excavador mediante el uso de cilindros hidráulicos. Cabe resaltar que el presente trabajo se dedica solo al diseño del brazo excavador y no de toda la maquinaria que involucra la excavadora.

CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE

En el presente capítulo se expone una breve descripción de la maquinaria compacta utilizada para realizar trabajos de excavación, también se describirá brevemente sus partes y funcionamiento obteniendo a partir de estos conocimientos una base para el desarrollo del diseño.

1.1 Principio de Funcionamiento

El movimiento que se imprime sobre el material a recoger o levantar es generado a través de la cuchara que es la terminación del brazo excavador; la presión es generada cuando el aceite en la bomba hidráulica se transmite hacia los cilindros, permitiendo la salida o entrada del vástago, lo que produce el movimiento del brazo para realizar su función.

Trabajan atacando del nivel del suelo hacia arriba: con el brazo en la posición correcta cercana a la superficie vertical de la tierra que se va a excavar, se baja el cucharón, se le aplica una fuerza y una tensión para jalar el cucharón hacia arriba. Si la profundidad del corte es la correcta, considerando el tipo de suelo y el tamaño del cucharón, éste estará lleno al llegar a la parte superior. Se llegará a una capacidad óptima de corte cuando se llena el cucharón de la máquina en el menor tiempo posible, los valores de las alturas

para obtener esta relación dependen de cada máquina y dependen de su altura y capacidad mecánica.

1.2 Partes Principales

Las excavadoras cuentan con tres partes principales, las cuales serán descritas brevemente:

1.2.1 Estructura Inferior

Es la parte de la excavadora que permite su desplazamiento hacia la zona de trabajo, sirve de base para la estructura superior.

Existen dos diferentes tipos de estructura inferior: sobre orugas y sobre neumáticos, cada una tiene sus propias características y sirve para diferentes propósitos.

Las excavadoras sobre orugas tiene muy buena estabilidad, esto se debe a que el área que toca el suelo al trasladarse es grande a diferencia de las excavadoras de neumáticos; tienen gran potencia, pero su velocidad de traslación es muy baja por lo que para trasladarla grandes distancias es necesario hacerlo mediante camiones u otro tipo de vehículo.

Las excavadoras sobre neumáticos pueden moverse como cualquier vehículo motorizado, pero su estabilidad es menor que la de la excavadora sobre orugas.

1.2.2 Estructura Superior

La estructura superior incluye, la cabina rotatoria y la casa de máquinas, conteniendo esta última, toda la maquinaria necesaria para las funciones de levante, giro y empuje, así mismo los controles para comandar las operaciones mecánicas. La cabina del operador va montada en posición elevada sobre la casa de máquinas y contiene todos los controles para operar el brazo. Es aquí donde se encuentra todo el sistema hidráulico que va a originar los movimientos del brazo excavador y la cuchara.

1.2.3 Brazo Excavador

Ubicado en la parte delantera de la máquina, comprende: la pluma, el brazo, la pala o cuchara, la base, los cilindros hidráulicos y todo el equipo que origina su movimiento como las mangueras, válvulas y conectores parte del circuito hidráulico.

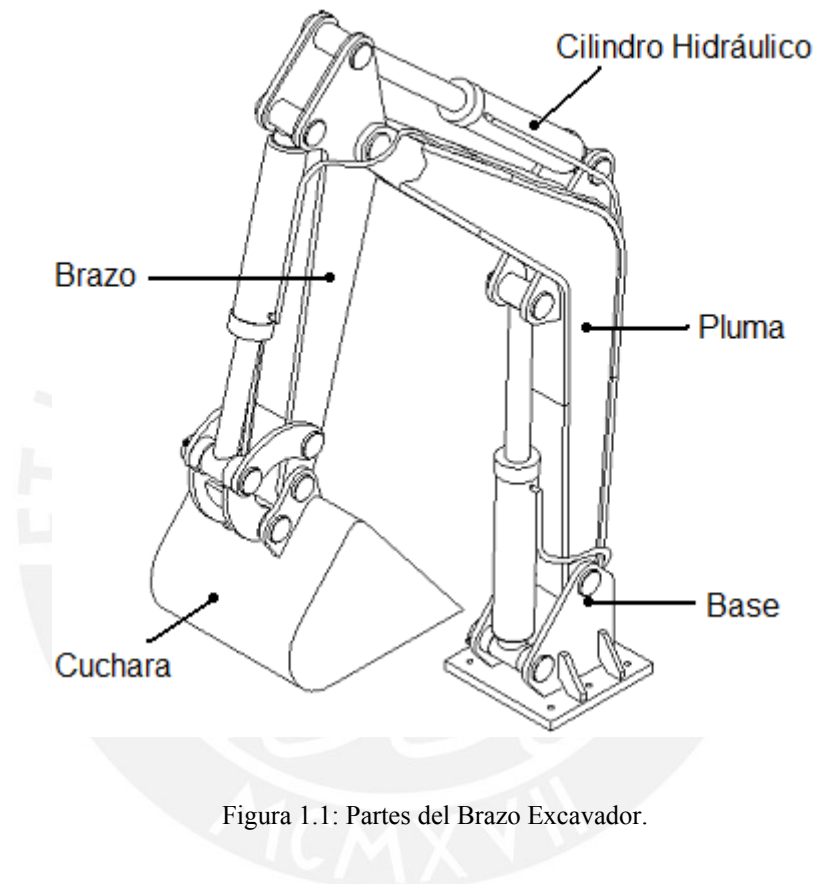


Figura 1.1: Partes del Brazo Excavador.

En la Figura 1.1 mostrada se muestran las partes que contendrá el Brazo Excavador pero no se incluye la Estructura Inferior ni Superior ya que no forman parte del presente trabajo.

1.2.3.1 Pluma y Brazo

La Pluma y el Brazo están formados por planchas de acero que conformarán la estructura que va a servir para poder sostener la carga junto con la cuchara y los Cilindros Hidráulicos, además permitirán un movimiento controlado de la carga.

1.2.3.2 Base

Servirá de apoyo de la pluma y por lo tanto de toda la estructura que conforma el Brazo Excavador. Contará con un diseño a que le permitirá un movimiento amplio al Brazo Excavador para recoger y descargar, también podrá ser fijada de manera sencilla a una estructura que le sirva de soporte mediante el uso de tornillos.

1.2.3.3 Cilindros Hidráulicos

Son los que al recibir el aceite a una determinada presión originan el movimiento de los elementos que conforman el Brazo Excavador.

Su principio de funcionamiento es muy sencillo, el aceite a presión ingresa por medio de conductos al cilindro, ésta presión por el área del émbolo produce una fuerza que hace que el vástago ingrese o salga según el lado que ingrese o salga el aceite.

Todo este sistema es alimentado por un caudal de aceite generado por una Bomba Hidráulica la cual es movida por el motor de la excavadora, además de la bomba se cuenta con válvulas que van permitir accionar cada uno de los movimientos del Brazo Excavador.

1.2.3.4 Cuchara

La capacidad del Brazo Excavador es designada por el tamaño de su cuchara la cual corresponde a la capacidad volumétrica del mismo cuando se encuentra totalmente lleno. La cuchara cuenta con un diseño aparte, por este motivo se cuenta con sujetadores los cuales unen el extremo del brazo excavador con la cuchara.

Los tamaños frecuentemente utilizados en la industria según la capacidad de los cucharones van desde 0.01m³ hasta más de 30m³ según el tamaño de la excavadora. Para el presente trabajo se utilizó una capacidad de cuchara de 0.02m³.

CAPÍTULO 2

ANÁLISIS MECÁNICO Y ESTRUCTURAL

En el presente capítulo se expone las consideraciones que se han tomado en cuenta para el diseño y la fabricación del Brazo Excavador, así también se describe en forma detallada todos los cálculos realizados para la obtención de las dimensiones necesarias del brazo para que cumpla su función evitando sobredimensionarlo.

2.1. Análisis del Entorno

El análisis del entorno de trabajo del Brazo Excavador a diseñar es de mucha importancia ya que de ello depende la selección de materiales y elementos que lo constituyen. El diseño toma en cuenta que el Brazo Excavador trabajará en un medio donde estará sometido a las condiciones del medio ambiente y golpes externos lo cual depende de la propia carga que levantará.

La cuchara que es la que soporta los golpes ocasionados al recoger la carga, es de un material con capacidad de endurecimiento en frío, el material de los brazos es de un acero capaz de resistir las cargas que se le apliquen durante el trabajo, además tanto la cuchara como el brazo y la pluma cuentan con protección contra la corrosión que el medio ambiente ocasiona.

2.2. Parámetros de Diseño

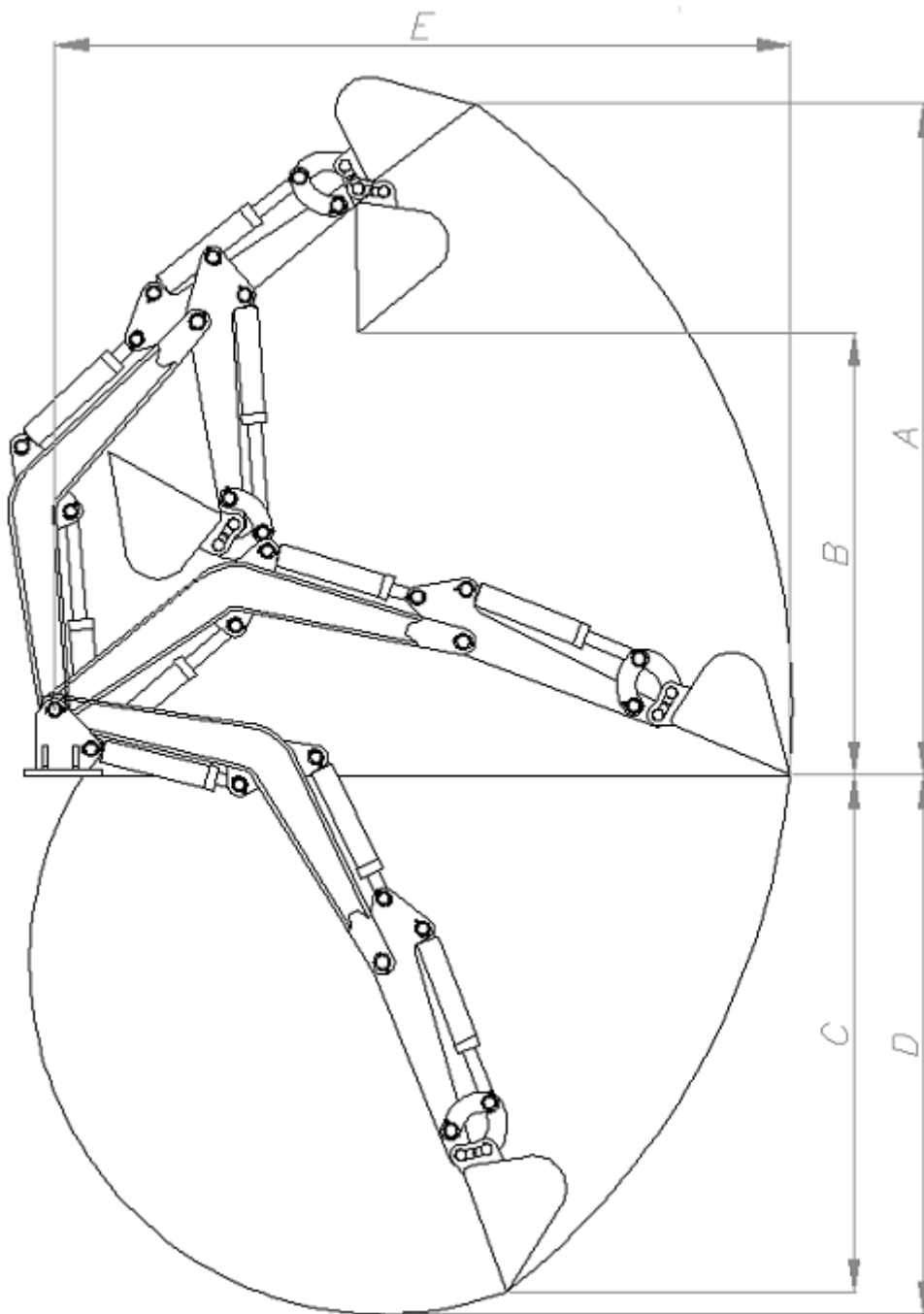


Figura 2.1: Rango de trabajo del Brazo Excavador

Las distancias que puede alcanzar el brazo en las posiciones que se aprecian en la Fig.2.1 son:

- A. Altura máxima de Excavación = 2050mm

- B. Altura máxima de Vaciado = 1350mm
- C. Profundidad de Excavación Vertical=1580mm
- D. Profundidad máxima de Excavación = 1650mm
- E. Alcance máximo de Excavación = 2240mm

La fuerza de excavación que podrá aplicar el Brazo Excavador en las uñas de la cuchara será de 8.3kN.

2.3. Análisis del Brazo

2.3.1. Cálculo Fuerzas

Se probaron varias posiciones de trabajo del Brazo Excavador al momento de levantar la carga y se obtuvo la posición en la que realiza su mayor esfuerzo en el momento de recoger la carga. Se considerará el punto A que es el punto de unión del cilindro hidráulico de la Pluma con el Brazo y un apoyo fijo que será el punto B que es el punto de unión del Brazo con la Pluma, en esta posición se realizaron los siguientes cálculos:

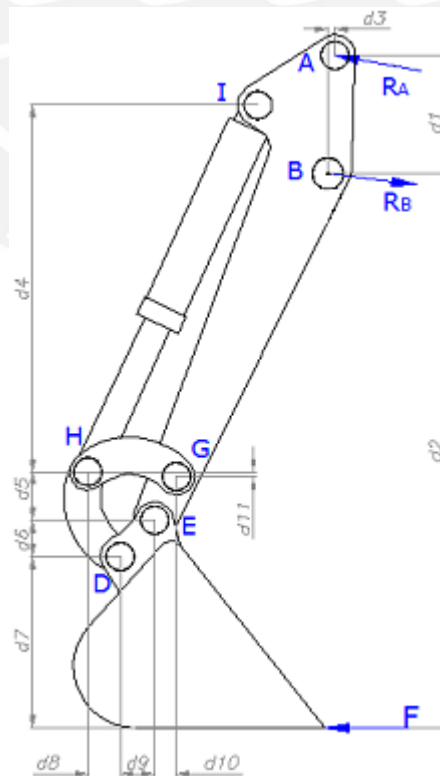


Figura 2.2: Fuerza F al recoger la carga y Reacciones en los apoyos R_A y R_B .

Las distancias son:

Tabla 2.1: Dimensiones del brazo.

Dimensiones del brazo (mm)											
d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	d_9	d_{10}	d_{11}	d_{12}
194	909	11	601	79	60	281	54	56	35	7	278

También por diseño tenemos que el ángulo que forma la reacción R_A con la horizontal es de 10 grados en la dirección del cilindro hidráulico de la Pluma.

Mediante un análisis gráfico con las direcciones de las fuerzas R_A y F podemos obtener el ángulo que forma la fuerza R_B con la horizontal:

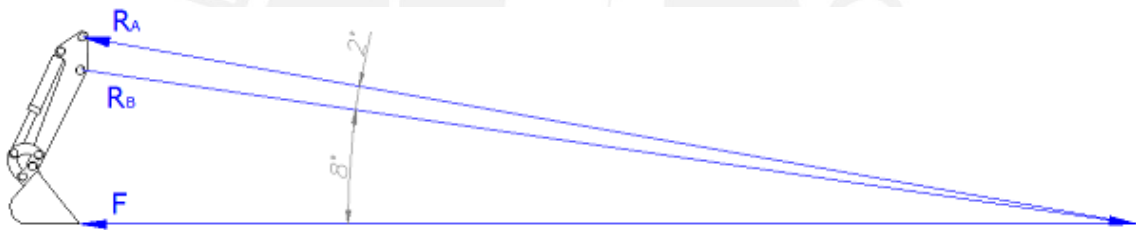


Figura 2.3: Convergencia de fuerzas en un punto.

Para hallar el ángulo que la fuerza R_B forma con la horizontal mediante el método gráfico es necesario extender las fuerzas externas que actúan en el Brazo las cuales por equilibrio deberán convergen a un punto común.

Según este gráfico obtenemos que el ángulo que forma la Fuerza R_B con la horizontal es de 8 grados.

Entonces los ángulos que forman las reacciones en la unión del brazo con la pluma son:

$\alpha = 10^{\circ}$ Ángulo que forma R_A con la horizontal.

$\beta = 8^{\circ}$ Ángulo que forma R_B con la horizontal.

2.3.1.1 Cálculo de Reacciones R_A y R_B

Aplicando Suma de Momentos en el punto B obtenemos:

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A = \frac{F \cdot d_2}{d_1 \cdot \cos \alpha - d_3 \cdot \operatorname{sen} \alpha}$$

$$R_A = 39.16 \text{ kN}$$

Esta reacción es el resultado de la fuerza que ejerce el pistón hidráulico sobre el brazo para realizar su movimiento.

Por equilibrio:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_B = \frac{F + R_A \cdot \cos \alpha}{\cos \beta}$$

$$R_B = 47.22 \text{ kN}$$

El resultado obtenido nos indica que el sentido de la reacción es igual al del dibujo.

No se ha considerado el peso del brazo en el análisis de fuerzas pues no influye de manera significativa en la reacciones.

2.3.1.2 Cálculos de Fuerzas en los Eslabones

En la unión del brazo con la cuchara se forma un mecanismo de cuatro eslabones siendo el brazo el eslabón fijo que en este caso es la unión de los puntos GE, los eslabones móviles serán representados por los elementos HG, HD y la cuchara con la unión de los puntos DE además la fuerza aplicada sobre el mecanismo en el punto H es la fuerza que aplica el pistón hidráulico para realizar el movimiento al recoger la carga que en este caso sería la fuerza F_{HI} . Este mecanismo es el que permitirá recoger, alzar y realizar todos los movimientos de la cuchara gracias a la fuerza aplicada por el pistón sobre una de las articulaciones.

En la Figura 2.3 se muestra la equidad entre los componentes de esta unión con los eslabones del mecanismo mencionado:

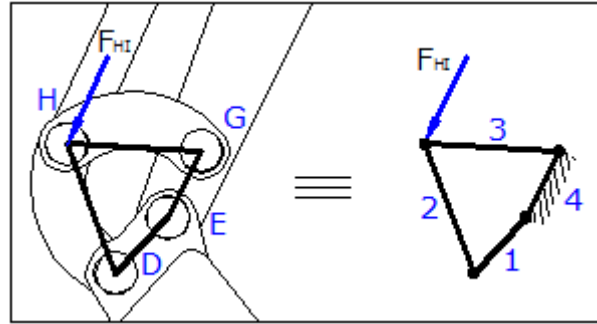


Figura 2.4: Mecanismo de cuatro eslabones.

En este mecanismo encontraremos una serie de ángulos formados por cada eslabón con respecto a la horizontal lo cuyo valor será necesario hallar para poder descomponer las fuerzas y hacer más sencillo el cálculo.

Hallando γ :

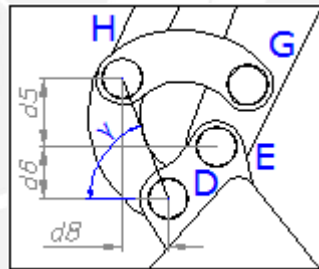


Figura 2.5: Ángulo Gamma que forma el eslabón HD con la horizontal

$$\gamma = \arctan\left(\frac{d_5 + d_6}{d_8}\right)$$

$$\gamma = 68.8^\circ$$

Hallando θ :

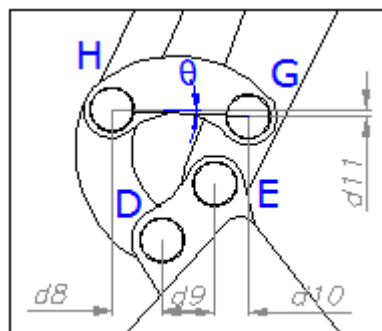


Figura 2.6: Ángulo Theta que forma el eslabón HG con la horizontal

$$\theta = \arctan\left(\frac{d_{11}}{d_8 + d_9 + d_{10}}\right)$$

$$\theta = 2.76^\circ$$

Hallando λ :

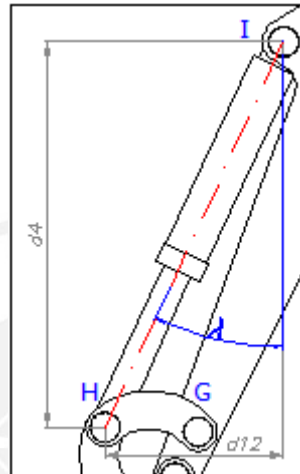


Figura 2.7: Ángulo Lamda que forma el pistón HI con la vertical.

$$\lambda = \arctan\left(\frac{d_{12}}{d_4}\right)$$

$$\lambda = 24.8^\circ$$

Hallando la fuerza que ejerce el eslabón HD sobre la cuchara (F_{HD}):

El elemento HD tiene una curva suave y en sus extremos se generan reacciones de manera que se trata de una biela, el cálculo para hallar esta fuerza se muestra a continuación:

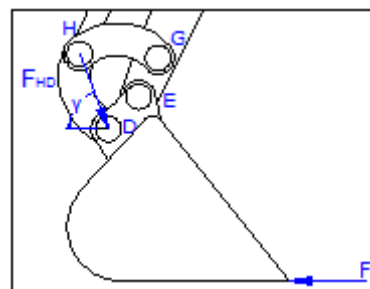


Figura 2.8: Fuerzas F_{HD} y F .

Aplicando $\sum M_E = 0$

$$F_{HD} = \frac{F \cdot (d_6 + d_7)}{d_6 \cdot \cos \gamma + d_9 \cdot \operatorname{sen} \gamma}$$

$$F_{HD} = 38.28 \text{ kN}$$

La dirección del vector es correcta ya que la fuerza hallada resulto positiva y nos indica que el elemento HD se encuentra trabajando a compresión en el momento en el que el brazo aplica su fuerza para la excavación.

Hallando las fuerzas F_{HI} y F_{HG} :

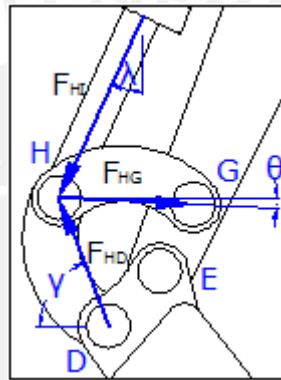


Figura 2.9: Fuerzas en Nodo H.

Por equilibrio $\sum F_x = 0$ y despejando F_{HG} obtenemos:

$$F_{HG} = \frac{F_{HI} \cdot \operatorname{sen} \lambda + F_{HD} \cdot \cos \gamma}{\cos \theta}$$

Por equilibrio $\sum F_y = 0$ reemplazando y despejando F_{HI} obtenemos:

$$F_{HI} = \frac{F_{HD} \cdot (\operatorname{sen} \gamma + \cos \gamma \cdot \tan \theta)}{\cos \lambda - \operatorname{sen} \lambda \cdot \tan \theta}$$

$$F_{HI} = 37.74 \text{ kN}$$

Reemplazando obtenemos: $F_{HG} = 29.74 \text{ kN}$

De esto concluimos que el elemento HG trabaja a tracción.

El pistón HI ejerce una fuerza que empujará al pin H para que el brazo pueda moverse.

2.3.2. Cálculo de Esfuerzos sobre el Brazo

Las fuerzas actantes sobre el brazo provocarán que esté sometido a esfuerzo, para lo cual este cálculo se realiza para poder comprobar la resistencia de la estructura a estos esfuerzos. Se tiene como incógnita el valor de la fuerza F_E y el ángulo que forma con la horizontal.

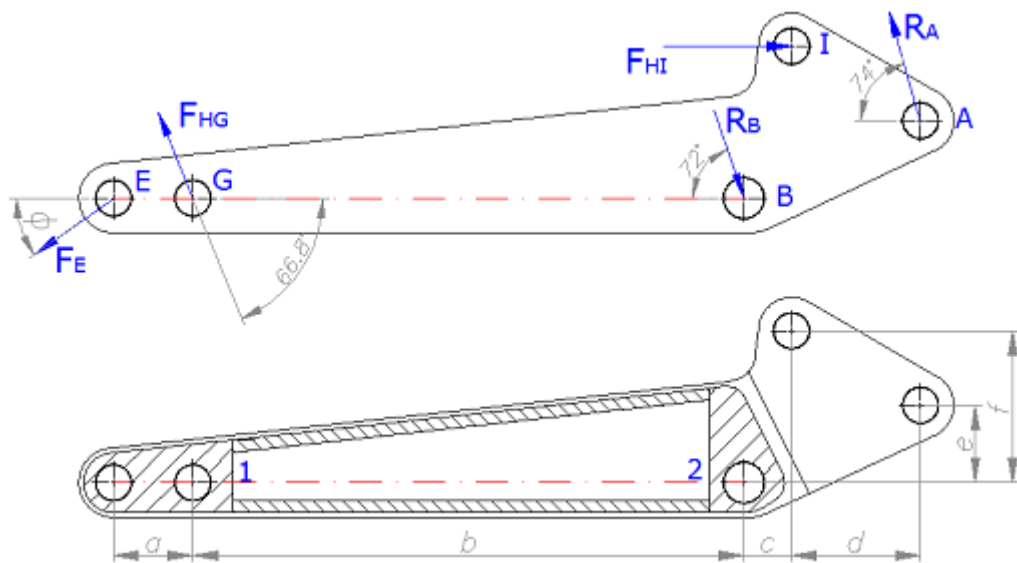


Figura 2.10: Disposición y ubicación de fuerzas y distancias en el Brazo.

De la figura tomamos los siguientes datos:

Tabla 2.2: Distancia entre fuerzas en brazo.

Distancia entre fuerzas (mm)					
a	b	c	d	e	f
80	555	47	130	78	153

Se tomará la condición de equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$- F_E \cdot \cos(\phi) - F_{HG} \cdot \cos(66.8) + F_{HI} + R_B \cdot \cos(72) - R_A \cdot \cos(72) = 0$$

$$- F_E \cdot \cos(\phi) - 11.72 + 37.74 + 15.37 - 10.79 = 0$$

$$F_E \cdot \cos(\phi) = 30.6 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$- F_{HI} \cdot (f) + R_A \cdot \cos(74) \cdot (e) + R_A \cdot \sin(74) \cdot (c + d) - F_{HG} \cdot \sin(66.8) \cdot (b) + F_E \cdot \sin(\phi) = 0$$

$$- 5774.22 + 841.93 + 6662.81 - 15170.97 + F_E \cdot \sin(\phi) \cdot 635 = 0$$

$$F_E \cdot \sin(\phi) = 21.17 \text{ kN}$$

Entonces obtenemos: $F_E = 37.2 \text{ kN}$ y forma $\phi = 34.7^\circ$ con la horizontal.

A partir de los datos de la tabla anterior y de las fuerzas ya halladas se obtuvo los diagramas de fuerzas y momentos que actúan sobre la estructura:

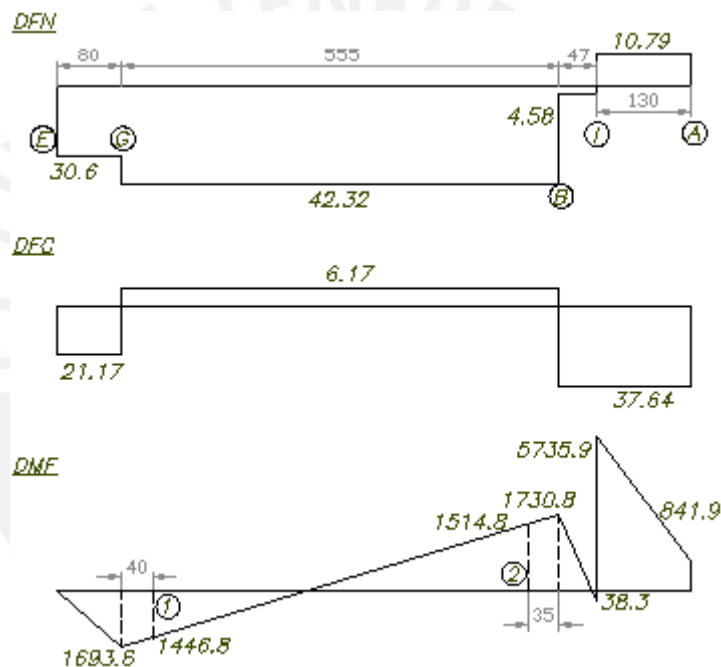


Figura 2.11: Diagrama de Fuerza Normal, Cortante y de Momento Flector

En estos diagramas se puede apreciar los lugares donde se producirá los máximos esfuerzos sobre la estructura en su posición de máximo esfuerzo.

El Brazo estará conformado por planchas y bloques del material: Acero St 52.

A continuación se analizan las zonas en las cuales se produce el mayor esfuerzo:

- En Zona G:

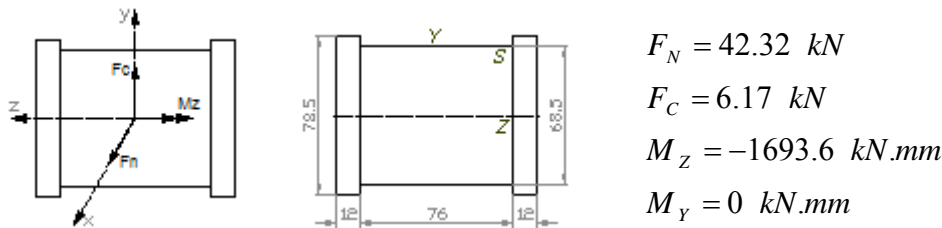


Figura 2.12: Sección Transversal de Zona G.

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2 \times (78.5 \times 12) + 76 \times 68.5 = 7090 \text{ mm}^2$$

$$I_Z = \frac{1}{12} \times 76 \times 68.5^3 + 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 12 \times 78.5^3 \right) = 3003127.7 \text{ mm}^4$$

$$I_Y = \frac{1}{12} \times 68.5 \times 100^3 + 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 78.5 \times 12^3 + 78.5 \times 12 \times 44^2 \right) = 6175853.3 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

$$\sigma = \frac{F_N}{A} - \frac{M_Z \cdot Y}{I_Z} + \frac{M_Y \cdot Z}{I_Y} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$\sigma = \frac{42.32}{7090} - \frac{-1693.6 \times 39.25}{6175853.3} + 0 = 16.73 \text{ N/mm}^2$$

$$FS = \frac{\sigma_{t/c}^{adm}}{\sigma} \quad \text{Donde: } \sigma_{t/c}^{adm} = 340 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$FS = \frac{340}{16.73} = 20.3$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Y:

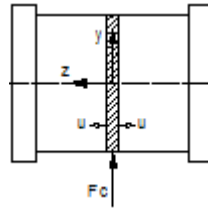


Figura 2.13: Fuerza actuando en Punto Y.

$$Q_Y = 2 \cdot u \cdot t \cdot \frac{h}{2} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

$$\tau_Y = \frac{q_Y}{t} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$u \rightarrow 0 \Rightarrow Q_Y \rightarrow 0 \Rightarrow q_Y = 0 \wedge \tau_Y = 0$$

Este cálculo será similar en todos los demás casos a analizar por lo cual no se repetirá.

Punto Z:

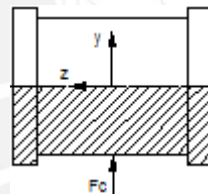


Figura 2.14: Fuerza actuando en Punto Z.

El espesor será: $t = 34.25 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_Z = 76 \times 34.25 \times 17.13 + 2 \times 39.25 \times 12 \times 19.63 = 63080.85 \text{ mm}^3$$

$$2 \cdot q_Z = \frac{F_c \cdot Q_Z}{I_Z} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

$$2 \cdot q_Z = \frac{6170 \times 63080.85}{3003127.7} = 129.6$$

$$q_Z = 64.8 \text{ N/mm}$$

Reemplazando en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_Z = \frac{64.8}{34.25} = 1.9 \text{ N/mm}^2$$

Punto S:

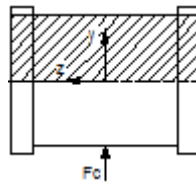


Figura 2.15: Fuerza actuando en Punto S.

El espesor será: $t = 5 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_s = 2 \times (12 \times 73.5 \times 2.5) = 4410 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_s = \frac{6170 \times 4410}{3003127.7} = 9.06$$

$$q_s = 4.53 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_s = \frac{4.53}{5} = 0.91 \text{ N/mm}^2$$

- En Zona B:

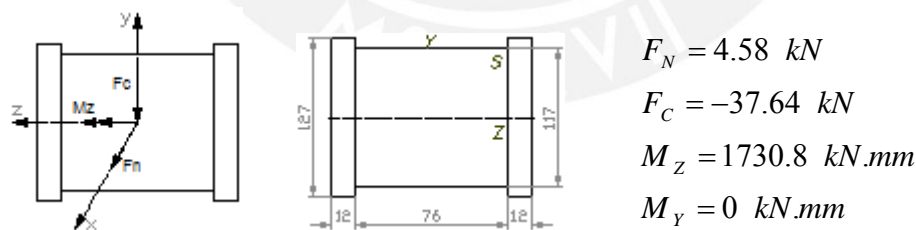


Figura 2.16: Sección Transversal Zona B.

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2 \times (127 \times 12) + 76 \times 117 = 11940 \text{ mm}^2$$

$$I_z = \frac{1}{12} \times 76 \times 117^3 + 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 12 \times 127^3 \right) = 14240315 \text{ mm}^4$$

$$I_y = \frac{1}{12} \times 117 \times 76^3 + 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 127 \times 12^3 + 127 \times 12 \times 44^2 \right) = 10217520 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

Reemplazando en la (Ec. 2.1):

$$\sigma = \frac{4.58}{11940} - \frac{1730.8 \times 63.5}{10217520} + 0 = 10.37 \text{ N/mm}^2$$

Luego en la (Ec. 2.2):

$$FS = \frac{340}{10.37} = 32$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Z:

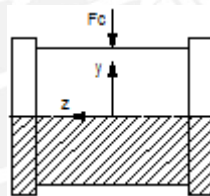


Figura 2.17: Fuerza actuando en Punto Z.

El espesor será: $t = 58.5 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_z = 76 \times 58.5 \times 29.25 + 2 \times 63.5 \times 12 \times 31.75 = 178432.5 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_z = \frac{37640 \times 178432.5}{14240315} = 471.63$$

$$q_z = 235.82 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_z = \frac{235.82}{58.5} = 4.03 \text{ N/mm}^2$$

Punto S:

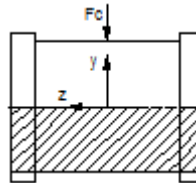


Figura 2.18: Fuerza actuando en Punto S.

El espesor será: $t = 5 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_s = 2 \times (12 \times 5 \times 61) = 7320 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_s = \frac{37640 \times 7320}{14240315} = 19.35$$

$$q_s = 9.67 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_s = \frac{9.67}{5} = 1.93 \text{ N/mm}^2$$

- En Zona I:

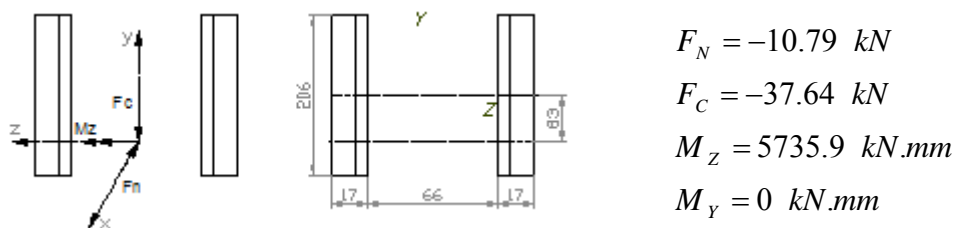


Figura 2.19: Sección transversal Zona I.

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2 \times 206 \times 17 = 7004 \text{ mm}^2$$

$$I_z = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 17 \times 206^3 + 206 \times 17 \times 83^2 \right) = 73019034.67 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 206 \times 17^3 + 206 \times 17 \times 41.5^2 \right) = 12231318.67 \text{ mm}^4$$

$$I_{z_0} = 2 \times \frac{1}{12} \times 17 \times 206^3 = 24768478.67 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

Reemplazando en la (Ec. 2.1):

$$\sigma = \frac{-10.79}{7004} - \frac{5735.9 \times 83}{12231318.67} + 0 = 40.46 \text{ N/mm}^2$$

Luego en la (Ec. 2.2):

$$FS = \frac{340}{40.46} = 8.4$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Z:

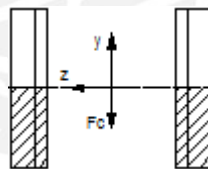


Figura 2.20: Fuerza actuando en Punto Z.

El espesor será: $t = 17 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_z = 2 \times 103 \times 17 \times 51.5 = 180353 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos

$$2 \cdot q_z = \frac{37640 \times 180353}{24768478.67} = 274.08$$

$$q_z = 137.04 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_z = \frac{137.04}{17} = 8.06 \text{ N/mm}^2$$

En este caso el análisis en el punto S sería igual al del punto Z.

A continuación se analizan las zonas en las cuales se produce un cambio de sección transversal:

- Primer cambio (Zona 1):

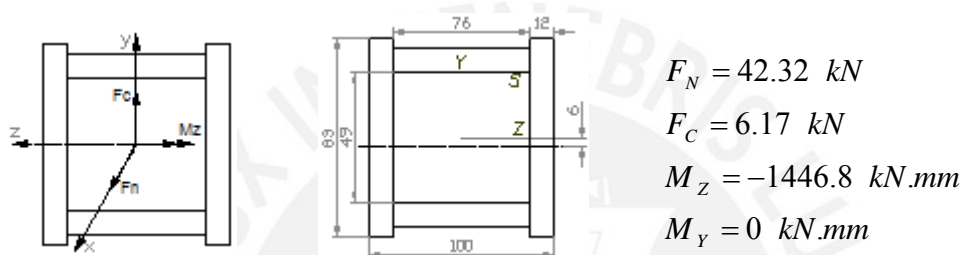


Figura 2.21: Sección transversal en Primer Cambio de Sección.

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2 \times (83 \times 12 + 76 \times 12) = 3816 \text{ mm}^2$$

$$I_z = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 76 \times 12^3 + \frac{1}{12} \times 12 \times 83^3 + 83 \times 12 \times 6^2 \right) + 76 \times 12 \times 36.5^2 + 76 \times 12 \times 24.5^2$$

$$I_z = 2999614 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 12 \times 76^3 + \frac{1}{12} \times 83 \times 12^3 + 83 \times 12 \times 44^2 \right) = 4758368 \text{ mm}^4$$

$$I_{z_0} = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 12 \times 83^3 + \frac{1}{12} \times 76 \times 12^3 + 76 \times 12 \times 30.5^2 \right) = 2862238 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

Reemplazando en la (Ec. 2.1):

$$\sigma = \frac{42.32}{3816} - \frac{-1446.8 \times 35.5}{4758368} + 0 = 21.88 \text{ N/mm}^2$$

Luego en la (Ec. 2.2):

$$FS = \frac{340}{21.88} = 15.54$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Z:

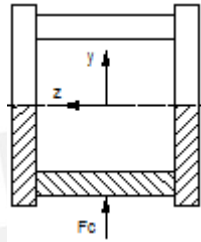


Figura 2.22: Fuerza actuando en Punto Z.

El espesor será: $t = 12 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_Z = 76 \times 12 \times 30.5 + 2 \times 41.5 \times 12 \times 20.75 = 48483 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos

$$2 \cdot q_z = \frac{6170 \times 48483}{2862238} = 104.51$$

$$q_z = 52.26 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_z = \frac{52.26}{12} = 4.35 \text{ N/mm}^2$$

Punto S:

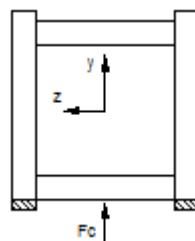


Figura 2.23: Fuerza actuando en Punto S.

El espesor será: $t = 5 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_s = 2 \times (12 \times 5 \times 39) = 4680 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_s = \frac{6170 \times 4680}{2862238} = 10.09$$

$$q_s = 5.04 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_s = \frac{5.04}{5} = 0.42 \text{ N/mm}^2$$

- Segundo Cambio (Punto 2):

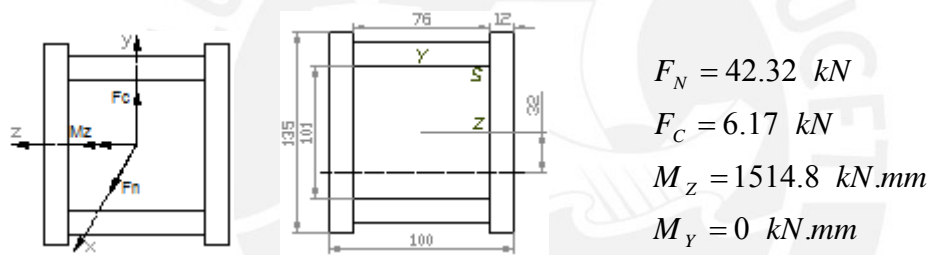


Figura 2.24: Sección transversal de Segundo Cambio de Sección.

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2 \times (76 \times 12 + 135 \times 12) = 5064 \text{ mm}^2$$

$$I_z = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 76 \times 12^3 + \frac{1}{12} \times 12 \times 135^3 + 135 \times 12 \times 32^2 \right) + 76 \times 12 \times 88.5^2 + 76 \times 12 \times 24.5^2$$

$$I_z = 15950838 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 12 \times 76^3 + \frac{1}{12} \times 135 \times 12^3 + 135 \times 12 \times 44^2 \right) = 7189472 \text{ mm}^4$$

$$I_{z_0} = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 12 \times 135^3 + \frac{1}{12} \times 76 \times 12^3 + 76 \times 12 \times 56.5^2 \right) = 10765302 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

Reemplazando en la (Ec. 2.1):

$$\sigma = \frac{42.32}{5064} - \frac{1514.8 \times 35.5}{7189472} + 0 = 0.88 \text{ N/mm}^2$$

Luego en la (Ec. 2.2):

$$FS = \frac{340}{0.88} = 387$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Z:

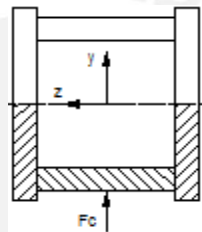


Figura 2.25: Fuerza actuando en Punto Z.

El espesor será: $t = 12 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_z = 76 \times 12 \times 56.5 + 2 \times 67.5 \times 12 \times 33.75 = 106203 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos

$$2 \cdot q_z = \frac{6170 \times 106203}{10765302} = 60.87$$

$$q_z = 30.43 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_z = \frac{30.43}{12} = 2.54 \text{ N/mm}^2$$

Punto S:

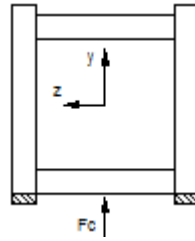


Figura 2.26: Fuerza actuando en Punto S.

El espesor será: $t = 5 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_s = 2 \times (12 \times 5 \times 65) = 7800 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_s = \frac{6170 \times 7800}{10765302} = 4.47$$

$$q_s = 2.24 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_s = \frac{2.24}{5} = 0.45 \text{ N/mm}^2$$

En todos los casos se observa que los valores del esfuerzo cortante no superan los $\tau = 9 \text{ N/mm}^2$ lo cual está muy por debajo del esfuerzo admisible por el material de la estructura que es de aproximadamente $\tau = 170 \text{ N/mm}^2$, es decir la estructura resistirá satisfactoriamente los esfuerzos a los cuales estará sometida en el momento de su mayor esfuerzo. Además el factor de seguridad de la estructura resulta con valores muy altos lo que confirma la resistencia de la estructura.

2.3.3. Cálculo de Esfuerzos y Dimensiones de Pines

El material seleccionado para soportar las fuerzas actuantes en las articulaciones, es decir directamente sobre cada pin, es el 42CrMo4 según Norma DIN o AISI/SAE 4140 con un Tratamiento Térmico de Bonificado.

Según el manual de Aceros Especiales de la empresa Bohler se obtienen los valores de las características mecánicas de este material

Material Pin: AISI/SAE 4140 $\sigma_{fpu} = 900 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{ct} = 950 \text{ N/mm}^2$
 $\tau = 450 \text{ N/mm}^2$ (Asumiendo $\tau = \sigma / 2$)

Material Brazo: St 52 $\sigma_{ct} = 340 \text{ N/mm}^2$

El Factor de Seguridad usado FS=5

Se considerarán las cargas dinámicas producidas durante el movimiento y trabajo del Brazo Excavador las cuales se concentran en las articulaciones por lo cual en cada pin se está considerando un exceso de carga del 20% ya que estos movimientos se producen a bajas velocidades.

Los pines van estar apoyados en una bocina la cual evitará que los pines entren en contacto con el material del brazo. Las dimensiones están recomendadas por la Norma Alemana DIN 1850, pero en ella se recomienda un espesor mínimo de la bocina de 2mm, según recomendaciones de acuerdo a experiencia en este tipo de maquinaria se tomará un espesor de 1mm ya que de esta manera se evitará que el espesor de la bocina sea la que soporte la carga y sólo evite el roce con el material del brazo el cual es su propósito. El material de las bocinas será CuSn8.

A continuación se muestran los cálculos realizados para el cálculo del diámetro necesario de los pines que forman parte del brazo:

2.3.3.1 Pin A

La fuerza que ejerce el pistón de la pluma sobre el brazo por medio del pistón será de $R_{A_0} = 39.16 \text{ kN}$ entonces trabajaremos con $R_A = 46.99 \text{ kN}$.

Cálculos de resistencia a la flexión:

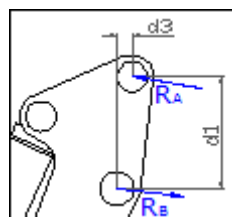


Figura 2.27: Reacción R_A en punto de apoyo A.

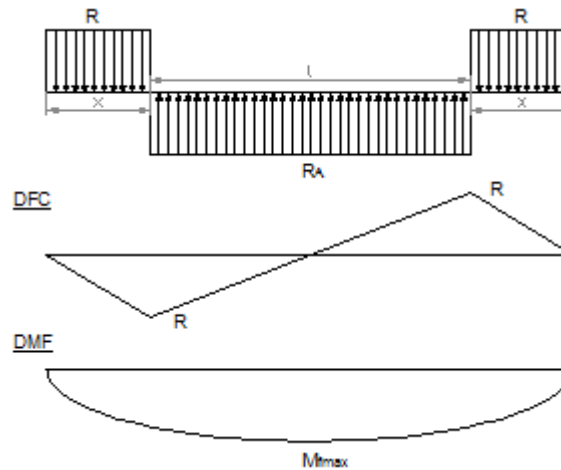


Figura 2.28: Diagrama de Fuerza Cortante (DFC) y Diagrama de Momento Flector (DMF)

Donde: $x = 17 \text{ mm}$ y $l = 66 \text{ mm}$

Por el gráfico obtenemos que: $R = \frac{R_A}{2} = 23.5 \text{ kN}$

Además: $M_{f \max} = R \cdot \left(\frac{x}{2} + \frac{l}{4}\right) = 587.32 \text{ kN}\cdot\text{mm}$

i) Hallando el diámetro tentativo del pin:

- Cálculo Previo:

Para el momento máximo tenemos:

$$\sigma_{fadm} = \frac{\sigma_{fpul}}{FS} \tag{Ec. 2.6}$$

$$\sigma_{fadm} = \frac{900}{5} = 180 \text{ MPa}$$

Utilizando:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_{f \max}}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{fadm} \tag{Ec. 2.7}$$

Por lo tanto el diámetro será: $d \geq 32.2 \text{ mm}$

Tomando en cuenta los diámetros comerciales tomaremos un diámetro **d=35 mm**

- Cálculo Definitivo:

Verificando por Resistencia a la Fatiga:

$$\sigma_{fadm} = \frac{C \cdot \sigma_{fpul}}{\beta_k \cdot FS} \tag{Ec. 2.8}$$

Como no hay cambio de sección $\alpha_k = 1$, por lo tanto $\beta_k = 1 + \eta \cdot (\alpha - 1) = 1$

Según tablas hallamos: $C_{tamaño} = 0.74$ $C_{temp} = 1$ $C_{carga} = 1$

Igualando (Ec. 2.8) con (Ec. 2.7):
$$\frac{32 \cdot M_{f\ max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{C \cdot \sigma_{fpul}}{\beta_k \cdot FS}$$

Despejando obtenemos: $FS = 4.8$ el cual es el Factor de Seguridad Real.

ii) Cálculos de Resistencia al Corte:

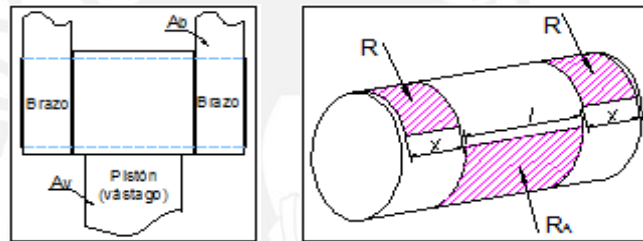


Figura 2.29: Unión entre apoyos de brazo y pistón de la pluma. Reacciones Pin A.

Esfuerzos en el Pin: Fuerza cortante $V = 23.5\ kN$

- Esfuerzo Cortante:

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{V}{(\pi \cdot d^2) / 4} \tag{Ec. 2.9}$$

$$\tau_c = 24.42\ N/mm^2$$

$$\tau_c = 24.42\ N/mm^2 \leq \frac{450}{5} = 90\ N/mm^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Aplastamiento Pin-Pistón:

$$\sigma_{ap} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area}} \tag{Ec. 2.10}$$

$$\sigma_{ap1} = \frac{R_A}{A_1} = \frac{R_A}{l \cdot d} = \frac{46.99}{66 \times 35} = 20.34 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Pin: $\sigma_{ap1} = 20.34 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

Para el material del Pistón: $\sigma_{ap1} = 20.34 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

- Aplastamiento Pin-Apoyo:

Usando (Ec. 2.10) tenemos: $\sigma_{ap2} = \frac{R}{A_2} = \frac{R}{x \cdot d} = \frac{23.5}{17 \times 35} = 39.49 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Pin: $\sigma_{ap2} = 39.49 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

Para el material del Apoyo: $\sigma_{ap2} = 39.49 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

Esfuerzos en los apoyos:

- Vástago Pistón (Compresión):

El diámetro del vástago es $d=40$ mm entonces usando la (Ec. 2.10) tenemos:

$$\sigma_m = \frac{R_A}{A_v} = \frac{R_A}{(\pi \cdot d^2) / 4} = \frac{46.99}{(\pi \times 40^2) / 4} = 37.39 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Pistón: $\sigma_m = 37.39 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

El aplastamiento del pistón será igual al del pin en la misma zona.

- Brazo (Compresión):

Usando la (Ec. 2.10): $\sigma_m = \frac{R}{A_b} = \frac{R}{x \cdot b} = \frac{23.5}{17 \times 90} = 15.36 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Apoyo: $\sigma_m = 15.36 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

El aplastamiento del apoyo será igual al del pin en la misma zona.

Esfuerzo por Tracción:

- Brazo:

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_t = \frac{R}{2 \cdot A_t} = \frac{R}{2 \cdot x \cdot t} = \frac{23.5}{2 \times 17 \times 19} = 36.37 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_t = 36.37 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

2.3.3.2 Pin B

La fuerza que se produce por el apoyo del Brazo en la Pluma será de $R_{B_0} = 47.22 \text{ kN}$ por lo tanto usaremos $R_B = 56.66 \text{ kN}$.

Cálculos de Resistencia a la flexión:

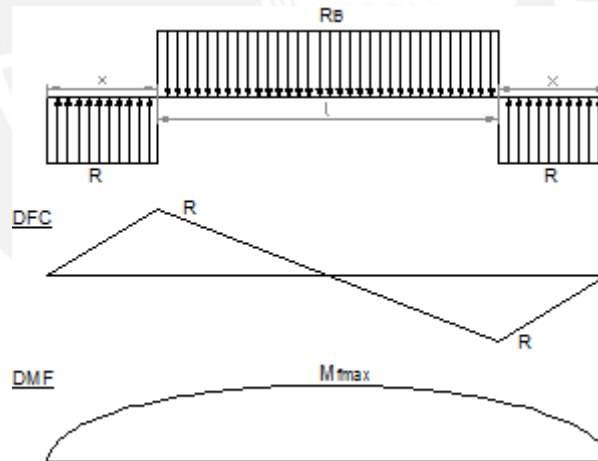


Figura 2.30: Diagrama de Fuerza Cortante (DFC) y Diagrama de Momento Flector (DMF).

Donde: $x = 15 \text{ mm}$ y $l = 100 \text{ mm}$

Por el gráfico obtenemos que:
$$R = \frac{R_B}{2} = 28.33 \text{ kN}$$

Además:
$$M_{f \max} = R \cdot \left(\frac{x}{2} + \frac{l}{4} \right) = 920.71 \text{ kN.mm}$$

i) **Hallando el diámetro tentativo del pin:**

- Cálculo Previo:

Para el momento máximo tenemos:

Usando la (Ec. 2.7) para el diámetro obtenemos: $d \geq 37.4 \text{ mm}$

Tomando en cuenta los diámetros comerciales tomaremos un diámetro **d=40 mm**

- Cálculo Definitivo:

Verificando por Resistencia a la Fatiga:

Como no hay cambio de sección $\alpha_k = 1$, por lo tanto $\beta_k = 1 + \eta \cdot (\alpha - 1) = 1$

Según tablas hallamos: $C_{\text{tamaño}} = 0.71$ $C_{\text{temp}} = 1$ $C_{\text{carga}} = 1$

Igualando (Ec. 2.8) con (Ec. 2.7), reemplazando obtenemos: $FS = 4.4$ real.

ii) **Cálculos de Resistencia al Corte:**

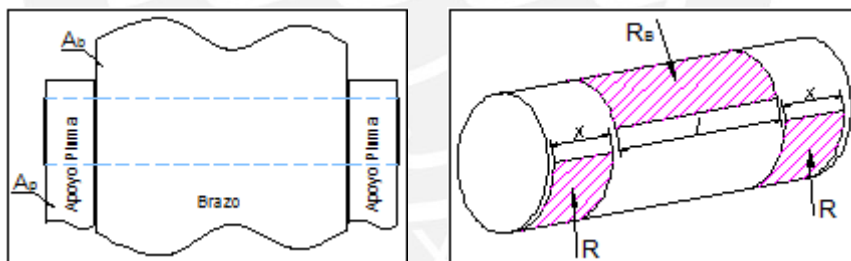


Figura 2.31: Unión entre apoyos de la Pluma y el Brazo. Reacciones Pin B.

Esfuerzos en el Pin: Fuerza cortante $V = 28.33 \text{ kN}$

- Esfuerzo Cortante:

Reemplazando en (Ec. 2.9) tenemos: $\tau_c = 22.54 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_c = 22.54 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{450}{5} = 90 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Aplastamiento Pin-Brazo:

Usando (Ec. 2.10) tenemos:
$$\sigma_{ap1} = \frac{R_B}{A_1} = \frac{R_B}{l \cdot d} = \frac{56.66}{100 \times 40} = 14.16 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Pin:
$$\sigma_{ap1} = 14.16 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Para el material del Brazo:
$$\sigma_{ap1} = 14.16 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Aplastamiento Pin-Apoyo Pluma:

Usando (Ec. 2.10) tenemos:
$$\sigma_{ap2} = \frac{R}{A_2} = \frac{R}{x \cdot d} = \frac{28.33}{15 \times 40} = 47.22 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Pin:
$$\sigma_{ap2} = 47.22 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_{ap2} = 47.22 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Esfuerzos en los apoyos:

- Brazo (Compresión):

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_m = \frac{R_B}{A_b} = \frac{R_B}{l \cdot b} = \frac{56.66}{100 \times 70} = 8.09 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_m = 8.09 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

El aplastamiento del apoyo será igual al del pin en la misma zona.

- Pluma (Compresión):

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_m = \frac{R}{A_p} = \frac{R}{x \cdot b} = \frac{28.33}{15 \times 75} = 25.18 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_m = 25.18 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

El aplastamiento del apoyo será igual al del pin en la misma zona.

Esfuerzo de tracción:

- Pluma:

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_t = \frac{R}{2 \cdot A_f} = \frac{R}{2 \cdot x \cdot t} = \frac{28.33}{2 \times 15 \times 17.5} = 53.96 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_t = 28.33 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Los cálculos de los Pines E, D y G son muy similares al del Pin B por lo cual se tomará su estructura y los resultados se resumirán la Tabla 2.3 que se presenta a continuación:

Tabla 2.3: Resumen de Resultados Pines B, D, E y G

Pin	Fuerzas (kN)		Dim.(mm)		M_{fmax} (kN.mm)	σ_c (N/mm ²)	Aplastamiento		Esf. Apoyos		Esf. Tracción		d (mm)	FS
	Real	+20%	x	l			σ_{ap1}	σ_{ap2}	σ_m	σ_m	σ_t	σ_t		
B	47.22	56.66	15	100	920.71	22.5	14.2	47.2	8.1	25.2	53.9	-	40	4.4
D	38.28	45.94	12	100	712.11	23.9	13.1	54.7	38.3	31.9	68.4	19.9	35	4
E	36.12	43.34	12	100	692.09	23.2	12.8	53.2	7.4	30.0	66.5	19.4	35	4
G	29.74	35.69	12	100	553.21	18.9	10.2	42.5	5.1	27.0	64.7	-	35	5.1

Donde:

x : Ancho de los apoyos extremos (mm).

l : Ancho del apoyo central (mm).

M_{fmax} : Momento Flector Máximo (kN.mm).

σ_c : Esfuerzo Cortante (N/mm²).

σ_{ap} : Aplastamiento (N/mm²).

σ_m : Esfuerzos en los Apoyos (N/mm²).

σ_t : Esfuerzo de Tracción (N/mm²).

d : Diámetro del pin (mm).

FS : Factor de Seguridad.

2.3.3.3 Pin H

Las fuerzas que actúan sobre este pistón son: la fuerza que ejerce el pistón del brazo excavador $F_{HI} = 37.74 \text{ kN}$, la fuerza resultante del apoyo HG $F_{HD} = 38.28 \text{ kN}$ y la fuerza resultante del elemento HG $F_{HG} = 29.74 \text{ kN}$ por lo cual se usará $F_{HI} = 45.29 \text{ kN}$, $F_{HD} = 45.94 \text{ kN}$ y $F_{HG} = 35.69 \text{ kN}$.

Cálculos de resistencia a la flexión del Pin:

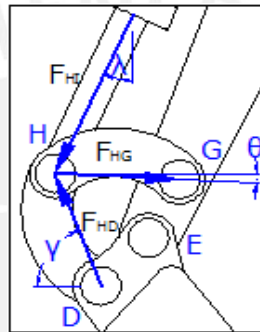


Figura 2.32: Fuerzas en Pin H.

Donde: $x = 12 \text{ mm}$, $e = 22 \text{ mm}$ y $l = 56 \text{ mm}$

En x: $F_{HIx} = 19.01 \text{ kN}$, $F_{HDx} = 16.64 \text{ kN}$ y $F_{HGx} = 35.65 \text{ kN}$

En y: $F_{HIy} = 41.10 \text{ kN}$, $F_{HDy} = 42.82 \text{ kN}$ y $F_{Hgy} = 1.72 \text{ kN}$

Además:

$$M_{f \max_x} = \frac{F_{HGx}}{2} \cdot \frac{x}{2} + \left(\frac{F_{HGx}}{2} - \frac{F_{HDx}}{2} \right) \cdot e + \frac{F_{HDx}}{2} \cdot \frac{e}{2} + \left(\frac{F_{HGx}}{2} - \frac{F_{HDx}}{2} \right) \cdot \frac{l}{4} = 540.68 \text{ kN.mm}$$

$$M_{f \max_y} = \frac{F_{Hgy}}{2} \cdot \frac{x}{2} + \frac{F_{HDy}}{2} \cdot \frac{e}{2} + \frac{F_{Hgy}}{2} \cdot e + \frac{F_{HIy}}{2} \cdot \frac{l}{4} = 547.35 \text{ kN.mm}$$

Eje x:

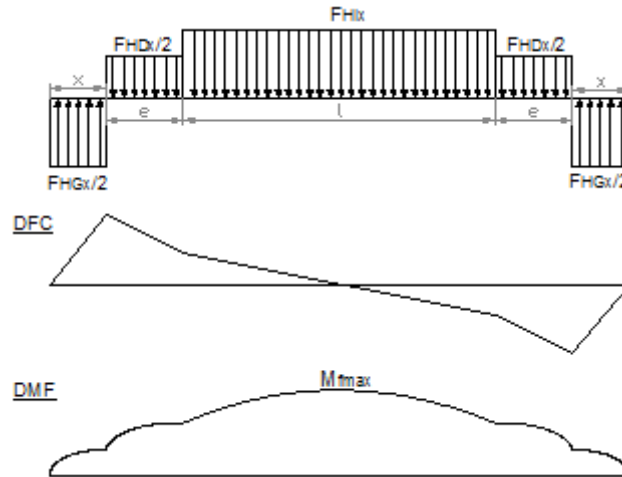


Figura 2.33: Diagrama de Fuerza Cortante (DFC) y Diagrama de Momento Flector (DMF).

Eje y:

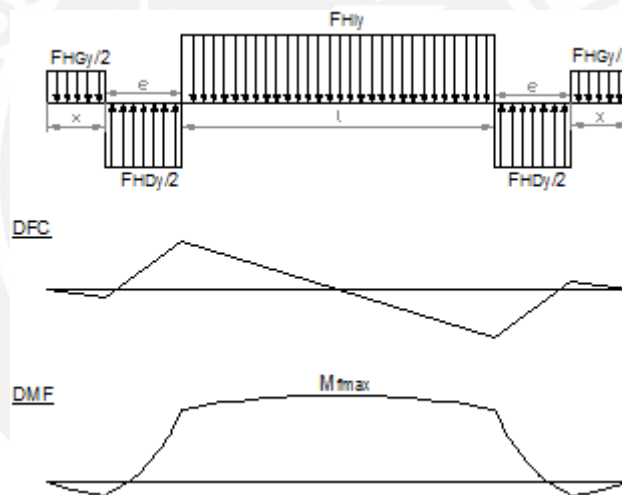


Figura 2.34: Diagrama de Fuerza Cortante (DFC) y Diagrama de Momento Flector (DMF).

i) Hallando el diámetro tentativo del pin:

- Cálculo Previo:

Para el momento máximo tenemos en x:

Usando la (Ec. 2.7) para el diámetro obtenemos: $d \geq 31.3 \text{ mm}$

Para el momento máximo tenemos en y:

Usando la (Ec. 2.7) para el diámetro obtenemos: $d \geq 31.4 \text{ mm}$

Tomando en cuenta los diámetros comerciales tomaremos un diámetro $d=35 \text{ mm}$

- Cálculo Definitivo:

Verificando por Resistencia a la Fatiga:

Como no hay cambio de sección $\alpha_k = 1$, por lo tanto $\beta_k = 1 + \eta \cdot (\alpha - 1) = 1$

Según tablas hallamos: $C_{\text{tamaño}} = 0.74$ $C_{\text{temp}} = 1$ $C_{\text{carga}} = 1$

Igualando (Ec. 2.8) con (Ec. 2.7), reemplazando obtenemos:

En x $FS = 5.2$, en y $FS = 5.1$ real.

ii) Cálculos de Resistencia al Corte:

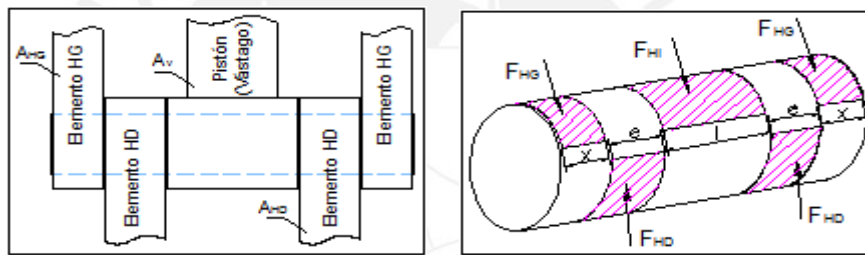


Figura 2.35: Unión entre apoyos de elementos HG, HD y el vástago. Reacciones Pin H.

Para la fuerza Cortante.

$$V_x = \frac{F_{HG}}{2} \cdot \cos \theta - \frac{F_{HD}}{2} \cdot \cos \gamma = 9.51 \text{ kN}$$

$$V_y = \frac{F_{HG}}{2} \cdot \text{sen} + \frac{F_{HD}}{2} \cdot \text{sen} \gamma = 22.27 \text{ kN}$$

Esfuerzos en el Pin: Fuerza Cortante $V = 24.22 \text{ kN}$

- Esfuerzo Cortante:

Reemplazando en (Ec. 2.9) tenemos: $\tau_c = 25.17 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_c = 25.17 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{450}{5} = 90 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Aplastamiento Pin-Pistón:

Usando (Ec. 2.10) tenemos:
$$\sigma_{ap1} = \frac{F_{HI}}{A_1} = \frac{F_{HI}}{l \cdot d} = \frac{45.29}{56 \times 35} = 23.11 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Pin:
$$\sigma_{ap1} = 23.11 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Para el material del Pistón:
$$\sigma_{ap1} = 23.11 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{700}{5} = 140 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Aplastamiento Pin-Apoyo HD:

Usando (Ec. 2.10) tenemos:
$$\sigma_{ap2} = \frac{F_{HD}/2}{A_2} = \frac{F_{HD}/2}{e \cdot d} = \frac{22.97}{22 \times 35} = 29.83 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Pin:
$$\sigma_{ap2} = 29.83 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_{ap2} = 29.83 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Aplastamiento Pin-Apoyo HG:

Usando (Ec. 2.10) tenemos:
$$\sigma_{ap3} = \frac{F_{HG}/2}{A_2} = \frac{F_{HG}/2}{x \cdot d} = \frac{17.85}{12 \times 35} = 42.49 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Pin:
$$\sigma_{ap3} = 42.49 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_{ap3} = 42.49 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

Esfuerzos en los apoyos:

- Vástago Pistón (Compresión):

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_m = \frac{F_{Hi}}{A_v} = \frac{F_{Hi}}{(\pi \cdot d^2)/4} = \frac{45.29}{(\pi \times 40^2)/4} = 36.04 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Vástago: $\sigma_m = 36.04 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

El aplastamiento del vástago será igual al aplastamiento del pin en la misma zona.

- Apoyo HD (Compresión):

Usando la (Ec. 2.10): $\sigma_m = \frac{F_{HD}/2}{A_{HD}} = \frac{F_{HD}/2}{e \cdot b} = \frac{22.97}{22 \times 60} = 17.40 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Apoyo: $\sigma_m = 17.40 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

El aplastamiento del apoyo será igual al aplastamiento del pin en la misma zona.

- Apoyo HG (Tracción):

Usando la (Ec. 2.10): $\sigma_m = \frac{F_{HG}/2}{A_{HG}} = \frac{F_{HG}/2}{x \cdot b} = \frac{17.85}{12 \times 60} = 24.79 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Apoyo: $\sigma_m = 24.79 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

El aplastamiento del apoyo será igual al aplastamiento del pin en la misma zona.

Esfuerzo de tracción:

- Elemento HD:

Usando la (Ec. 2.10): $\sigma_t = \frac{R}{2 \cdot A_t} = \frac{R}{2 \cdot e \cdot t} = \frac{22.97}{2 \times 22 \times 11.5} = 45.40 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Apoyo: $\sigma_t = 45.40 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

- Elemento HG:

Usando la (Ec. 2.10): $\sigma_t = \frac{R}{2 \cdot A_t} = \frac{R}{2 \cdot x \cdot t} = \frac{17.85}{2 \times 12 \times 11.5} = 64.66 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Apoyo: $\sigma_t = 64.66 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

2.3.3.4 Pin I

La fuerza que ejerce el cilindro pistón del brazo excavador sobre los apoyos de su base será de $F_{HI_0} = 37.74 \text{ kN}$ por lo tanto se usará $F_{HI} = 45.29 \text{ kN}$.

Cálculos de resistencia a la flexión del Pin:

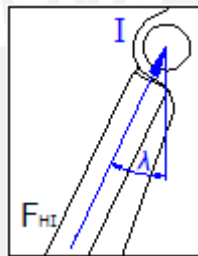


Figura 2.36: Fuerza F_{HI}

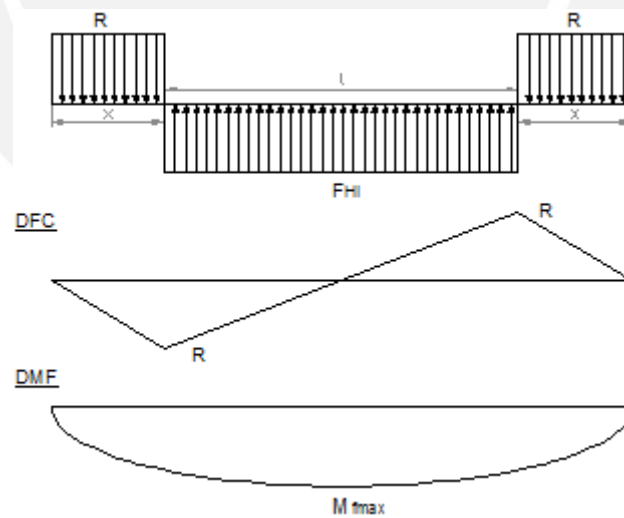


Figura 2.37: Diagrama de Fuerza Cortante (DFC) y Diagrama de Momento Flector (DMF).

Donde: $x = 17 \text{ mm}$ y $l = 66 \text{ mm}$

Por el gráfico obtenemos que: $R = \frac{F_{HI}}{2} = 22.64 \text{ kN}$

Además: $M_{f \max} = R \cdot \left(\frac{x}{2} + \frac{l}{4}\right) = 566.09 \text{ kN}\cdot\text{mm}$

i) Hallando el diámetro tentativo del pin:

- Cálculo Previo:

Para el momento máximo tenemos:

Usando la (Ec. 2.7) para el diámetro obtenemos: $d \geq 31.8 \text{ mm}$

Tomando en cuenta los diámetros comerciales tomaremos un diámetro **d=35 mm**

- Cálculo Definitivo:

Verificando por Resistencia a la Fatiga:

Como no hay cambio de sección $\alpha_k = 1$, por lo tanto $\beta_k = 1 + \eta \cdot (\alpha - 1) = 1$

Según tablas hallamos: $C_{\text{tamaño}} = 0.74$ $C_{\text{temp}} = 1$ $C_{\text{carga}} = 1$

Igualando (Ec. 2.8) con (Ec. 2.7), reemplazando obtenemos: $FS = 5$ real.

ii) Cálculos de Resistencia al Corte:

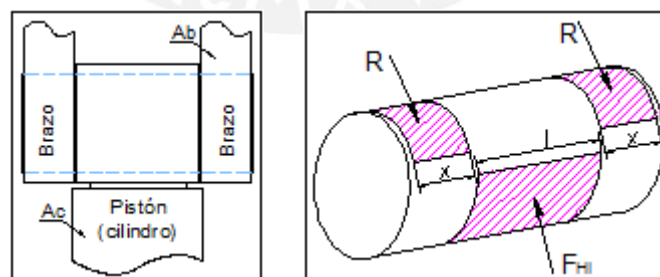


Figura 2.38: Unión entre apoyos del Brazo y el cilindro del pistón. Reacciones Pin I.

Esfuerzos en el Pin: Fuerza Cortante $V = 22.64 \text{ kN}$

- Esfuerzo Cortante:

Reemplazando en (Ec. 2.9) tenemos: $\tau_c = 23.54 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_c = 23.54 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{450}{5} = 90 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Aplastamiento Pin-Pistón:

Usando (Ec. 2.10) tenemos: $\sigma_{ap1} = \frac{F_{HI}}{A_1} = \frac{F_{HI}}{l \cdot d} = \frac{45.29}{66 \times 35} = 19.6 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Pin: $\sigma_{ap1} = 19.6 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{9500}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

Para el material del Pistón: $\sigma_{ap1} = 19.6 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

- Aplastamiento Pin-Apoyo:

Usando (Ec. 2.10) tenemos: $\sigma_{ap2} = \frac{R}{A_2} = \frac{R}{x \cdot d} = \frac{22.64}{17 \times 35} = 38.06 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Pin: $\sigma_{ap2} = 38.06 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

Para el material del Apoyo: $\sigma_{ap2} = 38.06 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

Esfuerzos en los apoyos:

- Cilindro Pistón (Compresión):

Usando la (Ec. 2.10): $\sigma_m = \frac{F_{Hi}}{A_c} = \frac{F_{Hi}}{(\pi/4) \cdot d^2} = \frac{45.29}{(\pi/4) \times (70^2 - 63^2)} = 61.94 \text{ N/mm}^2$

Para el material del Cilindro: $\sigma_m = 61.94 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$

El aplastamiento del cilindro será igual al aplastamiento del pin en la misma zona.

- Brazo (Compresión):

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_m = \frac{R}{A_b} = \frac{R}{x \cdot b} = \frac{22.64}{17 \times 70} = 19.03 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Brazo:
$$\sigma_m = 19.03 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

El aplastamiento del apoyo será igual al aplastamiento del pin en la misma zona.

Esfuerzo de tracción:

- Cilindro Pistón:

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_t = \frac{F_t}{2 \cdot A_t} = \frac{F_t}{2 \cdot l \cdot t} = \frac{45.29}{2 \times 66 \times 5} = 68.62 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Cilindro:
$$\sigma_t = 68.62 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{950}{5} = 190 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

- Brazo:

Usando la (Ec. 2.10):
$$\sigma_t = \frac{R}{2 \cdot A_t} = \frac{R}{2 \cdot x \cdot t} = \frac{22.64}{2 \times 17 \times 15} = 44.40 \text{ N/mm}^2$$

Para el material del Apoyo:
$$\sigma_t = 44.40 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{340}{5} = 68 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Cumple}$$

2.3.4. Cálculo de la Soldadura

Para este cálculo se tomará el punto donde se produzca la mayor carga, para esto trasladamos la fuerza y el momento producidos al eje de simetría de la sección transversal.

En el Punto I:

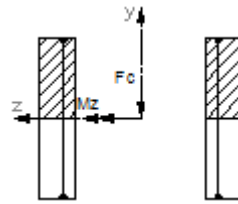


Figura 2.39: Sección Transversal Zona I.

Existe un momento flector y una fuerza cortante.

$$F_C = 37.64 \text{ kN}$$

$$M_F = 5735.9 \text{ kN.mm}$$

En este caso según norma no se toma en consideración el esfuerzo de corte transversal ni el longitudinal.

El momento de Inercia en el eje z será: $I_{z_0} = 24768478.67 \text{ mm}^4$

El primer momento estático será: $Q_z = 2 \times 103 \times 17 \times 51.5 = 180353 \text{ mm}^3$

Esfuerzo de Corte:

$$\tau_c = \frac{V \cdot Q_z}{I_z \cdot \Sigma a} \tag{Ec. 2.11}$$

$$\tau_c = \frac{37640 \times 180353}{24768478.67 \times 2 \times a} = \frac{137.04}{a} \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo debido a Flexión:

$$\sigma_f = \frac{M_F \cdot y}{I_z} \tag{Ec. 2.12}$$

$$\sigma_f = \frac{5735900 \times 103}{24768478.67} = 23.85 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente en la sección es:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 1.8\tau_c^2} \tag{Ec. 2.13}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{23.85^2 + 1.8 \times \left(\frac{137.04}{a}\right)^2} = \sqrt{568.82 + \frac{18780}{a^2}}$$

Además:

$$\sigma_{eq} \leq v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde:

Esfuerzo alternante a la tracción y compresión de St52: $\sigma_A = 340 \text{ N/mm}^2$

Coefficiente de carga dinámica (costura en V): $v_1 = 0.6$

Coefficiente de calidad (calidad I): $v_2 = 1$

Factor de Seguridad: $FS = 3$

Reemplazando en Ec. 2.14 tenemos:

$$\sqrt{568.82 + \frac{18780}{a^2}} \leq 0.6 \times 1 \times \frac{340}{3}$$

Despejando obtenemos: $a \geq 2.15 \text{ mm}$

Entonces tomaremos un espesor de soldadura mínimo: $a = 4 \text{ mm}$

En el Cambio de Sección (Zona 1):

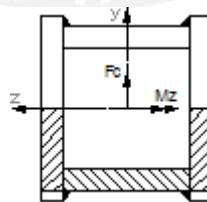


Figura 2.40: Sección Transversal del Cambio de Sección

Existe un Momento flector y una Fuerza Cortante.

$$F_C = 6.17 \text{ kN}$$

$$M_Z = -1446.8 \text{ kN.mm}$$

El momento de Inercia en el eje z será: $I_{z_0} = 2862238 \text{ mm}^4$

El primer momento estático será: $Q_z = 2 \times 36.5 \times 12 \times 18.25 + 76 \times 12 \times 30.5 = 43803 \text{ mm}^3$

Esfuerzo de Corte: Reemplazando en la Ec. 2.11

$$\tau_c = \frac{6170 \times 43803}{2862238 \times 2 \times a} = \frac{47.21}{a} \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo debido a Flexión: Reemplazando en la Ec. 2.12

$$\sigma_f = \frac{1446800 \times 36.5}{2862238} = 18.45 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente en la sección es: En Ec. 2.13

$$\sigma_{eq} = \sqrt{18.45^2 + 1.8 \times \left(\frac{47.21}{a}\right)^2} = \sqrt{340.4 + \frac{2228.78}{a^2}}$$

Reemplazando en Ec. 2.14 tenemos:

$$\sqrt{340.4 + \frac{2228.78}{a^2}} \leq 0.6 \times 1 \times \frac{340}{3}$$

Despejando obtenemos: $a \geq 0.72 \text{ mm}$

Entonces tomaremos el espesor mínimo seleccionado en el cálculo anterior: $a = 4 \text{ mm}$

En el Segundo Cambio de Sección (Zona 2):

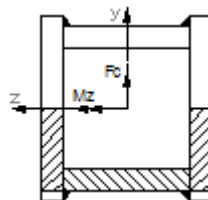


Figura 2.41: Sección Transversal del Segundo Cambio de Sección

Existe un Momento flector y una Fuerza Cortante.

$$F_c = 6.17 \text{ kN}$$

$$M_z = 1514.8 \text{ kN.mm}$$

El momento de Inercia en el eje z será: $I_{z_0} = 10765302 \text{ mm}^4$

El primer momento estático: $Q_z = 2 \times 62.5 \times 12 \times 31.25 + 76 \times 12 \times 56.5 = 98403 \text{ mm}^3$

Esfuerzo de Corte: Reemplazando en la Ec. 2.11

$$\tau_c = \frac{6170 \times 98403}{10765302 \times 2 \times a} = \frac{28.2}{a} \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo debido a Flexión: Reemplazando en la Ec. 2.12

$$\sigma_f = \frac{1514800 \times 62.5}{10765302} = 8.79 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente en la sección es: En la Ec. 2.13

$$\sigma_{eq} = \sqrt{8.79^2 + 1.8 \times \left(\frac{28.2}{a}\right)^2} = \sqrt{77.26 + \frac{795.24}{a^2}}$$

Reemplazando en Ec. 2.14 tenemos:

$$\sqrt{77.26 + \frac{795.24}{a^2}} \leq 0.6 \times 1 \times \frac{340}{3}$$

Despejando obtenemos: $a \geq 0.42 \text{ mm}$

Entonces tomaremos el espesor mínimo seleccionado en el cálculo anterior: $a = 4 \text{ mm}$

2.4. Análisis de la Pluma

2.4.1. Cálculo Fuerzas

Considerando la posición en el que el brazo excavador realiza su mayor esfuerzo para la posición de la pluma se realizaron los siguientes cálculos:

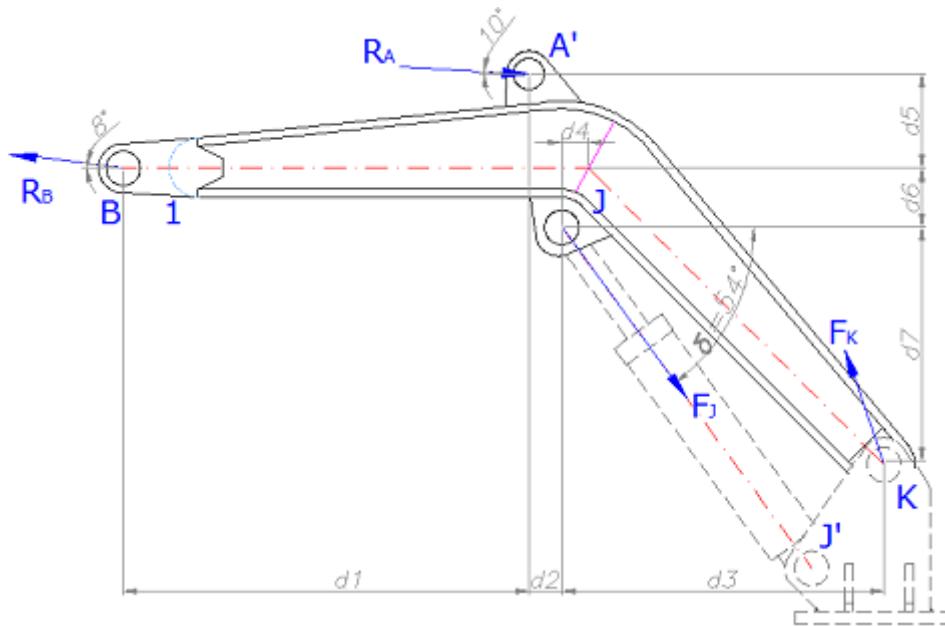


Figura 2.42: Fuerzas al recoger la carga y Reacciones en articulaciones de la Pluma.

Las distancias son:

Tabla 2.4: Dimensiones de la Pluma.

Dimensiones de la Pluma (mm)						
d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7
616	50	489	41	143	90	359

Las reacciones en la unión del brazo con la pluma son:

$\alpha = 10^\circ$ Ángulo que forma R_A con la horizontal.

$\beta = 8^\circ$ Ángulo que forma R_B con la horizontal.

$\delta = 54^\circ$ Ángulo que forma F_J con la horizontal.

2.4.1.1 Cálculo de Reacciones F_J y F_K

Aplicando $\sum M_K = 0$ obtenemos:

$$F_J = \frac{R_B \cdot \cos(\beta) \cdot 449 - R_B \cdot \text{sen}(\beta) \cdot 1155 - R_A \cdot \cos(\alpha) \cdot 592 + R_A \text{sen}(\alpha) \cdot 539}{\cos(\delta) \cdot 359 - \text{sen}(\delta) \cdot 489}$$

$$F_J = 25.83 \text{ kN}$$

El signo positivo indica que el sentido de la reacción es la correcta lo cual como se esperaba quiere decir que el pistón se encuentra a tracción y está jalando la pluma para que el conjunto pueda realizar su función.

Por equilibrio y despejando obtenemos:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -R_B \cdot \cos(\beta) + R_A \cdot \cos(\alpha) + F_J \cdot \cos(\delta) - F_{Kx} &= 0 \\ F_{Kx} &= -6.89 \text{ kN}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_B \cdot \text{sen}(\beta) - R_A \cdot \text{sen}(\alpha) - F_J \cdot \text{sen}(\delta) + F_{Ky} &= 0 \\ F_{Ky} &= 21.95 \text{ kN}\end{aligned}$$

Tenemos la Fuerza $F_K = 23 \text{ kN}$ y $\omega = 72.6^\circ$ ángulo que forma con la horizontal.

Esta reacción es el resultado de la fuerza que ejerce la pluma sobre el apoyo de la Base. Al igual que en el análisis del brazo, tampoco se ha considerado el peso de la pluma pues no influye de manera considerable en la reacciones.

2.4.2. Cálculo de Esfuerzos sobre la Pluma

Las fuerzas actantes sobre el brazo provocarán reacciones en la pluma por lo cual estará sometida a esfuerzo, este cálculo se realiza para poder comprobar la resistencia de la estructura a estos esfuerzos. Para el análisis se utilizó la parte mostrada en la siguiente figura para facilitar el análisis, trasladando la fuerza faltante.

Las fuerzas sobre la pluma son:

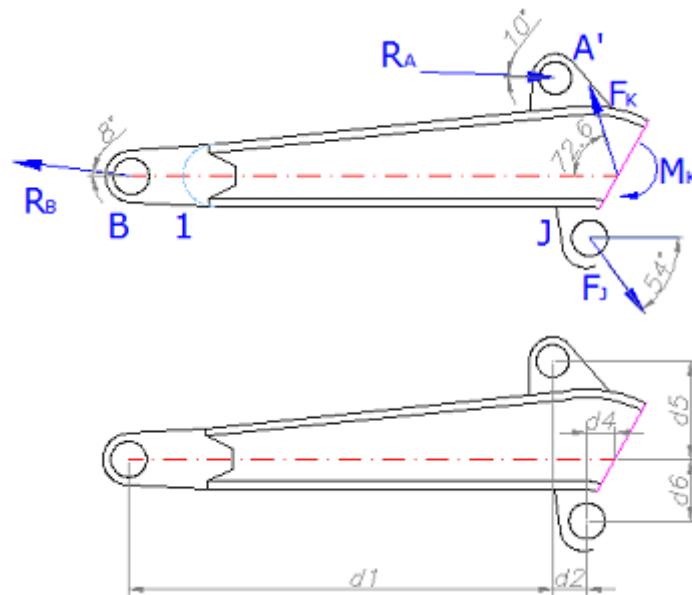


Figura 2.43: Corte de la Pluma, Fuerzas y distancias.

Se tomará la condición de equilibrio:

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_B \cdot \cos(\beta) + R_A \cdot \cos(\alpha) + F_J \cdot \cos(\delta) - F_{Kx} = 0$$

$$-46.87 + 38.57 + 15.18 - 6.89 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_B \cdot \text{sen}(\beta) - R_A \cdot \text{sen}(\alpha) - F_J \cdot \text{sen}(\delta) + F_{Ky} = 0$$

$$5.75 - 6.8 - 20.9 + 21.95 = 0$$

Con estos valores podemos construir los diagramas que se presentan a continuación:

En estos diagramas se puede apreciar los lugares donde se producirá los máximos esfuerzos sobre la estructura cuando ésta se encuentre en su posición de máximo esfuerzo. Además se tomaron los valores en los puntos en los cuales se produce un cambio de sección transversal lo cual será útil para analizar la resistencia y comprobar la soldadura en la estructura.

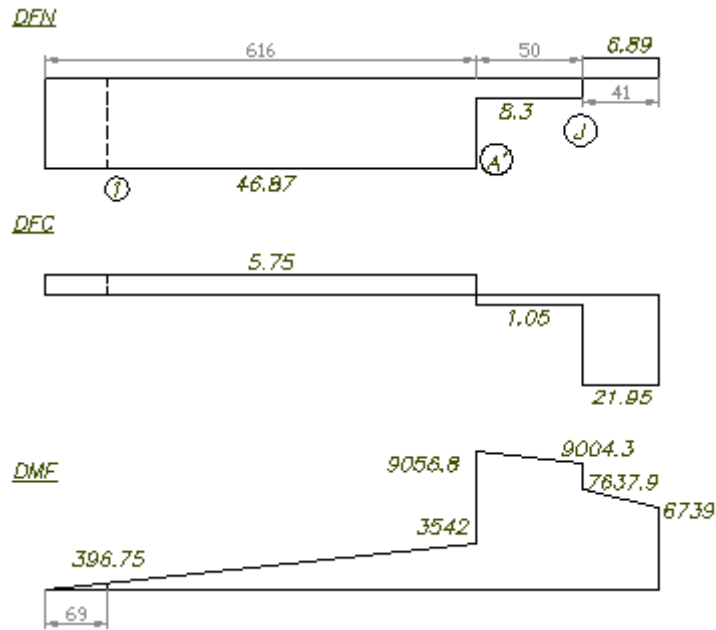


Figura 2.44: Diagrama de Fuerza Normal, Cortante y de Momento Flector.

A continuación se analizan las zonas en las cuales se produce el mayor esfuerzo:

- En Zona A':

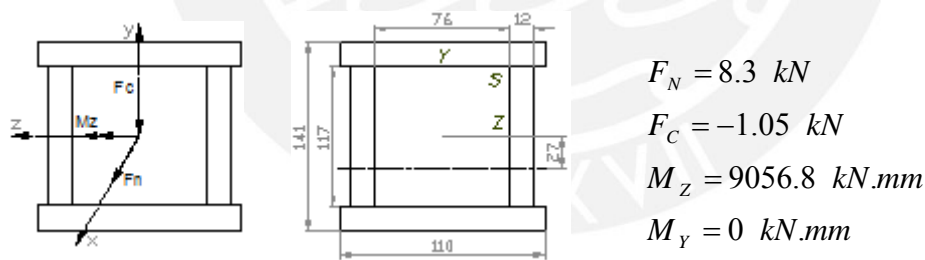


Figura 2.45: Sección Transversal de Zona A'.

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2 \times (110 \times 12 + 117 \times 12) = 5448 \text{ mm}^2$$

$$I_z = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 110 \times 12^3 + \frac{1}{12} \times 12 \times 117^3 + 12 \times 117 \times 27^2 \right) + 110 \times 12 \times 37.5^2 + 110 \times 12 \times 91.5^2$$

$$I_z = 18189558 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 117 \times 12^3 + 117 \times 12 \times 44^2 + \frac{1}{12} \times 12 \times 110^3 \right) = 8131984 \text{ mm}^4$$

$$I_{z_0} = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 110 \times 12^3 + \frac{1}{12} \times 12 \times 117^3 + 110 \times 12 \times 64.5^2 \right) = 14217966 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

Reemplazando en la (Ec. 2.1):

$$\sigma = \frac{8.3}{5448} - \frac{9056.8 \times 43.5}{8131984} + 0 = 46.92 \text{ N/mm}^2$$

Luego en la (Ec. 2.2):

$$FS = \frac{340}{46.92} = 7.2$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Z:

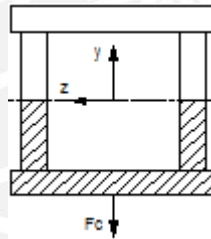


Figura 2.46: Fuerza actuando en el Punto Y.

El espesor será: $t = 12 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_z = 58.5 \times 12 \times 29.25 + 110 \times 12 \times 64.5 = 105673.5 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_z = \frac{1050 \times 105673.5}{14217966} = 7.89$$

$$q_z = 3.9 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_z = \frac{3.9}{12} = 0.33 \text{ N/mm}^2$$

Punto S:

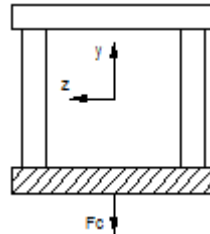


Figura 2.47: Fuerza actuando en el Punto S.

El espesor será: $t = 12 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_s = 110 \times 12 \times 64.5 = 85140 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

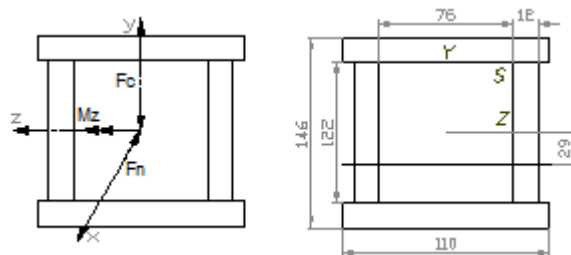
$$2 \cdot q_s = \frac{1050 \times 85140}{14217966} = 6.29$$

$$q_s = 3.14 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_s = \frac{3.14}{12} = 0.26 \text{ N/mm}^2$$

- En Zona J:



$$F_N = -6.89 \text{ kN}$$

$$F_C = -21.95 \text{ kN}$$

$$M_Z = 9004.3 \text{ kN.mm}$$

$$M_Y = 0 \text{ kN.mm}$$

Figura 2.48: Sección Transversal Zona J.

Propiedades de la sección:

$$Area = 2 \times (110 \times 12 + 122 \times 12) = 5568 \text{ mm}^2$$

$$I_z = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 110 \times 12^3 + \frac{1}{12} \times 12 \times 122^3 + 12 \times 122 \times 29^2 \right) + 110 \times 12 \times 38^2 + 110 \times 12 \times 96^2$$

$$I_z = 20197024 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 122 \times 12^3 + 122 \times 12 \times 44^2 + \frac{1}{12} \times 12 \times 110^3 \right)$$

$$I_y = 8365744 \text{ mm}^4$$

$$I_{z_0} = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 110 \times 12^3 + \frac{1}{12} \times 12 \times 122^3 + 110 \times 12 \times 67^2 \right) = 15514336 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

Reemplazando en la (Ec. 2.1):

$$\sigma = \frac{-6.89}{5568} - \frac{9004.3 \times 44}{8365744} + 0 = 48.6 \text{ N/mm}^2$$

Luego en la (Ec. 2.2):

$$FS = \frac{340}{48.6} = 7$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Z:

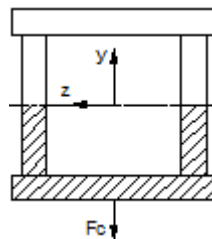


Figura 2.49: Fuerza actuando en el Punto Z.

El espesor será: $t = 12 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_z = 110 \times 12 \times 67 + 2 \times 61 \times 12 \times 30.5 = 133092 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_z = \frac{21950 \times 133092}{15514336} = 188.3$$

$$q_z = 94.15 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_z = \frac{94.15}{12} = 7.85 \text{ N/mm}^2$$

Punto S:

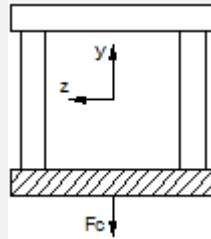


Figura 2.50: Fuerza actuando en el Punto S.

El espesor será: $t = 12 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_s = 110 \times 12 \times 67 = 88440 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos:

$$2 \cdot q_s = \frac{21950 \times 88440}{15514336} = 125.13$$

$$q_s = 62.56 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_s = \frac{62.56}{12} = 5.21 \text{ N/mm}^2$$

- En Cambio de Sección (Zona 1):

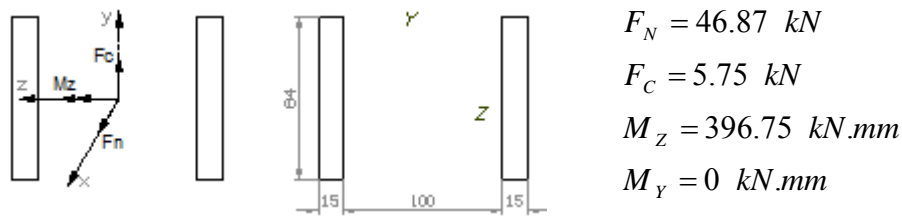


Figura 2.51: Sección Transversal en Cambio de Sección.

Propiedades de la sección:

$$\text{Área} = 2 \times 84 \times 15 = 2520 \text{ mm}^2$$

$$I_z = 2 \times \frac{1}{12} \times 15 \times 84^3 = 1481760 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 84 \times 15^3 + 84 \times 15 \times 57.5^2 \right) = 8379000 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos Normales:

Reemplazando en la (Ec. 2.1):

$$\sigma = \frac{46.87}{2520} - \frac{396.75 \times 42}{8379000} + 0 = 16.61 \text{ N/mm}^2$$

Luego en la (Ec. 2.2):

$$FS = \frac{340}{16.61} = 20.5$$

Esfuerzos Cortantes:

Punto Z:

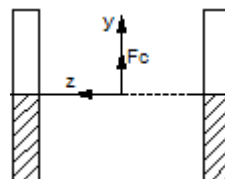


Figura 2.52: Fuerza actuando en el Punto Z.

El espesor será: $t = 15 \text{ mm}$

Usando la (Ec 2.3) tenemos:

$$Q_z = 2 \times 42 \times 15 \times 21 = 26460 \text{ mm}^3$$

Reemplazando en la (Ec 2.5) tenemos

$$2 \cdot q_z = \frac{5750 \times 26460}{1481760} = 102.685$$

$$q_z = 51.34 \text{ N/mm}$$

Luego en la (Ec 2.4) tenemos:

$$\tau_z = \frac{51.34}{15} = 3.42 \text{ N/mm}^2$$

En este caso el análisis en el punto S sería igual al del punto Z.

En todos los casos se observa que los valores del esfuerzo cortante no supera los $\tau = 8 \text{ N/mm}^2$ lo cual está muy por debajo del esfuerzo admisible por el material de la estructura que es de $\tau = 170 \text{ N/mm}^2$, es decir la estructura resistirá satisfactoriamente los esfuerzos a los cuales estará sometida en el momento de su mayor esfuerzo.

Además el factor de seguridad en todos los casos no es menor de 6 lo cual confirma la resistencia de la estructura.

2.4.3. Cálculo de Esfuerzos y Dimensiones de Pines

Su disposición es igual a la descrita en el brazo, tendrán una bocina que evitará el contacto del pin con la estructura y además estas bocinas podrán ser reemplazadas una vez se desgasten. Se trabajará con un exceso de carga del 20% para los cálculos.

Los ejemplos de cálculo de cada tipo de apoyo y elementos para el cálculo de los Pines ya fue mostrado en el cálculo de los Pines del Brazo.

Se resume en la Tabla 2.5 mostrada a continuación resultados hallados de los Pines de la Pluma:

Tabla 2.5: Resumen de Resultados Pines A', J, J' y K.

Pin	Fuerzas (kN)		Dim.(mm)		M_{fmax} (kN.mm)	σ_c (N/mm ²)	Aplastamiento		Esf. Apoyos		Esf. Tracción		d (mm)	FS
	Real	+20%	x	l			σ_{ap1}	σ_{ap2}	σ_m	σ_m	σ_t	σ_t		
A'	39.16	46.99	12	66	528.64	24.42	20.3	55.9	64.3	27.9	57.6	35.6	35	5.3
J	25.83	31.00	12	66	348.76	16.11	13.4	36.9	24.7	18.5	37.9	46.9	35	8
J'	25.83	31.00	34	66	519.27	16.11	13.4	13.0	42.4	5.7	15.2	46.9	35	5.4
K	23.00	27.60	17	110	496.82	14.34	7.17	23.2	3.3	11.6	8.4	20.3	35	5.6

Donde:

x : Ancho de los apoyos extremos (mm).

l : Ancho del apoyo central (mm).

M_{fmax} : Momento Flector Máximo (kN.mm).

σ_c : Esfuerzo Cortante (N/mm²).

σ_{ap} : Aplastamiento (N/mm²).

σ_m : Esfuerzos en los Apoyos (N/mm²).

σ_t : Esfuerzo de Tracción (N/mm²).

d : Diámetro del pin (mm).

FS : Factor de Seguridad.

2.4.4. Cálculo de la Soldadura

Se usaron los puntos donde se produce la mayor carga y además se analizó la parte de la estructura donde hay un cambio de sección, para este análisis se trasladará la fuerza y el momento producidos al eje de simetría de la sección transversal.

En el Punto A':

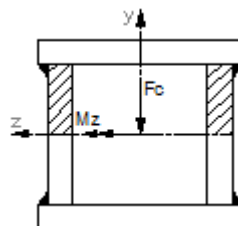


Figura 2.53: Sección Transversal Zona A'.

Existe un Momento flector y una Fuerza Cortante.

$$F_c = -1.05 \text{ kN}$$

$$M_z = 9056.8 \text{ kN.mm}$$

El momento de Inercia en el eje z será: $I_{z_0} = 14217966 \text{ mm}^4$

El primer momento estático será: $Q_z = 2 \times 58.5 \times 12 \times 29.25 = 41067 \text{ mm}^3$

Esfuerzo de Corte: Reemplazando en la Ec. 2.11

$$\tau_c = \frac{1050 \times 41067}{14217966 \times 2 \times a} = \frac{1.52}{a} \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo debido a Flexión: Reemplazando en la Ec. 2.12

$$\sigma_f = \frac{9056800 \times 58.5}{14217966} = 37.26 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente en la sección es: En Ec. 2.13

$$\sigma_{eq} = \sqrt{37.26^2 + 1.8 \times \left(\frac{1.52}{a}\right)^2} = \sqrt{1388.63 + \frac{2.31}{a^2}}$$

Reemplazando en Ec. 2.14 tenemos:

$$\sqrt{1388.63 + \frac{2.31}{a^2}} \leq 0.6 \times 1 \times \frac{340}{3}$$

Despejando obtenemos: $a \geq 0.03 \text{ mm}$

Entonces tomaremos el espesor mínimo seleccionado en cálculos anteriores: $a = 4 \text{ mm}$

En el Punto J:

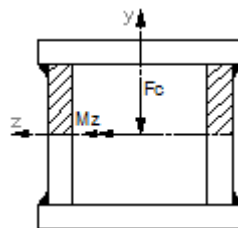


Figura 2.54: Sección Transversal Zona J.

Existe un Momento flector y una Fuerza Cortante.

$$F_c = -21.95 \text{ kN}$$

$$M_z = 9004.3 \text{ kN.mm}$$

El momento de Inercia en el eje z será: $I_{z_0} = 15514336 \text{ mm}^4$

El primer momento estático será: $Q_z = 2 \times 61 \times 12 \times 30.5 = 44652 \text{ mm}^3$

Esfuerzo de Corte: Reemplazando en la Ec. 2.11

$$\tau_c = \frac{21950 \times 44652}{15514336 \times 2 \times a} = \frac{31.59}{a} \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo debido a Flexión: Reemplazando en la Ec. 2.12

$$\sigma_f = \frac{9004300 \times 61}{15514336} = 35.4 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente en la sección es: En Ec. 2.13

$$\sigma_{eq} = \sqrt{35.4^2 + 1.8 \times \left(\frac{31.59}{a}\right)^2} = \sqrt{1253.16 + \frac{997.93}{a^2}}$$

Reemplazando en Ec. 2.14 tenemos:

$$\sqrt{1253.16 + \frac{997.93}{a^2}} \leq 0.6 \times 1 \times \frac{340}{3}$$

Despejando obtenemos: $a \geq 0.54 \text{ mm}$

Entonces tomaremos el espesor mínimo seleccionado en cálculos anteriores: $a = 4 \text{ mm}$

2.5. Carga Máxima

El cálculo de la carga máxima que puede levantar la estructura dependerá del cálculo referido a prevenir la volcadura de la estructura y de la base sobre la cual irá montada pero ese cálculo no forma parte del presente trabajo con lo cual se puede utilizar una

carga máxima igual a la fuerza máxima que se aplica en la cuchara en el momento de levantar la carga es decir 830 kg.

La carga máxima utilizada para los cálculos ya cuenta con un factor de seguridad de 4 que es el mínimo factor de seguridad en toda la estructura.

2.6. Cálculo de Tornillos de Sujeción

La Brazo Excavador Compacto deberá ir apoyado sobre una estructura que pueda sujetarla, aguantar su peso y el de la carga y además que cumpla con las condiciones necesarias para permitir el desarrollo efectivo del trabajo que realizará el Brazo Excavador.

La selección o diseño de la estructura que cumpla con las condiciones mencionadas no es parte de este trabajo, por lo cual se procederá solo a la selección de los tornillos a utilizarse para que el Brazo Excavador pueda sujetarse a la estructura inferior, para esto se va a asumir algunos valores necesarios para el cálculo que son referidos a ella.

Para este cálculo es necesario obtener un punto en donde el conjunto tenga que hacer el mayor esfuerzo para soportarla el volumen cargado, la condición más crítica al momento de levantar la carga será cuando la carga esté lo más alejada del punto de apoyo del Brazo Excavador que sería la Base.

Primero se procede a calcular mediante el programa Solid Works el Centro de Masa y Volumen de cada componente utilizando la densidad del acero $\rho = 7850 \text{ kg/mm}^3$:

Las coordenadas en la Pluma son:

$$X = 0 \text{ mm}$$

$$Y = -73.5 \text{ mm}$$

$$Z = 7.43 \text{ mm}$$

$$V_p = 7524160.1 \text{ mm}^3 \Rightarrow \text{masa}_p = 7850 \times 7524160.1 \times 10^{-9} = 59.1 \text{ kg}$$

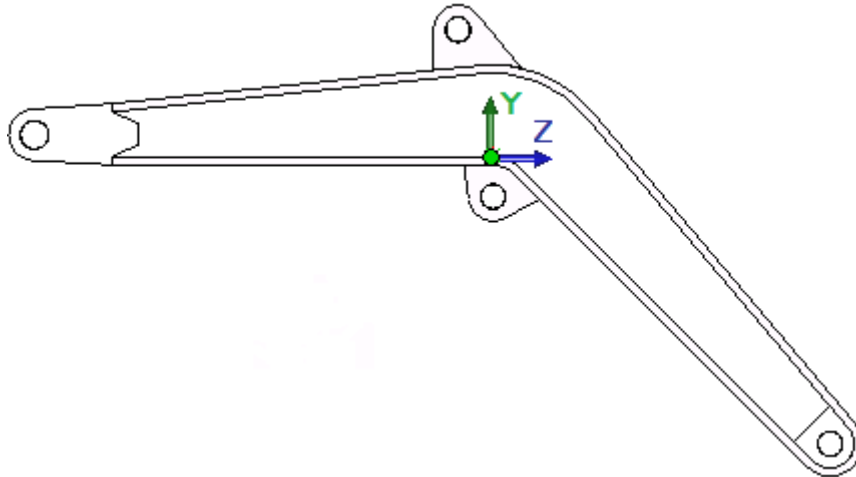


Figura 2.55: Ubicación del Cento de masa de la Pluma.

Las coordenadas en el Brazo son:

$$X = 0 \text{ mm}$$

$$Y = 31 \text{ mm}$$

$$Z = -418 \text{ mm}$$

$$V_b = 436652.36 \text{ mm}^3 \Rightarrow \text{masa}_b = 7850 \times 436652.36 \times 10^{-9} = 3.43 \text{ kg}$$

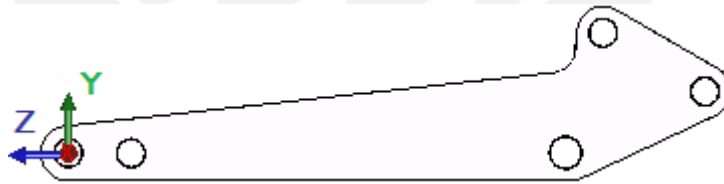


Figura 2.56: Ubicación del Cento de masa del Brazo.

Para hallar las fuerzas actuantes sobre los tornillos se tienen las siguientes cargas:

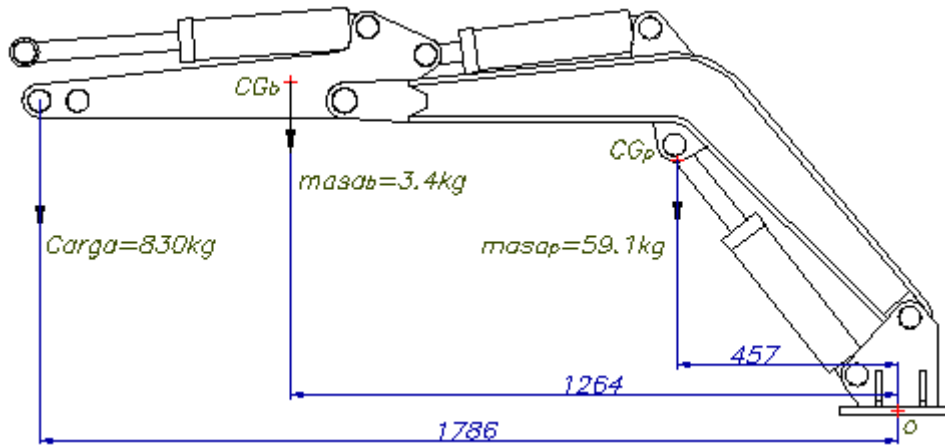


Figura 2.57: Fuerzas actuantes en O para la posición de máximo estiramiento.

El Momento que actúa en O será:

$$M_o = (830 \times 9.81) \times 1786 + (3.4 \times 9.81) \times 1264 + (59.1 \times 9.81) \times 457 = 14849.3 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Para hallar las fuerzas sobre cada uno de los pernos se utilizará la siguiente representación de la placa de la base donde irán los 6 tornillos:

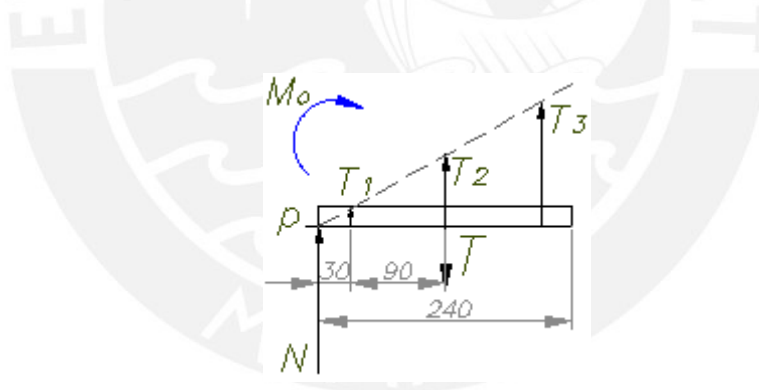


Figura 2.58: Fuerzas equivalentes en la placa de la Base.

Donde:

N : Fuerza Normal debido al vuelco (kN).

T_1 : Reacción sobre dos tornillos (kN).

T_2 : Reacción sobre dos tornillos (kN).

T_3 : Reacción sobre dos tornillos (kN).

La suma de los pesos:

$$T = (\text{carga} + \text{masa}_b + \text{masa}_p) \times g = (830 + 3.4 + 59.1) \times 9.81 = 8.76 \text{ kN}$$

Fuerzas de Reacción en cada tornillo debido al Momento M_o se hallarán a continuación:

Sumatoria de momentos en el punto de pivote p

$$\Sigma M_p = 0$$

$$T_1 \times (30) + T_2 \times (90 + 30) + T_3 \times (240 - 30) - M_o = 0$$

$$M_o = T_1 \times (30) + T_2 \times (90 + 30) + T_3 \times (240 - 30) \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Además por relación de triángulos:

$$\frac{T_1}{30} = \frac{T_2}{90 + 30} = \frac{T_3}{240 - 30} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Despejando se obtiene:

$$T_2 = 4 \cdot T_1$$

$$T_3 = 7 \cdot T_1$$

Reemplazando en la Ec. 2.14 se obtiene:

$$14849.3 = T_1 \times (30) + 4 \times T_1 \times (90 + 30) + 7 \times T_1 \times (240 - 30) = 1980 \times T_1$$

$$T_1 = 7.5 \text{ kN}$$

$$T_2 = 30 \text{ kN}$$

$$T_3 = 52.5 \text{ kN}$$

Las fuerza halladas son las que actuarán cada una en cada par de tornillos según la siguiente distribución:

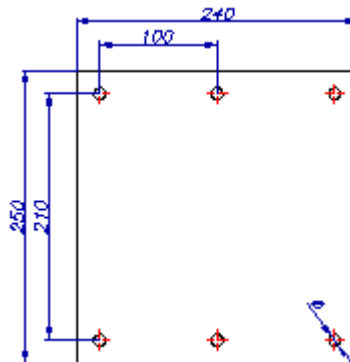


Figura 2.59: Distribución de los Tornillos en Placa Base.

Según esta distribución cada una de las fuerzas halladas actuarán cada una sobre dos tornillos respectivamente, hay que notar que los tornillos sometidos a mayor esfuerzo serán aquellos sobre los cuales actúa la fuerza $T_3 = 52.5 \text{ kN}$ que son los que están más alejados del punto de pivote p , entonces sobre cada uno de estos dos tornillos estarán sometidos a una fuerza de tracción total de:

$$T_i = \frac{T_3}{2} - \frac{T}{6} = \frac{52.5}{2} - \frac{8.76}{6} = 24.79 \text{ kN}$$

Para los cálculos se considerará un espesor aproximado de la plancha sobre la cual irá apoyado de una pulgada.

Según las Tablas del Manual de Uniones Atornilladas del Ing. Benjamín Barriga Gamarra se estima un diámetro nominal del tornillo:

- 6 Tornillos M16 Calidad 8.8

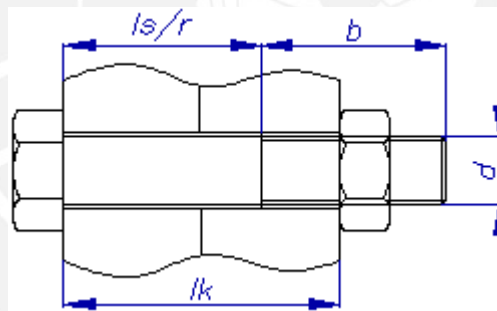


Figura 2.60: Tornillo con longitudes importantes.

Se obtiene de tablas:

El diámetro de raíz: $d_3 = 13.546 \text{ mm}$

Diámetro Nominal: $d = 16 \text{ mm}$

Las longitudes importantes:

Longitud roscada: $b = 28 \text{ mm}$

Longitud del equipo (espesor de placas): $l_k = 45 \text{ mm}$

Longitud Total: $l = l_k + d = 45 + 16 = 61 \text{ mm} \Rightarrow 65 \text{ mm}$

Longitud sin roscar: $l_{s/r} = l - b = 65 - 28 = 37 \text{ mm}$

Longitud roscada dentro del agujero: $l_r = l_k - l_{s/r} = 45 - 37 = 8 \text{ mm}$

Áreas importantes:

Sección Nominal: $A_d = 201.06 \text{ mm}^2$

Sección de tensión: $A_s = 156 \text{ mm}^2$

Sección de la Raíz: $A_{d_3} = 144.1 \text{ mm}^2$

Tabla 2.6: Características Tornillo M16.

d_k	k	l	b	$D_B(\text{fino})$
24	10	65	28	17

Elasticidad del Tornillo:

$$\delta_s = \frac{1}{E} \left(\frac{0.4 \times d}{A_d} + \frac{l_{s/r}}{A_d} + \frac{l_r}{A_{d_3}} + \frac{0.5 \times d}{A_{d_3}} + \frac{0.4 \times d}{A_d} \right) \quad (\text{Ec. 2.16})$$

$$\delta_s = \frac{1}{2.1 \times 10^5} \left(\frac{0.4 \times 16}{201.06} + \frac{37}{201.06} + \frac{8}{144.1} + \frac{0.5 \times 16}{144.1} + \frac{0.4 \times 16}{201.06} \right) = 1.71 \times 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Según la distribución de los tornillos tenemos $D_A = 40 \text{ mm}$ y se verifica:

$$d_k = 24 \text{ mm} \leq D_A = 40 \text{ mm} \leq d_k + l_k = 24 + 45 = 69 \text{ mm}$$

Elasticidad de la Placa:

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_k}{D_A^2}} = \sqrt[3]{\frac{45 \times 24}{40^2}} = 0.88$$

$$A_{eq} = (d_k^2 - D_B^2) \cdot \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{8} \cdot d_k \cdot (D_A - d_k) \cdot [(x+1)^2 - 1]$$

$$A_{eq} = (24^2 - 17^2) \cdot \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{8} \times 24 \times (40 - 24) \times [(0.88 + 1)^2 - 1] = 607.59 \text{ mm}^2$$

Luego:

$$\delta_p = \frac{l_k}{E \cdot A_{eq}}$$

$$\delta_p = \frac{45}{2.1 \times 10^5 \times 607.59} = 3.53 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$$

Relación entre Fuerzas:

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{3.53 \times 10^{-7}}{1.71 \times 10^{-6} + 3.53 \times 10^{-7}} = 0.17$$

Asentamiento:

$$f_z = 3.25 \cdot \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0.34} \times 10^{-3} = 3.25 \cdot \left(\frac{45}{16}\right)^{0.34} \times 10^{-3} = 4.62 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Pérdida de pretención:

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_s + \delta_p} = f_z \cdot \frac{\Phi}{\delta_p} = 4.62 \times 10^{-3} \times \frac{0.17}{3.53 \times 10^{-7}} = 2224.93 \text{ N}$$

Pérdida de pretención en Montaje:

$$F_M = \alpha_A \cdot [F_k + (1 - n\Phi) \cdot F_A + F_z] = \alpha_A \cdot [(1 - n\Phi) \cdot T_t + F_z]$$

De donde:

$$\alpha_A = 1.6$$

$$n = \frac{l_1}{l_k} = \frac{35}{45} = 0.78$$

Luego:

$$F_M = 1.6 \times [(1 - 0.78 \times 0.17) \times 24790 + 2224.93] = 37964.44 \text{ N}$$

$$F_M = 37964.44 \text{ N} \leq 70000 \text{ N (permissible)} \quad \mu_G = 0.16$$

Verificación por fluencia (indirecto):

$$\Delta F_{SA} = n \cdot \Phi \cdot F_A \leq 0.1 \cdot F_{0.2}$$

$$\Delta F_{SA} = 0.78 \times 0.17 \times 24790 \leq 0.1 \times 100000$$

$$3287.15 \leq 10000$$

Verificación por fatiga: (Pulsante en tracción)

$$F_{SAa} = n \cdot \Phi \cdot \frac{F_A}{2} = 0.78 \times 0.17 \times \frac{24790}{2} = 1643.58 \text{ N}$$

$$\sigma_a = \frac{F_{SAa}}{A_{d_3}} = \frac{1643.58}{144.1} = 11.41 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_A = 47.5 \text{ N/mm}^2$$

$$FS = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{47.5}{11.41} = 4.2 > 1.5$$

Verificación por presión superficial:

$$F_{s \max} = F_M + \Delta F_{SA} = 37964.44 + 3287.15 = 41251.59 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_{s \max}}{A_k} = \frac{41251.59}{125} = 330.01 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 330.01 \leq p_G = 420 \text{ N/mm}^2$$

Los tornillos a usarse serán: 6 Tornillos cabeza Hexagonal M16x65 DIN 933-8.8

En este capítulo no se realiza un análisis de Fatiga de la estructura ya que el ciclo de trabajo del Brazo Excavador es bajo como para que pueda fallar por este motivo.

CAPÍTULO 3

SISTEMA HIDRÁULICO

En el presente capítulo se realiza el diseño y selección de todo el sistema hidráulico con el que contará el Brazo Excavador para que el usuario pueda moverlo logrando que cumpla con su función de manera eficiente, también se describen los cálculos realizados para la obtención de las dimensiones y diseño de todo el Sistema Hidráulico.

3.1 Selección de los Pistones Hidráulicos

Para la selección de los tres pistones con los que contará el Brazo Excavador, obtuvimos primero la fuerza máxima que deberán imprimir. Además los pistones hidráulicos seleccionados contarán con una presión máxima de $P_{\max} = 16 \text{ N/mm}^2$ (160 bar).

Para la selección se utilizará la hoja de especificaciones de los cilindros tipo LHZ marca Herion obtenida de la empresa Fluidtek.

- Pistón Hidráulico de la Pluma (superior):

$$F_{\text{pistón}} = 39.16 \text{ kN} \quad \text{Fuerza Compresión máxima aplicada al cilindro hidráulico.}$$

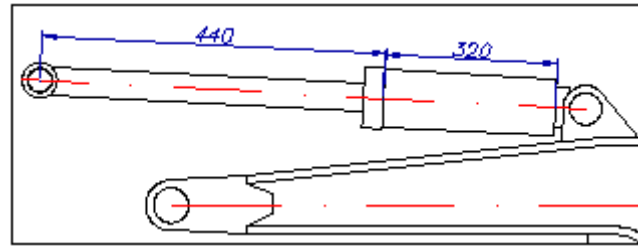


Figura 3.1: Pistón Hidráulico de la Pluma (Superior).

Hallando el diámetro mínimo del émbolo tenemos la formula de Presión Máxima:

$$P_{\max} = \frac{F_{\text{pistón}}}{A_{\text{émbolo}}} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Despejando y reemplazando valores obtenemos:

$$A_{\text{émbolo}} = \frac{F_{\text{pistón}}}{P_{\max}} = \frac{39160 \text{ N}}{16 \text{ N/mm}^2} = 2447.5 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{émbolo}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{émbolo}})^2}{4} \Rightarrow d_{\text{émbolo}} = 55.8 \text{ mm}$$

Según la hoja de especificaciones mencionada se tomará los siguientes diámetros:

Diámetro del émbolo: $d_e = 63 \text{ mm}$

Diámetro del vástago: $d_v = 32 \text{ mm}$

Verificación por Pandeo:

La fuerza máxima de compresión que tendrá que soportar es de 39.16 kN, con esta fuerza analizaremos el pandeo.

Se debe cumplir que la $F_{\text{pandeo}} \geq F_{\text{compresión}}$ en donde la $F_{\text{compresión}} = 39.16 \text{ kN}$

$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot S} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

El modulo de elasticidad del acero es: $E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

El Momento de Inercia: $I = \pi \cdot d_v^4 / 64 = \pi \times 32^4 / 64 = 51471.85 \text{ mm}^4$

El factor de seguridad usado: $S = 5$

Longitud de Pandeo: $L_p = 2 \cdot L_v = 2 \times 440 = 880 \text{ mm}$

Reemplazando en (Ec.3.2): $F_{pandeo} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times 51471.85}{880^2 \times 5} = 27.55 \text{ kN}$

Con este resultado se comprueba que el pistón hidráulico sí fallará por pandeo por lo tanto deberemos escoger un pistón de mayor diámetro pero solo del vástago:

Diámetro del émbolo: $d_e = 63 \text{ mm}$

Diámetro del vástago: $d_v = 40 \text{ mm}$

El Momento de Inercia cambia: $I = \pi \cdot d_v^4 / 64 = \pi \times 40^4 / 64 = 125663.7 \text{ mm}^4$

Reemplazando en (Ec.3.2): $F_{pandeo} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times 125663.7}{880^2 \times 5} = 67.27 \text{ kN}$

Con este resultado se comprueba que el pistón hidráulico no fallará por pandeo ya que:

$$F_{pandeo} = 67.27 \text{ kN} \geq F_{compresión} = 39.16 \text{ kN}$$

La presión de pandeo será entonces: $P_{pandeo} = \frac{F_{pandeo}}{A_e} = \frac{67267}{(\pi \times 63^2) / 4} = 21.58 \text{ N/mm}^2$

La Presión de Pandeo es mayor a la presión máxima del pistón (16 N/mm^2), es decir inicialmente no sería necesario colocar una válvula limitadora de presión, pero como el cilindro trabajará con la fuerza de compresión máxima de $F_{compresión} = 39.16 \text{ kN}$, con ella hallaremos la presión máxima real de trabajo:

$$P_{\text{max-real}} = \frac{F_{compresión}}{A_e} = \frac{39160}{(\pi \times 63^2) / 4} = 12.6 \text{ N/mm}^2$$

La Presión de Pandeo Real es menor a la presión máxima del pistón por lo cual necesito una Válvula Limitadora de Presión regulada a 12.6 N/mm^2 o 126 bar .

- Pistón Hidráulico del Brazo:

$$F_{\text{pistón}} = 37.74 \text{ kN} \quad \text{Fuerza Compresión máxima aplicada al cilindro hidráulico.}$$

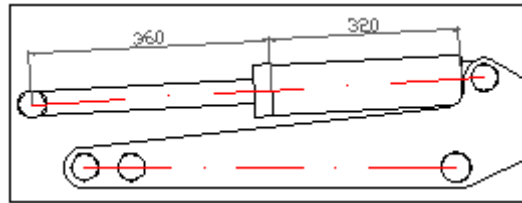


Figura 3.2: Pistón Hidráulico del Brazo.

Usando la (Ec. 3.1) y despejando valores obtenemos:

$$A_{\text{émbolo}} = \frac{F_{\text{pistón}}}{P_{\text{max}}} = \frac{37740 \text{ N}}{16 \text{ N/mm}^2} = 2358.75 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{émbolo}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{émbolo}})^2}{4} \Rightarrow d_{\text{émbolo}} = 54.8 \text{ mm}$$

Según la hoja de especificaciones mencionada se tomará los siguientes diámetros:

$$\text{Diámetro del émbolo: } d_e = 63 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro del vástago: } d_v = 32 \text{ mm}$$

Verificación por Pandeo:

La fuerza máxima de compresión que tendrá que soportar es de 37.74 kN , con esta fuerza analizaremos el pandeo.

Se debe cumplir que la $F_{\text{pandeo}} \geq F_{\text{compresión}}$ en donde la $F_{\text{compresión}} = 37.74 \text{ kN}$

$$\text{Longitud de Pandeo: } L_p = 2 \cdot L_v = 2 \times 360 = 720 \text{ mm}$$

$$\text{Reemplazando en (Ec.3.2): } F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times 51471.85}{720^2 \times 5} = 41.16 \text{ kN}$$

Con este resultado se comprueba que el pistón hidráulico sí fallará por pandeo por lo tanto deberemos escoger un pistón de mayor diámetro:

Diámetro del émbolo: $d_e = 63 \text{ mm}$

Diámetro del vástago: $d_v = 40 \text{ mm}$

Reemplazando en (Ec.3.2):
$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times 125663.7}{720^2 \times 5} = 100.48 \text{ kN}$$

Con este resultado se comprueba que el pistón hidráulico no fallará por pandeo ya que:

$$F_{\text{pandeo}} = 100.48 \text{ kN} \geq F_{\text{compresión}} = 37.74 \text{ kN}$$

La presión máxima real de trabajo será:

$$P_{\text{max-real}} = \frac{F_{\text{compresión}}}{A_e} = \frac{37740}{(\pi \times 63^2)/4} = 12.1 \text{ N/mm}^2$$

La Presión de Pandeo Real es menor a la presión máxima del pistón por lo cual necesito una Válvula Limitadora de Presión regulada a 12.1 N/mm^2 o 121 bar .

- Pistón Hidráulico de la Pluma (inferior):

$$F_{\text{pistón}} = 25.83 \text{ kN} \quad \text{Fuerza Compresión máxima aplicada al cilindro hidráulico.}$$

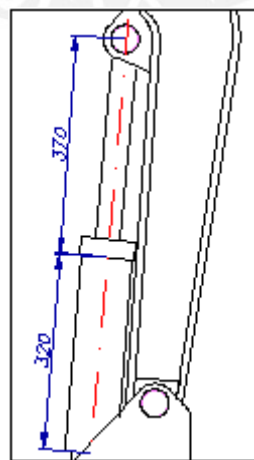


Figura 3.3: Pistón Hidráulico de la Pluma (inferior).

Usando la (Ec. 3.1) y despejando valores obtenemos:

$$A_{\text{émbolo}} = \frac{F_{\text{pistón}}}{P_{\text{max}}} = \frac{25830 \text{ N}}{16 \text{ N/mm}^2} = 1614.38 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{émbolo}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{émbolo}})^2}{4} \Rightarrow d_{\text{émbolo}} = 45.34 \text{ mm}$$

Según la hoja de especificaciones mencionada se tomará los siguientes diámetros:

Diámetro del émbolo: $d_{\text{é}} = 63 \text{ mm}$

Diámetro del vástago: $d_{\text{v}} = 32 \text{ mm}$

Verificación por Pandeo:

La fuerza máxima de compresión que tendrá que soportar es de 25.83 kN , con esta fuerza analizaremos el pandeo.

Se debe cumplir que la $F_{\text{pandeo}} \geq F_{\text{compresión}}$ en donde la $F_{\text{compresión}} = 25.83 \text{ kN}$

Longitud de Pandeo: $L_p = 2 \cdot L_v = 2 \times 370 = 740 \text{ mm}$

Reemplazando en (Ec.3.2): $F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times 51471.85}{740^2 \times 5} = 38.96 \text{ kN}$

Con este resultado se comprueba que el pistón hidráulico sí fallará por pandeo por lo tanto deberemos escoger un pistón de mayor diámetro:

Diámetro del émbolo: $d_{\text{é}} = 63 \text{ mm}$

Diámetro del vástago: $d_{\text{v}} = 40 \text{ mm}$

Reemplazando en (Ec.3.2): $F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times 125663.7}{740^2 \times 5} = 95.13 \text{ kN}$

Con este resultado se comprueba que el pistón hidráulico no fallará por pandeo ya que:

$$F_{\text{pandeo}} = 95.13 \text{ kN} \geq F_{\text{compresión}} = 25.83 \text{ kN}$$

La presión máxima real de trabajo será:

$$P_{\max\text{-real}} = \frac{F_{\text{compresión}}}{A_e} = \frac{25830}{(\pi \times 63^2)/4} = 8.3 \text{ N/mm}^2$$

La Presión de Pandeo Real es menor a la presión máxima del pistón por lo cual necesito una Válvula Limitadora de presión a 8.3 N/mm^2 o 83 bar .

Tabla 3.1: Características de los Cilindros Hidráulicos.

	d_e (mm)	d_v (mm)	L_v (mm)	L_c (mm)	A_e (mm ²)	A_a (mm ²)	P_{\max} (bar)	F_{\max} (kN)
Pluma (Sup.)	63	40	480	250	3117.2	731.2	126	39.16
Brazo	63	40	430	250	3117.2	731.2	121	37.74
Pluma (Inf.)	63	40	520	250	3117.2	731.2	83	25.83

Donde:

d_e : Diámetro del émbolo.

d_v : Diámetro del vástago.

L_v : Longitud del vástago.

L_c : Longitud de carrera.

A_e : Área del émbolo.

A_a : Área anular del cilindro (con diámetro exterior 70 mm).

P_{\max} : Presión máxima de trabajo.

El material del vástago tendrá la misma resistencia que el material utilizado para los pines, como lo brinda el fabricante será de un acero endurecido y cromado duro 1.7225 y el material de ese grado es el AISI/SAE 4140.

3.2 Selección de la Unidad de presión Hidráulica (UPH)

Será la encargada de producir la presión que requiere el sistema y constará de: La Unidad de Bombeo, El Depósito de Aceite y La Unidad de Control.

3.2.1 Unidad de Bombeo

Debido a los cálculos de Presión máxima hallados anteriormente se tiene la restricción de que la Presión Máxima debe ser de 126 *bar*, esta será la presión requerida por el sistema pero hay que tomar en cuenta las pérdidas a lo largo del recorrido del aceite hasta los cilindros hidráulicos, como las longitudes son pequeñas se considerará pérdidas del 5% con lo cual tendríamos que trabajar con una presión de 132 *bar* pues es la presión que requerirá el sistema hidráulico.

Necesitamos hallar el caudal que tendrá la bomba para esto será necesario determinar la velocidad de desplazamiento del vástago del pistón hidráulico, según datos analizados y catálogos se encontró que la velocidad promedio es de: $v_{desp} = 15 \text{ mm/s}$ o $v_{desp} = 90 \text{ cm/min}$.

A partir de estos datos usaremos la siguiente expresión para calcular el Volumen que entrega la Bomba:

$$V_{Bomba} = \frac{v_{desp} \cdot A_e}{n} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

$$\text{Área del émbolo: } A_e = 31.17 \text{ cm}^2$$

$$\text{Revoluciones de la Bomba. } n = 1800 \text{ rpm}$$

$$\text{Reemplazando obtenemos: } V_{Bomba} = 1.56 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Entonces el caudal que entregará la Bomba será: $Q_{Bomba} = 1.56 \times 1800 = 2.8 \text{ lt/min}$ por cada cilindro hidráulico, es decir por los tres cilindros será: $Q_{Bomba} = 8.4 \text{ lt/min}$

Podríamos usar una Bomba de $Q_{Bomba} = 9 \text{ lt/min}$ ya que es la Bomba con la capacidad inmediata superior al caudal mínimo necesario calculado, pero hay que tomar en

consideración el caudal necesario para el giro, por lo cual se tomará $Q_{Bomba} = 14.4 \text{ lt/min}$.

Según el catalogo de UPH tenemos:

Una Bomba de Engranajes Exteriores: 14.4 lt/min a 1800 rpm y 126 bar

- Motor

Como primer paso se hallará la Potencia del motor:

$$P = \frac{p \cdot Q}{612 \cdot \eta} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde:

La presión máxima de trabajo del sistema: $p = 126 \text{ bar}$

Caudal de la Bomba: $Q_{Bomba} = 14.4 \text{ lt/min}$

Eficiencia del Sistema: $\eta = 0.8$

Reemplazando obtenemos: $P_{electrica} = 3.7 \text{ kW}$

Según el catalogo de UPH tenemos:

Motor de Eléctrico: $P = 4.1 \text{ kW}$ ó 5.5 HP .

3.2.2 Depósito de Aceite

El catálogo de UPH de la empresa Fluidtek recomienda utilizar en este caso un tanque con una capacidad mínima de 125 lt para comprobar este valor utilizaremos la siguiente fórmula:

$$V_{Tanque} = k \cdot Q_{Bomba} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

Tiempo de espera del aceite (aproximado): $k = 5$ min

Remplazando valores tenemos: $V_{Tanque} = 72$ lt pero la capacidad mínima recomendada según el catalogo es de 125 lt .

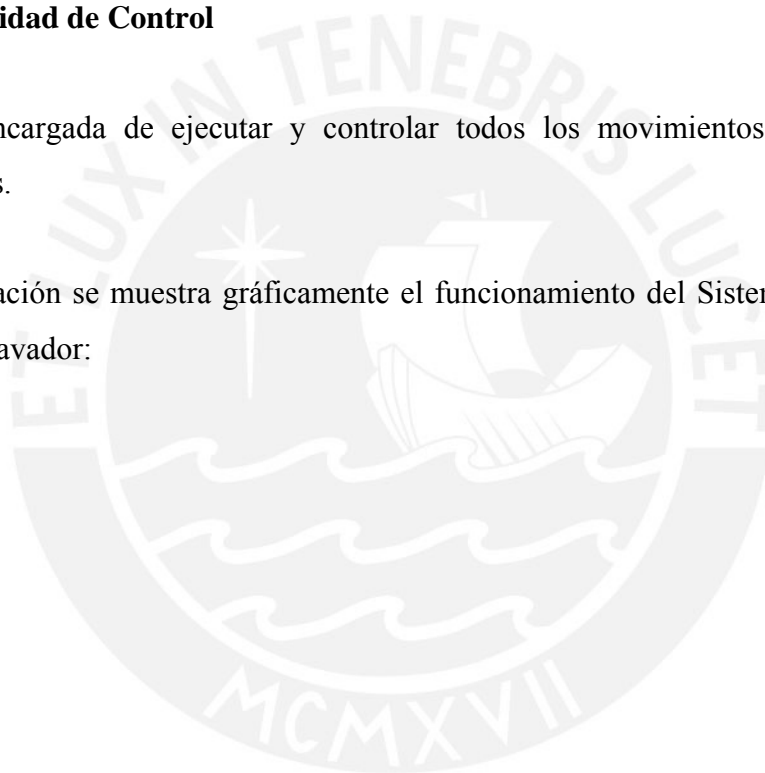
Según el catalogo de UPH tenemos:

Tanque de Aceite: $V_{Tanque} = 125$ lt

3.2.3 Unidad de Control

Será la encargada de ejecutar y controlar todos los movimientos de los cilindros hidráulicos.

A continuación se muestra gráficamente el funcionamiento del Sistema Hidráulico del Brazo Excavador:



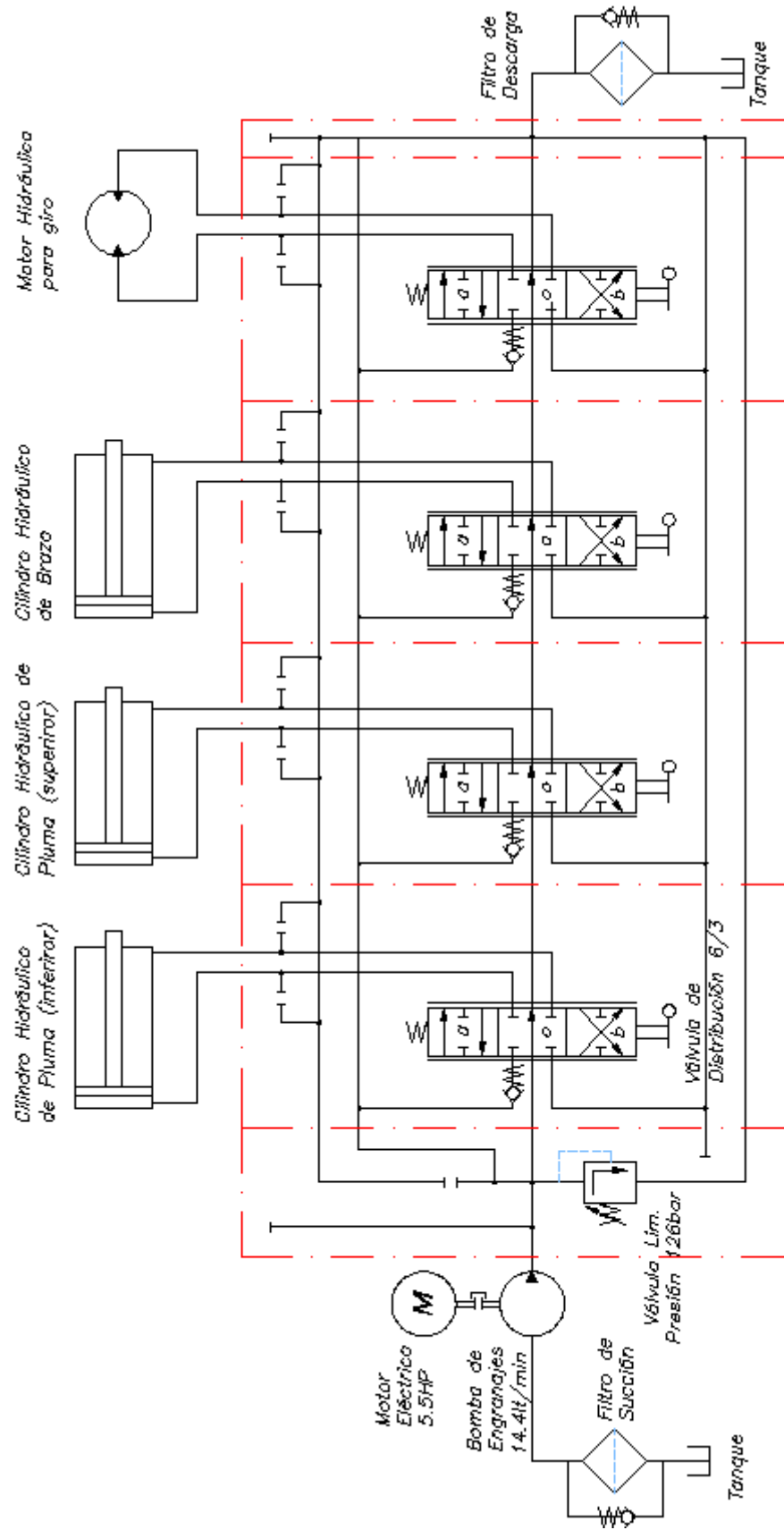


Figura 3.4: Distribución del Sistema Hidráulico.

- Descripción del Sistema Hidráulico:

Los componentes ya fueron descritos anteriormente según las condiciones que necesite el Brazo Excavador para realizar su trabajo.

El aceite antes de ingresar a la Bomba y ser llevado por todo el circuito debe pasar primero por un Filtro de Succión el cual es indispensable para evitar daños en los componentes de todo el circuito, luego de ser expulsado por la Bomba de Engranajes hacia el sistema deberá pasar por una válvula limitadora de presión la cual será la encargada de reducir la presión del aceite hasta el nivel necesario para cada uno de los pistones según se requiera, estos valores máximos de presión ya fueron hallados en los cálculos de los cilindros hidráulicos.

En la Válvula de Distribución que es accionada por el operario de manera manual mediante de una palanca, se tiene que en la posición “a” permitirá el paso del aceite hacia el cilindro para la salida del vástago, en la posición “b” permitirá la entrada del vástago y en la posición “o” permitirá el paso del aceite hacia el tanque de aceite. El aceite se dirigirá hacia estas Válvulas de Distribución luego de pasar por la válvula Limitadora de Presión.

Cada uno de los tres cilindros hidráulicos que conforman el brazo Excavador van a ir acompañados de una válvula de Distribución 6/3, cuando se requiera accionar un cilindro se seguirán las operaciones ya mencionadas y los cilindros no accionados no se moverán dejando pasar el aceite por la válvula de Distribución directamente hacia Tanque pasando antes por el Filtro de Descarga.

CAPÍTULO 4

PLANOS

4.1 Lista de Planos

4.1.1 Planos de Ensamble

<u>Nombre del Plano / Tipo</u>	<u>Descripción</u>
Brazo Excavador / A1	Ensamble General. Vistas Frontal y Lateral. Secciones, Detalles y Listas de Piezas.

4.1.2 Planos de Despiece

<u>Nombre del Plano / Tipo</u>	<u>Descripción y Posición</u>
Pluma / A2	Despiece Pluma. Pieza 1.
Brazo / A2	Despiece Brazo. Pieza 2.
Base / A2	Despiece de la Base. Pieza 3.
Cuchara / A3	Despiece Cuchara. Pieza 4.
Eslabón Unión Cuchara / A3	Despiece Eslabón Unión Cuchara. Pieza 8.
Eslabón Unión Brazo / A3	Despiece Eslabón Unión Brazo. Pieza 9.

Pin 35x103 / A3	Despiece Pin 35x103. Pieza 10.
Pin 35x137 / A3	Despiece Pin 35x137. Pieza 11.
Pin 35x113 / A3	Despiece Pin 35x113. Pieza 12.
Pin 35x136 / A3	Despiece Pin 35x136. Pieza 13.
Pin 40x143 / A3	Despiece Pin 40x143. Pieza 14.
Pin 35x147 / A3	Despiece Pin 35x1047. Pieza 15.
Bocina 35x12x1 / A3	Despiece Bocina 35x12x1. Pieza 16.
Bocina 40x15x1 / A3	Despiece Bocina 40x15x1. Pieza 17.
Bocina 35x25x1 / A3	Despiece Bocina 35x25x1. Pieza 18.
Bocina 35x17x1 / A3	Despiece Bocina 37x17x1. Pieza 19.
Bocina 35x30x1 / A3	Despiece Bocina 35x30x1. Pieza 20.
Bocina 40x28x1 / A3	Despiece Bocina 40x28x1. Pieza 21.
Bocina 35x100x1 / A3	Despiece Bocina 35x100x1. Pieza 22.
Bocina 40x100x1 / A3	Despiece Bocina 40x100x1. Pieza 23.
Bocina 35x66x1 / A3	Despiece Bocina 35x66x1. Pieza 24.
Bocina 35x56x1 / A3	Despiece Bocina 35x56x1. Pieza 25.
Bocina 35x34x1 / A3	Despiece Bocina 35x34x1. Pieza 26.
Bocina 35x47x1 / A3	Despiece Bocina 35x47x1. Pieza 27.
Bocina 35x22x1 / A3	Despiece Bocina 35x22x1. Pieza 28.
Plaquita / A3	Plaquita / Pieza 33.

4.1.3 Planos de Detalle

<u>Nombre del Plano</u>	<u>Descripción</u>
Detalle de Mangueras de Cilindros Hidráulicos / A2.	Ensamble Isométrico.

CONCLUSIONES

- a) El diseño del Brazo Excavador cumple con las condiciones necesarias para realizar satisfactoriamente con el trabajo de recoger, levantar y trasladar la carga según sea necesario con las restricciones de carga y giro mencionadas en este trabajo.
- b) El diseño contempla factores de seguridad necesarios para este tipo de maquinaria sometida a trabajo duro aunque de pequeña envergadura lo que permitirá desarrollar un trabajo confiable.
- c) Las articulaciones que estarían sometidas a mayores esfuerzos incluso a esfuerzo por carga dinámica, contemplan factores de seguridad necesarios para superar los excesos de carga mencionados.
- d) El diseño garantiza que el Brazo Excavador pueda moverse a todas las posiciones indicadas para realizar su función de manera sencilla y segura.
- e) Por su diseño y tamaño el Brazo Excavador será de fácil desplazamiento hacia el lugar de trabajo por su bajo peso y tamaño. Además puede ser colocada de manera sencilla sobre una estructura que cumpla con las condiciones necesarias para soportar el trabajo a realizar.
- f) El Diseño del Sistema Hidráulico incluye la selección de los elementos necesarios para el movimiento del Brazo Excavador, es decir de los tres pistones hidráulicos que lo conforman, pero no incluye la selección del Motor Hidráulico que regirá el movimiento de giro de la estructura ya que éste dependerá de la estructura sobre la cual irá montado o apoyado el Brazo Excavador. La selección de la Bomba de Engranajes considera un exceso de caudal para el Motor Hidráulico mencionado pero debe verificarse si dicha bomba seleccionada cumplirá con este requerimiento.

RECOMENDACIONES

- a) Antes de realizar el trabajo se debe asegurar que el Brazo Excavador este totalmente asegurado sobre la estructura que lo soportará para evitar cualquier tipo de accidente, se debe asegurar los Tornillos de su Base con torquímetro.
- b) Es necesario que al seleccionar la estructura sobre la cual irá montada la estructura debe tomarse en consideración realizar un cálculo del punto en el que pueda suceder una volcadura de toda la estructura y comprobar la carga máxima admisible.
- c) El Sistema Hidráulico debe ser inspeccionado continuamente para evitar fugas y posibles accidentes, además se debe verificar el buen funcionamiento de los elementos que lo conforman pues de no estar en buen estado pueden disminuir la eficiencia del Brazo Excavador y de su ciclo de trabajo. También debe verificarse la limpieza del aceite y de los filtros, cambiar los sellos y las mangueras cuando sea necesario para evitar fugas que puedan generar caídas de presión en el circuito.
- d) Debe verificarse la pintura de toda la estructura ya que de esta manera se evitará la corrosión del acero, si aparece algún punto de corrosión debe usarse pintura Epóxica para cubrirlo.
- e) Las Bocinas deben ser inspeccionadas periódicamente ya que una vez desgastadas el Pin puede entrar en contacto con la estructura y dañarla, de estar desgastadas hay que proceder a cambiarlas.
- f) Para realizar cualquier trabajo con esta máquina debe seleccionarse un operario debidamente capacitado.

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

- [BARRIGA B., 1985] Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [BARRIGA B., 1994] Elementos de Máquinas. Uniones Atornilladas (Tablas). Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [BARRIGA B., 2007] Manual de Hidráulica. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [RODRÍGUEZ H., 2004] Diseño de uniones Soldadas. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [RODRÍGUEZ H., 2004] Resistencia de Materiales 2-A. Pontificia Universidad católica del Perú.
- [POPOV EGOR, 1980] Introducción a la Mecánica de Sólidos. Traducción: Paniagua Francisco. Editorial LIMUSA. México.

Páginas Web:

- [BOBCAT]<<http://www.bobcat.com/es/bobcatalog/06bc/fit.html>>
<<http://www.bobcat.com/>>.
- [REVISTA CASE] [en línea] 8 de febrero del 2006. Disponible en: <www.case.com>.
- [Excavadoras] <<http://www.liebherr.com>>.
- [Excavadora Hidráulica – CATERPILLAR] <www.CAT.com>.
- [WIKIPEDIA-The Free Encyclopedia] <http://en.wikipedia.org/wiki/Steam_shovel>.
- [VOLVO]<<http://www.volvo.com/dealers/es-es/Volmaquinaria/products/compactexcavators/EC15B/introduction.htm>>
<<http://www.volvo.com>>.
- [HYUNDAI]<<http://www.hyundai.be/productos/mini-midiexcavadoras/>><<http://www.hyundai.be/es>>.



© 2008, Mirella Delmira Caso Salazar

Se autoriza la reproducción total o parcial,
con fines académicos a través de cualquier
medio o procedimiento, incluyendo la cita
bibliográfica del documento.