

## GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2016 / 2017

# PROYECTO DE DISEÑO Y CÁLCULO DEL BRAZO ARTICULADO DE UNA PALA EXCAVADORA

## 2. MEMORIA

### DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ASIER  
APELLIDOS: LÓPEZ GUINEA

Fdo.:  
FECHA: 01/09/2017

### DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: ITZIAR  
APELLIDOS: MARTIJA LÓPEZ  
DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

Fdo.:  
FECHA: 01/09/2017

## Índice

2.1. Objeto.....	4
2.2. Alcance .....	4
2.2.1. Análisis funcional del proyecto .....	4
2.2.2. Desarrollo tecnológico del proyecto .....	5
2.2.3. Estimación de cálculos .....	6
2.3. Antecedentes .....	7
2.3.1. Introducción a las excavadoras .....	7
2.3.2. Excavadoras hidráulicas .....	9
2.3.2.1. Retroexcavadora .....	11
2.3.2.2. Excavadora de empuje frontal .....	12
2.3.2.3. Excavadora bivalva con brazo telescópico .....	13
2.4. Normas y referencias .....	13
2.4.1. Disposiciones legales y normativas .....	13
2.4.2. Bibliografía .....	14
2.4.2.1. Libros consultados.....	14
2.4.2.2. Monografías docentes consultadas .....	14
2.4.3. Referencias online.....	15
2.4.3.1. Manuales y catálogos consultados.....	15
2.4.3.2. Webs de empresas consultadas.....	15
2.4.3.3. Otras webs consultadas .....	16
2.4.4. Programas informáticos utilizados para el desarrollo del proyecto .....	16
2.5. Abreviaturas y simbología.....	17
2.5.1. Abreviaturas utilizadas.....	17
2.5.2. Simbología utilizada .....	17
2.6. Requisitos de diseño .....	19
2.6.1. Requisitos preestablecidos por la empresa .....	19
2.6.2. Zona de funcionamiento .....	20
2.7. Solución adoptada.....	22
2.7.1. Composición del mecanismo adoptado.....	22
2.7.2. Funcionamiento del mecanismo adoptado .....	24
2.7.3. Marco teórico empleado para la resolución .....	26

2.7.3.1. Análisis cinemático .....	26
2.7.3.1.1. Movimiento Plano .....	27
2.7.3.2. Análisis dinámico .....	31
2.7.3.2.1. Leyes fundamentales de la dinámica (Leyes de Newton) .....	31
2.7.3.2.2. Teoremas fundamentales de la dinámica .....	32
2.7.3.2.3. Principio de D'Alembert .....	35
2.7.3.3. Elasticidad y resistencia de materiales.....	37
2.7.3.3.1. Método de elementos finitos.....	38
2.7.3.3.2. Teoría de fallo.....	42
2.7.3.3.3. Dimensionamiento actuadores hidráulicos .....	44
2.7.4. Resultados finales.....	46
2.7.4.1. Elementos principales .....	46
2.7.4.2. Bulones.....	49
2.7.4.3. Actuadores hidráulicos.....	50
2.7.5. Conclusiones .....	51
2.8. Planificación .....	53
2.9. Orden de prioridad de los documentos .....	54

## Índice de figuras

Figura 1. Brazo articulado .....	4
Figura 2. Grupos funcionales excavadora .....	5
Figura 3. Pala Otis.....	7
Figura 4. Pala Bucyrus .....	8
Figura 5. Sistema de traslación sobre orugas.....	10
Figura 6. Sistema de traslación sobre ruedas .....	10
Figura 7. Superestructura.....	11
Figura 8. Retroexcavadora .....	12
Figura 9. Excavadora de empuje frontal .....	12
Figura 10. Excavadora bivalva con brazo telescópico .....	13
Figura 11. Ubicación de la zona de funcionamiento .....	20
Figura 12. Tamo de vía perteneciente a la Calle Jaén .....	21
Figura 13. Tramo de vía perteneciente a la Eskurtze .....	21
Figura 14. Sistema de varillaje de la cuchara .....	23
Figura 15. Sistema hidráulico .....	23
Figura 16. Elementos del brazo articulado.....	24
Figura 17. Esquema del control del movimiento de un cilindro .....	24
Figura 18. Esquema de los GDL del brazo articulado .....	25
Figura 19. Dirección de la velocidad del punto C.....	28
Figura 20. Vectores de la velocidad del punto C.....	28
Figura 21. Dirección de la aceleración del punto C.....	29
Figura 22. Vectores de la aceleración del punto C.....	30
Figura 23. Efecto de las fuerzas exteriores .....	35
Figura 24. Fuerza de inercia y par giroscópico .....	36
Figura 25. Curva tensión-deformación.....	40
Figura 26. Región elástica de la curva tensión-deformación .....	42
Figura 27. Partes principales cilindro hidráulico .....	44
Figura 28. Método de sujeción empleado por los cilindros hidráulicos .....	45
Figura 29. Diseño final de la pluma .....	46
Figura 30. Diseño final del brazo .....	47
Figura 31. Diseño final del varillaje (Eslabones 1 y 2) .....	47
Figura 32. Diseño final de la cuchara .....	48

## **2.1. Objeto**

Diseñar un brazo articulado para una excavadora hidráulica que sea capaz de arrancar y cargar el material en un tipo de terreno determinado.

Se trata de proporcionar una solución, que cumpla los requisitos y restricciones establecidas previamente por una empresa dedicada a realizar operaciones de soterramiento. También se identifican las fases que intervienen en el diseño de un mecanismo y se resuelven los problemas que se van planteando, poniendo en práctica los conocimientos de índole mecánica adquiridos durante los estudios.

El brazo articulado está compuesto básicamente por una pluma, un brazo, varillajes de la cuchara y una cuchara. Además de los correspondientes actuadores hidráulicos encargados de transformar su fuente de energía en movimiento y los elementos de unión (bulones).



Figura 1. Brazo articulado

## **2.2. Alcance**

### **2.2.1. Análisis funcional del proyecto**

Las excavadoras hidráulicas cuentan con tres grupos funcionales fácilmente apreciables:

- 1- Chasis de traslación.
- 2- Unidad giratoria o superestructura.

## 3- Estructura manipuladora o brazo articulado.



Figura 2. Grupos funcionales excavadora

En este proyecto, únicamente se va a desarrollar el grupo funcional perteneciente a la estructura manipuladora o brazo articulado. Para su correcto funcionamiento será necesario dimensionar los diferentes elementos que forman parte del brazo articulado:

- Pluma.
- Brazo.
- Varillaje de la cuchara.
- Cuchara.
- Elementos de unión (bulones).
- Actuadores hidráulicos.

### 2.2.2. Desarrollo tecnológico del proyecto

Desde el punto de vista tecnológico y con objeto de realizar el diseño y análisis de una manera rápida y eficaz, se van a utilizar diferentes aspectos computacionales muy usados actualmente en la industria mecánica. Como son:

- Diseño asistido por ordenador (CAD).
- Ingeniería asistida por ordenador (CAE).

### 2.2.3. Estimación de cálculos

En este proyecto se van a desarrollar únicamente los cálculos que competen a varios campos de la ingeniería mecánica. Como son:

La cinemática

- Se determinaran las trayectorias para cada movimiento del mecanismo.
- Se calcularan las velocidades y aceleraciones en cada movimiento.

La dinámica:

- Se determinaran los centros de masas.
- Se calcularan las inercias.
- Se realizará un análisis estático en cada posición crítica para obtener las reacciones en los pares.

La resistencia de materiales:

- Se realizará mediante el método de los elementos finitos un análisis estático de los elementos (pluma, brazo, eslabón 1, eslabón 2 y cuchara) en las posiciones críticas de los movimientos a estudiar.
- Se comprobará la resistencia de la sección de los bulones.
- Se comprobará la resistencia de los cilindros hidráulicos.

No formará parte del proyecto:

- El cálculo de las diferentes partes o componentes electrónicos/ eléctricos que pueda tener el conjunto mecánico.
- El diseño del sistema hidráulico, todo lo referido al conjunto de circuitos hidráulicos que controlan el movimiento de los actuadores (tuberías, válvulas, etc...). Pero sí se calculará el caudal necesario que se debe suministrar a cada cilindro.
- El análisis de frecuencias, únicamente se analizarán los elementos del mecanismo haciendo una hipótesis estático-lineal para cada posición del movimiento.

Tampoco serán objeto de cálculo los aspectos referidos a la productividad y eficiencia del ciclo de trabajo efectuado. Únicamente se acatarán los requisitos de diseño y funcionamiento establecidos por la empresa, citados en el apartado 2.6.

## **2.3. Antecedentes**

### **2.3.1. Introducción a las excavadoras**

El primer prototipo de excavadora se desarrolló en el siglo XVIII y fue conocido como draga flotante. Aunque esta máquina no fue usada sobre terreno sólido, sino en el agua, su desarrollo marcó el comienzo de la maquinaria avanzada. Consistió en una cadena conectada a un cucharón que era dirigido por fuerza animal o humana. Las máquinas dragadoras fueron usadas con regularidad pero fue su uso sobre la tierra el cual realmente cambió la industria.

Las primeras excavadoras sobre terreno utilizadas en la construcción, fueron realizadas por una empresa británica que se había especializado en la construcción de grandes máquinas para obras públicas, entre las cuales se destacaban, especialmente las excavadoras.

Más adelante, William S. Otis diseñó una excavadora de cucharón individual llamada la pala Otis para su empresa contratista, Carmichael & Fairbanks. Otis utilizó la invención del motor a vapor, que había estado disponible desde 1800, y pensó que podría funcionar con un cucharón y un brazo articulado. Montado en las vías férreas, fue el primer equipo de excavación de tierra en aparecer. Otis patentó su invención del año 1835, una decisión que mantuvo alejados a otros fabricantes de desarrollar esta valiosa máquina durante más de 40 años.



Figura 3. Pala Otis

Tras pasar 40 años de la patente de la pala Otis y quedar libre la patente de construcción de excavadoras, en 1880 nace la compañía, “Bucyrus Foundry Manufacturing Company” en la ciudad de Bucyrus (Ohio) y en 1883 produce su primera pala de funcionamiento similar a la pala Otis. Las palas Bucyrus fueron



imprescindibles en la excavación del canal de Panamá, uno de los proyectos más grandes de excavación de los primeros años del siglo XX (1904-1914). Setenta y siete palas Bucyrus ayudaron a quitar más de 172 millones de metros cúbicos de escombros para crear esta canal.

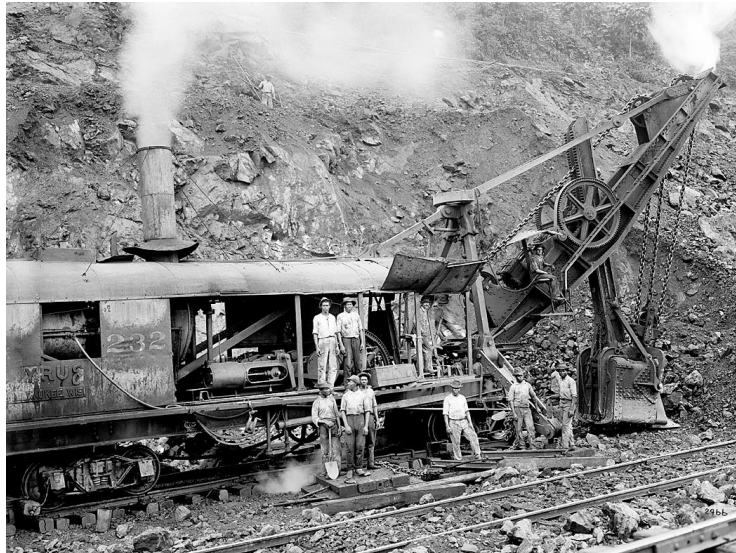


Figura 4. Pala Bucyrus

Con el poder del vapor, tiempo, costo y la mano de obra asociada al trabajo de excavación fueron eliminados del proceso. Las primeras palas fueron inicialmente hechas para poder montarlas en las vías férreas y tuvieron características similares a la pala creada por Otis. Estos modelos fueron hechos de madera o de acero estructural, usados para soportar la cuchara como también el brazo de la máquina. La invención de Otis se mantuvo casi igual por más o menos 100 años. Después de este tiempo, los fabricantes comenzaron a usar nuevos diseños y a crear nuevas configuraciones para adaptar a la máquina.

Una regla creada por Blaise Pascal en el siglo XVII indicó que cuando la presión es aplicada a un líquido, es empujado uniformemente en todo su alrededor. Utilizando esta regla en una serie de pistones de un cilindro, el aceite puede ser usado para empujar los pistones hacia arriba y abajo, creando una fuerza que podría ser aplicada a la maquinaria. Aunque el uso de la hidráulica apareció tiempo atrás (hasta en el siglo XVII) este uso no tomó parte en la construcción de máquinas hasta después de la Segunda Guerra Mundial.

Una de las primeras máquinas hidráulicas fue la excavadora hidráulica, producida por Carlo y Mario Bruneri en 1948. No mucho tiempo después, otros

prototipos continuaron siendo producidos y consecuentemente la tecnología hidráulica comenzó a ser una característica de otras muchas máquinas.

Desde entonces hasta los tiempos actuales, las excavadoras hidráulicas han evolucionado enormemente convirtiéndose en máquinas imprescindibles en los trabajos de construcción, debido a su facilidad de manejo y a la reducción del coste y tiempo de trabajo. Además de poseer las siguientes cualidades:

- Su vida media ronda alrededor de 5-10 años.
- Tienen un coste de operación medio en comparación con otras máquinas.
- Grandes capacidades de carga.
- Fuerzas de corte elevadas.
- Pueden operar en terrenos duros o blandos.
- Pueden trabajar por encima o por debajo del nivel de la máquina.
- Alcance de excavación y altura elevadas.
- Ciclos de trabajo pequeños.
- Rendimientos de carga elevados.

### **2.3.2. Excavadoras hidráulicas**

Las excavadoras hidráulicas son máquinas diseñadas para excavar y cargar, se llaman hidráulicas porque su equipo de trabajo se mueve mediante cilindros hidráulicos. Aparte de llevar a cabo operaciones de movimiento de tierra, gracias a sus numerosos accesorios, puede ser usada para cortar o romper acero, rocas y hormigón.

Se diferencian de otras máquinas porque trabajan fijas, sólo mueven la superestructura. Cuando la excavación a realizar sale de su alcance, el conjunto de la máquina se traslada a una nueva posición de trabajo, pero no excava durante este desplazamiento.

Como se ha mencionado en el apartado 2.2.1., todas las excavadoras hidráulicas están formadas por tres grupos funcionales:

**1- Chasis de traslación:** permite el desplazamiento y sirve de base para la estructura superior. Se puede encontrar dos formas de traslación:

- Mediante orugas (cadenas): con velocidades comprendidas entre 0 y 3 km/h. Es el tren de rodaje más utilizado porque tiene mayor adherencia y por la poca presión que transmiten los trenes al terreno. Constan de dos

trenes de rodaje y de un bastidor con corona dentada en el que se acopla la superestructura permitiendo su giro.

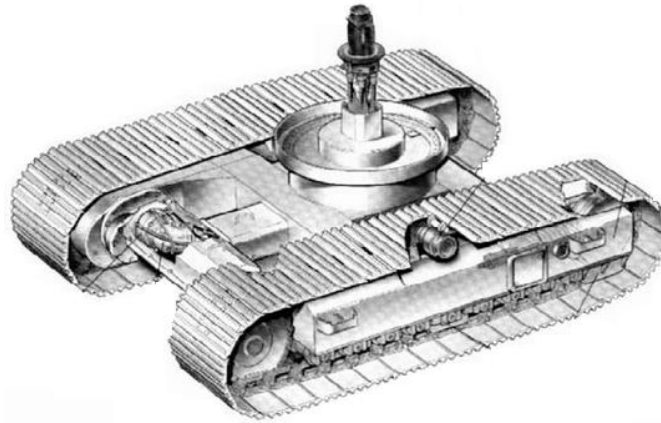


Figura 5. Sistema de tracción sobre orugas

- Mediante ruedas: con velocidades comprendidas entre 0 y 20 km/h. Únicamente existe el tipo retroexcavadora con poca capacidad. Constan de dos ejes de ruedas neumáticas y de un bastidor con corona dentada en el que se acopla la superestructura permitiendo su giro. Además necesitan apoyos estabilizadores para no moverse durante la excavación.

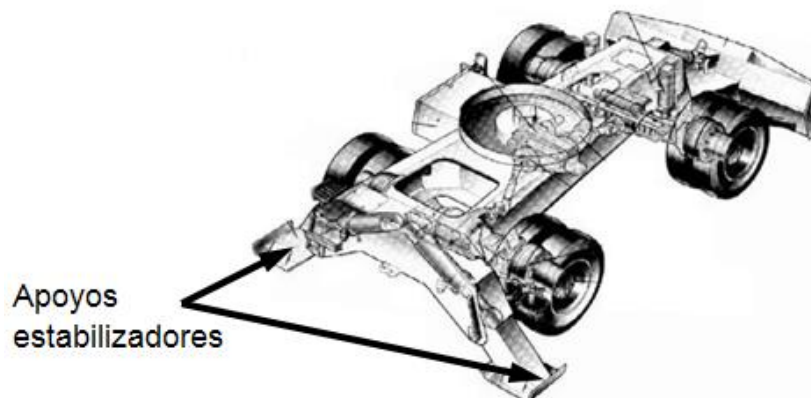


Figura 6. Sistema de tracción sobre ruedas

**2- Unidad giratoria o superestructura:** está unida al chasis mediante la corona de giro, que es el elemento de la excavadora que permite su rotación. Incluye una cabina giratoria y todo el sistema de control (motores, sistema hidráulico, contrapeso, etc.). Sostiene al resto de la excavadora.

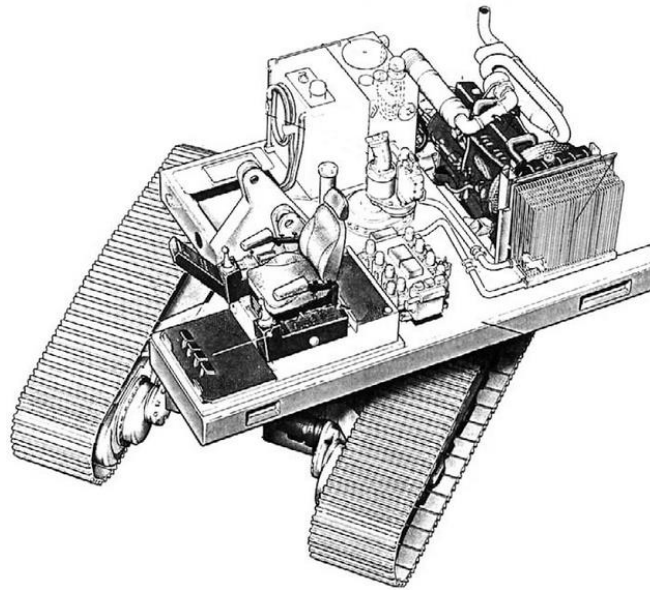


Figura 7. Superestructura

**3- Estructura manipuladora o brazo articulado:** los elementos fundamentales que la componen son la pluma, el brazo y la cuchara. El brazo y la pluma son los eslabones principales y la cuchara es el efector final móvil de la máquina.

El mercado actual de la maquinaria pesada es un mercado con mucha competitividad ofreciendo numerosas alternativas. Por ello, se pueden encontrar diferentes tipos de excavadoras hidráulicas, con distinto diseño o distinto sistema de funcionamiento.

Dependiendo del tipo de trabajo que se vaya a realizar, del espacio de maniobra del que se dispone y de la dificultad de excavación del terreno resultará más conveniente utilizar un tipo u otro. A continuación se describirán las características de los tipos de excavadoras hidráulicas más comúnmente utilizadas en la actualidad.

#### 2.3.2.1. Retroexcavadora

Su brazo articulado está formado por una pluma, un brazo, articulaciones o varillajes y una cuchara que trabaja acercándose hacia la máquina y de arriba hacia abajo.

Las retroexcavadoras se emplean principalmente para:

- Excavaciones por debajo del plano de apoyo de la máquina.
- Excavaciones de paredes verticales estables.
- Trincheras (excavación longitudinal destinada a abrir paso a un camino, ferrocarril, etc.) y zanjas (excavación longitudinal destinada a tuberías, cables, etc.)
- Excavación de cimientos para edificios.
- Refino de taludes.
- Trabajos de demolición.



Figura 8. Retroexcavadora

### 2.3.2.2. Excavadora de empuje frontal

Su brazo articulado está formado por una pluma, un brazo y una cuchara frontal que trabaja alejándose de la máquina y hacia arriba. De esta manera, se consigue una mayor altura de descarga en comparación con la máquina retroexcavadora.

Las excavadoras de empuje frontal, se emplean principalmente para:

- Excavar por encima del plano de apoyo de la máquina.
- Cargar un frente de una cantera.



Figura 9. Excavadora de empuje frontal

### 2.3.2.3. Excavadora bivalva con brazo telescópico

Su brazo articulado está formado por una pluma, un brazo y una cuchara compuesta por dos mordazas o valvas. La cuchara suspendida del brazo, se deja caer abierta sobre el material a excavar, en el cual se hincan los dientes. Al levantarse se cierran las mordazas, cogiendo dentro de ellas el producto excavado.

Esta máquina puede excavar, recoger el material y descargarlo en dirección vertical y por debajo o por encima del nivel de apoyo de la máquina, siendo esta propiedad la que la distingue del resto de máquinas de excavación. Su desventaja es que cuentan con una menor capacidad de corte.

Se emplean principalmente para:

- Excavar en espacios reducidos tales como pozos o zanjas de cimentación.
- Excavar en profundidades no alcanzables por otro tipo de excavadoras.
- Carga de materiales apilados o sueltos.
- Extracciones bajo el agua (Dragados).



Figura 10. Excavadora bivalva con brazo telescópico

## 2.4. Normas y referencias

### 2.4.1. Disposiciones legales y normativas

- *UNE 115231:2001* Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Ensayos de laboratorio y requisitos de comportamiento para estructuras de protección del operador.

- *UNE-ISO 10567:2009* Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Capacidad de elevación.
- *UNE 115443:2003* Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.
- *UNE 115430:1999* Maquinaria para movimiento de tierras. Dispositivo para control de bajada de la pluma en excavadoras y retrocargadoras hidráulicas.
- *UNE-ISO 6015:2006* Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Método de ensayo para la medida de las fuerzas del útil.

## **2.4.2. Bibliografía**

### **2.4.2.1. Libros consultados**

- [1] Hernández, A. “Cinemática de mecanismos. Análisis y diseño. Edición revisada”; Editorial Síntesis, 2004.
- [2] Barber Lloret, P. “Maquinaria de obras públicas II: máquinas y equipos. 4ª Edición”; Editorial Club Universitario, 2009.
- [3] Vázquez Angulo, J.A. “Análisis y diseño de piezas con CATIA V5. 2ª Edición”. Editorial Marcombo, 2012.

### **2.4.2.2. Monografías docentes consultadas**

- [1] Larrauri Gil, M., Losada Rodríguez, R., Rojí Chandro, E. y Cuadrado Rojo, J. “Procedimientos de construcción: Obras y maquinaria de movimiento de tierras”; Servicio de publicaciones de la E.T.S.I de Bilbao, 2010.
- [2] Martija, I. Apuntes asignatura “Cinemática y dinámica de máquinas”.
- [3] Macho, E. Apuntes asignatura “Mecánica aplicada”; Temas: Movimiento plano de un sólido rígido y dinámica del movimiento plano.

[4] Abasolo, M. Diapositivas asignatura “Diseño mecánico mediante elementos finitos”.

[5] Apuntes asignatura “Elasticidad y Resistencia de Materiales”.

### **2.4.3. Referencias online**

#### **2.4.3.1. Manuales y catálogos consultados**

[1] Caterpillar; Catálogo “Excavadora hidráulica modelo 336D / 336 D L”. Disponible en: <http://www.tracsa.com.mx/fichas-tecnicas/cat-336d-l.pdf>

[2] Komatsu; Catálogo “Excavadora hidráulica modelo PC300LC-8”. Disponible en: [http://www.komatsuklc.com/catalog/PC300LC\\_8%20SPANISH.pdf](http://www.komatsuklc.com/catalog/PC300LC_8%20SPANISH.pdf)

[3] Glual hydraulics; Catálogo “cilindros hidráulicos modelos KP, KZ y K”. Disponible en: [http://www.glual.es/pdf/catalogos/catalogo\\_KZ\\_KP\\_K.pdf](http://www.glual.es/pdf/catalogos/catalogo_KZ_KP_K.pdf)

[4] Praga Delgado, J. “Trabajo Fin de Grado (2015): Manual de Catia V5 para análisis estructural estático y aplicaciones prácticas”. Documento disponible en: <https://idus.us.es/xmlui/handle/11441/38664>

#### **2.4.3.2. Webs de empresas consultadas**

[1] Caterpillar. Disponible en: <http://www.cat.com>

[2] Komatsu Europa. Disponible en: <https://www.komatsu.eu>

[3] Komatsu España. Disponible en: <http://www.kesa.es/>

[4] Volvo España. Disponible en: <https://www.volvoce.com/espana/es-es/ascendum/>



[5] Liebherr. Disponible en: <http://www.liebherr.com>

[6] Glual Hidraulics. Disponible en: <http://www.glual.es/es/home.html>

#### **2.4.3.3. Otras webs consultadas**

[1] <http://www.ingemecanica.com/>

[2] <https://www.maquinariaspesadas.org/>

[3] <http://www.tecnologiaminera.com>

[4] <http://www.excavalandia.cat/>

#### **2.4.4. Programas informáticos utilizados para el desarrollo del proyecto**

Para la simulación de los movimientos a estudiar y la obtención de las variables cinemáticas y dinámicas se ha utilizado:

- GIM.

Para el diseño del modelo 3D y el análisis mediante el método de los elementos finitos se ha utilizado:

- CATIA V5 R19.

Para la realización de los planos de fabricación, se ha utilizado:

- Autocad 2008.

Para la redacción del proyecto se ha utilizado:

- Microsoft Word 2013.
- Microsoft Excel 2013.

## 2.5. Abreviaturas y simbología

### 2.5.1. Abreviaturas utilizadas

GDL	Grados de libertad
CDG	Centro de gravedad
CIR	Centro instantáneo de rotación
SR	Sólido rígido
UNE	Una Norma Española
ISO	International Organization for Standardization Organización Internacional para la Estandarización
MEF	Método de los Elementos Finitos
ERM	Elasticidad y Resistencia de Materiales
CAD / DAO	Computer Aided Design Diseño Asistido por Ordenador
CAE / IAO	Computer Aided Engineering Ingeniería Asistida por Ordenador
FEVE	Ferrocarriles Españoles de Vía Estrecha
NS	Nivel del suelo
Pos.	Posición

### 2.5.2. Simbología utilizada

$t$	Tiempo
$v$	Velocidad lineal
$\omega$	Velocidad angular
$a$	Aceleración lineal

$a$	Aceleración angular
$g$	Aceleración de la gravedad
$m_p$	Masa del elemento pluma
$m_b$	Masa del elemento brazo
$m_{e1}$	Masa del elemento eslabón 1
$m_{e2}$	Masa del elemento eslabón 2
$m_c$	Masa del elemento cuchara sin carga
$m_{c+t}$	Masa del elemento cuchara llena de carga
$F$	Fuerza
$F_{in p}$	Fuerza inercia del elemento pluma
$F_{in b}$	Fuerza inercia del elemento brazo
$F_{in e1}$	Fuerza inercia del elemento eslabón 1
$F_{in e2}$	Fuerza inercia del elemento eslabón 2
$F_{in c}$	Fuerza inercia del elemento cuchara
$I_G$	Momento de inercia del elemento en el centro de gravedad
$H_p$	Momento angular en el centro de gravedad del elemento pluma
$H_b$	Momento angular en el centro de gravedad del elemento brazo
$H_{e1}$	Momento angular en el centro de gravedad del eslabón 1
$H_{e2}$	Momento angular en el centro de gravedad del eslabón 2
$H_c$	Momento angular en el centro de gravedad del elemento cuchara
$\rho$	Densidad del material a excavar y cargar
$E$	Módulo de Young
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$A$	Área
$V$	Volumen

$P$	Presión hidráulica de los cilindros
$\eta_h$	Rendimiento hidráulico de los cilindros
$\emptyset$	Diámetro
$\tau$	Tensión cortante
$\sigma$	Tensión
$L_p$	Longitud de pandeo
CS	Coficiente de seguridad

## **2.6. Requisitos de diseño**

### **2.6.1. Requisitos preestablecidos por la empresa**

La empresa encargada de realizar la obra de soterramiento, ha impuesto una serie de requisitos de alcance y posicionamiento de elementos. Dichos requisitos servirán como datos de partida para comenzar el proyecto:

- Se va a reutilizar el tren de rodaje y la superestructura de otra retroexcavadora ya disponible, con el fin de abaratar los costes. Por lo que el soporte donde se fijará el brazo articulado estará situado a una cota de 1,2 m respecto al suelo.
- El mayor alcance de excavación al que deberá llegar la cuchara a nivel del suelo será de 10 m.
- La cuchara tendrá que alcanzar una profundidad máxima de 6,3 m bajo el nivel del suelo.
- La altura de los camiones de transporte que se utilizarán es de 3 m. Por lo que la máxima altura de carga en cuchara deberá ser como mínimo de 4 m. De esta manera, se asegura que a la hora de realizar la descarga del material no se produzcan posibles colisiones entre la cuchara y el contenedor del camión.
- El ángulo máximo que se puede formar entre la pluma y el brazo no deberá sobrepasar los 160°.
- La oscilación de la pluma no superará los 95°.
- La cuchara deberá tener una capacidad mínima de llenado de 0,5 m<sup>3</sup>.

Otros datos facilitados por la empresa son:

- El terreno dónde se va a realizar la excavación es tierra (arcilla) compactada con una densidad de  $2.000 \frac{kg}{m^3}$ .
- La velocidad lineal máxima de los actuadores hidráulicos no debe superar los 0,24 m/s.

### 2.6.2. Zona de funcionamiento

Inicialmente, las obras previstas para soterrar la línea de Feve sólo contemplaban la integración urbana de la línea entre la carretera N-634 y la calle Gordóniz. Sin embargo, posteriormente se acordó la prolongación de los trabajos de forma que el tramo de mercancías que atraviesa la zona de Rekalde e Irala también se soterrará.

Es por ello, que el brazo articulado que se ha diseñado y calculado en este proyecto va a ser empleado en dicha prolongación del tramo a soterrar.



Figura 11. Ubicación de la zona de funcionamiento



Figura 12. Tamo de vía perteneciente a la Calle Jaén



Figura 13. Tramo de vía perteneciente a la Eskurtze



## 2.7. Solución adoptada

Después de haber visto de forma general en el apartado 2.3.2. los distintos brazos articulados de las excavadoras hidráulicas más utilizadas, se llega a la conclusión de que no se puede evaluar de forma rigurosa, cuál de ellos es el óptimo. Sin embargo, si se puede decidir en qué situaciones es mejor usar uno u otro. Cada uno está diseñado con un propósito distinto en función del tipo de excavación que se vaya a realizar y del espacio del que se disponga para realizar las maniobras.

Dicho esto se ha optado por realizar el diseño de un brazo articulado de tipo retro.

### 2.7.1. Composición del mecanismo adoptado

El brazo articulado que se ha diseñado, está formado por los siguientes elementos o partes:

**Pluma:** Es un elemento con forma de “boomerang” y de sección variable. Se encuentra articulado en la parte delantera de la superestructura y a la derecha de la cabina del operador.

**Cilindros de elevación:** Son dos cilindros hidráulicos apoyados en el soporte del brazo articulado y que tienen conexión en el codo de la pluma. Su función es la de elevar o bajar la pluma.

**Brazo:** Es un elemento, también de sección variable, articulado en la punta de la pluma en uno de sus extremos y en el otro se articula la cuchara.

**Cilindro del brazo:** Es un cilindro hidráulico apoyado en la pluma y conectado en el extremo anterior del brazo. Su función es la de controlar los movimientos del brazo.

**Varillaje de la cuchara:** Es un elemento compuesto de dos piezas (o eslabones articulados) que sirve para hacer girar la cuchara, con lo cual se logra el llenado o vaciado del mismo.



Figura 14. Sistema de varillaje de la cuchara

**Cuchara:** Es el recipiente en el cual se deposita el material excavado. Está provisto de dientes en su borde para facilitar el arranque de los materiales.

**Cilindro de descarga:** Es un cilindro hidráulico apoyado en el brazo y conectado en el vértice del varillaje de la cuchara. Su función es la de controlar los movimientos de la cuchara.

**Sistema hidráulico:** Es el conjunto de circuitos hidráulicos que controlan el movimiento de todos los cilindros hidráulicos que posee el brazo articulado.



Figura 15. Sistema hidráulico





Figura 16. Elementos del brazo articulado

### 2.7.2. Funcionamiento del mecanismo adoptado

Al tratarse de un mecanismo de tres GDL, será necesario un mínimo de tres actuadores o cilindros hidráulicos que serán los encargados de utilizar su energía hidráulica para conseguir el movimiento del brazo articulado. Dicho movimiento se logra al combinar los cilindros hidráulicos. El operador desde la cabina controla cada cilindro por separado logrando así el movimiento deseado.

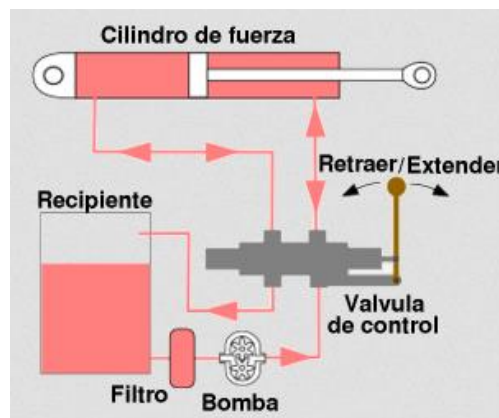


Figura 17. Esquema del control del movimiento de un cilindro

Un par de cilindros de doble efecto son los encargados de subir y bajar la pluma. Cuando el operario acciona la palanca, el aceite a presión llega al cilindro, desplazando el vástago y elevando la pluma.

Para mover el brazo el sistema usa un cilindro y una articulación (como si fuera el brazo y el codo de una persona). Cuando en el vástago se produce el avance es como si una persona doblara el codo, la articulación hace que el brazo de la excavadora se doble (y descienda). Cuando el vástago retrocede es como si una persona estirase el brazo, es decir el brazo de la excavadora se eleva y se pone en línea con la parte superior de la pluma.

Un sistema similar se usa para controlar la cuchara, con un cilindro sobre el brazo y una articulación que lo une a la cuchara (cuyos símiles humanos serían el antebrazo, muñeca y mano). Con el movimiento de avance en el vástago la cuchara descendería y al retroceder ascendería.

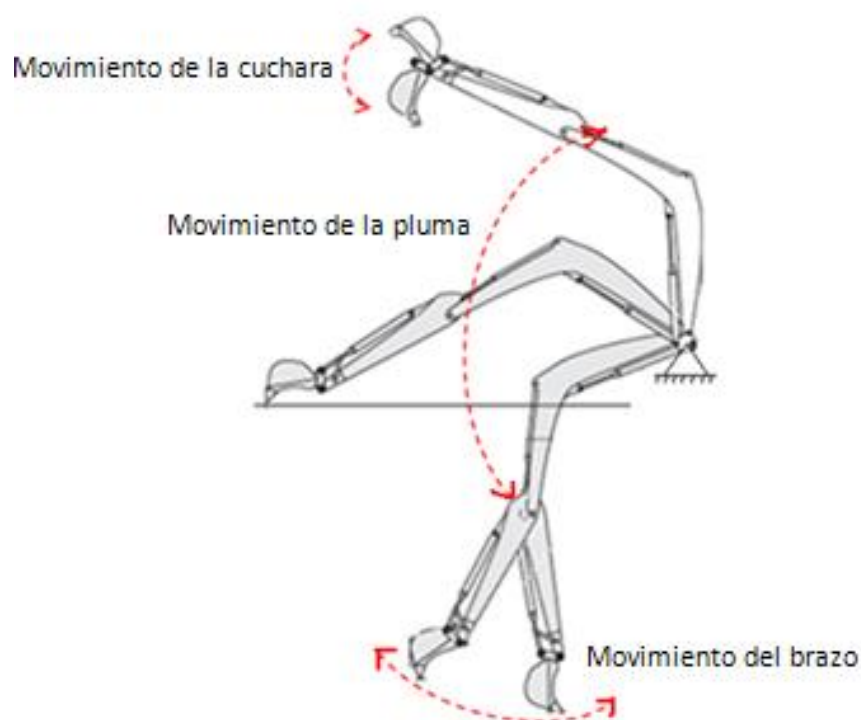


Figura 18. Esquema de los GDL del brazo articulado

### **2.7.3. Marco teórico empleado para la resolución**

#### **2.7.3.1. Análisis cinemático**

La cinemática es la rama de la física que describe el movimiento de los objetos sólidos sin considerar las causas que lo originan (las fuerzas) y se limita, principalmente, al estudio de la trayectoria en función del tiempo. Para ello utiliza velocidades y aceleraciones, que describen cómo cambia la posición en función del tiempo.

El análisis cinemático constituye una etapa fundamental dentro del proceso de diseño de un mecanismo. La obtención de fuerzas de inercia, necesarias para la realización del posterior análisis dinámico, requiere el conocimiento de las aceleraciones, las cuales solo estarán disponibles una vez realizado el correspondiente análisis cinemático.

En general, los problemas que se resuelven con el análisis cinemático son:

- Problema de posición.
- Cálculo de velocidades y aceleraciones.
- Análisis en posiciones sucesivas.

La primera tarea del análisis cinemático consiste en resolver el problema de posición. Éste consiste en obtener la posición de todos los elementos del mecanismo, del cual se conocen todas sus dimensiones, la posición del elemento fijo (bastidor) y las posiciones de los elementos de entrada.

El siguiente paso del análisis cinemático, y que requiere de la resolución previa del problema de posición, es el del cálculo de velocidades y aceleraciones. El cálculo de velocidades y aceleraciones consiste en conocida la posición de un mecanismo, y para una(s) velocidad(es) y aceleración(es) del (de los) elemento(s) de entrada, calcular las velocidades y aceleraciones de los restantes elementos y puntos del mecanismo. Constituye el paso inmediato anterior al análisis dinámico de mecanismos.

El último de los problemas de análisis cinemático puede considerarse una combinación del problema de desplazamientos finitos y el cálculo de velocidades y aceleraciones. El análisis en posiciones sucesivas consiste en calcular las posiciones, velocidades y aceleraciones de todos los elementos y puntos del mecanismo a lo largo de un ciclo de movimiento. Los métodos analíticos son los más adecuados para la resolución de este problema ya que se adecuan fácilmente a su implementación por ordenador.

De este modo, el comportamiento del mecanismo puede estudiarse a través de la representación de sus variables cinemáticas a lo largo de un ciclo del movimiento.

### 2.7.3.1.1. Movimiento Plano

Para la realización del estudio cinemático, el brazo articulado diseñado se va a considerar como un mecanismo plano.

Un mecanismo tiene movimiento plano cuando las velocidades de todos sus puntos son paralelas a un plano fijo. No quiere decir que el mecanismo este contenido en un plano, pero se considera así para el cálculo de desplazamientos, velocidades y aceleraciones.

Tiene gran importancia debido a:

- La gran mayoría de los mecanismos utilizados tienen movimiento plano.
- Muchas de las propiedades del movimiento plano tienen su correspondiente propiedad en el movimiento tridimensional.
- Hay muchos mecanismos espaciales que se originan a partir de un mecanismo plano al que se añade un GDL de giro.

Los problemas de velocidades y aceleraciones de un mecanismo con movimiento plano se pueden resolver mediante el planteamiento de los campos de velocidades y aceleraciones, el método de las velocidades relativas, y, en ocasiones utilizando el concepto de CIR. Sin embargo, hay mecanismos en los cuales resulta difícil determinar los polos de velocidades, y los métodos citados no son suficientes.

Es por ello, por lo que para la resolución de velocidades y aceleraciones se aplicara el método gráfico denominado “Metodo de Hall y Ault o del punto auxiliar”. El quid de este método estriba en la elección de un punto de un elemento del mecanismo que permite plantear una ecuación vectorial de velocidad y otra de aceleración que son resolubles gráficamente.

**Velocidad:**

$$\overset{?}{\vec{V}_C} = \overset{?}{\vec{V}_{Arrastre}} + \overset{M}{\vec{V}_{Relativa}}$$

$$\perp \overline{AC} \quad \perp \overline{BC} \quad \parallel \overline{BC}$$

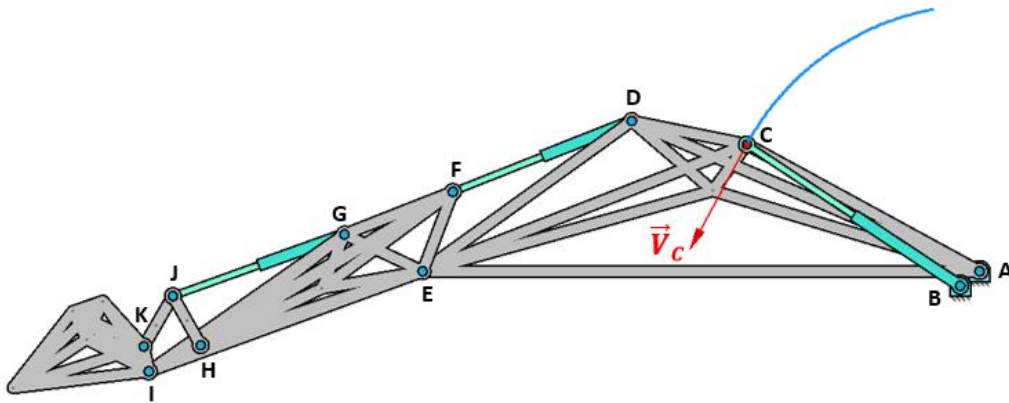


Figura 19. Dirección de la velocidad del punto C

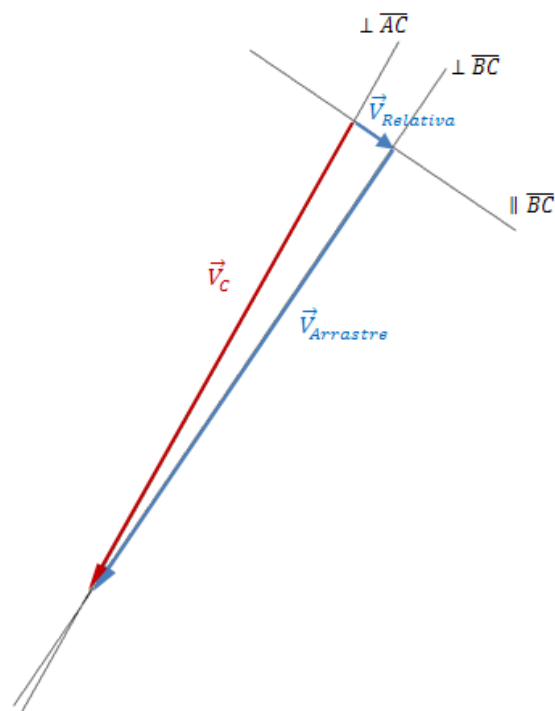


Figura 20. Vectores de la velocidad del punto C

Una vez obtenidos gráficamente los valores de los módulos de las velocidades de del punto C y la velocidad de arrastre, se pueden obtener los valores de las velocidades angulares, puesto que:

$$\omega_{pluma} = \frac{V_C}{AC}$$

$$\omega_{Cil.Pluma} = \frac{V_{Arrastre}}{BC}$$

Conocidas las velocidades angulares y las dimensiones de la pluma, es posible calcular la velocidad de todos los demás puntos que forman parte ella.

**Aceleración:**

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_{C\ Cil.Pluma} &= \vec{a}_{Arrastre} + \vec{a}_{Relativa} + \vec{a}_{Coriolis} \\ \vec{a}_{C\ Pluma} &= \vec{a}_c^{Tg} + \vec{a}_c^N \end{aligned} \right\} \vec{a}_{C\ Cil.Pluma} = \vec{a}_{C\ Pluma}$$

$$\begin{aligned} ? \quad \omega_{Pluma}^2 \cdot \overline{AC} \quad ? \quad \omega_{Cil.Pluma}^2 \cdot \overline{BC} \quad 2 \cdot \omega_{Cil.Pluma} \cdot V_{Relativa} \\ \vec{a}_c^{Tg} + \vec{a}_c^N = \vec{a}_{C/B}^{Tg} + \vec{a}_{C/B}^N + \vec{a}_{Coriolis} \\ \perp \overline{AC} \quad \parallel \overline{AC} \quad \perp \overline{BC} \quad \parallel BC \quad \perp \overline{BC} \end{aligned}$$

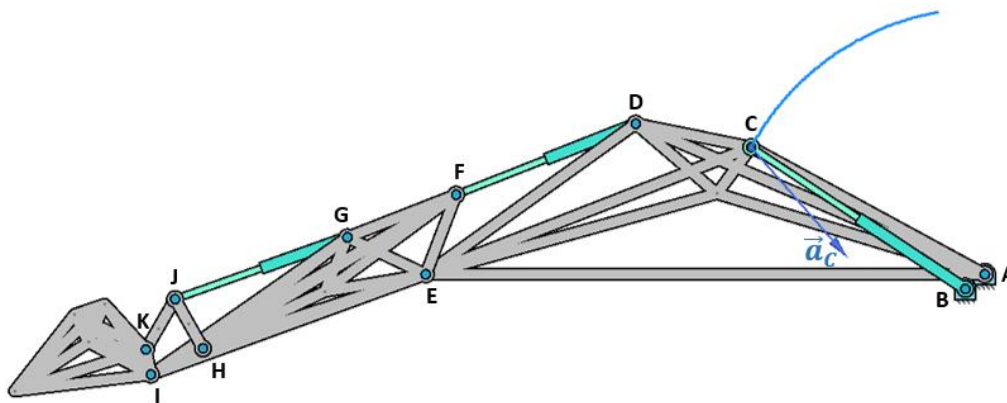


Figura 21. Dirección de la aceleración del punto C

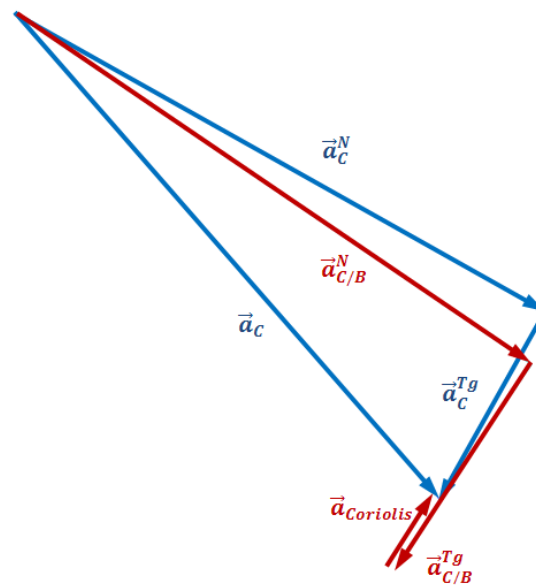


Figura 22. Vectores de la aceleración del punto C

Una vez obtenidos gráficamente los valores de todos los módulos de las aceleraciones que componen el punto C se pueden obtener los valores de las aceleraciones angulares, puesto que:

$$\alpha_{pluma} = \frac{a_C^{Tg}}{AC}$$

$$\alpha_{cil.Pluma} = \frac{a_{C/B}^{Tg}}{BC}$$

Conocidas las aceleraciones angulares y las dimensiones de la pluma, es posible calcular la aceleración de todos los demás puntos que forman parte ella.

### 2.7.3.2. Análisis dinámico

A la hora de abordar el estudio de un sistema mecánico desde el punto de vista dinámico, aparece una nueva magnitud, la masa ( $m$ ), que interviene en variables vectoriales como fuerzas o momentos y que en el análisis cinemático no se habían tenido en cuenta.

El objetivo del análisis dinámico es el de predecir la naturaleza y magnitud de las fuerzas y del movimiento existentes en el soporte de la máquina y en todos sus elementos. Para ello, incluye el cálculo de las reacciones que aparecen en los pares cinemáticos. Por lo tanto, sirve como base para el cálculo resistente que permitirá la obtención de las dimensiones secundarias (geometría y dimensiones de las secciones) de dichos elementos.

#### 2.7.3.2.1. Leyes fundamentales de la dinámica (Leyes de Newton)

- **1ª ley de Newton** (Principio de la Inercia)

Los objetos siempre permanecen en reposo o en movimiento rectilíneo uniforme a menos que "algo" cambie su estado de movimiento.

La inercia es la resistencia de un cuerpo en reposo al movimiento, o de un cuerpo en movimiento a la aceleración, al retardo en su desplazamiento o a un cambio de dirección del mismo. Para vencer la inercia debe aplicarse una fuerza.

- **2ª ley de Newton** (Principio fundamental de la dinámica)

El cambio en el estado de movimiento de un cuerpo se debe a la acción de una fuerza. Establece que la fuerza que actúa sobre un cuerpo es igual a la variación temporal de la cantidad de movimiento de dicho cuerpo.

$$\vec{F} = \frac{d\vec{p}}{dt}$$

Para el caso de que la masa sea constante y recordando la definición de cantidad de movimiento se tiene que:

$$\vec{F} = \frac{d(m \cdot \vec{v})}{dt} = m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} = m \cdot \vec{a}$$



Dicho de otra manera, la 2ª ley de Newton establece que la fuerza neta aplicada sobre un cuerpo es proporcional a la aceleración que adquiere dicho cuerpo.

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a}$$

- **3ª ley de Newton** (Principio de acción y reacción)

Establece que siempre que un cuerpo ejerce una fuerza sobre un segundo cuerpo, este ejerce una fuerza de igual magnitud y dirección pero en sentido opuesto sobre el primero. En cualquier interacción hay un par de fuerzas

$$\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21}$$

### 2.7.3.2.2. Teoremas fundamentales de la dinámica

Los teoremas fundamentales relacionan las causas que producen el movimiento (fuerzas), con el propio movimiento producido (aceleraciones). Para deducirlos se realiza la derivación respecto del tiempo de la cantidad de movimiento y el momento cinético del sólido.

#### 1- Teorema de la cantidad de movimiento

Se sabe que:

$$\vec{p} = \sum m_i \cdot \vec{v}_i = m \cdot \vec{v}_G$$

Y que según la 2ª ley de Newton:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{p}}{dt} = m \cdot \vec{a}$$

Por un lado:

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = \sum m_i \cdot \vec{a}_i$$

Por otro lado:

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = m \cdot \vec{a}_G$$

La resultante de las fuerzas exteriores a las que se ve sometido el sólido es igual al producto de su masa por la aceleración de su CDG.

$$\sum \vec{F}_{Aplcadas} + \sum \vec{F}_{Enlace} = m \cdot \vec{a}_G$$

*Fuerzas aplicadas:* aquellas que son directamente ejercidas con el fin de lograr algún propósito (dar movimiento, mantener el cuerpo en equilibrio,...).

*Fuerzas de enlace:* Son las reacciones generadas en las uniones con otros elementos.

Las fuerzas aplicadas y de enlace constituyen las denominadas *fuerzas exteriores* del sistema.

## 2- Teorema del momento cinético

Derivando el momento cinético con respecto al tiempo se tiene:

$$\frac{d\vec{H}_O}{dt} = \frac{d(\sum \vec{OA}_i \wedge m_i \cdot \vec{v}_i)}{dt} = \left( \sum \frac{d\vec{OA}_i}{dt} \wedge m_i \cdot \vec{v}_i \right) + \left( \sum \vec{OA}_i \wedge m_i \cdot \frac{d\vec{v}_i}{dt} \right)$$

Como  $\vec{r}_i = \vec{r}_O + \vec{OA}_i$

$$\frac{d\vec{OA}_i}{dt} = \frac{d\vec{r}_i}{dt} - \frac{d\vec{r}_O}{dt}$$

Luego:

$$\frac{d\vec{H}_O}{dt} = (\sum m_i \cdot \vec{v}_i \wedge \vec{v}_i) - (\vec{v}_O \wedge \sum m_i \cdot \vec{v}_i) + (\sum \vec{OA}_i \wedge \vec{m}_i \cdot \vec{a}_i)$$

Dónde:

$$\vec{v}_i \wedge \vec{v}_i = 0 \qquad \sum m_i \cdot \vec{v}_i = \vec{p} \qquad m_i \cdot \vec{a}_i = \vec{F}_i$$

Por lo que finalmente se llega a:

$$\sum \vec{OA}_i \wedge \vec{F}_i = \sum \vec{OA}_i \wedge \vec{F}_{Ext_i} = \vec{M}_O$$

El momento de las fuerzas exteriores que actúan sobre un sólido rígido respecto de un punto cualquiera O, es igual a la derivada respecto del tiempo del momento cinético respecto a ese punto, más el producto vectorial de la velocidad de dicho punto por la cantidad de movimiento del sólido.

$$\vec{M}_O = \frac{d\vec{H}_O}{dt} + \vec{v}_O \wedge \vec{p}$$

Que constituye la expresión general del teorema del momento cinético. Normalmente ésta se aplica en dos situaciones particulares en las que adquiere una forma más simplificada:

1- Si O es un punto fijo, entonces:

$$\vec{v}_O = \vec{0} \quad \rightarrow \quad \vec{M}_O = \frac{d\vec{H}_O}{dt}$$

2- Si O es el C.D.G, entonces:

$$\vec{v}_G \wedge \vec{p} = \vec{v}_G \wedge (m \cdot \vec{v}_G) = \vec{0} \quad \rightarrow \quad \vec{M}_G = \frac{d\vec{H}_G}{dt}$$

### Particularización del teorema del momento cinético para el movimiento plano

El momento angular es un vector perpendicular al plano determinado por  $(\vec{r})$  y  $(\vec{v})$ .

Si un sólido tiene movimiento plano, su C.D.G está situado en el plano, por lo que la dirección del momento angular permanece invariable, es decir, perpendicular al plano, ya que tanto  $(\vec{r})$  como  $(\vec{v})$  están en el plano. Entonces:

$$H_G = I_G \cdot \omega$$

El 2º teorema fundamental de la dinámica establece que:

$$\sum \vec{M}_G = \frac{d\vec{H}_G}{dt}$$

En el caso de un sistema de fuerzas plano todos los momentos son perpendiculares al propio plano, por lo que:

$$\sum M_G = \frac{dH_G}{dt}$$

$I_G$  Es independiente de la orientación del sólido y por tanto de su movimiento, por lo que:

$$\sum M_G = \frac{d(I_G \cdot \omega)}{dt} = I_G \cdot \frac{d\omega}{dt} = I_G \cdot \alpha$$

### 2.7.3.2.3. Principio de D'Alembert

Los teoremas fundamentales de la dinámica establecen que para un SR las ecuaciones del equilibrio dinámico son:

$$\sum \vec{F}_i = \frac{d\vec{p}}{dt} = m \cdot \vec{a}_G$$

$$\sum \vec{M}_{G_i} = \frac{d\vec{H}_G}{dt}$$

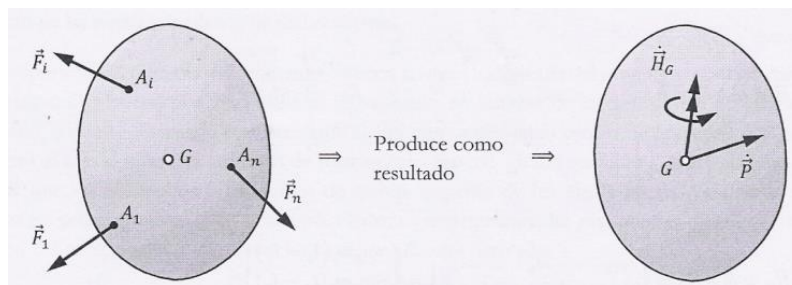


Figura 23. Efecto de las fuerzas exteriores

El principio de D'Alembert consiste en pasar en las dos ecuaciones anteriores los términos de la derecha a la izquierda, de tal manera que pueda estudiarse el sistema como si estuviera verificando un equilibrio estático, es decir:

$$\sum \vec{F}_i - m \cdot \vec{a}_G = \vec{0}$$

$$\sum \vec{M}_{G_i} - \frac{d\vec{H}_G}{dt} = \vec{0}$$

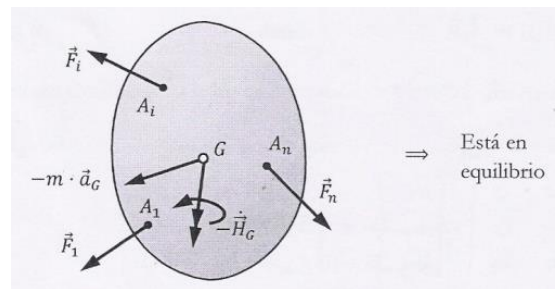


Figura 24. Fuerza de inercia y par giroscópico

En este planteamiento, además de las fuerzas reales actuantes sobre el sólido, se introducen dos acciones extra:

- 1-  $-m \cdot \vec{a}_G$ : Denominada *fuerza de inercia*, aplicada en el CDG.
- 2-  $-\frac{d\vec{H}_G}{dt}$ : Es un momento aplicado, que representa el momento de las fuerzas de inercia en el sólido respecto del CDG, y se denomina *par giroscópico*.

La principal ventaja de transformar conceptualmente el problema original de dinámica en uno de equilibrio estático consiste en que, de esta forma, todas las estrategias de planteamiento y resolución de ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos vistas en estática pueden aplicarse también aquí:

- La suma de las fuerzas en cualquier dirección es nula, incluyendo las fuerzas exteriores y la fuerza de inercia.
- La suma de los momentos respecto de cualquier punto, incluyendo los momentos de las fuerzas exteriores (y los momentos exteriores actuantes si los hubiera), el momento de la fuerza de inercia y el par giroscópico es nula.

Obsérvese cuál es la ventaja fundamental de este planteamiento:

La aplicación del principio de D'Alembert permite elegir el punto respecto del cual plantear los momentos, sin más que considerar que, además de las fuerzas y momentos exteriores, el sólido está sometido también a la acción de la fuerza de inercia y el par giroscópico.

**2.7.3.3. Elasticidad y resistencia de materiales**

La elasticidad y Resistencia de materiales (ERM) constituye una rama de la mecánica aplicada que estudia el comportamiento de los cuerpos sólidos sometidos a varios tipos de carga. Sus bases fundamentales se apoyan sobre los teoremas de la mecánica; sobre todo, de la estática.

Al considerar un sólido debe distinguirse entre sólido rígido y sólido deformable. Se entiende por sólido deformable aquél que es susceptible de experimentar cambios de forma (deformaciones) como consecuencia de las diversas acciones exteriores a las que puede estar sometido. Estrictamente hablando, todos los sólidos son deformables. Cuando un cuerpo está sometido a un sistema de fuerzas, experimenta dos tipos de cambios:

- Cambios generales de posición (Movimiento del sólido rígido).
- Cambios locales de forma (deformaciones).

La ERM estudia los cambios locales de forma. Es por ello, que también se la denomina como mecánica de los sólidos deformables.

El objeto de la resistencia de materiales consiste en proporcionar unos métodos de cálculo para hacer frente a los dos posibles casos, en los elementos de una estructura o de una maquinaria en general, el de dimensionamiento y el de comprobación.

En el problema de dimensionamiento, son dato las solicitaciones que actuarán sobre los elementos, y se habrá de determinar el material y la geometría más adecuada para que éstos resistan dichas solicitaciones.

En el problema de comprobación, una vez hecho el dimensionamiento de la pieza, habrá que comprobar que, efectivamente, ésta cumple las condiciones de resistencia, rigidez y estabilidad.

Para ello, se va a usar un método numérico computacional muy implementado actualmente en la industria mecánica debido a su facilidad de manejo, rapidez de cálculo y efectividad. Este método es el llamado método de elementos finitos (MEF).

### 2.7.3.3.1. Método de elementos finitos

Tradicionalmente el proceso de un producto se ha basado en un “intuitivo” diseño conceptual e innumerables ensayos experimentales. Se partía de un diseño conceptual a partir del cual se desarrollaba un diseño detallado. A continuación se construía uno o varios prototipos, que se ensayaban repetidamente simulando las condiciones de servicio a las que la pieza o elemento iba a estar sometida durante su vida útil.

Actualmente gracias al potencial de cálculo y accesibilidad de los ordenadores se ha permitido que los métodos numéricos sustituyan o reduzcan los ensayos experimentales. Reemplazar el ensayo experimental por el análisis numérico por ordenador permite entender el comportamiento del producto con más versatilidad y con un menor coste con el objetivo de reducir gastos y tiempo de desarrollo.

El principal método de análisis mecánico por ordenador es el Método de Elementos Finitos (MEF). El fundamento del MEF es el mismo que el usado para el cálculo matricial de celosías. En el cálculo de celosías, como en cualquier análisis estático, se trata de resolver la ecuación:

$$\{F\} = [K] \cdot \{\delta\}$$

Dónde:

$\{F\}$ : Fuerza que soporta la celosía (cargas aplicadas y reacciones en los apoyos).

$[K]$ : Rigidez de la celosía.

$\{\delta\}$ : Deformación resultante de la celosía.

Por tanto, para calcular cómo se deforma la celosía bajo unas cargas, se necesita conocer su rigidez. La rigidez de la celosía es desconocida, pero una celosía no es más que un conjunto de barras, y la rigidez axial de una barra sí es conocida y de valor:

$$k = \frac{E \cdot A}{L}$$

Así, el cálculo de celosías:

- Discretiza el medio continuo de rigidez desconocida (la celosía) en elementos finitos de rigidez conocida (elementos barra).
- Combina la rigidez ( $k$ ) de todas las barras para calcular la rigidez ( $K$ ) de la celosía, y entonces resuelve la ecuación.

En un caso más complejo el MEF hace lo mismo:

- Discretiza el producto en elementos finitos de propiedades conocidas. A este proceso se le denomina “mallado”.
- Teniendo en cuenta la conexión de los elementos a través de los puntos en común llamados “nodos”. Y Resolviendo la ecuación  $\{F\} = [K] \cdot \{\delta\}$  se obtiene la deformada y las reacciones en los apoyos, y a partir de ahí las tensiones.

Se ha decidido utilizar el módulo “Catia Analysis and Simulation” perteneciente al software CATIA para realizar el estudio a resistencia de los elementos que componen el brazo articulado de la pala excavadora.

### **Suposiciones del análisis a realizar**

Para realizar el análisis en CATIA se van a emplear una serie de suposiciones que es necesario conocer y tener en cuenta a la hora de dar por válido el producto final.

#### **1- Suposición estática**

El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual hasta alcanzar la magnitud definida. A partir de este punto, las cargas permanecerán constantes. Esta suposición permite ignorar las fuerzas inerciales y de amortiguación debido a pequeñas aceleraciones y velocidades poco significativas.

#### **2- Suposición de linealidad**

La relación entre cargas y respuestas inducidas es proporcional. Si se duplican las cargas, la respuesta del modelo (desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones) también se duplica. Se puede realizar la suposición de linealidad si:



- Todos los materiales del modelo cumplen con la Ley de Hook, esto es, la tensión es directamente proporcional a la deformación unitaria.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Los cálculos realizados suponen que las tensiones se encuentran dentro de la región lineal (zona de elasticidad) del material empleado y que la eliminación o el cese de las cargas provocan la recuperación de las dimensiones iniciales del modelo ensayado. Se excluyen los comportamientos debidos a deformaciones plásticas permanentes, los cuáles son objeto del análisis no lineal.

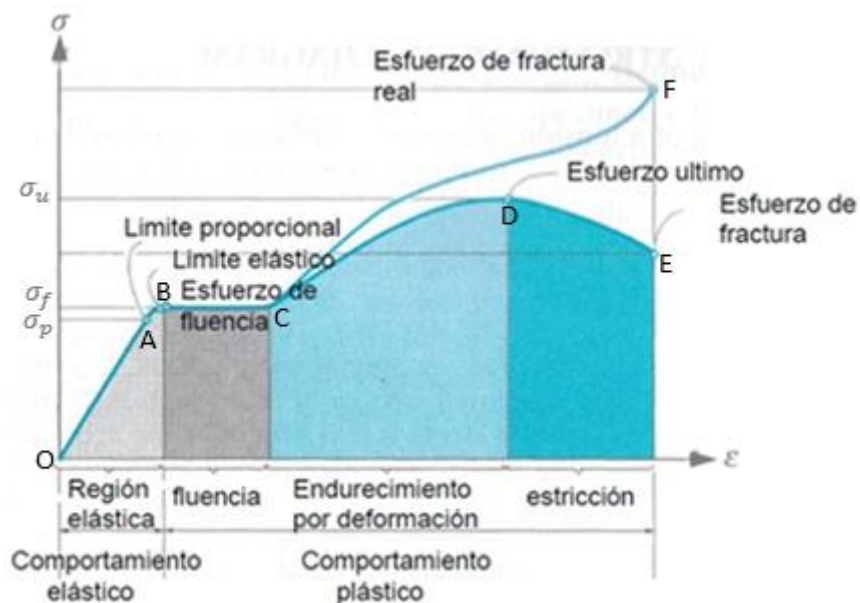


Figura 25. Curva tensión-deformación

Límite proporcional ( $\sigma_p$ ): Máxima tensión para la cual la relación con la deformación es lineal. Corresponde al punto A.

Límite elástico ( $\sigma_e$ ): máxima tensión para la cual hay elasticidad, es decir, que si se retira la carga aplicada en cualquier punto, se recupera el estado inicial. Como a veces el límite elástico resulta difícil de determinar, en la práctica se considera el límite de fluencia ( $\sigma_f$ ), esto es, la tensión para la cual la deformación permanente sería del 0,002. El límite elástico divide la gráfica en deformaciones elásticas y deformaciones plásticas o permanentes. Corresponde al punto B.

- Los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para ignorar el cambio en la rigidez causado por la carga.

- Las condiciones de contorno no varían durante la aplicación de las cargas. Las cargas deben ser constantes en cuanto a magnitud, dirección y distribución. No deben cambiar mientras se deforma el modelo.

### **3- Propiedades del material**

Se considerará que los materiales empleados en el diseño de los elementos son materiales homogéneos e isotrópicos.

Se considera homogéneo cuando cualquier parte de él tiene las mismas propiedades independientemente de su volumen.

Se considera isotrópico cuando tiene las mismas propiedades en cualquier dirección del espacio. Los materiales isotrópicos son definidos con el módulo elástico y el coeficiente de Poisson.

El Coeficiente de Poisson es una constante que representa la relación entre el alargamiento longitudinal y la contracción transversal de una pieza sometida a tracción (de un material con comportamiento elástico-lineal, homogéneo e isotrópico).

$$\nu = - \frac{\varepsilon_{Transversal}}{\varepsilon_{Longitudinal}}$$

Si la deformación longitudinal es un alargamiento, la deformación transversal será un acortamiento, y viceversa; de ahí el signo “-”.

El Módulo Elástico o Módulo de Young (E) es la relación entre el esfuerzo ( $\sigma$ ) y deformación ( $\varepsilon$ ) cuando esta es únicamente elástica. Es una medida de la rigidez del material. En las curvas tensión deformación es la pendiente de la zona elástica. La expresión que la define es:

$$E = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

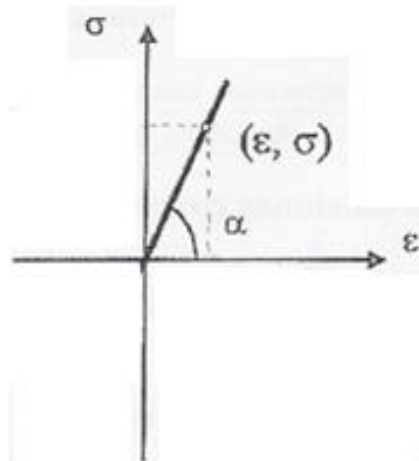


Figura 26. Región elástica de la curva tensión-deformación

### 2.7.3.3.2. Teoría de fallo

Se dice que se da el fallo (estático) en un material bien cuando sufre deformaciones plásticas excesivas, o bien cuando sufre una rotura.

El fallo por deformación plástica es característico de los materiales dúctiles (como el acero) que suelen presentar grandes deformaciones plásticas, acompañadas de estricciones, antes de producirse su rotura final.

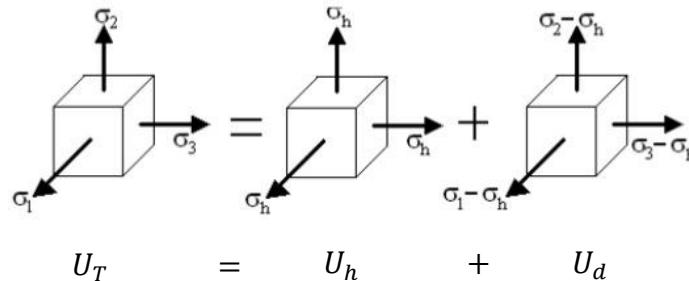
El fallo por rotura es típico de los materiales frágiles, los cuales llegan a romperse sin antes presentar grandes deformaciones plásticas previas y con alargamientos muy pequeños.

En el ámbito del diseño mecánico es muy importante disponer de criterios con los que determinar qué combinaciones de tensiones y/o deformaciones pueden dar lugar a fallos en las piezas.

### Criterio de Von Mises (Teoría de la energía de distorsión)

Se define la energía de distorsión ( $U_d$ ) debida a un estado tensional dado, como la energía debida al cambio de forma del sólido elástico, la cual, sumada a la energía de dilatación ( $U_h$ ), responsable del cambio de volumen, da lugar a la energía total de deformación ( $U_T$ ).

Dicho de otra forma, un estado tensional se puede descomponer en la suma de las tensiones hidrostáticas, que dan lugar a cambios de volumen, y de las tensiones desviadoras que originan cambios de forma. Es este último el estado tensional que dan lugar a la energía de distorsión.



$$U_d = U_T - U_h = \frac{1 + \nu}{3E} \cdot \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2} \right]$$

Para extender el criterio de fallo elegido en el caso del ensayo de tracción simple a estados tensionales más complejos se define la tensión equivalente ( $\sigma_{eq}$ ) como la tensión que en un estado uniaxial proporcionaría la misma resistencia que el estado multiaxial que se está considerando.

Por lo tanto  $\sigma_{eq} = f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$ , es decir, función de las tensiones principales.

Se dice que se produce fallo si  $\sigma_{eq} \geq \sigma_c$ . Donde ( $\sigma_c$ ) es la tensión crítica del material, que será la tensión de fluencia ( $\sigma_f$ ) en el caso de un material dúctil o la tensión de rotura ( $\sigma_u$ ) en un material frágil.

La energía de distorsión en el momento del fallo en un ensayo de tracción simple sería:

$$\sigma_{dTracción} = \frac{\sigma_f^2}{3E} \cdot (1 + \nu)$$

El criterio de Von Mises afirma que si la energía de distorsión originada en un momento dado supera aquella que había en el momento del fallo en el ensayo de tracción simple se considerará que se producirá el fallo en el material sometido al estado tensional general.

$$\sigma_{eqVonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

### 2.7.3.3.3. Dimensionamiento actuadores hidráulicos

El cilindro hidráulico es el elemento que transmite la energía mecánica o empuje a la carga que se desee mover o desplazar.

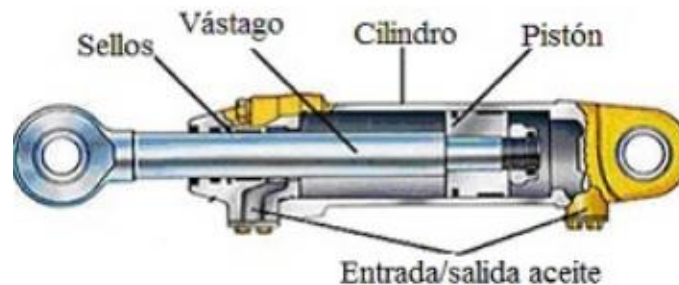
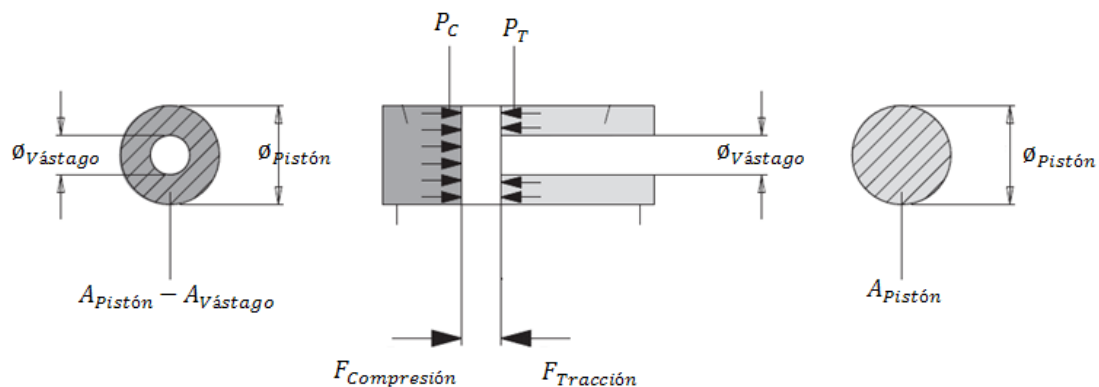


Figura 27. Partes principales cilindro hidráulico

Todos los cilindros empleados en este proyecto son de doble efecto, es decir, el aceite puede entrar por los dos lados del émbolo, por lo que puede transmitir esfuerzo en los dos sentidos del movimiento.



### Cálculo de la fuerza de avance

$$F_{Compresión} = A_{Compresión} \cdot P_{Compresión} \cdot \eta_H$$

$$F_{Compresión} = \frac{\pi \cdot \varnothing_{Pistón}^2}{4} \cdot P_{Compresión} \cdot \eta_H$$

### Cálculo de la fuerza de retroceso

$$F_{Tracción} = A_{Tracción} \cdot P_{Tracción} \cdot \eta_H$$

$$F_{Tracción} = \frac{\pi \cdot (\varnothing_{Pistón} - \varnothing_{Vástago})^2}{4} \cdot P_{Tracción} \cdot \eta_H$$

Por último, cabe indicar un aspecto a tener muy en cuenta en el diseño de los cilindros hidráulicos, y en concreto, en lo que se refiere al vástago.

En efecto, cualquier pieza esbelta sometida a esfuerzos de compresión, y el vástago estará sometido a este tipo de sollicitación, corre el riesgo de sufrir el fenómeno de pandeo. Para tener en cuenta este tipo de inestabilidad, el cálculo del diámetro del vástago se realiza aplicando la Teoría de Euler. Según esta teoría, para un determinado diámetro (d) de vástago, la fuerza máxima que puede soportar sin que sufra de pandeo viene dada por la siguiente expresión:

$$F_{Pandeo} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_P \cdot CS}$$

Dónde:

$E$  es el módulo de elasticidad, de valor  $2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$  para el acero.

$I$  es el momento de inercia de la sección transversal del vástago.

$CS$  Coeficiente de seguridad empleado de valor 3,5.

$L_P$  es la longitud de pandeo del vástago, que depende del método de sujeción empleado en su montaje. El sistema de montaje empleado en todos los cilindros se trata de:

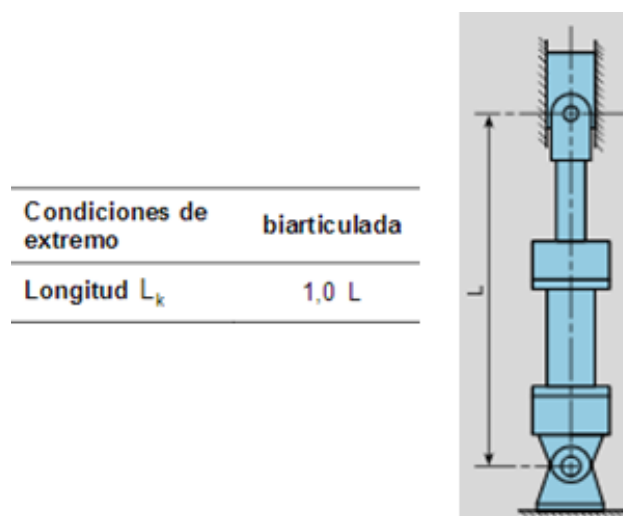


Figura 28. Método de sujeción empleado por los cilindros hidráulicos

### 2.7.4. Resultados finales

En este apartado se van a mostrar únicamente los resultados obtenidos en el diseño final del proyecto. Dicho modelo cumple perfectamente los requisitos de funcionamiento para los cuales ha sido diseñado. A continuación se exponen los datos más característicos y representativos obtenidos de cada elemento diseñado.

#### 2.7.4.1. Elementos principales

##### ➤ Pluma

Diseñada para tener excelente rendimiento y larga vida útil. Se trata de una gran estructura de sección en caja, soldada, fabricada con múltiples planchas gruesas en las áreas que están sujetas a muchos esfuerzos de tensión. Posee un par de placas deflectoras en su interior para reforzar y dar mayor rigidez a la estructura.

Material empleado: Acero S235 JR (F1110)

Masa: 2.094,4 kg

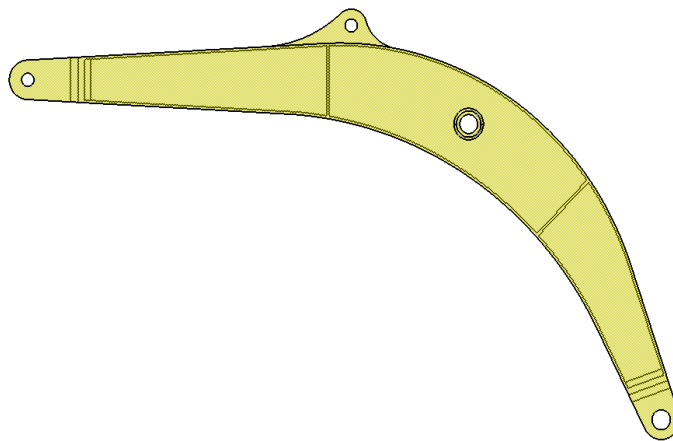


Figura 29. Diseño final de la pluma

##### ➤ Brazo

Fabricado con acero de alta resistencia a la tracción con diseño de sección en caja que lo hace más resistente y menos pesado. Esta reforzado con una placa deflectora en su interior para dar mayor rigidez a la estructura.

Material empleado: Acero S235 JR (F1110)

Masa: 1.124,42 kg

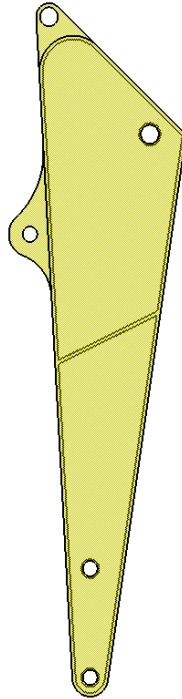


Figura 30. Diseño final del brazo

➤ **Varillaje de la cuchara (eslabón 1 y eslabón 2)**

Material empleado: Acero S235 JR (F1110)

Masa eslabón 1 (x2): 16,46 kg

Masa eslabón 2: 172,65 kg

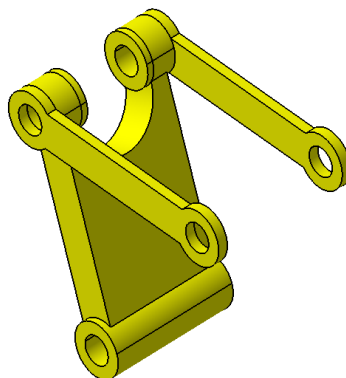


Figura 31. Diseño final del varillaje (Eslabones 1 y 2)



➤ **Cuchara**

Material empleado: Acero S235 JR (F1110)

Masa: 604,61 kg

Capacidad: 0,6 m<sup>3</sup>

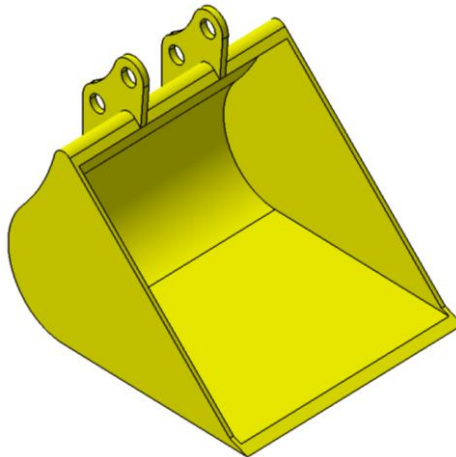


Figura 32. Diseño final de la cuchara

➤ **Resultados obtenidos del análisis mediante elementos finitos**

	Posición de mayor alcance a NS		Posición de máxima profundidad de excavación	
	Tensión máxima (N/m <sup>2</sup> )	Desplazamiento máximo (mm)	Tensión máxima (N/m <sup>2</sup> )	Desplazamiento máximo (mm)
<b>Pluma</b>	$6,497 \cdot 10^7$	0,472	$2,115 \cdot 10^8$	5,207
<b>Brazo</b>	$3,905 \cdot 10^7$	0,55	$2,921 \cdot 10^7$	0,194
<b>Eslabón 1</b>	$1,83 \cdot 10^7$	0,019	$6,147 \cdot 10^7$	0,0521
<b>Eslabón 2</b>	$3,417 \cdot 10^6$	0,0054	$1,124 \cdot 10^7$	0,0147
<b>Cuchara</b>	$2,624 \cdot 10^7$	0,736	$8,106 \cdot 10^7$	1,03

	Posición de máxima altura de carga	
	Tensión máxima (N/m <sup>2</sup> )	Desplazamiento máximo (mm)
Pluma	$1,04 \cdot 10^8$	0,871
Brazo	$1,717 \cdot 10^8$	3,19
Eslabón 1	$5,923 \cdot 10^7$	0,279
Eslabón 2	$5,253 \cdot 10^6$	0,0104
Cuchara	$7,939 \cdot 10^7$	2,28

#### 2.7.4.2. Bulones

Todos los bulones diseñados en este proyecto se fabricarán de acero C45E (F-1140)

Bulón	Esfuerzo máximo de cortadura al que está sometido (N)	Diámetro diseñado (mm)
A	1.932.349	150
B	1.925.545	150
C	1.925.545	150
D	95.303,1	100
E	120.944,4	100
F	95.303,1	100
G	59.315,3	80
H	39.866,48	80
I	53.016,77	80
J	59.315,3	80
K	60.937,6	80

### 2.7.4.3. Actuadores hidráulicos

#### ➤ Cilindro hidráulico de la pluma

- Presión nominal del cilindro ( $P$ ) = 350 bar
- Diámetro del pistón ( $\phi_p$ ) = 200 mm
- Diámetro del vástago ( $\phi_v$ ) = 140 mm
- Fuerza máxima de avance = 989.601,7 N
- Caudal máximo de avance = 452,4 l/min
- Fuerza máxima de pandeo = 1.346.504,188 N

#### ➤ Cilindro hidráulico del brazo

- Presión nominal del cilindro ( $P$ ) = 300 bar
- Diámetro del pistón ( $\phi_p$ ) = 200 mm
- Diámetro del vástago ( $\phi_v$ ) = 140 mm
- Fuerza máxima de retroceso = 76.340,7 N
- Caudal máximo de retroceso = 40,74 l/min

#### ➤ Cilindro hidráulico de la cuchara

- Presión nominal del cilindro ( $P$ ) = 250 bar
- Diámetro del pistón ( $\phi_p$ ) = 200 mm
- Diámetro del vástago ( $\phi_v$ ) = 140 mm
- Fuerza máxima de avance = 706.858,35 N
- Caudal máximo de avance = 452,4 l/min
- Fuerza máxima de pandeo = 2.092.997,571 N
- Fuerza máxima de retroceso = 63.617,25 N
- Caudal máximo de retroceso = 40,74 l/min

### **2.7.5. Conclusiones**

Se ha realizado el diseño y cálculo de los elementos que componen el brazo articulado tal y como se había planificado antes de comenzar. Los elementos diseñados cumplen perfectamente las condiciones exigidas por la empresa encargada de realizar la obra de soterramiento.

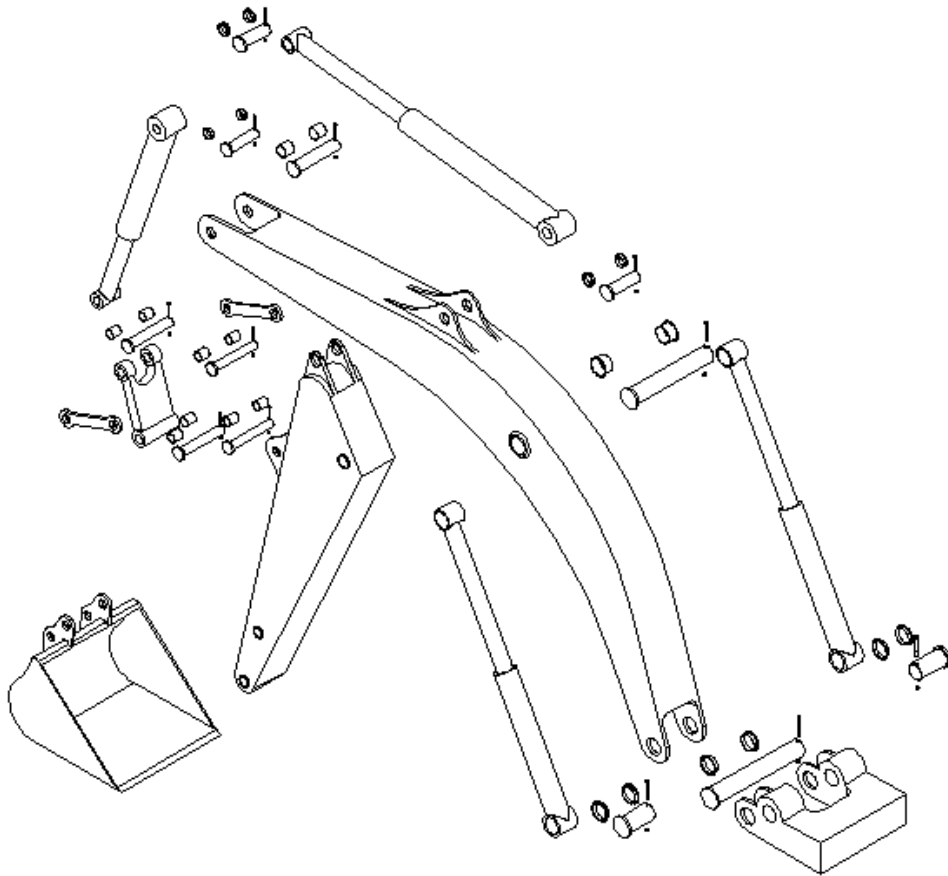
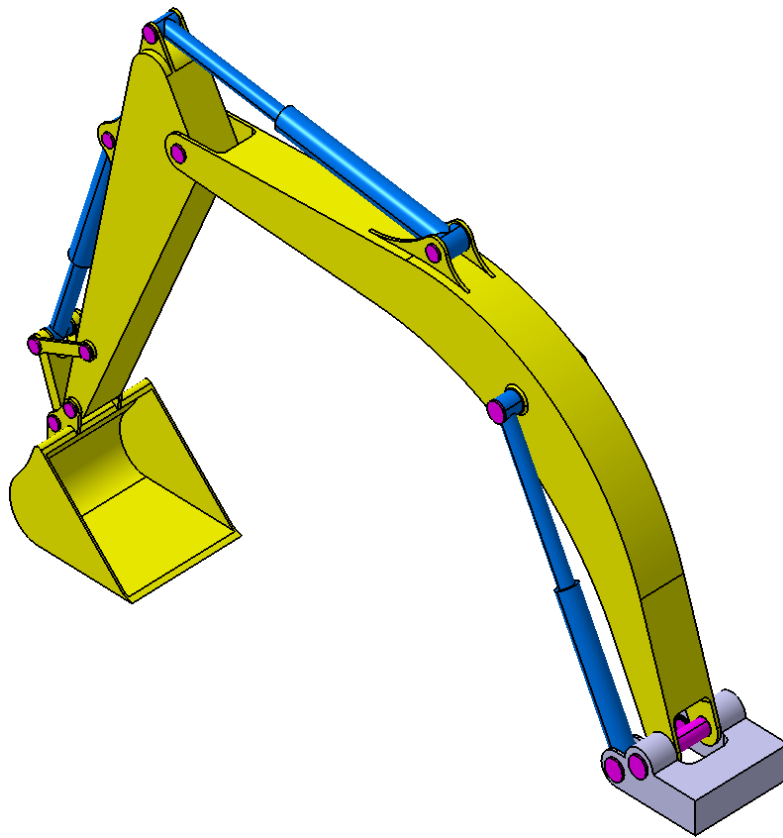
Durante la realización del proyecto se han ido diseñando y analizando diferentes modelos de elementos principales (pluma, brazo, eslabón 1, eslabón 2 y cuchara), cada uno con una geometría diferente en función de los resultados que se iban obteniendo. El resultado final escogido cumple con los requisitos impuestos además de tener una buena relación de calidad-precio muy a tener en cuenta para su fabricación. Por lo tanto un buen diseño ajustado a un precio final bajo podrá lograr la captación de nuevos clientes.

Para el desarrollo del proyecto se han utilizado varios programas de cálculo, en el caso del análisis cinemático se utilizó el "GIM", mientras que para el cálculo de la resistencia de la sección y las deformaciones de los elementos que componen el brazo retroexcavador, se usó "CATIA", el cual contiene un paquete de análisis mediante elementos finitos muy potente.

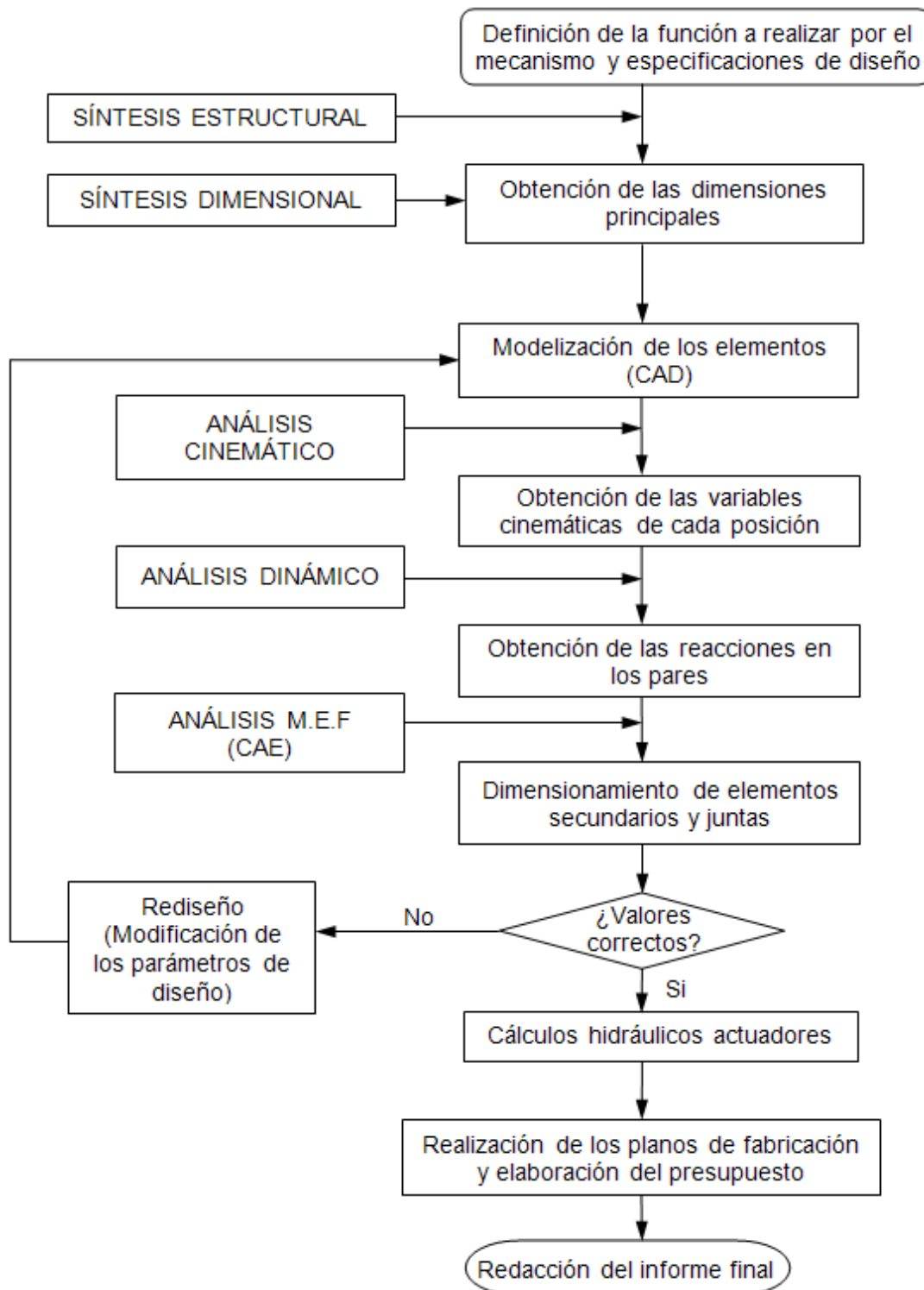
Se ha podido comprobar por tanto, que en el mundo del diseño no existe una única solución, pero es necesario valorar los recursos de los que se disponen para su desarrollo y en un determinado momento es necesario tomar la decisión de dar por válido un determinado modelo.

Otro aspecto importante, es la valoración de diferentes alternativas para la resolución de un problema, en las que se valoran las ventajas y desventajas que pueden ofrecer para posteriormente seleccionar una, mejorarla y optimizarla.

En este estudio se barajó inicialmente dos modelos diferentes de retroexcavadora (Caterpillar modelo 336D y Komatsu modelo PC300LC-8), y tras un estudio inicial de los dos modelos y valorar los recursos de los que se disponían, se optó por el diseño final tal y como se muestra a continuación:



## 2.8. Planificación



## **2.9. Orden de prioridad de los documentos**

El orden de prioridad es el siguiente:

- 1º Documento 5. PLANOS.
- 2º Documento 4. ANEXO.
- 3º Documento 6. PLIEGO DE CONDICIONES.
- 4º Documento 7. PRESUPUESTO.
- 5º Documento 2. MEMORIA.
- 6º Documento 3. CÁLCULOS.
- 7º Documento 1. ÍNDICE GENERAL.